



**KATMANLI KOMPOZİT SİLİNDİRİK KABUKLARIN BURKULMA
DAVRANIŞININ FARKLI MÜHENDİSLİK YÖNTEMLERİYLE
İNCELENMESİ**

Furkan Latif GÖKSU

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENDÜSTRİYEL TASARIM MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2023

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Furkan Latif GÖKSU

13/07/2023

KATMANLI KOMPOZİT SİLİNDİRİK KABUKLARIN BURKULMA
DAVRANIŞININ FARKLI MÜHENDİSLİK YÖNTEMLERİYLE İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Furkan Latif GÖKSU

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2023

ÖZET

Bu çalışma, önemli bir mühendislik problemi olan kompozit malzemelerin burkulma davranışını incelemektedir. Bu tezin odak noktası "Katmanlı Kompozit Silindirik Kabukların Burkulma Davranışının Çeşitli Mühendislik Yöntemleri Kullanılarak İncelenmesi" üzerinedir. Bu araştırma kapsamında, farklı fiber oryantasyon açılarına, yükleme tiplerine, geometrik parametrelere ve koniklik açılarına sahip kompozit tüplerin kritik burkulma yükü parametrik olarak hesaplanmış ve üç farklı yaklaşım kullanılarak karşılaştırılmıştır: analitik yöntem, sonlu elemanlar yöntemi ve yapay sinir ağı modellemesi. Elde edilen sonuçlar, her bir yaklaşımın avantaj ve dezavantajları göz önünde bulundurularak kapsamlı bir şekilde değerlendirilmiştir. Analiz, sonlu elemanlar yönteminin gerçekçi sonuçlar verdiği sonucuna varmıştır. Bu çalışmanın literatüre katkısı, farklı yöntemlerin karşılaştırılması yoluyla en doğru yaklaşımın belirlenmesine yardımcı olma kabiliyetinde yatmaktadır. Ayrıca bu çalışma, çeşitli endüstriler için kompozit silindirik kabuk yapıların tasarımına ve seçimine önemli ölçüde katkıda bulunmaktadır.

Bilim Kodu : 91417
Anahtar Kelimeler : Burkulma, Kompozit Malzemeler, Sonlu Elemanlar
Analizi (SEA), Yapay Sinir Ağları (YSA), Hasar Analizi
Sayfa Adedi : 133
Danışman : Prof. Dr. Murat Tolga ÖZKAN

INVESTIGATION OF BUCKLING BEHAVIOR OF LAYERED COMPOSITE
CYLINDRICAL SHELLS USING DIFFERENT ENGINEERING METHODS

(M. Sc. Thesis)

Furkan Latif GOKSU

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2023

ABSTRACT

This study examines a significant engineering problem, which is the buckling behavior of composite materials. The focus of this thesis is on "Investigation of Buckling Behavior of Layered Composite Cylindrical Shells Using Various Engineering Methods." Within this research, the critical buckling load of composite tubes with different fiber orientation angles, loading types, geometric parameters, and conicity angles has been parametrically calculated and compared using three different approaches: analytical method, finite element method, and artificial neural network modeling. The obtained results are thoroughly evaluated, considering the advantages and disadvantages of each approach. The analysis concludes that the finite element method provides realistic results. The contribution of this study to the literature lies in its ability to assist in determining the most accurate approach through the comparison of different methods. Additionally, this work significantly contributes to the design and selection of composite cylindrical shell structures for various industries.

Science Code : 91417

Key Words : Buckling, Composite Materials, Finite Element
Analysis (FEA), Artificial Neural Networks (ANN), Damage Analysis

Page Number : 133

Supervisor : Prof. Dr. Murat Tolga OZKAN

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım sırasında her zaman desteğini gördüğüm ve bu tez çalışmam süresince bilgi ve tecrübeleriyle yardımlarını esirgemeyen değerli danışman hocam Prof. Dr. Murat Tolga ÖZKAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Tez süreci boyunca her aşamayı birlikte paylaştığımız kıymetli arkadaşım Mehmet Can KATMER'e destekleri için teşekkür ederim. Hayatım boyunca beni sürekli destekleyen anne, baba ve kardeşlerime teşekkürü borç bilirim. Son olarak yüksek lisans eğitimim ve tez süreci boyunca benden desteğini hiçbir zaman esirmeyen ve sürekli destek olan eşime en derin duygularıyla sevgilerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	x
ŞEKİLLERİN LİSTESİ.....	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xiv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR	5
2.1. Analitik Yöntemlerin Kullanıldığı Çalışmalar	5
2.2. Deneysel Yöntemlerin Kullanıldığı Çalışmalar	9
2.3. Sayısal Yöntemlerin Kullanıldığı Çalışmalar.....	11
2.4. Birden Fazla Yöntem Kullanılan Çalışmalar.....	17
3. KOMPOZİT MALZEMELER	27
3.1. Matris Yapısına Göre Kompozit Malzemelerin Sınıflandırılması	30
3.1.1. Polimer matrisli kompozit malzemeler.....	30
3.1.2. Seramik matrisli kompozit malzemeler	30
3.1.2. Metal matrisli kompozit malzemeler	30
3.2. Takviye Elemanına Göre Kompozit Malzemelerin Sınıflandırılması.....	30
3.2.1. Elyaf takviyeli kompozitler.....	30
3.2.3. Parçacık (partikül) takviyeli kompozitler.....	31
3.2.3. Tabakalı kompozit malzemeler	31
3.2.4. Karma (hibrit) kompozitler	32

	Sayfa
3.2.5. Polimer matrisli kompozitlerin üretim yöntemleri	34
3.3. Kompozit Malzemelerde Gerilme ve Gerinim İlişkileri	44
3.4. Kompozit Malzemelerde Hasar Kriterleri	46
3.4.1. Etkileşimli (interaktif) olmayan hasar kriterleri	47
3.4.2. Etkileşimli (interaktif) hasar kriterleri	48
3.4.3. Hasar modlarıyla ilişki kuran hasar kriterleri.....	52
4. KOMPOZİT KABUK SİLİNDİRLERDE BURKULMA.....	57
4.1. Kabuk Yapılarda Burkulma	57
5. MALZEME VE YÖNTEM.....	69
5.1. Amaç Fonksiyonu	69
5.2. Tasarım Değişkenleri	69
5.3. Sınır Koşulları	71
5.4. Malzeme Bilgileri	72
5.5. Taguchi Yöntemiyle Deney Setlerinin Oluşturulması	73
5.6. Kritik Burkulma Yükünün Matlab Programı ile Analitik Olarak Hesaplanması	75
5.7. Kritik Burkulma Yükünün Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Hesaplanması	76
5.7.1. Farklı malzeme türlerinin kritik burkulma yüküne etkisi	82
5.7.2. Farklı L/R oranlarının kritik burkulma yüküne etkisi	84
5.7.3. Kalınlık değişiminin kritik burkulma yüküne etkisi	90
5.7.4. Koniklik açısı değişiminin kritik burkulma yüküne etkisi.....	93
5.7.5. Farklı bağlantı tiplerinin kritik burkulma yüküne etkisi	109
5.8. Kritik Burkulma Yükünün Yapay Sinir Ağı (YSA) Yöntemi Kullanılarak Modellenmesi.....	111
5.8.1. Yapay sinir ağları (YSA)	112
5.8.2. Yapay sinir ağı (YSA) modelinin oluşturulması.....	113

	Sayfa
5.8.3. Hasar kriteri açısından değerlendirme	116
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	121
6.1. Sonuçlar ve Tartışma	121
6.2. Öneriler	122
KAYNAKLAR	125
EKLER.....	131
EK-1. Ansys yazılımında oluşturulan öz değer burkulma analizi akış şeması	132
ÖZGEÇMİŞ	133

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Bazı matris yapılarına ait malzeme.....	27
Çizelge 3.2. Bazı takviye yapılarına ait malzeme özellikleri	28
Çizelge 4.1. Farklı eğriliğe sahip kabuk tipleri	65
Çizelge 5.1. Kabuk teorileri ve oranları	70
Çizelge 5.2. Geometri oluşturmak için belirlenen parametreler	71
Çizelge 5.3. Sınır koşulları	72
Çizelge 5.4. Epoxy Carbon UD (230 GPa) Prepreg malzeme özellikleri.....	73
Çizelge 5.5. Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg malzeme özellikleri.....	73
Çizelge 5.6. Taguchi yöntemiyle belirlenen deney setlerine ait oryantasyon açıları	75
Çizelge 5.7. Analitik hesaplamada kullanılan bazı parametreler	76
Çizelge 5.8. Mesh parametreleri	79
Çizelge 5.9. UD malzemeye ait özdeğer burkulma analiz sonuçları	80
Çizelge 5.10. Woven malzemeye ait özdeğer burkulma analiz sonuçları	80
Çizelge 5.11. Kullanılan yöntemlerden elde edilen sonuçların karşılaştırılması	81
Çizelge 5.12. Malzeme – Kalınlık değişiminin kritik burkulma yüküne etkisi	82
Çizelge 5.13. Aynı kütle için kritik burkulma yükü	83
Çizelge 5.14. Aynı tabaka kalınlığı ve farklı malzeme tipine göre incelenmesi	84
Çizelge 5.15. Kalınlık değişim etkisi.....	90
Çizelge 5.16. Koniklik açısının kritik burkulma yüküne etkisi	93
Çizelge 5.17. Farklı bağlantı tipleri için kritik burkulma yükleri	110

Çizelge	Sayfa
Çizelge 5.18. Öğrenme modelleri	112
Çizelge 5.19. Kompozit malzeme hasar durum incelemesi	116

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Mikro mekanikten yapıya katmanlı kompozit malzeme aşamaları	29
Şekil 3.2. Tabakalı kompozit yapı	31
Şekil 3.3. Açık düzeneği örneği	32
Şekil 3.4. Simetrik laminat yapı örnekleri (a, b)	32
Şekil 3.5. Bazı takviye elyaflara göre kompozit malzemeler	33
Şekil 3.6. Yöne ve açıya bağlı çekme dayanımı değişimi	34
Şekil 3.7. Polimer Matris Kompozitlerin Üretim Yöntemleri	34
Şekil 3.8. Prepreg yerleştirme işlemi için vakum torbalama örneği	35
Şekil 3.9. Otoklav işlemi sırasında tipik kürlenme döngüsü	36
Şekil 3.10. Islak tabakalama örneği	37
Şekil 3.11. Spreyleme tabakalama örneği	37
Şekil 3.12. Filament sarma işlemi örneği	38
Şekil 3.13. Çekme işlemi örneği	39
Şekil 3.14. Reçine transfer kalıplama işlemi örneği	39
Şekil 3.15. Yapısal reaksiyon enjeksiyonlu kalıplama işlemi örneği	40
Şekil 3.16. Sıkıştırma kalıplama işlemi örneği	41
Şekil 3.17. Termoset kompozitlerin enjeksiyonla kalıplanması örneği	42
Şekil 3.18. Termoplastik bant sarma örneği	42
Şekil 3.19. Sıcak pres tekniği örneği	43
Şekil 3.20. Vakumla şekillendirme işlemi örneği	44
Şekil 4.1. Silindirik geometrisi ve gelen yüklerin gösterimi	58
Şekil 4.2. Silindirdeki iç kuvvetlerin gösterimi	58

Şekil	Sayfa
Şekil 4.3. Kabuk yapıda meydana gelen lokal burkulma modeli	66
Şekil 4.4. Lokal burkulma desene ve kontur grafiği.....	67
Şekil 5.1. Kabuk yapıya ait yüzey şekli.....	70
Şekil 5.2. Kumaş malzeme ve kalınlık tanımlanması	78
Şekil 5.3. ANSYS ACP Pre ile yapılan katman dizilim örneği	78
Şekil 5.4. Mesh yapı görseli.....	79
Şekil 5.5. Sınır koşulları	79
Şekil 5.6. Analitik ve Sonlu Elemanlar Yöntemi Karşılaştırılması	81
Şekil 5.7. Malzeme ve kalınlık değişiminin kritik burkulma yüküne etkisi	83
Şekil 5.8. Aynı kütle için kritik burkulma yükleri	84
Şekil 5.9. Farklı malzeme ve 1,25mm kalınlık için L/R etkisi	85
Şekil 5.10. Farklı malzeme ve 2,5mm kalınlık için L/R etkisi	86
Şekil 5.11. Farklı malzeme ve 5mm kalınlık için L/R etkisi	87
Şekil 5.12. Farklı malzeme ve geometrik değişkenlerin analiz sonucu görselleri.....	87
Şekil 5.13. Kalınlık değişim etkisi.....	90
Şekil 5.14. Kalınlık değişim etkisinin analiz sonucu görselleri.....	92
Şekil 5.15. Koniklik açısının kritik burkulma yüküne etkisi	96
Şekil 5.16. Açı etkisinin analiz sonucu görselleri.....	103
Şekil 5.17. Farklı bağlantı tipleri için kritik burkulma yükleri	111
Şekil 5.18. Yapay sinir ağı modeli örneği.....	112
Şekil 5.19. Öğrenme modelleri	113
Şekil 5.20. Yapay sinir ağı modeli.....	114
Şekil 5.21. Yapay sinir ağı öğrenme modeli, performans ve hata verileri.....	114
Şekil 5.22. Hasar durumu analiz sonucu görselleri.....	118

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
A	Alan
A^{iso}	İzotropik bir tabakanın çekme rijitliği
$[A], A_{ij}$	Bir tabakanın çekme rijitliği
$[a], a_{ij}$	Simetrik katmanlar için $[A]$ matrisinin tersi
$[B], B_{ij}$	Bir tabakanın rijitliği
$[C], C_{ij}$	x_1, x_2 ve x_3 koordinat sisteminin 3D rijitlik matrisi
E_1, E_2, E_3	x_1, x_2 ve x_3 koordinat sisteminin Young modülü
$[E]$	Sonlu elemanlar analizi için malzeme rijitlik matrisi
G_{23}, G_{13}, G_{12}	x_1, x_2 ve x_3 koordinat sisteminin kayma modülü
h	Plaka kalınlığı
h_b, h_t	Referans düzlemden alt ve üst yüzeye olan uzaklık
$[J]$	Malzeme rijitlik matrisinin $[E]$ tersi
K	Tabakanın katman sayısı
kN	Kilo Newton
L	Uzunluk
M_x, M_y, M_{xy}	Katman başına eğilme ve burulma momentleri
N_x, N_y, N_{xy}	Katmanda birim uzunluk başına etkiyen kuvvetler
N_{x0}, N_{y0}, N_{xy0}	Birim uzunluk başına düzlem içi sıkıştırma kuvvetleri
$N_{x, cr}$	Eksenel yüklü bir levhanın burkulma yükü
p	Birim alan başına yanıl yük
p_x, p_y, p_z	Birim alan başına yüzey kuvvetleri
$[Q], Q_{ij}$	x_1 ve x_2 için 2D düzlem gerilme rijitlik matrisi
q	Kayma akımı
R	Rijitlik parametresi

Simgeler

Açıklamalar

R_x, R_y, R_{xy}

Kabuğun eğrilik yarıçapı

$[R], R_{ij}$

x_1 ve x_2 için düzlem gerinimi altında esneklik matrisi

$[S], S_{ij}$

x_1, x_2 ve x_3 koordinat sisteminin 3D esneklik matrisi

s_1^+, s_2^+, s_3^+

Çekme kuvvetleri

s_1^-, s_2^-, s_3^-

Basma kuvvetleri

s_{23}, s_{13}, s_{12}

Kesme kuvvetleri

t

Kirişe etki eden tork yükü

u

Yüzey gerinimi altında x yönünde yer değiştirme

u_1, u_2, u_3

x_1, x_2 ve x_3 yönlerinde yer değiştirmeler

v

Yüzey gerinimi altında y yönünde yer değiştirme

W

Gerinim altında diğer eksenlerin z yönü deplasmanı

w

Yüzey gerinimi altında z yönünde sapma

w^0

Referans yüzeyin z yönünde yaptığı sapma

w^B, w^S

Eğilme ve kayma deformasyonu kaynaklı sapmalar

$\circ$

Derece

α

Kayma deformasyonunu tanımlayan parametre

α_i

Tanımlayan parametreler, $i = w, \psi, N, \omega$

$[\alpha], \alpha_{ij}$

Tabakanın esneklik matrisi

α, β

Kabuk üzerinde burkulma şekil parametreleri

β, λ

Silindirin yer değiştirme parametreleri

$[\beta], \beta_{ij}$

Tabakanın esneklik matrisi

γ_y, γ_z

x - y ve x - z düzlemlerinde bir kirişin kesme gerinimi

$\gamma_{yz}, \gamma_{xz}, \gamma_{xy}$

x, y ve z için mühendislik kesme deformasyonu

$\gamma_{23}, \gamma_{13}, \gamma_{12}$

x_1, x_2 ve x_3 için mühendislik kesme deformasyonu

$[\delta], \delta_{ij}$

Bir katmanın esneklik matrisi

$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z$

x, y ve z koordinat sisteminde mühendislik gerinimi

$\epsilon_1, \epsilon_2, \epsilon_3$

x_1, x_2 ve x_3 için mühendislik gerinimi

ζ

Parametre sınırlaması

Θ

Kutupsal kütle momenti

Simgeler**Açıklamalar** Θ_k

Kompozit kumaş kat oryantasyonu

 $\lambda, \lambda_{cr}, \lambda_{ij}$

Yük parametresi, burkulma yük parametresi, özdeğer

 ν_{ij}

Poisson oranı

 ρ

Birim uzunluk ya da birim alanın kütlesi

 ρ_x, ρ_y, ρ_z

y-z, x-z ve x-y düzlemlerinin eğrilik yarıçapları

 ρ_1, ρ_2, ρ_3 x_2 - x_3 , x_1 - x_3 ve x_1 - x_2 düzlem eğrilik yarıçapları σ

Gerilme

 $\sigma_{23}, \sigma_{13}, \sigma_{12}$ x_1, x_2 ve x_3 koordinat sisteminde normal gerilmeler $\sigma_{yz}, \sigma_{xz}, \sigma_{yx}$

x, y ve z koordinat sisteminde normal gerilmeler

 τ

Kesme gerilmesi

 $\tau_{23}, \tau_{13}, \tau_{12}$ x_1, x_2 ve x_3 koordinat sisteminde kesme gerilmeleri $\tau_{yz}, \tau_{xz}, \tau_{yx}$

x, y ve z koordinat sisteminde kesme gerilmeleri

 ψ

Enine kesitin kiriş eksenine etrafındaki dönüş açısı

 ω

Dairesel frekans

Kısaltmalar**Açıklamalar****ACP**

Ansys kompozit modülü

BMKDT

Birinci mertebeden kayma deformasyon teorisi

CFRP

Carbon Fiber Reinforced Plastic

FMLs

Fiber metal laminatlar

YSA

Yapay sinir ağı

SEY

Sonlu elemanlar yöntemi

1. GİRİŞ

Başta havacılık ve uzay sanayi olmak üzere, savunma sanayi, otomotiv ve denizcilikte ince cidarlı kompozit malzemelerin kullanımı ve önemi her geçen gün artmaktadır. Kompozit malzemeler, yapısı itibarıyla bazı avantajlara (hafiflik, yüksek mukavemet, korozyon direnci vb.) sahip olmalarının yanı sıra üretim maliyeti, hasar tespitinin zorluğu ve üretim süreçlerinin zorluğu gibi dezavantajlara sahip olan malzemelerdir. İnce cidarlı kompozit malzemelerin et kalınlığı boyuna oranla çok küçük kalmaktadır. Bu sebeple yeterli burkulma direncine sahip olmayan yapılar, yükleme ve kesit şekline bağlı olarak burkulmaya maruz kalabilirler. Burkulma, sabit kolonlarda ve kirişlerde eksenel yükleme altında veya hareket edebilen yapılarda burulma altında gerçekleşirken, basınçlı kaplar, denizaltıları, füzeler, roketler ve hava araçlarında basınç sebebiyle oluşabilmektedir.

Burkulma gerek inşaat sektörü gerekse makine sektöründe incelenmesi gereken önemli bir yapısal problemdir. Bu çalışma kapsamında kompozit silindirik bir boru profilin burkulma davranışı, analitik, sonlu elemanlar analizi yöntemi ve yapay sinir ağı modeli oluşturularak değişken parametrelerde en iyi tasarım parametrelerinin elde edilmesi amaçlanmıştır.

Çalışmada, malzeme tipi, boyutsal ölçüler, fiber serim açıları parametrik olarak tanımlanmıştır. Fiber serim açılarını belirlemek için Taguchi metoduyla deney setleri oluşturulmuştur. Burkulma davranışı analitik çözüm ve sonlu elemanlar analizinde doğrulandıktan sonra, 4 farklı burkulma tipi için 2 farklı malzeme, 3 farklı kalınlık, 5 farklı narinlik oranı, 4 farklı koniklik açısı ve 25 farklı fiber serim açısı olmak üzere toplamda 12000 adet kompozit boru modeli oluşturulmuştur. Parametrik modellemelerden elde edilen sonuçlar yapay sinir ağları yardımı ile modellenmiştir. Yapay Sinir Ağları (YSA) ile bağlantı tipine göre farklı boyut ve malzeme türleri için kritik burkulma yükü değerleri göz önünde bulundurularak tasarım parametreleri optimize edilmiştir. Yapay Sinir Ağları (YSA) kullanılarak ideal tasarım parametreleri elde edilmiştir. Ayrıca, çözümleri elde edilmemiş parametrik değerlere sahip olan diğer modeller için YSA algoritması kullanılarak yüksek doğrulukta/güvenirlilikte tahmin edilmesi sağlanmıştır. Bu çalışma bir parametrik modelleme ve analiz çalışmasının olmasının yanı sıra, tasarımcılar için modern ve kullanışlı bir dijital katalog olma görevini üstlenmiştir.

Problem durumu / Konunun tanımı

Geçmişte günümüze malzeme bilimi sürekli gelişmektedir. Gelişen malzeme bilimi tarafından bulunan kompozit malzemeler, günümüzde makine parçalarının, dayanım, ömür, ağırlık, hacim vb. gibi parametrelerinde olumlu yönde kazanımlar sağlamıştır. Bunun yanı sıra bilgisayar destekli tasarım ve analizler sayesinde daha hızlı tasarım çözümleri ve gerçeğe uygun analiz sonuçları elde edilebilmektedir. Bu teknolojik gelişmelerin yanı sıra günümüz teknolojisindeki gelişmeler tasarım ve analiz uygulamalarında yapay zekâyı kullanılabilir hale getirmiştir. Yapay zekâ ile yapılan çalışmalar daha kısa zamanda ve daha düşük maliyetle çözümler sunmaktadır. Kullanıcı dostu bir modellemedir. Yapılan çalışmada yapının kritik burkulma değerini etkileyen parametre değişimlerinin etkisi Yapay Sinir Ağı (YSA) kullanılarak ideal tasarım parametreleri elde edilmesi amaçlanmıştır. YSA' dan alınan ideal parametreler ile oluşturulan modelin tekrar sonlu elemanlar ile hasar kriteri açısından değerlendirilmesi yapıp, kullanılan yöntemin doğruluğu kıyaslanmıştır.

Araştırmanın amacı

Araştırmanın amacı, değişken parametrelere sahip kompozit boruların kritik burkulma yüklerinin analitik ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak hesaplanıp, buradan alınan veriler ışığında oluşturulan Yapay Sinir Ağı (YSA) sayesinde ideal tasarım parametrelerinin elde edilmesi üzerinedir. Bilgisayar destekli modelleme ve analizin birbiri ile uyumunun sağlanması haricinde; uzun uğraş ve tecrübe gerektiren bilgisayar destekli modelleme ve analiz prosesini kullanmadan yapay zeka tekniği kullanılarak tasarım parametrelerine bağlı olarak ilgili tasarımın burkulma dayanımlarının hızlı ve doğru biçimde çözüm sonuçlarına ulaşılabilmesidir.

Araştırmanın önemi

Kompozit yapıların farklı ölçülerde farklı serim açılarında farklı yükleme tiplerinde uğradığı yüklemelerin ve yükleme sonucu oluşan hasarların tahmini sonlu elemanlar ve analitik yöntem kullanılarak yapmak çok fazla zaman ve maliyet kaybına yol açar. Kullanılan Yapay Sinir Ağı (YSA) yöntemi hem analitik hem sonlu elemanlar yöntemiyle doğrulanabilmekte hem de bu yöntemlere kıyasla daha kısa sürede ve düşük maliyetli olup yüksek doğrulukta sonuçlar vermesi sebebiyle tercih edilmiştir. Elde edilen ideal tasarım parametreleri ileride

yapılacak tasarım çalışmalarında kullanılabilecek olup kullanan tasarımcıya maliyet ve zamandan tasarruf etmesini sağlayacaktır.

Varsayımlar / Sayıtlar

Yapılan çalışma parametreleri belirli kaynaklar doğrultusunda oluşturulup ve malzemenin yapısal özelliklerini içeren bilgiler ANSYS malzeme kütüphanesinden elde edilmiştir. Yapılan analizler dinamik burkulma ve basınç etkisi altında burkulma davranışları ve burkulma sonrası davranışları içermemektedir. Bağlantı tipleri Kollar ve Springer tarafından yazılan Kompozit Yapıların Mekaniği kitabından (Kollar & Springer, 2003) alınan verilerin ANSYS yazılımının sınır şartları ile kıyaslanarak elde edilmiştir.

Sınırlılıklar

Yapılan çalışma kapsamında oluşturulan 12000 adet model için hem boyutların büyük olması hem de gerekli kompozit malzeme ve üretim maliyeti açısından test yapma imkânı mümkün değildir. Bu sebepten dolayı yapılacak olan çalışma bilgisayar programları aracılığıyla simüle edilmiştir.

Tanımlar

Tez çalışması kapsamında sıkça tekrarlanan bazı ifadeler kısaltılarak kullanılmıştır. Kullanılan kısaltmaların ne anlama geldiği alfabetik sıra ile aşağıda verilmiştir.

YSA: Yapay sinir ağları

SEA: Sonlu eleman analizi

UD: Tek yönlü fiber kumaş (Epoxy Carbon UD (230 GPa) Prepreg)

Woven: Örgü tip fiber kumaş (Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg)

2. LİTERATÜR

Katmanlı kompozit silindirik kabukların burkulma davranışlarının incelendiği bu çalışmanın literatür taraması, kullanılan çözüm yöntemine göre gruplandırılmıştır. Buna göre; analitik yöntemlerin kullanıldığı çalışmalar, deneysel yöntemlerin kullanıldığı çalışmalar, sayısal yöntemlerin kullanıldığı çalışmalar ve birden fazla yöntem kullanılan çalışmalar olarak dört alt başlıkta incelenecektir.

2.1. Analitik Yöntemlerin Kullanıldığı Çalışmalar

Bu kısımda çeşitlik sınır koşulları ve yüklemeler altında kabuk yapıların burkulma ve hasar durumlarının literatürde analitik yöntemler kullanıldığı çalışmalar incelenmiştir.

Kardomateas ve Philobos, üç boyutlu elastisite teorisine dayalı bir formülasyon ile dış basınç ve eksenel basma kuvvetlerinin aynı anda uygulandığı ortotropik silindirik bir kompozit yapının burkulma zorlanması durumları incelenmiştir. Malzeme olarak cam/epoksi ve grafit/epoksi için tipik olan rijitlik sabitleri, ortotropik Donnell ve Timoshenko'nun yüzeysel olmayan klasik kabuk formülasyonları ile tahmin edilen kritik yüklerle karşılaştırılmıştır. Hem yük etkileşimi durumları hem de her iki malzeme için Donnell ve Timoshenko burkulma noktaları elastisite çözümünden daha yüksektir. Bu da her iki kabuk teorisinin de konservatif olmadığı anlamına gelir. Bununla birlikte, Timoshenko formülasyonundan elde edilen burkulma noktalarının, Donnell formülasyonundan elde edilenlerden her zaman esneklik tahminlerine daha yakın olduğu bulunmuştur. Geleneksel kabuk teorileri ince yapıları ve düşük deformasyonlar için geçerli olup, yüksek dereceli kabuk teorileri için yetersiz kalmaktadır. Yüksek dereceli kabuk teorileri, karmaşık yük etkileşimleri, büyük deformasyonlar, etkileşen yükleme koşulları ve kesit değişiklikleri gibi durumlar daha doğru sonuçlar vermektedir. Bu nedenle, kalın ve karmaşık yapılar veya yapısal problemlerin analizinde yüksek dereceli kabuk teorileri kullanılmaktadır. Yük etkileşim parametresinin yüksek bir değeri için (nispeten yüksek eksenel yük), Timoshenko kabuk teorisinin, özellikle kalın yapılar için elastisite çözümüne yakın bir şekilde yaklaşarak oldukça iyi performans gösterdiği görülmüştür. Son olarak, saf dış basınç için daha yüksek dereceli kabuk teorilerinden elde edilen bazı mevcut sonuçlarla yapılan bir karşılaştırmada, bu geliştirilmiş kabuk teorilerinin çalışılan örnek durumlar için yeterli görüldüğünü göstermiştir (Kardomateas and Philobos, 1995).

Günay ve Sivri, katmanlı fiber kompozit silindirlerin denge denklemleri için burulma, eksenel yük ve dış basınç kuvvetlerinin aynı anda yüklemeleri altında burkulma analizini incelemiştir. Klasik Kayma Teorileri (KT) ve Birinci Mertebeden Kayma Deformasyon Teorileri (BMKDT) olmak üzere her ikisi içinde denge denklemleri matris formunda elde edilmişlerdir. Bu denklemlerin her birinde, başlangıç gerilme yüklemelerinin etkisi dikkate alınmıştır. Bütün bu ifadeler, üç farklı yüklemenin aynı anda etki ettiği fiber kompozit silindirin denge denklemleridir. Daha önce tanımlanmış olan iki ana teoriye göre çözümleme yapabilmek için, yer değiştirmeler cinsinden elde edilen denge denklemleri, ilgili yaklaşık seri açılımları kullanılarak tanımlanmışlardır. Elde edilen ifadeler, özdeğer probleminin sıkıştırılmış matris formunu verdiği görülmüştür. Özdeğer problemi olarak ortaya çıkan matris ifadelerinin çözümleri, bize silindirlerin burkulma davranışını gösterirken taşıdıkları kritik gerilme ve genleşme değerlerini de verecektir. Elde edilen katsayı matrislerinin determinantlarının sıfıra eşitlenmesi ile elde edilecek olan kökler veya özdeğerler, aynı zamanda her özdeğer için elde edilecek yer değişimi vektörü, bize özvektörleri vermiştir. Burkulma problemlerinde çevrimsel yönde ilk mod olan $n=1$ değeri ile en önemli kritik kayma gerilmesi belirlenmiştir (Sivri ve Günay, 2006).

Lopatin ve Morozov, tekdüze dış yanal basınca maruz kalan ve bir ucu tamamen sabit, diğer ucu serbest olan kompozit dairesel silindirik konsolun burkulma problemlerini sayısal yöntemlerle çözmeyi amaçlamıştır. Genelleştirilmiş Galerkin yöntemi, kritik dış basıncın değeri için kullanılmış ve analitik bir formül elde edilmiştir. Kabuk yer değiştirmeleri ve sapma, çevresel yönde trigonometri fonksiyonları ile elde edilmiştir. Problemin çözümünde uygulanan yaklaşım, tasarım aşamalarında kritik burkulma yüklerini değerlendirmek için uygun araçlar sağlayan analitik formüllerin türetilmesini sağlamıştır. Kompozit, ortotropik ve izotropik silindirik kabukların aralıkları için burkulma analizleri yapılmış ve çözümün etkinliği belirli örnekler kullanılarak gösterilmiştir. Analizlerin doğruluğu, sonlu elemanlar analizinden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılarak doğrulanmıştır. Analitik çözümün, daha karmaşık ve yoğun hesaplama gerektiren sayısal yöntemlere kıyasla daha az hesaplama çabasıyla kritik yükün doğru bir tahminini sağladığı gözlemlenmiştir (Lopatin and Morozov, 2012).

Martins vd., eksenel olarak sınırlandırılmış, basit mesnetli silindirik eğimli panellerin elastik burkulma davranışları üzerine, eğrilik etkisi, en-boy oranı ve yükleme tipi parametrelerine göre analitik bir çözüm sunmaktadır. Eğrilik 0'dan 100'e, en-boy oranı 0.1'den 5'e ve

yüklemeye tipi saf sıkıştırmadan, saf düzlem içi bükülmeye kadar olan parametreler kullanılmıştır. Elde edilen sonuçlar, eğriliğin etkisini hesaba katan EN 1993-1-5'te dahili kaplamalı elemanların kritik gerilim hesaplamasıyla ilgili kısımlarına uzantı olarak önerilmiştir. Sayısal sonuçlara dayalı olarak önerilen yaklaşım, kritik elastik gerilim için güvenli ancak doğru bir tahmin (alt sınır değeri olarak) vermiştir (Martins, Da Silva and Reis, 2013).

Thang vd., birinci dereceden kayma deformasyon teorisine (BMKDT) dayalı olarak gözenekli hücreli plakaların elastik burkulma davranışını ve serbest titreşim tepkisini araştırmak için analitik bir yaklaşım geliştirilmiştir. Problemler üç dağılımın tümü (tekdüze, simetrik ve asimetrik dağılımlar) için genişletilmiştir. Navier çözümüne ve BMKDT'ye dayanarak, kritik burkulma yükünün ve doğal frekansın belirlenebildiği burkulma ve titreşim analizi için yaklaşık bir çözüm uygulanmıştır. Önerilen yaklaşımın, mevcut sonuçlar ve literatürdeki sonuçlarla karşılaştırıldığında iyi bir uyum gösterdiği görülmüştür. Gözeneklilik katsayısının artması, her türlü gözeneklilik dağılımında kritik burkulma yükünü ve doğal frekansı azalttığı gözlenmiştir. Simetrik dağılıma sahip gözenekli hücresel plaka, en yüksek kritik burkulma yüküne ve doğal frekansa sahip olduğu en az değerlerin ise düzgün dağılımlı plakada bulunduğu gözlenmiştir. Tasarım ve üretim için en uygun plakanın simetrik dağılımlı olduğu sonucuna varılmıştır. Sayısal sonuçlar, gözeneklilik dağılımlarının yapısal performans üzerindeki etkisinin ve uygun doğal frekans ve burkulma direncinin elde edilmesi için gözeneklilik tasarımına ilişkin yararlı bilgiler sağladığını göstermiştir (Thang, Nguyen-Thoi, Lee, Kang and Lee J., 2018).

Ljubinković vd., eğrilik ve en-boy oranı gibi geometrik parametrelerin ve çeşitli kenar düzlemi kısıtlamalarının, saf kesme gerilmesi altında basit mesnetli silindirik çelik panellerin elastik burkulma davranışlarını, sayısal bir çalışma ile incelenmiştir. Doğrusal burkulma teorisi, bir yapının davranışını ve nihai direncini doğru bir şekilde tahmin etmek için yeterli olmasa da tasarım sürecinde hala temel bir role sahiptir. Yapılan çalışmalar, eğrilik parametresi ($Z=100$ 'e kadar), en-boy oranı ($\alpha=0.2$ 'den $\alpha=5$ 'e) ve üç sınır koşulu (tüm kenarlar serbest salınım, iki kenar sınırlandırılmış ve iki serbest salınım ve tüm kenarlar sınırlandırılmış) gibi parametrelere göre yapılmıştır. Prensip, panel ne kadar kısa ve eğimli olursa kritik yük o kadar yüksek olur. Çok uzun paneller için ($\alpha > 4$), en-boy oranının etkisi, eğrilik parametresinden bağımsız olarak ihmal edilebilir hale gelir. Bunun sonucunda kritik yük, en düşük teorik değerlere ulaşmak için asimptotik olarak başlar. Önerilen formüller,

eğrilik parametresi ve en boy oranı ile eğri paneller için kesme burkulma katsayısının, pratik ilgi aralıkları içinde (yani $1 < Z \leq 100$ ve $0.2 < \alpha \leq 5$) oldukça doğru bir şekilde tahmin edilmesini sağlamıştır (Ljubinkovic, Martins, Gervasio and Silva., 2019).

Yang vd., rastgele dağıtılmış eksenel yükler altında silindirik kabukların burkulması üzerine değişken katsayıları bilinmeyen dördüncü mertebe kısmi diferansiyel denklemleri kullanmıştır. Bu denklemleri çözmek için değişkenlerin ayrılması ve pertürbasyon yöntemlerinin birleştirilmesiyle oluşmuş analitik bir çözüm sunmaktadır. Yapılan diğer çalışmalarla karşılaştırıldığında, kosinüs değişen eksenel yük için burkulma yüklerinin önceki çalışmalarla ve Bubnov-Galerkin yöntemiyle örtüştüğünü göstermiştir. Yapılan analitik çözüm neticesinde eksenel burkulma yükü faktörü (KP), ϵ parametresinin artmasıyla birlikte büyüdüğü, deformasyon veya yükleme altında meydana gelen en yüksek yükleme değerinin spesifik yük dağılımı tipine bağlı olduğu sonucuna varılmıştır (Yang, Luo, Qiu, Qiu Y. and Zheng, 2020).

Kalfountzos vd., eğri kenarlarından tek eksenli sıkıştırmaya maruz kalan ince silindirik GLARE panellerin, elastik burkulmasını ele almaktadır. Havacılık yapılarının gövde ve kanat kaplaması, kirişler arasında silindirik paneller şeklinde olan kirişlerde, sertleştirilmiş kavisli plakalardan oluşur. İnce panellerin elastik burkulması, sertleştirilmiş ince duvarlı büyük malzemelerin ve yapıların mukavemetini etkileyen klasik bir problem olduğu için mühendislik uygulamalarında tasarım sırasında göz önünde bulundurulmalıdır. Fiber metal laminatlar (FMLs) esas olarak sertleştirilmiş ince duvarlı gövde yapılarının yapımında kullanılır. Ana amaç, GLARE panellerinin elastik burkulma katsayılarının hesaplanması ve panellerin eğrilik parametresine karşı burkulma katsayısının ilgili diyagramlarının oluşturulmasıdır. Tek yönlü cam-epoksi kompozit ve monolitik 2024-T3 alüminyum ile beş farklı GLARE derecesi analiz edilmiştir. Alüminyumun, GLARE panellerinin burkulma davranışı üzerinde kompozit katmanlardan daha güçlü bir etkiye sahip olduğu bulunmuştur. Çift logaritmik ölçekte basit mesnetli panellerin burkulma katsayısı-eğrilik parametre diyagramlarından bu iki parametre arasında, yaklaşık olarak doğrusal bir ilişki olduğu belirlenmiştir (Kalfountzos, Bilakis, and Theotokoglou, 2021).

Shen vd., bir ucu sabit diğer ucu eksenel yer değiştirmeye izin veren rijit bir diske bağlı olan, hidrostatik basınç altında kompozit silindirik bir kabuğun burkulma durumu için analitik bir çözüm önermiştir. Diferansiyel denklemler Galerkin yöntemi kullanılarak çözülmüştür.

Kabuğun eksenel yer değiştirmesi, sıkıştırılmış kayar kirişin enine titreşiminin birinci mod şekli ile yaklaşık olarak belirlenmiştir. Çevresel yer değiştirme ve sapma, kiriş fonksiyonunun ilk türeviyle yaklaşık olarak hesaplanmıştır. Analitik çözüm tarafından tahmin edilen kompozit silindirik kabuğun burkulma modunun sonlu elemanlar analizi ile benzer sonuçlar verdiği görölmüştür. Çalışmada kullanılan analitik yöntem ile, test sonuçları kıyaslandığında kritik burkulma basıncının %10 fark olduğu gözlenmiştir. Çalışmada elde edilen analitik çözümün, hidrostatik basınç altında konsol benzeri sınır koşullarına sahip ince duvarlı kompozit silindirik kabuklar için kritik burkulma basıncını ve burkulma modunu tahmin etmede uygun olacağı sonucuna varılmıştır (Shen, Jiang, Yang and Pan, 2022).

2.2. Deneyisel Yöntemlerin Kullanıldığı Çalışmalar

Bu kısımda literatürde yer alan deneyisel yöntemlerin kullanıldığı çalışmalar incelenmiştir.

Bisagni ve Cordisco, eksenel basmaya ve burulmaya maruz kalan sertleştirilmemiş ince cidarlı karbon fiber takviyeli plastik (CFRP) silindirik kabuklara, bir konum kontrol metodu ve test ekipmanı kullanılarak burkulma ve burkulma sonrası davranışlarını deneyisel yöntemlerle araştırmıştır. Bir loadcell (yük hücresi) ve LVDT (Lineer değişken diferansiyel transformatör) dönüştürücüler kullanılarak ölçölen eksenel yüke karşı yer değiştirme ve burulmaya karşı dönme diyagramları testler sırasında gerçek zamanlı olarak kaydedilmiştir. Otomatik bir lazer tarama sistemi tarafından başlangıçtaki geometrik kusurların yanı sıra yükleme sırasında ve burkulma sonrasında deformasyonlardaki aşamalı değişikliği, temassız bir şekilde ölçölmüştür. Test edilen bütün kabuk konfigürasyonları burkulma yüküne ulaşana kadar tamamen doğrusal bir davranış göstermiştir. Eksenel basma devam ederken rijitlikte kademeli bir azalma sergileyen tek yönlü $[0^\circ / 90^\circ]_2s$ haricindeki konfigürasyonlar yükte ani bir düşüş sergilemiştir. Her durumda, burkulma yükleri, yükleme sırasından bağımsız olarak ortaya çıkmış ve bu yalnızca uygulanan eksenel yük ve burulma oranına bağlı olduğu belirlenmiştir. Burkulma testlerinin sonuçları ayrıca, farklı eksenel ve burulma yükleme kombinasyonları ile yapılan birkaç testten sonra bile, kabukların burkulma sonrası alandaki yükü herhangi bir hasar olmadan sürdürebildiğini göstermiştir. Kompozit silindirik kabukların burkulma yüklerinin belirlenmesine ve burkulma sonrası alanda uygulanabilir mukavemet tasarım kriterlerinin tanımlanmasına katkıda bulunması önerilmiştir (Bisagni and Cordisco, 2003).

Çelik ve Turan tarafından yapılan bu çalışmada; çentikli kompozit levhaların hasar davranışları deneysel olarak araştırılmıştır. Fiber kumaş serim açısının hasar yükü üzerine etkilerini araştırmak için 0° , 15° , 30° ve 45° fiber serim açısına sahip kompozit levhalar kullanılmıştır. Geometrik özellikleri göz önüne alınarak dört farklı çentik tipi araştırılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda çentik tiplerinin fiber takviye açılarına göre değişiminin hasar yükleri üzerinde etkileyici olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan deneyler sonucunda, fiber serim açısı hasar yüklerinin değişimini belirleyen en önemli parametre olduğu görülmüştür. Fiber serim takviye açısı arttıkça hasar yüklerinde azalmalar görülmüştür. Buna bağlı olarak açı arttıkça malzemenin ilk hasarı daha erken gerçekleşmekte ve hemen ardından reçinede pekleşme meydana gelmiş ve uzamanın artmasına sebep olmuştur. Hasar yükleri üzerinde çentik geometrisinin önemli olduğu görülmüştür (Çelik ve Turan, 2015).

Kong vd. bu çalışmada, farklı malzemelerden yapılmış düzlem içi basınç yüküne maruz kalan sertleştirilmiş panellerin burkulma gerçekleştikten sonraki aşamada, detaylı burkulma sürecini özellikle doğrusal olmayan malzeme ve doğrusal olmayan geometri arasındaki etkileşim incelenmiştir. Aynı burkulma modlarına ve farklı boyutlarda sertleştirilmiş panel tasarımlarının nihai dayanımlarındaki benzerlik kriterlerinin doğrulanması üzerinedir. 3D-DIC (Digital Image Correlation) sistemi kullanılarak, burkulma işlemi sırasında sertleştirilmiş panellerin üç boyutlu sapma ve gerinim dağılım alanları kaydedilmiş ve bu da sayısal veya teorik yöntemleri doğrulamak için ayrıntılı ve doğru veriler sağlamıştır. Deneysel veriler analiz edilerek, takviyelerin kısıtlı olduğu bölgelerdeki malzeme akmasının sertleştirilmiş panellerin nihai burkulmasına yol açtığı bulunmuştur. Sertleştirilmiş panelin ayrıntılı özellikleri doğru şekilde uygulandığında (ilk deformasyon ve kusurlar) bu yazıda sunulan sonlu elemanlar modeli, sertleştirilmiş panellerin ayrıntılı burkulma sürecini, hasar modunu ve nihai taşıma kapasitesini tahmin etme yeteneğine sahiptir. Deneylerde, sertleştirilmiş panel P3 nispeten daha düşük kırılma gerilimine sahip yüksek mukavemetli çelikten yapılmıştır. Panel, düzlem içi sıkıştırma yüküne maruz kaldığında, plakanın genel burkulması, takviyelerin tetiklenmesi ve testte takviyelerin kırılması dahil olmak üzere farklı burkulma modları sergilemiştir. Sertleştiricilerin kırılması, farklı burkulma sonrası davranışlara ve yük kapasitesinde keskin düşüşe neden olmuştur (Kon et al., 2020).

Maali vd., cidarı, erimiş atık polimer ve polipropilen silikon ve çelik yapıştırıcı ile doldurulmuş yumuşak çelikten yapılmış silindirik kabuğun burkulma ve burkulma sonrası davranışını testler ve teorik analizlerle incelenmiştir. Hidrostatik basınca maruz kalan farklı

kompozit kaplamaya sahip 7 adet numune test edilmiştir. Yapılan testler sonucunda, tüm modeller ilk burkulmadan sonra ilk burkulma yüküne direnmiştir. Başlangıç burkulma yükü değerleri teori değerlerinden daha büyük bulunmuştur. Testler sonucunda elde edilen ilk burkulma yüklerinin, teorik değerlerle belirli katsayılarla çarpılarak elde edilebileceği görülmüştür (Maali, Bayrak, Kiliç, Sagioglu and Aydin, 2021).

2.3. Sayısal Yöntemlerin Kullanıldığı Çalışmalar

Bu kısımda kullanılan sayısal yöntemler şu şekildedir; Sonlu elemanlar yöntemi, yapay sinir ağı yöntemi, optimizasyon ve anti-optimizasyon yöntemi

Adalı vd., çift eksenli basma yüklerine maruz bırakılan katmanlı kompozitler, bir anti-optimizasyon yaklaşımı kullanılarak yani hesaplanan en kötü durum için yükleme altında katman dizilimleri ve yük belirsizlikleri dikkate alınarak incelenmiştir. Yük belirsizlikleri, yapıların üzerine etki eden dış yüklerin (kuvvet, moment, basınç, sıcaklık değişimleri vb.) değerlerinin tam olarak bilinmemesi durumudur. Maksimum burkulma yükü için simetrik olarak lamine edilmiş bir plakanın istif dizisi, belirli bir alana ait belirsiz çift eksenli yükler altında çözülmüştür. Belirli bir alana ait belirsiz çift eksenli yükler, plaka veya kabuk yapı üzerine etki eden farklı yük bileşenleri arasındaki belirsizlikleri ifade eder. Bu yükler, plaka veya kabuk yapı üzerine farklı yönlerde ve farklı miktarlarda uygulanabilir. Üçgen ve dairesel belirsizlik alanları, grafit-epoksi, cam-epoksi ve hibrit laminatlar için nicel olarak araştırılmıştır. Üçgen belirsizlik alanı, bir parametrenin değerinin bir alt sınır, bir üst sınır ve bir ortalama değer ile ifade edildiği bir aralıktır. Bu yöntemde, parametrenin değeri, üçgen bir dağılıma sahip kabul edilir ve bu üç değer belirsizlik aralığını tanımlar. Dairesel belirsizlik alanı, bir parametrenin değerinin bir merkez değer etrafında eşit radyuslu bir çember ile ifade edildiği bir aralıktır. Bu yöntemde, parametrenin değeri, çemberin merkezi etrafında eşit mesafede olabilecek şekilde kabul edilir. Üçgen ve dairesel belirsizlik alanları yapısal analiz ve tasarım süreçlerinde, malzeme özellikleri, yük değerleri veya geometrik parametreler gibi çeşitli parametrelerdeki belirsizlikleri ele almak için kullanılır. Optimal istifleme dizileri, sadece 0° , $\pm 45^\circ$ ve 90° 'lik açı kombinasyonları kullanılarak malzemenin tüm katmanlarında aynı fiber açı oryantasyonları ve ayrı fiber oryantasyonları için hesaplanmıştır. 0,2 ila 2 arasında değişen en/boy oranları için karşılaştırmalı sayısal veriler verilmiştir. Bu sonuçlar, daha güvenli ve daha iyi performanslı bir tasarımın burkulma yükünün hesaplanmasında, yük belirsizliklerini hesaba katan optimal bir tasarımın önemini

vurgulayan yöntemin, düşük en/boy oranları için deterministik (belirsizlikleri göz önünde bulundurmayan veya sabit değerlerle çalışan yöntem) olandan 2,46 kat daha yüksek olabileceğini göstermiştir. Yapıların yük belirsizliklerini göz önünde bulunduran ve bu belirsizlikleri optimize eden bir tasarım yaklaşımının kullanılması, daha güvenli ve daha iyi performanslı yapılar elde etmek için önemli olduğu görülmüştür. Dış katmanlara yerleştirilmiş toplam malzemenin yarısı kadar grafit olan hibrit bir tasarım, grafit-epoksi laminat yapı tasarımına göre belirli en boy oranlarında daha iyi performans sunmuştur. Hibrit tasarım, grafit-epoksi laminat tasarım ile karşılaştırıldığında burkulma yüklerinde azalma tespit edilmiştir. Bu azalma, tüm en boy oranları için yaklaşık %10 civarında olmuştur. Yani, hibrit tasarımın burkulma yükleri, grafit-epoksi laminat tasarımın burkulma yüklerine göre %10 daha düşüktür. Bu sonuç, farklı malzeme kombinasyonları ve tasarımlarının burkulma davranışı üzerindeki etkisini göstermiştir (Adali, Lene, Duvaut and Chiaruttini, 2003).

Tafreshi, eksenel basınç yükü altında izotropik ve katmanlı silindirik kabukların küresel yük taşıma kapasitesi üzerindeki delaminasyonun (kompozit tabakalarının birbirlerinden ayrılması durumu) etkisini araştırmıştır. Bir dizi lamine silindirin, malzemesinin, delaminasyon boyutunun, oryantasyonunun ve genişlik boyunca konum etkisini incelemek için ABAQUS programı kullanılarak parametrik bir çalışma gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda, küçük delaminasyon alanı için delaminasyon oluşumunun kritik yükler üzerinde önemli bir etkisinin olmadığı, büyük delaminasyon alanı için özellikle delaminasyon görülen tabakada serbest yüzeye yakın olduğunda kritik yük daha düşük değerlerde bulunmuştur. Oluşturulan sonlu elemanlar modellemesinde delaminasyon görülen bölgede çok katmanlı kabuk elemanlar kullanılmalı ve ayrılan tabakaların üst üste gelmesini önleyecek temas elemanları yerleştirilmesi gerekmektedir. Ayrılan tabakalar arasındaki temasın yok sayılması kritik burkulma yüklerinin yanlış hesaplanmasına neden olabileceği gösterilmiştir (Tafreshi, 2004).

Kardomateas ve Simites; katmanlı, uzun ve silindirik kabukların dış basınç altında burkulması adlı bu çalışmaları sayısal yöntemler kullanarak incelenmiştir. Tabakalı yapıyı oluşturan katmanların ve çekirdeğin, ortotropik olduğu varsayılmıştır. Sonuçlar, çekirdekten dış yüzeye doğru 0° fiber oryantasyon açısına sahip boron/epoksi, grafit/epoksi ve kevlar/epoksi malzeme ve alaşımlı-köpük çekirdek malzeme için, kabuk kalınlık oranlarına göre ortalama farklı yarıçapta (15, 30, 60, 120) hesaplamalar yapılmıştır. Kabuk teorisi sonuçlarına göre, enine kesme etkisi hesaba katılarak ve hesaba katılmadan iki yaklaşım

karşılaştırılmıştır. Bulunan sonuçlar da homojen kompozit yapıya sahip kabuklar ile karşılaştırılmıştır. Aynı kalınlıklar için ortalama yarıçap/kalınlık oranı azaldıkça, elastikiyet ve kabuk teorisi tahminleri arasındaki farklılıkların arttığı gözlemlenmiştir. Homojen kompozit yapıyla elastikiyet ve kabuk teorisi tahminleri karşılaştırıldığında çok daha büyük farklar ortaya çıkmıştır. Yapılan çalışmada, tabakalı kompozit kabuklarının stabil davranışlarını tahmin etmede teorilerin kıyaslanması sağlanmıştır (Kardomateas and Simithses, 2005).

Erdal ve Sönmez bu çalışmada, katmanlı bir kompozit malzemenin burkulmadan kaldırabileceği yükü artırmak için doğrudan benzetilmiş tavlama algoritmasını kullanmıştır. Tavlama algoritması, eniyileme problemi için tasarlanmış olasılıksal yaklaşımlı bir algoritmadır. Amaç, katmanlı kompozitlerin burkulma yük kapasitesini en üst düzeye çıkarmaktır. Bu amaçla, doğrudan benzetimli tavlama (DSA) olan benzetimli tavlama algoritmasının geliştirilmiş bir versiyonu olan benzetilmiş tavlama (SA) kullanılmıştır. Doğrudan benzetimli tavlama algoritması, bir fiziksel sistemdeki olasılık dağılımı üzerinde doğrudan bir işlemi gerçekleştirir. Benzetilmiş tavlama ise değerleri değiştirerek olasılık dağılımı üzerinde gezinme işlemi yapar. Eniyileme problemlerinde amaç, genellikle bir fonksiyonun global optimumunu bulmaktır. SA genellikle global optimumu bulmada daha güvenilirdir. Yani çok sayıda tasarım değişkeniyle bile global optimumu bulma olasılığı yüksektir. Tek tek katmanların fiber yönelimleri tasarım değişkenleri olarak alınmıştır. İlk olarak, genel bilinirliğe sahip olduğu bilinen bir problem ele alınmıştır. Algoritmanın tüm global optimum tasarımları bulmadaki başarısını gözlemledikten sonra, olası fiber açılarının sayısı artırılarak tasarım alanı genişletilmiştir. Beklendiği gibi, algoritma aynı kalınlığa ancak daha büyük burkulma yük kapasitesine sahip tasarımları bulabilmiştir. Farklı yük oranları için algoritmanın güvenilirliği araştırılmıştır. Tasarım alanının çok büyük olduğu problemler için daha yavaş “soğutma” ihtiyacı belirtilmiştir (Erdal and Sönmez, 2005).

Karakaya ve Soykasap bu çalışmada, dört tarafından basitçe mesnetlenmiş ve çift eksenli düzlem içi sıkıştırma yüklerine maruz kalan, grafit/epoksiden yapılmış 64 katmanlı, 0° , 45° ve 90° derece fiber açılara sahip, kompozit panelin Genetik Algoritma (GA) ve Genelleştirilmiş Model Arama Algoritması (GMAA) algoritmalarından faydalanarak incelenmiştir. Tasarım değişkeni olarak fiber oryantasyon açıları alınmıştır. Plakanın burkulma yük kapasitesi, farklı yük durumları ve en boy oranları için maksimize edilmiştir. Kritik burkulma yükleri, çeşitli yük durumu ve plaka en boy oranı kombinasyonları

maksimize edilmiş ve yayınlanan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Kullanılan algoritmaların performansı, global optimum belirleme yeteneği açısından karşılaştırılmıştır. Genetik Algoritmanın global optimumlar ile ilgili problemler için daha etkili olduğu görülmüştür (Karakaya and Soykasap, 2009).

Alinia vd., panellerin ilk akma noktalarına ulaştığında bir ara sınır durumu ve akma bölgesinin büyüme modeli üzerinde durarak, ince kesme panellerinin doğrusal olmayan burkulma sonrası davranışlarını tartışmışlardır. ANSYS sonlu elemanlar yazılım programı, SHELL43 eleman modeli ve dört düğümlü dörtgen kabuk elemanı burkulma analizleri için kullanılmıştır. Kesme panelinin yük taşıma aşamaları; lineer elastik ön burkulma aşaması, elastik burkulma, doğrusal olmayan elastik burkulma sonrası aşama, ilk akmanın oluşumu, doğrusal olmayan elasto-plastik burkulma sonrası aşama ve hasar durumu aşamasından oluşmaktadır. Kesme etkisindeki ince panellerin doğrusal olmayan sonlu eleman analizleri, burkulmanın başlamasından sonra, panellerin iki tarafındaki düzlemsel gerilmeler arasındaki farkların, uygulanan yükleme ile gelişmeye ve genişlemeye başladığını göstermektedir. Bu farklılıklar düzlem dışı eğilme deformasyonlarından kaynaklanmaktadır Kesme panellerinin burkulma sonrası davranışı akma modeli üzerinde önemli etkilere sahip olabilir. Malzeme akması bir yüzde daha erken başlar; ancak nihai yükte her iki yüz de tam akma çizgilerine sahiptir. İnce kesme panellerinin burkulma sonrası davranışının büyük bir kısmı geometrik doğrusal olmayan kısım tarafından yönetilir. Malzemede doğrusal olmayan kısmın yalnızca çok ince panellerin son aşamalarında etkinleştiği görülmüştür (Alinia, Habashi and Khorram, 2009).

Amani vd., düzgün düzlem içi kesme kuvvetlerine maruz kalan mükemmel ve kusurlu ince kavisli plakaların burkulma ve burkulma sonrası davranışları üzerine sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirdiği çalışmaları içermektedir. Burkulma meydana gelirken burkulma yükünden önce, mükemmel bir panelin yük yer değiştirme tepkisi neredeyse doğrusaldır ve başlangıçtaki çevresel rijitlik ne eğrilik parametresinden ne de en-boy oranından etkilenmez. Eğrilik parametresini arttırıldığında kesme burkulma yükünün arttırıldığı görülmüştür. Ancak, yer değiştirme kontrolü altında, bu artışı burkulmadan hemen sonra bir yük düşüşü takip etmiştir. Bu yük azaltma miktarı eğrilik parametresi ile artmıştır. Eğrilik parametresindeki artış, daha kararsız bir başlangıç burkulma tepkisi üretmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda ilk kusurlar, kesme burkulma kapasitesini önemli ölçüde azalttığı görülmüştür. Bu etki, daha büyük eğrilik parametrelerine ve daha küçük en-

boy oranlarına sahip plakalarda daha önemli olduğu yapılan çalışmalar neticesinde belirlenmiştir (Amani, Edlund and Alinia, 2011).

Chen vd., eksenel yönde farklı kalınlık değişimlerine sahip silindirik kabukların, eksenel sıkıştırma altında burkulmasını sayısal yöntemlerle incelemiştir. Burkulma yükünün kalınlık değişimi parametresi cinsinden genel asimptotik formülü, pertürbasyon yöntemi ile elde edilir. Eksenel olarak sıkıştırılmış silindirik kabukların burkulması üzerindeki eksenel simetrik modal kalınlık değişiminin etkisi, makalede sunulan genel analizler kullanılarak araştırılmıştır. Her iki durumdaki burkulma yükü azaltma faktörleri, Koiter ve diğerleri tarafından bilinen sonuçlarla örtüşmüştür (Chen, Yang, Cao and Guo, 2012).

Mallela ve Upadhyay, Yapay Sinir Ağları (YSA) kullanılarak burkulma yükünün tahmin edilmesinde, hesaplama açısından verimli bir analiz prosedürü geliştirmeyi amaçlamıştır. Yapılacak bu çalışma için düzlem içi kesme yüklemesine maruz kalan basit destekli lamine kompozit takviyeli kanat panelleri üzerinedir. Eğitim ve test için veri tabanı, sonlu elemanlar analizi kullanılarak hazırlanmıştır. Panel ortotropi oranı, takviye derinliği, takviye sayısı değiştirilerek çalışmalar yapılmıştır. Yapılan YSA modeli 4-8-4-1 katmanlarından oluşmuştur. Sinir ağının test verilerindeki maksimum hata ve ortalama hata sırasıyla %5,89 ve %2,17 olarak bulunmuştur. Sinir ağını eğitmek için kullanılan giriş parametreleri için düşünülen alanda kaldığı sürece burkulma yükünü oldukça doğru bir şekilde tahmin etmiştir. Uygulanan sinir ağı, daha iyi sertleştirilmiş lamine kompozit panelleri tasarlamada ve optimize etmede analiz aracı olarak kullanılabileceği gösterilmiştir (Mallela and Upadhyay, 2016).

Deveci vd., maksimum burkulma yük kapasitesi için çift eksenli basınç yüklemesi altında simetrik ve dengeli lamine (sıkıştırılmış) kompozitlerin optimum istifleme dizisi tasarımlarının optimizasyonu için GA (Genetik Algoritmalar), HA (Hibrit Algoritmalar) gibi çeşitli çözümler önermiştir. Optimizasyonda daha yüksek performans elde etmek ve çözümlerin kalitesini artırmak için genetik algoritma ve güven bölgesi yansıtıcı algoritmayı birleştiren hibrit bir algoritma kullanılır. Bir yenilik olarak, Puck fiber ve fiberler arası arıza kriterleri, daha tutarlı ve uygulanabilir sonuçlara izin veren doğrusal olmayan fonksiyon kısıtlamaları olarak optimizasyon problemlerine doğrudan uygulanmaktadır. Önerilen prosedür, çeşitli tasarım hususları dahil olmak üzere birçok sorunu çözmek için kullanılır. Sonuçlar, Puck fiziksel tabanlı 3B hasar teorisi burkulma optimizasyonunda birinci kat

kırılma kısıtı olarak kabul edildiğinde, üstün burkulma yüklerine maruz kalan kompozit plakalar için bile belirli konfigürasyonlarda güvenilir istifleme dizisi tasarımlarının elde edilebileceğini göstermiştir (Deveci, Aydın, and Seçil Artem, 2016).

Hassan ve Kurgan, sonlu elemanlar yazılım programı ANSYS' i kullanılarak homojen ve fonksiyonel derecelendirilmiş plakanın (FGP) kabuk ve katı modelleri incelenmiştir. Mesh boyut etkileri, katman sayısı ve eleman seçenekleri açısından sonuçlar elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, çeşitli plaka teorilerine ve 3B elastisite teorisine dayalı analitik çözümlerle karşılaştırılmıştır. Mesh yapısı doğru sonuçları büyük ölçüde etkilemiştir. Kullanılan eleman sayısının fazla olması hem doğru sonuç vermezken hem de çözüm süresini uzattığı, çok az sayıdaki eleman sayısının ise yanlış çözümler verdiği görülmüştür. Dikdörtgen plakanın SHELL mesh modelinin ince plakalar için en yüksek doğruluğa sahip olduğu görülmüştür. Shell281 mesh tipi elemanlarının modelleri, mesh yoğunluğuna göre daha az duyarlı olup Shell181 mesh tipine göre daha hassas olduğu görülmüştür. Solid elemanlar plakaların burkulma analizi için uygun olmadığı, Solid285 elemanının çok sayıda elemanla bile doğru sonuçlar vermediği görülmüştür. Solid eleman tipinin ince plakalar için burkulma yükünü düşük tahmin ettiği görülmüştür (Hassan and Kurgan, 2019).

Zhang ve Bisagni, kompozit uçak kanatlarında bulunan yapısal elemanların burkulma davranışının kontrol edilebileceği bir tasarım metodolojisini sonlu elemanlar yöntemi kullanarak araştırmaktadır. Bir kompozit kanatta uygulanması hedeflenen, düzlem dışı yer değiştirmeyi nokta, alan ve maksimum yer değiştirme ile sınırlandırarak belirli katılıkta istenilen burkulma konfigürasyonlarını sağlamak için burkulma odaklı üç mekanizma önerilmiştir. Sınırlar sayısal olarak simüle edilmiş ve burkulma yükü ve burkulma sonrası rijitlik gerçekleştirilebilme kabiliyeti, bir kompozit levha düşünülerek tartışılmıştır. Daha sonra basitleştirilmiş kompozit kanat kutusunun bükülmesini gözlemlemek için mekanizma kanadına entegre edilmiştir. Yapısal bileşenlerde kontrollü burkulma davranışları için kullanılan mekanizmalar yeni bir tasarım metodolojisi olarak kabul edilebilir ancak pratik olarak uygulanabilir bir tasarımı gerçekleştirebilmek için kapsamlı bir araştırma ve deneysel doğrulamalar gerektiği sonucuna varılmıştır (Zhang and Bisagni, 2021).

2.4. Birden Fazla Yöntem Kullanılan Çalışmalar

Bu kısımda kullanılan analitik, deneysel ve sayısal yöntemlerin bir arada kullanıldığı çalışmalar incelenmiştir.

Ouellette vd. tarafından yapılan çalışmada, deneysel burkulma basınçlarını üç prosedür (1- anizotropik ve heterojen ince silindirik kabuklar için doğrusal bir kararlılık analizi, 2- önerilen bir tasarım metodu ve 3- ulusal bir standart) kullanarak hesaplanan tasarım kriterleri ile karşılaştırılması üzerinedir. Buna ek olarak tipik cam elyafı ve reçine malzemelerini kullanarak, ticari amaçla üretilen filament sarma yöntemiyle üretilen tüplerin yük altındaki hasar görüntülerini elde etmeyi amaçlamaktadır. Bu çalışmada dört adet tüp test edilmiştir. Uygulanan her üç prosedür de gözlenen burkulma yüklerinden daha düşük tasarım değerleri elde edilmiştir. Başlıca hasar alanları, eliptik şekilli tüplerin maksimum eğrilik çizgilerinde meydana geldiği görülmüştür. Belirgin kusurları olmayan diğer tüplerde hasar daha geniş bir alana yayıldığı belirlenmiştir. Önerilen tasarım metodu, analitik yöntem ve standarttan daha koruyucudur. Bu tasarım metodu sayesinde muhtemelen daha güvenli ve daha ekonomik yapıların üretilmesi mümkün olabileceği ortaya konulmuştur (Ouellette, Hoa and Sankar, 1986).

Carvelli vd., hidrostatik dış basınca maruz kalan orta kalınlıkta kompozit kabukların burkulma dayanımlarının belirlenmesinde, deneysel, analitik ve sayısal sonuçlara dayalı bir araştırma içermektedir. Referans model olarak bir su altı aracı gösterilmiştir. Su altı aracı düzenli geometriye sahip üç temel parçadan oluşur; silindirik bir parça ve aynı kalınlıkta iki konik ve küresel uç kapaktan oluşmaktadır. Silindirik kabuk, polyester reçineli 7 kat borosilikat cam dokuma kumaştan yapılmıştır. Sayısal tahminler test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Yapılan deney ve sayısal veriler doğrultusunda oluşan çökmenin silindirik parçanın elastik burkulmasından kaynaklandığı görülmüştür. Sonlu eleman modelleri ile izotropik ve kompozit silindirik kabukların lineer burkulma basıncının değerlendirilmesi için gerekli formüller kullanılmıştır. Geometrik kusurların etkilerini daha iyi görmek için çalışmaya doğrusal olmayan bir burkulma analizi dahil edilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda, maksimum genlik denklemin kabul edilebilir sınırına yakın olduğu görülmüştür. Böyle durumlarda geometrik kusurların incelenmesi için doğrusal olmayan bir analizin yapılması gerektiği anlaşılmıştır. Su altı aracının sayısal analiz incelemesi sonucunda, en zayıf burkulma basıncına sahip bileşenin silindirik kısmı olduğu, konik kabukların ve

yarım kürenin daha yüksek burkulma basıncına dayandığı gösterilmiştir (Carvelli, Panzeri and Poggi, 2001).

Bisagni ve Lanzi, basma yüklerine maruz kalan kompozit takviyeli panellerin tasarımı için bir burkulma sonrası optimizasyon prosedürünün tanımını ele almaktadır. Sonlu eleman analizleri yoluyla eğitilmiş bir sinir ağı sistemi tarafından, en iyi sonucu bulma stratejisine ve tamsayı değişkenlerinin varlığı nedeniyle özellikle faydalı sonuçlar veren genetik algoritmalarla dayanmaktadır. 0° , 90° ve $\pm 45^\circ$, burada 0° panellere paralel yön olarak kabul edilmiştir. Panel kaplamasının yerleşimi, her ikisi de 0° 'ye yönlendirilmiş bir üst dış katman ve bir alt dış katmandan ve sayısı 1'den 4'e değişen iç katmanlardan oluşmuştur. İç katmanlar için; $[45^\circ]$; $[45^\circ / -45^\circ]$; $[45^\circ / -45^\circ / 45^\circ]$; $[45^\circ / -45^\circ / -45^\circ / 45^\circ]$ katman dizilimleri dikkate alınmıştır. Sertleştiriciler arasında yerel bir kabuk burkulmasına izin verildiğinde, ağırlıktaki azalmanın %18'e eşit olduğu gözlemlenmiştir. Yerel bir kabuk burkulmasına izin vermek, sertleştirilmiş kompozit yapıların ağırlığını önemli ölçüde azaltmak için çok faydalı bir yöntem olarak önerilmiştir. Optimize edilmiş konfigürasyon, daha sonra burkulma öncesi ve burkulma sonrası alanda herhangi bir arıza oluşumunu görmek için Tsai–Hill arıza kriteri kullanılarak doğrulanmıştır. Optimizasyon prosedürü, sonuçların karmaşık ve pahalı modellerle verildiği ve uygun en iyi sonuca ulaşmak için çok sayıda analizin gerekli olduğu çeşitli mühendislik problemlerinde esnek ve uygulanabilir olduğu görülmektedir (Bisagni and Lanzi, 2002).

Lanzi ve Giavotto, tepki yüzeyleri ve sınırlı sayıda numune noktası kullanılarak panellerin burkulma sonrasındaki davranışını, Genetik Algoritmalar, Sinir Ağları, Radyal Temel Fonksiyonlar ve Kriging yaklaşımı kullanılarak tahmin edilmeye çalışılmıştır. Sertleştirilmiş kompozit kabukların tasarımı için burkulma sonrası kısıtlamalar dikkate alınarak bir optimizasyon metodolojisi geliştirilip uygulanmıştır. Burkulma sonrası çalışan kompozit panellerin birincil yapılar olarak kullanımının genişletilmesi, burkulma ve hasar yükleri kesin hesaplamalarla yapıldığında mümkün olacaktır. Sayısal olarak elde edilen sonuçlar, testler sırasında deneyimlenenlerle iyi bir uyum içerisinde olmuştur. Yapılan analizler, burkulma öncesi ve burkulma sonrası rijitlik ve ayrıca hasar yükleri açısından da testlerle iyi bir uyum içinde olduğu görülmüştür. Önerilen optimizasyon prosedürü, burkulma sonrası kısıtlamaların doğrudan dikkate alındığı kompozit takviyeli panellerin tanımlanmasına ve ayrıca ön tasarım kriterlerinin formülasyonuna izin verirken, yeterince güvenilir ve esnek olduğu görülmüştür. Burkulma sonrası kısıtlamaları doğrudan dikkate alan kompozit

panellerin optimal tasarımıyla daha fazla ağırlık azalmasına ulaşılabileceği görülmüştür (Lanzi and Giavotto, 2006).

Baba'nın çalışmasında; çeşitli sınır koşulları altında simetrik ve simetrik olmayan olarak tabakalı kompozit plakaların burkulma analizi ile ilgilidir. Üç set sınır koşulu ile tabakalı dikdörtgen plakaların burkulma tepkisi ele alınmıştır. Tabakalı kompozit plakalar, değişen L/t oranına, kesik şekline ve fiber açısı yönüne sahiptir. Deneysel test sonuçları, ANSYS yazılımı kodundan elde edilen kesikli ve kesiksiz plakaların burkulma yükleriyle karşılaştırılmıştır. Kesik olan plakalarda burkulma yükünün azaldığı görülmüştür. L/t oranı arttıkça burkulma yükü azalır. L/t oranı iki kat artırılırsa burkulma yükü yaklaşık %75 oranında azalmıştır. Fiber açısı arttığında burkulma yükü azalmıştır. Kenetlenmiş plakaların sınır koşulları, dikkate alınan kenar koşulları bağlamında en yüksek burkulma yükünü göstermiştir. Bu, kenetlenmiş sınır koşullarının katılığı ile açıklanmıştır (Baba, 2007).

Fam ve Son, fiber takviyeli kompozit boruların, iç dolgu ve koniklik parametrelerine göre yanal yükleme ve lokal burkulma incelenmesini yapmıştır. Dolgu uzunluğu, farklı çap/kalınlık (D/t) oranlarına ve farklı laminat yapılarına sahip borular için direkler optimize edilmiştir. Farklı D/t oranlarına ve farklı laminat yapılarına sahip borular, dolgu uzunluğu değiştirilerek yanal yükleme altında eğilme analizi ve lokal burkulma incelemesi yapılmıştır. Ayrıca yanal yükleme tipi ve konikliğin etkileri de ele alınmıştır. Yöntem, parametrik çalışmanın sonuçları, deneysel veriler ve çok iyi bir uyum gösteren analitik ifadelerle doğrulanmış basit denklemleri kullanmıştır (Fam and Son, 2008).

Hur vd., hidrostatik basınca maruz kalan bir su altı aracına karbon-epoksi kompozit silindirlerin dış hidrostatik basınç altında burkulma ve burkulma sonrası davranışlarını sonlu elemanlar yöntemi ve deneysel çalışmalar neticesinde teorik olarak incelemiştir. Aşamalı hasar analizleri için, maksimum stres kriterleri ile ilişkili basıncın kaldırılması modeli, arıza sonrası katılık bozulması için kullanılır. Doğrusal olmayan sonlu eleman formülasyonunda, ikinci Piola-Kirchhoff gerilme tensörü ve Green gerinim tensörünü temel alan güncellenmiş Lagrange tanımlama yöntemi kullanılmıştır. Kompozit silindirin sonlu elemanlar (ACOSwin, MSC/NASTRAN ve MSC/MARC) modellemesinde sekiz düğümlü SHELL eleman kullanılmıştır. Sonlu elemanlar sonuçlarını doğrulamak için ise toplam beş karbon/epoksi kompozit silindir üretilmiş ve burkulma testi yapılmıştır. Burkulma yükleri en doğru şekilde ACOSwin tarafından, silindirlerin başlangıçtaki kusurları dikkate

alınmadan deney sonuçlarından yaklaşık %15,5 sapma ile tahmin edilmiştir. Sonlu elemanlar analizi ile aynı sonuçlar tahmin edilmiştir (Hur, Son, Kweon and Choi, 2008).

Tamijani ve Kapania, rastgele seçilmiş eğrisel takviyeli (sertleştiricili) plakaları analiz etmek için ağsız bir yaklaşım geliştirmek ve doğruluğunu literatürdeki sonuçlar ve sonlu eleman programı sonuçları ile karşılaştırmıştır. Ağsız yaklaşım, doğrudan diferansiyel denklemlerin çözümüne dayalı alternatif analitik bir yöntemdir. Burkulma analizi için geliştirilen formülasyonda, sertleştirici narinliği sınırlandırılmıştır. Yani, sertleştirici malzemenin dayanıklılığı veya elastikiyeti, belirli bir değerin üzerinde veya altında tutulmuştur. Bu sınırlama, malzeme mekanik davranışının belirli sınırlar içinde kalmasını sağlar. Yerel burkulma yani belirli bir bölgedeki burkulma veya değişimler, analiz sonuçlarına etki etmeyecek şekilde ihmal edilmiştir. Bu durum, analizin karmaşıklığını azaltmak ve hesaplamaları daha kolay hale getirmek için yapılan bir yaklaşımdır. Formülasyon geliştirilirken elemansız Galerkin yöntemi kullanılmıştır. Elemansız Galerkin yöntemi denklemleri doğrudan çözmek için ağ tabanlı yöntemlere ihtiyaç duymadan yapının davranışını tanımlamak için kullanılır. Farklı sertleştirici, eksantriklik ve eş merkezliliğin etkileri farklı örneklerde incelenmiştir. Bu araştırmada burkulma durumu doğrusal kabul edilerek çözüm statik olarak ele alınmıştır. Analiz sürecini çözülebilir hale getirmek için sertleştirici kesitin, sertleştirici binormal (bir noktadaki bükülmüş eğrinin normali) ekseninde simetrik olduğu varsayılmıştır. Ancak elemansız Galerkin yöntemi ile oluşturulan formülasyon, eksantrik ve eş merkezli sertleştiricileri kabul eder. Eksantrik ve eş merkezli sertleştiricilerin kabul edildiği durumlar, gerçek yapıların davranışlarını daha doğru bir şekilde yakalayabilmek için önemlidir. Hem düz hem de eğrisel sertleştiricilerin kullanıldığı çeşitli sayısal örnekler, literatürde mevcut olanlar ve ANSYS programı kullanılarak elde edilenlerle karşılaştırılmıştır. Bu, sunulan yaklaşımın geçerliliğini göstermiştir (Tamijani and Kapania, 2010).

Moon vd., filament sargılı orta derecede kalınlığa sahip kompozit silindirlerin (yarıçap-kalınlık oranı, $R/t = 18.8$), su altı araç uygulamaları için dış hidrostatik basınç altında çeşitli sarım açılara sahip orta kalınlıkta kompozit silindirlerin burkulma, burkulma sonrası davranışları ve hasar modunu sonlu elemanlar analizi ve deneysel yöntemler kullanarak araştırmaktadır. Toplamda on iki kompozit silindir üretilmiş ve test edilmiştir. Sonlu elemanlar programı olarak ACOS yazılımı tarafından oluşturulan kabuk model deneysel sonuçlardan %2 ile %23 sapma ile burkulma basıncını tahmin etmiştir. Ek olarak burkulma

sonrası hasar ve rijitliğin azalmasını başarılı bir şekilde simüle etmiştir. Hem deneylerde hem de analizlerde $\pm 60^\circ$ helis sarım açısına sahip silindirler en yüksek burkulma basınç değerini gösterdiği belirlenmiştir (Moon, Kim, Choi, Kweon and Choi J., 2010).

Shariati ve Rokhi, farklı çap ve uzunluklardaki çelik silindirik kabukların burkulma ve burkulma sonrası davranışları üzerindeki oyuk boyutu ve oyuk açısının etkisini incelemek için ABAQUS sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak bir dizi lineer ve lineer olmayan analiz gerçekleştirilmiştir. Silindirik kabukların burkulma öncesi, burkulma ve burkulma sonrası tepkileri üzerindeki oyuk boyutunun, oyuk açısının ve L/D ve D/t kabuk görünüş oranlarının etkisini incelemiştir. Laboratuvar ortamında sonlu elemanlar analiz sonuçlarını karşılaştırmak için numuneler test edilmiştir. Kesit genişliği sabit olduğunda ve kesit yüksekliği arttığında burkulma yükünün ihmal edilebilir düzeyde azaldığı gözlenmiştir. Oyuk yüksekliği sabit tutulduğunda oyuk genişliği artarken burkulma yükünün çok fazla azaldığı gözlenmiştir. Bu sonuçlar neticesinde, oyukların uzun kenarını, kabuğun uzunlamasına eksenine ile hizalanacak şekilde tasarlanması doğru olacağı öngörülmüştür. Oyuklarda yükseklik-genişlik oranı artırma burkulma yükünün arttığı gözlenmiştir. Deneylerden elde edilen sonuçlar ile sayısal simülasyonlar arasında çok iyi uyum gözlenmiştir (Shariati and Rochi, 2010).

Ross vd., hidrostatik basınç altında dairesel silindirik kompozit borunun burkulmasını deneysel ve analitik olarak incelemiştir. Teorik inceleme kısmında MisesNP ve ANSYS programlarından yararlanılmıştır. Araştırmalar, üç karbon ve iki E-cam elyaf katmanının karışımından yapılan elyaf takviyeli plastik tüp numuneleri üzerinde, yerleştirmelerse $0^\circ/90^\circ/0^\circ/90^\circ/0^\circ$; karbon lifleri uzunlamasına (0°) ve E-cam lifleri çevresel (90°) olarak gerçekleştirilmiştir. Deneysel araştırmalar, kısa silindirik kompozit boruların aksenal simetrik deformasyon yoluyla çöktüğünü, uzun silindirik kompozit boruların ise simetrik olmayan burkulma yoluyla çöktüğünü göstermiştir. Kompozitin tamamı için hem deneysel olarak elde edilen hem de hesaplanan malzeme özelliklerinin burkulma basınçlarını tahmin etmek için kullanıma uygun olduğu kanıtlanmıştır (Ross, Little, Haidar and Waheeb, 2011).

Priyadarsini vd., yer değiştirme ve yük kontrollü statik ve dinamik aksenal yükleme koşulları altında karbon fiber takviyeli plastik (CFRP) kompozit silindirler üzerinde sayısal ve deneysel bir araştırma yapmıştır. Farklı tipteki yüklemelerin, geometrik özelliklerin, lamina yerleşiminin ve kusur genliklerinin sıkıştırma altındaki silindirlerin mukavemeti üzerindeki

etkileri incelenmiştir. Üç farklı sonlu eleman analizi türü: gerçek deneyleri modellemek için doğrusal statik kararsızlık analizi (özdeğer), ABAQUS/ Standard kullanılarak doğrusal olmayan statik kararsızlık analizi (Risk yöntemi) ve ABAQUS/Explicit kullanılarak dinamik analiz gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışma, pre-preglerin elle yatırılmasıyla $[0^\circ/45^\circ/-45^\circ/0^\circ]$ simetrik dengeli yerleşime sahip sekiz katmanlı tek yönlü karbon-epoksi pre-preglerden yapılan karbon fiber kompozit silindirler üzerinde yapılmıştır. Yükleme süresinin kabuk yapısının dinamik burkulma yükü üzerindeki etkisi de incelenmiştir. Nihai mukavemetin, yükleme yöntemi (statik, harmonik), yerleştirme sırası, yarıçap-kalınlık oranı ve geometrik kusurlardan etkilendiği gösterilmiştir. Statik ve dinamik yükleme koşulları altında lineer elastik analiz, lineer olmayan analizden elde edilen mod şekillerinden çok farklı olabildiği durumda bile, yükleme frekansı (harmonik yükleme altında) nihai mukavemetin kabuğun doğal frekansından çok uzak değerlerde olup etkilenmediği gözlenmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda, malzeme özellikleri ve ilk kusurların uygun şekilde modellenmesi koşuluyla, burkulma mukavemetini doğru bir şekilde değerlendirmek için sayısal modellemenin kullanılabileceğini göstermiştir (Priyadarsini, Kalyanaraman and Srinivasan, 2012).

Ferreira ve Virtuoso, tek eksenli sıkıştırma altında izotropik ve ortotropik plakaların stabilitesinin doğrusal olmayan analizi için geliştirilmiş iki yarı-analitik modeli ve ADINA programında yapılan doğrusal olmayan sonlu eleman modeli sonuçlarının karşılaştırmasını araştırmıştır. Bu yarı analitik modeller, düzlem içi yer değiştirme için serbest koşullar veya sınırlı koşullar durumlarını, başlangıç kusurlarını hesaba katmamızı sağlamıştır. Kullanılan parametreler, sınır koşulları, doğrusal olmayan geometri etkileri, uç liflerde ilk verime ulaştıktan sonra plastisite ile ilişkili doğrusal olmayan malzemedir. Yarı analitik ve sonlu eleman modelleri ile doğrulanan plakalar, yüksüz kenarlarda düzlem içi yer değiştirmeler için sınır koşulları, burkulma sonrası davranışı ve nihai mukavemeti önemli ölçüde etkilemiştir. Uzun plakalarda nihai dayanım, yüklü olmayan kenarlarda düzlem içi yer değiştirme sınır koşullarına güçlü bir şekilde bağlıdır. Yüksüz kenarlarda hareket etmekte serbest olan düzlem içi yer değiştirmelere sahip izotropik plakalar için yarı analitik ve sonlu eleman modelleri serbest koşullar için laboratuvar testlerinden elde edilen sonuçlarla doğrulanmıştır (Ferreira and Virtuoso, 2014).

Mania vd. bu çalışmada, FMLs (Fiber Metal Laminatlar) profilinin burkulma ve burkulma sonrası davranışları üç farklı yaklaşım uygulanarak analiz edilmiştir. Laboratuvar burkulma

deneylerinde eksenel basma kuvvetine maruz bırakılmış, gerçek boyutlu numuneleri sonlu elemanlar yöntemiyle modellenip analiz edilmiş ve Koiter'in asimptotik teorisine dayalı analitik incelemesi yapılmıştır. Deneysel elde edilen veriler, sonlu elemanlar analizi ve Koiter yaklaşımına göre elde edilen verilerden farklı olduğu görülmüştür. Elde edilen deneysel bulgulara göre sayısal model geliştirilmiştir. Avantajlı yorulma ve kırılma özelliklerine rağmen FML malzemelerinin, iyi burkulma mukavemeti özellikleri nedeniyle havacılık ve uzay hafif yapılarında geleneksel alüminyum alaşımlarının yerini verimli bir şekilde alabileceğini göstermektedir (Mania, Kolakowski, Bienias, Jakubczak and Majerski, 2015).

Almeida vd., hidrostatik dış basınç altında karbon/epoksi filament sargılı kompozit boruların hasarlarını sayısal ve deneysel yöntemlerle incelemiştir. Üç farklı sargı yerleşimine sahip kompozit borular için dış basınç mukavemeti, yay uzunluğu yöntemi aracılığıyla sonlu elemanlar analizi ve önerilen bir hasar modeline dayalı aşamalı arıza analizi araştırılmıştır. Sayısal analizler, d/t oranı 20:1'den düşük olduğunda arıza sonucu sonlu elemanlar ve deneysel veriler ile doğrulanmıştır. Aşamalı başarısızlık analizleri, d/t > 20:1 olan borular için burkulmadan kaynaklanan hasar deneysel ve sayısal verilerle doğrulanmıştır (Almeida JR., Ribeiro, Tita and Amico, 2016).

Toktaş vd., eklemeli imalat ile üretilmiş, aynı kesit alanı ve uzunluktaki, eşit miktarlarda filament kullanılmış ankastre kirişlerdeki burkulmayı, regresyon analizi, sonlu elemanlar yöntemi ve analitik çözüm aracılığıyla araştırmıştır. 6 kesit şekline, 101 kesit alanına ve 4 farklı malzemeye bağlı olarak toplam 2424 adet alternatif tasarım oluşturulmuştur. Tasarlanan kirişler için analitik yöntem ve sonlu elemanlar yöntemi %0.38 oranda bir fark gözlenmiştir. Bu oranın ihmal edilebileceği görülmektedir. Malzeme yönünden karşılaştırma yapıldığında, en iyi burkulma direncini PLA malzemeden üretilen üçgen, en kötü direnci ise PETG malzemeden üretilen elips şekilli ankastre kiriş vermiştir. Tüm modellerin istatistiksel analizleri yapılmış ve yapılan analizler sonucunda, en düşükten büyüğe doğru, gerilme ve deformasyona uğrayan kesit geometrileri sıralanmıştır (Toktaş, Özkan ve Çetindağ, 2017).

Shirkavand vd. bu çalışmada; kompozit kabuk bir silindirin, burkulma davranışı üzerindeki dikdörtgen oyukların etkisi, sayısal ve deneysel yöntemler kullanılarak incelenmiştir. Sonlu eleman sonuçlarını doğrulamak için $[90/-23/23/90]$ yerleşimli, delikli ve deliksiz cam/epoksi silindirler üzerinde sınırlı sayıda test gerçekleştirilmiştir. Dikdörtgen oyukun

çevresel yönde olması, eksenel yönde olmasına kıyasla burkulma yükünde yaklaşık %8 daha fazla azalmaya neden olduğunu ortaya çıkarmıştır. Yapılan çalışmada çevresel kesiklerin, eksenel kesiklerden daha kritik olduğu görülmüştür. Çevresel oyukların etrafında oluşan yüksek stres konsantrasyon faktörleri, oyukların çevresinde erken arızaya neden olmuş ve bu silindirin daha erken burkulmasına sebep olmuştur (Shirkavand, Thari-Behrooz and Omid, 2019).

Yuru vd., farklı konfigürasyonlara sahip titanyum alaşımlı sertleştirilmiş panellerin düzlem içi kesme yükü altındaki yapısal davranışlarını deneysel yöntemler ve sayısal analizlerle araştırmıştır. Numunelerin burkulma kararsızlığı, burkulma sonrası süreç ve numunenin hasar mekanizması incelenmiştir. Köşebent, kiriş kalınlığı ve kiriş yüksekliğinin burkulma yükü ve kırılma yükü üzerindeki etkisi analiz edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Belirli aralıklı kiriş kalınlığı ve yüksekliğinin sertleştirilmiş panellerin davranışı üzerindeki etkisini incelemek için Sonlu Elemanlar (SE) modelleri kullanılarak bir parametrik analiz uygulanmıştır. Oluşan ilk burkulma, kabuğun merkezden uzak bölgesinde meydana gelirken, devamında kabuğun diğer bölgelerinde farklı yükler altında art arda büküldüğü görülmüştür. Yük belirli bir seviyeye ulaştığında kirişler bükülür ve küresel burkulma sebebiyle plastik deformasyon görülür. Köşebentin, burkulma ve kırılma yükleri üzerinde çok az etkisi olduğu görülmüştür. Kalınlık arttıkça hem kırılma yükü hem de burkulma yükü önce artmış daha sonra değişmeden kalmıştır. Tel kalınlığının artması, nihai burkulma modunu ve kırılma modunu etkilemiştir. Yüksekliğin artması burkulma yükünü artırmış fakat kırılma yükünü değiştirmemiştir. Parametrik analize göre, kiriş kalınlığı son burkulma modunu ve kırılma modunu etkilerken, kiriş yüksekliği burkulma modundaki şekil değişikliğini etkilemiştir (Yuru, Zhidong, Xin, Zengshan, Jun, and Huang, 2019).

Shen ve Pan bu çalışmada, hidrostatik basınca maruz kalan filament sargılı kompozit silindirik kabuğun kritik burkulma basıncı ve yer değiştirme tepkisini analitik ve deneysel çalışmalarla araştırmıştır. T700-12 K Karbon/epoksi kullanılarak filament sarma işlemi ile silindirik bir kabuk üretilmiştir. Yapılan deneyde kompozit silindirin, taşıma kapasitesini hemen kaybetmediği görülmüştür. Kabukta hasar meydana gelene kadar hidrostatik basınca dayanmaya devam etmiştir. Yapılan analitik çalışma, deneysel veriye kıyasla %3,47'lik bir fark ile kabul edilebilir görülmüştür. Gerinim tepkisi ve çatlak ilerleme yolu arasındaki ilişki araştırıldığında, çatlak ilerleme yolunun saat yönünde olduğunda çevresel gerininin arttığı, saat yönünün tersinde ise gerininin azaldığı raporlanmıştır. Silindirin nihai yük taşıma

kapasitesine ulaşp, kabuk çöktüğünde, çökme basıncının kritik burkulma basıncından %13,04 daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir (Shen and Pan, 2021).

Zghal ve Dammak, ilk kez çeşitli kenar sıkıştırma yüklerine maruz kalan fonksiyonel olarak derecelendirilmiş güç tabanlı ve sigmoid plakaların ve küresel kapakların kritik burkulma tepkileri incelenmiştir. Çalışma gözeneklilik parametresinin etkisini göstermek için kapsamlı bir sonlu eleman modeli ve sayısal bir yöntem içermektedir. Çalışma literatürde fonksiyonel olarak derecelendirilmiş (FGM) gözenekli plakaların ve özellikle de kabuk yapıların burkulma davranışının araştırılmasında bir eksiklik görülmesi üzerine yapılmıştır. Birinci dereceden kesme deformasyon teorisinin (FSDT), birçok yönden kinematikini izleyen bu model, enine kayma şekil değiştirmelerinin ikinci dereceden bir varyasyonunu açıklamaktadır. Yapı kesme düzeltme faktörleri kullanmadan üst ve alt yüzeylerindeki enine kesme gerilmelerinin sıfır koşulunu sağlar. Fonksiyonel olarak derecelendirilmiş indeks, gözeneklilik katsayısı, gözeneklilik modeli, geometrik tasarım parametreleri ve sınır koşullarının etkileri araştırılmış ve yeni bir grafik şeklinde sunulmuştur. Önerilen model, motor güvenliğinin çok önemli bir kriter olduğu nükleer ve havacılık sektörlerinde kullanılan gözenekli FGM'ler burkulma davranışının tahmin edilmesi ve kontrol edilmesi için faydalıdır. Birinci mertebeden kesme deformasyon teorisine (BMKDT) dayanan basit ve verimli bir sonlu eleman modeli kullanarak, fonksiyonel derecelendirilmiş güç bazlı (P-FGM), sigmoid (S-FGM) plakaların ve gözenekli küresel kapakların mekanik burkulma davranışları araştırılmıştır. FGM gözenekli plakalarının ve kabuklarının burkulma analizi ve sunulan farklı mod şekilleri, bu tür yapısal bileşenlerin burkulma tepkileri hakkında derin bir bilgi sağlamıştır. Bununla birlikte bu yapılar, burkulma meydana geldikten sonra bile ek yüklere devam edebilir. Gelecekte yapılan çalışmalar burkulma sonrası devam eden yüklerin incelenmesi üzerine olabilir (Zghal and Dammak, 2021).

3. KOMPOZİT MALZEMELER

İki ya da daha fazla malzemenin en iyi özelliklerini makroskobik düzeyde bir araya getirerek oluşturulan yeni ve farklı malzemeye kompozit malzeme denir. Kompozit malzemeler, makro düzeyde homojen özellik gösterebilirler bile mikro ölçekte heterojen bir yapıya sahiptir. Heterojen bir yapıya sahip olduğu için birleşen malzemelerin bütün özellikleri, elde edilen kompozit malzemede bulunmaz.

Kompozit malzeme, matris ve takviye yapılarından oluşmaktadır. Matris yapısı, takviye fazını bir arada tutup, yükü paylaştıran ana fazdır. Takviye yapısı ise, kompozit malzemeye gelen yükün büyük bir kısmının taşındığı yardımcı fazdır. Yapılarında pek çok malzeme barındıran kompozit malzemelerin sınıflandırılması çok değişik şekillerde yapılabilir. Fakat en yaygın sınıflandırma şekli, yapısında bulunan matris ve takviye elemanına göre yapılmaktadır (Kaya, 2016). Matris yapısına göre; polimer, seramik veya metal malzemelerden oluşurken, takviye elemanına göre; elyaf takviyeli, partikül takviyeli, tabakalı ve karma kompozit malzemelerden oluşmaktadır. Çizelge 3.1’de bazı matris özellikleri ve Çizelge 3.2’de bazı takviye özellikleri gösterilmiştir.

Çizelge 3.1. Bazı matris yapılarına ait malzeme özellikleri (Kollar and Springer, 2003: 465)

Malzeme	Boyuna Young Modülü	Boyuna Kayma Modülü	Poisson oranı	Gerilme direnci	Maksimum uzama	Yoğunluk
	E_m GPa	G_m GPa	ν_m	S_m MPa	η_m %	$\frac{\rho_m}{g/cm^3}$
Epoksi						
Der 332	3,4	1,2	0,35	64	1,9	1,22
934	4,1	1,5	0,35	83	2	1,3
Epon	2,8	1	0,35	83	3	1,30
3501	4,4	1,6	0,36	69	1,6	1,26
5208	3,9	1,4	0,35	50	1,3	1,27
1962	3,7	1,4	0,35	-	-	1,27
Vinilester						
1222	3,2	-	-	79	2,5	1,3
Poliester						
7241	3,3	-	-	79	2,4	1,38

Çizelge 3.2. Bazı takviye yapılarına ait malzeme özellikleri (Kollar and Springer, 2003:465)

Malzeme	Boyuna Young Modülü	Boyuna Kayma Modülü	Poisson oranı	Gerilme direnci	Maksimum uzama	Boyuna termal genleşm e katsayısı	Enine termal genleşme katsayısı	Yoğunluk
	E_{f1} GPa	G_{f12} GPa	ν_{f12}	S_{f1} MPa	η_{f1} %	$\tilde{\alpha}_{f1}$ 10^{-6} /C°	$\tilde{\alpha}_{f2}$	ρ_m $\frac{g}{cm^3}$
Cam Elyafi								
E-glass	72	33	0,09	3103	4,3	5-5,4	-	2,6
S-glass	87	37	0,18	3792	4,4	1,6-2,9	-	2,49
Aramid								
Kevlar 29	83	29	0,44	3620	4,4	-	-	1,44
Kevlar 49	124	43	0,45	3620	2,9	-2	59	1,44
Kevlar 149	172	65	0,33	3448	2	-	-	1,44
Grafit								
AS4	234	93	0,26	3930	1,7	-0,9	-	1,8
IM6	276	109	0,26	5102	1,8	-	-	1,74
IM7	276	109	0,26	5309	1,9	-	-	1,77
IM8	303	120	0,26	5447	1,8	-	-	1,8
PANEX	228	-	0,25	3600	1,6	-	-	1,72
T300	231	91	0,27	3241	1,4	-0,6	7-12	1,77
T40	283	107	0,32	5654	2	-	-	1,8
T50	393	159	0,24	2413	0,6	-	-	1,8
T55	379	142	0,33	1724	0,5	-	-	1,99
T75	517	204	0,27	2069	0,4	-	-	1,99
Boron	400	-	0,2	3160	0,79	4,5	0,2	2,57

Kompozit malzemelerin avantajları ve dezavantajları şu şekilde sıralanabilir.

Kompozit malzeme avantajları;

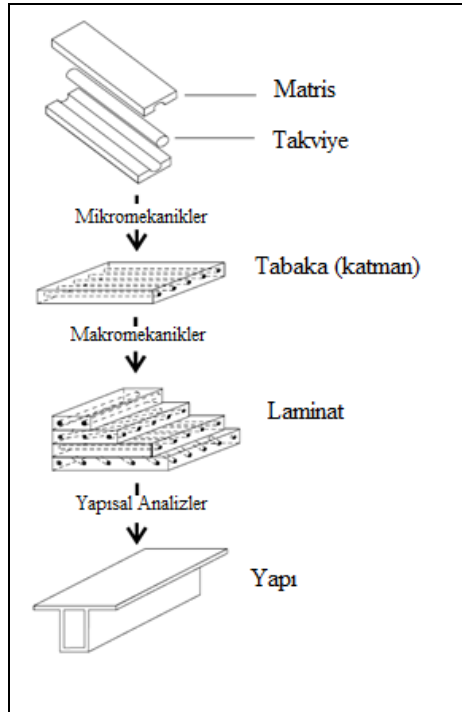
- Yüksek dayanım,
- Yüksek rijitlik,
- Düşük ağırlık,
- Diğer malzemelerle uyum,
- Yüksek yorulma dayanımı,
- Uzun ömür,
- Yüksek aşınma direnci,
- Yüksek korozyon direnci,
- Düşük ısı iletkenliği,
- Termal dayanım,
- Akustik iletkenlik,

- Estetik görünüm.

Kompozit malzeme dezavantajları;

- Yüksek ham malzeme maliyeti,
- Kırılgan (gevrek) bir yapıya sahip olmaları,
- Kolay zarar görebilmesi,
- Onarım zorluğu,
- Yanma ve duman çıkarma,
- İmalat açısından düşük verimliliğe sahip olması,
- Malzeme kalitesi, uzman personel ve üretim yöntemi kalitesine bağlıdır.

Kompozit bir yapının mekanik ve termal davranışları, matris ve takviye özelliklerine, takviye miktarına ve takviye yönelimlerine bağlıdır. Şekil 3.1’de matris ve takviye özelliklerinin hesaba katıldığı mikro mekanik kısımdan kompozit malzeme özelliklerinin ele alındığı makro mekanik kısım ve yapısal analize kadar olan katmanlı kompozitten yapılmış kompozit malzeme tasarım adımları gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Mikro mekanikten yapıya katmanlı kompozit malzeme aşamaları (Kollar and Springer, 2003:2)

3.1. Matris Yapısına Göre Kompozit Malzemelerin Sınıflandırılması

3.1.1. Polimer matrisli kompozit malzemeler

Ağırlıklı olarak petrokimya esaslı ürünler olup, en yaygın kullanılan malzeme türüdür. Polimer matrisli kompozitler, korozyona karşı dirençli, uzun ömürlü, kolay işlenebilirlik ve şekillendirilebilen, birim yük başına yüksek yük kapasitesine sahip malzemelerdir. Termoset ve termoplastik matrisli kompozitler olarak ikiye ayrılırlar.

3.1.2. Seramik matrisli kompozit malzemeler

Seramik matrisli kompozitler, yüksek sıcaklık dayanımı ve düşük ağırlık taleplerini karşılamaktadır. Sert ve kırılgan olmaları sebebiyle çok düşük süneklik ve tokluğa sahiplerdir. Termal şoklara karşı düşük direnç gösterdikleri için çoğunlukla lifler ile takviye edilmektedir. Yapılarında seramik olduğu için çok iyi yalıtkan özelliğe sahiplerdir.

3.1.3. Metal matrisli kompozit malzemeler

Çeşitli metal ve metal alaşımlarının takviyelerle birleşiminden oluşur. Metal kısım, takviye kısmına göre daha üstün özelliklere sahiptir. Seramikler ile metallerin bir araya getirilmesiyle yüksek aşınma direnci ve yüksek gerilme mukavemetine sahip malzemeler elde edilebilir.

3.2. Takviye Elemanına Göre Kompozit Malzemelerin Sınıflandırılması

3.2.1 Elyaf takviyeli kompozitler

En yaygın kompozit malzeme türüdür. Elyaf takviyeli kompozitlerin en sık kullanılanı cam elyaftır. Matris malzemesi olarak polimer ile düşük maliyetli olması sebebiyle sıklıkla kullanılmaktadır. Elyaf takviyeli kompozitler moleküler boyutta birbirinden farklı olup, mekanik olarak birbirlerinden ayrılabilirler. Elyaf takviyeler, uzun lif, dokuma kumaş, kısa lif vb. biçimde olabilirler. Malzeme özellikleri liflerin malzeme içerisindeki kompozisyonuna bağlı olarak değişmektedir.

3.2.2. Parçacık (partikül) takviyeli kompozitler

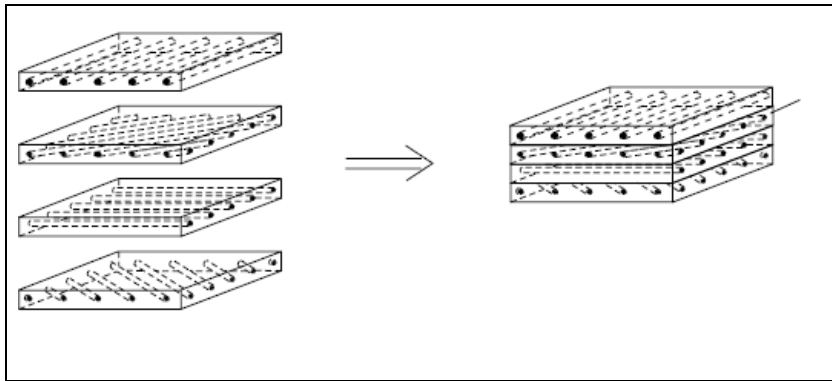
Seramik, metal ve polimer matrisleri içerisine parçacık katılarak elde edilir. Takviye boyutları, kompozit malzemenin özelliklerini belirler. Genellikle kompozit malzemenin sertliğini arttırırken, malzemenin dayanımının arttırılmasında etkili değildir. Kullanım amaçları birçok durumda sadece maliyeti düşürmek içindir. Parçacık boyutlarının boyutsal dağılımları, yüzey enerjileri, homojen dağılım, hacimsel oranlar ve eksen oranları oluşacak kompozit malzemenin özelliklerini belirlemektedir.

3.2.3. Tabakalı kompozitler

En eski ve en yaygın kullanım alanına sahip olan kompozit malzemedir. Tabakaların farklı dizilimleri yapılarak yüksek mukavemet değerleri elde edilebilir. Isı ve neme karşı dayanıklı malzemelerdir. Metal malzemelere göre hafif ve yüksek mukavemet değerlerine sahip olmalarından dolayı tercih edilmektedir.

Tabakalı Kompozit Yapıların Mikro ve Makro Mekanikleri

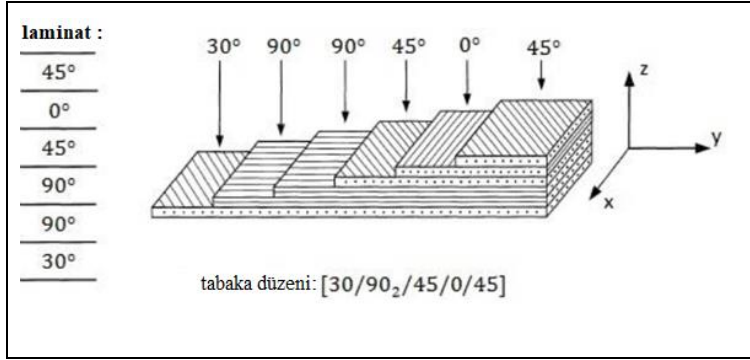
Mikro mekanik düzeyde oluşan lamina katmanları ve makro mekanik düzeyde farklı veya aynı oryantasyonlarda bir araya gelen lamina katmanlarının oluşturduğu laminat yapı Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Laminat katmanının tamamı tek yönlü kumaşlardan oluştuğu durumda katman anizotropik özellik sergiler. Elyafa dik yönde gelen kuvvetler karşısında mekanik özellikler yetersiz kalacağından, tek yönlü elyaf kullanımı tercih edilmemektedir.



Şekil 3.2. Tabakalı kompozit yapı (Kollar and Springer, 2003:2)

Şekil 3.3’te gösterilen laminat açısı düzeni, her lamina katmanının x eksenine göre yaptığı açı ile belirtilir. Açısı düzeni $[30/90_2/45/0/45]$ altı tabakadan oluştuğunu gösterir. Açısı eksene göre

negatif yönde ise önüne '-' konularak $[45/0/-60_2/30]$ şeklinde gösterilir. Laminat katman orta düzlemde simetrik bir düzene sahip olduğunda $[90/45_2/0]_s$ şeklinde, simetrik düzen içinde tek sayıda lamina katman bulunduğu ise o katmanın üzerinde '-' işareti ile $[90/45_2/\bar{0}]_s$ şeklinde gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Açı düzeni örneği

Simetrik yapıya ve tek sayıda laminaya sahip simetrik yapıda laminat örnekleri Şekil 3.4'te gösterilmiştir.

90° 45° 45° 0° 0° 45° 45° 90° [90 / 45₂ / 0]_s	90° 45° 45° 0° 45° 45° 90° [90 / 45₂ / 0]_s
a) Simetrik laminat örneği	b) Tek sayıda laminaya sahip simetrik laminat örneği

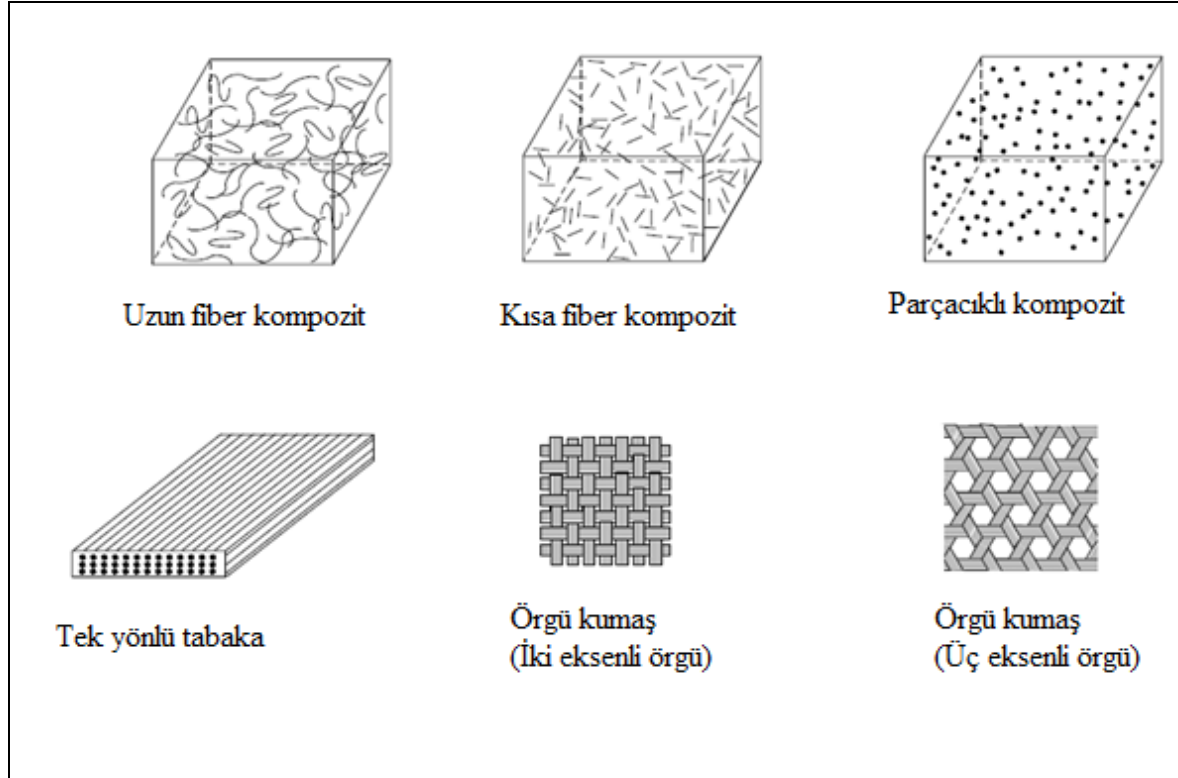
Şekil 3.4. Simetrik laminat yapı örnekleri (a, b)

3.2.4. Karma (hibrit) kompozitler

Karma kompozitler, aynı yapıda iki veya daha fazla takviye elemanına sahip kompozit malzeme olarak adlandırılır. Yeni kompozit malzeme geliştirmek için uygun bir alandır. Basma mukavemeti düşük ve ucuz kevlar elyafı ile iyi basma mukavemeti, düşük tokluk ve

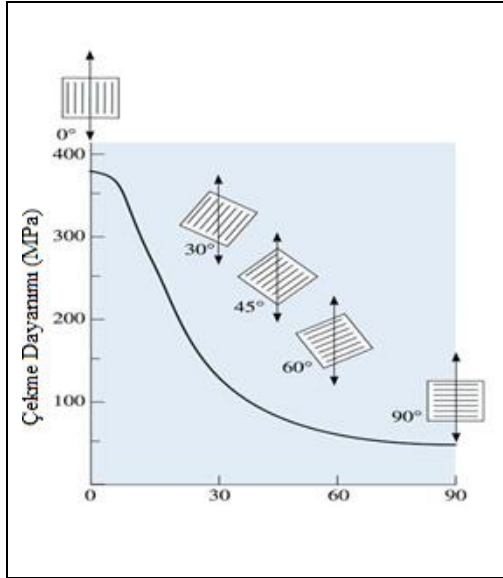
pahalı olan grafit elyafı ile oluşturulan karma kompozit yapı yüksek basma mukavemeti ve yüksek tokluğa sahiptir.

Elyaf takviyelerden uzun lif, dokuma kumaş, kısa lif, partikül, tabakalı kompozit yapı örnekleri Şekil 3.5’te verilmiştir.



Şekil 3.5. Bazı takviye elyaflara göre kompozit malzemeler (Kollar and Springer, 2003:1)

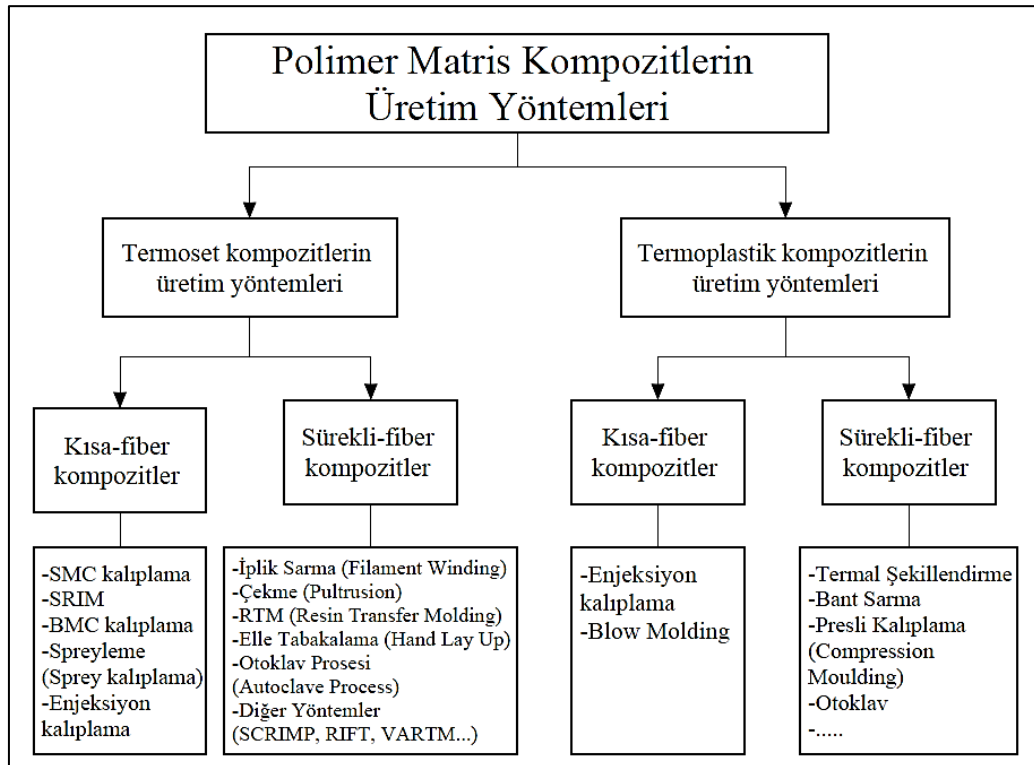
Malzemelerin mekanik özellikler açısından yöne bağımlılık göstermesi ‘anizotropi’ olarak adlandırılır. Takviye malzemesinin uzun fiber (elyaf) ve örgü (woven) olması durumunda anizotropiye rastlanmaktadır. Şekil 3.6’da gösterildiği gibi anizotropik yani yöne bağımlı malzemelerin mekanik özellikleri her yönde aynı değildir. Takviye malzemesinin kısa fiber (elyaf), parçacıklı olması veya dokuma olmaması durumunda anizotropi azalır.



Şekil 3.6. Yöne ve açığa bağlı çekme dayanımı değişimi.

3.2.5. Polimer matrisli kompozitlerin üretim yöntemleri

Bu bölümde polimer matrisli kompozitlerin üretim yöntemleri ele alınmıştır. Termoset ve termoplastik malzeme yapısına göre üretilen kompozit malzemeler Şekil 3.7’deki şemada gösterilmiştir.



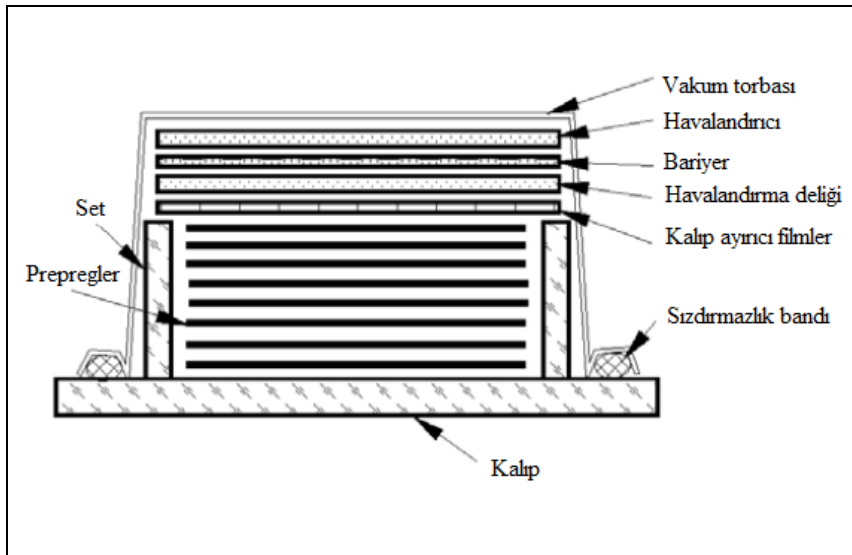
Şekil 3.7. Polimer Matris Kompozitlerin Üretim Yöntemleri (Mazumdar, 2001:31)

Elle tabakalama (hand lay-up)

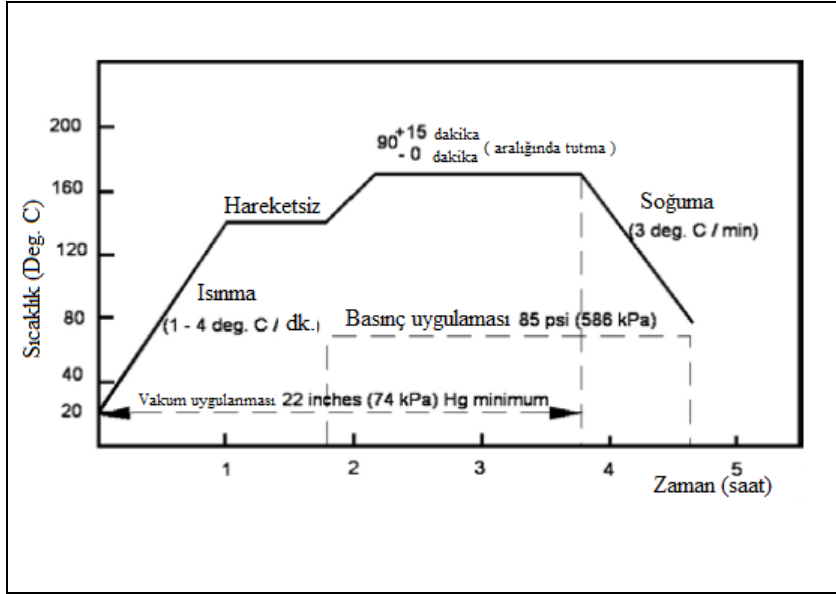
Elle yatırma işlemi, Islak Yatırma (Wet Lay-Up) ve Önceden Reçine Emdirilmiş Elle Tabakalama (Prepreg Lay-Up) olmak üzere iki ana yönetime ayrılır.

Önceden reçine emdirilmiş elle tabakalama (prepreg lay-up)

Havacılık ve uzay endüstrisinde prepreg yöntemi çok yaygın kullanılmaktadır. Otoklav ve vakum torbalama işlemi olarak da adlandırılır. Bu işlem kullanılarak çok yüksek kumaş hacimlerine sahip karmaşık şekiller üretilebilir. Uygulanan yöntem genelinde ise düşük hacim kabiliyetine sahip açık kalıplama kullanılan işlemdir. Reçine emdirilmiş kumaşlar kesilip, istenilen oryantasyonda serildikten sonra bir vakum yardımıyla kumaşların arasında oluşan hava kabarcıklarının alınması ve devamında bir fırın veya otoklav içine konularak kürlenmesi için ısı ve basınç uygulanmasıyla elde edilir. İşçilik ve kullanılan malzemelerin maliyetinin yüksek olması sebebiyle yüksek maliyetli bir işlemdir. Küçük parçalar ve prototip üretimler için diğer yöntemlere göre avantajlıdır. Otoklav ve vakum torbalama işlemine ait kullanılan ekipmanlar Şekil 3.8’de ve otoklav kürlenme döngüsü Şekil 3.9’da gösterilmiştir.



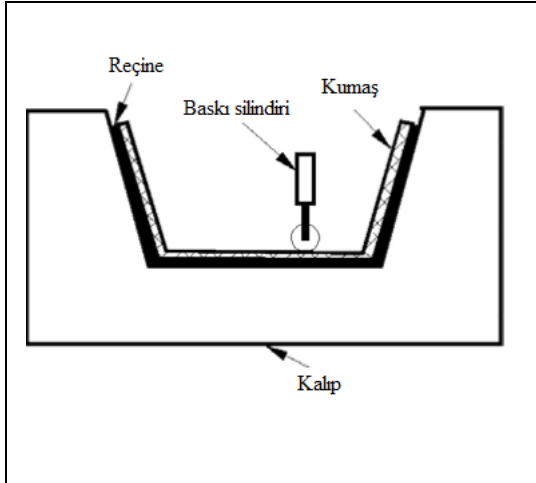
Şekil 3.8. Prepreg yerleştirme işlemi için vakum torbalama örneği (Mazumdar, 2001: 139)



Şekil 3.9. Otoklav işlemi sırasında tipik kürleme döngüsü (Mazumdar, 2001:141)

Islak tabakalama (wet lay-up)

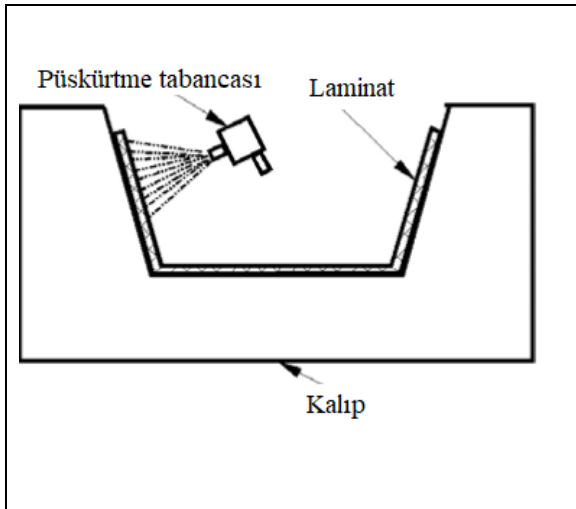
İlk zamanlarda ıslak tabakalama yöntemi kompozit parçaların yapımında baskın bir yöntemdi. Denizcilik endüstrisinde ve prototip parça yapımında hala yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu işlemde kalıba sıvı reçine sürülür ve üstüne takviye yerleştirilir. Denizcilik endüstrisi ve prototip parça yapımında hala yaygın olarak kullanılmaktadır. Açık kalıba sıvı reçine sürülüp, kumaşların elle yerleştirilmesi sebebiyle fazla iş gücü gerektirir. İstenilen kalınlık elde edilene kadar her katman bir rulo ile sıvı reçine kumaşa emdirilir. Süreç az sermaye yatırımı ve ustalık gerektirdiği için kullanımı kolaydır. Islak tabakalama işlemi örneği Şekil 3.10'da gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Islak tabakalama örneği (Mazumdar, 2001: 146)

Spreyleme (sprey kalıplama)

Bu yöntem Elle Tabakalama (Hand Lay-Up) işlemine benzer bir yöntemdir. Takviye ve reçine bir kalıp üzerine püskürtme tabancası ile uygulanır. Bu işlem elle uygulandığı için zahmetli bir iştir. Şekil 3.11’de gösterilen bu yöntem, elle tabakalama yönteminden çok daha hızlı ve cam elyafın ucuz olması sebebiyle ucuz bir yöntemdir.

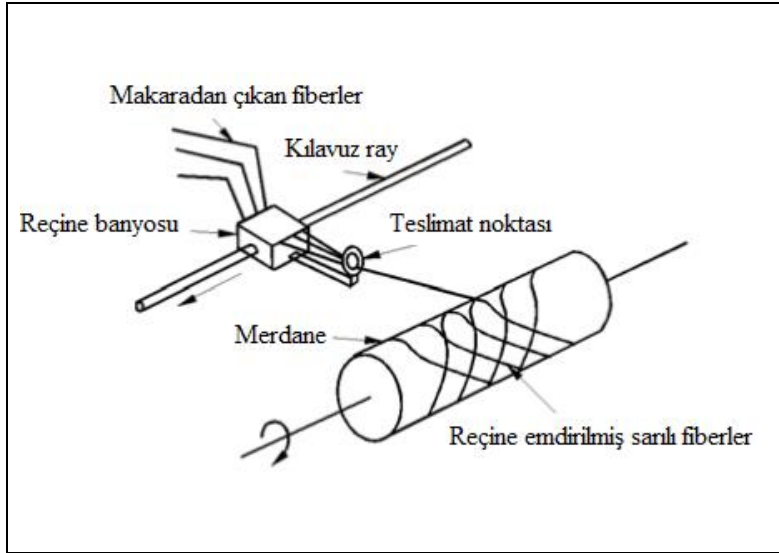


Şekil 3.11. Spreyleme tabakalama örneği (Mazumdar, 2001: 152)

Filament sarma işlemi (filament winding process)

Filament sarma, reçine emdirilmiş liflerin istenen açıda dönen bir mandrel üzerine sarıldığı bir işlemdir. Bu işlem Şekil 3.12’de görülen taşıma ünitesinin ileri geri hareket edip,

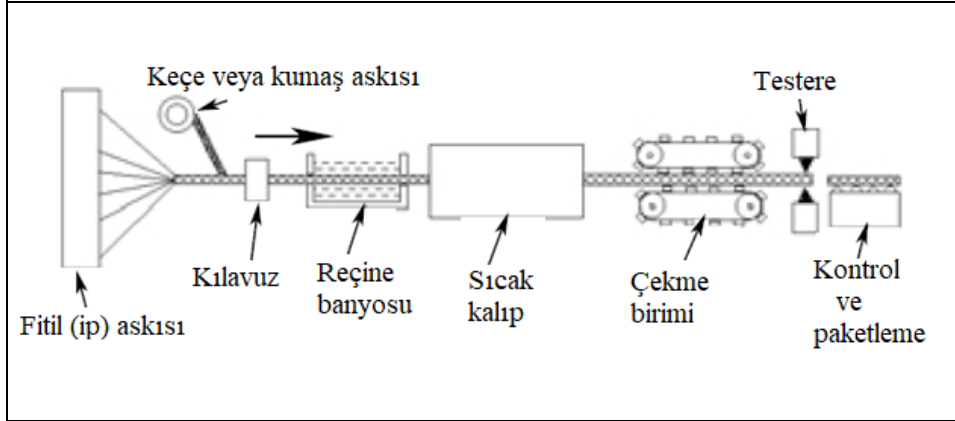
merdanenin belirli bir hızda dönmesiyle gerçekleşir. Taşıyıcı ünite ve mandrelin hareketi kontrol edilerek istenilen elyaf açısı oluşturulur. İşlem, boru şekilli parçalar yapmak için çok uygundur. Yüksek hacimli parçaları uygun maliyetli bir şekilde yapmak için süreç otomatikleştirilebilir. Filament sarma, basınçlı kaplar gibi belirli özel yapıların yapılması için uygun olan tek üretim tekniğidir.



Şekil 3.12. Filament sarma işlemi örneği (Mazumdar, 2001: 156)

Çekme işlemi (pultrusion process)

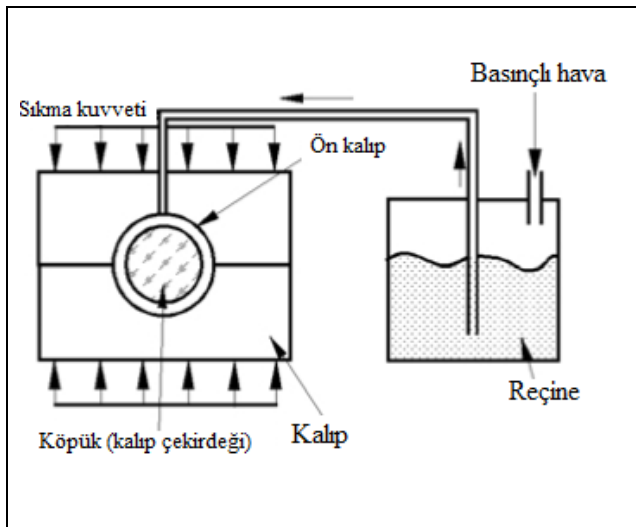
Çekme işlemi, reçine emdirilmiş liflerin bir kalıptan çekildiği düşük maliyetli, yüksek hacimli bir üretim işlemidir. İşlem, metal ekstrüzyon işlemine benzerdir. Ekstrüzyon işleminden farkı malzemenin kalıptan itilmesi yerine, bir çekme işleminde kalıbın içinden çekilmesidir. Sabit kesitli ve sürekli uzunlukta parçalar oluşur. Basit düşük maliyetli, sürekli ve otomatik bir işlemdir. Yöntem Şekil 3.13'te gösterilmiştir. Malzeme ısıtılmış kalıptan geçerken kısmen veya tamamen sertleşir. Bu yöntem sayesinde genellikle son işlem gerektirmeyen parçalar oluşur.



Şekil 3.13. Çekme işlemi örneği (Mazumdar, 2001: 166)

Reçine transfer kalıplama işlemi (resin transfer molding (rtm) process)

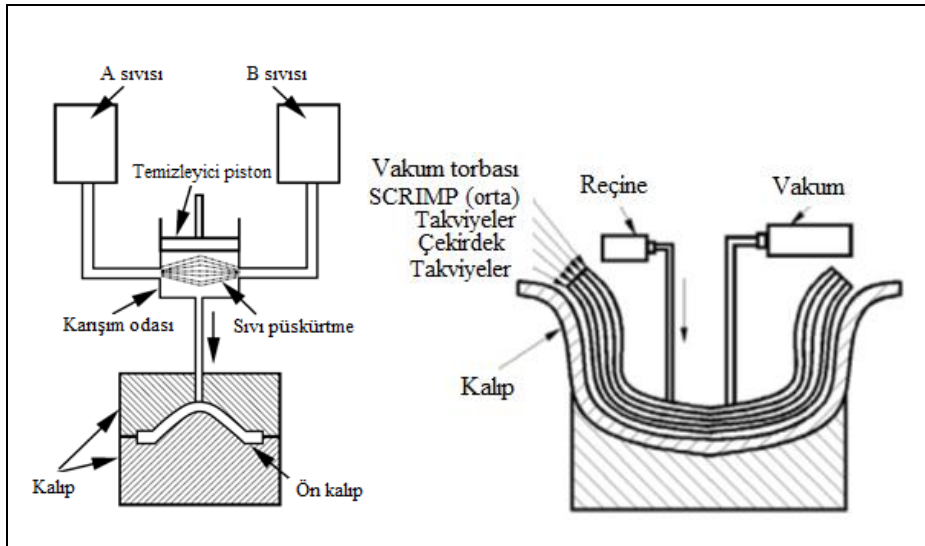
Sıvı transfer kalıplama işlemi olarak da bilinir. Enjeksiyon kalıplama ve sıkıştırma kalıplama işlemlerinin aksine RTM işlemi, düşük maliyetli aletler kullanarak orta hacimli miktarlarda ve uygun maliyetli yapısal parçaların üretimi için kullanılır. RTM, kontrollü fiber yönleriyle net şekle yakın karmaşık parçaların üretimini sunar. Sürekli lifler genellikle RTM işleminde kullanılır. RTM işleminde, kalıp boşluğuna bir ön kalıp yerleştirilir. RTM işlemi, kuru bir fiber preformun (geri dönüşümlü) bir kalıbın içine yerleştirildiği ve ardından kalıp reçine ile dolana kadar termoset reçinenin bir giriş ağzından enjekte edildiği kapalı bir kalıp işlemidir. Reçine daha sonra sertleştirilir ve parça kalıptan çıkarılır. Kalıplama işlemi Şekil 3.14'te gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Reçine transfer kalıplama işlemi örneği (Mazumdar, 2001: 179)

Yapısal reaksiyon enjeksiyonlu kalıplama işlemi (structural reaction injection molding (srim) process)

SRIM işlemi, kullanılan reçine ve enjeksiyondan önce reçineleri karıştırma yöntemindeki farkla RTM işlemine benzemektedir. SRIM işleminde, iki reçine A ve B, kalıba enjekte edilmeden hemen önce bir karıştırma odasında çok yüksek bir hızda karıştırılır (Şekil 3.15). SRIM işlemi için kullanılan reçine çok düşük viskoziteye sahiptir ve en yaygın reçine poliizosiyanürattır (poliüretan kimyasına dayalıdır). Bu karışık reçine, elyaf preformları (geri dönüşümlü) içeren kalıba enjekte edilir. SRIM işlemi için kullanılan ön kalıp, kısa veya uzun liflerden yapılabilir. SRIM işlemi, iki reçinenin bir karıştırma odasında yüksek hızda karıştırıldığı ve ardından reçinenin ön kalıbın olmadığı kapalı bir kalıba enjekte edildiği RIM (reaksiyon enjeksiyonlu kalıplama) işleminden geliştirilmiştir. RIM işlemiyle yapılan bileşenler, lif olmaması nedeniyle zayıftır. RIM parçalarına güç katmak için RRIM (takviyeli reaksiyon enjeksiyonlu kalıplama) işlemi geliştirildi. RRIM'de, odaya karıştırılmadan önce reçine bileşenlerinden birine kısa veya öğütülmüş cam elyafları eklenir. SRIM temel olarak RIM ve RTM'nin birleşimidir ve makul sağlamlıkta yapısal parçalar yapmak için kullanılır.

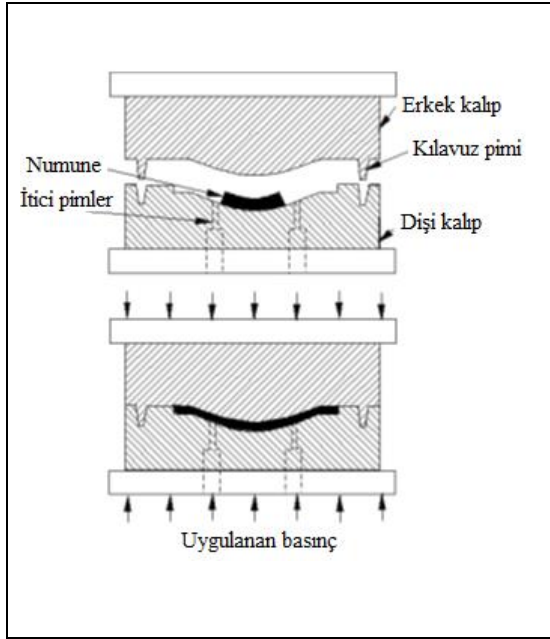


Şekil 3.15. Yapısal reaksiyon enjeksiyonlu kalıplama işlemi örneği (Mazumdar, 2001: 191)

Sıkıştırma kalıplama işlemi (compression molding (cm) process)

Basınçlı kalıplama, yüksek hacim kapasitesi nedeniyle otomotiv endüstrisinde çok popülerdir. Bu yöntem büyük otomotiv parçalarının kalıplanması için kullanılır. Sac kalıplama bileşikleri (SMC'ler) ve hacim kalıplama bileşikleri (BMC'ler), sıkıştırma

kalıplama için daha yaygın olan ham maddelerdir. Bu yöntem sayesinde kalıplama işlemi sırasında delikler, flanşlar, omuzlar ve düzgün olmayan kalınlıklar oluşturulabilir, böylece kaynak, delme ve işleme gibi ikincil işlemlerden kaçınılır. Sıkıştırma kalıplama işlemi örneği Şekil 3.16’da verilmiştir.



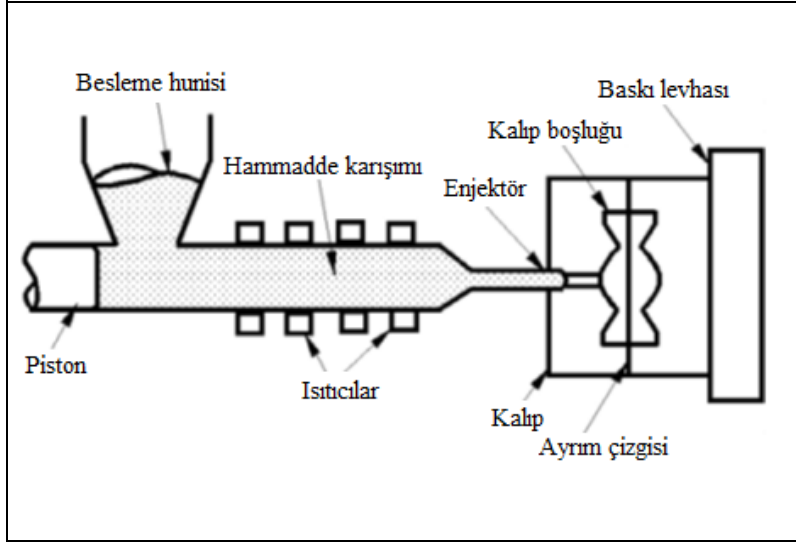
Şekil 3.16. Sıkıştırma kalıplama işlemi örneği (Mazumdar, 2001: 197)

Rulo sarma işlemi (roll wrapping process)

Rulo sarma işlemi, kullanılan kalıbın her zaman silindirik veya dairesel konik bir mandrel olması dışında prepreg tabakalamaya benzemektedir. Düşük bir yatırım ile boru bileşenli parçaların yüksek hacimde üretimi için uygundur.

Termoset kompozitlerin enjeksiyonla kalıplanması (injection molding of thermoset composites)

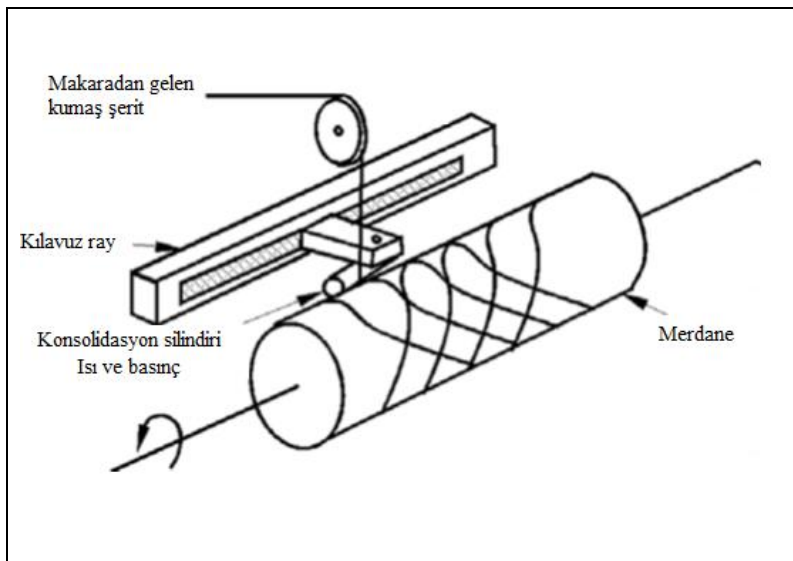
Enjeksiyon kalıplamada, ısıtılmış kalıp boşluklarına sabit miktarda malzeme Şekil 3.17’ de gösterildiği gibi enjekte edilir. Dolum tamamen bittikten sonra kalıp açılır ve parça alınır. Enjeksiyon kalıplama, diğer herhangi bir kalıplama işlemine kıyasla en kısa işlem döngü süresine sahiptir ve bu nedenle en yüksek üretim hızına sahiptir. Reçinede fiber kullanılması parçanın mekanik dayanımını artırır ve daha iyi boyutsal kontrol sağlar. Proses, otomotiv ve tüketim malları gibi büyük hacimli uygulamalar için uygundur.



Şekil 3.17. Termoset kompozitlerin enjeksiyonla kalıplanması örneği (Mazumdar, 2001:214)

Termoplastik bant sarma (thermoplastic tape winding)

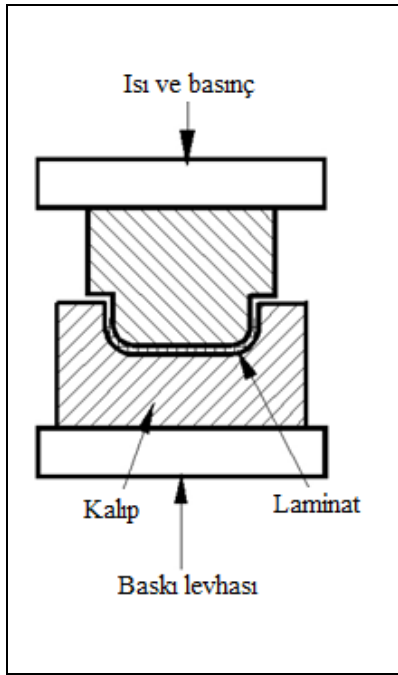
Termoplastik filaman sargısı olarak da adlandırılan bu yöntem Şekil 3.18’de gösterilmiştir. Merdane üzerine reçine emdirilmiş termoplastik kumaş bandı sarılarak elde edilir. Termoplastik bant sarımında, termoplastiklerin eritilmesi ve sağlamlaştırılması için merdane ve merdane temas noktasına ısı ve basınç uygulanır. Bu süreçte serim, eritme ve konsolidasyon tek bir adımda elde edilir ve böylece termosetler için gerekli olan kütleme aşamasından kaçınılır.



Şekil 3.18. Termoplastik bant sarma örneği (Mazumdar, 2001: 216)

Sıcak pres tekniği (hot press technique)

Bu işlem sac şekillendirme işlemine benzer. Termoplastik prepreglerin sıkıştırma yöntemiyle kalıplaması tekniğidir. Termoplastik prepregler istiflenir ve daha sonra ısıtılmış kalıplar arasına Şekil 3.19’da gösterildiği gibi yerleştirilir. GMT’den farklı olarak, bu durumda prepregler tek yönlü sürekli elyaflardan yapılmıştır. Hacimsel olarak elyaf oranı %60’tan fazladır.



Şekil 3.19. Sıcak pres tekniği örneği (Mazumdar, 2001: 231)

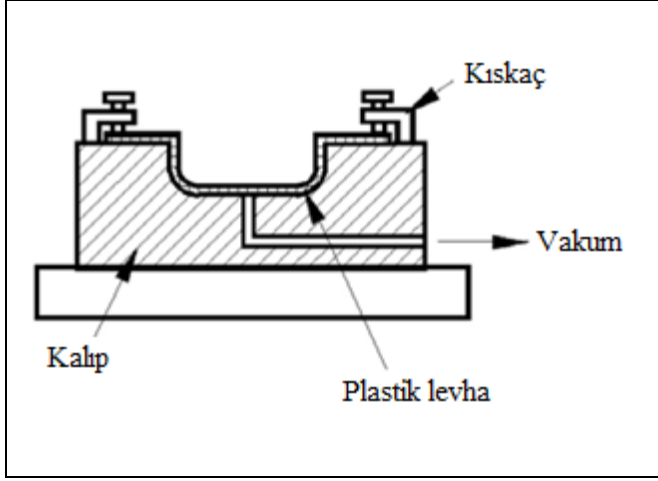
Otoklav işlemi (autoclave processing)

Bu işlemde, termoplastik prepregler bir alet üzerine istenilen sırayla dizilir. İstiflenen katların birbirine göre hareket etmemesi için punta kaynağı yapılır. Tüm düzenek daha sonra vakumlu torbaya konur ve bir otoklav içine yerleştirilir. İşlem döngüsünün ardından parça takımdan çıkarılır. İşlemin sıcak pres tekniğinden farkı basınç ve ısı uygulama yöntemidir.

Vakumla şekillendirme işlemi (diaphragm forming process)

Bu süreç, termoplastik prepreglerle çalışmak için özel olarak geliştirilmiştir. Levha formundaki prepreg kompozit tabakaların bir dişi kalıba yerleştirilip, ısı ve basınç altında

Şekil 3.20’de gösterildiği şekilde istiflenerek şekillendirilme işlemidir. RTM yönteminde kullanılan ikinci kalıbın yerini, vakum infüzyon yönteminde elastik poşet almaktadır.



Şekil 3.20. Vakumla şekillendirme işlemi örneği (Mazumdar, 2001:238)

3.3. Kompozit Malzemelerde Gerilme ve Gerinim İlişkileri

Gerilme ve gerinim ilişkileri Hooke Yasası ile tanımlanmaktadır. Lineer elastik ve izotropik olmayan malzemeler için bu ilişki aşağıda tanımlanmaktadır.

Genelleştirilmiş Hooke Yasası

Hooke Yasasına ait matris eşitliği aşağıda görüldüğü gibidir.

$$[\sigma] = [E][\varepsilon] \rightarrow \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} \end{bmatrix}}_{[E]} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Burada;

$[\sigma]$: Gerilme tensörünün vektörel gösterimi,

$[\varepsilon]$: Gerinim tensörünün vektörel gösterimi,

$[E]$: Malzemeyi tanımlayan rijitlik matrisi, olarak tanımlanmıştır. Bu eşitlik indis gösterimi ile aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\sigma_i \sum_{j=1}^6 E_{ij} \varepsilon_j, \quad i=1,2, \dots,6 \quad (3.2)$$

Malzemeyi tanımlayan rijitlik matrisinin tersi olan $[J]$ esneklik matrisi kullanılarak eşitlik aşağıdaki gibi düzenlenmiştir.

$$[\varepsilon] = [J][\sigma] \rightarrow \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} J_{11} & J_{12} & J_{13} & J_{14} & J_{15} & J_{16} \\ J_{21} & J_{22} & J_{23} & J_{24} & J_{25} & J_{26} \\ J_{31} & J_{32} & J_{33} & J_{34} & J_{35} & J_{36} \\ J_{41} & J_{42} & J_{43} & J_{44} & J_{45} & J_{46} \\ J_{51} & J_{52} & J_{53} & J_{54} & J_{55} & J_{56} \\ J_{61} & J_{62} & J_{63} & J_{64} & J_{65} & J_{66} \end{bmatrix}}_{[J]} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \\ \tau_{zy} \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

Rijitlik ve esneklik matrisleri 6x6 tip matris ve 36 elemana sahiptir. Rijitlik matrisinin tersi esneklik matrisine, esneklik matrisinin tersi ise rijitlik matrisine eşittir. Bu matrisler simetrik oldukları için eleman sayısı 21'e düşmektedir.

$$J_{ij} = J_{ji} \quad \text{ve} \quad C_{ij} = C_{ji} \quad (3.4)$$

Esneklik matrisi elemanları (J_{ij}), mühendislik katsayıları; 3 adet elastikiyet modülü E_1 , E_2 ve E_3 olmak üzere, 6 adet poisson oranı ν_{12} , ν_{13} , ν_{21} , ν_{23} , ν_{31} , ν_{32} ve 3 adet kayma modülü G_{23} , G_{31} , G_{12} cinsinden yeniden düzenlenmiş ve aşağıdaki eşitlikler elde edilmiştir.

$$\begin{aligned} J_{11} &= \frac{1}{E_1}, J_{22} = \frac{1}{E_2}, J_{33} = \frac{1}{E_3}, \nu_{12} = -\frac{J_{12}}{J_{11}}, \nu_{13} = -\frac{J_{13}}{J_{11}}, \nu_{21} = -\frac{J_{12}}{J_{22}}, \\ \nu_{23} &= -\frac{J_{23}}{J_{22}}, \nu_{31} = -\frac{J_{13}}{J_{33}}, \nu_{32} = -\frac{J_{23}}{J_{33}}, J_{44} = \frac{1}{G_{23}} = \frac{1}{G_{32}}, \\ J_{55} &= \frac{1}{G_{31}} = \frac{1}{G_{13}}, J_{66} = \frac{1}{G_{12}} = \frac{1}{G_{21}} \end{aligned} \quad (3.5)$$

Esneklik matrisi (J), mühendislik katsayıları cinsinden yeniden düzenlendiğinde, aşağıdaki matris elde edilmiştir.

$$J = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & -\frac{\nu_{12}}{E_1} & -\frac{\nu_{13}}{E_1} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{12}}{E_1} & \frac{1}{E_2} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\nu_{13}}{E_1} & -\frac{\nu_{23}}{E_2} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{13}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \quad (3.6)$$

Ortotropik bir malzeme için rijitlik matrisi ise aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$C = \begin{bmatrix} \frac{1-\nu_{23}\nu_{32}}{E_2E_3\Delta} & \frac{\nu_{21}+\nu_{23}\nu_{31}}{E_2E_3\Delta} & \frac{\nu_{31}+\nu_{21}\nu_{23}}{E_2E_3\Delta} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu_{21}+\nu_{23}\nu_{31}}{E_2E_3\Delta} & \frac{1-\nu_{13}\nu_{31}}{E_1E_3\Delta} & \frac{\nu_{23}+\nu_{12}\nu_{31}}{E_1E_3\Delta} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu_{31}+\nu_{21}\nu_{23}}{E_2E_3\Delta} & \frac{\nu_{23}+\nu_{12}\nu_{31}}{E_1E_3\Delta} & \frac{1-\nu_{12}\nu_{21}}{E_1E_2\Delta} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G_{23} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G_{13} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G_{12} \end{bmatrix} \quad (3.7)$$

Buradaki, (Δ) sembolü aşağıda eşitlikte gösterildiği gibidir.

$$\Delta = \frac{1-\nu_{12}\nu_{21}-\nu_{23}\nu_{32}-\nu_{13}\nu_{31}-2\nu_{21}\nu_{32}\nu_{12}}{E_1E_2E_3} \quad (3.8)$$

3.4. Kompozit Malzemelerde Hasar Kriterleri

Geçmişten günümüze kompozit malzemelerde oluşan hasar kriterleri mikro mekanik ve makro mekanik özellikler açısından detaylı bir şekilde araştırılmıştır. Mikro mekanik çalışmalar, gerilme türü, fiber ve matris özelliklerini dikkate alarak hasar süreçlerine odaklanır. Hasar başlangıcı olarak doğru sonuçlar verse de katmanın genel hasarı hakkında doğruluğu az, yaklaşık bir tahmin içeren sonuçlar vermektedir. Bu sebeplerden ötürü kompozit yapının genel hasarına bakmak için makro mekanik yaklaşımlar tercih edilmektedir.

Daniel ve Ishai, kompozit malzemelerin hasar tahminini yapmak için üç ana grupta incelenmesi gerektiğini önermişlerdir. Bu hasar kriterleri; etkileşimli olmayan veya sınır teorileri (maksimum gerilme teorisi, maksimum şekil değiştirme teorisi), etkileşimli teoriler (Tsai-Wu teorisi, Tsai-Hill teorisi) ve hasar modu ilişkili veya kısmen etkileşimli hasar teorileri (Hashin-Rotem, Puck) olarak incelenecektir (Daniel and Ishai, 1994:120-143).

3.4.1. Etkileşimli (interaktif) olmayan hasar kriterleri

Etkileşimli olmayan hasar kriterlerinde tabakalarda meydana gelen gerilme ve şekil değiştirme bileşenlerinin birbirleriyle etkileşimi göz ardı edilir. Aynı doğrultuda meydana gelen gerilme ve şekil değiştirmelere göre kıyaslandığı için çok eksenli yüklemelerde yanlış sonuçlar vermektedir. Etkileşimli olmayan hasar kriterleri maksimum gerilme ve maksimum şekil değiştirme olarak iki alt başlıkta incelenmektedir.

Maksimum gerilme hasar teorisi

İzotropik malzemeler için kullanılan Rankine maksimum normal gerilme teorisi ve Tresca maksimum kayma gerilmesi teorileri geliştirilerek kompozit malzemeler için yeniden düzenlenmiştir. Düzenlenen teorilere göre katmanlarda oluşan gerilmeler, elastisite modülü ve birim şekil değiştirmeler kullanılarak lokal eksenlerdeki tek doğrultuda oluşan maksimum basma gerilmesi dayanımı, maksimum çekme gerilmesi dayanımı ve maksimum kayma gerilmesi dayanımı değerleriyle kıyaslanmaktadır. Çıkan sonuçlar Eşitlik 3.9, 3.10 ve 3.11'e göre kıyaslanarak kompozit yapı için hasar yorumu yapılmaktadır.

$$-(\sigma_1^C)_{ult} < \sigma_{11} < (\sigma_1^T)_{ult} \quad (3.9)$$

$$-(\sigma_2^C)_{ult} < \sigma_{22} < (\sigma_2^T)_{ult} \quad (3.10)$$

$$-(\tau_{12})_{ult} < \tau_{12} < (\tau_{12})_{ult} \quad (3.11)$$

Maksimum şekil değiştirme hasar teorisi

İzotropik malzemeler için kullanılan, St. Venant'ın maksimum şekil değiştirme teorisi ve Tresca'nın maksimum kayma gerilmesi teorisi temel alınarak kompozit malzemeler için yeniden düzenlenmiştir. Düzenlenen teorilere göre katmanlarda oluşan şekil değiştirmeler,

lokal eksenlere indirgenip tek yönlü katmanlarda oluşan maksimum şekil değiştirme dayanımlarıyla kıyaslanmaktadır. Çıkan sonuçlar Eşitlik 3.12, 3.13 ve 3.13'e göre kıyaslanarak kompozit yapı için hasar yorumu yapılmaktadır.

$$-(\epsilon_1^C)_{ult} < \epsilon_{11} < (\epsilon_1^T)_{ult} \quad (3.12)$$

$$-(\epsilon_2^C)_{ult} < \epsilon_{22} < (\epsilon_2^T)_{ult} \quad (3.13)$$

$$-(\gamma_{12}^C)_{ult} < \gamma_{12} < (\gamma_{12}^T)_{ult} \quad (3.14)$$

Kompozit malzemelerde maksimum şekil değiştirme dayanımları, maksimum gerilme dayanımı ve elastikiyet modülü kullanılarak, hasar başlangıcına kadar gerilme ve şekil değiştirme ilişkisi doğrusal kabul edilerek elde edilmektedir.

$$-(\sigma_1^C)_{ult} < \sigma_{11} - \gamma_{12} \sigma_{22} < (\sigma_1^T)_{ult} \quad (3.15)$$

$$-(\sigma_2^C)_{ult} < \sigma_{22} - \gamma_{21} \sigma_{11} < (\sigma_2^T)_{ult} \quad (3.16)$$

Maksimum şekil değiştirme kriterleri Eşitlik 3.15 ve 3.16'daki gibi gerilme bileşenleri ile ifade edildiğinde Poisson oranından etkilenecektir. Maksimum şekil değiştirme kriteri, Poisson oranının 0 olması durumun maksimum gerilme kriteri ile aynı sonucu vermektedir.

3.4.2. Etkileşimli (interaktif) hasar kriterleri

Etkileşimli hasar kriterlerinde farklı doğrultulardaki gerilmeler bir arada değerlendirilerek hasar yorumlaması yapılmaktadır. Bir takım deneysel çalışmalar sonucu elde edilen veriler kullanılıp bir eğri çizilerek, kriter dışında kalan sonuçlarda malzemenin hasara uğradığı kabul edilmiştir.

Tsai – Hill hasar teorisi

İzotropik malzemelerdeki Von Mises şekil değiştirme enerjisi hasar teorisinin anizotropik malzemeler için uyarlanmış halidir. Hill tarafından Von Mises kriterleri sünek anizotropik malzemelere, Azzi ve Tsai tarafından ortotropik malzemelere uygulanmıştır. Eşitlik 3.17'ye göre değerlendirilip, hasar yorumu yapılmaktadır.

$$(G_2+G_3)\sigma_{11}^2+(G_1+G_3)\sigma_{22}^2+(G_1+G_2)\sigma_{33}^2-2G_3\sigma_{11}\sigma_{22}-2G_2\sigma_{11}\sigma_{33}-2G_1\sigma_{22}\sigma_{33}+2G_4\tau_{23}^2+2G_5\tau_{13}^2+2G_6\tau_{12}^2<1 \quad (3.17)$$

Tek yönlü laminalar için Eşitlik 3.12, 3.13 ve 3.14 denklemlerine,

$$\sigma_{11}=(\sigma_1^T)_{ult} \quad (3.18)$$

$$\sigma_{22}=(\sigma_2^T)_{ult} \quad (3.19)$$

$$\sigma_{33}=(\sigma_3^T)_{ult} \quad (3.20)$$

$$\tau_{12}=(\tau_{12})_{ult} \quad (3.21)$$

Eşitlik 3.18, 3.19, 3.20 ve 3.21 yazıldığında sırasıyla eşitlikler sırasıyla Eşitlik 3.22, 3.23, 3.24 ve 3.25'te verildiği gibi olacaktır.

$$(G_2+G_3)(\sigma_1^T)_{ult}^2=1 \quad (3.22)$$

$$(G_1+G_3)(\sigma_2^T)_{ult}^2=1 \quad (3.23)$$

$$(G_1+G_2)(\sigma_3^T)_{ult}^2=1 \quad (3.24)$$

$$2G_6(\tau_{12})_{ult}^2=1 \quad (3.25)$$

Gerekli düzenlemeler yapıp G_1 , G_2 , G_3 , G_4 , G_5 ve G_6 sabitleri aşağıdaki gibi bulunur:

$$G_1=\frac{1}{2}\left(\frac{2}{[(\sigma_2^T)_{ult}]^2}-\frac{1}{[(\sigma_1^T)_{ult}]^2}\right) \quad (3.26)$$

$$G_2=\frac{1}{2}\left(\frac{1}{[(\sigma_1^T)_{ult}]^2}\right) \quad (3.27)$$

$$G_3=\frac{1}{2}\left(\frac{2}{[(\sigma_2^T)_{ult}]^2}-\frac{1}{[(\sigma_1^T)_{ult}]^2}\right) \quad (3.28)$$

$$G_6=\frac{1}{2}\left(\frac{1}{[(\tau_{12})_{ult}]^2}\right) \quad (3.29)$$

Düzenlenen eşitlikler ve tek yönlü laminalar için düzlem gerilme yaklaşımında,

$$\sigma_3 = \tau_{31} = \tau_{23} = 0 \quad (3.30)$$

Eşitlik 3.30 kabulü için Eşitlik 3.17 yeniden düzenlendiğinde, Eşitlik 3.31 elde edilecektir.

$$\left[\frac{\sigma_1}{(\sigma_1^T)_{ult}} \right]^2 - \left[\frac{\sigma_1 \sigma_2}{(\sigma_1^T)_{ult}^2} \right] + \left[\frac{\sigma_2}{(\sigma_2^T)_{ult}} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{12}}{[(\tau_{12})_{ult}]} \right]^2 < 1 \quad (3.31)$$

İlgili denklemlerden lokal gerilmesi elde edilen lamenin hasar sonucu Eşitlik 3.31'e göre belirlenmektedir.

Düzenlenmiş Tsai – Hill hasar teorisi

Tsai-Hill hasar teorisinde sadece çekme gerilmesi kullanılmıştır. Tek yönlü tabakalı kompozitlerde, fiber yönünde çekme dayanımı, basma dayanımından çoğunlukla daha yüksektir. Fiber oryantasyon açılarına dik doğrultuda basma dayanımı çekme dayanımından çoğunlukla daha yüksektir. Basma dayanımı kullanılmak istendiğinde Tsai-Hill hasar teorisi aşağıdaki gibi düzenlenmiştir:

$$\left[\frac{\sigma_{11}}{(X_1)} \right]^2 - \left[\left(\frac{\sigma_{11}}{(X_1)} \right) \left(\frac{\sigma_{22}}{(X_2)} \right) \right] + \left[\frac{\sigma_{22}}{Y} \right]^2 + \left[\frac{\tau_{12}}{S} \right]^2 < 1 \quad (3.32)$$

$$X_1 = \begin{cases} \sigma_{11} > 0 \geq X_1 = X_{Tensile} \\ \sigma_{11} < 0 \geq X_1 = X_{Compressive} \end{cases} \quad (3.33)$$

$$Y_1 = \begin{cases} \sigma_{22} > 0 \geq Y_1 = X_{Tensile} \\ \sigma_{22} < 0 \geq Y_1 = X_{Compressive} \end{cases} \quad (3.34)$$

$$Z_1 = \begin{cases} \sigma_{33} > 0 \geq Z_1 = X_{Tensile} \\ \sigma_{33} < 0 \geq Z_1 = X_{Compressive} \end{cases} \quad (3.35)$$

Tsai-Wu hasar kriteri

Tsai-Wu hasar kriterine göre kompozit yapının hasar değerlendirmesi Eşitlik 3.36'ya göre yapılmaktadır.

$$F_1\sigma_{11}+F_2\sigma_{22}+F_3\sigma_{33}+F_4\tau_{23}+F_5\tau_{31}+F_6\tau_{12}+F_{11}\sigma_{11}^2+F_{22}\sigma_{22}^2+F_{33}\sigma_{33}^2+F_{44}\tau_{23}^2+F_{55}\tau_{31}^2+F_{66}\tau_{12}^2+2F_{12}\sigma_{11}\sigma_{22}+2F_{13}\sigma_{11}\sigma_{33}+2F_{23}\sigma_{22}\sigma_{33}\leq 1 \quad (3.36)$$

Kullanılan katsayılar aşağıdaki eşitliklerden elde edilir.

$$F_1 = \frac{1}{X_{\text{Tensile}}} - \frac{1}{X_{\text{Compressive}}} \quad (3.37)$$

$$F_2 = \frac{1}{Y_{\text{Tensile}}} - \frac{1}{Y_{\text{Compressive}}} \quad (3.38)$$

$$F_3 = \frac{1}{Z_{\text{Tensile}}} - \frac{1}{Z_{\text{Compressive}}} \quad (3.39)$$

$$F_4 = F_5 = F_6 = 0 \quad (3.40)$$

$$F_{11} = \frac{1}{X_{\text{Tensile}}X_{\text{Compressive}}} \quad (3.41)$$

$$F_{22} = \frac{1}{Y_{\text{Tensile}}Y_{\text{Compressive}}} \quad (3.42)$$

$$F_{33} = \frac{1}{Z_{\text{Tensile}}Z_{\text{Compressive}}} \quad (3.43)$$

$$F_{44} = \frac{1}{S_{23}^2} \quad (3.44)$$

$$F_{55} = \frac{1}{S_{31}^2} \quad (3.45)$$

$$F_{66} = \frac{1}{S_{12}^2} \quad (3.46)$$

F_{11} , F_{12} ve F_{23} değerleri malzemeye çift eksenli test yapılarak elde edilmektedir. Yapılan çift eksenli çekme testleri sonucunda hasar dayanımlarının $\sigma_{11} = \sigma_{22} = \sigma_{b12}$,

$\sigma_{11} = \sigma_{33} = \sigma_{b13}$ ve $\sigma_{22} = \sigma_{33} = \sigma_{b23}$ olduğu kabul edildiğinde F_{11} , F_{12} ve F_{23} parametreleri aşağıdaki gibidir:

$$F_{12} = \frac{1}{2\sigma_{b12}^2} [1 - \sigma_{b12}(F_1 + F_2) - \sigma_{b12}^2(F_{11} + F_{22})] \quad (3.47)$$

$$F_{13} = \frac{1}{2\sigma_{b13}^2} [1 - \sigma_{b13}(F_1 + F_3) - \sigma_{b13}^2(F_{11} + F_{33})] \quad (3.48)$$

$$F_{23} = \frac{1}{2\sigma_{b23}^2} [1 - \sigma_{b23}(F_2 + F_3) - \sigma_{b23}^2(F_{22} + F_{33})] \quad (3.49)$$

3.4.3. Hasar modlarıyla ilişki kuran hasar kriterleri

Hasar kriterleri, kompozit malzemelerin maruz kalabileceği çeşitli hasar mekanizmalarını dikkate alır. Bu kriterler, hasar modlarını hesaplayabilmenin yanı sıra aşamalı hasar analizi için uygundur.

Hasar kriterlerinde kullanılan hasar modları genellikle delaminasyon, matris çekme, matris sıkıştırma, fiber çekme ve fiber sıkıştırma olarak ayrılır. Yapıya en zarar veren hasar türü, fiber çekme hasarıdır. Önemli bir enerji boşalması var. Kuvveti yeterince dağıtamayan yapılarda ani kırılmalara neden olur. Delaminasyon, tabakalı kompozitlerde tabakaların birbirinden ayrılması şeklinde gözlemlenmektedir.

Hashin-Rotem hasar kriteri

Kompozit malzemelerde kullanılan ilk hasar kriterlerinden biridir. Fiber ve matris hasarı olmak üzere basma ve çekme yönlerinde ayrı olarak hesaplanmaktadır. Fiber modu, fiber yönündeki gerilmeleri, matris modu ise fibere gelen teğetsel ve yanal gerilmeleri dikkate alır.

Fiber çekme;

$$(\sigma_{11} \geq 0): \left(\frac{\sigma_{11}}{X_{\text{Tensile}}} \right) < 1 \quad (3.50)$$

Fiber basma;

$$(\sigma_{11} < 0): \left(\frac{\sigma_{11}}{X_{\text{Compressive}}} \right) < 1 \quad (3.51)$$

Matris çekme;

$$(\sigma_{22} + \sigma_{33} \geq 0): \left(\frac{\sigma_{22}}{Y_{\text{Tensile}}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}} \right)^2 < 1 \quad (3.52)$$

Matris basma;

$$(\sigma_{22} + \sigma_{33} < 0): \left(\frac{\sigma_{22}}{Y_{\text{Compressive}}} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}} \right)^2 < 1 \quad (3.53)$$

Hashin hasar kriteri

Hashin-Rotem kriterinin değiştirilmiş halidir. Basma dayanımının matris mukavemetindeki etkisini değerlendirebilmek için geliştirilmiştir. Hashin'in hasar kriterinde, hasarın hasar yüzeyinde oluşan gerilmelerden kaynaklandığı kabulü üzerinedir.

Fiber çekme;

$$(\sigma_{11} \geq 0): \left(\frac{\sigma_{11}}{X_{\text{Tensile}}} \right) + \frac{\tau_{12}^2 + \tau_{13}^2}{(S_{12})^2} < 1 \quad (3.54)$$

Fiber basma;

$$(\sigma_{11} < 0): \left(\frac{\sigma_{11}}{X_{\text{Compressive}}} \right) < 1 \quad (3.55)$$

Matris çekme;

$$(\sigma_{22} + \sigma_{33} \geq 0): \frac{(\sigma_{22} + \sigma_{33})^2}{Y_{\text{Tensile}}} + \frac{\tau_{23}^2 - \sigma_{22}\sigma_{33}}{(S_{23})^2} + \frac{\tau_{12}^2 + \tau_{13}^2}{(S_{12})^2} < 1 \quad (3.56)$$

Matris basma;

$$\begin{aligned} (\sigma_{22} + \sigma_{33} < 0): & \left[\left(\frac{Y_{\text{Compressive}}}{2S_{23}} \right)^2 - 1 \right] \left(\frac{\sigma_{22} + \sigma_{33}}{Y_{\text{Compressive}}} \right) + \\ & \left(\frac{\sigma_{22} + \sigma_{33}}{2S_{23}} \right)^2 + \frac{\tau_{23}^2 - \sigma_{22}\sigma_{33}}{(S_{23})^2} + \frac{\tau_{12}^2 + \tau_{13}^2}{(S_{12})^2} < 1 \end{aligned} \quad (3.57)$$

Delaminasyon çekme;

$$(\sigma_{33} > 0): \left(\frac{\sigma_{33}}{Z_{\text{Tensile}}} \right)^2 < 1 \quad (3.58)$$

Delaminasyon basma;

$$(\sigma_{33} < 0): \left(\frac{\sigma_{33}}{Z_{\text{Compressive}}} \right)^2 < 1 \quad (3.59)$$

Puck hasar kriteri

Hashin kriterinin geliştirilmiş halidir. Hasarın fiber veya matriste meydana geldiğini savunur. Polimer matrisli kompozitlerin kırılma yapılı olduğu kabulüne dayanır. Maksimum şekil değiştirme kriterini referans alan çalışmada, matris hasarı için üç ve fiber hasarı için iki mod incelenmiştir. Hashin kriterinden farkı, hasar hesabı yapılırken hasar yüzeyi ile kompozit tabaka arasındaki açığa göre değişkenlik gösteren üç hasar modu ve hasara yol açan kuvvet tipinin göz önünde bulundurulmasıdır. Fiber ve matris hasarı için ilgili formüller aşağıdaki gibidir.

Fiber çekme hasarı için;

$$(\sigma_{11} > 0): \frac{\sigma_{11}}{X_{\text{Tensile}}} < 1 \quad (3.60)$$

Fiber basma hasarı için;

$$(\sigma_{11} < 0): \frac{|\sigma_{11}|}{X_{\text{Compressive}}} < 1 \quad (3.61)$$

Matris çekme hasarı için (Mod-A); ($\sigma_{22} > 0$):

$$\sqrt{\left(\frac{\tau_{12}}{S_{12}} \right)^2 + \left(1 - p_{12}^+ \frac{Y_{\text{Tensile}}}{S_{12}} \right)^2 \left(\frac{\sigma_{22}}{Y_{\text{Tensile}}} \right)^2} + p_{12}^+ \frac{\sigma_{22}}{Y_{\text{Tensile}}} < 1 \quad (3.62)$$

Matris orta dereceli enine basma hasarı için (Mod-B); ($\sigma_{22} < 0$):

$$\frac{1}{S_{12}} \sqrt{\tau_{12}^2 + (p_{12}^- \sigma_{22})^2} + p_{12}^- \sigma_{22} < 1 \quad (3.63)$$

Matris büyük dereceli enine basma hasarı için (Mod-C); ($\sigma_{22} < 0$):

$$\left[\left(\frac{\tau_{12}}{2(1+p_{22}^-)S_{12}} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_{22}}{Y_{\text{Compressive}}} \right)^2 \right] \left(\frac{Y_{\text{Compressive}}}{-\sigma_{22}} \right) < 1 \quad (3.64)$$

Burada, p_{12}^+ , p_{12}^- ve p_{22}^- kırılma düzlemi açısına ait parametrelerdir. Bu parametreler basit deneylerle elde edilememektedir. Puck tarafından 2002 yılında parametrelerin hesaplanması için bir çalışma sunulmuştur.

4. KOMPOZİT KABUK SİLİNDİRLERDE BURKULMA

Bu bölümde, anizotropik kompozit malzemeler için silindirik kabuk yapıların statik yükleme altında kritik burkulma yüklerinin analitik olarak hesaplanması anlatılmıştır. Analitik hesaplama yapılırken, malzemenin doğrusal elastik olduğu kabulü yapıp burkulma öncesi deformasyonlar ve enine kayma deformasyonları göz ardı edilmiştir.

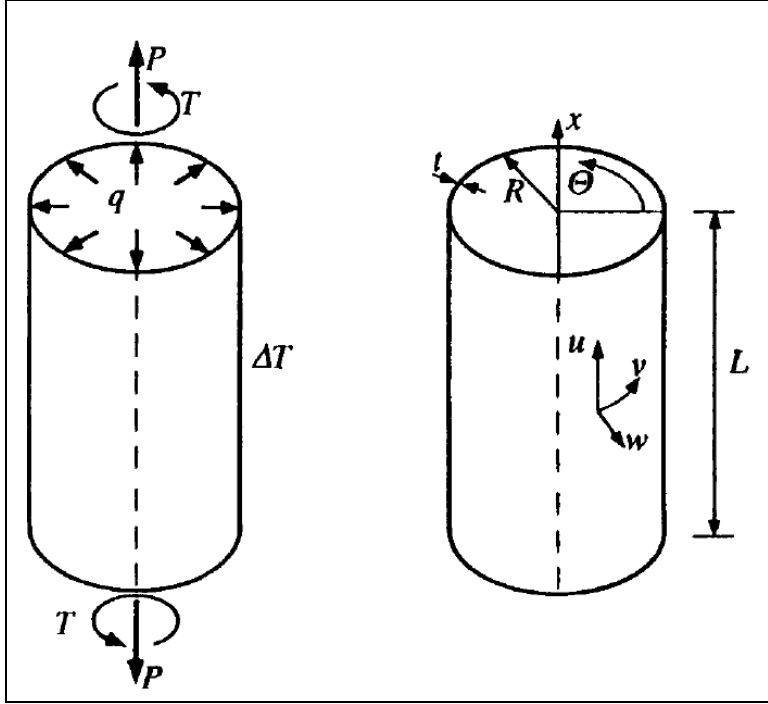
Kabuk yapılar, orta yüzeyleri en az bir yönde kavisli olan ince cidarlı yapı olarak adlandırılır.

4.1. Kabuk Yapılarda Burkulma

Kabuk yapıların burkulmasındaki analitik çözüm, kiriş ve plakaların burkulması için kullanılan analitik çözümden farklıdır. Kabuk yapılar için yapılan analitik çözümler hem oldukça zahmetli hem de genellikle deneysel olarak bulunan sonuçlardan farklı sonuç vermektedir.

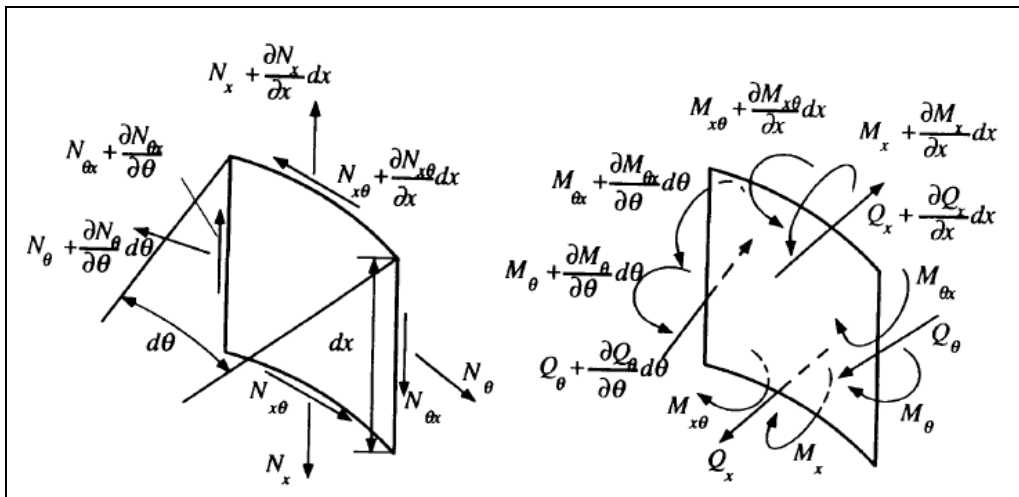
Kabuk yapılar üretilirken meydana gelecek olan olası boyut ve cidar kalınlığı farkları, kumaş serim açılarındaki sapmalar gibi üretim kaynaklı sebepler meydana gelmektedir. Bu sebepler deney sırasında yük dağılımını etkilemektedir. Düzgün yük dağılımının olmamasından ötürü hesaplanan analitik yöntemden daha düşük burkulma kuvvetleri çıkmaktadır.

Kollar anizotropik silindirlerin burkulması üzerine yaptığı çalışmada, silindirin üzerine gelen burkulma kuvvetlerini şu şekilde tanımlamıştır. Silindirin iç yüzeyinde düzgün dağılmış radyal bir q yükü, silindir kenarlarından uygulanan eksenel bir P yükü ve eksenel tork kuvveti T 'ye maruz kalabileceğini söylemiştir (Şekil 4.1).



Şekil 4.1. Silindir geometrisi ve gelen yüklerin gösterimi (Kollar, 1994)

Kollar, kabuk yapı malzemesinin doğrusal elastik bir davranışta olduğunu ve deformasyonların küçük olduğu varsayımını yapıp, enine kayma deformasyonlarını ihmal eden Timoshenko'nun ince kabuk teorisi yaklaşımını uygulamıştır (Kollar, 1994). Şekil 4.2'de kabuk üzerine gelen iç kuvvetler gösterilmiştir. $N_{xy}=N_{yx}$ ve $M_{xy}=M_{yx}$ kabulünü yapıp, silindir yapıda burkulma öncesi iç kuvvetlerin sabit olduğu kabul edilmiştir.



Şekil 4.2. Silindirdeki iç kuvvetlerin gösterimi (Kollar, 1994)

Şekil 4.2'de gösterilen düzlem içi şekil değiştirmeler aşağıdaki gibi hesaplanabilir.

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x}, \varepsilon_y = \frac{\partial v}{R \partial \theta} - \frac{w}{R}, \gamma = \frac{\partial u}{R \partial \theta} - \frac{\partial v}{\partial x} \quad (4.1)$$

$$\kappa_x = -\frac{\partial^2 u}{\partial x^2}, \kappa_y = \frac{1}{R^2} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} - \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2} \right), \kappa_{xy} = \frac{1}{R} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \right) \quad (4.2)$$

Burada u, v ve w kabuk yapının referans yüzeyinde,

R: Silindir yarıçapı,

x: Eksenel yöndeki yer değiştirme,

θ : Çevresel yöndeki yer değiştirme,

r: Radyal yöndeki yer değiştirmedir.

Anizotropik katmanlı kompozit bir yapıyı genel olarak tanımlayacak olursak,

$$N = S_\epsilon \quad (4.3)$$

Burada N ve ϵ referans yüzeyindeki gerilme ve yer değiştirmelerin vektörleri, C ise rijitlik matrisidir.

$$N = \begin{pmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{pmatrix} \quad (4.4)$$

$$C = \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & B_{31} & B_{32} & B_{33} \\ B_{11} & B_{21} & B_{31} & D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ B_{12} & B_{22} & B_{32} & D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ B_{13} & B_{23} & B_{33} & D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{pmatrix} \quad (4.5)$$

$$\varepsilon = \begin{pmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma \\ \kappa_x \\ \kappa_y \\ \kappa_{xy} \end{pmatrix} \quad (4.6)$$

Burada, C rijitlik matrisi simetrik olarak kabul edilmiştir. θ , x ve r yönlerindeki denge eşitlikleri aşağıdaki gibidir.

$$-\frac{1}{R} \left\{ \begin{aligned} & \frac{\partial N_x}{\partial x} + \frac{\partial^2 N_{yx}}{\partial \theta} - N_y \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \theta} \right) - R N_{xy} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \\ & + R Q_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - Q_y \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \right) \end{aligned} \right\} = 0 \quad (4.7)$$

$$-\frac{1}{R} \left\{ \begin{aligned} & \frac{\partial N_y}{\partial \theta} + R \frac{\partial N_{yx}}{\partial x} + R N_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + N_{yx} \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \theta} \right) \\ & - Q_x \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \right) - Q_y \left(1 + \frac{\partial v}{R \partial \theta} - \frac{\partial^2 v}{R \partial \theta^2} \right) \end{aligned} \right\} = 0 \quad (4.8)$$

$$\frac{1}{R} \left\{ \begin{aligned} & N_y + qR - R N_x \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + N_y \left(\frac{\partial v}{R \partial \theta} - \frac{\partial^2 w}{R \partial \theta^2} \right) \\ & + N_{xy} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \right) + N_{yx} \left(\frac{\partial v}{\partial x} - \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \right) + R \frac{\partial Q_x}{\partial x} - \frac{\partial Q_y}{\partial \theta} \end{aligned} \right\} = 0 \quad (4.9)$$

Kesme kuvvetleri, moment denge eşitliklerinden aşağıdaki gibi belirlenmiştir.

$$Q_y = -\frac{1}{R} \left\{ \frac{\partial M_y}{\partial \theta} + R \frac{\partial M_{xy}}{\partial x} + R M_x \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + M_{yx} \left(\frac{\partial w}{\partial x} - \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \theta} \right) \right\} \quad (4.10)$$

$$Q_x = \frac{1}{R} \left\{ -R \frac{\partial M_x}{\partial x} - \frac{\partial M_{yx}}{\partial \theta} + M_y \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial \theta} \right) + R M_{xy} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right\} \quad (4.11)$$

Bu eşitlikler belirlenirken referans yüzeylerde eleman boyutlarından dolayı meydana gelen değişiklikler dikkate alınmamıştır. Denge problemlerinin çözümünde, referans yüzeyin ϵ_x ve ϵ_y şekil değiştirmeleri denge eşitliklerinde dikkate alınmalıdır. Bu nedenle, M_{yx} , N_x ve q yükü yerine denge denklemlerinde aşağıdaki ifadelerle değiştirilmiştir.

$$N_x \rightarrow N_x (1+\epsilon_y), \quad M_x \rightarrow M_x (1+\epsilon_y), \quad (4.12)$$

$$N_y \rightarrow N_y (1+\epsilon_x), \quad M_y \rightarrow M_y (1+\epsilon_x), \quad (4.13)$$

$$N_{xy} \rightarrow N_{xy} (1+\epsilon_y), \quad M_{xy} \rightarrow M_{xy} (1+\epsilon_y), \quad (4.14)$$

$$N_{yx} \rightarrow N_{yx} (1+\epsilon_x), \quad M_{yx} \rightarrow M_{yx} (1+\epsilon_x) \quad (4.15)$$

$$q \rightarrow q (1+\epsilon_x)(1+\epsilon_y) \quad (4.16)$$

Aşağıdaki formülasyonda, ilk terimler uygulanan yüklerden kaynaklanan iç kuvvetler, ikinci terimler (asal sayılar ile gösterilenler) ise burkulmadan kaynaklanan kuvvetlerdeki küçük değişiklikleri temsil etmektedir.

$$N_x = \lambda_{cr} N_{x0} + N'_x, \quad M_x = \lambda_{cr} M_{x0} + M'_x, \quad (4.17)$$

$$N_y = \lambda_{cr} N_{y0} + N'_y, \quad M_y = \lambda_{cr} M_{y0} + M'_y, \quad (4.18)$$

$$N_{xy} = \lambda_{cr} N_{xy0} + N'_{xy}, \quad M_{xy} = \lambda_{cr} M_{xy0} + M'_{xy}, \quad (4.19)$$

$$q = \lambda_{cr} q_0 \quad (4.20)$$

Eşitlik 4.7, 4.8 ve 4.9'da verilen denge denklemleri ve Eşitlik 4.10 ve Eşitlik 4.11'de verilen moment dengesindeki kesme kuvvetleri Eşitlik 4.12, 4.13, 4.14, 4.15 ve 4.16'da ve Eşitlik 4.17, 4.18, 4.19 ve 4.20'de ilgili yerlere yazılarak Eşitlik 4.21 elde edilir.

$$\Theta_n N' + \left\{ \lambda_{cr} \begin{pmatrix} N_{x0} \Theta_{Nx} + N_{y0} \Theta_{Ny} + N_{xy0} \Theta_{Nxy} + \\ M_{x0} \Theta_{Mx} + M_{y0} \Theta_{My} + M_{xy0} \Theta_{Mxy} + q_0 \Theta_q \end{pmatrix} \right\} u = 0 \quad (4.21)$$

Burada Θ_N ve Θ_q matrisleri N' vektörü aşağıdaki gibidir.

$$\Theta_n = \begin{pmatrix} -\frac{\partial}{\partial x} & 0 & -\frac{\partial}{R\partial\theta} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\partial}{R\partial\theta} & -\frac{\partial}{\partial x} & 0 & -\frac{\partial}{R^2\partial\theta} & -\frac{\partial}{R\partial x} \\ 0 & \frac{1}{R} & 0 & -\frac{\partial^2}{\partial x^2} & -\frac{\partial}{R^2\partial\theta^2} & -2\frac{\partial}{R\partial x\partial\theta} \end{pmatrix} \quad (4.22)$$

$$\Theta_\theta = \begin{pmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{R\partial\theta} & \frac{1}{R} \\ \frac{\partial}{R\partial\theta} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\partial^2}{\partial x^2} \\ 0 & \frac{\partial}{R^2\partial\theta} & -\frac{\partial^2}{R^2\partial\theta^2} \\ 0 & 2\frac{\partial}{R\partial x} & -2\frac{\partial^2}{R\partial x\partial\theta} \end{pmatrix} \quad (4.23)$$

$$\Theta_{Nx} = \begin{pmatrix} 0 & -\frac{\partial^2}{R\partial x\partial\theta} & -\frac{\partial}{R\partial x} \\ 0 & -\frac{\partial^2}{\partial x^2} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{\partial^2}{\partial x^2} \end{pmatrix} \quad (4.24)$$

$$\Theta_{Ny} = \begin{pmatrix} 0 & \frac{\partial^2}{R\partial x\partial\theta} & \frac{\partial}{R\partial x} \\ -\frac{\partial^2}{R\partial x\partial\theta} & 0 & 0 \\ \frac{\partial}{R^2\partial x} & \frac{\partial}{R^2\partial\theta} & -\frac{\partial^2}{R^2\partial\theta^2} \end{pmatrix} \quad (4.25)$$

$$\Theta_{Nxy} = \begin{pmatrix} -\frac{\partial^2}{R\partial x\partial\theta} & \frac{\partial^2}{\partial x^2} & 0 \\ 0 & -2\frac{\partial^2}{R\partial x\partial\theta} & -2\frac{\partial}{R\partial x} \\ 0 & 2\frac{\partial}{R\partial x} & -2\frac{\partial^2}{R\partial x\partial\theta} \end{pmatrix} \quad (4.26)$$

$$\Theta_{Mx} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{\partial^2}{R\partial x^2} & 0 \\ 0 & -2\frac{\partial^3}{R\partial x^2\partial\theta} & -\frac{\partial^2}{R\partial x^2} \end{pmatrix} \quad (4.27)$$

$$\Theta_{My} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ -\frac{\partial^2}{R^2\partial x\partial\theta} & 0 & 0 \\ \frac{\partial^3}{R^2\partial x\partial\theta^2} & \frac{\partial^3}{R\partial x^2\partial\theta} & \frac{\partial^2}{R\partial x^2} \end{pmatrix} \quad (4.28)$$

$$\Theta_{Myx} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -2\frac{\partial^2}{R^2\partial x\partial\theta} & 0 \\ -\frac{\partial^3}{R\partial x^2\partial\theta} & \left(-2\frac{\partial^3}{R^2\partial x\partial\theta^2} + \frac{\partial^3}{\partial x^3}\right) & -2\frac{\partial^2}{R^2\partial x\partial\theta} \end{pmatrix} \quad (4.29)$$

$$\Theta_p = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{\partial}{\partial x} & \frac{\partial}{R\partial\theta} & \frac{1}{R} \end{pmatrix} \quad (4.30)$$

Burkulma sırasındaki kuvvetlerdeki değişimi içeren N' vektörü (Eşitlik 4.31) ve u (Eşitlik 4.31), burkulma sırasındaki yer değiştirmelerin vektörü olarak tanımlanır.

$$N' = \begin{pmatrix} N'_x \\ N'_y \\ N'_{xy} \\ M'_x \\ M'_y \\ M'_{xy} \end{pmatrix} \quad (4.31)$$

$$u = \begin{pmatrix} u \\ v \\ w \end{pmatrix} \quad (4.32)$$

N' vektörü, Eşitlik 4.2 ve 4.3 kullanılarak u cinsinden tanımlandığında 4.33'ü elde ederiz.

$$N' = C_\epsilon = C\Theta_\epsilon u \quad (4.33)$$

Eşitlik 4.33'e Eşitlik 4.21 eklenirse, Eşitlik 4.34'ü elde ederiz.

$$\left\{ \Theta_n C \Theta_e + \lambda_{cr} \left(N_{xo} \Theta_{Nx} + N_{yo} \Theta_{Ny} + N_{xyo} \Theta_{Nxy} + M_{xo} \Theta_{Mx} + M_{yo} \Theta_{My} + M_{xyo} \Theta_{Mxy} + q_o \Theta_q \right) \right\} u = 0 \quad (4.34)$$

Elde edilen eşitlik üç diferansiyel denklem ve üç bilinmeyen fonksiyondan oluşan, burkulma sırasında u, v ve w yer değiştirmelerini içerir. Buradaki çözümlerden burkulma şekilleri ve öz değer kritik burkulma yükü (λ_{cr}) elde edilir. Yer değiştirme fonksiyonları u, v ve w aşağıdaki gibi tanımlandığında;

$$u = u_1 \cos \alpha(x+c_1y) \sin \beta(y+c_2x) - u_2 \sin \alpha(x+c_1y) \cos \beta(y+c_2x) \quad (4.35)$$

$$v = v_1 \sin \alpha(x+c_1y) \cos \beta(y+c_2x) - v_2 \cos \alpha(x+c_1y) \sin \beta(y+c_2x) \quad (4.36)$$

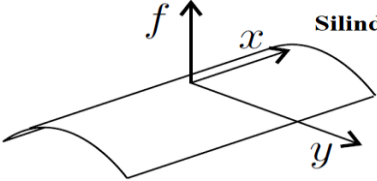
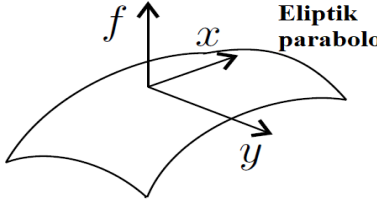
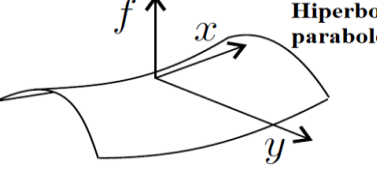
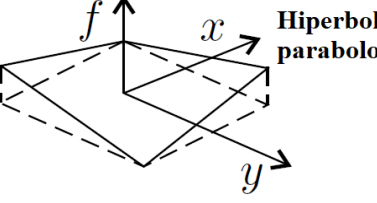
$$w = w_1 \sin \alpha(x+c_1y) \sin \beta(y+c_2x) - w_2 \cos \alpha(x+c_1y) \cos \beta(y+c_2x) \quad (4.37)$$

Eşitlik 4.35, 4.36 ve 4.37, Eşitlik 4.34'te ilgili yerlere yazıldığında Eşitlik 4.38'i elde edilmiştir.

$$\left(\begin{bmatrix} O & L \\ L & O \end{bmatrix} \begin{bmatrix} M_o & M_n \\ M_n & M_o \end{bmatrix} \begin{bmatrix} O & L \\ L & O \end{bmatrix}^T - \lambda \begin{bmatrix} \Phi_1[J] & \Phi_2[J] \\ \Phi_2[J] & \Phi_1[J] \end{bmatrix} \right) \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ w_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ w_2 \end{Bmatrix} = 0 \quad (4.38)$$

Burada u_1, u_2, v_1, v_2 düzlem içi ve w_1, w_2 düzlem dışı yer değiştirme genlikleridir. $[O]$, $[L]$, $[J]$ matrisleri ve Φ_1, Φ_2 parametreleri α, β, c_1 ve c_2 sabitlerine bağlıdır. Bu sabitler kabuk yapının burkulma şeklini belirler. Farklı tip eğrilikteki kabuk yapıları Çizelge 4.1'de verilmiştir. Eşitlik 4.39, 4.40, 4.44 ve 4.45'te yapılan hesaplamada Çizelge 4.1'de verilen kabuk değerleri kullanılmıştır.

Çizelge 4.1. Farklı eğriliğe sahip kabuk tipleri (Kollar and Springer, 2003: 385)

Kabuk tipleri	$f(x, y)$	R_x	R_y	R_{xy}
 Silindir	$f = -C_1 y^2$	0	$\frac{1}{2C_1}$	0
 Eliptik paraboloid	$f = -C_1 y^2 - C_2 x^2$	$\frac{1}{2C_2}$	$\frac{1}{2C_1}$	0
 Hiperbolik paraboloid	$f = -C_1 y^2 + C_2 x^2$	$-\frac{1}{2C_2}$	$\frac{1}{2C_1}$	0
 Hiperbolik paraboloid	$f = -C_1 xy$	0	0	$\frac{1}{2C_1}$

$$[O] = \begin{bmatrix} -\alpha & 0 & \beta & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\beta & \alpha & 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{R_x} & \frac{1}{R_y} & 0 & \alpha^2 + \beta^2 c_2^2 & \beta^2 + \alpha^2 c_1^2 & -2\alpha\beta(1 + c_1 c_2) \end{bmatrix} \quad (4.39)$$

$$[L] = \begin{bmatrix} \beta c_2 & 0 & -\alpha c_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha c_1 & -\beta c_2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{R_{xy}} & -2\alpha\beta c_2 & -2\alpha\beta c_1 & 2(c_1 \alpha^2 + c_2 \beta^2) \end{bmatrix} \quad (4.40)$$

$$[M_o] = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & 0 & B_{11} & B_{12} & 0 \\ A_{12} & A_{22} & 0 & B_{12} & B_{22} & 0 \\ 0 & 0 & A_{66} & 0 & 0 & B_{66} \\ B_{11} & B_{12} & 0 & D_{11} & D_{12} & 0 \\ B_{12} & B_{22} & 0 & D_{21} & D_{22} & 0 \\ 0 & 0 & B_{66} & 0 & 0 & D_{66} \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

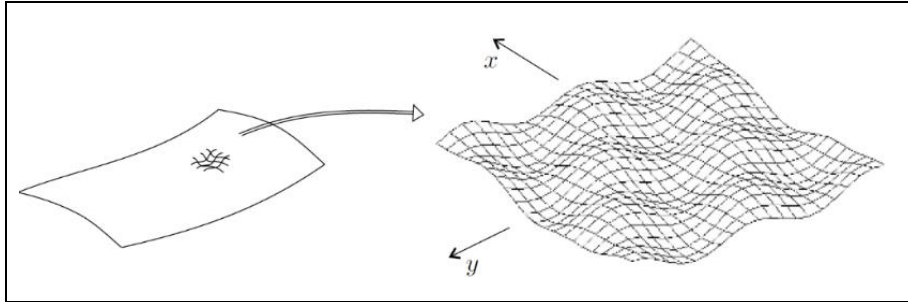
$$[M_n] = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} - [M_o] \quad (4.42)$$

$$[J] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.43)$$

$$\Phi_1 = N_{x0}(\alpha^2 + \beta^2 c_2^2) + N_{xy0}2(\alpha^2 c_1 + \beta^2 c_2^2) + N_{y0}(\alpha^2 c_1 + \beta^2) \quad (4.44)$$

$$\Phi_2 = -2\alpha\beta(N_{x0}c_2 + N_{xy0}(1+c_1c_2) + N_{y0}c_1) \quad (4.45)$$

Şekil 4.3'te kabuk yapıda meydana gelen lokal burkulma gösterilmiştir.

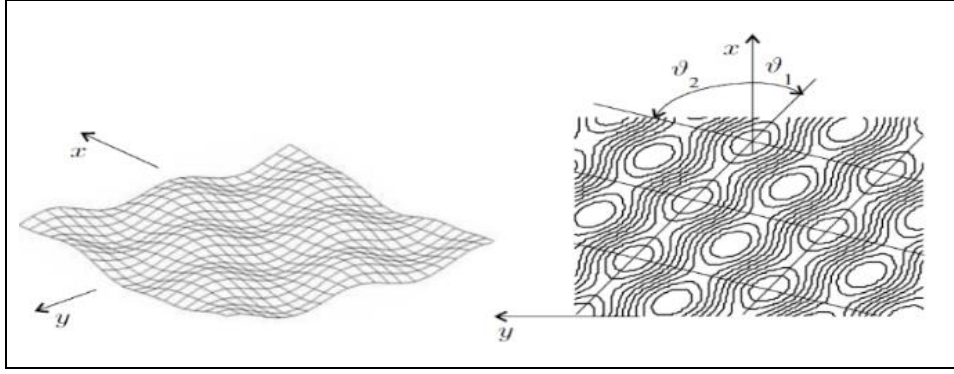


Şekil 4.3. Kabuk yapıda meydana gelen lokal burkulma modeli (Kollar and Springer, 2003: 386)

Aşağıda burkulmadan sonra silindir yapının etrafında oluşan sağ ve sol yayılma dalgalarının en uç noktalarından geçen doğruların eğimi verilmiştir. Kollar ve Springer tarafından lokal burkulma modeli ve buna karşılık gelen kontur grafiği Şekil 4.4' te verilmiştir.

$$\tan \theta_1 = \frac{\alpha + \beta c_2}{\beta + \alpha c_1} \quad (4.46)$$

$$\tan \theta_2 = \frac{\alpha - \beta c_2}{\beta - \alpha c_1} \quad (4.47)$$



Şekil 4.4. Lokal burkulma desene ve kontur grafiği (Kollar and Springer, 2003: 387)

Eşitlik 4.38’de öz değeri λ_{cr} ve α , β , c_1 ve c_2 sabitlerinin farklı değerleri için hesaplanması gereken kritik burkulma yükü parametreleridir. Prensip olarak, bu sabitlerin değerleri keyfi olarak seçilemez, ancak karşılık gelen yer değiştirmeler sınır koşullarını sağlayacak şekilde seçilmelidir. Ele alınan durumda kısa dalga boyları için kenarda oluşan dalgalar burkulma yükünü önemli ölçüde etkilemez. Bu nedenle λ_{cr} ’yi hesaplamak için rastgele α , β , c_1 ve c_2 değerleri seçilebilir.

α , β , c_1 ve c_2 sabitleri bilindiğinde, kabuk yapının referans yüzeyine dik olan sapma 4.48’deki gibi hesaplanmıştır.

$$w_B^0 = w_1 \sin(\alpha(x + c_1 y)) \sin(\beta(y + c_2 x)) + w_2 \sin(\alpha(x + c_1 y)) \cos(\beta(y + c_2 x)) \quad (4.48)$$

5. MALZEME VE YÖNTEM

Bu bölüm, kompozit borunun kritik burkulma yükünün farklı yöntemler kullanılarak hesaplanması ve bu yükün değişimine etki eden tasarım parametrelerinin belirlenmesi üzerinedir. Yapılan çalışmanın akış şeması aşağıdaki gibidir;

Amaç fonksiyonu,
Tasarım değişkenlerinin belirlenmesi,
Sınır koşullarının belirlenmesi,
Kompozit malzeme bilgileri,
Fiber oryantasyon açıları için Taguchi yöntemi ile deney setlerinin oluşturulması,
Kritik burkulma yükünün ANSYS yazılımı ve sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanması,
Kritik burkulma yükünün MATLAB yazılımı yardımıyla analitik olarak hesaplanması ve ANSYS sonuçlarıyla karşılaştırılması,
Hesaplama sonucu elde edilen verilerin MATLAB yazılımı kullanılarak yapay sinir ağı modelinin oluşturulması.

Yukarıda akış şeması verilen çalışmanın aşamaları ve kapsamı bu bölümde alt başlıklılar şeklinde incelenmiştir.

5.1. Amaç Fonksiyonu

Bu çalışma, kompozit boruların statik yüklemeler altında burkulma durumunun incelenip, yapının direngenliğini arttıracak tasarım iyileştirmelerini gerçekleştirme amacındadır. Yapıya etki eden kritik burkulma yükünün yapı rijitliğini bozmayarak daha uzun ömürlü olması hedeflenmiştir.

5.2. Tasarım Değişkenleri

Yapıya gelen kritik burkulma yükünü etkileyen en önemli etkenlerden biri yapının geometrisidir. Kompozit yapıda burkulmayı, yapının geometrik ölçüleri, malzeme cinsi ve katman dizilimleri belirler. Bu kısımda yapının geometrik sınırları belirlenecektir.

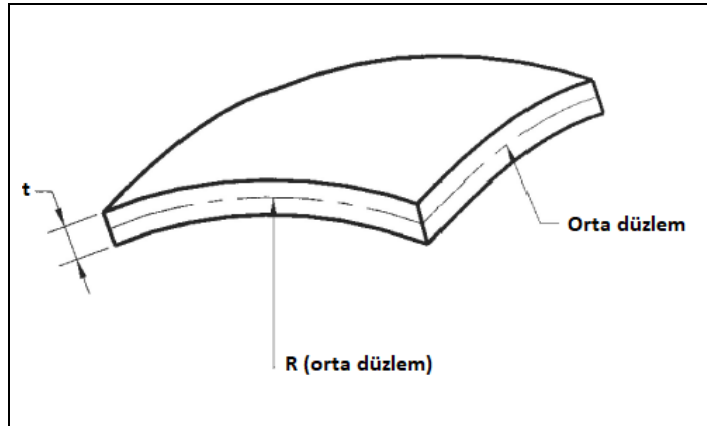
Timoshenko kabuk teorileri üzerine yaptığı çalışmalar sonucunda ince, çok ince, kalın ve çok kalın kabuk teorileri ortaya çıkmıştır. Kabuk kalınlığının (t), kabuk yüksekliğine (R)

oranı yapının hangi kabuk teorisinde incelenmesi gerektiği hakkında pratik bilgiler vermiştir (Timoshenko, 1955: 370). Çizelge 5.1’de kabuk teorilerine ait sınıflar ve oranlar yer almaktadır.

Çizelge 5.1. Kabuk teorileri ve oranları

Çok İnce Kabuk Teorisi	İnce Kabuk Teorisi	Kalın Kabuk Teorisi	Çok Kalın Kabuk Teorisi
$\frac{t}{R} \leq \frac{1}{100}$	$\frac{t}{R} \leq \frac{1}{10}$	$\frac{t}{R} \geq \frac{1}{10}$ veya $\frac{t}{R} \geq \frac{2}{10}$	$\frac{t}{R} \geq \frac{3}{10}$ veya $\frac{t}{R} \geq \frac{4}{10}$

Novozhilov yapının cidar tipini kalın cidarlı ve ince cidarlı olmak üzere iki farklı kabuk sınıfı olarak tanımlar. Bu tanımlamayı yaparken kullandığı orta düzlem tanımı Şekil 5.1’de verilmiştir. İnce veya kalın cidarlı olma durumu, cidar kalınlığının orta düzlem eğrilik yarıçapına oranıyla Eşitlik 5.1’de verilmiştir. Eşitliğin sağlandığı durumlarda yapı ince cidarlı olarak kabul edilmiştir (Novozhilov V.V., 1964:50-52).



Şekil 5.1. Kabuk yapıya ait yüzey şekli (Ventsel, Krauthammer and Carrera, 2002: 293)

$$\max \left(\frac{t}{R} \right) \leq \frac{1}{20} \quad (5.1)$$

Novozhilov tarafından kabaca tanımlanan bu eşitlik gerçekte kabukların diğer geometrik parametrelerine, sınır koşullarının karakterine, kabuk yüzeyi üzerinde dış yüklerin değişiminin pürüzsüzlüğüne vb. bağlıdır. Ventsel, Krauthammer ve Carrera ince cidar

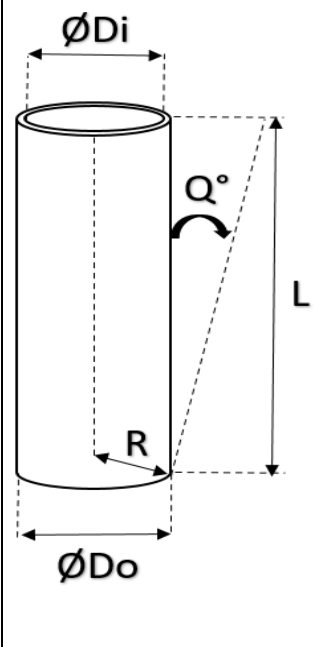
durumu için kabuk kalınlıklarını Eşitlik 5.2'deki aralıkta olması durumunda ince cidarlı olarak tanımlamıştır (Ventsel, Krauthammer and Carrera, 2002: 294).

$$\frac{1}{1000} \leq \frac{t}{R} \leq \frac{1}{20} \quad (5.2)$$

Geometri belirlenirken yapılan literatür taraması ve NASA'nın 1965 yılında 'Buckling of Thin-Walled Circular Cylinders' (Hilburger, 2020: 22-24) adlı çalışmada da üzerinde durduğu yapı kalınlığı ve yapının narinlik oranı (L/R) oranı üzerinden referans alınan geometrik ölçüler Çizelge 5.2'de verilmiştir. Yapılan çalışma literatürden farklı olarak aynı yapının silindiriklik açısında 5° artış yapıp yapıyı konik hale getirerek yapının kritik burkulma yüküne etkisini de incelemiştir.

Çizelge 5.2'deki parametrelere ek olarak fiber oryantasyon açısı da tasarım parametreleri içinde yer almaktadır. Fiber oryantasyon açıları ilerleyen bölümlerde Taguchi teoremi kullanılarak belirlenecektir.

Çizelge 5.2. Geometri oluşturmak için belirlenen parametreler

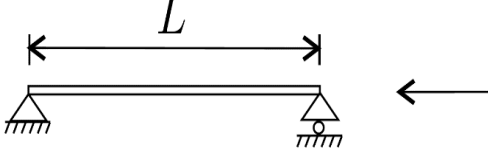
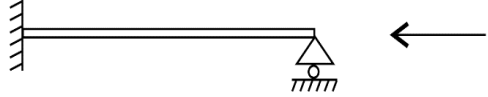
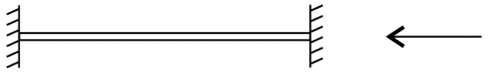
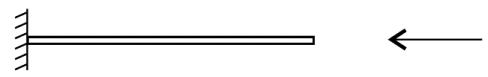
	ØDi : Silindir iç çapı (mm)	Kalınlık (t = ØDo - ØDi) mm
	ØDo : Silindir dış çapı (mm)	1,25-2,5-5
	R : Silindir yarıçapı (mm)	Koniklik Açısı (Q°)
	L : Silindir uzunluğu (mm)	90°-95°-100°-105°
	Q° : Silindir koniklik açısı (derece)	Narinlik Oranı (L/R)
		(1- 1,5- 2- 2,5- 3)

5.3. Sınır Koşulları

Yapının sınır koşulları belirlenirken, Kollar ve Springer'in kompozit kabuk yapılarda burkulma için önerdiği yükleme koşulları (Çizelge 5.3) ve Çizelge 5.2'de bulunan geometrik

parametreler kompozit silindirik kabuğu oluşturmak için referans alınmıştır. Referans alınan koşullar yükleme tipi, yükleme tanımı, yükleme şekli ve formülasyon olarak Çizelge 5.3'te gösterilmiştir.

Çizelge 5.3. Sınır koşulları (Kollar and Springer, 2003:462)

Yükleme Tipi	Yükleme Tanımı	Yükleme Şekli	Formülasyon (Kayma deformasyonu yok)
A	İki ucu mesnet		$F_{kritik} = \frac{\pi^2 EI}{L^2}$
B	Bir ucu mesnet bir ucu ankastre		$F_{kritik} = \frac{\pi^2 EI}{(0.7L)^2}$
C	İki ucu ankastre		$F_{kritik} = \frac{\pi^2 EI}{(0.5L)^2}$
D	Bir ucu ankastre bir ucu serbest		$F_{kritik} = \frac{\pi^2 EI}{(2L)^2}$

Yukarıda verilen dört tip yükleme neticesinde yapılan çalışma tasarım değişkenleri bölümünde belirlenen 60 farklı geometriye uygulanacaktır.

5.4. Malzeme Bilgileri

Bu tez çalışmasında 60 farklı geometri ve 4 farklı yükleme tipine ek olarak malzeme tek yönlü ve örgü kumaş olmak üzere 2 farklı malzeme tipi kullanılmıştır. Kullanılan malzemeler ANSYS yazılımı malzeme kütüphanesinden seçilmiştir. Karbon fiber takviyeli, prepreg yöntemiyle üretilmiş fiber malzemenin yapısal ve mekanik özellikleri 'ANSYS Malzeme Kütüphanesi'nden alınan malzemelere ait özellikler Çizelge 5.4 ve Çizelge 5.5'te gösterilmiştir. Kumaş kalınlığı 0.125mm belirlenmiştir. Böylece çalışmada kullanılacak kompozit boru 10, 20 ve 40 kat farklı oryantasyon açılarına sahip kumaştan oluşacaktır.

Çizelge 5.4 ve Çizelge 5.5'ta verilen değerler ANSYS malzeme kütüphanesinden seçilen Epoxy Carbon UD (230 GPa) Prepreg ve Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg malzemeler için parametrik modeller oluşturulmuştur. Bu malzeme özellikleri programın 'Engineering Data' kısmından alınan malzeme özellikleridir.

Çizelge 5.4. Epoxy Carbon UD (230 GPa) Prepreg malzeme özellikleri

Yoğunluk (g/cm ³)	1,49
X Yönündeki Young Modülü (MPa)	121000
Y Yönündeki Young Modülü (MPa)	8600
Z Yönündeki Young Modülü (MPa)	8600
Poisson Oranı XY	0,27
Poisson Oranı YZ	0,4
Poisson Oranı XZ	0,27
Kayma Modülü XY (MPa)	4700
Kayma Modülü YZ (MPa)	3100
Kayma Modülü XZ (MPa)	4700

Çizelge 5.5. Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg malzeme özellikleri

Yoğunluk (g/cm ³)	1,42
X Yönündeki Young Modülü (MPa)	61340
Y Yönündeki Young Modülü (MPa)	61340
Z Yönündeki Young Modülü (MPa)	6900
Poisson Oranı XY	0,04
Poisson Oranı YZ	0,3
Poisson Oranı XZ	0,3
Kayma Modülü XY (MPa)	3300
Kayma Modülü YZ (MPa)	2700
Kayma Modülü XZ (MPa)	2700

5.5. Taguchi Yöntemiyle Deney Setlerinin Oluşturulması

Taguchi yöntemi, ürün veya hizmet kalitesinin artırılmasına yönelik tasarım, geliştirme ve üretim süreçlerinde sıkça kullanılan bir yöntemdir. Bu yöntem, kalite kaybının minimumda tutulması için deney seti oluşturulması esasına dayanmaktadır. Deney seti oluşturma sürecinde, Taguchi yöntemi ile tasarım kararları belirlenir ve işlem noktaları belirlenir. Bu kararlar, ürünün performansını en iyi şekilde optimize etmek için alınır. Örneğin, bir otomobilin performansını artırmak için, hızlanma, frenleme, devir ve tork gibi faktörler belirlenir ve deney seti bu faktörlere göre oluşturulur. Taguchi yöntemi, faktörlerin değişkenliği önemli ölçüde azaltarak sonuçların daha tutarlı ve tekrarlanabilir olmasını sağlar. Bu nedenle, deney maliyetlerini düşürür ve ürün kalitesini artırır. Deney seti

oluşturma aşamasında, Taguchi yöntemi tarafından sağlanan tasarım matrisi kullanılır. Bu matris, faktörlerin ve farklı seviyelerinin deneyler için nasıl seçileceğine dair ayrıntılı talimatlar sağlar. Deneyler genellikle bir dolgu matrisi kullanılarak yürütölür ve sonuçlar, istatistiksel analiz araçları kullanılarak yorumlanır. Taguchi yöntemi, birçok endüstride uygulanabilir. Otomotiv, elektronik, tıbbi cihazlar, gıda sanayi ve hizmet sektörü gibi birçok endüstriyel alanda kullanılmaktadır. Bu yöntem, işletmelerin ürünlerinin kalitesini artırarak daha verimli ve rekabetçi olmalarına yardımcı olabilir. Karbon fiber kumaşların katman sayıları ve katman oryantasyon açıları Taguchi yöntemi kullanılarak belirlenmiştir.

Kompozit kabuk yapılar, farklı açılarda oryantasyonları olan fiberlerden oluşur ve bu şekilde belirlenmiş fiberlerin değişik yönlerdeki kombinasyonları ile üretilir. Bu yönler, kabuk yapının mekanik özelliklerini ve dayanıklılığını önemli ölçüde etkiler. Açı oryantasyonlarının doğru bir şekilde belirlenmesi, kabuk yapının kullanım alanları ve maruz kalacağı zorlanmalara göre değişebilir. Bu bölümde açı oryantasyonlarının Taguchi teoremi kullanılıp denenmiş deneylerin sayısını azaltarak doğru faktör kombinasyonlarının belirlenmesi sağlanmıştır.

Açı oryantasyonları için Taguchi teoremi uygulandığında, faktör olarak açıların farklı kombinasyonları ve seviyeleri belirlenebilir. Bu seviyeler, örneğin 0, 30, 60 ve 90 derece gibi belirlenmiştir. Bu faktörlerin her bir seviyesi, diğer faktörlerin seviyeleri ile deney matrisinde yer almıştır. Deney matrisi oluşturulduktan sonra, deneyler gerçekleştirilmiş ve veriler toplanmıştır. Bu veriler, bilgisayar ortamında analiz edilir ve en önemli faktörlerin ve seviyelerin tespit edilmesine yardımcı olur. Bu faktörler, daha sonra boruların üretiminde kullanılabilecek en uygun oryantasyonlar olarak belirlenebilir.

Taguchi teoremi, açı oryantasyonları gibi çok sayıda faktörün belirlendiği süreçlerde kullanılabilir ve doğru faktör kombinasyonlarının belirlenmesine yardımcı olur. Bu teorem, kompozit boru üretiminde de değerli bir araç olabilir ve doğru oryantasyonların belirlenmesine yardımcı olabilir. Çizelge 5.6'da Taguchi teoremi ile üretilmiş fiber oryantasyon açıları verilmiştir.

Çizelge 5.6. Taguchi yöntemiyle belirlenen deney setlerine ait oryantasyon açıları

Deney setleri	Fiber Oryantasyon Açıları
1	$(0, 0, 0, 0, 0)_s$
2	$(0, 45, 45, 45, 0)_s$
3	$(0, 90, 90, 90, 0)_s$
4	$(0, -45, -45, -45, 0)_s$
5	$(0, -90, -90, -90, -90)_s$
6	$(45, 0, 45, 90, -45)_s$
7	$(45, 45, 90, -45, -90)_s$
8	$(45, 90, -45, -90, 0)_s$
9	$(45, -45, -90, 0, 45)_s$
10	$(45, -90, 0, 45, 90)_s$
11	$(90, 0, 90, -90, 45)_s$
12	$(90, 45, -45, 0, 90)_s$
13	$(90, 90, -90, 45, -45)_s$
14	$(90, -45, 0, 90, -90)_s$
15	$(90, -90, 45, -45, 0)_s$
16	$(-45, 0, -45, 45, -90)_s$
17	$(-45, 45, -90, 90, 0)_s$
18	$(-45, 90, 0, -45, 45)_s$
19	$(-45, -45, 45, -90, 90)_s$
20	$(-45, -90, 90, 0, 45)_s$
21	$(-90, 0, -90, -45, 90)_s$
22	$(-90, 45, 0, -90, -45)_s$
23	$(-90, 90, 45, 0, -90)_s$
24	$(-90, -45, 90, 45, 0)_s$
25	$(-90, -90, -45, 90, 45)_s$

5.6. Kritik Burkulma Yükünün Matlab Programı ile Analitik Olarak Hesaplanması

Kompozit borular boyutları itibariyle genellikle uzun ve ince yapılardan oluşabilir. Bu nedenle, genellikle bu yapılar için kritik burkulma yükünün incelenip, yapının hasar durumlarının kontrol edilmesi gerekmektedir. Borunun kritik burkulma yükünü hesaplamak için çeşitli matematiksel yöntemler kullanılır. Matlab, bu tür hesaplamaları yapmak için kullanılan popüler bir araçtır ve kompozit boruların kritik burkulma yükünü hesaplamak için birçok alternatif fonksiyon içerir.

Kompozit malzemelerin mekanik özelliklerinin belirlenmesi, özellikle bu malzemelerin tasarımında önemli bir rol oynamaktadır. Bu kısımda, farklı fiber oryantasyon açlarına sahip kompozit borularda kritik burkulma yükünün Matlab yardımıyla Çizelge 5.7'deki parametreler kullanılarak hesaplanmıştır. Matlab, bu tür mekanik hesaplamalar için ideal bir

yazılım aracıdır. Aşağıda, farklı fiber oryantasyon açılarına sahip kompozit borularda kritik burkulma yükü hesaplanırken kullanılan değişkenlere ihtiyaç duyulmaktadır.

Çizelge 5.7. Analitik hesaplamada kullanılan bazı parametreler

D	Boru çapı (mm)	500
t	Boru kalınlığı (mm)	1,25
Rho	Yoğunluk (g/cm ³)	1,49
E ₁	Eksenel modül (GPa)	121
E ₂	Yatay modül (GPa)	8,6
G ₁₂	Kayma modülü (GPa)	4,7
nu ₁₂	Poisson oranı	0,27
R	Boru yarıçapı (mm)	250
L	Boru uzunluğu (mm)	250, 375, 500, 625, 750
theta	[0, 45, 90] Fiber oryantasyon açıları (derece)	[90/45/-45/0/90] _s

5.7. Kritik Burkulma Yükünün Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Hesaplanması

Günümüzde kullanım alanı oldukça geniş olan kompozit borular, yüksek mukavemet, düşük ağırlık ve dayanıklılığı sayesinde birçok endüstriyel uygulamada tercih edilmektedir. Ancak, bu malzemelerdeki burkulma hasarı ve diğer çıkıntı hasarları, boru yapılarının kullanım ömrünü ciddi şekilde etkileyebilir. Bu nedenle, kompozit boruların tasarım ve analizinde burkulma durumları önemli bir rol oynamaktadır. Bu durumda, Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) ve ANSYS yazılımı kullanılarak kompozit boru burkulma analizleri gerçekleştirilmiştir. Burkulma testlerinde, borunun içindeki boşluklar ve kompozit malzemelerin yönlendirmesi, borunun burkulma direncini etkileyen önemli faktörlerdir. Bu nedenle, burkulma analizi sırasında açı oryantasyonları, sınır koşulları ve geometrik değişkenlerin dikkatlice incelenmesi gerekmektedir. Açı oryantasyonları, kompozit borunun malzeme özelliklerini belirleyen en önemli faktörlerden biridir. Açı oryantasyonları, borunun dış yüzeyindeki yükü emme kapasitesini etkilediği için burkulma direncini etkilemektedir. Bu nedenle, uygun açı oryantasyonunun seçimi burkulma direncini artırabilir. Sınır koşulları, borunun burkulma olasılığını tanımlayan bir diğer önemli faktördür. Sınır koşulları, borudaki yüklere ve dış koşullara göre değişebilir. Örneğin, borunun bir ucunun sabit olduğu ve diğer ucunun eksen üzerinde serbest olduğu durumlarda, borunun burkulması daha olasıdır. Bu nedenle, sınır koşullarının doğru bir şekilde tanımlanması burkulma analizinin doğruluğunu artırır. Geometrik değişkenler de burkulma analizinde önemli bir rol oynar. Borunun çapı, kalınlığı ve uzunluğu, burkulma yükünü ve

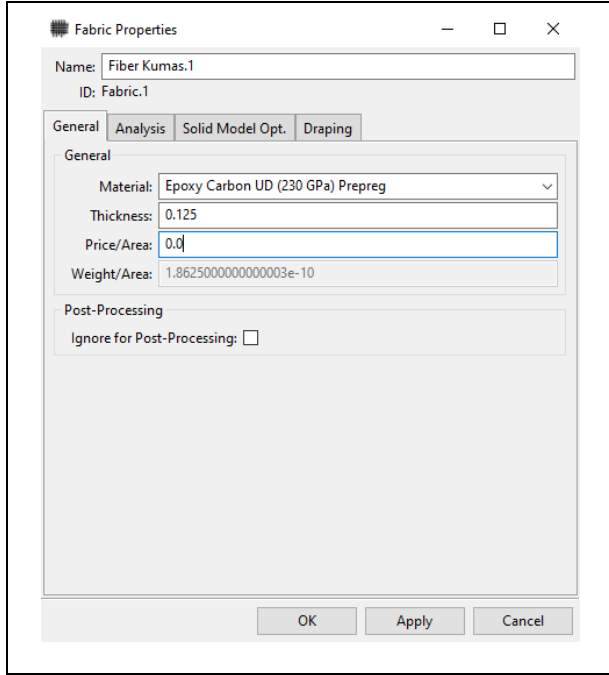
burkulma olasılığını etkileyen faktörlerdir. Bu nedenle, geometrik değişkenlerin doğru bir şekilde belirlenmesi burkulma analizinin doğruluğunu artırır.

ANSYS yazılımı, kompozit malzemelerin analizi için yaygın olarak kullanılan bir simülasyon yazılımıdır. Kompozit malzemeler, birden fazla malzeme katmanının birleştirilmesiyle oluşturulan malzemelerdir ve çeşitli endüstriyel uygulamalarda kullanılır. Kompozit malzemelerin analizi için ANSYS programında SHELL181 elemanı kullanılmıştır. Bu eleman, analiz edilen malzemenin yüzeyini temsil eder ve tek bir katmanlı bir tabaka yapısına sahiptir. SHELL181 elemanının avantajı, analiz esnasındaki yüksek doğruluk seviyesidir. SHELL181 elemanı, ANSYS programında çeşitli analiz türleri; mukavemet analizi, termal analiz, akışkan akışı analizi ya da akustik analiz gibi farklı analizleri için kullanılabilir. Ancak, SHELL181 elemanı doğruluğu artırırken, hesaplama zamanı da artırabilir. Bu nedenle, analiz yaparken eleman sayısını optimize etmek önemlidir. Aynı zamanda, SHELL181 elemanının kullanılmasının avantajlarını ve dezavantajlarını dikkate alarak, analiz sonuçlarının doğruluğunu artırmak için diğer eleman türlerini de kullanmayı düşünülebilir. Sonuç olarak, SHELL181 elemanı, ANSYS programı ile yapılan kompozit malzeme analizleri için yaygın ve etkili bir çözüm sunar. Ancak, elemanın doğru kullanımı ve analiz için gerekli parametrelerin dikkatli bir şekilde seçilmesi önemlidir.

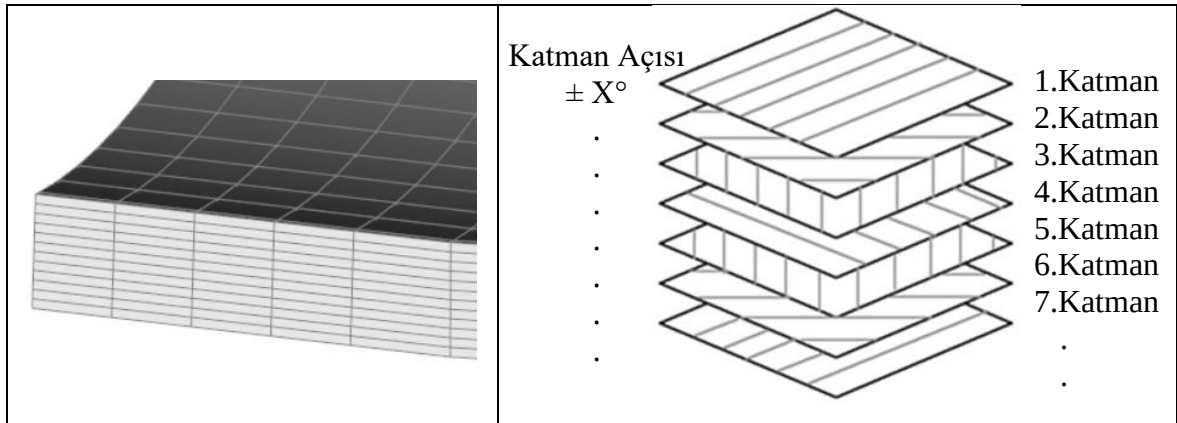
EK-1’de ANSYS programı kullanılarak oluşturulan kompozit analize ait akış şeması yer almaktadır. Başlangıç olarak malzeme ve geometriyi oluşturan kutular çek bırak yöntemiyle program arayüzüne yerleştirilmiştir. ANSYS malzeme kütüphanesinden seçilen Çizelge 5.4 ve Çizelge 5.5’te özellikleri yer alan malzemeler tanımlanmıştır. Geometri kutucuğunda oluşturulan ve Çizelge 5.2’de gösterilen geometri için; R: Silindir yarıçapı (mm), L: Silindir uzunluğu (mm), Q°: Silindir koniklik açısı (derece) ve t: Silindir cidar kalınlığı (mm) geometri kutucuğundaki arayüzde parametrik olarak modellenmiştir.

ANSYS ACP Pre kısmından tanımlanacak olan fiber kumaşına ait malzeme örneği ve kumaş kalınlığı bilgileri Şekil 5.2’de gösterildiği şekilde girilmiştir. Şekil 5.3’te ANSYS ACP Pre kısmından tanımlanacak olan fiber kumaşına ait katmanlı kompozit örneği ve katman dizilim şeması yer almaktadır. Daha sonra belirlenen toplam katman kalınlığı ve fiber oryantasyon açıları göz önünde bulundurularak program arayüzünden kompozit kabuk yapı modellenmiştir. Parametrik analiz yapılabilmesi için fiber oryantasyon açlarına parametre atanmıştır.

Daha sonra buradan ‘Static Structural’ kısmına geçilerek oluşturulan geometri sonlu elemanlar hesabı yapılabilmesi için geometriye uygun mesh (ağ) yapısı ile örülmüştür. Daha sonra geometriyi kısıtlayan sınır koşulları uygulanmıştır. Belirlene yönde kuvvet uygulanmıştır. ANSYS Eigenvalue Buckling analizi yapmak için ön yüklemeye ihtiyaç duymaktadır. Daha sonra ‘EigenvalueBuckling’ kısmına geçilerek, kompozit silindirik kabağa burkulma analizi işlemi gerçekleştirilmiştir.



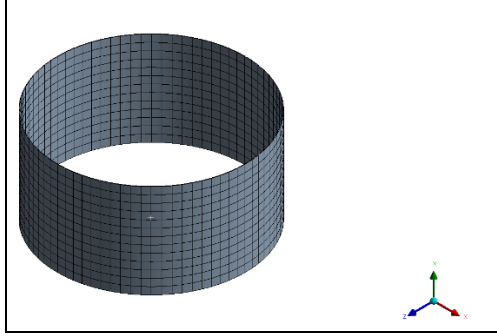
Şekil 5.2. Kumaş malzeme ve kalınlık tanımlanması



Şekil 5.3. ANSYS ACP Pre ile yapılan katman dizilim örneği

Geometriye uygun mesh tipi seçilerek yaklaşık 1120 düğüm ve 1040 elementten oluşan quadrant tip mesh atılmıştır. Şekil 5.4’te mesh atılmış geometriye ait görsel yer almaktadır.

Şekil 5.4'teki görselde yer alan geometriye ait mesh parametreleri Çizelge 5.8'de verilmiştir. Atılan meshlerin parametre ortalamaları yapının doğru hesaplanması için yeterli görülmüştür (Ansys, 2013).

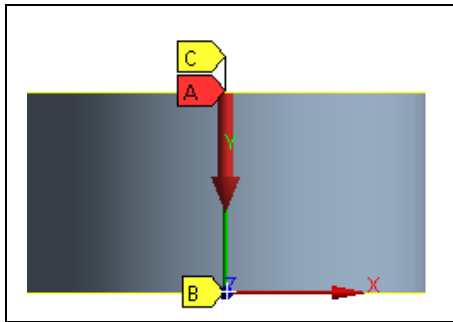


Şekil 5.4. Mesh yapı görseli

Çizelge 5.8. Mesh parametreleri

Mesh Parametreleri	Minimum değer	Maximum değer	Ortalama değerler	ANSYS önerilen ortalama değerler
Element Quality	0,99925	0,99943	0,99926	$0,85 \leq \text{ortalama} \leq 1$
Aspect Ratio	1,0098	1,0213	1,0207	$1 \leq \text{ortalama} < 5$
Skewness	1,3057e-010	1,1865e-008	1,2261e-009	$0 \leq \text{ortalama} \leq 0,25$
Jacobian Ratio (Gauss Point)	1	1	1	$0,7 \leq \text{ortalama} \leq 1$

Sonraki kısımda Şekil 5.5'te yer alan yükleme koşulları ANSYS ortamında sınır koşulları olarak girilmiştir. Aşağıdaki görselde sınır koşulları tanımlanmış kompozit yapının örnek görseli yer almaktadır.



Şekil 5.5. Sınır koşulları (A: Uygulanan kuvvet (N), B: X, Y ve Z yönünde sabitlenmiş, C: X ve Z yönünde sabit Y yönünde serbest hareket)

Ansys yazılımı, 'Eigenvalue Buckling' analiz hesaplamasına ait ilgili formül Eşitlik 5.3'te verilmiştir:

$$\{F_{\text{buckling}}\} = \lambda_i \{F_{\text{perturbed}}\} \quad (5.3)$$

F_{buckling} : Kritik Burkulma Kuvveti (N)

$F_{\text{perturbed}}$: Uygulanan Kuvvet (N)

λ_i : Özdeğer Burkulma Değeri

i : Burkulma mod sayısı

Yapılan analizlerden elde edilen özdeğer burkulma analizi sonuçlarından seçilmiş bazı veriler Epoxy Carbon UD (230 GPa) Prepreg malzemesi için Çizelge 5.9'da ve Epoxy Carbon Woven (230 GPa) Prepreg malzemesi için Çizelge 5.10'da verilmiştir. Verilen sonuçlar aynı katman dizilimleri için farklı kalınlık ve farklı koniklik açısını içermektedir.

Çizelge 5.9. UD malzemeye ait özdeğer burkulma analiz sonuçları

Seçilen Deney Seti	Bağlantı Tipi	Kalınlık (mm)	Koniklik Açısı (Q°)	Kritik Burkulma Kuvveti (kN)
1	B	1,25	90°	103,461
5	B	2,5	90°	390,323
10	B	5	90°	1393,095
15	B	1,25	95°	128,273
20	B	2,5	95°	536,101
25	B	5	95°	2233,542

Çizelge 5.10. Woven malzemeye ait özdeğer burkulma analiz sonuçları

Seçilen Deney Seti	Bağlantı Tipi	Kalınlık (mm)	Koniklik Açısı (Q°)	Kritik Burkulma Kuvveti (kN)
1	B	1,25	90°	120,502
5	B	2,5	90°	448,054
10	B	5	90°	1711,760
15	B	1,25	95°	135,142
20	B	2,5	95°	515,980
25	B	5	95°	2112,222

İlk katmanı 0° ve 90° derece ile başlayan deney setlerinin 45° ve -45° ile başlayan setlere oranla daha düşük burkulma direnci olduğu görülmüştür. Farklı bir çalışmada katmanlı kompozit malzemelerin ilk katmanlarındaki açı oryantasyonlarının da 0 ve 90° yerine 45° ve -45° başlangıcı tercih edildiğinde yapının burulma ve doğal frekans sonuçlarında iyileşmenin mümkün olabileceği görülmektedir. (Katmer, 2019)

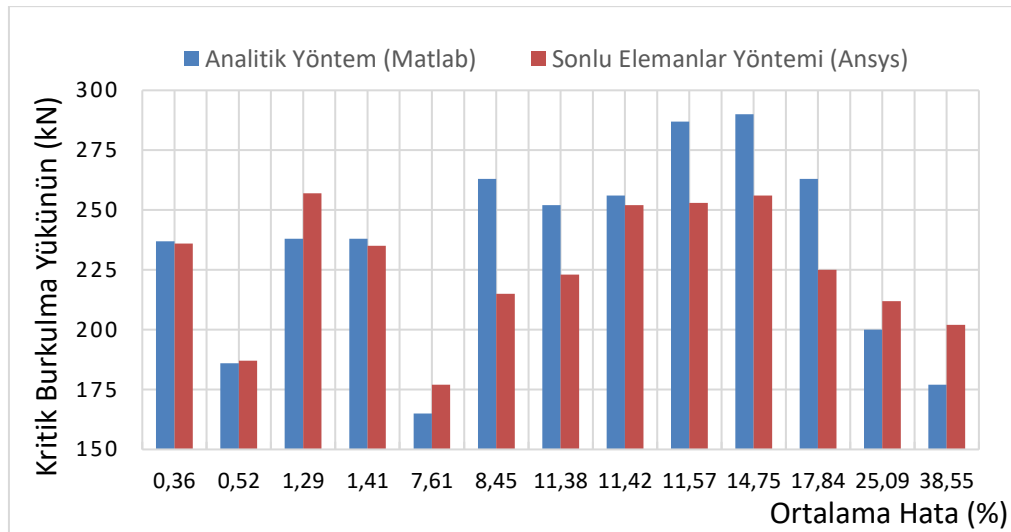
Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak hesaplanan sonuçlar ile analitik yöntem kullanılarak hesaplanan sonuçlar karşılaştırılmıştır. Ortalama hata oranları Çizelge 5.11s’de verilmiştir. Hesaplanan sonuçlar için Taguchi setinde oluşturulan açılar rasgele seçilip aşağıda verilen malzeme ve geometrik değişkenler kullanılarak hesaplanmıştır:

Malzeme: Karbon fiber (UD), Kalınlık: 1,25 mm, L/R: 1.

Çizelge 5.11. Kullanılan yöntemlerden elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Katman Dizimleri	Analitik Yöntem (Matlab)	Sonlu Elemanlar Yöntemi (Ansys)	Ortalama Hata (%)
[45/0/45/90/-45] _s	2,87E+05	2,53E+05	11,56995247
[45/45/90/-45/-90] _s	2,52E+05	2,23E+05	11,37940825
[45/90/-45/-90/0] _s	2,38E+05	2,35E+05	1,407577434
[90/45/-45/0/90] _s	2,37E+05	2,36E+05	0,357358556
[90/90/-90/45/-45] _s	1,65E+05	1,77E+05	7,609347937
[90/-90/45/-45/0] _s	1,77E+05	2,02E+05	38,55365955
[-45/0/-45/45/-90] _s	2,90E+05	2,56E+05	14,75316084
[-45/45/-90/90/0] _s	2,56E+05	2,52E+05	11,41706705
[-45/90/0/-45/45] _s	2,38E+05	2,57E+05	1,291618646
[-45/-45/45/-90/90] _s	2,63E+05	2,15E+05	8,448167511
[-90/45/0/-90/-45] _s	2,63E+05	2,25E+05	17,84479903
[-90/-45/90/45/0] _s	2,00E+05	2,12E+05	25,08920493
[-90/-90/-45/90/45] _s	1,86E+05	1,87E+05	0,524147714

Yapılan ortalama hata analizi sonucunda analitik yöntem ve sonlu elemanlar yöntemi tarafından kritik burkulma değerleri yüksek oranlarda birbirleriyle örtüştüğü Şekil 5.6’da gösterilmiştir. Sonlu elemanlar analizi ve analitik yöntem birbirini doğrular niteliktedir.



Şekil 5.6. Analitik ve Sonlu Elemanlar Yöntemi Karşılaştırılması

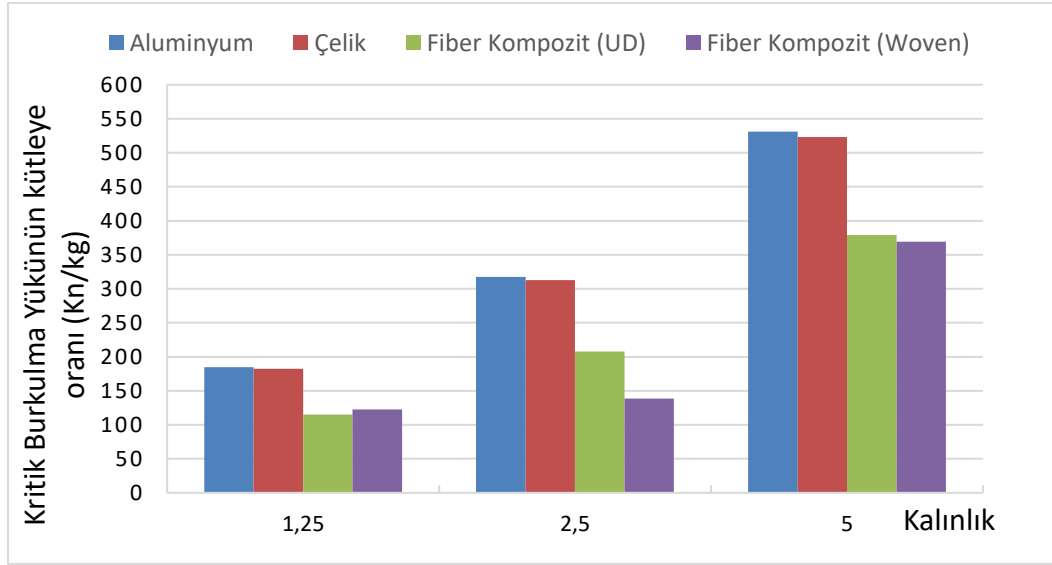
5.7.1. Farklı malzeme türlerinin kritik burkulma yüküne etkisi

Sonlu elemanlar yöntemiyle burkulma analizleri yapılan kompozit malzemeler mühendislikte sıklıkla kullanılan metallerle karşılaştırılmıştır. Aynı geometrik değişkenler farklı dört tip malzemede aynı koşullarda analiz edilmiştir. Artan kalınlıklarına göre birim kilogram başına düzen kritik burkulma yüklerini içeren grafik aşağıda verilmiştir.

Çizelge 5.12’de farklı et kalınlıklarında malzemelerin kritik burkulma yüklerinin kütleyle oranları daha verilmiştir. Bu oranlar Şekil 5.7’de grafik haline getirilmiştir. Kalınlık oranının 4 katına çıkması malzemelerin kritik burkulma dirençlerini yaklaşık olarak; kompozit malzemede 13 kat, alüminyum malzemede 11,5 kat ve çelik malzemede 11,4 katına çıkartmıştır. Önemli bir tasarım kriteri olan ağırlık göz önünde bulundurularak grafik yeniden incelendiğinde birim kilogram başına düşen kritik burkulma yükü aynı kütle için kompozit tek yönlü malzeme çelik malzemeye göre yaklaşık iki kat daha fazla kritik burkulma yüküne sahip olduğu görülmüştür.

Çizelge 5.12. Malzeme-Kalınlık değişiminin kritik burkulma yüküne etkisi

Malzeme	Ağırlık (kg)	Cidar Kalınlığı (mm)	Kritik Burkulma Yüğü (kN)	Kritik burkulma yükünün kütleyle oranı (kN/kg)
Karbon Fiber (UD)	2,1942	1,25	252,378	115,0205
Karbon Fiber (Woven)	2,091	1,25	256,08	122,4589
Alüminyum	4,0792	1,25	752,94	184,5803
Çelik	11,56	1,25	2107,4	182,301
Karbon Fiber (UD)	4,3884	2,5	912,265	207,881
Karbon Fiber (Woven)	4,1823	2,5	579,007	138,4422
Alüminyum	8,1583	2,5	2590,1	317,4804
Çelik	23,12	2,5	7227,9	312,6254
Karbon Fiber (UD)	8,7768	5	3329,25	379,3239
Karbon Fiber (Woven)	8,3646	5	3089,36	369,3374
Alüminyum	16,317	5	8665,4	531,0658
Çelik	46,24	5	24191	523,1618



Şekil 5.7. Malzeme ve kalınlık değişiminin kritik burkulma yüküne etkisi

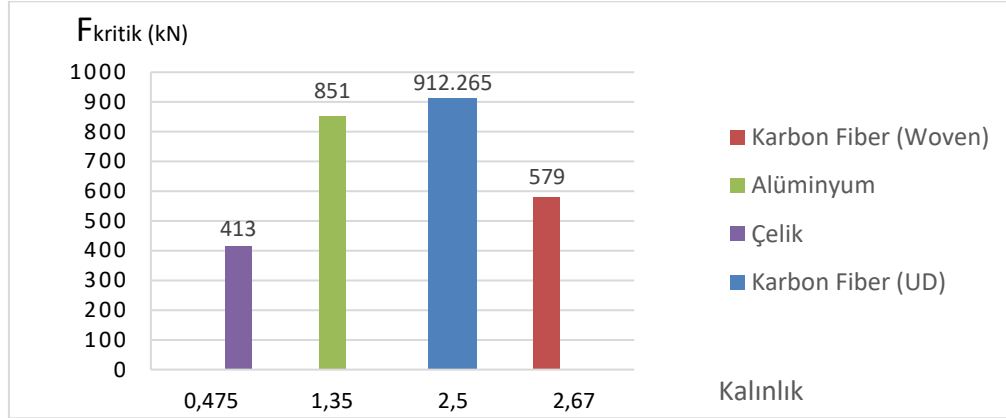
Bu koşullarda malzeme olarak en fazla burkulma direncini çelik malzeme gösterse de kritik burkulma yükünün kütleyle oranı incelendiğinde grafik tam tersine dönmektedir. Kompozit, alüminyum ve çelik malzemesi aynı kütleyle sahipken burkulma direnci ve et kalınlığı değerleri Çizelge 5.13'te verilmiştir.

Çizelge 5.13. Aynı kütle için kritik burkulma yükü

Malzeme	Kalınlık (mm)	Kritik Burkulma Yüğü (kN)
Karbon Fiber (UD)	2,5	912,265
Karbon Fiber (Woven)	2,67	579,007
Alüminyum	1,35	851,37
Çelik	0,475	413,34

Çizelge 5.13'te verilen değerler Şekil 5.8'de grafik olarak çizilmiştir. Mühendislik hesaplamalarında ve tasarım kriterleri arasında ağırlık en önemli kriterlerden biridir. Yapının hem mukavim hem de hafif olması bir tasarım için en ideal senaryodur. Bu sebeplerden ötürü malzeme seçimi oldukça önemli bir durumdur. Metal ve kompozit malzemeler kendi aralarında bile büyük farklar göstermektedir (Şekil 5.8). Aynı kütle için 4 tip malzemenin kritik burkulma direnci Şekil 5.8'de incelenmiştir. Tek yönlü ve örgü kumaş aynı geometri, aynı sınır koşulları ve aynı yüklemede olmalarına rağmen birbiri arasında yaklaşık 1,6 kat fark oluşmuştur. Aynı durum metal malzemeler için yaklaşık 2 kat olarak hesaplanmıştır. Aynı kütle için Karbon Fiber (UD) malzemenin çelik malzemeye oranla yaklaşık 2,2 kat,

alüminyum malzemeye oranla yaklaşık 1,1 kat, Karbon Fiber (Woven) malzemeye göre yaklaşık 1,6 kat daha fazla dirence sahip olduğu görülmüştür.



Şekil 5.8. Aynı kütle için kritik burkulma yükleri

5.7.2. Farklı L/R oranlarının kritik burkulma yüküne etkisi

Kompozit silindirik kabuğun boyu (L) ve yarıçapı (R) oranlarının aynı kalınlık ve farklı malzeme kullanılarak yapılan analiz sonuçları incelenmiştir. Fiber kumaşın tek yönlü (UD) veya örgü (Woven) kumaş olmasının ve kalınlık değişiminin farklı L/R oranlarıyla kritik burkulma yükü üzerine olan etkileri Çizelge 5.14’te verilmiştir.

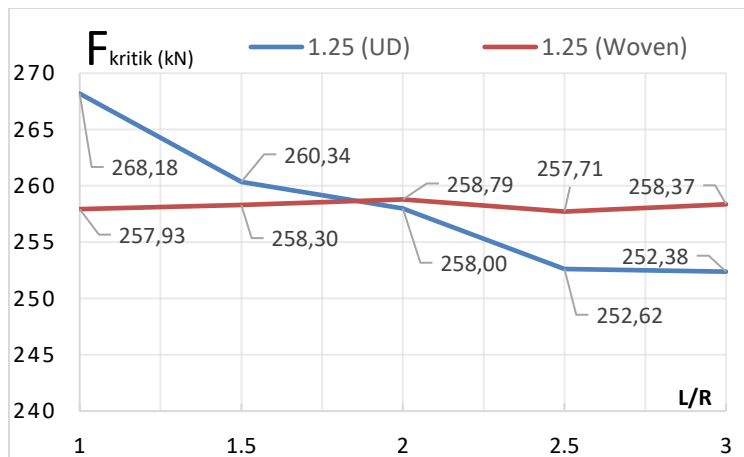
Çizelge 5.14. Aynı tabaka kalınlığı ve farklı malzeme tipine göre incelenmesi

Aynı Tabaka Kalınlığı ve Farklı Malzeme Tipine Göre			
Malzeme	Kalınlık (mm)	Yarıçap/Boy	Kritik Burkulma Yüğü (kN)
UD	1,25	1	268,183
		1,5	260,336
		2	257,998
		2,5	252,623
		3	252,378
Woven		1	257,934
		1,5	258,301
		2	258,791
		2,5	257,714
		3	258,370
UD	2,5	1	947,074
		1,5	947,632
		2	948,706
		2,5	942,731
		3	912,265
Woven		1	583,159
		1,5	583,195

Çizelge 5.14. (devam) Aynı tabaka kalınlığı ve farklı malzeme tipine göre incelenmesi

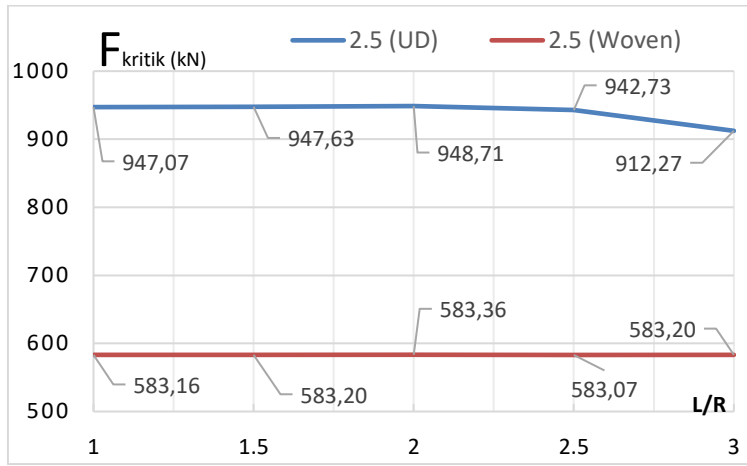
Malzeme	Kalınlık (mm)	Yarıçap/Boy	Kritik Burkulma Yüğü (kN)
Woven	2,5	2	583,360
		2,5	583,068
		3	583,198
UD	5	1	3337,614
		1,5	3329,430
		2	3329,388
		2,5	3327,070
		3	3329,253
Woven	5	1	3096,645
		1,5	3094,034
		2	3093,708
		2,5	3086,936
		3	3089,362

İki tip malzeme artan L/R oranları, aynı sınır koşulları ve aynı yükleme koşulları altında değerlendirilmiştir. Tek yönlü kumaş artan L/R oranlarında düşüş eğilimi gösterirken, örgü kumaş artan L/R oranlarında benzer eğilim göstermiştir. 1,25mm et kalınlığı için örgü ve tek yönlü kumaşa sahip kompozit malzemelerin kritik burkulma direnci Şekil 5.9’da gösterildiği gibi benzerlik göstermektedir. L/R oranı 1 için, tek yönlü kumaş örgü kumaştan 11 kN daha fazla direnç göstermiştir. L/R oranı 1,5 için, tek yönlü kumaş ve örgü kumaş arasında fark 2 kN’a kadar gerilemiştir. L/R oranı 2 için, tek yönlü kumaş ve örgü kumaş arasındaki fark daha çok gerileyip neredeyse bu noktada aynı değere ulaşmıştır. L/R oranı 2,5 durumu için, tek yönlü kumaş direnci azalırken, örgü kumaştan benzer konumunu korumuş ve örgü kumaş, tek yönlü kumaştan yaklaşık 5 kN daha fazla direnç göstermiştir. L/R oranı 3 durumu için, durum aynı şekilde devam etmiş ve örgü kumaş, tek yönlü kumaş ile arasındaki farkı korumuştur.



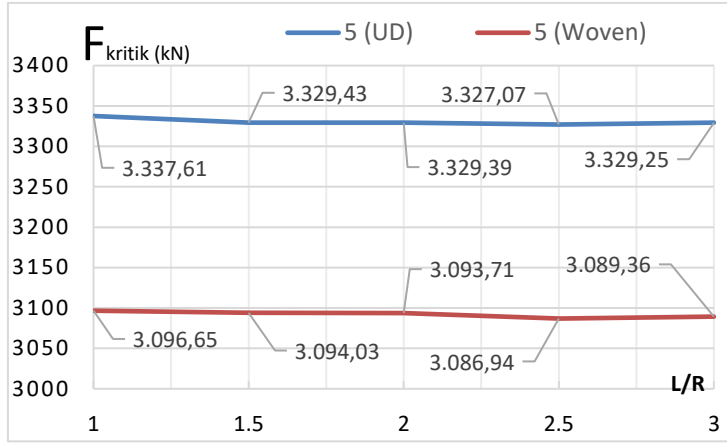
Şekil 5.9. Farklı malzeme ve 1,25mm kalınlık için L/R etkisi

Şekil 5.10'daki grafikte kalınlık 2,5mm olduğunda tek yönlü fiber kumaş örgü aynı sınır koşulları ve aynı yükleme koşulları altında değerlendirilmiştir. Grafikte gösterilen malzemeler arasında yaklaşık 1,6 kat fark olduğu ve bu farkın artan L/R oranlarına rağmen kapanmadığı görülmüştür. L/R oranı 1 için, tek yönlü kumaş örgü kumaştan 364 kN daha fazla direnç göstermiştir. L/R oranı 1,5-2-2,5 için, tek yönlü kumaş ve örgü kumaş arasında fark 364 kN seviyelerini korumuştur. L/R oranı 3 durumu incelendiğinde, tek yönlü kumaş kritik burkulma direncinde azalma görülmüş ve örgü kumaş ile arasındaki fark 329 kN seviyelerine gerilemiştir.



Şekil 5.10. Farklı malzeme ve 2,5mm kalınlık için L/R etkisi

Kalınlığın 5mm olduğu durum Şekil 5.11'de gösterilmiştir. Aynı sınır koşulları ve aynı yükleme koşulları altında değerlendirilmiştir. Grafikte gösterilen malzemeler arasında yaklaşık 1,1 kat fark olduğu ve bu farkın artan L/R oranlarına rağmen kapanmadığı görülmüştür. Tek yönlü fiber kumaşın örgü kumaştan yaklaşık 1,1 kat fazla direnç göstermiştir. Artan L/R oranları 1-1,5-2-2,5-3 için, tek yönlü kumaş ve örgü kumaş arasında fark yaklaşık olarak 240 kN direnç farkı oluşmuş ve bu fark artan boy oranlarına rağmen korunmuştur.

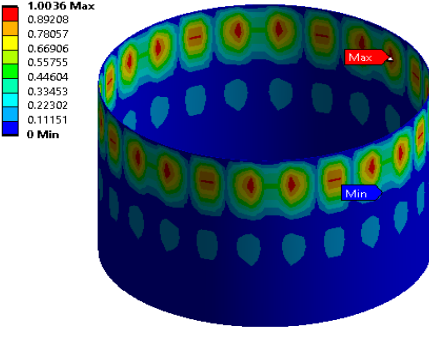
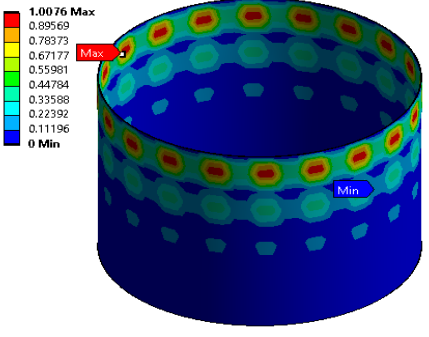
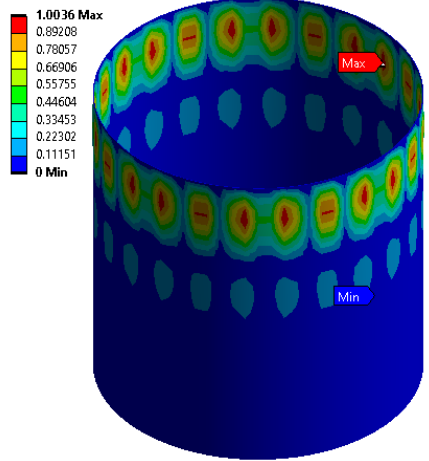
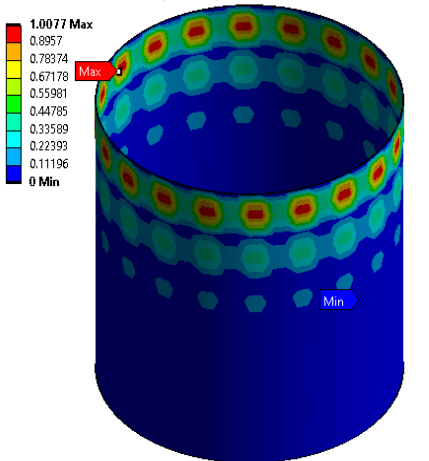


Şekil 5.11. Farklı malzeme ve 5mm kalınlık için L/R etkisi

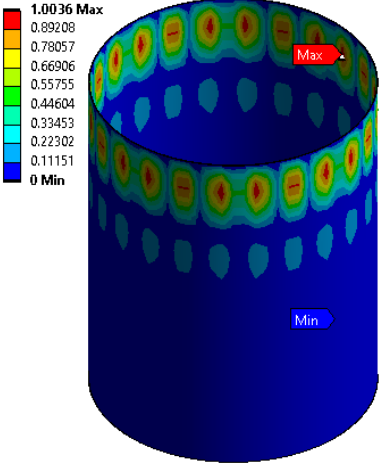
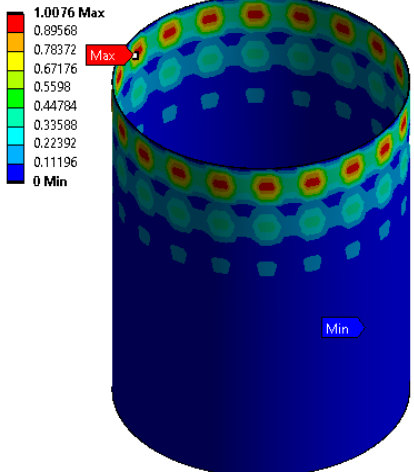
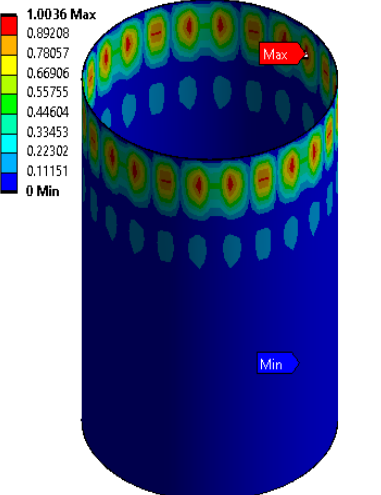
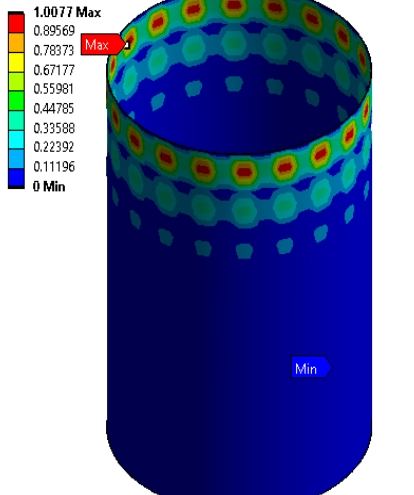
Şekil 5.9, Şekil 5.10 ve Şekil 5.11 grafikleri birlikte değerlendirildiğinde her iki tip malzemede artan kalınlık ve L/R oranlarında direnç artışı göstermiştir. Farklı tip malzemeler aynı sınır koşulları ve aynı yükleme koşulları altında değerlendirildiğinde malzeme seçiminin direnç üzerinde önemli etkileri olduğu görülmüştür. 1,25mm et kalınlığı için farklı malzeme ve farklı L/R oranları için Ansys yazılımı kullanılarak sonlu elemanlar yöntemi analizine ait sonuç görselleri Şekil 5.12’de gösterilmiştir.

L/R	UD	Woven
1	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.0346e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.205e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)
	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s

Şekil 5.12. Farklı malzeme ve geometrik değişkenlerin analiz sonucu görselleri

L/R	UD	Woven
1.5	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.0398e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)  1.0036 Max 0.89208 0.78057 0.66906 0.55755 0.44604 0.33453 0.22302 0.11151 0 Min	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.206e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)  1.0076 Max 0.89569 0.78373 0.67177 0.55981 0.44784 0.33588 0.22392 0.11196 0 Min
	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s
2	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.0398e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)  1.0036 Max 0.89208 0.78057 0.66906 0.55755 0.44604 0.33453 0.22302 0.11151 0 Min	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.206e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale)  1.0077 Max 0.8957 0.78374 0.67178 0.55981 0.44785 0.33589 0.22393 0.11196 0 Min
	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s

Şekil 5.12. (devam) Farklı malzeme ve geometrik değişkenlerin analiz sonucu görselleri

L/R	UD	Woven
2.5	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.0396e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2059e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s
3	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.0397e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2059e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s

Şekil 5.12. (devam) Farklı malzeme ve geometrik değişkenlerin analiz sonucu görselleri

Farklı tip malzeme ve aynı katman dizilimi için sonuç görsellerinde görüldüğü üzere tek yönlü (UD) ve örgü (Woven) kumaş tipleri için kabuk yüzeyinde oluşan desenler tek yönlü kumaşta uzun dikdörtgen bir şekil dağılım gösterirken, örgü tip kumaş için bu desen bir

merkez etrafında daha toplu bir desen şeklinde görülmektedir. Aynı kalınlık ve aynı katman diziliminde olup L/R:1 olduğunda tek yönlü kumaş 268 kN, örgü kumaş 258 kN kritik burkulma direncine sahipken, L/R:3 olduğunda tek yönlü kumaş 252 kN, örgü kumaş 258 kN kritik burkulma direncine sahip olmuştur. L/R:2 her iki tip kumaş içinde aynı kritik burkulma direnci değerini vermiştir. L/R oranı arttıkça tek yönlü kumaşın kritik burkulma direnci azalma eğilimi gösterirken, örgü tip kumaş bu boy artışları için sabit eğilim göstermiştir.

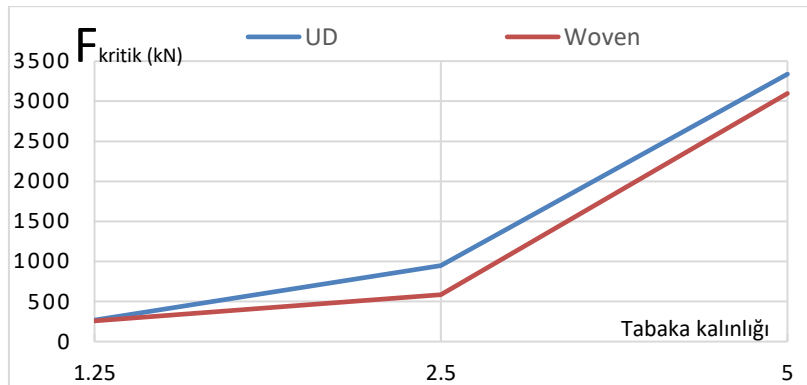
5.7.3. Kalınlık değişiminin kritik burkulma yüküne etkisi

Aynı L/R oranı ve aynı katman dizilimlerinde tek yönlü (UD) ve örgü (Woven) fiber kumaşlarının kritik burkulma dirençleri incelenmiştir. Çizelge 5.15'te gösterildiği gibi tek yönlü (UD) fiber kumaşların, örgü (Woven) kumaşlara göre kritik burkulma direnci daha fazla çıkmıştır.

Çizelge 5.15. Kalınlık değişim etkisi

Kalınlık Değişimi Etkisi					
Malzeme	Kalınlık (mm)	Yarıçap (mm)	Boy (mm)	Katman Dizilimleri	Kritik Burkulma Yüğü (kN)
UD	1,25	250	250	(45, -45, -90, 0, 45) _s	268,183
UD	2,5	250	250	(45, -45, -90, 0, 45) _s	947,074
UD	5	250	250	(45, -45, -90, 0, 45) _s	3337,614
Woven	1,25	250	250	(45, -45, -90, 0, 45) _s	257,934
Woven	2,5	250	250	(45, -45, -90, 0, 45) _s	583,159
Woven	5	250	250	(45, -45, -90, 0, 45) _s	3096,645

Her ne kadar tek yönlü (UD) kumaş, örgü (Woven) kumaşa göre daha dirençli olsa da kalınlık değişiminin kritik burkulma yüküne etkisi Şekil 5.13'te görüldüğü gibi benzer eğime sahiptir.



Şekil 5.13. Kalınlık değişim etkisi

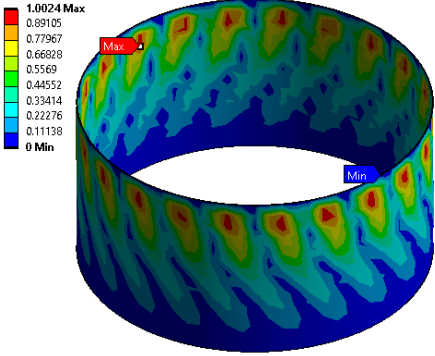
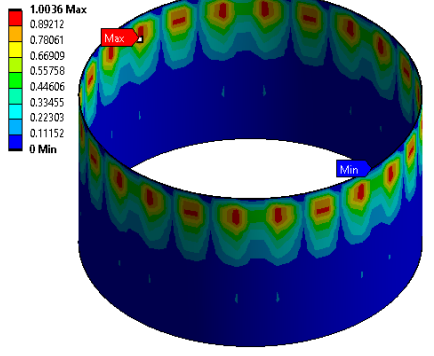
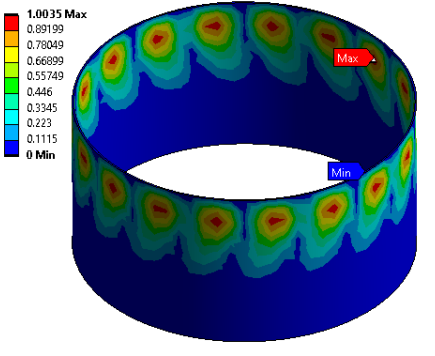
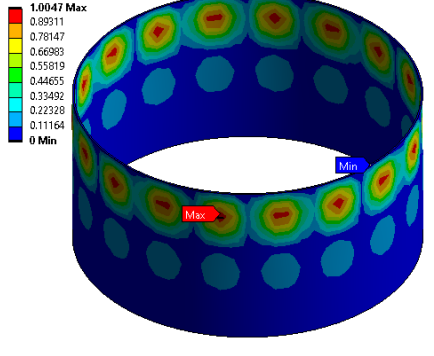
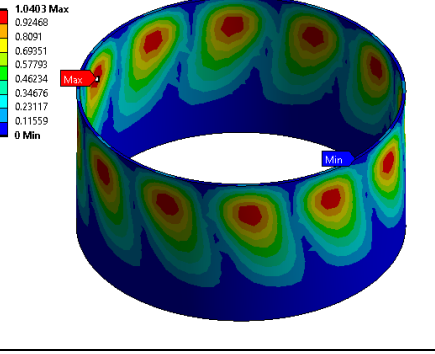
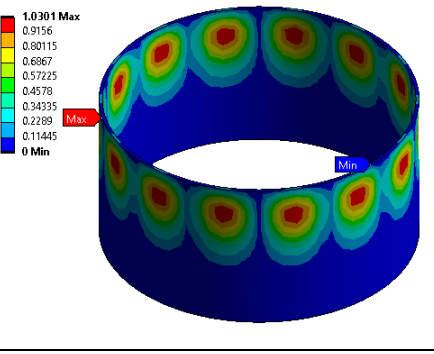
Timoshenko kabuk yapılar için 4 tip kabuk teorisi üzerinde durmuştur (Timoshenko, 1955: 370). Cidar kalınlığının, orta düzlem eğrilik yarıçapına oranı 0,01'den küçük veya eşit olduğu durumda yapı çok ince cidarlı kabuk, aynı oran 0,1'den küçük veya eşit olduğunda ise yapı ince cidarlı kabuk olarak adlandırılmıştır. Novozhilov tarafından yapının cidar tipini kalın cidarlı ve ince cidarlı olmak üzere iki farklı kabuk sınıfı olarak tanımlanmıştır. Eğer cidar kalınlığı, orta düzlem eğrilik yarıçapına oranı 0,05'e eşit veya bu değerden küçükse yapı ince cidarlı, bu orandan büyükse yapı kalın cidarlı olarak tanımlanmıştır (Novozhilov V.V., 1964:50-52). Ventsel, Krauthammer ve Carrera tarafından ince cidar durumu için kabuk kalınlık oranlarını Eşitlik 5.2'de verildiği şekilde tanımlanmıştır. Bu eşitliğe göre cidar kalınlığının, orta düzlem eğrilik yarıçapına oranı 0,001 ile 0,05'e eşit ve bu aralıkta kalan yapılar ince cidarlı olarak kabul edilmiştir (Ventsel, Krauthammer and Carrera, 2002:294). Yapılan çalışmanın kalınlık-yarıçap oranları Eşitlik 5.4, 5.5 ve 5.6'da verilmiştir.

$$\frac{t}{R} = \frac{1,25}{250} = 0,005 \quad (5.4)$$

$$\frac{t}{R} = \frac{2,5}{250} = 0,01 \quad (5.5)$$

$$\frac{t}{R} = \frac{5}{250} = 0,02 \quad (5.6)$$

Timoshenko'ya göre Eşitlik 5.4, 5.5 ve 5.6'da verilen değerlere göre çalışmada kullanılan kabuk yapılar çok ince ve ince cidarlı olarak adlandırılmaktadır. Novozhilov, Ventsel, Krauthammer ve Carrera tarafından sonraki yıllarda yapılan çalışmalara göre ise çalışmada kullanılan Eşitlik 5.4, 5.5 ve 5.6'da verilen değerlere göre kabuk yapı ince cidarlı olarak kabul edilebilir. Kalınlık etkisine ait analiz sonuç görselleri Şekil 5.14'te görüldüğü gibidir. Şekil 5.13 ve Şekil 5.14'te görüldüğü gibi kalınlık her iki tip kumaş içinde kritik burkulma kuvvetini arttırmıştır. Şekil 5.14'te verilen analiz görsellerinde de görüldüğü üzere kalınlıktaki artış yapının kritik burkulma direncini arttırmıştır. Katman diziliminin [45/-45/-90/0/45]_s şeklinde olması hasar desenlerini değiştirmiştir. Tek yönlü kumaş için uzun dikdörtgen bir şekil dağılımından helisel açılı bir şekil dağılımına, örgü tip kumaş için bu desen bir merkez etrafında daha toplu bir desenden daha oval bir desen tipine dönüşmüştür. Kalınlık artışı kritik burkulma yükünü iyileştirici etkisi boy artışına oranla daha yüksek olmuştur.

Kalınlık (mm)	UD	Woven
1,25	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 2.6818e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 2.5793e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
	Katman dizilimi: [45/-45/-90/0/45] _s	Katman dizilimi: [45/-45/-90/0/45] _s
2,5	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 9.4707e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 5.8316e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
	Katman dizilimi: [45/-45/-90/0/45] _s	Katman dizilimi: [45/-45/-90/0/45] _s
5	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 3.3372e+006 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 3.0966e+006 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
	Katman dizilimi: [45/-45/-90/0/45] _s	Katman dizilimi: [45/-45/-90/0/45] _s

Şekil 5.14. Kalınlık değişim etkisinin analiz sonucu görselleri

5.7.4. Koniklik açısı değişiminin kritik burkulma yüküne etkisi

Kompozit silindirik kabuk modellenirken dik bir silindir olarak modellenmiştir. Daha sonra bu yapı her defasında $+5^\circ$ üzerine eklenecek şekilde farklı açı değerleri için yapıların kritik burkulma yükü değişimleri incelenmiştir. Aynı geometrik koşullarda elde edilen koniklik açısı etkisi Çizelge 5.16’da verilmiştir.

Çizelge 5.16. Koniklik açısının kritik burkulma yüküne etkisi

Malzeme	Koniklik Açısı ($^\circ$)	L/R	Kalınlık	Kritik Burkulma Yükü (kN)	
				Katman Dizilimi	
				[45/-45/-90/0/45] _s	[0/0/0/0/0] _s
UD	90°	1	1,25	268,183	103,461
		1,5		260,336	103,980
		2		246,904	103,982
		2,5		233,10	103,963
		3		225,62	103,971
		1	2,5	945,929	390,324
		1,5		943,896	380,724
		2		938,762	382,397
		2,5		918,288	382,247
		3		887,860	382,278
		1	5	3329,757	1393,096
		1,5		3320,898	1455,791
		2		3320,662	1425,172
		2,5		3316,630	1429,324
		3		3320,539	1430,427
	95°	1	1,25	267,612	128,273
		1,5		262,495	120,480
		2		246,626	118,936
		2,5		235,181	116,961
		3		223,855	115,643
		1	2,5	1054,890	536,102
		1,5		1026,621	476,970
		2		978,756	454,238
		2,5		934,770	446,775
		3		906,547	439,499
		1	5	4111,213	2233,542
		1,5		4065,367	1984,069
		2		3932,592	1847,343
		2,5		3811,281	1770,893
		3		3666,337	1713,544
	100°	1	1,25	261,887	124,835
		1,5		253,629	116,628
		2		239,859	113,325
		2,5		227,452	111,501

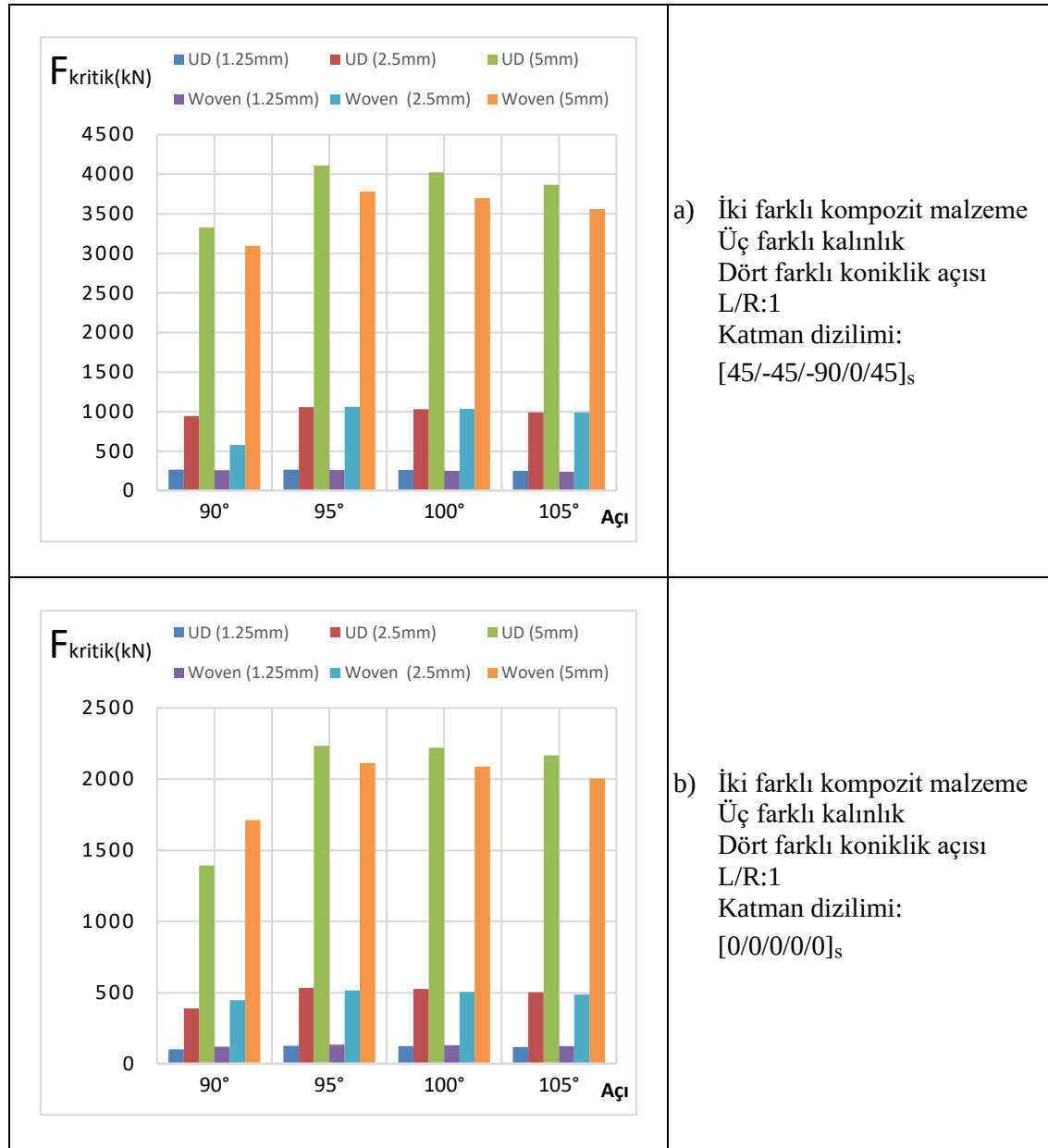
Çizelge 5.16. (devam) Koniklik açısının kritik burkulma yüküne etkisi

Malzeme	Koniklik Açısı (°)	L/R	Kalınlık	Kritik Burkulma Yüğü (kN)	
				Katman Dizilimi	
				[45/-45/-90/0/45] _s	[0/0/0/0/0] _s
UD	100°	3		219,823	110,511
		1	2,5	1028,615	526,388
		1,5		1000,475	463,183
		2		955,237	442,347
		2,5		915,540	431,375
		3		885,530	424,478
		1	5	4023,261	2220,844
		1,5		3967,670	1969,629
		2		3836,423	1799,994
		2,5		3720,143	1748,520
		3		3642,979	1692,128
	105°	1	1,25	251,062	118,345
		1,5		243,416	110,381
		2		229,127	107,621
		2,5		219,506	105,819
		3		211,342	104,185
		1	2,5	988,122	504,387
		1,5		959,813	442,326
		2		915,369	423,004
		2,5		887,817	412,239
		3		858,568	408,915
		1	5	3868,799	2166,879
		1,5		3807,244	1894,975
		2		3702,761	1727,096
		2,5		3593,916	1689,770
		3		3508,814	1639,770
Woven	90°	1	1,25	257,935	120,502
		1,5		257,808	120,599
		2		257,876	120,595
		2,5		257,714	120,590
		3		257,786	120,593
		1	2,5	576,011	448,054
		1,5		575,931	449,298
		2		576,090	449,312
		2,5		575,819	449,178
		3		575,939	449,232
		1	5	3094,570	1711,760
		1,5		3089,620	1683,145
		2		3089,429	1680,385
		2,5		3082,592	1680,392
		3		3085,049	1680,879
	95°	1	1,25	261,883	135,142
		1,5		260,015	129,949
		2		255,441	129,100

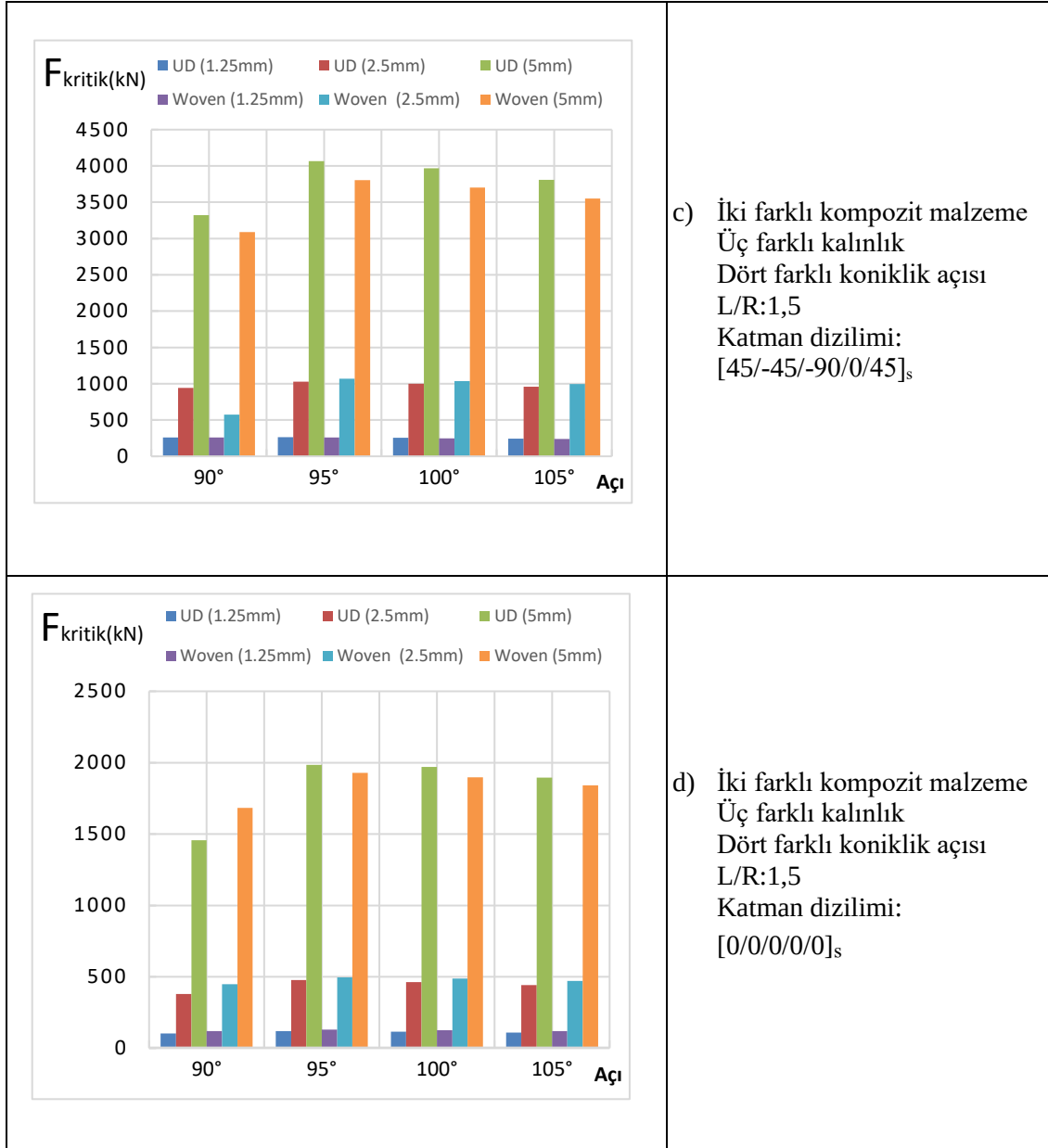
Çizelge 5.16. (devam) Koniklik açısının kritik burkulma yüküne etkisi

Malzeme	Koniklik Açısı (°)	L/R	Kalınlık	Kritik Burkulma Yüğü (kN)	
				Katman Dizilimi	
				[45/-45/-90/0/45] _s	[0/0/0/0/0] _s
Woven	95°	2,5	1,25	255,404	127,595
		3		254,991	126,559
		1	2,5	1061,578	515,981
		1,5		1067,228	496,701
		2		1057,504	489,980
		2,5		1049,949	485,829
		3		1047,200	483,196
		1	5	3780,415	2112,223
		1,5		3803,950	1928,762
		2		3798,921	1899,284
		2,5		3789,352	1874,017
		3		3785,507	1855,300
	100°	1	1,25	253,641	131,867
		1,5		248,706	125,877
		2		247,740	123,887
		2,5		246,529	122,712
		3		243,928	121,801
		1	2,5	1032,920	505,528
		1,5		1035,608	487,429
		2		1028,765	480,730
		2,5		1015,932	472,796
		3		1013,172	469,052
		1	5	3699,567	2088,635
		1,5		3703,890	1897,217
		2		3691,785	1887,474
		2,5		3687,678	1846,482
		3		3688,774	1845,017
	105°	1	1,25	242,582	125,998
		1,5		238,161	120,240
		2		236,316	118,013
		2,5		233,327	116,791
		3		232,209	115,731
		1	2,5	991,069	486,577
		1,5		995,424	471,525
		2		981,477	458,941
		2,5		981,877	453,706
		3		967,047	450,051
		1	5	3558,567	2005,646
		1,5		3551,341	1842,123
		2		3533,352	1828,223
		2,5		3532,919	1796,873
		3		3534,626	1768,155

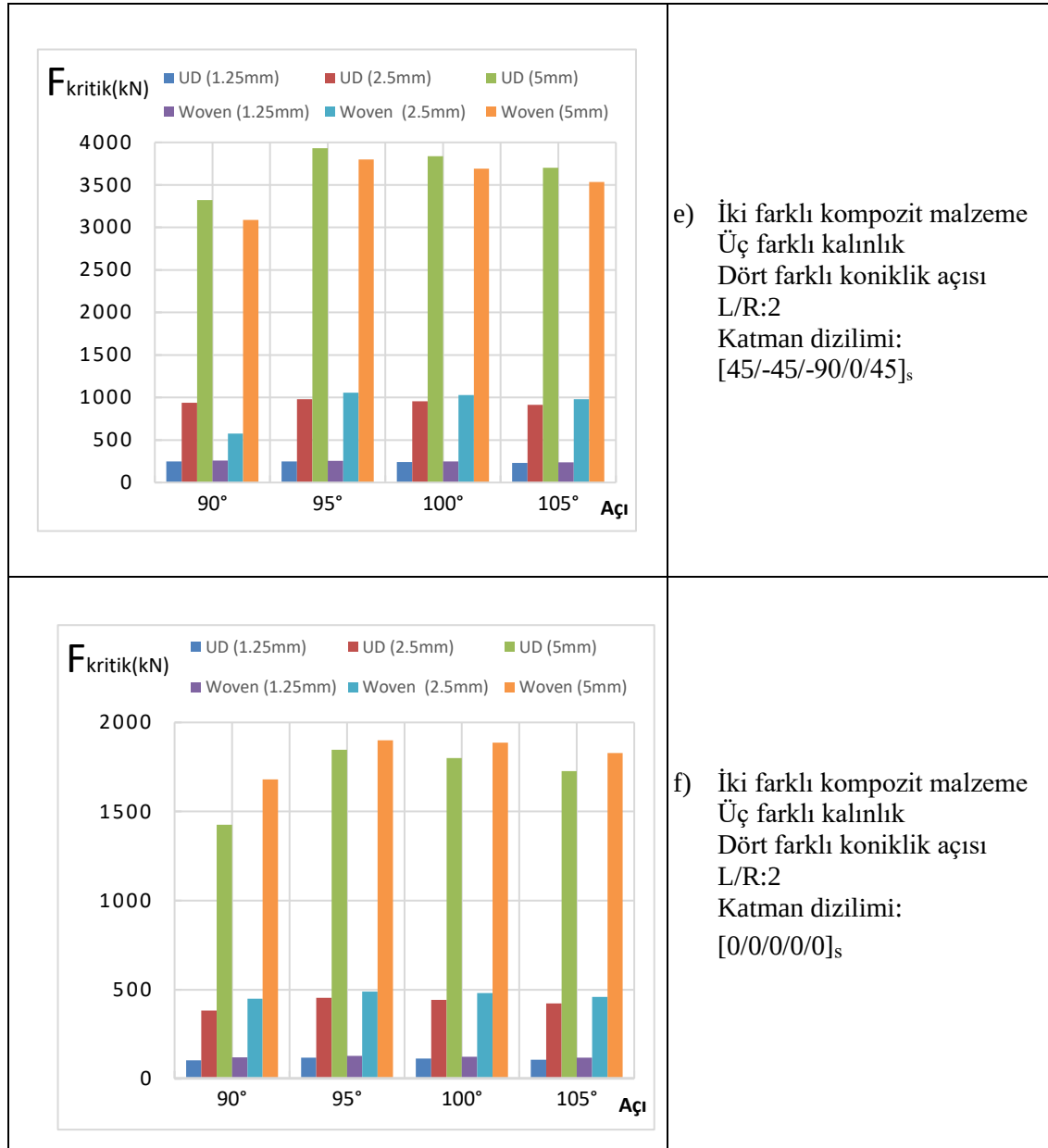
Yapılan ilk ekleme sonucu 95° derece olan yapının kritik burkulma yükü değerinde artış görülmüştür. Elde edilen bu artış daha sonra 100° ve 105° derece koniklik açıları incelendiğinde düşüş göstermiştir. Çizelge 5.16 ve Şekil 5.15'te gösterildiği gibi 90° ve 105° derece koniklik açılarına sahip kompozit silindirik kabuk yapılar benzer direnç değerleri göstermiştir.



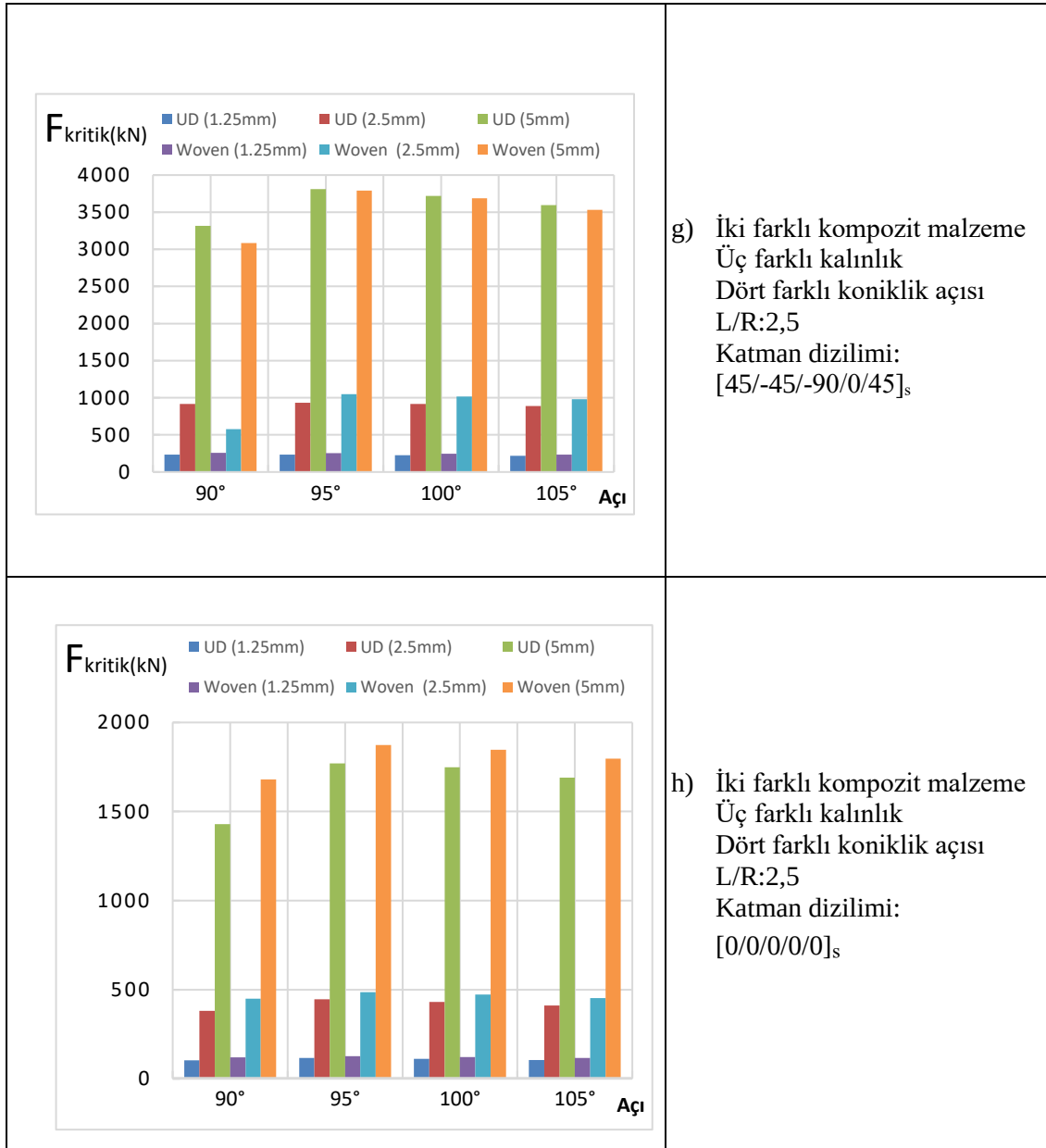
Şekil 5.15. Koniklik açısının kritik burkulma yüküne etkisi



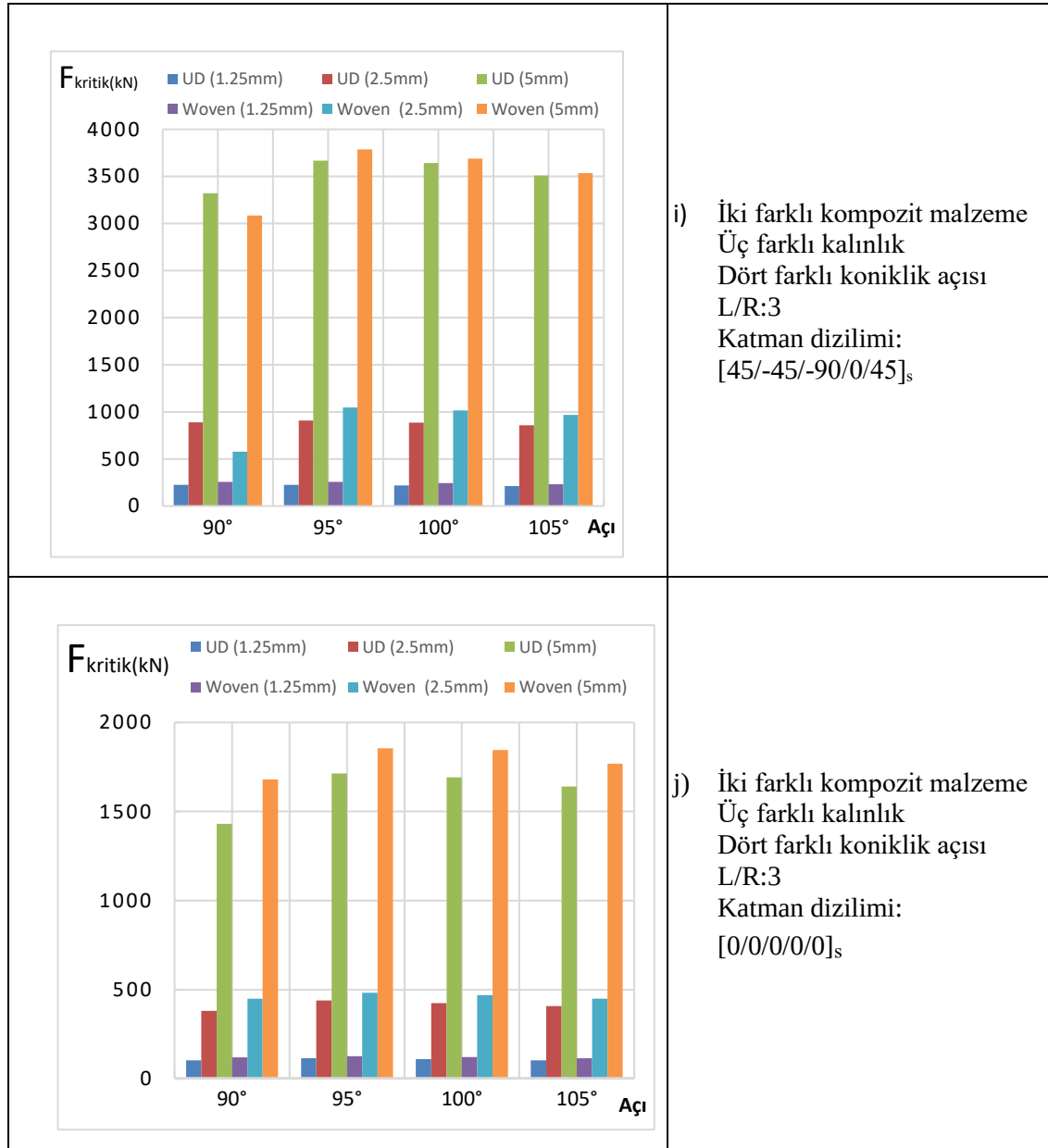
Şekil 5.15. (devam) Koniklik açısının kritik burkulma yüküne etkisi



Şekil 5.15. (devam) Koniklik açısının kritik burkulma yüküne etkisi



Şekil 5.15. (devam) Koniklik açısının kritik burkulma yüküne etkisi



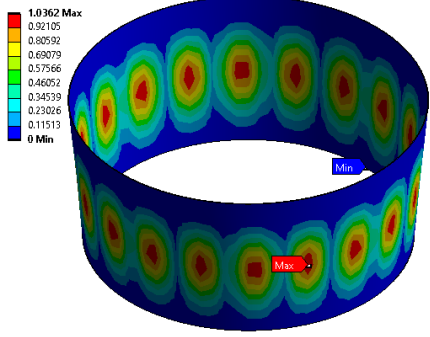
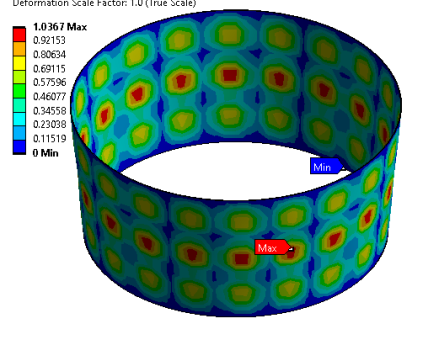
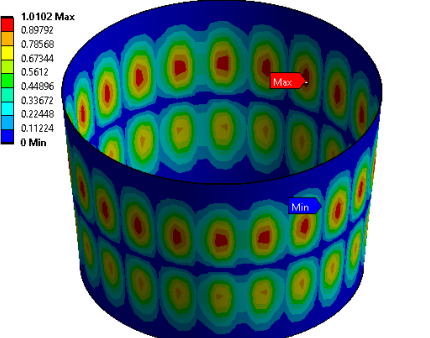
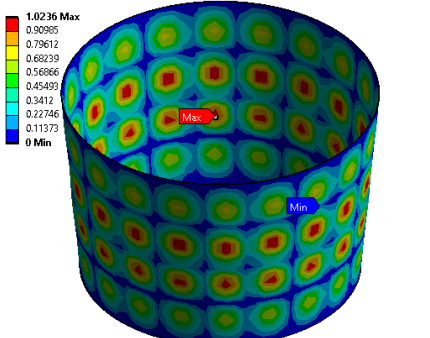
Şekil 5.15. (devam) Koniklik açısının kritik burkulma yüküne etkisi

Çizelge 5.16 ve Şekil 5.15'te sayısal olarak gösterilen koniklik etkisi [45/-45/-90/0/45]_s ve [0/0/0/0/0]_s katman dizilimleri için incelenmiştir. [0/0/0/0/0]_s katman dizilimlerinin [45/-45/-90/0/45]_s dizilimine göre daha düşük burkulma direnci göstermiştir. İki durum arasında diğerine göre daha düşük direnç gösteren dizilim [0/0/0/0/0]_s katman dizilimi ve 1,25mm cidar kalınlığı, kötü senaryo olarak belirlenmiştir. Belirlenen dizilim için Şekil 5.16'da Ansys sonlu elemanlar analizi sonuçları gösterilmiştir. [0/0/0/0/0]_s katman dizilimleri, 5 adet L/R ve iki tip kompozit malzeme 5° koniklik açısı artışı detaylı olarak incelenmiştir.

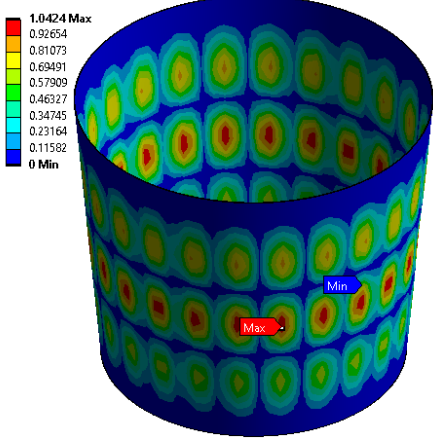
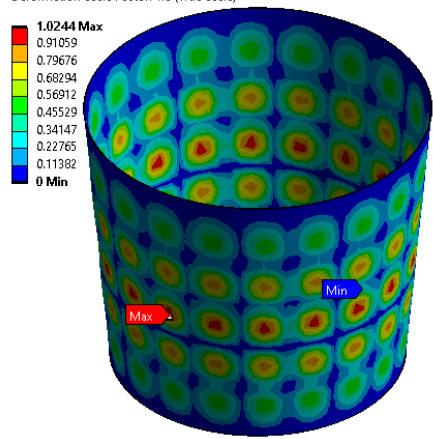
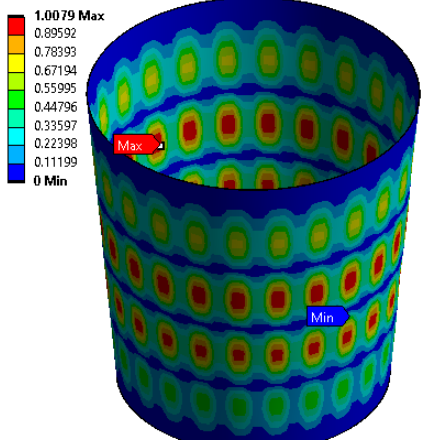
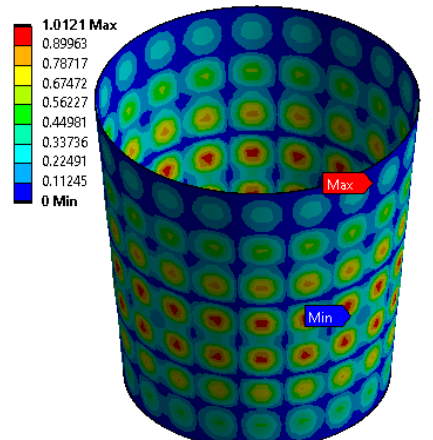
[0/0/0/0/0]_s katman dizilimi ve UD tip malzemede 1,25mm cidar kalınlığında L/R oranı 1 iken koniklik açısı 90°'den 95°'ye arttırıldığında kritik burkulma kuvveti yaklaşık 25kN artış, L/R oranı 1,5 iken yaklaşık 17 kN, L/R oranı 2 iken yaklaşık 15 kN, L/R oranı 2,5 iken yaklaşık 13 kN ve L/R oranı 3 iken kritik burkulma kuvveti yaklaşık 12 kN artış göstermiştir. [0/0/0/0/0]_s katman dizilimi ve UD tip malzemede 1,25mm cidar kalınlığında L/R oranı 1 iken koniklik açısı 95°'den 100°'ye arttırıldığında L/R oranı 1 iken 3 kN düşüş, L/R oranı 1,5 iken 4 kN düşüş, L/R oranı 2 iken 6 kN düşüş, L/R oranı 2,5 iken yaklaşık 5 kN düşüş ve L/R oranı 3 iken yaklaşık olarak 5 kN düşüş göstermiştir. [0/0/0/0/0]_s katman dizilimi ve UD tip malzemede 1,25mm cidar kalınlığında L/R oranı 1 iken koniklik açısı 100°'den 105°'ye arttırıldığında kritik burkulma kuvveti yaklaşık 6 kN düşüş, L/R oranı 1,5 iken yaklaşık 6 kN, L/R oranı 2 iken yaklaşık 6 kN, L/R oranı 2,5 iken yaklaşık 6 kN ve L/R oranı 3 iken kritik burkulma kuvveti yaklaşık 6 kN düşüş göstermiştir. [0/0/0/0/0]_s katman dizilimi ve UD tip malzeme için 90°'ye göre diğer koniklik açıları incelenmiştir. L/R oranı 1 iken koniklik etkisi 90°-95° artışında yaklaşık %25 kritik burkulma direnci artışı göstermişken, 95°-100° artışında yaklaşık %20'ye ve 100°-105° bu oran yaklaşık %15'e gerilemiştir. L/R oranı 1,5 iken koniklik etkisi 90°-95° artışında yaklaşık %15 kritik burkulma direnci artışı göstermişken, 95°-100° artışında yaklaşık %12'ye ve 100°-105° bu oran yaklaşık %6'ya gerilemiştir. L/R oranı 2 iken koniklik etkisi 90°-95° artışında yaklaşık %14 kritik burkulma direnci artışı göstermişken, 95°-100° artışında yaklaşık %9'a ve 100°-105° bu oran yaklaşık %3'e gerilemiştir. L/R oranı 2,5 iken koniklik etkisi 90°-95° artışında yaklaşık %12,5 kritik burkulma direnci artışı göstermişken, 95°-100° artışında yaklaşık %7'ye ve 100°-105° bu oran yaklaşık %2'ye gerilemiştir. L/R oranı 3 iken koniklik etkisi 90°-95° artışında yaklaşık %11 kritik burkulma direnci artışı göstermişken, 95°-100° artışında yaklaşık %6'ya ve 100°-105° bu oran yaklaşık %0,2'ye gerilemiştir. Bu oranlar incelendiğinde koniklik etkisinden dolayı oluşan en iyi iyileşme L/R 1 iken %25 artışla olan etki olmuştur. [0/0/0/0/0]_s katman dizilimi ve Woven tip malzemede 1,25mm cidar kalınlığında L/R oranı 1 iken koniklik açısı 90°'den 95°'ye arttırıldığında kritik burkulma kuvveti yaklaşık 15kN artış, L/R oranı 1,5 iken yaklaşık 10 kN, L/R oranı 2 iken yaklaşık 8,5 kN, L/R oranı 2,5 iken yaklaşık 7 kN ve L/R oranı 3 iken kritik burkulma kuvveti yaklaşık 6 kN artış göstermiştir. [0/0/0/0/0]_s katman dizilimi ve Woven tip malzemede 1,25mm cidar kalınlığında L/R oranı 1 iken koniklik açısı 95°'den 100°'ye arttırıldığında L/R oranı 1 iken 3 kN düşüş, L/R oranı 1,5 iken 4 kN düşüş, L/R oranı 2 iken 5 kN düşüş, L/R oranı 2,5 iken yaklaşık 5 kN düşüş ve L/R oranı 3 iken yaklaşık olarak 5 kN düşüş göstermiştir. [0/0/0/0/0]_s katman dizilimi ve Woven tip malzemede 1,25mm cidar kalınlığında L/R oranı 1 iken koniklik açısı 100°'den 105°'ye

arttırıldığında kritik burkulma kuvveti yaklaşık 6 kN düşüş, L/R oranı 1,5 iken yaklaşık 6 kN, L/R oranı 2 iken yaklaşık 6 kN, L/R oranı 2,5 iken yaklaşık 6 kN ve L/R oranı 3 iken kritik burkulma kuvveti yaklaşık 6 kN düşüş göstermiştir. [0/0/0/0]_s katman dizilimi ve Woven tip malzeme için 90°'ye göre diğer koniklik açıları incelenmiştir. L/R oranı 1 iken koniklik etkisi 90°-95° artışında yaklaşık %12 kritik burkulma direnci artışı göstermişken, 95°-100° artışında yaklaşık %10'a ve 100°-105° bu oran yaklaşık %5'e gerilemiştir. L/R oranı 1,5 iken koniklik etkisi 90°-95° artışında yaklaşık %8 kritik burkulma direnci artışı göstermişken, 95°-100° artışında yaklaşık %5'ye ve 100°-105° bu oran yaklaşık %0,3'e gerilemiştir. L/R oranı 2 iken koniklik etkisi 90°-95° artışında yaklaşık %7 kritik burkulma direnci artışı göstermişken, 95°-100° artışında yaklaşık %3'e ve 100°-105° bu oran yaklaşık %2'ye gerilemiştir. L/R oranı 2,5 iken koniklik etkisi 90°-95° artışında yaklaşık %5 kritik burkulma direnci artışı göstermişken, 95°-100° artışında yaklaşık %1'e düşmüştür. 100°-105°'de bu oran tersine dönmüş ve bir önceki orandan yaklaşık %3'e gerilemiştir. L/R oranı 3 iken koniklik etkisi 90°-95° artışında yaklaşık %5 kritik burkulma direnci artışı göstermişken, 95°-100° artışında yaklaşık %1'e düşmüştür. 100°-105°'de bu oran tersine dönmüş ve bir önceki orandan yaklaşık %0,4'e gerilemiştir. Bu oranlar incelendiğinde koniklik etkisinden dolayı oluşan en iyi iyileşme L/R 1 iken %12 artışla olan ilk etki olmuştur.

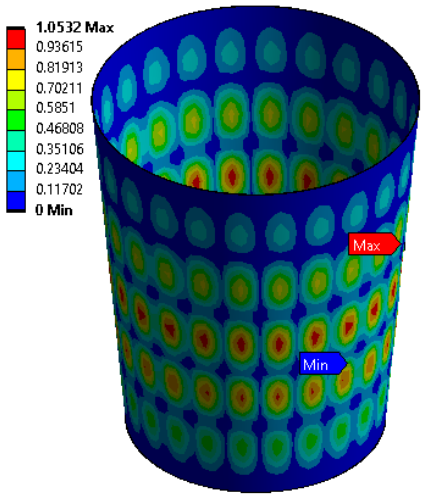
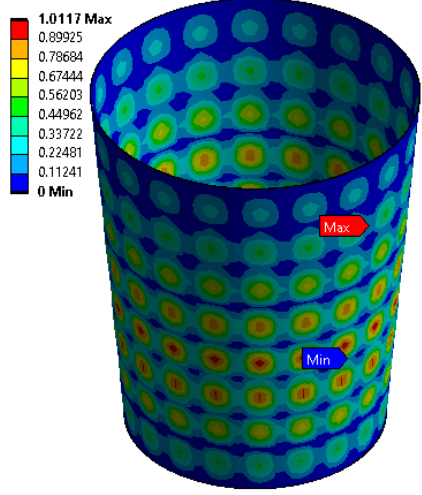
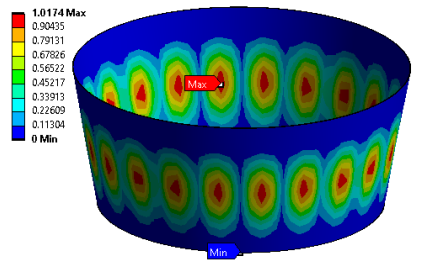
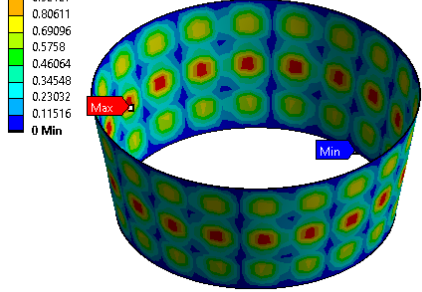
Her iki tip malzemede detaylı olarak incelendiğinde UD malzeme için ilk üç 5°'lik artış ilk L/R oranları için olumlu yönde iken L/R oranı arttıkça bu oranın ilk haline döndüğü görülmüştür. Woven malzeme için ilk üç 5°'lik artış ilk L/R oranları için olumlu yönde iken L/R oranı arttıkça bu oranın ilk halinden daha düşük değerlere gerilediği görülmüştür. Aynı katman dizilimi için koniklik açısı etkisi kabuk yüzeyinde oluşan desenleri etkilememiştir.

L/R	Açı	UD	Woven
1	95°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2827e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.3514e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s
1,5	95°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2048e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2995e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s

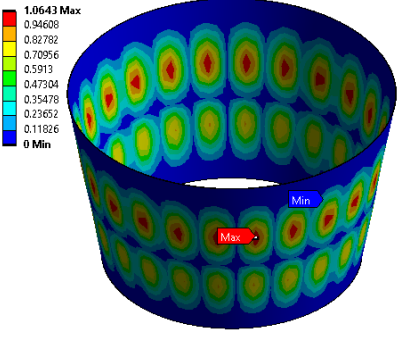
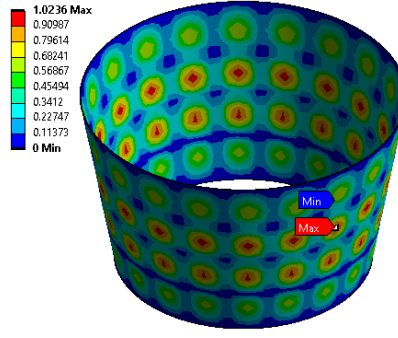
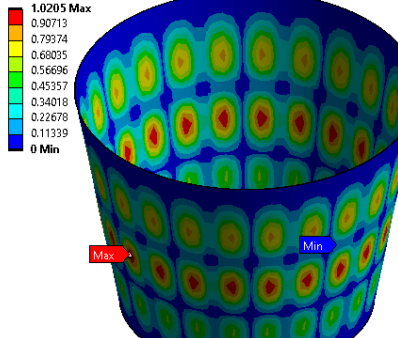
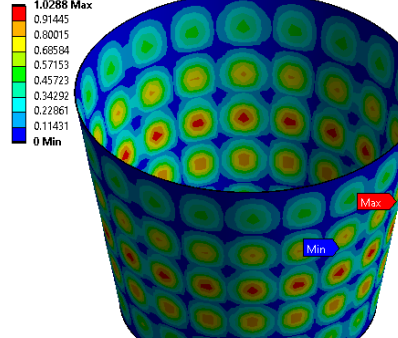
Şekil 5.16. Açı etkisinin analiz sonucu görselleri

L/R	Açı	UD	Woven
2	95°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1894e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.291e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s
2,5	95°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1696e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2759e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s

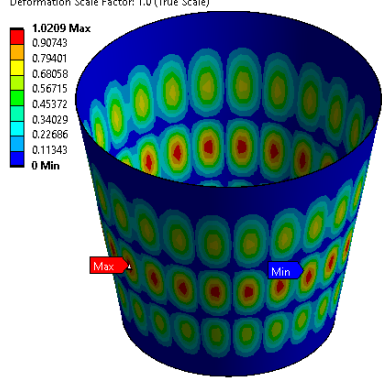
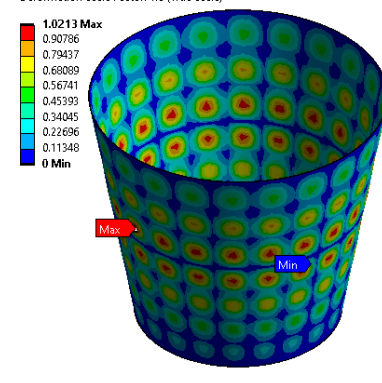
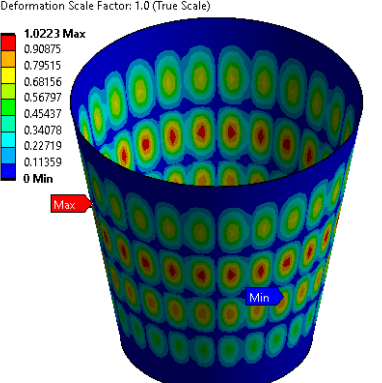
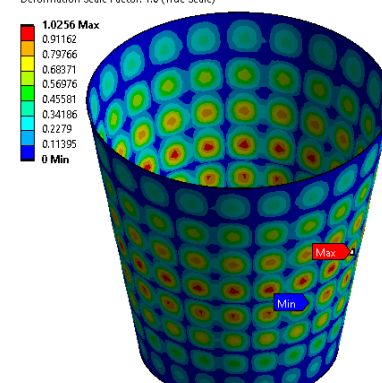
Şekil 5.16. (devam) Açı etkisinin analiz sonucu görselleri

L/R	Açı	UD	Woven
3	95°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1564e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2656e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s
1	100°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2403e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.3187e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s

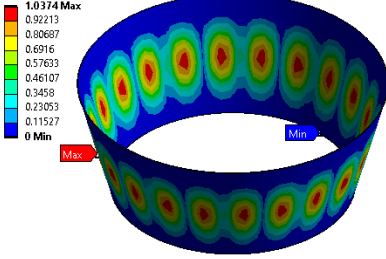
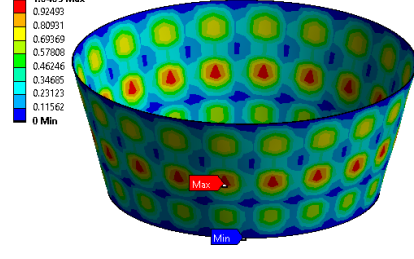
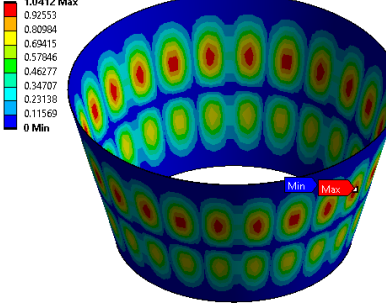
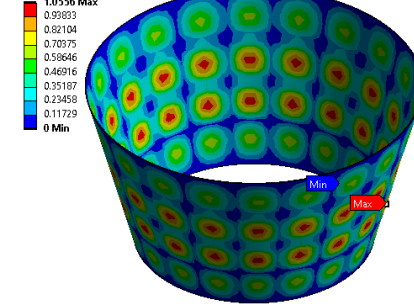
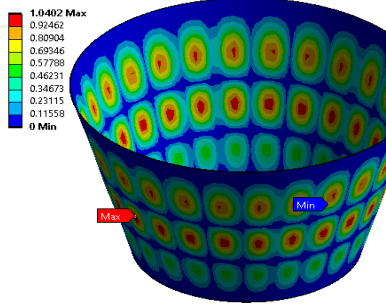
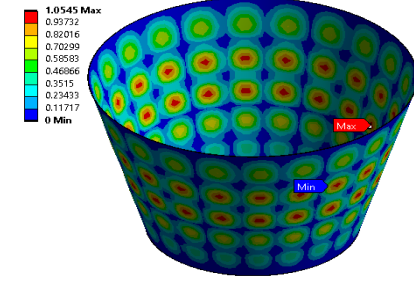
Şekil 5.16. (devam) Açı etkisinin analiz sonucu görselleri

L/R	Açı	UD	Woven
1,5	100°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1663e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2588e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s
2	100°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1333e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2389e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s

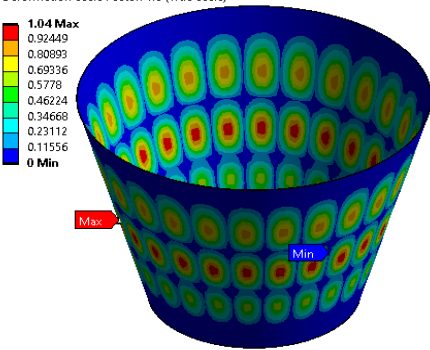
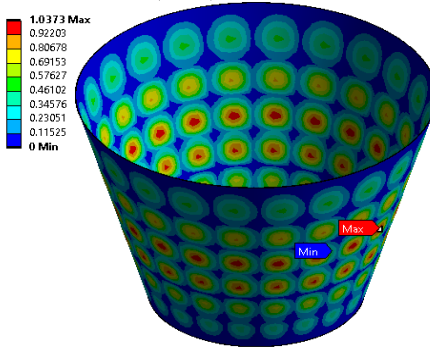
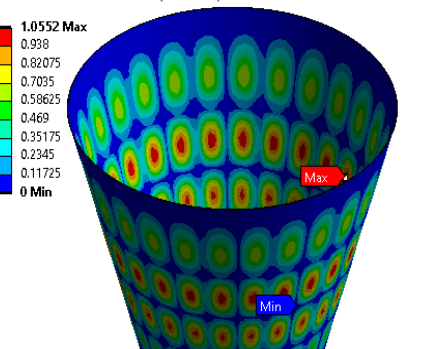
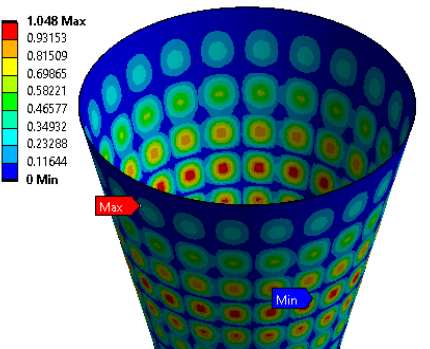
Şekil 5.16. (devam) Açı etkisinin analiz sonucu görselleri

L/R	Açı	UD	Woven
2,5	100°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.115e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2271e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s
3	100°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1051e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.218e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s

Şekil 5.16. (devam) Açı etkisinin analiz sonucu görselleri

L/R	Açı	UD	Woven
1	105°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1835e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.26e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s
1,5	105°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1038e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.2024e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s
2	105°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.0762e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1801e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s

Şekil 5.16. (devam) Açı etkisinin analiz sonucu görselleri

L/R	Açı	UD	Woven
2,5	105°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.0582e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1679e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s
3	105°	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.0419e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Total Deformation Type: Total Deformation Load Multiplier (Linear): 1.1573e+005 Unit: mm Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
		Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s

Şekil 5.16. (devam) Açı etkisinin analiz sonucu görselleri

5.7.5. Farklı bağlantı tiplerinin kritik burkulma yüküne etkisi

Çizelge 5.3'te gösterilen kompozit malzemelerin farklı bağlantı tiplerinde burkulma dirençleri incelenmiştir. Dört tip bağlantı tipi sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edilmiştir. Farklı bağlantı tiplerine ait kritik burkulma yükleri Çizelge 5.17'de verilmiştir.

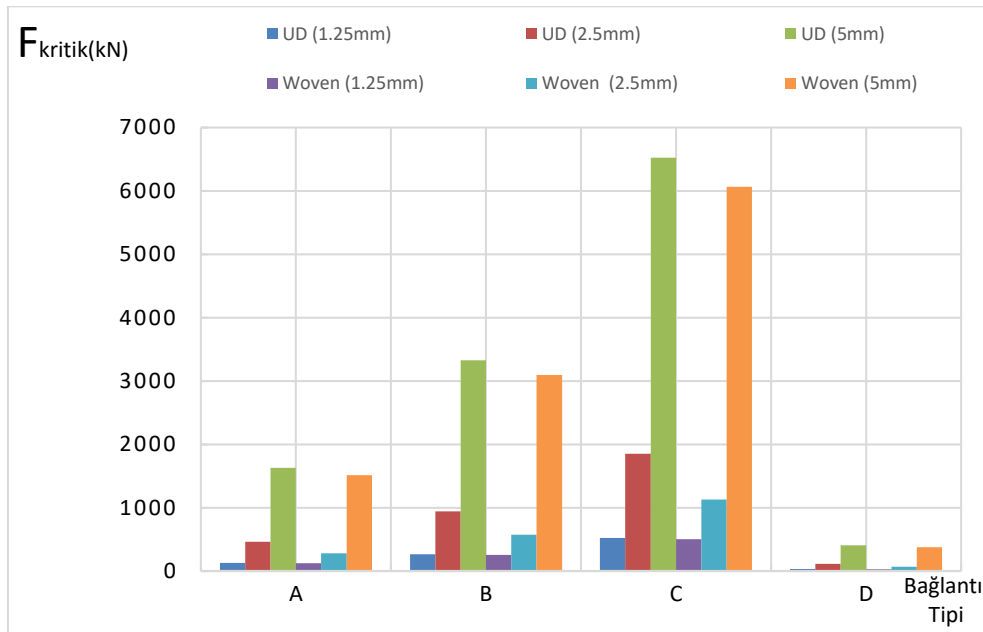
Çizelge 5.17. Farklı bağlantı tipleri için kritik burkulma yükleri

Malzeme	Bağlantı Tipi	Kalınlık	Kritik Burkulma Yüğü (kN)
UD	A	1,25	131,410
		2,5	463,505
		5	1631,581
	B	1,25	268,184
		2,5	945,929
		5	3329,757
	C	1,25	525,640
		2,5	1854,021
		5	6526,325
	D	1,25	32,853
		2,5	115,876
		5	407,895
Woven	A	1,25	126,388
		2,5	282,245
		5	1516,339
	B	1,25	257,934
		2,5	576,010
		5	3094,569
	C	1,25	505,552
		2,5	1128,980
		5	6065,357
	D	1,25	31,597
		2,5	70,561
		5	379,084

Çizelge 5.17’de elde edilen sonuçlar C tipi bağlantının diğerlerine oranla çok yüksek burkulma direncine sahip olduğunu göstermiştir. Fakat diğer seçeneklere nazaran bağlantı tipi tasarım ihtiyacına göre tasarımcıyı kısıtlayıcı bir parametre olabilir. Tek yönlü (UD) ve örgü (Woven) fiber kumaş malzeme kullanılarak farklı bağlantı tiplerinde yapılan analiz çalışmasına ait grafik Şekil 5.17’de gösterilmiştir.

Aynı geometri, aynı sınır şartları ve aynı yükleme koşullarında 2 farklı malzeme ve 3 farklı kalınlık tipi için 4 farklı yükleme tipini içeren sonuçlar Çizelge 5.18 ve Şekil 5.17’de verilmiştir. Tek yönlü tip kumaş için kalınlık 1,25’te en yüksek burkulma direncini 525 kN ile C tipi, en düşük burkulma direncini ise 32 kN ile D tipi göstermiştir. Kalınlık iki ve dört katına çıkarıldığında tek yönlü kumaş için artışın benzer yönde olduğu görülmüştür. C tipi direnci kalınlık 5mm olduğunda 6526 kN, B tipi 3330 kN, A tipi 1631 kN ve D tipi 408 kN olarak sıralanabilir. Örgü tip kumaş, tek yönlü kumaşla benzer şekilde yükleme tipine göre artış göstermiştir. Örgü tip kumaşta C tipi direnci kalınlık 5mm olduğunda 6065 kN, B tipi 3095 kN, A tipi 1516 kN ve D tipi 379 kN olarak sıralanabilir. Her iki tip içinde en yüksek

dirençler katman kalınlığının en fazla olduğu durumda görülmektedir. Katman kalınlığı 1,25mm için tek yönlü kumaş tip malzemenin örgü tip malzemeye göre kritik burkulma yükleri arasındaki fark sırasıyla A tipi 5 kN, B tipi 10 kN, C tipi 20 kN ve D tipi 1 kN olarak hesaplanmıştır. Katman kalınlığı 4 kat arttığında bağlantı tipleri ve kritik burkulma yükleri arasındaki fark A tipi 115 kN, B tipi 235 kN, C tipi 461 kN ve D tipi 29 kN olarak hesaplanmıştır. Katman kalınlığı 4 kat arttığında A tipi 23kat, B tipi 23,5 kat, C tipi 23 kat ve D tipi 29 kat daha fazla kritik burkulma yüküne sahip olduğu görülmektedir.



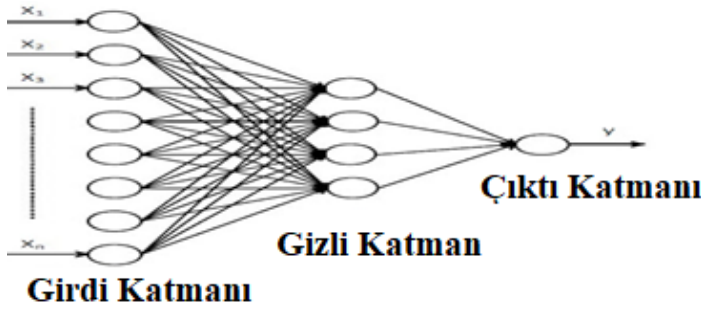
Şekil 5.17. Farklı bağlantı tipleri için kritik burkulma yükleri

5.8. Kritik Burkulma Yükünün Yapay Sinir Ağı (YSA) Yöntemi Kullanılarak Modellenmesi

Bu kısımda yapılan sonlu elemanlar analiz sonuçlarından elde edilen özdeğer burkulma değerleri ile oluşturulacak olan Yapay Sinir Ağı (YSA) modeli sayesinde yapının oryantasyon açıları ve geometrik parametrelerini değişken olarak kullanarak kritik burkulma yükü optimizasyonu yapılacaktır. YSA modeli Matlab ortamında modellenecektir. Öğrenme fonksiyonu olarak, en hızlı ve en iyi öğrenen algoritma olması sebebiyle Levenberg-Marquardt fonksiyonu kullanılmıştır.

5.8.1 Yapay sinir ağıları (YSA)

Yapay Sinir Ağları (YSA), yapay zekanın alt dallarından biri olarak tanımlanmaktadır. Çalışma mantığı insan öğrenmesini temel almaktadır. İnsan beyninin öğrenme ve sonuçları değerlendirme yeteneğini taklit ederek, programa verilen girdileri en doğru oranda tahmin etmeye dayanır. Girdi, gizli ve çıktı katmanları olarak üç bölümden oluşur (Şekil 5.18).



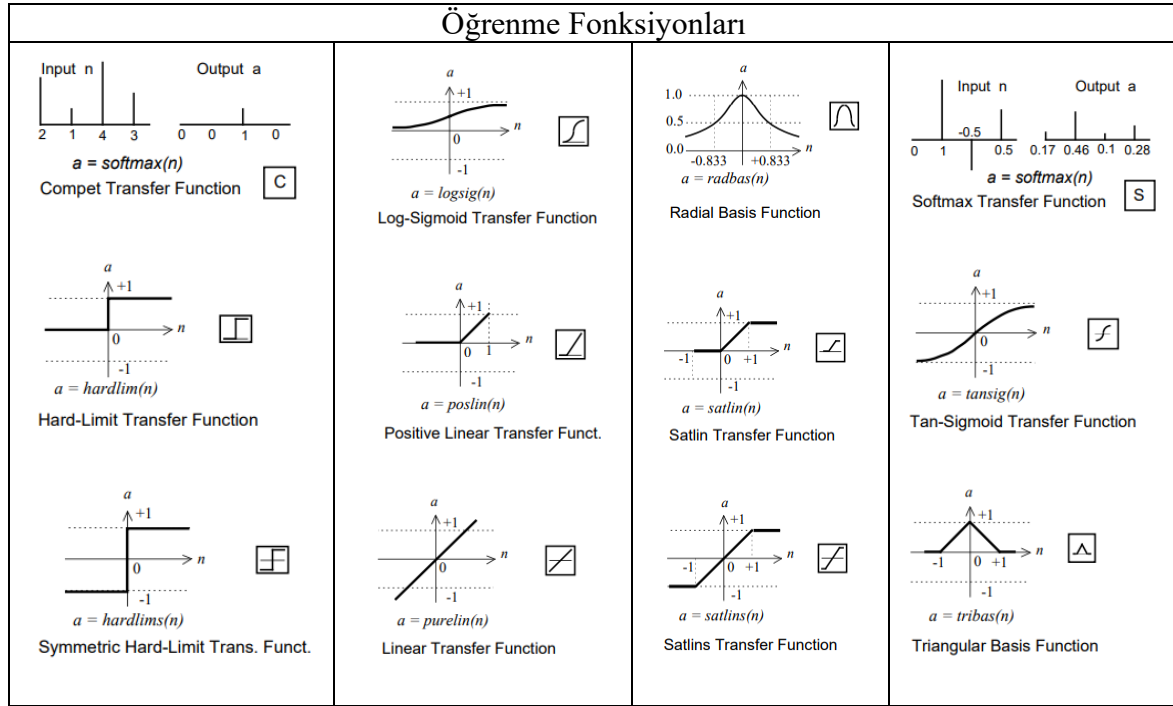
Şekil 5.18. Yapay sinir ağı modeli örneği

Yukarıdaki işlemler arasında gerçekleşen hareketlerin her biri arka planda matematiksel bir fonksiyona dayanmaktadır. Yapılan işlemler bu fonksiyonları kullanarak sonuca yakınsamaya çalışır. Her girdi değeri bu işlemlerden geçerek bir çıktı oluşturur. Oluşan çıktı değeri doğruluk performansını hesaplayarak çıktının doğruluk oranını test eder. Eğer sonuç doğru ise diğer girdiler içinde birer çıktı değeri hesaplar. Bulunan sonuçları kendi içlerinde test edip, istatistiksel olarak kendini puanlar. Eğer sonuca yaklaşılmamışsa; gizli katmandaki sayılar ve bu katmanları oluşturan nöron sayıları değiştirilerek doğru bir öğrenme ve tahmin yeteneği kazanılana kadar bu durum tekrarlanır. YSA modelini oluşturmak için; newcf, newtdnn, newc, newelm, newff komutları kullanılmaktadır. Öğrenme modelleri aşağıdaki Çizelge 5.18’de verilmiştir.

Çizelge 5.18. Öğrenme modelleri (Beale, Hagan and Demuth, 2018: 5/73-5/74)

Fonksiyon	Algoritma
trainlm	Levenberg-Marquardt
trainbr	Bayesian Regularization
trainbfg	BFGS Quasi-Newton
trainrp	Resilient Backpropagation
traincsg	Scaled Conjugate Gradient
traincgb	Conjugate Gradient with Powell/Beale Restarts
traincgf	Fletcher-Powell Conjugate Gradient
raincgp	Polak-Ribière Conjugate Gradient
trainoss	One Step Secant
traingdx	Variable Learning Rate Gradient Descent
traingdm	Gradient Descent with Momentum
traingd	Gradient Descent

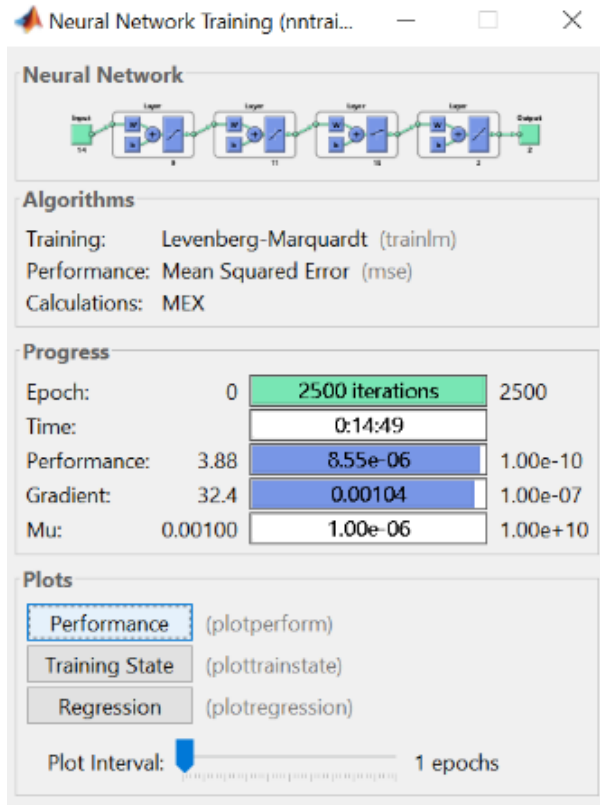
Bu öğrenme yöntemleri içinde gizli katmanlarda kullanılabilinecek logsig, tansig, purelin, hardlim, tribas vb. olarak sayılabilecek fonksiyonların grafik ve algoritmaları ise Şekil 5.19'da gösterilmiştir. Her bir algoritma ve öğrenme fonksiyonlarının performansları veri tipine göre değişmektedir. Model oluşturulurken öncelikle 1 katmanlı modelden başlanır. Bu sayı artırılarak bir döngü içine konulur ve en iyi performansı veren (R^2 , MEP ve RMSE) değerler incelenerek gerçek model belirlenir.



Şekil 5.19. Öğrenme modelleri (Beale, Hagan and Demuth, 2018: 14/14-14/17)

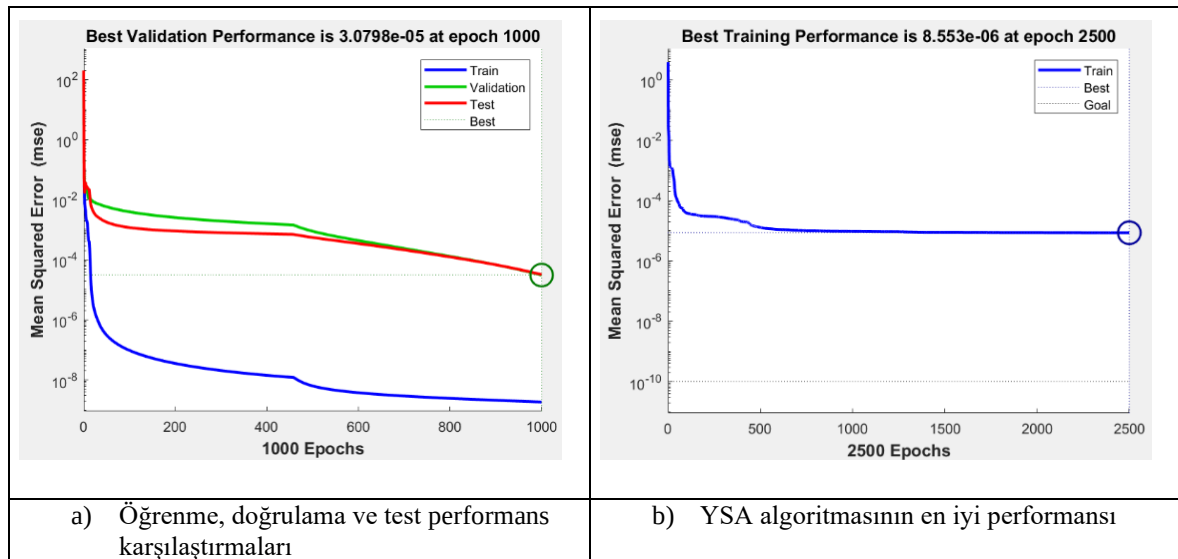
5.8.2. Yapay sinir ağı (YSA) modelinin oluşturulması

Kompozit silindirik kabuk yapının sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen kritik burkulma değerleri kullanılarak 14-9-11-15-2-2 nöronları içeren sinir ağı yapısı oluşturulmuştur. İlk kısımda girdi olarak verilen 14 parametre sayısı (Kompozit yapının kritik burkulma değeri, oryantasyon açıları ve geometrik parametreler), 9 tansig – 11 tansig – 15 logsig – 2 purelin fonksiyonları ve çıkış kısmındaki 1 katmanı (Kritik burkulma yükü) olarak model Şekil 5.20'de gösterildiği gibi oluşturulmuştur.

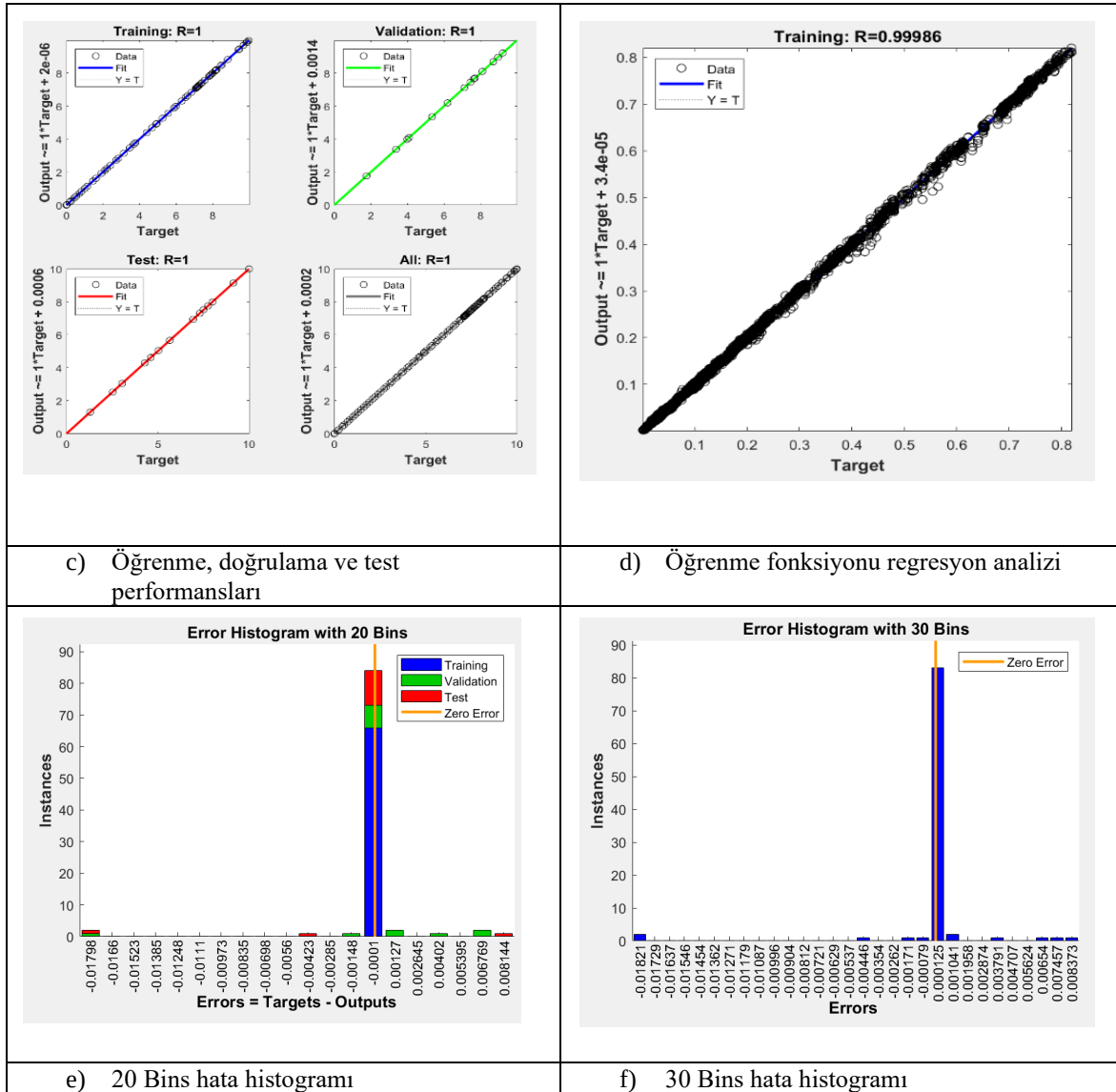


Şekil 5.20. Yapay sinir ağı modeli

Oluşturulan sinir ağı modelinden elde edilen çıktılarına ait grafik ve görseller Şekil 5.21’de verilmiştir. Burada oluşturulan modelin öğrenme, tahmin ve test regresyonlarına ek olarak modelin genel performansı da istatistiksel olarak incelenmiştir.



Şekil 5.21. Yapay sinir ağı öğrenme modeli, performans ve hata verileri



Şekil 5.21. (devam) Yapay sinir ağı öğrenme modeli, performans ve hata verileri

Şekil 5.21a grafiğinde yer alan öğrenme, doğrulama ve test performans karşılaştırmaları incelendiğinde hedef performans değerinin $3,0798E-05$ olduğu görülmektedir. Oluşturulan YSA modelinin öğrenme performansının $10E-08$ seviyelerinde hata ile öğrenme gerçekleştirdiği, tahmin yeteneği ve test hatalarında ise bu seviyenin $10E-04$ seviyelerine indiği görülmektedir. Şekil 5.21b grafiğinde yazılımın öğrenme becerisi $8,553E-06$ seviyelerinde olduğu görülmektedir. Şekil 5.21c grafiğinde YSA modelinin öğrenme, test ve tahmin regresyon analizleri ile modelin genel performansı değerlendirilmiştir. Öğrenme, doğrulama, test ve genel performansın $R=1$ olduğu görülmüştür. Şekil 5.21d grafiğinde oluşturulan YSA modelinin öğrenme fonksiyonunun regresyonu hesaplanmıştır. Öğrenme fonksiyonu regresyon analizi değeri $R=0,99986$ olarak hesaplanmıştır. Şekil 5.21e ve Şekil 5.21f grafiklerinde 20 Bins ve 30 Bins hata histogramları için sütunlar 20 ve 30 eş parçaya

bölünerek yorumlanmıştır. Oluşturulan YSA modelinin büyük çoğunluğunun her iki grafik içinde sıfır hata çizgisinde toplandığı görülmüştür.

5.8.3. Hasar kriteri açısından değerlendirme

Bu kısımda Çizelge 5.6’da verilen deney setleri burkulma sonucu kompozit yapıda oluşan hasarlar üçüncü bölümde verilen kompozit malzemeler için hasar kriterleri neticesinde incelenecektir. Hasar incelemesi yapılacak olan cidar kalınlığı 5mm, boy/yarıçap (L/R) oranı 1, malzeme UD ve uygulanacak kuvvet oluşturulan deney setinde çıkan en yüksek kuvvet 3,3+E06 N olarak belirlenmiştir. Bu kuvvet hasar kriterini inceleme adına tüm setlere uygulanmıştır. Hasar durum sonuçları Çizelge 5.19’da verilmiştir.

Hasar kriteri olarak Tsai Hill hasar teorisine göre değerlendirme yapılmıştır. Ansys kompozit hasar değerlendirme faktörü olan IRF’ye ait denklem Eşitlik 5.4’te verilmiştir. Kompozit yapının hasara uğrayıp uğramadığı Inverse Reserve Factor (IRF) yani tersine emniyet katsayısına göre belirlenir. IRF kırılma yükünün kırılma direncine bölünmesiyle hesaplanır. $IRF > 1$ olduğu durumda kompozit yapı gelen yük karşısında hasar alıp, $IRF < 1$ olduğu durumda ise yapı gelen yüke karşı herhangi bir hasar almayıp güvenli durumdadır.

$$IRF = \frac{\text{Ultimate Load}}{\text{Ultimate Strength}}, \quad \text{Tersine Emniyet Katsayısı} = \frac{\text{Kırılma Yüğü}}{\text{Kırılma Direnci}} \quad (5.7)$$

Çizelge 5.6’da oluşturulan deney seti için yapılan hasar durum incelemesi Çizelge 5.19’da verilmiştir.

Çizelge 5.19. Kompozit malzeme hasar durum incelemesi

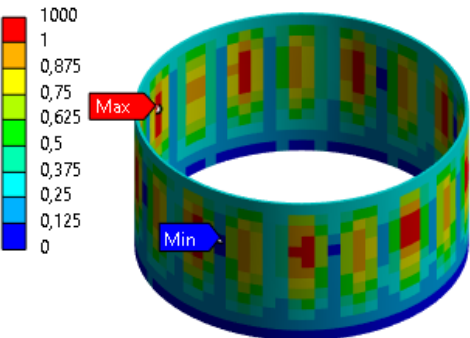
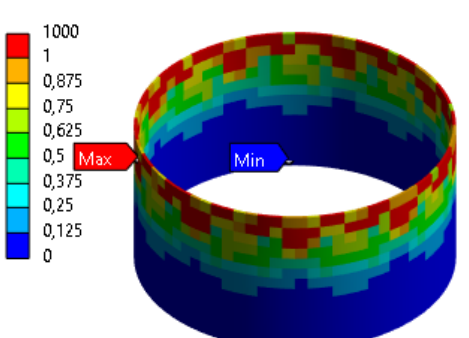
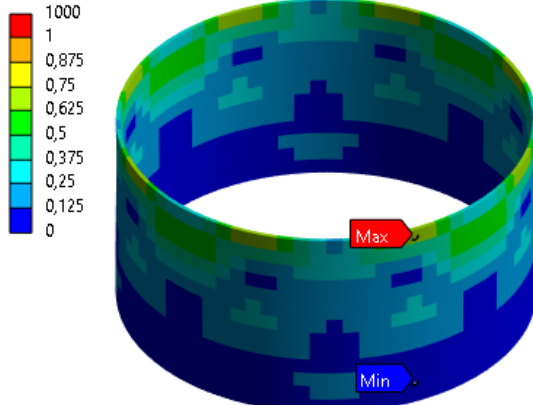
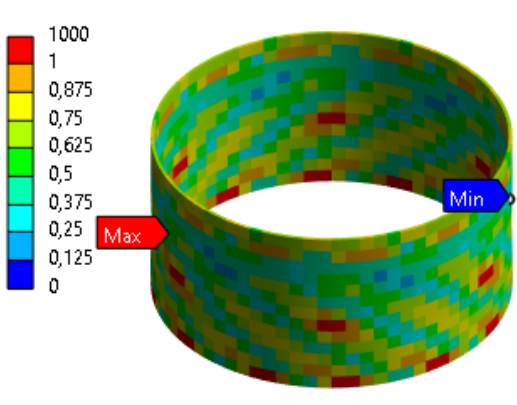
Deney setleri	Inverse Reserve Factor (IRF)	Hasar Durumu
1	0,53124163	Güvenli
2	0,674663878	Güvenli
3	0,684349552	Güvenli
4	0,733345033	Güvenli
5	0,684349552	Güvenli
6	1,176425574	Hasar alır
7	1,081797281	Hasar alır
8	1,10225022	Hasar alır
9	1,181845713	Hasar alır
10	0,948828995	Güvenli
11	0,865730145	Güvenli
12	1,100661768	Hasar alır

Çizelge 5.19. (devam) Kompozit malzeme hasar durum incelemesi

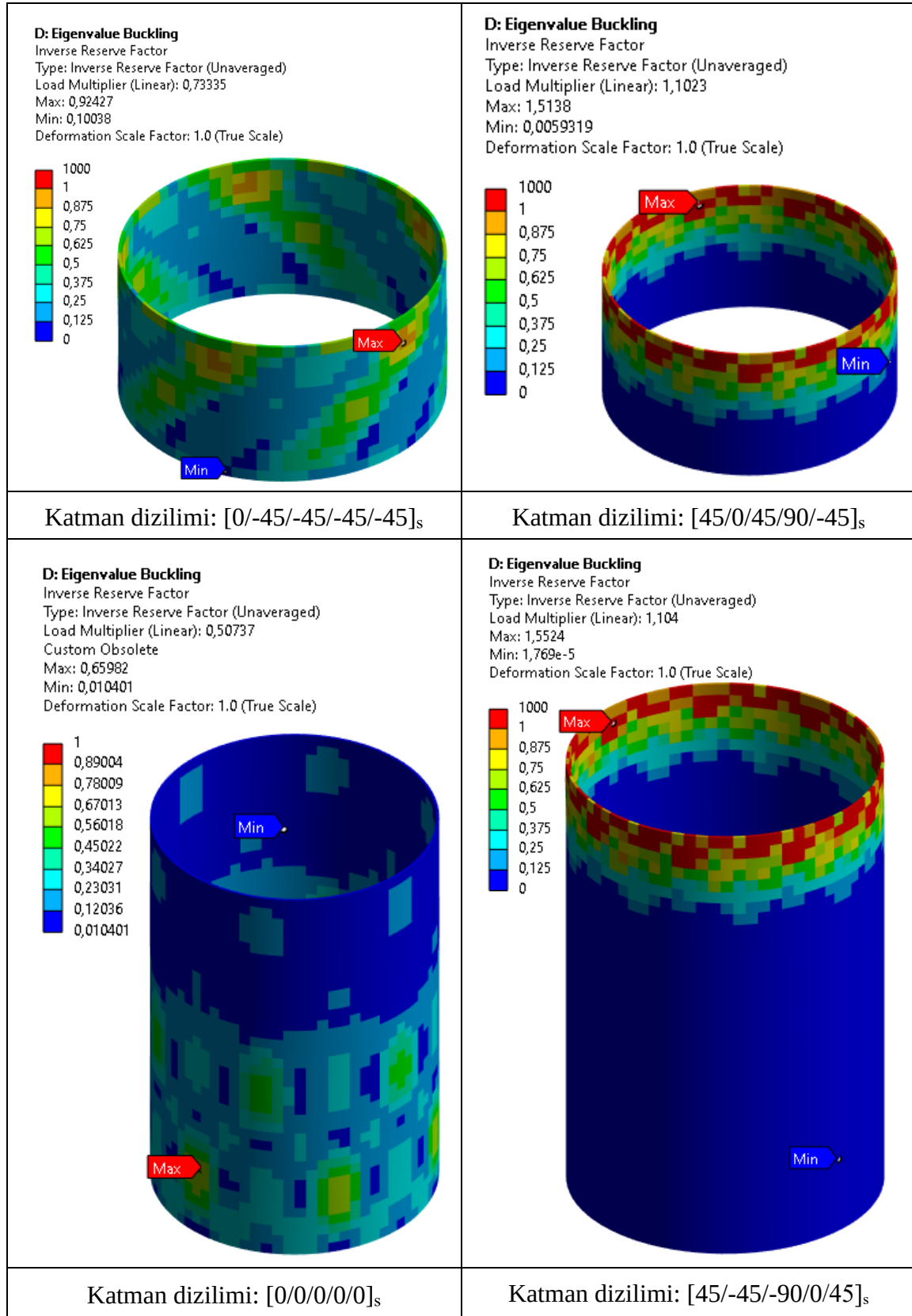
13	0,947220169	Güvenli
14	0,86867499	Güvenli
15	1,095541907	Güvenli
16	1,176113049	Hasar alır
17	1,10430551	Hasar alır
18	1,179551432	Hasar alır
19	1,081090037	Hasar alır
20	0,947364725	Güvenli
21	0,866636056	Güvenli
22	1,099485855	Hasar alır
23	0,864336827	Güvenli
24	1,098043041	Hasar alır
25	0,95077561	Güvenli

Hasar durumları incelendiğinde oluşan hasara dizilim sırası, kalınlığının yanı sıra ilk katman ve son katmandaki fiber açısı oryantasyonunun da etkili olduğu gözlemlenmiştir. Buna ek olarak kullanılan katmanlardaki açısı oryantasyonlarında $+45^\circ$ ve -45° kumaşların dengeli dağılımı hasar durumunu etkileyen faktörlerdendir. $+45^\circ$ ve -45° kumaşlarının dengeli dağılımının doğal frekansı iyileştirici yönde olumlu etkileri olduğu sonucuna varılmıştır (Katmer, Akkurt and Kocakulak, 2022).

Çizelge 5.19’da incelenen IRF sonuçlarına göre hasar durumlarını gösteren analiz sonucu görselleri Şekil 5.22’de gösterilmiştir. Tsai Hill hasar teorisine göre incelenen kompozit silindirik kabuk yapılar için aynı katman kalınlığı farklı fiber oryantasyon açıları incelenmiş ve katman diziliminin hasar durumu üzerine etkisi incelenmiştir. L/R 1, aynı kalınlık, UD tip malzeme için aynı yükleme ve sınır koşullarında $[0/0/0/0/0]_s$ dizilimi hasara uğramazken $[45/0/45/90/-45]_s$ diziliminde hasar durumu görülmektedir. Yine $[0/-90/-90/-90/-90]_s$ diziliminde herhangi bir hasar gözlenmezken $[45/45/90/-45/-90]_s$ diziliminde hasar durumu görülmektedir. L/R 3, aynı kalınlık, UD tip malzeme için aynı yükleme ve sınır koşullarında $[0/0/0/0/0]_s$ dizilimi hasara uğramazken, $[45/-45/-90/0/45]_s$ katman diziliminde hasar durumu görülmektedir. Artan L/R oranı hasar desenlerinin dağılımlarında herhangi bir değişiklik görülmemektedir. Fakat katman dizilimlerinde oluşan farklılıklar hasar desenlerinin yapı üzerinde farklı kısımlarda oluşmasına neden olmuştur.

Hasarsız (IRF < 1)	Hasarlı (IRF > 1)
D: Eigenvalue Buckling Inverse Reserve Factor Type: Inverse Reserve Factor (Unaveraged) Load Multiplier (Linear): 0,53124 Max: 1,1014 Min: 0,054678 Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Inverse Reserve Factor Type: Inverse Reserve Factor (Unaveraged) Load Multiplier (Linear): 1,1764 Max: 1,4685 Min: 0,028096 Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
Katman dizilimi: [0/0/0/0/0] _s	Katman dizilimi: [45/0/45/90/-45] _s
D: Eigenvalue Buckling Inverse Reserve Factor Type: Inverse Reserve Factor (Unaveraged) Load Multiplier (Linear): 0,68435 Max: 0,67504 Min: 0,037325 Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 	D: Eigenvalue Buckling Inverse Reserve Factor Type: Inverse Reserve Factor (Unaveraged) Load Multiplier (Linear): 1,0818 Max: 1,1286 Min: 0,18549 Deformation Scale Factor: 1.0 (True Scale) 
Katman dizilimi: [0/-90/-90/-90/-90] _s	Katman dizilimi: [45/45/90/-45/-90] _s
Hasarsız (IRF < 1)	Hasarlı (IRF > 1)

Şekil 5.22. Hasar durumu analiz sonucu görselleri



Şekil 5.22. (devam) Hasar durumu analiz sonucu görselleri

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

6.1. Sonuçlar ve Tartışma

Kompozit silindirik kabuk yapıların kritik burkulma yükünün hesaplanması, önemli bir mühendislik sorunudur ve bu konuda farklı hesaplama yöntemleri kullanılmaktadır. Bu çalışmada, farklı fiber oryantasyon açıları, farklı yükleme tipleri, farklı geometrik parametreler ve farklı koniklik açılarına sahip kompozit silindirik kabuk yapıların kritik burkulma yükü parametrik olarak hesaplanmıştır ve bu hesaplamalar için üç farklı yaklaşım karşılaştırılmıştır. Bu yaklaşımlar; analitik yöntem, sonlu elemanlar yöntemi ve yapay sinir ağı modellenmesi yöntemidir.

Analitik yöntem, klasik elastik teoriye dayanır ve önceden belirlenmiş bir matematiksel model kullanır. Bu yaklaşım genellikle basit geometrili yapılar için kullanılır ve hesaplamalar hızlı bir şekilde gerçekleştirilebilir. Ancak, karmaşık yapılar için doğru sonuçlar üretme konusunda sınırlıdır ve malzeme davranışı ile ilgili güncel malzeme verilerini hesaba katma konusunda sıkıntı yaşar.

Sonlu elemanlar yöntemi, matematiksel modelleme ve sayısal çözümleme yöntemidir. Bu yaklaşım, yapıyı sonlu sayıda elemana böler ve her elemanın davranışını hesaplar. Hesaplamalar doğruluğunu artırmak için eleman sayısı artırılabilir. Bu yöntem, daha karmaşık yapılar ve yapının malzeme davranışının incelenmesinde daha gerçekçi sonuçlar verir.

Yapay sinir ağı modellenmesi yöntemi, bilgisayar teknolojisi kullanarak, insan beyninin işlem mantığına benzer yapılandırılmış bir veri modelleme yöntemidir. Bu yöntem, malzeme davranışındaki karmaşıklığı yakalamak ve hassas tahminler yapmak için kullanılır. Ancak, yapay sinir ağı modellenmesi için büyük miktarda veri toplanarak, eğitim verileriyle geliştirilmesi gerekir.

Sonuç olarak, kritik burkulma yükü hesaplamaları için farklı yöntemler kullanılabilir. Yapısal karmaşıklık, malzeme davranışı, veri miktarı ve kalitesi, hesaplama maliyetleri ve zaman vb. faktörler dikkate alınarak en uygun yöntem seçilmelidir. Yapılan analizler sonucunda, sonlu elemanlar yönteminin gerçeğe daha yakın sonuçlar verdiği sonucuna

varılmıştır. Ancak, bu yöntem, diğer yöntemlere kıyasla daha zaman alıcıdır ve hesaplama maliyeti daha yüksektir. Çünkü model daha karmaşık bir şekilde olduğunda analiz modelini hazırlamak ve analiz sonuçlarını elde etmek için uzun süreler gerekmektedir. Analitik yöntem, basit yapılar için hızlı bir çözüm sunarken, yapay sinir ağı modellenmesi yöntemi, veri miktarı ve kalitesi düşük olduğunda kullanışlı bir yaklaşım haline gelir.

Bu yüksek lisans tezi, birçok benzer çalışmanın yanı sıra, analitik yöntem, sonlu elemanlar yöntemi ve yapay sinir ağı modellenmesi gibi farklı yöntemleri uygulayarak kompozit kabuk yapıdan oluşan silindirik borunun burkulma yükünü parametrik olarak hesaplamaktadır. Bu çalışmaların en büyük farkı, farklı yükleme tipleri, geometrik parametreler ve koniklik açıları gibi parametrelerin bir arada değerlendirilmesidir.

Bu çalışmanın literatüre katkısı, kompozit silindirik kabuk yapıların kritik burkulma yükünü hesaplarken parametrelerin bir arada değerlendirilmesidir. Ayrıca, farklı yöntemlerin karşılaştırması yapılarak en doğru sonucun belirlenmesine yardımcı olmaktadır. Bu çalışma, farklı endüstriler için kompozit silindirik kabuk yapıların tasarımı ve seçimi konusunda önemli bir katkı sağlamaktadır.

6.2. Öneriler

- 1- Kritik burkulma yükü için farklı malzeme özelliklerinin modellenmesi ve sonuçlarının karşılaştırılması yapılmalıdır.
- 2- Farklı boru boyutları ve geometrileri için kritik burkulma yükünün etkisi incelemelidir.
- 3- Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak, farklı yüklemeler altında kritik burkulma yükünün etkileri incelenmelidir.
- 4- Boru boyutları, geometrileri ve koniklik açıları için farklı sonuçlar elde etmek için farklı sayısal analiz yöntemleri kullanılmalıdır.
- 5- Farklı veri kümelerini kullanarak, kritik burkulma yükünün tahmin edilmesi için en iyi yapay sinir ağı modelini belirlenmelidir.
- 6- Boru boyutları, geometrileri ve koniklik açıları için farklı yapay sinir ağı modeli sonuçlarını karşılaştırılmalıdır.
- 7- Farklı malzeme özelliklerini dikkate alarak yapay sinir ağı modeli geliştirilmelidir.
- 8- Benzer yöntemler kullanılarak burulma ve iç basınçtan dolayı oluşacak burkulma durumları incelenmelidir.

9- Statik burkulma ve dinamik burkulma incelenerek elde edilen veriler ile kritik burkulma yükünün tahmin edilmesi için en iyi yapay sinir ağı modelini belirlenmelidir.

KAYNAKLAR

- Adali, S., Lene, F., Duvaut, G., and Chiaruttini, V. (2003). Optimization of laminated composites subject to uncertain buckling loads. *Composite Structures*, 62(3-4), 261-269.
- Alinia, M., Habashi, H., and Khorram, A. (2009). Nonlinearity in the Postbuckling behaviour of thin steel shear panels. *Thin-walled structures*, 4(47), s. 412-420.
- Almeida Jr, J. H. S., Ribeiro, M. L., Tita, V., and Amico, S. C. (2016). Damage and failure in carbon/epoxy filament wound composite tubes under external pressure: Experimental and numerical approaches. *Materials and Design*, 96, 431-438.
- Amani, M., Edlund, B., and Alinia, M. M. (2011). Buckling and Postbuckling behavior of unstiffened slender curved plates under uniform shear. *Thin-walled structures*, 8(49), 1017-1031.
- Anslys, I. (2013). *ANSYS meshing user's guide*. 106-119
- Baba, B. O. (2007). Buckling behavior of laminated composite plates. *Composite Structures*, 16(26), 1637-1655.
- Beale, M., Hagan, M., and Demuth, H. (2018). *Neural network toolbox user's guide*. The MathWorks, Version 4, 14/14-14/17.
- Bisagni, C., and Cordisco, P. (2003). An experimental investigation into the buckling and post-buckling of CFRP shells under combined axial and torsion loading. *Composite Structure*, (60.4), 391-402.
- Bisagni, C., and Lanzi, L. (2002). Post-buckling optimization of composite stiffened panels using neural networks. *Composite Structures*, 2(58), 237-247.
- Carvelli, V., Panzeri, N., and Poggi, C. (2001). Buckling strength of GFRP under-water vehicles. *Composites Part B: Engineering*, (32.2), 89-101.
- Chen, Z., Yang, L., Cao, G., and Guo, W. (2012). Buckling of the axially compressed cylindrical shells with arbitrary axisymmetric thickness variation. *Thin-walled structures*, 60, 38-45.
- Çelik, A., ve Turan, K. (2015). Çentikli kompozit levhaların hasar davranışlarının incelenmesi. *Dicle Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mühendislik Dergisi*, 2(6), 73-82.
- Daniel, I., and Ishai, O. (1994). *Engineering mechanics of composite materials*. New York: Oxford UP, 120-143.
- Deveci, H. A., Aydin, L., and Seçil Artem, H. (2016). Buckling optimization of composite laminates using a hybrid algorithm under puck failure criterion constraint. *Engineering Structures*, 16(35), 1233-1247.

- Erdal, Ö., and Sönmez, F. (2005). Optimum design of composite laminates for maximum buckling load capacity using simulated annealing. *Composite Structures*, 1(71), 45-52.
- Fam, A., and Son, J.-K. (2008). Finite element modeling of hollow and concrete-filled fiber composite tubes in flexure: optimization of partial filling and a design method for poles. *Engineering Structures*, 10(30), 2667-2676.
- Ferreira, P., and Virtuoso, F. (2014). Semi-analytical models for the post-buckling analysis and ultimate strength prediction of isotropic and orthotropic plates under uniaxial compression with the unloaded edges free from stresses. *Thin-Walled Structures*, (82), 82-94.
- Günay, E., ve Sivri, C. (2006). Fiber kompozit çok katlı tüpsel silindirlerin burkulma eksenel baskı yükü ve dış basınç yüklemeleri altında burkulma denklemlerinin çıkarılışları. *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 21(2), 327-339.
- Hassan, A. A., and Kurgan, N. (2019). Modeling and buckling analysis of rectangular plates in ANSYS. *International Journal of Engineering and Applied Sciences*, 1(11), 310-329.
- Hilburger, M. W. (2020). *Buckling of thin-walled circular cylinders*. (No. NASA/SP-8007-2020/REV 2), 22-24.
- Hur, S. H., Son, H. J., Kweon, J. H., and Choi, J. H. (2008). Postbuckling of composite cylinders under external hydrostatic pressure. *Composite Structures*, 86(1-3), 114-124.
- Kalfountzos, C., Bilakis, G., and Theotokoglou, E. (2021). Buckling of simply supported GLARE cylindrical panels subjected to uniform compression. *In MATEC Web of Conferences* (Vol. 349, 01004).
- Karakaya, Ş., and Soykasap, Ö. (2009). Buckling optimization of laminated composite plates using genetic algorithm and generalized pattern search algorithm. *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 5(39), 477-486.
- Kardomateas, G., and Philobos, M. (1995). Buckling of Thick Orthotropic Cylindrical Shells Under Combined External Pressure and Axial Compression. *AIAA Journal*, 10(33), 1946-1953.
- Kardomateas, G., and Simithses, G. (2005, JULY). Buckling of long sandwich cylindrical shells under external pressure. *Journal of Applied Mechanics*, (72), 493-499.
- Katmer, M. (2019). *Uzun ve esnek kompozit kapakların yapısal optimizasyon tabanlı endüstriyel tasarımı*. International Agean Symposium on Innovative Interdisciplinary Scientific Researches, Ankara, 99-106.
- Katmer, M., Akkurt, A., and Kocakulak, T. (2022). Investigation of natural frequency values of composite cover design with different laying angles. *Engineering Perspective*, 46-51.

- Kaya, A. (2016). Kompozit malzemeler ve özellikleri. *Putech ve Composite Poliüretan ve Kompozit Sanayi Dergisi*, (29), 38-45.
- Kollar, L. (1994). Buckling of anisotropic cylinders. *Journal of reinforced plastics and composites*, (13), 954-975.
- Kollar, L., and Springer, G. (2003). Mechanics of composite structures. *Cambridge university press*, 1-465.
- Kong, X., Yang, Y., Gan, J., Yuan, T., Ao, L., and Wu, W. (2020). Experimental and numerical investigation on the detailed buckling process of similar stiffened panels subjected to in-plane compressive load. *Thin-Walled Structures*, 148, 106620.
- Lanzi, L., and Giavotto, V. (2006). Post-buckling optimization of composite stiffened panels: Computations and experiments. *Composite Structures*, 73(2), 208-220.
- Ljubinković, F., Martins, J. P., Gervasio, H., and da Silva, L. S. (2019). Eigenvalue analysis of cylindrically curved steel panels under pure shear. *Thin-Walled Structures*, 141, 447-459.
- Lopatin, A., and Morozov, E. (2012). Buckling of a composite cantilever circular cylindrical shell subjected to uniform external lateral pressure. *Composite Structures*, 2(94), 553-562.
- Maali, M., Bayrak, B., Kiliç, M., Sagioglu, M., and Aydin, A. C. (2021). Buckling behavior of double-layered composite cylindrical shells. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 191, 104328.
- Mallela, U. K., and Upadhyay, A. (2016). Buckling load prediction of laminated composite stiffened panels subjected to in-plane shear using artificial neural networks. *Thin-Walled Structures*, (102), 158-164.
- Mania, R. J., Kolakowski, Z., Bienias, J., Jakubczak, P., and Majerski, K. (2015). Comparative study of FML profiles buckling and postbuckling behaviour under axial loading. *Composite Structures*, 134, 216-225.
- Martins, J., Da Silva, L., and Reis, A. (2013). Eigenvalue analysis of cylindrically curved panels under compressive stresses—extension of rules from EN 1993-1-5. *Thin-Walled Structures*, (68), 183-194.
- Mazumdar, S. (2001). *Composites manufacturing: materials, product, and process engineering*. CrC Press, 31-238.
- Moon, C. J., Kim, I. H., Choi, B. H., Kweon, J. H., and Choi, J. H. (2010). Buckling of filament-wound composite cylinders subjected to hydrostatic pressure for underwater vehicle applications. *Composite structures*, 92(9), 2241-2251.
- Novozhilov V.V. (1964). *Theory of thin elastic shells* (P. Noordhoff, Groningen). The Netherlands, 50-52.

- Ouellette, P., Hoa, S., and Sankar, T. (1986). Buckling of composite cylinders under external pressure. *Polymer Composites*, 5(7), 363-374.
- Priyadarsini, R., Kalyanaraman, V., and Srinivasan, S. (2012). Numerical and experimental study of buckling of advanced fiber composite cylinders under axial compression. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 12(04), 1250028.
- Ross, C. T. F., Little, A. P. F., Haidar, Y., and Waheeb, A. A. (2011). Buckling of carbon/glass composite tubes under uniform external hydrostatic pressure. *Strain*, 47, e156-e174.
- Shariati, M., and Rochi, M. (2010). Buckling of steel cylindrical shells with an elliptical cutout. *International Journal of Steel Structures*, 10.2, 193-205.
- Shen, K. C., Jiang, L. L., Yang, Z. Q., and Pan, G. (2022). Buckling of a composite cylindrical shell with cantilever-like boundary conditions under hydrostatic pressure. *Journal of Marine Science and Engineering*, 10(2), 126.
- Shen, K.-C., and Pan, G. (2021). Buckling and strain response of filament winding composite cylindrical shell subjected to hydrostatic pressure: Numerical solution and experiment. *Composite Structures*, 276, 114534.
- Shirkavand, A., Thari-Behrooz, F., and Omid, M. (2019). Orientation and size effect of a rectangle cutout on the buckling of composite cylinders. *Aerospace Science and Technology*, (87), 488-497.
- Tafreshi, A. (2004). Efficient modelling of delamination buckling in composite cylindrical shells under axial compression. *Composite Structures*, 64(3-4), 511-520.
- Tamijani, A., and Kapania, R. (2010). Buckling and static analysis of curvilinearly stiffened plates using mesh-free method. *AIAA Journal*, 48.12, s. 2739-2751.
- Thang, P. T., Nguyen-Thoi, T., Lee, D., Kang, J., and Lee, J. (2018). Elastic buckling and free vibration analyses of porous-cellular plates with uniform and non-uniform porosity distributions. *Aerospace Science and Technology*, 79, 278-287.
- Timoshenko, S. (1955). *Strength of Materials Part 1* (3. ed. b.), 165- 370.
- Toktaş, İ., Özkan, M., ve Çetindağ, H. (2017). Burkulma mukavemetine göre eşit miktarda filament kullanımı ile 3 boyutlu baskısı yapılacak ankastre kirişlerin kesit geometri biçimlerinin performansı. *Gazi University Journal of Science*, (5.4), 169-177.
- Ventsel, E., Krauthammer, T., and Carrera, E. (2002). *Thin plates and shells: theory, analysis, and applications*. Applied Mechanics Reviews, 294.
- Yang, L., Luo, Y., Qiu, T., Qiu, Y., and Zheng, H. (2020). An analytical solution to the buckling of cylindrical shells under arbitrarily distributed axial loads. *International*

Journal of Pressure Vessels and Piping, 187, 104169.

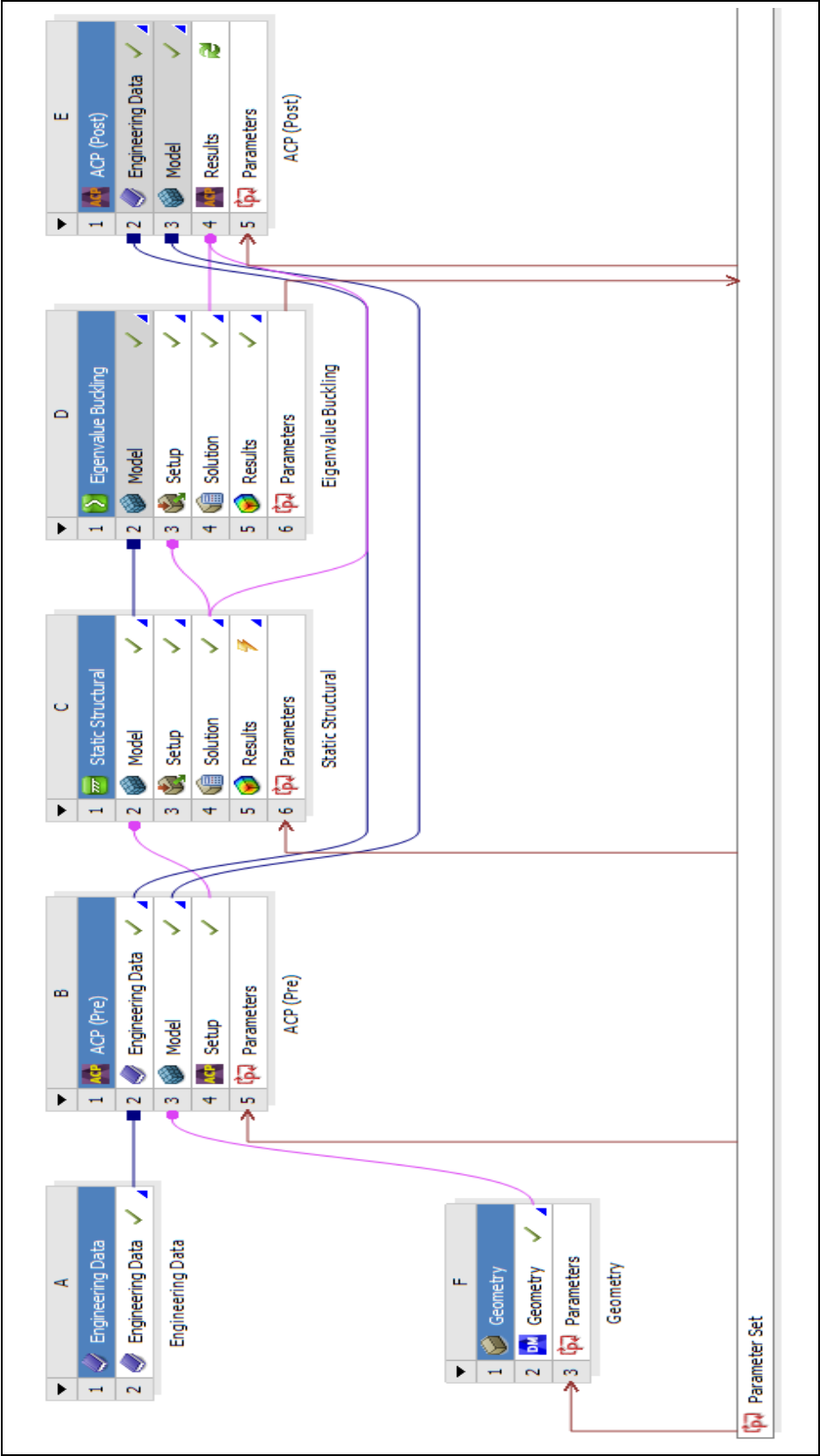
Yuru, S. U., Zhidong, G. U. A. N., Xin, W. A. N. G., Zengshan, L. I., Jun, G. U. O., and Huang, Y. (2019). Buckling and post-buckling behavior of titanium alloy stiffened panels under shear load. *Chinese Journal of Aeronautics*, 32(3), 619-626.

Zghal, S., and Dammak, F. (2021). Buckling responses of porous structural components with gradient power-based and sigmoid material variations under different types of compression loads. *Composite Structures*, 273, 114313.

Zhang, J., and Bisagni, C. (2021). Buckling-driven mechanisms for twisting control in adaptive composite wings. *Aerospace Science and Technology*, 118, 107006.

EKLER

EK-1. Ansys yazılımında oluşturulan öz değer burkulma analizi akış şeması





Gazili olmak ayrıcalıktır