

**T.C.
SÜLEYMAN DEMİREL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**KOMBİNE YÜKLER ETKİSİ ALTINDA HOMOJEN OLMAYAN
ORTOTROP MALZEMELERDEN OLUŞAN KAYMA DEFORMASYONLU
TABAKALI SİLİNDİRİK KABUKLARIN STABİLİTESİ**

Mehmet AVCAR

Danışman: Prof. Dr. Abdullah AVEY

**DOKTORA TEZİ
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISPARTA-2011**

TEZ ONAYI

Mehmet Avcar tarafından hazırlanan “Kombine Yükler Etkisi Altında Homojen Olmayan Ortotrop Malzemelerden Oluşan Kayma Deformasyonlu Tabakalı Silindirik Kabukların Stabilitesi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliğı ile Süleyman Demirel Üniversitesi İnşaat Mühendisliğı Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Abdullah AVEY

Süleyman Demirel Üniversitesi, İnşaat Mühendisliğı Anabilim Dalı

(İmza)



Jüri yeleri :

Prof. Dr. Mevlt Yaşar KALTAKCI

Selçuk Üniversitesi, İnşaat Mühendisliğı Anabilim Dalı

(İmza)



Doç. Dr. Mesut ÇİMEN

Süleyman Demirel Üniversitesi, İnşaat Mühendisliğı Anabilim Dalı

(İmza)



Doç. Dr. Hakan ERDEM

Niğde Üniversitesi, İnşaat Mühendisliğı Anabilim Dalı

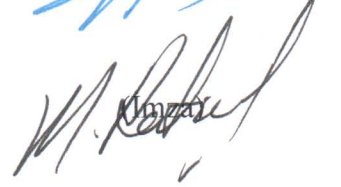
(İmza)



Yrd. Doç. Dr. Mustafa Reşit USAL

Süleyman Demirel Üniversitesi, Makina Eğitimi Anabilim Dalı

(İmza)



Doç. Dr. Mehmet Cengiz KAYACAN
Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaktan yapılan bildirilişlerin, izelge, şekil ve fotoğrafların kaynak gösterilmeden kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER.....	i
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
SİMGELER DİZİNİ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Tezin Önemi.....	2
1.2. Tezin Amacı.....	4
1.3. Genel Bilgiler.....	5
1.3.1. Sürekli Anizotrop Cismin Gerilme ve Deformasyon Durumu.....	5
1.3.2. Genelleştirilmiş Hooke Kuralı.....	7
1.3.3. Homojen ve Homojen Olmayan Kompozit Malzemeler.....	8
1.3.4. Enine Kayma Deformasyonu İçeren Tabakalı Kabuk Teorisi ve Varsayımları.....	9
1.3.5. Enine Kayma Deformasyon Fonksiyonlarının Matematiksel Modelleri.....	14
1.3.6. Tabaka Dizilişi Tipleri.....	16
2. KAYNAK ÖZETLERİ.....	19
2.1. Kayma Deformasyonlu Homojen Silindirik Kabukların Stabilite ve Titreşimi ile İlgili Makale Özetleri.....	19
2.2. Kayma Deformasyonlu Homojen Plakların Stabilite ve Titreşimi ile İlgili Makale Özetleri.....	32
2.3. Çok Tabakalı Homojen Silindirik Kabukların Stabilite ve Titreşimi ile İlgili Makale Özetleri.....	35
2.4. Homojen Olmayan Malzemelerden Oluşan Silindirik Kabukların Stabilite ve Titreşimi ile İlgili Makale Özetleri.....	48
2.5. Kombine Yüklere Maruz Kabukların Stabilitesi ile İlgili Makale Özetleri	56
2.6. Sunulan Tez Çalışması ile İlgili Literatürde Bulunan Kitaplardan Bazıları	67

3. MATERYAL ve YÖNTEM.....	72
3.1. Tabakaları Oluşturan ve Kalınlık Koordinatlarına Bağlı Olarak Değişen Ortotrop Malzeme Özelliklerinin Matematiksel Modelleri.....	72
3.2. Homojen Olmayan Ortotrop Malzemelerden Oluşan Kayma Deformasyonlu Tabakalı Silindirik Kabukların Temel Bağlılıkları.....	77
3.3. Enine Kayma Deformasyonları Dikkate Alındığında Homojen Olmayan Ortotrop Kompozit Tabakalı Silindirik Kabukların Stabilitate ve Deformasyon Uygunluk Denklemlerinin Çıkarılışı.....	85
3.4. Kenarları Basit Mesnetli, Enine Kayma Deformasyonları İçeren Homojen Olmayan Ortotrop Tabakalı Silindirik Kabukların Kombine Yükler Etkisi Altında Stabilitate Probleminin Çözümü.....	92
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	103
4.1. Karşılaştırmalar.....	103
4.2. Kombine Yükler Etkisi Altında Homojen Olmayan Ortotrop Malzemelerden Oluşan Kayma Deformasyonlu Tabakalı Silindirik Kabukların Stabilitate Analizleri.....	115
5. SONUÇ.....	158
6. KAYNAKLAR.....	162
EKLER.....	173
ÖZGEÇMİŞ.....	178

ÖZET

Doktora Tezi

Kombine Yükler Etkisi Altında Homojen Olmayan Ortotrop Malzemelerden Oluşan Kayma Deformasyonlu Tabakalı Silindirik Kabukların Stabilitesi

Mehmet AVCAR

**Süleyman Demirel Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı**

Danışman: Prof. Dr. Abdullah AVEY

Tez çalışmasında, kayma deformasyonlu kabuk teorisinin (KDKT) parabolik kayma deformasyonlu versiyonu kullanılarak, tabakalardaki ortotrop malzeme özellikleri kalınlık koordinatına sürekli bağlı olan tabakalı silindirik kabukların yanal dış basınç ve eksenel basınç yüklerinin kombine etkileri altında stabilite problemi incelenmektedir. İlk önce giriş ve konu ile ilgili olan genel bilgiler sunulmaktadır. İkinci bölümde tez konusuna ait olan ve kaynaklar kısmında yer alan önemli makale ve temel kitapların özetleri sunulmuştur. Üçüncü bölümde kompozit silindirik kabuğun tabakalarını oluşturan ve kalınlık doğrultusunda homojen olmayan ortotrop malzeme özelliklerinin analitik ve görsel modelleri oluşturulmuştur. Sonra enine kayma deformasyonları içeren homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan tabakalı silindirik kabuklar için temel bağıntı, stabilite ve deformasyon uygunluk denklemleri türetilmiştir. Daha sonra türetilen denklemler basit mesnetli sınır koşulları için çözülerek tabakalı, enine kayma deformasyonları içeren homojen olmayan ortotrop silindirik kabukların kritik eksenel basınç yükü, kritik yanal basınç yükü ve kritik kombine yükü (yanal dış basınç ve eksenel basınç yüklerinin kombine etkileri) için analitik ifadeler elde edilmiştir. Bu ifadelerden klasik kabuk teorisi (KKT) için uygun ifadeler özel olarak elde edilmiştir. Dördüncü bölümde enine kayma deformasyonu için somut fonksiyon seçilerek ve elde edilen ifadeler kullanılarak sayısal hesaplar yapılmış ve kritik eksenel basınç yükü, kritik yanal basınç yükü ve kritik kombine yüküne homojen olmama, kayma deformasyonları, Young modülleri oranı ve kabuk parametreleri değişiminin etkileri incelenmiştir. Tez çalışmasında KDKT ve KKT kullanılarak elde edilen kritik eksenel yük, kritik yanal basınç yükü ve kritik kombine yükü değerleri literatürdeki uygun çalışmalarla kıyaslanarak doğruluğu teyit edilmiştir. Sayısal hesaplar ve görsel örneklerde Maple 14, Excel ve Auto Cad bilgisayar programları kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Homojen Olmama, ortotrop malzeme, tabakalı silindirik kabuk, yükleme çeşitleri, kritik kombine yük

2011, 180 sayfa

ABSTRACT

Ph.D. Thesis

The Stability of Shear Deformable Laminated Cylindrical Shells Made of Non-homogeneous Orthotropic Materials Subjected to Combined Loads

Mehmet AVCAR

**Suleyman Demirel University
Graduate School of Applied and Natural Sciences
Department of Civil Engineering**

Supervisor: Prof. Dr. Abdullah AVEY

In present thesis, the stability problem of laminated cylindrical shells whose orthotropic material properties of the layers are depending on the thickness coordinate continuously, subjected to the combined effect of the lateral pressure and axial compressive load is investigated, by using the parabolic shear deformation version of shear deformable shell theory (SDST). Firstly, introduction and fundamental informations on the subject of the thesis are given. In the second part, abstracts of important papers and fundamental monographs which are directly related to the subject of thesis and cited in the references are presented. In the third part, analytical models and visual models of orthotropic materials which are non-homogeneous through the thickness direction and constituting the layers of composite cylindrical shells are obtained. Then, fundamental relations, stability and compatibility equations of laminated cylindrical shells made of non-homogeneous orthotropic materials containing the transverse shear deformations are derived. Later, analytical expressions of critical axial load, critical lateral pressure and critical combined load (combined effects of external lateral pressure and axial load) of non-homogeneous orthotropic laminated cylindrical shells containing transverse shear deformations are obtained by solving the derived equations for simply supported boundary conditions. The appropriate expressions for classical shell theory (CST) are obtained in the special case. Finally, calculations are done by selecting a concrete function for transverse shear deformations and by using the resulting expressions and effects of non-homogeneity, shear deformations; Young modulus ratio and variations of shell parameters on the critical loads are investigated. Comparisons are done for the values of the critical loads with available results in the open literature for the accuracy of the present study. Maple 14, Excel and Autocad computer programs are used in the numerical computations and illustrations.

Keywords: Non-homogeneity, orthotropic material, laminated cylindrical shell, loading types, critical combined load

2011, 180 pages

TEŞEKKÜR

Bu çalışma Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü İnşaat Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Doktora Tezi olarak gerçekleştirilmiştir. Tez çalışmasını sürdürdüğüm dönemde, bana daima destek olan, çalışma disiplini aşılayan, fedakârlıktan kaçınmayan, yapıcı öneri ve düzenlemeleriyle çalışmanın içerik ve sunumundaki zenginliğine büyük katkıda bulunan tez yöneticisi, saygıdeğer danışman hocam, Sayın **Prof. Dr. Abdullah AVEY**'e sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

1754-D-08 No'lu proje ile tez çalışmamı maddi olarak destekleyen Süleyman Demirel Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri Yönetim Birimi Başkanlığı'na teşekkürlerimi sunarım.

108M322 ve 110M695 No'lu TÜBİTAK projelerinde vermiş oldukları burs destekleri için TÜBİTAK'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, maddi ve manevi desteğini benden hiçbir zaman esirgemeyen aileme en içten duygularıyla teşekkür ederim.

Mehmet AVCAR
ISPARTA, 2011

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Kayma ve gerilme bileşenleri.....	6
Şekil 1.2. Genel tabaka dizilişine sahip çok tabakalı.....	16
Şekil 1.3. a) $(90/0)_{2s}$ ve b) $(0/90)_{2s}$ simetrik tabakalıları.....	17
Şekil 1.4. a) $(0_2/90_2)_s$ ve b) $(90_2/0_2)_s$ simetrik tabakalıları.....	17
Şekil 1.5. a) $(0/90)_{2AS}$ ve b) $(90/0)_{2AS}$ anti-simetrik tabakalıları.....	18
Şekil 1.6. a) $(0_2/90_2)_{AS}$ ve b) $(90_2/0_2)_{AS}$ anti-simetrik tabakalıları	18
Şekil 3.1. a) N-tabakalı silindirik kabuk ve geometrisi b) Kabuğun en kesiti.....	72
Şekil 3.2. Homojen olmama fonksiyonu $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$ olduğunda bir tabakada Young ve kayma modüllerinin değişiminin üç boyutlu şekilleri.....	75
Şekil 3.3. Homojen olmama fonksiyonu $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$ olduğunda bir tabakada Young ve kayma modüllerinin değişiminin üç boyutlu şekilleri.....	75
Şekil 3.4. Homojen olmama fonksiyonu $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^3$ olduğunda bir tabakada Young ve kayma modüllerinin değişiminin üç boyutlu şekilleri.....	76
Şekil 3.5. Kabuğun düzlem içi kuvvet bileşenleri.....	82
Şekil 3.6. Kabuğun moment bileşenleri.....	82
Şekil 3.7 a) Eksenel yük b) yanal yük c) kombine yük etkisi altında tabakalı silindirik kabuk.....	92
Şekil 4.1. Kayma deformasyonu fonksiyonunun değişik şekillerinin kalınlık koordinatına göre değişimleri.....	114
Şekil 4.2 a) H ve b) HO ortotrop simetrik çapraz tabakalı silindirik kabuklar için P_{1krkb}^{KDKT} değerlerinin L/R oranına göre değişimi $(R = 0.1905 \text{ m}; R/h_1 = 50; \mu^{(k+1)} = 1)$	132
Şekil 4.3. H ve HO a) (0) ve b) (90) tek tabakalı ortotrop kayma deformasyonlu silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin L/R oranına göre değişimi $(R = 0.1905 \text{ m}; R/h_1 = 50; \mu^{(k+1)} = 1)$	136

Şekil 4.4. a) H ve b) HO anti-simetrik çapraz tabakalı ortotrop kayma deformasyonlu silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin L/R oranına göre değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 50$; $\mu^{(k+1)} = 1$)	137
Şekil 4.5. a) H ve b) HO ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin R/h_1 oranına göre değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)	141
Şekil 4.6. H ve HO a) (0) b) (90) ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu tek tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin R/h_1 oranına göre değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)	145
Şekil 4.7. a) H ve b) HO ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu, anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin R/h_1 bağlı değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $L/R = 2$; $\mu_1^{(k+1)} = 1$)	146
Şekil 4.8. a) (0/90) _S ve b) (90/0) _S tabaka dizilişlerinde kayma deformasyonlu, simetrik tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin homojen olmama katsayısına göre değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 75$; $L/R = 5$)	149
Şekil 4.9. a) H ve b) HO ortotrop, kayma deformasyonlu değişik simetrik çapraz tabakalı silindirik kabuğun boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranına göre değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 50$; $\mu^{(k+1)} = 1$)	156
Şekil 4.10. a) H ve b) HO ortotrop, kayma deformasyonlu değişik simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranına bağlı değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 50$; $\mu^{(k+1)} = 1$)	157

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Dört tabakalı simetrik ve anti-simetrik silindirik kabuklarda Young modüllerinin değişimi.....	76
Çizelge 4.1. Homojen izotrop bir tabakalı silindirik kabuğun boyutsuz kritik yanal basınç yükü ($P_{kryan}^{KKT} / E_0 \times 10^7$) değerlerinin karşılaştırılması ($R/h_1=200$; $R=1.27$ m; $E_0=71.7055$ GPa; $\nu = 0.3$)..	104
Çizelge 4.2. Homojen izotrop silindirik kabukların eksenel basınç yükü altındaki (T_{kreks}^{KKT} / E_0) $\times 10^3$ burkulma yükü değerlerinin karşılaştırılması.....	105
Çizelge 4.3. İzotrop silindirik kabuğun kritik yanal yük değerlerinin karşılaştırmaları ($E_0 = 2 \times 10^{11}$ N/m ² ; $\nu = 0.3$).....	105
Çizelge 4.4. Tek tabakalı (0°) ve çapraz-kat üç tabakalı (0/90/0) silindirik kabukların boyutsuz pür yanal burkulma yükü değerlerinin karşılaştırmaları.....	106
Çizelge 4.5. (0/90) _s ve (90/0) _s simetrik dizilişli dört tabakalı silindirik kabuklar için kritik eksenel ve yanal basınç yüklerinin Arciniega et al., (2003) çalışması ile karşılaştırılması ($L/R=1$, $R=0.1905$ m).....	107
Çizelge 4.6. Tek tabakalı homojen izotrop silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük (P_{1krkb}^{KDKT}) değerlerinin karşılaştırılması ($R = 0.1905$ m, $R/h = 500$, $E_0 = 2.04 \times 10^{11}$ Pa, $\nu = 0.3$).....	109
Çizelge 4.7. Kayma deformasyonu dikkate alındığında simetrik tabakalı homojen ortotrop silindirik kabukların kritik yanal yük değerlerinin karşılaştırılması ($L/R = 5$, $R = 0.1905$ m).....	110
Çizelge 4.8. Altı ve sekiz simetrik tabakalı homojen ortotrop silindirik kabukların pür kritik yanal ve eksenel basınç yük değerlerinin karşılaştırılması ($L/R=1$; $R=7.5$ inc; $h_1= 0.0212$ inc; $E_{01}=21.7 \times 10^6$ psi; $E_{02}=1.44 \times 10^6$ psi; $G_{012}=0.65 \times 10^6$ psi; $\nu_{12} = 0.28$).....	111

Çizelge 4.9. Tek tabakalı ortotrop silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin karşılaştırmaları ($E_{01} = 206.844 \text{ GPa}$; $G_{012} = G_{013} = 0.6 \times E_{02}$; $G_{023} = 0.5 \times E_{02}$; $\nu_{12} = 0.25$; $R/h_1 = 20$) ...	112
Çizelge 4.10. Kayma deformasyon fonksiyonunun değişik şekilleri için homojen ortotrop malzemelerden oluşan simetrik çapraz tabakalı silindirik kabuğun boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin karşılaştırması ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 50$; $L/R = 2$)	113
Çizelge 4.11. KKT kullanılarak H ve HO ortotrop, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik yanal, eksenel ve kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının homojen olmama türlerine ve tabaka dizilişlerine bağlı dağılımı ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 25$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)	118
Çizelge 4.12. KDKT kullanılarak H ve HO ortotrop, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik yanal, eksenel ve kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının homojen olmama türleri ve tabaka dizilişlerine bağlı dağılımı ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 25$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)	121
Çizelge 4.13. KKT kullanılarak H ve HO ortotrop, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının homojen olmama türleri ve tabaka dizilişlerine bağlı dağılımı ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 25$; $L/R = 2$)	125
Çizelge 4.14. KDKT kullanılarak H ve HO ortotrop, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik yüklerinin homojen olmama türleri ve tabaka dizilişlerine bağlı dağılımı ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 25$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)	127
Çizelge 4.15. KDKT kullanılarak H ve HO ortotrop, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının L/R orana bağlı değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 50$; $\mu^{(k+1)} = 1$)	131

- Çizelge 4.16. KDKT kullanılarak H ve HO ortotrop, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yükleri onlara karşı gelen dalga sayılarının L/R oranına bağlı değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 50$; $\mu^{(k+1)} = 1$)135
- Çizelge 4.17. Kayma deformasyonu içeren, simetrik çapraz tabakalı, H ve HO ortotrop silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının R/h_1 oranına bağlı değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)140
- Çizelge 4.18. Kayma deformasyonu içeren, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı, H ve HO ortotrop silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayısı değerlerinin R/h_1 oranına bağlı değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$) ...144
- Çizelge 4.19. H ve HO ortotrop ve kayma deformasyonlu simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kombine yük değerlerinin ve onlara karşı gelen dalga sayılarının $\mu^{(k+1)}$ katsayısına bağlı değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 75$; $L/R = 5$)148
- Çizelge 4.20. H ve HO ortotrop, kayma deformasyonlu simetrik ve anti-simetrik tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin tabaka dizilişine bağlı dağılımı ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 75$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)152
- Çizelge 4.21. Kayma deformasyonlu, H ve HO ortotrop simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ ($k=3,5,7$) oranına bağlı dağılımı ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 50$; $L/R = 2$; $E_{01}^{(k+1)} = 206.844 \text{ GPa}$; $G_{012}^{(k+1)} = 0.6E_{02}^{(k+1)}$; $G_{013}^{(k+1)} = 0.6E_{02}^{(k+1)}$; $E_{023}^{(k+1)} = 0.5E_{02}^{(k+1)}$; $\nu_{12}^{(k+1)} = 0.25$; $\mu^{(k+1)} = 1$)155

SİMGELER DİZİNİ

$a_{ik} (i, k = 1, 2, \dots, 6)$	Anizotrop cismin elastik sabitleri veya deformasyon katsayıları
$\bar{a}_{ij}^{(k+1)}(\bar{z}), (i = 1, 2, 3; j = 1, 2, \dots, 8)$	Kalınlık koordinatına bağlı katsayılar
$a_{44}^{(k+1)}(\bar{z}), a_{55}^{(k+1)}(\bar{z})$	Kalınlık koordinatına bağlı katsayılar
$(a / b / c / d / e / \dots)$	Tabakaların oryantasyonu
B_1, B_2	Yanal ve eksenel basınç yükleri arasındaki oran katsayıları
$B_{ij}^{(k+1)}(\bar{z}), (i, j = 1, 2, \dots, 6)$	Tabakalardaki malzeme özelliğine bağlı nicelikler
$b_{ij}, c_{ij} (i = 1, 2, 3, j = 1, 2, \dots, 8)$	Tabakalı kabuğun malzeme özelliklerine bağlı katsayılar
$E_{01}^{(k+1)}, E_1^{(k+1)}$	(k+1)'ci tabakada sırasıyla, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemenin x doğrultusundaki Young modülleri
$E_{02}^{(k+1)}, E_2^{(k+1)}$	(k+1)'ci tabakada sırasıyla, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemenin y doğrultusundaki Young modülleri
E_0	Bir tabakalı homojen izotrop kabuğun Young modülü
E_{01}, E_{02}	Bir tabakalı homojen ortotrop kabuğun Young modülleri
e_{11}, e_{22}, e_{33}	Sırasıyla x, y, z doğrultularında uzama deformasyon bileşenleri
e_{12}, e_{23}, e_{31}	Sırasıyla xy, xz, yz düzlemlerinde kayma deformasyonları
$f(z)$	Kalınlık doğrultusunda tabakaların $\sigma_{13}^{(k+1)}$ ve $\sigma_{23}^{(k+1)}$ teğetsel gerilmelerini değişimini karakterize eden fonksiyon
$G_{012}^{(k+1)}, G_{12}^{(k+1)}(\bar{z})$	(k+1) 'ci tabakada sırasıyla, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemenin Oxy düzleminde kayma modülleri
$G_{013}^{(k+1)}, G_{13}^{(k+1)}(\bar{z})$	(k+1) 'ci tabakada, sırasıyla, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemenin Oxz düzleminde kayma modülleri

$G_{023}^{(k+1)}, G_{23}^{(k+1)}(\bar{z})$	(k+1) 'ci tabakada sırasıyla, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemenin Oyz düzleminde kayma modülleri
I_0	Kalınlık doğrultusunda tabakalarda teğetsel gerilmelerin değişimini karakterize eden fonksiyona bağlı katsayı
I_5, I_6	Kayma fonksiyonunu içeren katsayılar
KKT	Klasik kabuk teorisi
KDKT	Kayma deformasyonlu kabuk teorisi
k	$= 0, 1, 2, \dots, N - 1$
L	Tabakalı kabuğun uzunluğu
M_{11}, M_{22}	Sırasıyla x ve y eksenlerine göre eğilme momentleri
M_{12}	Burulma momenti
M	x, y, z koordinatlarına bağlı cismin bir noktası
m	Ana doğrultuda yarım dalga sayısı
N	Tabaka sayısı
n	Çevresel doğrultuda dalga sayısı
Oxyz	Koordinat sistemi
P_{yan}, P_{1yan}	Boyutlu ve boyutsuz yanal basınç yükleri
$P_{kryan}^{KDKT}, P_{lkryan}^{KDKT}$	KDKT için boyutlu ve boyutsuz kritik yanal dış basınç yükleri
P	Yanal basınç yükü
P_{lkrkb}^{KDKT}	KDKT kullanıldığında boyutsuz kritik kombine yük
$P_{kryan}^{KKT}, P_{lkryan}^{KKT}$	Klasik kabuk teoresinde kritik yanal yükler
Q_1, Q_2	Kesme kuvvetleri,
$Q_{ij}(i, j = 1, 2, 3, 4)$	Kabuk, malzeme özellikleri ve dalga sayılarına bağlı parametreler
R	Tabakalı kabuğun yarıçapı
T	Eksenel basınç yükü
T_{11}, T_{22}	Tabakalı kabuğun birim kesitinde x ve y doğrultularındaki normal kuvvet bileşenleri;
T_{12}	Burulma kuvveti

$T_{11}^0, T_{22}^0, T_{12}^0$	Başlangıç moment sıfır olduğunda zar kuvvetleri
T_{eks}, T_{leks}	Boyutlu ve boyutsuz eksenel basınç yükleri
$T_{kreks}^{KDKT}, T_{lkreks}^{KDKT}$	KDKT için boyutlu ve boyutsuz kritik eksenel basınç yükleri
$T_{kreks}^{KKT}, T_{lkreks}^{KKT}$	Klasik kabuk teorisinde kritik eksenel yükler
$u_1 = u_x, u_2 = u_y,$ $u_3 = u_z$	Cismin x,y,z doğrultularında yer değiştirmeler
$u(x, y) = u_1,$ $v(x, y) = u_2$	Tabakalı kabuk noktasının x ve y doğrultusunda yerdeğişmeleri
$w = u_3(x, y)$	Tabakalı kabuk noktasının normal yer değiştirmesi
x, y, z	Cismin koordinatları
$(././...)_S$	Simetrik tabaka dizilişibe sahip silindirik kabuk
$(././...)_{AS}$	Anti-simetrik tabaka dizilişine sahip silindirik kabuk
$\Gamma_{ij} (i = 4,$ $j = 1,2,3,4)$	3×3 boyutlu kare matrislerin determinantları
$\delta = 2h / N$	Bir tane tabakanın kalınlığı
ε_{33}	Cisim üzerindeki z eksenini doğrultusundaki deformasyon
$\varepsilon_{ij} (j = 1,2)$	Kabuğun her hangi noktasındaki deformasyon bileşenleri
η, ϑ	Dalga sayılarına ve kabuk ölçülerine bağlı parametreler
$\eta_1^{(k+1)}(\bar{z})$	Tabakalardaki Young ve kayma modüllerinin değişim fonksiyonları
λ, μ	Kabuk ölçülerine ve dalga sayılarına bağlı parametreler
$\Lambda_{ij}^{k1} (i = 1,2,3,$ $j = 1,2,...,8)$	Tabakalardaki malzeme özelliklerine bağlı katsayılar
$\mu^{(k+1)}$	Tabakalarda Young ve kayma modüllerinin değişim katsayıları
ν	Bir tabakalı homojen izotrop kabuğun Poisson oranı
ν_{12}, ν_{21}	Bir tabakalı homojen ortotrop kabuğun Poisson oranları

$$\begin{aligned} v_1^{(k+1)} &= v_{12}^{(k+1)}, \\ v_2^{(k+1)} &= v_{21}^{(k+1)} \end{aligned} \quad \text{Tabakalardaki ortotrop malzemenin sabit Poisson oranları}$$

$$\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33} \quad \text{Cismin normal gerilmeleri}$$

$$\begin{aligned} \sigma_{12} &= \sigma_{21}, \sigma_{13} \\ &= \sigma_{31}, \sigma_{23} = \sigma_{32} \end{aligned} \quad \text{Cismin teğet gerilmeleri}$$

$$\begin{aligned} \varphi^{(k+1)}, \psi^{(k+1)} \quad & \text{x ve y koordinatlarına bağlı bilinmeyen fonksiyonlar ve} \\ \varphi^{(k+1)} &= \varphi(x, y), \psi^{(k+1)} = \psi(x, y) \end{aligned}$$

$$\sigma_{ij}^{(k+1)} (i, j = 1, 2, 3) \quad \text{Kabuk tabakalarındaki gerilme bileşenleri}$$

$$\Phi \quad \text{Airy gerilme fonksiyonu}$$

$$\begin{aligned} \phi_{mn}, f_{mn}, \\ \varphi_{mn}, \psi_{mn} \end{aligned} \quad \text{Bilinmeyen genlikler}$$

1. GİRİŞ

Kabuklar mühendislik alanında, basınç tanklarında, denizaltı ve gemi gövdelerinde, uçak kanatları ve gövdelerinde, borularda, roketlerin dış yüzeylerinde, otomobil lastiklerinde, betonarme çatılarda, sıvı tanklarında ve diğer birçok yapıda geniş kullanım alanına sahip olan bir yapı elamanıdır. Son yıllarda, yüksek rijitlik mukavemeti ve hafiflik gibi özel karakteristiklere sahip olmalarından dolayı tabakalı silindirik kabuklar birçok mühendislik yapılarında yük taşıma elemanı olarak sıkça kullanılmaktadır. Tabakalı anizotrop kabuk teorilerinin çoğu orijinalinde ince kabuklar için geliştirilmiş ve deformasyona uğramamış orta yüzeye dik olan bir doğrunun deformasyondan sonrada orta yüzeye dik olacağını varsayan Kirchhoff-Love kinematik varsayımına dayanmaktadır (Bkz Dong et al., 1962; Cheng and Ho, 1963; Stavsky, 1963; Widera and Chung, 1970). Bununla birlikte, kompozit malzemeler genellikle enine kayma doğrultusunda büyük esneklik ve yüksek anizotropi sergiler. Sonuç olarak, klasik Love varsayımının dikkate alınmadığı düzenlenmiş yapısal modellere gereksinim duyulmaktadır. Yukarıda bahsedilen tüm çalışmalar, enine kayma deformasyonunu ihmal etmekte ve bu şekildeki teorilerin tabakalı anizotrop kompozit kabuklara uygulanması, kritik değerlerde %30 veya daha fazla hataya neden olabilmektedir.

Bu eksikliği gidermek için çaba gösteren bilim adamları, kalınlık doğrultusunda enine kayma deformasyonunu dikkate alarak silindirik kabuklar için değişik teoriler geliştirmiştir (Ambartsumyan, 1964; Gulati and Essenberg, 1967; Zukas and Vinson, 1971; Whitney and Sun, 1974; Reddy, 2004). Bu teoriler kullanılarak homojen malzemelerden oluşan kabukların değişik yükler etkisi altında stabilite ve titreşim problemleri incelenmiş ve incelenmektedir.

Günümüz teknolojisinde tabakalı kabuklarda homojen olmayan malzemeler yaygın şekilde kullanılmaktadır. Malzemenin homojen olmamasının dikkate alınması, kayma deformasyonlu kabuk teorisinin (KDKT) parabolik kayma deformasyonlu versiyonunda kullanılan bağıntı ve denklemleri daha komplike hale getirdiği için

homojen olmayan tabakalı silindirik kabukların söz konusu problemleri günümüzde çözülememiştir.

Bu çalışmada, kayma deformasyonlu kabuk teorisinin (KDKT) parabolik kayma deformasyonlu versiyonu kullanılarak, malzeme özellikleri kalınlık koordinatına sürekli bağlı olan tabakalı ortotrop silindirik kabukların yanal dış basınç ve eksenel basınç yüklerinin kombine etkileri altında stabilite problemi incelenecek ve hesapları yapılacaktır.

1.1. Tezin Önemi

Kompozit malzemelerden oluşan silindirik kabuklar, yapı elemanı olarak savunma, makine ve havacılık endüstrisinde her zaman popüler olduğundan tabakalı silindirik kabukların değişik yükler ve sınır koşulları altında burkulma problemleri hep gündemde olmuş ve olmaya devam edecektir. Kompozit malzemelerin geliştirilmesinin, çok tabakalı yapı elemanlarının yaygın olarak kullanılmasında önemli bir etkisi olmuştur. Çok tabakalı yapı elemanları teorisi klasik plak ve kabuk teorisinin genişletilmesi olarak kabul edilir (Ambartsumyan, 1964; Tong, 1994; Reddy, 2004).

Günümüzde ileri teknolojiye sahip ülkelerde özellikle de ABD ve Japonya’da yeni teknolojiler kullanılarak elde edilen değişik tür homojen olmayan malzemeler gerçek kullanım alanı bulduğu için yapı elemanlarının stabilite problemlerinde diğer faktörlerin yanı sıra malzemenin homojen olmamasının göz önüne alınması ve burkulma karakteristiklerine etkisinin incelenmesi zorunlu hale gelmiştir. Bilindiği gibi, üretim tekniği, radyasyon etkisi, termik ve yüzeysel cilalamalar vs. malzemenin homojenliğini bozan faktörlerdir. Bu durumda malzeme özellikleri noktadan noktaya sürekli olarak değişir ve nokta koordinatlarının sürekli fonksiyonu olur (Lomakin, 1976; Delale and Erdogan, 1983; Khoroshun et al., 1988; Sofiyev, 2002; Ding et al., 2003; Sofiyev and Schnack, 2003; Ieşan and Quintanilla, 2007; Sofiyev et al., 2008).

Homojen olmayan malzemeler, birçok mühendislik yapısında ve değişik uygulama alanlarında dayanıklılığı ve bütünlüğü en yüksek dereceye çıkarmakta ve yapı elemanlarının boyut ve ağırlıklarının küçülmesine neden olarak, malzemeden tasarruf ve ilave dayanım olanağı sağlamaktadır.

Kayma deformasyonlu kabuk teorisinin (KDKT) parabolik kayma deformasyonlu versiyonu, diğer bir deyişle enine kayma deformasyonlarının kalınlık doğrultusundaki parabolik dağılımına karşı gelen fonksiyonlar dikkate alındığında stabilite denklemleri ve çözümleri daha karmaşık hale gelmekte, fakat klasik kabuk teorisi (KKT) ile elde edilen burkulma yükü değerlerinden daha küçük değerler elde edilmektedir. Bu da kayma deformasyonlu kabuk teorisini, klasik kabuk teorisine kıyasla daha ilgi çekici hale getirmektedir (Ambartsumyan, 1964; Kaczkowski, 1968; Panc, 1975; Reissner, 1975; Levinson, 1980; Murthy, 1981; Reddy, 1984a; Tong, 1994; Touratier, 1991; Soldatos, 1992a; Tong, 1994; Soldatos and Messina, 2001; Karama et al., 2003; Reddy, 2004; Aydoğdu, 2009).

Uzay araçları, roket ve gemiler devamlı kombine basınç yükler etkisine maruz kaldığından tabakalı silindirik kabukların bu yükler etkisi altında stabilite problemlerinin çözümünü daha da önemli kılmaktadır (Shen, 1998a; Shen, 2001; Sofiyev, 2010).

Tabakalı silindirik kabuklar homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşturulduğunda ve kayma deformasyonları etkisi göz önüne alındığında kombine basınç yükleri altında stabilite probleminin çözümü daha da karmaşık hale gelmektedir. Bu nedenle, homojen olmayan tabakalı yapı elemanlarının kombine basınç yükleri etkisi altında stabilite karakteristiklerinin elde edilmesi ile ilgili kesin, doğru ve güvenilir bir analiz geliştirmek zorunlu hale gelmektedir.

1.2.Tezin Amacı

Tez çalışmasında, kayma deformasyonlu kabuk teorisinin (KDKT) parabolik kayma deformasyonlu versiyonu kullanılarak, malzeme özellikleri kalınlık koordinatına sürekli bağlı olan tabakalı ortotrop silindirik kabukların yanal dış basınç ve eksenel basınç yüklerinin kombine etkileri altında stabilite problemi incelenmiştir.

Önce sürekli anizotrop cismin gerilme ve deformasyon durumu, genelleştirilmiş Hooke kuralı, homojen ve homojen olmayan kompozit malzemeler, enine kayma deformasyonu içeren tabakalı kabuk teorisi ve varsayımları, enine kayma deformasyon fonksiyonlarının matematiksel modelleri ve tabaka dizilişi tipleri genel bilgi olarak sunulmuştur. Sonra tez konusu ile direkt ilgili olan ve kaynaklar kısmında yer alan önemli makale ve temel kitapların özetleri sunulmuştur. Daha sonra kompozit silindirik kabuğun tabakalarını oluşturan ve kalınlık doğrultusunda homojen olmayan ortotrop malzeme özelliklerinin analitik ve görsel modelleri oluşturulmuştur. Sonraki adımda enine kayma deformasyonları içeren homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan tabakalı silindirik kabuklar için temel bağıntı, stabilite ve deformasyon uygunluk denklemleri türetilmiştir. Bir sonraki aşamada türetilen denklemler basit mesnetli sınır koşulları için çözümlenerek tabakalı, enine kayma deformasyonları içeren homojen olmayan ortotrop silindirik kabukların kritik eksenel basınç yükü, kritik yanal basınç yükü ve kritik kombine yükü (yanal dış basınç ve eksenel basınç yüklerinin kombine etkileri) için analitik ifadeler elde edilmiştir. Bu ifadelerden klasik kabuk teorisi (KKT) için uygun ifadeler özel olarak elde edilmiştir. Son olarak enine kayma deformasyonu için somut fonksiyon seçilerek ve elde edilen ifadeler kullanılarak sayısal hesaplar yapılmış ve kritik eksenel basınç yükü, kritik yanal basınç yükü ve kritik kombine yüküne homojen olmama, kayma deformasyonları, Young modülleri oranı ve kabuk parametreleri değişiminin etkileri incelenmiştir. Tez çalışmasında KDKT ve KKT kullanılarak elde edilen kritik eksenel yük, kritik yanal basınç yükü ve kritik kombine yükü değerleri literatürdeki uygun çalışmalarla kıyaslanarak doğruluğu teyit edilmiştir. Sayısal hesaplarda ve görsel örneklerde Maple 14, Excel, Auto Cad bilgisayar programları kullanılmıştır.

1.3. Genel Bilgiler

1.3.1. Sürekli Anizotrop Cismin Gerilme ve Deformasyon Durumu

Bu kısımda, sonraki aşamalarda temel denklemlerin çıkarılması için kullanılacak olan bazı tanım ve bağıntılar kısa ve öz halde sunulmaktadır.

Oxyz koordinat sisteminde göz önüne alınan sürekli bir cisim dış yüklerin etkisi altında deformasyona uğramış olsun. Deformasyon anında, cismin x, y, z koordinatlarına sahip herhangi M noktası x, y, z koordinat doğrultularında yer değiştirmeler alacaktır. Bu yer değiştirmeler üç izdüşüm,

$$u_1 = u_x(x,y,z), u_2 = u_y(x,y,z), u_3 = u_z(x,y,z) \quad (1.3.1.1)$$

koordinatlarıyla gösterilebilmektedir. Bu parametreler ileride M noktasının yer değiştirmesi olarak adlandırılacaktır. Pozitif yer değiştirme olarak koordinat eksenlerinin pozitif yönündeki yer değiştirmeler kabul edilir (Ambartsumyan, 1964).

Cismin M noktasının komşuluğundaki deformasyon durumu altı deformasyon bileşeni ile karakterize edilmektedir. Bu bileşenlerden üçü e_{11}, e_{22}, e_{33} ile gösterilir ve sırasıyla x, y, z koordinatları doğrultusunda rölatif uzama deformasyonlarını, diğer üç bileşen e_{12}, e_{23}, e_{31} olarak gösterilir ve sırasıyla Oxy, Oyz, Ozx düzlemlerinde oluşan kayma deformasyonlarını tanımlamaktadır.

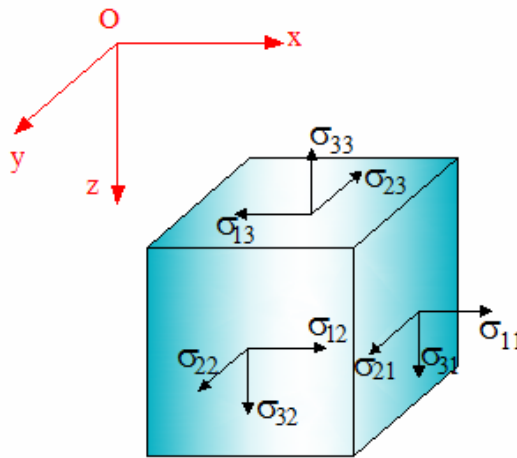
M noktasının u_1, u_2, u_3 yer değiştirmeleriyle e_{11}, e_{22}, e_{33} deformasyon bileşenleri arasındaki bağıntı aşağıdaki gibidir (Ambartsumyan 1964):

$$\begin{aligned}
e_{11} &= \frac{\partial u_1}{\partial x}, & e_{23} &= \frac{\partial u_2}{\partial z} + \frac{\partial u_3}{\partial y}, & e_{22} &= \frac{\partial u_2}{\partial y}, \\
e_{31} &= \frac{\partial u_3}{\partial x} + \frac{\partial u_1}{\partial z}, & e_{33} &= \frac{\partial u_3}{\partial z}, & e_{12} &= \frac{\partial u_1}{\partial y} + \frac{\partial u_2}{\partial x}
\end{aligned}
\tag{1.3.1.2}$$

Cismin herhangi bir M noktasındaki gerilme, dokuz gerilme bileşeni içermektedir, bunlardan üçü birbirine dik olup x, y, z doğrultularında etki etmekte ve normal gerilme olarak adlandırılmaktadır. Diğer altı bileşen birbirine diktir üç koordinat düzlemleri üzerinde bulunmakta olup teğet gerilmeler olarak adlandırılmaktadır. Teğet gerilmeler simetri özelliğine sahip olduğundan bağımsız deformasyonların sayısı altıdır.

$\sigma_{11}, \sigma_{22}, \sigma_{33}$ normal gerilmeler olup, indisler normal gerilmenin ait olduğu yüzeyin dış normali doğrultusunu belirtmektedir. $\sigma_{12} = \sigma_{21}$, $\sigma_{13} = \sigma_{31}$, $\sigma_{23} = \sigma_{32}$ teğet gerilmeler olup, ilk indisler verilmiş teğet gerilmelerin etki doğrultusunu, ikinci indisler ise gerilmenin etkili olduğu yüzeyin dış normali doğrultusunu tanımlar.

Pozitif dış normalli alana uygulanan tüm gerilmeler, söz konusu dış normaller doğrultusunda etkiğinde, normal veya teğet olduğu fark etmeksizin pozitif kabul edilmektedir (Şekil 1.1.).



Şekil 1.1. Kayma ve gerilme bileşenleri

1.3.2. Genelleştirilmiş Hooke Kuralı

Homojen anizotrop elastik cismin genelleştirilmiş Hooke Kuralı, Oxyz koordinat sisteminde aşağıdaki denklemlerle ifade edilmektedir (Ambartsumyan, 1964):

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{33} \\ \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} \\ a_{12} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} \\ a_{13} & a_{23} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} \\ a_{14} & a_{24} & a_{34} & a_{44} & a_{45} & a_{46} \\ a_{15} & a_{25} & a_{35} & a_{45} & a_{55} & a_{56} \\ a_{16} & a_{26} & a_{36} & a_{46} & a_{56} & a_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{33} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} \quad (1.3.2.1)$$

Burada, a_{ik} ($i, k = 1, 2, \dots, 6$), elastik sabitler veya deformasyon katsayıları olup $a_{ik} = a_{ki}$ olduğunda serbest elastik sabitlerin sayısı 21'e eşit olmaktadır.

Anizotrop cismin iç malzeme yapısında herhangi bir simetri varsa onun elastik özelliklerinde belirli elastik simetriye rastlanmaktadır, yani oluşan simetrik doğrultulara bağlı olarak cismin elastik özellikleri aynı olur. Anizotrop cisim elastik simetriye sahipse genelleştirilmiş Hooke kuralı basitleşmektedir. Örneğin; cismin her bir noktasından geçen düzleme göre herhangi iki simetrik doğrultunun elastik özellikleri eşit olsun, yani elastik simetri düzlemi söz konusu olsun. Elastik simetri düzlemi, cismin her bir noktasında Oxy koordinat düzlemine paralel olduğunda, genelleştirilmiş Hooke kuralı aşağıdaki gibi yazılır:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{23} \\ \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & 0 & 0 & a_{16} \\ a_{12} & a_{22} & a_{23} & 0 & 0 & a_{26} \\ 0 & 0 & 0 & a_{44} & a_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & a_{45} & a_{55} & 0 \\ a_{16} & a_{26} & a_{36} & 0 & 0 & a_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_{11} \\ \sigma_{22} \\ \sigma_{23} \\ \sigma_{13} \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} \quad (1.3.2.2)$$

Bu durumda a_{ik} bağımsız elastik sabitlerin sayısı 13'e düşer.

1.3.3. Homojen ve Homojen Olmayan Kompozit Malzemeler

İstenen amaç için tek başlarına uygun olmayan farklı iki veya daha fazla malzemeyi istenen özellikleri sağlayacak şekilde belirli şartlar ve oranlarda fiziksel olarak, makro yapıda bir araya getirilerek elde edilen malzemeye kompozit malzeme denir. Kompozit malzemeler geleneksel malzemelerden daha iyi mühendislik özelliklerine sahip yapı malzemeleridir. Kompozit malzeme oluşturulmasıyla rijitlik, dayanım, ağırlık azalması, korozyon direnci, ısı özellikler, yorulma süresi, aşınma dayanımı gibi özelliklerde değişim meydana gelir. Çoğu el yapımı olan kompozit malzemeler iki maddeden, fiber adı verilen güçlendirme malzemesi ve matris malzeme olarak tanımlanan esas malzemeden meydana gelmişlerdir.

Kompozit malzemeler çoğunlukla 3 değişik biçimde oluşturulurlar (Jones, 1975; Reddy, 2004):

- 1) Fiber Kompozitler: Matris malzeme içindeki başka bir fiber malzemeden oluşurlar.
- 2) Tanecikli Kompozitler: Matris malzeme içindeki başka bir büyük boyutlu malzemeden oluşurlar.
- 3) Tabakalı Kompozitler: Farklı malzemelerden yapılmış tabakalardan oluşurlar. Diğer iki tip kompozit malzemeleri de kapsarlar.

Bu çalışma, tabakalı silindirik kabukların stabilitesinin incelenmesini hedeflediği için 3. tip kompozit malzeme kullanılacaktır.

Kompozit malzemeler, mikroskobik açıdan bakıldığında doğal olarak heterojendirler. Çıplak gözle bakıldığında kompozit malzemeler homojen olarak görülür. Oysaki malzeme ve yapı bileşenleri, genellikle dizayndan veya malzemelerin temelini oluşturan fiziksel kompozisyonlar ve pürüzlerden dolayı homojen değildir. Bunların yanı sıra reel cisimlerin mekanik özelliklerinin homojen olmaması değişik

nedenlerden dolayı da ortaya çıkabilir ve değişik karakterli olabilir. Bu nedenle bu çalışmada hangi çeşit homojen olmamanın kullanılacağı önceden kesinleştirilmelidir. Her şeyden önce açıktır ki malzemelerin büyük çoğunluğu küçük oranda homojen olmayandır. Sürekli ortamlar teorisinde bu mikro homojen olmamanın etkisinin hesaba katılması için başarılı çalışmalar yapılmış ve yapılmaktadır. Sunulan tezin hedefinde mikro homojen olmama değil, makro homojen olmama durmakta yani cismin değişik noktalarındaki değişik özellikleri sürekli ortamlar mekaniği anlamında anlaşılmaktadır. Bunların yanı sıra mühendislik alanında kullanılan malzemelerin çoğu değişik nedenlerden dolayı mekanik özelliklerinin koordinatlara bağlı olarak rastgele ve yeteri kadar büyük dağılım gösterdiği izlenilmektedir. Örneğin; üretim tekniği, radyasyon etkisi vs. Bu olay son yıllarda oluşan istatistik güvenilirlik biliminin hedefi haline gelmiş ve mekanik özellikler koordinatların rastgele fonksiyonu olarak kabul edilmektedir. Bu çalışmada ise homojen olmamanın koordinatlara göre rastgele değil belirli bir kurala bağlı olarak değiştiği varsayılacaktır. Dolayısıyla homojen olmamanın kalınlık koordinatına bağlı olarak sürekli değişimi dikkate alınacaktır (Lomakin, 1976; Khoroshun et al., 1988; Mecitoğlu, 1996; Sofiyev, 2002; Shen and Noda, 2007; Lal 2007; Sofiyev et al., 2009a).

Literatürde homojen olmayan malzemelerin davranışlarını sunan çok az sayıda model bulunmaktadır. Bu modellerin çoğu da izotrop cisimler için yapılmıştır. Bu çalışmada sürekli homojen olmayan ortotrop malzeme ve homojen olmamanın kuvvet fonksiyonu şeklinde değişim modeli kullanılacaktır.

1.3.4. Enine Kayma Deformasyonu İçeren Tabakalı Kabuk Teorisi ve Varsayımları

Orta yüzeyi, tek veya çift eğriliğe sahip olan yüzeysel taşıyıcı sistemlere kabuk denir. Bu yapı elemanları yükleri, kalınlıkları doğrultusunda yayılan ve ortalama yüzeye paralel etkiyen iç kuvvetlerle (boyuna kuvvetler) taşır. Amaca uygun olarak şekillendirilmiş bir kabukta ortalama yüzeye dik olan her eğilme, bu yüzeyin düzlem

şekil değişimi ile ilgilidir. Kabukların hesabı düzlemsel taşıyıcı sistemlere göre daha karmaşıktır. Kabuk teorisi alanında yapılan yeni çalışmaların hedefi, çıkış denklemlerini, en genel olarak herhangi bir koordinat sistemi ve keyfi kabuk şekli için geçerli olacak şekilde ifade edebilmektir.

Bu çalışmada sadece ince tabakalı kabuklar göz önüne alınacaktır. İki ve daha fazla tabakadan oluşan kabuklara çok tabakalı kabuklar denir. Tabakalı kabuklar değişik şekilde sınıflandırılmaktadır;

- a) Tabakaları oluşturan malzemelerin çeşidine göre, izotrop, ortotrop ve anizotrop
- b) Kabuk kalınlığının eğrilik yarıçapı oranına göre, kalın veya ince
- c) Tabakaların kalınlığının sabit veya değişken olmasına göre, sabit veya değişken kalınlıklı
- d) Uzunluklarına göre, kısa, orta veya uzun
- e) Tabaka dizilişine göre, simetrik, çapraz, açılı, simetrik olmayan vs. dizilişli
- f) Geometrik şekillerine göre, silindirik, konik, küresel, torodoiyal vs. kabuklar olarak sınıflandırılmaktadır.

Bu çalışmada anizotrop, ortotrop veya sadece ortotrop olarak adlandırılan kompozit malzemeden oluşan sabit kalınlıklı simetrik ve anti-simetrik çapraz dizilişli tabakalara sahip silindirik kabuklar ele alınacaktır.

Klasik elastisite teorisinde malzemeler bileşimlerine bakılmaksızın, genelde homojen ve izotrop olarak kabul edilmişlerdir. Bunun nedeni, bu kabulün hesapları oldukça kolaylaştırmasıdır. Fakat günümüzde, bu basitleştirici kabullerin sıklıkla yetersiz kaldığı ve hatta yanlış sonuçlar verdiği görülmektedir. Bu nedenle, malzeme anizotropisinin yani malzemede çeşitli doğrultularda elastik özelliklerdeki farklılıkların dikkate alınması gereği ortaya çıkmıştır. Anizotropik bir cisimde gerilme ve deformasyonların belirlenebilmesi için anizotropik elastisite teorisi kullanılmalıdır. Bilindiği gibi, izotrop bir cisimde malzeme sabitlerinin sayısı Young Modülü (E) ve Poisson oranı (ν) olmak üzere iki tanedir. Anizotrop bir cisimde ise

bağımsız elastik sabitlerin sayısı artmaktadır. Bu nedenle, böyle cisimlerde gerilme ve deformasyonların belirlenmesi ile ilgili problemlerin çözümü için, elastisite teorisinin temel denklemlerinde birbirinden bağımsız bu elastik sabitlerin dikkate alınması gereklidir. Anizotropi, doğal, yapısal ve deformasyon olarak birbirinden ayrılır. Doğal anizotrop malzemelere örnek olarak ahşap, kristaller, vs. olarak verilebilir. Yapısal anizotropiye sahip malzemeler anizotrop olarak üretilirler. Bu malzemelere örnek olarak, donatılı beton, sunta, vs., aynı zamanda polimer malzemeler, metaller, grafit, asbest vs. polimer güçlendiricilerin yardımı ile açık anizotropi özelliklerine sahip olan malzemeler grubunu oluşturmaktadır. Nihayetinde, ilk önce izotrop olan malzeme deformasyona maruz kaldıktan sonra plastik deformasyon bölgesine geçerek içyapıdaki dislokasyon dağılımından dolayı, anizotrop olabilir. Öyle ki, basınç etkisi altında malzemelerin imalatı esnasında yapısal elemanların belirli doğrultuları oluşur, bunun sonucu olarak da, örneğin çelikte, tabakaların özellikleri uzunluk ve enine doğrultularda farklı olur. Bu oluşum deformasyon anizotropisi olarak adlandırılmaktadır (Lekhnitskii, 1963; Reddy 2004).

Anizotrop cismin iç malzeme yapısında herhangi bir sistem simetrisi varsa onun elastik özelliklerinde belirli elastik simetriye rastlanmaktadır, yani cisimde simetrik yönelmeler mevcuttur ki bu yönelmelere göre cismin elastik özellikleri aynı olmaktadır. Her noktasında karşılıklı üç dik elastik simetri düzlemi bulunduran cisim ortotrop anizotrop veya ortotrop cisim olarak adlandırılmaktadır. Bu tip malzemeler temel matrislerinde 9 tane bağımsız değişkene, yani elastik sabitlere sahiptir.

Kabuğun tüm tabaka kümesindeki ortotropi eksenleri koordinat çizgilerine paralel olacaktır. Kabuğu oluşturan katmanlardaki malzemeler elastik deformasyona uğrar, çökme küçük olur ve deformasyon süresinde katmanlar birbirinden kopmaz, katmanların sertlikleri birbirinden farklı olabilir. Yer değiştirmeler ve deformasyonlar tüm kabuk kalınlığına ait olacaktır.

Çok tabakalı kabuklar ince tabakalardan oluşturulduğu için onların yapısal denklemlerini formüle ederken bazı varsayımlar yapılır:

- İnce tabaka sürekli (delik veya boşluk bulundurmaz)
- İnce tabaka doğrusal elastik malzemenin davranışını sergiler (lineer olma özelliği)

Birinci kabul, ince tabakanın mikro-mekanik davranışına dayanır. Eğer fiber-matris malzemesi yapışma kaybına ve fiber kopmasına maruz kalırsa mikro-mekanik yaklaşımlar göz önüne alınmalıdır. Mikro-mekanik yaklaşım, malzemenin sürekli malzeme gibi davranışını, elemanlar ve elemanlar arasındaki olası etkileşimin mekanik davranışını açıklamaya yardımcı olur.

İkinci kabul, genelleştirilmiş Hooke yasalarının geçerli olduğunu gösterir. Şu bilinmelidir ki; her iki varsayım da, kabuğun elastik olmayan davranışı için, mikro-mekanik temel modeller için yeterli ise göz önüne alınmayabilir.

Bu çalışmada sunulan ince kalınlıklı tabakalı kabuk teorisinin temelini aşağıdaki varsayımlar oluşturmaktadır (Ambartsumyan, 1964; 1967; Ogibalov and Koltunov, 1969; Reddy, 2004):

- a) Kabuğun tüm kalınlığını oluşturan tabakaların toplam kalınlığı $\delta = 2h$, kabuğun diğer boyutlarına göre küçük olduğu varsayılmaktadır.
- b) Normal yer değiştirme (sehim veya çökme de denilebilir) w tüm kabuk kalınlığı için aynı olup, kabuk kalınlığına kıyasla küçük olduğu varsayılmaktadır.
- c) Her bir kabuk tabakasında orta düzleme dik olan w normal yer değiştirmesi z kalınlık koordinatından bağımsızdır.
- d) Tabakalardaki $\sigma_{13}^{(k+1)}$ ve $\sigma_{23}^{(k+1)}$ teğet gerilmeler ve onlara karşı gelen ε_{13} ve ε_{23} deformasyonları kabuğun tüm kalınlığı doğrultusunda belirli kurallara göre değişmektedirler.
- e) Yer değiştirmeler ve deformasyonların bulunmasında, diğer gerilmelerden çok küçük olduğu için $\sigma_{33}^{(k+1)}$ normal gerilmesi dikkate alınmamaktadır.

Burada $\sigma_{13}^{(k+1)}$ ve $\sigma_{23}^{(k+1)}$ tabakalardaki teğet gerilmeler, $\sigma_{33}^{(k+1)}$ tabakalardaki normal gerilme, $k = 0, 1, 2, \dots, N-1$ tabaka sayısı, ε_{13} ve ε_{23} sırasıyla xz ve yz yüzeylerinde kayma deformasyonlarıdır.

Üçüncü varsayım klasik teorelin uygun varsayımıyla çakışmakta, dördüncü varsayım ise yeni olup, enine kaymaların göz önüne alınmasına olanak sağlamaktadır.

c ve d şıklarında sunulan varsayımlardan aşağıdaki bağıntılar elde edilmektedir:

$$\varepsilon_{33} = \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (1.3.4.1)$$

$$\begin{Bmatrix} \sigma_{13}^{(k+1)} \\ \sigma_{23}^{(k+1)} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f(z)\varphi^{(k+1)}(x, y) \\ f(z)\psi^{(k+1)}(x, y) \end{Bmatrix} \quad (1.3.4.2)$$

Burada, ε_{33} , z eksenı doğrultusundaki deformasyon, $\varphi^{(k+1)}(x, y)$ ve $\psi^{(k+1)}(x, y)$ fonksiyonları her tabaka için aynı olup x ve y koordinatlarına bağılı bilinmeyen fonksiyonlar olduğundan, sonraki aşamalarda $\varphi^{(k+1)}(x, y) = \varphi(x, y)$ ve $\psi^{(k+1)}(x, y) = \psi(x, y)$ olarak dikkate alınacaktır.

$f(z)$ kabuk kalınlığı doğrultusunda tabakaların $\sigma_{13}^{(k+1)}$ ve $\sigma_{23}^{(k+1)}$, $k = 0, 1, 2, \dots, N-1$ teğet gerilmelerin değışim kuralını karakterize eden fonksiyon olup aşağıdaki bağıntıları sağlar (Ambartsumyan, 1964; Reddy, 2004):

$$f(h) = 0; \quad z = h \text{ ise} \quad (1.3.4.3)$$

$$f(-h) = 0; \quad z = -h \text{ ise}$$

Dolayısıyla, kabukların klasik teorisinde olduğu gibi tabakalı kabuğun normal elemanınım tüm noktalarının w yer değıştirmesi (referans yüzeye normal kabuk

elemanları) referans yüzeyin uygun noktasının w normal yer değiştirmesine eşit olmaktadır.

1.3.5. Enine Kayma Deformasyon Fonksiyonlarının Matematiksel Modelleri

Çok tabakalı anizotrop kabuk teorisinde önemli faktörlerden biri de enine kayma deformasyon fonksiyonunun modellenmesidir. Literatürde $f(z)$ enine kayma deformasyon fonksiyonunun değişik modelleri bulunmaktadır. Günümüzde bu modellerin en uygun şeklinin bulunması için bilim insanları tarafından arayışlar sürdürülmektedir. Enine kayma deformasyon fonksiyonunun ilk olarak matematiksel modeli Ambartsumyan (1964) tarafından verilmiştir. Bu çalışmada, bir tabakalı kalın ve özellikle de ince plakların eğilmesi durumunda $\sigma_{13}^{(I)}$ ve $\sigma_{23}^{(I)}$ teğet gerilmelerinin kalınlık doğrultusundaki parabolik dağılım kuralına göre değiştiğini göstermiş ve enine kayma deformasyon fonksiyonunun matematiksel modelini aşağıdaki gibi ifade etmiştir:

$$f(z) = 0.5(0.25h^2 - z^2) \quad (1.3.5.1)$$

Bu çalışmadan sonra açık literatürde enine kayma deformasyon fonksiyonunun değişik modelleri ortaya konulmuştur. Örneğin, Kaczkowski modeli, Levinson modeli, Touratier modeli, Soldatos modeli, Soldatos ve Messina modeli, Karama modeli, Aydoğdu modeli v.s. Bu modellerle ilgili aşağıda bilgiler sunulmaktadır.

Kayma deformasyonlarının kalınlık doğrultusundaki dağılımına karşı gelen enine kayma deformasyon fonksiyonunun Kaczkowski modeli aşağıdaki gibidir (Kaczkowski, 1968; Panc, 1975; Reissner, 1975):

$$f(z) = \frac{5z}{4} \left(1 - \frac{4z^2}{3h^2} \right) \text{ veya } f(z) = \frac{5}{4} \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right) \quad (1.3.5.2)$$

Kayma deformasyonlarının kalınlık doğrultusundaki dağılımına karşı gelen enine kayma deformasyon fonksiyonunun Levinson modeli aşağıdaki gibidir (Levinson,1980; Murthy,1981; Reddy, 1984; Tong, 1994):

$$f(z) = z \left(1 - \frac{4z^2}{3h^2} \right) \text{ veya } f(z) = 1 - \frac{4z^2}{h^2} \quad (1.3.5.3)$$

Kayma deformasyonlarının kalınlık doğrultusundaki dağılımına karşı gelen enine kayma deformasyon fonksiyonunun Touratier modeli aşağıdaki gibidir (Touratier, 1991):

$$f(z) = \frac{h}{\pi} \sin \left(\frac{\pi z}{h} \right) \quad (1.3.5.4)$$

Kayma deformasyonlarının kalınlık doğrultusundaki dağılımına karşı gelen enine kayma deformasyon fonksiyonunun Soldatos modeli aşağıdaki gibidir (Soldatos, 1992a):

$$f(z) = h \sinh \left(\frac{z}{h} \right) - z \sinh \left(\frac{1}{2} \right) \quad (1.3.5.5)$$

Kayma deformasyonlarının kalınlık doğrultusundaki dağılımına karşı gelen enine kayma deformasyon fonksiyonunun Soldatos ve Messina modeli aşağıdaki gibidir (Soldatos ve Messina, 2001):

$$f(z) = h^2 - 4z^2 \quad (1.3.5.6)$$

Kayma deformasyonlarının kalınlık doğrultusundaki dağılımına karşı gelen enine kayma deformasyon fonksiyonunun Karama modeli aşağıdaki gibidir (Karama et al., 2003):

$$f(z) = ze^{-2(z/h)^2} \quad (1.3.5.7)$$

Kayma deformasyonlarının kalınlık doğrultusundaki dağılımına karşı gelen enine kayma deformasyon fonksiyonunun Aydoğdu modeli aşağıdaki gibidir (Aydoğdu, 2009):

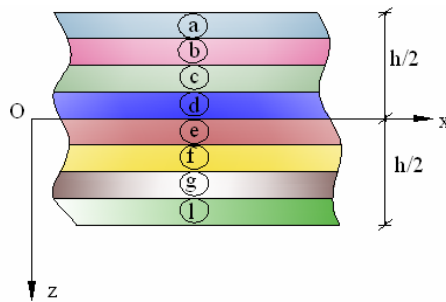
$$f(z) = z\alpha^{\frac{-2(z/h)^2}{\ln \alpha}} \quad \alpha > 0 \quad (1.3.5.8)$$

İlgili çalışmada $\alpha = 3$ elde edilmiştir.

Bazı çalışmalarda kayma deformasyonlarının kritik parametrelere etkisini göstermek için enine kayma düzeltme faktörleri kullanılmaktadır. Ancak, kayma deformasyonlarının kritik parametrelere gerçek etkisi kayma düzeltme faktörlerinin kullanımı ile kesin olarak ifade edilemeyebilir. Gerçek etki kayma deformasyonlu kabuk teorisinin parabolik kayma deformasyonlu versiyonu kullanılarak görülebilir.

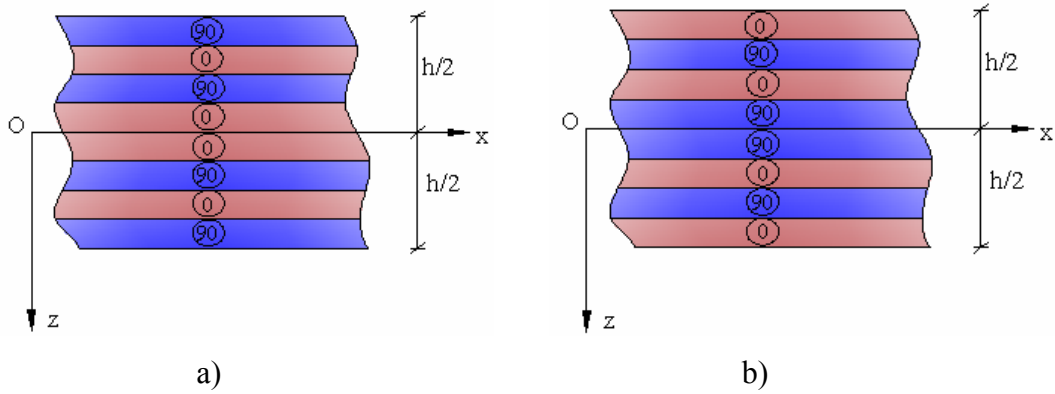
1.3.6. Tabaka Dizilişi Tipleri

Tabaka rijitliklerini ele almadan önce, özel tabakalanma şemalarında kullanılacak olan terminoloji ve notasyonları tanıtmakta fayda vardır. Tabaka dizilişi (a/b/c/d/e/...) şeklinde gösterilebilir, burada a birinci tabakanın oryantasyonu, b ikinci tabakanın oryantasyonu, vs. şeklinde tanımlanmıştır (Bakınız Şekil 1.2.). Tabakalar z eksenin pozitif yönünde sayılır. Aksi belirtilmedikçe, notasyonlar tabakaların aynı malzemeden yapıldığını ve eşit kalınlığa sahip olduğunu göstermektedir.

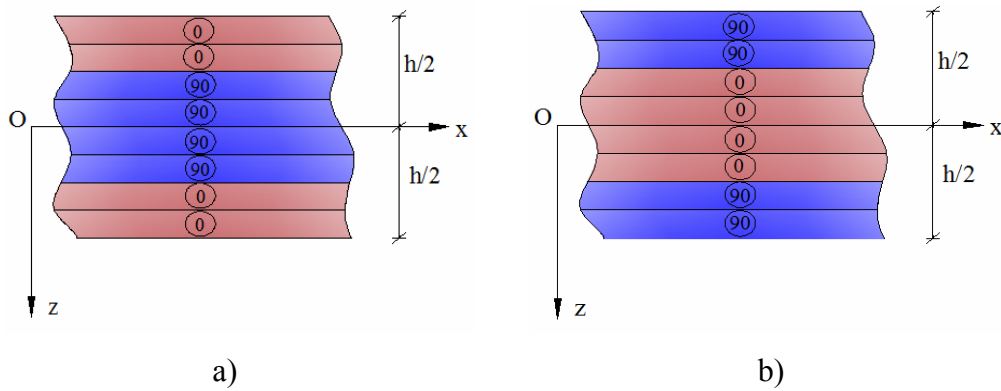


Şekil 1.2. Genel tabaka dizilişine sahip çok tabakalı

Kat tabaka dizilişı, malzeme ve geometri (örneğin, kat kalınlığı), tabakalının orta düzlemine simetrik olduğunda, simetrik tabakalı olarak adlandırılır. Simetrik tabakalıların üst yarısı, alt yarısının yansımasıdır (Bakınız Reddy, 2004). Herbir tabakasında aynı malzemeye ve kalınlığa sahip $(90/0/90/0/0/90/0/90)$ ve $(0/90/0/90/90/0/90/0)$ tabakalıları, simetrik tabakalıya örnektir. Simetrik tabakalıları ayrıca sadece üst yarılarının tabakalanma şemalarının gösterimiyle belirtilebilir. $(90/0/90/0/0/90/0/90)$ simetrik tabakalı, $(90/0)_{2s}$ şeklinde, $(0/90/0/90/90/0/90/0)$ simetrik tabakalı $(0/90)_{2s}$ şeklinde, $(0/0/90/90/90/0/0/0)$ simetrik tabakalı, $(0_2/90_2)_s$ ve $(90/90/0/0/0/0/90/90)$ simetrik tabakalı, $(90_2/0_2)_s$ gösterilebilir (Şekil 1.3 ve Şekil 1.4.).

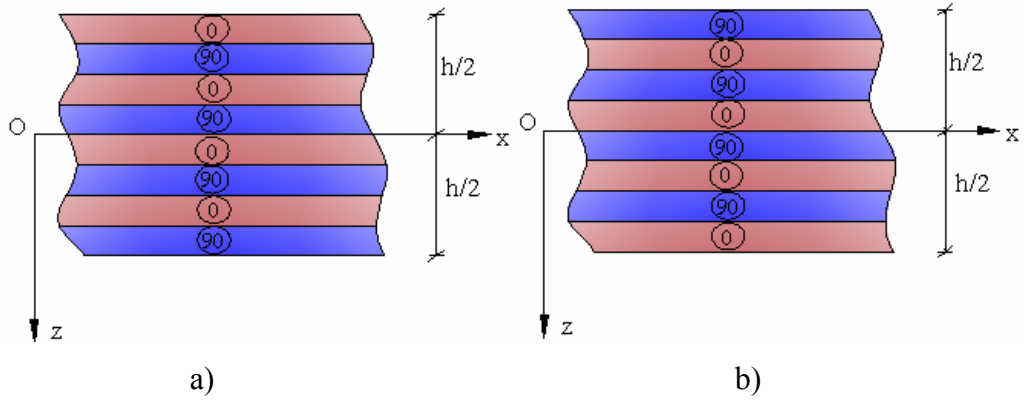


Şekil 1.3. a) $(90/0)_{2s}$ ve b) $(0/90)_{2s}$ simetrik tabakalıları

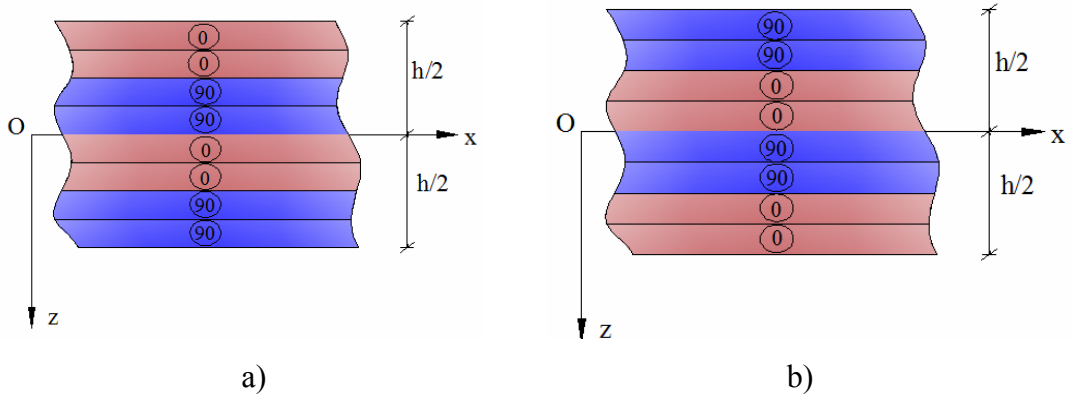


Şekil 1.4. a) $(0_2/90_2)_s$ ve b) $(90_2/0_2)_s$ simetrik tabakalıları

Anti-simetrik tabakalı, malzeme ve kalınlıkları orta düzleme simetrik olan fakat tabakalanma şeması orta düzleme simetrik olmayan tabakalıdır. Anti-simetrik çapraz-kat tabakalıya örnek olarak sırasıyla $(0/90/0/90/0/90/0/90)_8 \equiv (0/90)_{2AS}$, $(90/0/90/0/90/0/90/0)_8 \equiv (90/0)_{2AS}$, $(0/0/90/90/0/0/90/90)_8 \equiv (0_2/90_2)_{AS}$ ve $(90/90/0/0/90/90/0/0)_8 \equiv (90_2/0_2)_{AS}$ verilebilir (Şekil 1.5 ve Şekil 1.6).



Şekil 1.5. a) $(0/90)_{2AS}$ ve b) $(90/0)_{2AS}$ anti-simetrik tabakalıları



Şekil 1.6. a) $(0_2/90_2)_{AS}$ ve b) $(90_2/0_2)_{AS}$ anti-simetrik tabakalıları

2. KAYNAK ÖZETLERİ

2.1. Kayma Deformasyonlu Homojen Silindirik Kabukların Stabilité ve Titreşimi ile İlgili Makale Özetleri

Bu makalede, eksenel simetrik silindirik kabuklara anizotropinin etkileri ele alınmıştır. Silindirik kabuğun kalınlığı doğrultusundaki termal genleşmelerin yanı sıra enine kayma deformasyonlarının ve enine izotropinin etkileri detaylı şekilde incelenmiştir (Gulati and Essenberg, 1967).

Bu çalışmada, keyfi asimetrik mekanik ve termal yüklere maruz tabakalı silindirik kabuklardaki gerilmelerin analizi için bir teori geliştirilmiştir. Bu teori, özellikle pirolotik-grafit tip malzemelerle kullanılmaktadır ve kabuk kalınlığı doğrultusunda termal genleşmenin yanı sıra enine kayma deformasyonları ve enine izotropiyi içermesiyle, klasik kabuk teorisinden farklılık göstermektedir. Temel denklemler için çözümler birçok biçimde geliştirilmiştir. Çözüm fonksiyonunun şekli geometrik faktörlere dayanmaktadır. Birçok çözüm şeklinin meydana geldiği aralık, sayısal olarak belirlenmiştir. Örnek bir problem olarak, ticari grafit mil üzerine yerleştirilmiş pirolotik grafitin yavaş soğuması dikkate alınmıştır. Pirolotik grafit mil ara yüzeyi üzerindeki normal ve kayma gerilme davranışının incelenmesi sonucunda, E/G_c oranı artışıyla gerilmeler azalmaktadır ve (h_a/h_b) mil kalınlığı oranı artışıyla artmaktadır. Bu da, pirolotik grafitin parçalanma ve delaminasyon olasılıklarını en aza indirmek için kayma için güçsüz olan ince mil ve malzemelerin tercih edilmesi gerektiğini göstermektedir (Zukas and Vinson, 1971).

Bu makalede, tabakalı ortotrop kabukların enine kayma deformasyonlarını içeren temel bağıntı sunulmuştur. Bu bağıntı, aynı tabakalanmaya sahip bir plaktaki düzlem dalgalarının analizinden belirlenen, k_{11}^2, k_{22}^2 kompozit düzeltme faktörlerini içermektedir. Sunulan teorinin uygulanabilme aralığı ve nicel enine kayma deformasyon etkileri, basit mesnetli üç tabakalı silindirin doğal frekans problemi üzerinde açıkça görülmektedir (Dong and Tso, 1972).

Bu çalışmada, iç basınç altındaki ankastre-serbest mesnetli tabakalı silindirik kabuklar için asimptotik kabuk teorilerinin uygulaması sunulmuştur. Özel durumda, düzgün olarak geçerli olan sonuçlar özel düzenlenmiş teori ile karşılaştırılmıştır. Köşeden başka bir yöne herhangi bir biçimde tabakalanmada, bireysel gerilmeleri elde etmek için özelleştirilmiş birinci yaklaşım teorisinin tüm koşullarını içeren düzgün olarak geçerli olan teori gereklidir. Bu teori, tüm eğrilerde, eksenel simetrik problemlerde ve anizotropik malzemelerde sonuçlar verir. Buna karşın özelleştirilmiş teoride, formülasyon veya eksenel simetrik varsayım nedeniyle bazı eğriler sıfır olabilir. Bununla birlikte, kabuk kalınlığı arttığında düzgün geçerli olan teori daha az geçerli hale gelir. Bu nedenle, gösterildiği üzere, kalınlık düzeltme teorisine güvenilmek zorundadır (Logan and Widera, 1980).

Bu çalışmada, Reissner varyasyonel prensibi ile birlikte küçük bir parametreye göre asimptotik genişleme yöntemi kullanılarak homojen olmayan anizotrop silindirik elastik kabuklar için birinci yaklaşım, ince kabuk ve yüksek mertebe kalın kabuk düzeltme teorileri türetilmiştir. Sistematik doğasına ek olarak asimptotik yöntemin uygulanmasının avantajı, önsel kinematik veya statik varsayımların yapılmasına gerek olmaması veya enine gerilmelerin doğal olarak gelişmesi ve kalın kabuk teorisini izlemesidir. Kombine yöntemlerin kullanılması sonucunda, boyutsuzlaştırılmış koordinatlarda sunulmuş eksenel ve çevresel uzunluk ölçülerinin farklı kombinasyonlarına dayanarak birçok teori türetilmiştir. Burada anizotrop malzemeler için elde edilen birinci yaklaşım teorilerinin, izotrop malzemeler için karşılıkları mevcuttur. Bunlar, (1) Basitleştirilmiş Donnell teorisi (2) basit eğilme teorisi (3) yarı membran teorisi (4) tam Donnell teorisidir (Widera and Logan, 1980).

Birman (1991) çalışmasında, halka rijitlendirici ile güçlendirilmiş silindirik olarak ortotrop malzemedan üretilen kayma deformasyonlu ortotrop silindirik kabuğun kararlı durum termal alanında eğilmesi incelenmiştir. Kabuğun içi ve dışı arasındaki sıcaklık farkı sabittir. Kabuğun ve rijitlendiricinin malzeme özellikleri sıcaklığa bağlıdır. Birkaç önemli özel durumda kapalı form çözümler elde edilmiştir. Sayısal örneklerden görüldüğü gibi dış ve iç sıcaklık arasındaki orta dereceli fark, kabukta önemli gerilme ve deformasyonlara neden olmaktadır.

Bu makalede, yanal basınç, eksenel basınç ve eksantrik olarak uygulanmış burulma yüklerine maruz tabakalı silindirik konfigürasyon için başlangıç geometrik kusurların ve enine kayma deformasyonların etkilerini içeren yüksek mertebeden bir teori (kinematik bağıntılar, temel bağıntılar ve sınır koşulları) geliştirilmiştir. Yüksek mertebeden kayma deformasyon teorisi için denge denklemleri ve sınır koşulları sunulmuştur. Pertürbasyon tekniği kullanılmıştır ve düzgün eksenel basınç ve yanal basınç yükleri altındaki simetrik tabakalı için burkulma denklemleri elde edilmiştir. Sonlu uzunluklu eksenel basınç yüküne maruz silindirik tabakalılar ve basınç yüklü çok uzun konfigürasyonlar için burkulma yükleri hesaplanmıştır (Simites and Anastasiadis, 1992).

Soldatos (1992b) makalesinde, kabuğun belirli bir başlangıç gerilme durumuna maruz kaldığı varsayılarak ve yüksek mertebeden doğrusal olmayan temel denklem uygulanarak komşu denge kriteri ve ayrıca bir takım Love tip doğrusallaştırılmış denklemler türetilmiştir. Sonuncu denklemler burkulma ve/veya titreşim analizleri için uygundur, ilgili makalede bu denklemler çözülmüştür ve eksenel basınca maruz çapraz kat tabakalı dairesel ve oval silindirik kabukların enine kayma deformasyonları ve burkulma yüklerini incelemek için kullanılmıştır.

Soldatos (1992c), makalesinde, eksenel basınca maruz çapraz kat tabakalı dairesel olmayan silindirik kabukların burkulma problemi incelenmiştir. Galerkin metodu yardımıyla elde edilen basit mesnetli kabuğun temel diferansiyel denklemlerinin çözümüne dayanarak, kurallı anti-simetrik tabaka dizilimine sahip eksenel basınca maruz dairesel ve oval silindirik kabukların burkulma problemi sunulmuştur. Ayrıca, elde edilen sonuçlar Love tipi kabuk teorisine dayanan ilgili sonuçlarla karşılaştırıldığında, bu gibi tabakalı kompozit kabukların burkulma yüküne, enine kayma deformasyonlarının ve kabuk eksantrisitesinin, kombine etkisi incelenmiştir.

Bu çalışmada, basınç, eksenel basınç ve düzlem içi kayma etkisi altında olan tabakalı silindirik kabuklar için başlangıç geometrik kusurlarını ve enine kayma etkilerini içeren yüksek mertebeden kabuk teorisi (kinematik bağıntılar, temel bağıntılar, denge denklemleri ve sınır koşulları) geliştirilmiştir. Karmaşıklık tekniğinde, burkulma

denklemleri ilgili kusursuz geometrili simetrik tabakalı konfigürasyon için türetilmiştir. Çok uzun silindirlerde, birçok tabaka dizilişi, birçok yarıçap-toplam kalınlık oranı, üç tabaka malzemesi (bor/epoksi, grafit/epoksi, Kevlar/epoksi) ve üç kabuk teorisi: klasik, birinci mertebe kayma deformasyon ve üçüncü mertebede kayma deformasyon için kritik basınçlar hesaplanmıştır. Sonuçlar, birçok kabuk teorisinin uygulanabilirliğini (burkulma yükünün tam tahmini) içeren önemli bilgiler sağlamıştır (Anastasiadis and Simites,1993).

Bu makalede, yanal basınç yüküne maruz tabakalı dairesel silindirik kabukların kararsızlık problemi incelenmiştir. Analiz, enine kayma deformasyon etkilerinin hesaba katıldığı yüksek mertebeden kayma deformasyonlu teoriye dayanmaktadır. Kısmen kalın kompozit kabuklar için burkulma elastiktir ve geometrinin başlangıç kusuru içermediği varsayılmıştır. Denge denklemleri ve ilgili sınır koşulları varyasyonel yöntemlerle türetilmiştir. Pertürbasyon yöntemiyle burkulma denklemleri türetilmiştir. Çeşitli tabaka dizilişleri ve yarıçap-kalınlık oranları için sonlu ve sonsuz uzunluktaki silindirlerin kritik yanal basınçları hesaplanmıştır. Sayısal sonuçlar tablolar ve grafikler şeklinde sunulmuştur (Simites et al., 1993).

Bu makalede, literatürde mevcut birçok varyasyonel olarak uygun olan klasik ve kayma deformasyonlu silindirik kabuk teorileri teorik olarak birleştirilmiştir. Bu da, enine kayma deformasyon teorilerinin birleştirilmesine olanak sağlayan enine koordinatların kesin genel fonksiyonlarının kabuk yer değiştirme yaklaşımlarına tanıtılarak başarılıdır. Genel teorisinin varyasyonel formülasyonu sırasında veya öncesinde bu kayma deformasyon şekli fonksiyonlarının tek seçiminden kaçınılarak, sunulan formülasyon özel kayma deformasyonlu kabuk teorilerinin çoklu, sonsal tanımlanmasını açık olarak sağlar. Sonuç olarak, klasik Donnell, Love ve Sanders tip kabuk teorilerinin yanı sıra onların iyi bilinen üniform ve parabolik kayma deformasyonlu benzerleri özel hal olarak elde edilmiştir. Ayrıca, simetrik olmayan çapraz kat tabakalı silindirik kabukların kalınlık doğrultusunda tabakalar arası gerilmelerinin sürekli dağılımını sağlayan daha fazla çoklu serbestlik veren genelleştirilmiş zig-zag yer değiştirme modeli sunulmuştur (Soldatos and Timarcı, 1993).

Tong (1994) makalesinde, enine kayma deformasyonu ve uzama-eğilme birleşimini içeren kompozit tabakalı koni kabukların serbest titreşimleri için denge denklemleri, özel halde uygun koordinat sistemi kullanılarak beş yer değiştirme denklemi şeklinde formüle edilmiştir. Bu beş yer değiştirme için çözümler, beş temel denklemden kuvvet serileri şeklinde elde edilmiş ve çözüm için yakınsama koşulları ayrıca belirlenmiştir. Enine kayma deformasyonunun, birçok tip sınır koşulları altında farklı geometri ve malzeme parametrelerine sahip izotrop ve çapraz tabakalanmış konilerin asimetric titreşimlerinin frekans parametrelerine etkilerini incelemek için açıklayıcı örnekler sunulmuştur.

Bu çalışmada, dikdörtgen plan formlu kalın silindirik sığ kabukların titreşim karakteristikleri araştırılmıştır. Birçok kabuk geometrisinin ve sınır koşullarının titreşim davranışlarına olan etkilerini incelemek için yüksek mertebe kayma deformasyonu teorisi önerilmiştir. Sunulan yüksek mertebe teori, kalınlık doğrultusunda gerilme dağılımı için kübik ifadelerle sonuçlanmaktadır. Yüksek mertebeden kayma deformasyonu içeren deformasyon ve kinetik integral enerji ifadeleri, kartezyen koordinatlar şeklinde verilmiştir. Ekstremum enerji prensibine dayanan, öz-matris denklemi veren bir enerji fonksiyonu uygulanmıştır. Kabukların yaklaşık çökme ve dönmeleri için bir takım ortogonal olarak genelleştirilmiş iki boyutlu polinom fonksiyonlar kabul edilmiştir. Sonuçlar, mümkün olduğunca, mevcut deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Basit mesnetli ve tamamen ankastre mesnetli silindirik sığ kabuklar için bir takım yeni sonuçlar sunulmuştur. Seçilen modlar üç boyutlu grafiklerle gösterilmiştir (Lim and Liew, 1995).

Farklı kenar sınır koşullarına maruz çapraz kat tabakalı kabukların serbest titreşimi gelişmiş birleştirilmiş beş serbestlik dereceli kayma deformasyonlu kabuk teorisine dayanarak araştırılmıştır. Teori, kayma deformasyon etkilerini hesaba katan genel şekil fonksiyonu yardımıyla kayma deformasyonlu kabuk teorilerinin büyük bir bölümünü birleştirir. Sonuç olarak, literatürde mevcut olan iyi bilinen kayma deformasyonlu kabuk teorilerinin büyük bir bölümü özel durum olarak elde edilmiştir. Elde edilen temel denklemler, birinci mertebe doğrusal adi diferansiyel denklemler dizisine dönüştürülmüştür ve durum-uzay kavramı kullanılarak

çözölmüştür. Genel kayma deformasyonlu şekil fonksiyonunun varlığı, problemin malzeme ve geometrik sınırlamalarının dikkate alınmasında gerçekçi bir biçimde daha fazla açık olanaklar sağlar. Simetrik çapraz kat tabakalı kabuklar için sayısal sonuçlar sunulmuş ve bilinen diğer modellerle karşılaştırılmıştır (Tımarcı and Soldatos, 1995).

Kardomateas (1997) çalışmasında, Koiter'in genel burkulma sonrası teorisi kullanılarak, kısmen kalın ortotrop kayma deformasyonlu silindirik kabukların dış basınç altında burkulma sonrası davranışlarını incelenmiştir. Bazı yapılarda küçük geometrik kusurların yapının burkulma mukavemetini önemli derecede azaltmasından dolayı bu kapsamda amaç, kusursuz yapının başlangıç burkulma sonrası davranışına ilişkin kusura duyarlılığın hesaplanmasıdır. Kabuk denklemlerini formüle etmek amacıyla, kabuğun orta yüzeyine normal enine kayma deformasyonları ve dönmeler için sonuç veren kayma deformasyon teorisi kullanılmıştır. Birçok kombinasyon ve geometrik boyut için başlangıç burkulma sonrası analiz gösterir ki, eksenel basınç altındaki kabuk küçük geometrik kusurlara karşı duyarlıdır ve kusurlu kabuk bifürkasyon tahminin çok altında burkulabilir. Diğer taraftan, kusura duyarsız kabuklar için geometrik boyutların geniş aralıkları mevcuttur ve bu yüzden bu tip kabuklar kararlı son-kritik davranışı sergileyebilir ve bifürkasyon noktasının ötesinde yük taşıma kapasitesine sahiptir. Kusura duyarsızlığın aralığı büyük ölçüde malzemenin anizotropluğuna ve aynı zamanda kabuk kalınlığına ve uç basınç yükünün dâhil edilip edilmediğine bağlıdır. Örneğin, çevresel olarak güçlendirilmiş grafit/epoksi örneği incelenmiştir, Batdorf uzunluk parametresinin (z), benzer veya 270'e eşit olduğu durumlar için yapının kusura duyarsız olduğu saptanmıştır. Hâlbuki eksenel olarak güçlendirilmiş durumda uzunluk değerlerinin yüksek aralığında bile yapı kusura duyarlıdır; izotrop durumda, (z) benzer veya 1000 e eşit olduğunda yapı kusura duyarsızdır.

Sunulan çalışmada, düzgün eksenel basınç altında kusurlu dairesel silindirik kabukların kararsızlık problemi incelenmiştir. Analiz enine kayma deformasyonu dikkate alınarak doğrusal olmayan kinematik bağıntılar üzerine kurulmuştur. Burkulmanın elastik olabileceği varsayılmıştır ve geometride başlangıç kusuru

bulunmaktadır. Kinematik bağıntılar, temel denklemler ve doğrusal olmayan sınır analiz için ilgili sınır koşulları türetilmiştir ve sunulmuştur. Elde edilen sonuçlarda çözüm yöntemi geliştirilmiş ve uygulanmıştır. Kusur hassaslığı araştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar göstermiştir ki geometrik kusurlar, kısmen kalın silindirik kabukların limit yükü üzerinde çok az etkiye sahiptir (Tabiei and Simites, 1997).

Bu makalede, kusurlu çok tabakalı kompozit dairesel silindirik kabuğun dinamik burkulması ve burkulma sonrası için genel tabakalama yöntemi teorisi tanıtılmıştır. Yarı analitik çözümler ve kinematik sınır koşulları için daha uygun olan geleneksel yer değiştirmeye dayalı tabakalama yöntemi teorilerinden farklı olarak, sunulan yöntem yer değiştirme ve gerilme bileşenlerinin her ikisini de içermektedir. Böylece, sunulan yöntem kinematik ve kuvvet sınır koşullarının her ikisini de tam olarak sağlayan etkili bir formülasyon sunmaktadır. Gerilme deformasyon bileşenlerinin tam ifadelerini kullanmak için, dairesel silindirin geniş çökmesi için tam Green deformasyon tansörü uygulanmıştır. Daha sonra temel denklemlerin geliştirilmesinde hemen hemen hiçbir sadeleştirme yapılmamıştır. Uygulanan yükler birçok mekanik yükten (eksenel basınç, dış basınç, dış sıvı basıncı ve burulma veya bu yüklerin kombinasyonu) oluşmaktadır. Sunulan teorinin doğruluğu ve yakınsaması, üç boyutlu elastik yaklaşımlara kıyasla, daha yüksek ve etkilidir. Son olarak, farklı teoriler kullanan birçok referans için bazı örnekler karşılaştırma yapmak amacıyla tekrar incelenmiştir (Eslami et al., 1998).

Zenkour (1998) çalışmasında, asimetrik kayma deformasyonlu tabakalı dairesel silindirik kabuğun serbest titreşim analizi sunulmuştur. Elastik kabukların üçüncü mertebeden kayma deformasyon teorisi geliştirilmiş ve uygulaması ortotrop tabakalı dairesel silindirik kabuk için verilmiştir. Düzlem içi deformasyon ve ataletin, kayma deformasyonu ve dönme ataletinin etkileri dikkate alınmıştır. Temel denklemin formülasyonunda Maupertuis-Lagrange (M-L) karışık varyasyonel formülünden yararlanılmıştır. Basit mesnetli, ankastre mesnetli ve serbest sınır koşulları için de analitik çözümler geliştirilmiştir. Çapraz-kat tabakalı silindirik kabukların doğal frekansı için üçüncü mertebe teorinin analitik çözümleri klasik ve üçüncü mertebe kabuk teorileri kullanılarak karşılaştırılmıştır. Kayma deformasyonu, sınır koşulları,

tabakalı şemaları, mod numarası ve malzeme anizotropisinin doğal frekans üzerine olan etkileri araştırılmıştır. Bu çalışmada sunulan asimetrik kayma deformasyonlu tabakalı dairesel kabuğun serbest titreşim analizi ileride yapılacak olan çalışmalar için referans olarak sunulabilir.

Shen (2001a) çalışmasında, yanal ve eksenel basınçtan oluşan kombine yüklemeye maruz sonlu uzunluğa sahip kayma deformasyonlu çapraz kat tabakalı silindirik kabuğun burkulma sonrası analizi sunulmuştur. Temel denklemler Reddy' nin yüksek mertebeden kayma deformasyon teorisiyle, von Karman-Donnell tip kinematik doğrusal olmamaya dayanmaktadır. Kabuğun doğrusal olmayan ön burkulma deformasyonları ve başlangıç geometrik kusurlarının her ikisi de dikkate alınmıştır. Burkulma sonrasında kabuğun, doğrusal olmayan ön burkulmalarını, geniş dönmelerini ve başlangıç geometrik kusurlarını içeren burkulma sınır tabaka teorisi, kombine yüklemeler altında bulunan kayma deformasyonlu tabakalı silindirik kabuğa genişletilmiştir. Etkileşimli burkulma yükleri ve burkulma sonrası denge halini belirlemek için tekil düzensizlik yöntemi uygulanmıştır. Sayısal gösterimler kusurlu ve kusursuz, rijitlendirilmiş veya rijitlendirilmemiş, kısmen kalın, simetrik olmayan veya simetrik çapraz kat tabakalı silindirik kabuklar için yük ile orantılı parametrelerin değişik değerlerinde burkulma sonrası davranışı ile ilgilidir.

Shen (2001b) çalışmasında, mikrodan makroya mekanik analitik modeller kullanılarak eksenel basınç ve dış basınç kombine yüklerine maruz kayma deformasyonlu tabakalı silindirik kabuğun burkulmasına ve burkulma sonrasına hidro-termal koşulların etkisi incelenmiştir. Kompozitlerin malzeme özellikleri sıcaklık değişimi ve rutubetten etkilenmekte ve mikro mekanik tabakalı modeline dayanmaktadır. Temel denklemler Reddy'nin yüksek mertebeden kayma deformasyon teorisiyle, von Karman-Donnell tip kinematik doğrusal olmamaya dayanmaktadır ve hidro-termal etkileri içermektedir. Kabuğun doğrusal olmayan ön burkulma deformasyonları ve başlangıç geometrik kusurlarının her ikisi de dikkate alınmıştır. Kabuk burkulmasının sınır tabaka teorisi, hidro-termal çevre altında kayma deformasyonlu tabakalı silindirik kabuk haline genişletilmiştir ve etkileşimli burkulma yüklerini ve burkulma sonrası denge durumunu belirlemek için tekil

düzensizlik yöntemi uygulanmıştır. Sayısal gösterimler kusurlu ve kusursuz, kısmen kalın, çapraz-kat tabakalı silindirik kabukların değişik çevre koşulları altında burkulma sonrası davranışını içermektedir. Sonuçlar göstermiştir ki hidro-termal çevre, kabuğun burkulma sonrası davranışında olduğu kadar, etkileşimli burkulma yükü üzerinde de önemli bir etkiye sahiptir. Buna karşılık, küçük geometrik kusura sahip kabuğun kusur duyarlılığı üzerinde çok az etkiye sahiptir.

Shen (2002) çalışmasında, eksenel basınç yüküne maruz sonlu uzunluklu kayma deformasyonlu tabakalı silindirik kabuk için burkulma sonrası analizi sunulmuştur. Temel denklemler von Karman-Donnell tip kinematik doğrusal olmamaya sahip Reddy'nin yüksek mertebe kayma deformasyon teorisine dayanmaktadır. Kabuğun doğrusal olmayan ön burkulma deformasyonları ve başlangıç geometrik kusurların her ikisi de hesaba katılmıştır. Kabuğun, doğrusal olmayan ön burkulma deformasyonlarını, burkulma sonrası bölgedeki büyük dönmeleri ve başlangıç geometrik kusurlarını içeren kabuk burkulmasının sınır tabaka teorisi, eksenel basınç altındaki kayma deformasyonlu tabakalı silindirik kabuk durumuna genişletilmiştir. Burkulma yüklerini ve burkulma sonrası denge durumunu belirlemek için tekil pertürbasyon tekniği uygulanmıştır. Sayısal gösterimler, kusursuz, kusurlu, rijitlendirilmemiş veya rijitlendirilmiş, kısmen kalın, çapraz kat tabakalı silindirik kabukların burkulma sonrası davranışıyla ilgilidir. Enine kayma deformasyonunun, kabuk geometrik parametrelerinin, toplam tabaka sayısının, fiber dağılımının ve başlangıç geometrik kusurların etkileri incelenmiştir.

Sunulan çalışmada, yerel geometrik kusurların ve eksenel basınç ve düzgün sıcaklık kombine yüklemesinin kayma deformasyonlu tabakalı silindirik kabuğun burkulma ve burkulma sonrasına olan etkileri incelenmiştir. Başlangıçta ısıtılmış kabukların basınç burkulma sonrası ve başlangıçta basınca maruz kabukların termal burkulma sonrası halleri dikkate alınmıştır. Temel denklemler Reddy'nin yüksek mertebeden kayma deformasyon teorisiyle, von Karman-Donnell tip kinematik doğrusal olmamaya ve termal etkilerin dâhil edilmesine dayanmaktadır. Malzeme özelliklerinin sıcaklıktan bağımsız olduğu varsayılmıştır. Ön burkulma deformasyonları ve kabuğun başlangıç geometrik kusurlarının her ikisi de dikkate

alınmıştır. Kabuk burkulmasının sınır tabaka teorisi, kayma deformasyonlu çapraz kat tabakalanmış silindirik kabuk durumuna genişletilmiştir ve burkulma yüklerinin ve burkulma sonrası dengenin belirlenmesinde tekil karmaşıklık yöntemi uygulanmıştır. Sayısal gösterimler, yerel veya şekilsel geometrik kusurlu kısmen kalın çapraz kat tabakalanmış silindirik kabukların sıkıştırıcı veya termal burkulma sonrası davranışlarıyla ilgilidir. Sonuçlar göstermiştir ki, genliğin aynı değeri için yerel geometrik kusurlar kabuğun burkulma sonrası davranışının yanı sıra burkulma yükü üzerinde de şekilsel kusurlardan daha az etkiye sahiptir (Shen and Li, 2002a).

Bu makalede, enine kayma deformasyonlarını dikkate alan simetrik olmayan çapraz kat tabakalı silindirik kabukların geniş çökmelerini yöneten genelleştirilmiş Donnell tip denklemler türetilmiş ve sunulmuştur. Eksenel basınca maruz basit mesnetli kenarlara sahip silindirik kabukların burkulma sonrası için düzenli pertürbasyon tekniği kullanılarak bir asimptotik seri çözümleri oluşturulmuştur. Burkulma ve burkulma sonrasına, kabuğun her iki ucundaki sınır tabaka etkisi dikkate alınmıştır ve sınır değer probleminin tutarlılığı için, düzlem dışı koşullarını eşleştirmek amacıyla sınır tabaka çözümleri tasarlanmıştır. Enine kayma deformasyonunun, Batdorf parametresinin, Young modülü oranının ve başlangıç geometrik kusurların, kabuğun burkulma ve burkulma sonrası performansına olan etkileri incelenmiştir. Sunulan pertürbasyon yönteminin etkinliğini ve doğruluğunu göstermek için, kabuğun burkulma yüklerine ve yük-çökme eğrilerine ait sonuçlar, teorik tahminlerle karşılaştırılmıştır (Zhang et al., 2003).

Bu çalışmada, eksenel basınç ve yanal basınç yükleri altındaki tabakalı silindirik kabukların burkulma ve burkulma sonrası davranışı araştırılmıştır. Enine kayma deformasyonlarının etkisini içeren doğrusal olmayan ince silindir teorisi kullanılmıştır. Kabuğun kritik ötesi davranışının doğrusal olmayan denge denklemlerini türetmek için Koiter teorisine dayanan tipik çözüm uygulanmıştır. Maple'da cebirsel program yazılırken, kritik yük için analitik çözümü elde etmek amacıyla Rayleigh-Ritz yöntemi kullanılmıştır. Burkulma öncesi ve burkulma sonrası denklemleri sembolik hesaplama kullanılarak çözülmüştür. Silindirin geometrik parametrelerinin ve tabakalının fiziksel parametrelerinin (örneğin her bir

tabakanın fiber oryantasyonu, tabakaların malzeme özellikleri ve sayısı gibi) kabuğun kritik ve kritik ötesi davranışı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu araştırmada, kabuğun stabilitesinin tabaka karakteristiklerine son derece bağlı olduğu ve her bir uygulama çeşidi için özel tabakalı konfigürasyonlarının tasarlanması gerektiği sonucuna varılmıştır (Arciniega et al. 2004).

Li (2007) çalışmasında, termal çevrede dış basınca maruz sonlu uzunluğa sahip kayma deformasyonlu anizotrop tabakalı silindirik kabuğun burkulma sonrası analizi sunulmuştur. Malzeme özellikleri sıcaklığın doğrusal fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Temel denklemler Reddy'nin yüksek mertebeden kayma deformasyon teorisiyle, von Karman-Donnell tip kinematik doğrusal olmamaya dayanmaktadır. Kabuğun doğrusal olmayan ön burkulma deformasyonları ve başlangıç geometrik kusurlarının her ikisi de dikkate alınmıştır. Burkulma sonrasında doğrusal olmayan ön burkulmalarının, geniş dönmelerin ve kabuğun başlangıç geometrik kusurlarını içeren, kabuk burkulma sınır tabaka teorisi, termal çevrede yanal veya hidrostatik basınç altında bulunan kayma deformasyonlu anizotrop tabakalı silindirik kabuk haline genişletilmiştir. Etkileşimli burkulma yükleri ve burkulma sonrası denge halini belirlemek için tekil karmaşıklık yöntemi uygulanmıştır. Elde edilen sonuçlar göstermiştir ki sıcaklık içersindeki değişim, tabaka dizilişi ve bu şekildeki kabukların geometrik parametreleri burkulma yükü ve burkulma sonrası davranış üzerinde önemli bir etkiye sahiptir.

Bu makalede, eksenel basınca maruz, sonlu uzunluklu, kayma deformasyonlu, anizotrop tabakalı, silindirik kabukların burkulma sonrası davranışı sunulmuştur. Kabuğun her bir tabakasının malzemesinin doğrusal elastik, anizotrop ve fiber takviyeli olduğu varsayılmıştır. Temel denklemler, von Karman-Donnell tip kinematik doğrusal olmamaya sahip yüksek mertebeden kayma deformasyonlu kabuk teorisine dayanmaktadır ve çekme/bükülme, çekme/esneme ve esneme/bükülme çiftlerini içermektedir. Kabuğun, doğrusal olmayan burkulma öncesi deformasyonları ve başlangıç geometrik kusurlarının her ikisi de dikkate alınmıştır. Burkulma yüklerinin ve burkulma sonrası denge yollarının belirlenmesi için tekil pertürbasyon tekniği kullanılmıştır. Sayısal gösterimler, farklı kabuk

parametrelerine ve tabaka dizilişine sahip, kusursuz ve kusurlu kabukların burkulma sonrası davranışlarıyla ilgilidir. Sonuçlar, anizotrop kabuk eksenel basınca maruz kaldığında, basınç gerilme ile birlikte kayma gerilmesinin varlığını teyit etmiştir. Eksenel basınç altındaki kısmen uzun kabuklar için burkulma sonrası denge yolu karardır ve kabuk yapı virtüel olarak kusura-duyarsızdır (Li and Shen, 2008a).

Bu çalışmada, burulmaya maruz sonlu uzunluklu kayma deformasyonlu anizotrop tabakalı silindirik kabukların burkulma sonrası sunulmuştur. Kabuğun her bir tabakasının malzemesinin doğrusal elastik, anizotrop ve fiber takviyeli olduğu varsayılmıştır. Temel denklemler, von Karman-Donnell tip kinematik doğrusal olmamaya sahip yüksek mertebeden kayma deformasyonlu kabuk teorisine dayanmaktadır ve çekme/bükülme, çekme/esneme ve esneme/bükülme çiftlerini içermektedir. Kabuğun, doğrusal olmayan burkulma öncesi deformasyonları ve başlangıç geometrik kusurlarının her ikisi de dikkate alınmıştır. Burkulma yüklerinin ve burkulma sonrası denge yollarının belirlenmesi için tekil pertürbasyon tekniği kullanılmıştır. Sayısal gösterimler, farklı kabuk parametrelerine ve tabaka dizilişine sahip, kusursuz ve kusurlu kabukların, burkulma sonrası davranışlarıyla ilgilidir. Sonuçlar, burulmaya maruz kaldığında, çevresel gerilme ile birlikte basınç gerilmesinin varlığını teyit etmiştir. Burulma yükü altındaki kısmen uzun kabuklar için burkulma sonrası denge yolu karardır ve kabuk yapı virtüel olarak kusura-duyarsızdır (Li ve Shen 2009).

Bu çalışmada, yanal basınç, hidrostatik basınç ve dış sıvı basıncına maruz sonlu uzunluklu kısmen kalın anizotrop tabakalı silindirik kabukların doğrusal olmayan burkulma ve burkulma sonrası sunulmuştur. Kabuğun her bir tabakasının malzemesinin doğrusal elastik, anizotrop ve fiber takviyeli olduğu varsayılmıştır. Temel denklemler, von Karman-Donnell tip kinematik doğrusal olmamaya sahip yüksek mertebeden kayma deformasyonlu kabuk teorisine dayanmaktadır ve çekme/bükülme, çekme/esneme ve esneme/bükülme çiftlerini içermektedir. Kabuğun, doğrusal olmayan burkulma öncesi deformasyonları ve başlangıç geometrik kusurlarının her ikisi de hesaba katılmıştır. Burkulma basıncı ve burkulma sonrası denge yolunun belirlenmesi için tekil pertürbasyon tekniği kullanılmıştır.

Sayısal gösterimler, farklı kabuk parametrelerine ve tabaka dizilişine sahip, kusursuz ve kusurlu, kabukların, burkulma sonrası davranışlarıyla ilgilidir. Sonuçlar, kabuk yanal basınca maruz kaldığında, çevresel gerilme ile birlikte birleşmiş kayma gerilmesinin varlığını teyit etmiştir (Li and Lin, 2010).

Bu çalışmada, anizotrop tabakalı ince kabuğun burkulma ve burkulma sonrası için bir sınır koşulu, kayma deformasyonlu rijitlendirilmiş anizotrop tabakalı kabuğa genişletilmiştir. Yanal ve hidrostatik basınca maruz sonlu uzunluklu jeodezik rijitlendiriciye sahip kayma deformasyonlu anizotrop tabakalı silindirik kabuk için burkulma sonrası davranış araştırılmıştır. Kabuğun her bir tabakasının malzemesinin doğrusal elastik, anizotrop ve fiber takviyeli olduğu varsayılmıştır. Temel denklemler, von Karman-Donnell tip kinematik doğrusal olmamaya sahip yüksek mertebeden kayma deformasyonlu kabuk teorisine dayanmaktadır ve çekme/bükülme, çekme/esneme ve esneme/bükülme çiftlerini içermektedir. Kabuğun, doğrusal olmayan burkulma öncesi deformasyonları ve başlangıç geometrik kusurlarının her ikisi de hesaba katılmıştır. Burkulma basıncı ve burkulma sonrası denge yolunun belirlenmesi için tekil pertürbasyon tekniği kullanılmıştır. Sayısal gösterimler, farklı kabuk parametrelerine ve tabaka dizilişine sahip, kusursuz ve kusurlu, kısmen kalın jeodezik olarak rijitlendirilmiş, eksenel ve halka şeklinde rijitlendirilmiş kabuklar ve rijitlendirilmemiş kabukların, burkulma sonrası davranışlarıyla ilgilidir. Sonuçlar, kabuk yanal basınca maruz kaldığında, çevresel gerilme ile birlikte birleşmiş kayma gerilmesinin varlığını teyit etmiştir. Dış basınç altındaki kısmen uzun kabuklar için burkulma sonrası denge yolu kararlıdır ve kabuk yapı virtüel olarak kusura-duyarsızdır (Li et al., 2011).

Bu çalışmada, sinüzoidal kayma deformasyon teorisine göre, tabakalı kabukların statik ve serbest titreşim analizi, radyal tabanlı fonksiyonlar dizisi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Sinüzoidal kayma deformasyon teorisi, kalınlık koordinatı ile birlikte tüm yer değiştirmelerin sinüzoidal değişimini dikkate alarak, kalınlık doğrultusundaki deformasyonun hesaplanmasını sağlar. Hareket denklemleri ve sınır koşulları Carrera'nın birleştirilmiş formülasyonu ile elde edilmiştir ve sonra radyal tabanlı fonksiyonlarla interpolate edilmiştir (Ferreira et al., 2011).

2.2. Kayma Deformasyonlu Homojen Plakların Stabilite ve Titreşimi ile İlgili Makale Özetleri

Bu çalışmada, enine kayma deformasyon etkilerini içeren, homojen enine izotropik plakların enine eğilme problemi ele alınmıştır. İki boyutlu plak teorisi için daha önceki denklemleri yeniden türeten bir yaklaşım tanıtılmıştır, bununla birlikte problemin üç boyutlu şeklinin pratik önemi ile ilgili yeni ek bilgiler sunulmuştur. Bu ek bilgilerin önemi, dairesel delikli sınırsız plağın teorik eğilme problemi üzerinde gösterilmiştir (Reissner, 1975).

Levinson (1980) makalesinde dikdörtgen plakların statik ve dinamiği için kesin basit bir teori sunulmuştur. Homojen plakların denge denklemlerini türetmek için vektör yaklaşımı kullanılmıştır. Sunulan çalışma statik problemde, elastik çözüm için, bilinen elastik çözüme Reissner plak teorisinden daha iyi yakınsama sağlamaktadır

Murthy (1981) çalışmasında, eğilme altındaki tabakalı anizotrop plaklar için geliştirilmiş enine kayma deformasyon teorisi sunulmuştur. Teori, keyfi olarak seçilen kayma düzeltme katsayısına olan ihtiyacı ortadan kaldırmaktadır. Birleştirilmiş eğilme ve gerilmeye sahip genel tabakalı için ortalama yer değiştirilmeli ve dönmeli gerilme bileşenleri ile ilgili temel denklem türetilmiştir. Bu bağıntıların basit şekli, birleştirilmemiş eğilmeli simetrik tabakalı için özel hal olarak elde edilmiştir. Bu özel halin temel denklemi, her bir kenar boyunca üç fiziksel doğal sınır koşullarına dayanan, normal yer değiştirme için altıncı dereceden denklem olarak elde edilmiştir. İzotrop limit durumu için, sunulan teori Midlin teorisinin geliştirilmiş versiyonuna indirgenir. Sayısal sonuçlar, sunulan teori için silindirik eğilme altında olan tabakalı plaklara ait bir örnekten elde edilmiştir. Tam üç boyutlu sonuçlarla yapılan karşılaştırmalar, sunulan teorinin diğer eşdeğer teorilerden daha kesin olduğunu göstermektedir.

Touratier (1991) çalışmasında, plağın üst ve alt yüzeyleri üzerindeki kayma gerilmeleri, serbest sınır koşulları ve kosinüs kayma gerilme dağılımı için sonuçlar veren, yeni bir standart plak teorisi sunulmuştur. Sunulan teori, birinci merteye

kayma deformasyon teorisi ile aynı derece zorluktur. Fakat kayma düzeltme faktörleri kullanılmamıştır ve birinci mertebe kayma deformasyon teorisi ve bazı düzenlenmiş plak teorilerine kıyasla daha etkilidir. Teori, kaymanın belirli bir sinüzoidal fonksiyon ile gösterildiği kinematik yaklaşıma dayanmaktadır. Sınır değer problemi virtüel kuvvet prensibinden elde edilmiştir. Önerilen teorinin doğruluğunu onaylamak için birçok önemli problem araştırılmıştır: tüm kenarlarından basit mesnetli üç tabakalı simetrik enine kat, dikdörtgen veya kare plağın, eğilmesi, serbest sönümlenmemiş titreşimi ve burkulması. Dalga yayılımı; dikdörtgen plağın burulması; köşe etkisinin geniş dikdörtgen eğri plak içerisinde dairesel deliğin köşelerindeki gerilme dağılımına olan etkisi gibi konular incelenmiştir. Karşılaştırmalarda, tam üç boyutlu elastisite teorisi ve birçok bilinen yaklaşım teorilerinden sayısal sonuçlar sunulmuştur. Sunulan yaklaşımın, çok basit olduğu ve çok tabakalı kalın plakların ve kenar etkilerine global tepkiler için önemli olan yukarıda sözü edilen problemlerin analizinde etkili olduğu görülmüştür. Bu nedenle sunulan teori gerçek bir standart araçtır. Son olarak, gerekli olduğunda iyileştirmeler yapabilmek için ve teoriyi genişletmek için bazı gösterimler sunulmuştur.

Soldatos (1992a) çalışmasında homojen, monoklinik doğrusal elastik malzemelerden oluşan ve herhangi bir kayma gerilmeleri veya onun yanal düzlemlerine maruz, enine kayma deformasyonlu plağın statik veya dinamik analizi için uygun genel iki boyutlu teori sunulmuştur. Bağımsız yer değiştirme bileşenlerinin muhtemel en küçük değerleriyle başladığında (kayma deformasyonu için beş), Hamilton prensibine dayanarak ve Lagrange çarpanlar yöntemi ile birlikte bu yeni teori kalınlık doğrultusundaki yer değiştirmelerde sınırsız seçenek için sonuçlar vermektedir ve bu yöntem istenilen birçok serbestlik derecesi için daha fazla işlem yapmaya imkân sağlamaktadır. Beş serbestlik derecesine sahip teori gibi özel bir durum için, simetrik, kalınlık doğrultusunda, enine kayma deformasyonuna sebep olan yer değiştirme genleşmelerine özellikle dikkat edilmelidir. Özel ortotropik plağın silindirik eğilme problemi için, beş serbestlik dereceli teorinin temel denklemleri çözülmüştür ve simetrik, kalınlık doğrultusunda, enine, kayma deformasyonlarının üç farklı türü için sayısal sonuçlar elde edilmiştir ve literatürde mevcut olan tam üç boyutlu çözümlere dayanan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Yapılan karşılaştırmalar

açıkça göstermiştir ki, yeni teori tarafından sunulan çoklu seçenekler, yer değiştirme genleşmeleri veya serbestlik derecesinin kademeli olarak artışından herhangi birinin uygun değişimi, homojen plakların statik ve/veya dinamik analizi ile ilgili ileride yapılacak olan çalışmalar için yararlı olacaktır.

Bu makalede kenar sınır koşullarının, enine kayma deformasyonlu kompozit plakların, keyfi açılı tabakaya sahip kapalı silindirik panellerin, titreşim frekanslarına olan etkileri incelenmiştir. Bu amaç için kullanılan kabuk modeli, Soldatos ve Timarci (1993), Timarci ve Soldatos (1995)'te sunulan birleştirilmiş kayma deformasyonlu Love tip teoriye denk olup analiz Ritz yöntemini temel almaktadır. Literatürde yer alan daha önceki çalışmalarda kayma deformasyonlu çapraz katlı tabakalıların titreşim problemi başarı ile uygulanmıştır. Sunulan titreşim çalışması, basit mesnetli, ankastre ve serbest sınır koşullarının değişik kombinasyonlarına sahip açılı katlı tabakalılara dayanmaktadır. Gerçekleştirilen yakınsama testlerinden farklı olarak yeni sonuçlar sunulmuştur, sunulan çalışmanın başarısı, literatürde yer alan klasik plak ve kabuk teorilerine dayanan çalışmaların sayısal ve deneysel sonuçları ile yapılan karşılaştırmalarla teyit edilmiştir (Soldatos and Messina, 2001).

Batra (2007) çalışmasında, doğrusal elastik sıkıştırılamayan anizotrop malzemelerden oluşan plağın yüksek mertebeden kayma ve normal deformasyonlu teorisini türetmek için virtüel iş prensibi kullanılmıştır. Teori, kayma düzeltme faktörü kullanmamaktadır ve hidrostatik basınç ve yerdeğiştirmenin üç bileşenini bağımsız değişken olarak uygulamaktadır. K'ncı mertebe plak teorisi için, plağın referans yüzeyi üzerinde tanımlanmış $(K+1)$ basıncın ve $3(K+1)$ yer değiştirmesi için $4(K+1)$ birleştirilmiş denklem setinin çözülmesine ihtiyaç vardır. Plağın serbest titreşimi için denklemler türetilmiştir ve basit mesnetli dikdörtgen plağın uygun mod şekli ve frekansının belirlenmesi için denklemler verilmiştir.

Bu çalışmada iki parametrelili zemine oturan kayma deformasyonlu plakların statik analizi için ayrık tekil konvolüsyon yöntemi sunulmuştur. Zemin parametrelerinin deformasyon üzerine etkisi incelenmiştir. Sayısal uygulama yapılmış ve elde edilen sonuçlar diğer analitik ve bazı sayısal çözüm yöntemlerinin verdiği sonuçlar ile karşılaştırılmıştır (Civalek, 2008).

Sunulan çalışmada, yeni bir kayma deformasyonlu tabakalı kompozit plak teorisi önerilmiştir. Teori, ters yöntem kullanılarak 3-D elastisite eğilme çözümlerinden elde edilmiştir. Sunulan teori plağın üst ve altındaki gerilme sınır koşullarını kesin olarak sağlamaktadır. Mevcut beş serbestlik dereceli kayma deformasyon teorileri ile karşılaştırıldığında sunulan teorinin eğilme ve gerilme analizi için 3-D elastisite çözümlerinde en kesin sonuçları verdiği gözlemlenmiştir. Tüm kayma deformasyon teorileri titreşim ve burkulma sonuçlarını makul doğrulukla tahmin edebilmektedir, örneğin araştırılan problem için genellikle %2 aralığındadır. Karama et al. (2003)'e ait önceki kayma deformasyon teorisi özel durum olarak elde edilebilir (Aydoğdu, 2009).

2.3. Çok Tabakalı Homojen Silindirik Kabukların Stabilite ve Titreşimi ile İlgili Makale Özetleri

Bu makalede, ince tabakalı anizotrop kabuklar ve plakların elasto-statik uzama ve esnemesini içeren küçük yer değiştirmeler teorisi formüle edilmiştir. Plak veya kabuk, herbiri farklı kalınlığa, oryantasyona ve/veya anizotropik elastik özelliklere sahip keyfi sayıda birleştirilmiş tabakadan oluşmaktadır. Her bir tabakadaki gerilmeleri belirlemek için bir prosedür ile birlikte, silindirik kabuk için Donnell tip denklemler ve Poisson-Kirchhoff plak denklemleri ele alınmıştır. Özel tabakalı konfigürasyonu ile ilgili temel denklemler sisteminin birçok örneği gösterilmiştir. Bu sınıf problemin özelliklerini göstermek için, tabakalı silindirik kabuğun eksenel simetrik eğilmesi detaylı olarak incelenmiştir (Dong et al., 1962).

Sunulan çalışmada, ortotrop tabakalardan oluşan tabakalı silindirik kabukların analizi için genel doğrusal teori geliştirilmiş ve hareket denklemleri türetilmiştir. İzotrop kabuklar için Kirchhoff'un klasik hipotezi olan doğrusal normaller kullanılmıştır, bu sayede tabakalar arası uygun kayma gerilmeleri ve deformasyonlar elde edilmiştir. Her bir tabakanın enine uzamadığı varsayılmıştır fakat tabakalar arası soyulma gerilmesini belirlemek için enine yönde normal gerilme hesaplanmıştır. Enine koordinat z , her bir tabakalı silindirin orta yüzeyiyle karşılaştırıldığında genellikle

küçüktür, fakat genel türetmede göz ardı edilmemiştir. Türetmede izlenen genel prosedür, Ambartsumyan'ın ortotropik plaklar için sunulan çalışmasına benzerdir. Ancak, elde edilen temel diferansiyel denklemler ortotrop plaklar için elde edilenlerden çok daha karmaşıktır (Hsu and Wang, 1970).

Sunulan çalışmada, elastik denklemlerin asimptotik integrasyonu yardımıyla homojen olmayan anizotropik elastik silindirik kabukların simetrik olmayan deformasyonu için birinci yaklaşım teorisi türetilmiştir. Homojen izotropik malzeme için denklemler Donnell denklemlerine indirgenmiştir. Kombine yüklere maruz silindirin uygulaması gösterilmiştir (Widera and Chung, 1972).

Bu çalışmada, orta yüzeyinde simetrik olmayacak şekilde tabakalanmış basit mesnetli dairesel silindirik kabuklar için tam çözüm ve sayısal sonuçlar sunulmuştur. Tabakalanma asimetrisinin neden olduğu eğilme ve uzama arasındaki bağ, bor/epoksi ve grafit/epoksi gibi genel kompozit malzemeler için burkulma yükü ve titreşim frekans değerlerini yeteri kadar düşürmektedir. Simetrik olmayan tabakalar için, tabaka sayısı arttıkça bağın etkisi hızla ortadan kaybolur. Fakat genel simetrik olmayan tabakalar için tabaka sayısı arttıkça bağın etkisi çok yavaş ortadan kaybolur. Buda, çok sayıda tabaka sahibi olmanın bağın kabuk burkulma rezistansını ve titreşim frekanslarını ciddi olarak azaltmayacağını, bir garantisi olmadığını gösterir. Dolayısıyla, tasarımcılar, simetrik olmayan tabakalı kabukların tüm analizlerinde eğilme ve uzama arasındaki bağı dâhil etmek zorundadırlar (Jones and Morgan, 1974).

Sunulan makalede, tabakalı anizotrop silindirik kabuğun statik deformasyonunu tanımlayan bir takım temel denklemler ve sınır koşulları türetilmiştir. Teori enine kayma deformasyonunu ve enine normal deformasyonun her ikisini ve ayrıca genişleme deformasyonunu da içermektedir. Kabuk teorisi ile tam elastisite teorisinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak teorisinin geçerliliği sağlanmıştır. Oldukça iyi uyuşan sonuçlar elde edilmiştir ve küçük yarıçap-kalınlık oranına sahip kabuklarda kayma deformasyonunun ve enine normal deformasyonun önemi gösterilmiştir (Whitney and Sun, 1974).

Bu çalışmada, çift eğrilikli kabuklar için Sanders kabuk teorisinin, tabakalı kabukların kayma deformasyonuna genişletilmesi sunulmuştur. Teori, orta yüzeye dik enine kayma deformasyonları ve dönmeler için sonuçlar vermektedir. Sinüzoidal, düzgün dağılımlı, ve merkezde konsantre nokta yüküne maruz basit mesnetli, çift eğrilikli, çapraz kat tabakalı kabuklar için denklemlerin tam çözümleri sunulmuştur. Ayrıca, çapraz kat tabakalı kabukların temel frekansları da sunulmuştur. Bu çalışmada tabakalı kompozit kabuklar için sunulan kesin sonuçlar gelecekte yapılacak karşılaştırmalar için bir ölçüt olabilir (Reddy, 1984a).

Bu çalışmada, tabakalı kompozit plakların yüksek mertebeden kayma deformasyon teorileri geliştirilmiştir. Teori Whitney ve Pagano'nun birinci mertebe kayma deformasyon teorisiyle aynı bağımlı bilinmeyenleri içermektedir. Fakat plağın kalınlığı doğrultusunda enine kayma deformasyonlarının parabolik dağılımını hesaplamaya imkân sağlamaktadır. Simetrik çapraz kat tabakalıların kesin kapalı form çözümleri elde edilmiştir ve elde edilen sonuçlar üç boyutlu elastik çözümler ve birinci mertebe kayma deformasyon teorisi sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Sunulan teori dönme ve gerilmeleri, birinci mertebe teoriye kıyasla daha iyi tahmin etmektedir (Reddy, 1984b).

Klasik, birinci mertebe ve üçüncü mertebe kabuk teorileri ve durum-uzay tekniği kullanılarak birçok sınır koşulu altında çapraz katlı dairesel silindirik kabukların yer değiştirmeleri, doğal frekansları ve burkulma yükleri için analitik çözümler geliştirilmiştir. Reddy'nin üçüncü mertebe kabuk teorisi, tabakanın kalınlık doğrultusunda yüzey yer değiştirmesinin kübik değişimi için sonuçlar vermektedir ve kayma düzeltme faktörlerine gerek duyulmamaktadır. Basit mesnetli, ankastre ve serbest sınır koşulları için analitik çözümler geliştirilmiştir ve sınır koşullarının tabakalanma şeklinin kayma deformasyonunun dönme, gerilme, doğal frekanslar ve burkulma yüklerine olan etkileri araştırılmıştır (Kheider et al., 1989).

Bu çalışmada, tabakalı silindirik kabukların genel iki boyutlu teorisi sunulmuştur. Teori, kalınlık doğrultusundaki yer değiştirmelere istenilen derecede yaklaşım yapılmasını sağlamaktadır. Böylece onların türevlerinin tabakalar arasındaki

süreksizliğinin hesaplanması sağlanır. von Karman deformasyonları hassaslığında geometrik doğrusal olmama dâhil edilmiştir. Basit mesnetli sınır koşulları için doğrusal teoremin Navier tip çözümleri sunulmuştur (Barbero and Reddy, 1990).

Bu çalışmada, geniş parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiştir ve yanal basınç, hidrostatik basınç ve düzgün aksel basınç yükleme durumları için sayısal sonuçlar sunulmuştur. Bunun yanı sıra bazı test durumları dikkate alınmıştır. Bu durumlar sadece geliştirilen çözüm metodolojisinin güven faktörünü belirlemek için kullanılmıştır. Dikkate alınan parametreler uzunluk-yarıçap oranı, yarıçap-toplam kalınlık oranı, katların sayısı ve dizilişlerini içermektedir (Han and Simites, 1991).

Bu makalede, yanal basınç, hidrostatik basınç, düzgün aksel basınç ve burulma kararsızlaştırıcı yükleri altında bulunan aksel yığınlı fakat simetrik yapıli tabakalı silindirik kabukların (uzama ve eğilme arasında bir birleşim yoktur) analizi sunulmuştur. Burkulma denklemlerinde Sanders tip denklemler kullanılmıştır. Bilgisayar tabanlı sayısal sonuçlar için bir çözüm prosedürü geliştirilmiştir. Bu prosedür Galerkin yöntemini temel almaktadır. İkinci bölümde geniş parametrik çalışmalar gerçekleştirilmiş ve sunulmuştur. (Simites and Han, 1991).

Bu çalışmada çapraz kat tabakalı dairesel silindirik kabukların serbest titreşim ve stabilite problemleri için analitik yöntem sunulmuştur. Yöntem olarak Donnell kayma deformasyon teorisi ve Donnell'in klasik teorisi kullanılmıştır. Birçok sınır koşullarında kabuklar için sayısal sonuçlar sunulmuştur. Stabilite ve titreşimle ilgili literatürde henüz bulunmamış yeni sonuçlara ve asimetrik problemlere özel ilgi gösterilmiştir. Sunulan yöntemin, tabakalı kabuk panelleri ve plakların titreşim ve stabilite problemlerinde denklemler dizisinin klasik teoriye oranla daha fazla olduğu durumlarda Levy tip çözüm üretmekte kullanılması tavsiye edilir (Nosier and Reddy, 1992).

Bu makalede, dairesel silindirik kabukların burkulma sonrası davranışını incelemek için Reddy tabakalı kabuk teorisi kullanılmıştır. Trigonometrik koordinat fonksiyonlarına sahip yer değiştirmelerin çift Fourier açılımları varsayılarak ve Rayleigh-Ritz yöntemi kullanılarak denklemler çözülmüştür. Farklı kabuk kusurları

için, basit mesnetli sınır koşullarına sahip eksenel basınç yüküne maruz çok tabakalı silindirlerin burkulma sonrası davranışı için sayısal sonuçlar sunulmuştur (Reddy and Savoia, 1992).

Bu çalışmada, kalın tabakalı anizotrop kabuklarda kayma deformasyonu etkisini incelemek için Jing ve Liao tarafından önerilen fonksiyona dayanan karışık formülasyonu kullanarak düzenlenmiş yaklaşım elde edilmiştir. Yer değiştirme alanı Reissner-Mindlin tip düzlem içi yer değiştirmelere ve sabit enine dönmeye ek olarak zikzak fonksiyonu içermektedir. Bağımsız olarak varsayılan enine kayma gerilme alanına enine kayma deformasyon etkileri dâhil edilmiştir. Kalın kabuklarda göz ardı edilemeyen ilk eğrilik etkisi, deformasyon-yer değiştirme bağıntılarına ve kabul edilen kayma gerilmesi alanına dâhil edilmiştir. Temel denklemler yer değiştirmelere ve enine kaymaya göre fonksiyonelin varyasyonu alınarak elde edilmiştir. Genel kabuğun hareket denklemleri verilmiştir. Sunulan düzenlemenin doğruluğunu göstermek için silindirik eğilme altındaki kalın tabakalı çapraz kat silindirik panellerin tipik örnekleri sunulmuştur. İncelenen örneklerden, sunulan teorinin sadece yedi denklemle oldukça iyi sonuçlar sağladığı sonucuna varılmıştır (Jing and Tzeng, 1993).

Bu çalışmada, eksenel simetrik katı elamanlar kullanılarak, hidrostatik basınç altındaki kalın kompozit tabakalı kabukların burkulma ve burkulma sonrası davranışı analiz edilmiştir. Sayısal yaklaşım, uygun trigonometrik fonksiyonlarla birlikte p-versiyon sonlu elemanlara dayanmaktadır. Burkulma sonrası aralıkta tabakalar arası gerilmelerin hesaplanmasına özel ilgi gösterilmiştir. Burkulma sonrası davranış, asimptotik yaklaşım kullanılarak belirlenmiştir. z (düzenlenmiş Batdorf parametresi) <1000 olan tabakalı kabukların yerel burkulmaya karşı kusura duyarsız olduğu; kabuk kalınlığının onda biri burkulma yer değiştirmeleri için nispeten daha küçük yarıçap-kalınlık oranına sahip kabuklarda burkulma basıncının %50 si oranında, tabakalar arası kayma gerilmelerinin olduğu bulunmuştur. Bununla birlikte, kusur duyarlılığı ve tabakalar arası büyük gerilmeler, klasik kritik basınca ulaşılmadan önce, çökmeyi hızlandırabilir. Bu faktörler, optimal dizayn edilmiş, rijitlendirilmiş kabuk konfigürasyonlarında yerel ve tüm burkulmaların etkileşimi potansiyelinde birlikte dikkate alınmalıdır. Sayısal analizler, p versiyon yaklaşımın,

burkulma basınçlarının, kusur duyarlılığı parametresi etkisinin ve tabakalar arası gerilmelerin büyüklüğünün hızlı yakınsamasının elde edilmesindeki başarısını göstermektedir. Literatürdeki mevcut çalışmalarla karşılaştırmalar yapılmıştır. Uzun kabuklarda ($z > 1000$), Donnell tip formülasyonların burkulma basınçlarının hesabında önemli derecede hatalı sonuçlar sunduğu bulunmuştur. Sunulan yöntem, kalın kabukların analizinde sayısal olarak doğru ve etkili sonuçlar veren üç boyutlu doğrusal olmayan elastisiteye dayanmaktadır (Kasagi and Sridharan, 1993).

Sunulan makalede, hidrostatik basınç altındaki halka rijitlendiricili anizotrop silindirik kabuğun kusur duyarlılığı asimptotik prosedür kullanılarak incelenmiştir. Bu amaçla, üç boyutlu elastisiteye dayanan bir sonlu eleman formülasyonu geliştirilmiştir. Yer değiştirme fonksiyonları çevresel yön boyunca kesin trigonometrik fonksiyonlar şeklini ve diğer iki ortogonal yönde p versiyon tip hiyerarşik polinomlar dizisi şeklini almaktadır. Başlangıç olarak burkulma problemi incelenmiştir. Kritik basınçlar ve kusur duyarlılığı parametreleriyle ilgili yakın çalışmalar sunulmuştur. Yüksek mertebeden kayma deformasyon teorisine dayanan kritik basınçlara ait mevcut sonuçlar karşılaştırmalarda kullanılmıştır. Merkezi yönlendirilmiş yükleme yerine sıvı basıncı vurgulanmıştır. Tam gelişmiş doğrusal olmayan analizlerden elde edilmiş maksimum basınçların karşılaştırmaları sunulmuştur. Çeşitli anizotrop ve ortotrop tabakalıların konfigürasyonlarının kusur duyarlılığı karşılaştırılmıştır. Rijitlendirilmiş kabukların “yerel” ve “genel” burkulma modlarındaki tepkileri ayrı ayrı incelenmiştir. Sunulan çalışma tam gelişmiş doğrusal olmayan analize iyi bir alternatiftir ve ön tasarım için önemli veriler sağlayabilir (Kasagi and Sridharan, 1995)

Bu çalışmada, eksenel ve çevresel rijitlendiricilerle takviye edilmiş kompozit silindirik kabukların burkulma yükleri için analitik çözümler tabakalı kabuk teorileri kullanılarak sunulmuştur. Tabakalı kabuk teorisi, kabuk kalınlığı doğrultusundaki yer değiştirme varyasyonları için sonuçlar vermektedir. Kabuk alanı üzerindeki rijitlendiricilerin ortalama etkileri ve rijitlendiricilerin ekzantrisitesi dikkate alınmıştır. Rijitlendirilmiş silindirik kabukların burkulması için analitik çözümler geliştirmek amacıyla Navier çözüm prosedürü kullanılmıştır. Tek tabakalı kabuk

teorilerine kıyasla tabakalı kabuk teorisinin doğruluğunu göstermek için sayısal sonuçlar sunulmuştur (Reddy and Starnes, 1993).

Bu çalışmada, homojen izotrop, ortotrop ve çapraz kat tabakalı içi boş silindirlerin ve silindirik panellerin statik ve dinamik analizleriyle ilgili olan başarılı bir yaklaşım yöntemi önerilmiş ve uygulanmıştır ve uygulamalar ilgili termo-elastik analizlere genişletilmiştir. Bununla birlikte, belirli dış mekanik yüklere maruz basit mesnetli boş silindirlerin ve silindirik panellerin burkulmasında sunulan yöntem uygulanmıştır. Basit mesnetli sınır koşullarına sahip daha karmaşık yüklemeye maruz sonlu silindirleri incelemek için sabit kenar koşullarına sahip boş silindirlerin analizlerine uygun olan bir yaklaşım özetlenmiştir (Soldatos and Ye, 1994).

Bu çalışmada, düzgün dış yanal basınç yükü altındaki silindirik kabukların burkulması birleştirilmiş biçimdeki Flügge stabilite denklemleri temel alınarak teorik olarak araştırılmıştır ve kesin sonuçlar elde edilmiştir. Seçilen dairesel burkulma modu, malzeme geometrisi ve sınır koşulları için sayısal işlemlerden burkulma basınçları elde edilmiştir. u , v ve w yer değiştirmeleri ve dw/dx eğimine göre 17 farklı homojen sınır koşulu incelenmiştir. Geniş bir geometri aralığı dikkate alınmıştır. Literatürde yer alan bazı çalışmalarla karşılaştırmalar yapılmıştır. Ayrıca, serbest silindirin kritik basıncının bir halkanın basıncına eşit olduğu yaygın anlayışına zıt olarak, sunulan modelde uzunluğa bağlı olan daha düşük burkulma basınçları elde edilmiştir (Vodenitcharova and Ansourian, 1996).

Bu makalede, homojen olmayan dikdörtgen kompozit tabakalıların burkulma ve serbest titreşim davranışını incelemek için homojen tabakalı plakların birçok teorisi genişletilmiştir. Homojen olmayan kompozit tabakalıların dinamik davranışının temel denklemi ortaya çıkarılmıştır. Simetrik çapraz tabakalıların doğal frekansları ve kritik burkulma yükleri için sayısal sonuçlar sunulmuştur. Homojen olmamanın mertebesinin, şekil oranının ve düzlem içi ortotropi oranının doğal frekans ve kritik burkulma yükleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Homojen durum için elde edilen sonuçlar literatürde yer alan benzer çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Bu çalışma göstermiştir ki klasik plak teorisi, homojen olmayan tabakalıların yapısal

davranışının varsayımında yetersizdir ve serbest titreşim ve kararlı durum homojen olmamanın derecesinden çok etkilenmektedir (Fares and Zenkour, 1999).

Bu çalışmada, kenar sınır koşullarının tamamen çapraz kat tabakalı silindirik kabukların titreşim karakteristiklerine olan etkileri incelenmiştir. Analiz, Ritz yöntemiyle, ortonormal polinomların tam esasına ve onun birleşmiş kayma deformasyonlu kabuk teorisinin Love tip versiyonlarının enerji fonksiyonları üzerine olan uygulamalarının kombinasyonuna dayanmaktadır. Sonuç olarak, kabuk doğrultusunda sürekliliği sağlayan ya da bozan tabakalar arası gerilmelerin versiyonlarını içeren iki çeşit kayma deformasyonlu Love tip teoriler kullanılmıştır. Fiziksel probleminden farklı olarak, teorik ve analitik prosedürle ilgili birçok özellik gösterilmiş ve araştırılmıştır. İlgilenilen modellemede, tabakalar arası gerilmenin sürekliliğini dikkate alan parabolik kayma deformasyonlu kabuk teorisinin versiyonuna ağırlık verilmiştir. Dahası, teorisinin bu versiyonun ve onun performansının süreklilik gereksinimini bozan daha önceki versiyonla arasındaki bağıntı araştırılmıştır. Sonuç olarak, tabakalı kompozit yapısal elemanların gerilme analizi gibi, tabakalar arası gerilme dağılımının doğru modellenmesi de daha sonraki araştırmalar için çok önemli bir konu haline gelebilir (Messina and Soldatos, 1999).

Omurtag (1999) çalışmasında tabakalı kompozitlerin eğilme probleminin çözümü için sunulan fonksiyonelin elde edilmesinde Gateaux diferansiyelinden yararlanılmıştır. Plak alan denklemleri önce Kirchhoff-Love teorisinde ve ortotrop malzemeler için sunulmuş ve daha sonra çok tabakalı kompozitler için genişletilmiştir. Geliştirilen karışık sonlu eleman dört köşe noktalı ve dörtgen olup Gauss şemaları ile sayısal entegrasyonla elde edilmiştir. Elemanın yapısı kompozitin tabaka sayısından bağımsız olup, bilinmeyen sayısında bir değişiklik olmamakta ve bilgisayar zamanından büyük tasarruf sağlamaktadır. Sonuçlar mühendislik uygulamaları için gerekli hassasiyeti vermiştir.

Sunulan makalede, hidrostatik basınç altında piezo-elastik tabakalanmış silindirik kabukların serbest titreşimi tartışılmıştır. Hamilton'un prensibinden piezo-elastik tabakalanmış silindirik kabukların doğrusal olmayan dinamik denklemleri

türetilmiştir. Buna dayanarak, hidrostatik dış basınç altında kapalı piezo-elastik silindirik kabukların dinamik denklemleri elde edilmiştir. Hidrostatik basınç altında basit mesnetlenmiş piezo-elastik tabakalı silindirik kabukların serbest titreşimi için analitik çözüm sunulmuştur ve sıvı-yapısal birleşim etkisinin su altındaki silindirik kabuğun serbest frekansına olan etkisi tartışılmıştır. Hidrostatik basınç altında piezo-elastik silindirik kabuğun doğal frekansını etkileyen faktörleri incelemek için sayısal sonuçlar sunulmuştur (Li et al., 2001).

Bu çalışmada, tabakalı silindirik kabuğun bifürkasyon burkulma analizi üç farklı kabuk teorisi (Donnell, Sanders ve Timoshenko), kullanılarak incelenmiştir. Yer değiştirme bileşenleri, Airy gerilme fonksiyonları ve normal yer değiştirmelere göre formülasyonlar incelenmiştir. Varyasyonel yöntem kullanılarak kısmi diferansiyel denklemler türetilmiştir ve çevresel koordinatlara genişletilmiş Fourier serileriyle çözülmüştür ve eksenel yönde sonlu farklar olarak sunulmuştur. Farklı yükleme modları altında olan aç-kat tabakalı silindirik kabukların burkulma davranışı parametrik olarak incelenmiştir, sonuçlar izotropik emsallerine kıyasla iki formülasyon arasında farklılık göstermiştir (Sheinman and Goldfeld, 2001).

Bu çalışmada, elektromekanik yükler etkisi altında olan tabakalı piezo elektrik dairesel silindirik kabuklar için asimptotik teori sunulmuştur. Üç boyutlu birleştirilmiş elektromekanik problem, sistematik olarak çözülebilen iki boyutlu denklemler sırasına indirgenir. Sunulan teori iki örnek problemle açıklanmıştır. Sayısal sonuçlar, mevcut kesin sonuçlarla mükemmel uyum göstermiştir ve yeni iki boyutlu piezo elektrik kabuk modeli kurmak için bazı öneriler sağlanmıştır (Cheng and Reddy, 2002).

Bu çalışmada, mekanik, elektrik ve termal yüklerin kombinasyonuna maruz piezo-elektrik hareketlendiricili çapraz kat tabakalı silindirik kabuklar için burkulma öncesi bir analiz sunulmuştur. Göz önüne alınan sıcaklık alanının, kabuk yüzeyi üzerinde ve kabuk kalınlığı doğrultusunda üniform dağılıma sahip olduğu kabul edilmiş ve elektrik alanı, sadece E_z çapraz kat bileşeni olarak kabul edilmiştir. Malzeme özelliklerinin sıcaklıktan ve elektrik alanından bağımsız olduğu kabul edilmiştir.

Temel denklemler kinematik doğrusal olmayan von-Karman-Donnell tip klasik kabuk teorisine dayanmaktadır. Kabuğun doğrusal olmayan burkulma öncesi şekil değiştirmeleri ve başlangıç geometrik kusurları beraber göz önüne alınmıştır. Kabuğun doğrusal olmayan burkulma öncesi şekil değiştirmelerinin, burkulma sonrası bölgede büyük çökmelerin ve başlangıç geometrik kusurların etkilerini içeren kabuk burkulma sınır tabaka teorisi, hibrit tabakalı silindirik kabuk durumuna genişletilmiştir. Burkulma yüklerini ve burkulma sonrası denge durumunu belirlemek için bir tekil karmaşıklık tekniği uygulanmıştır. Sayısal örnekler dış basınç ve aksenal basıncın birlikte mekanik yüklemesine maruz ve farklı termal ve elektrik yükleme şartları altındaki tamamen kaplanmış veya gömülmüş piezo-elektrik hareketlendiricili kusurlu ve kusursuz, çapraz kat tabakalı silindirik ince kabukların burkulma sonrası davranışını içermektedir. Başlangıç geometrik kusurları gibi sıcaklık artışı, uygulanan voltaj, kabuk geometrisi parametresi, istif dizisinin etkileri incelenmiştir (Shen and Li, 2002b).

Bu çalışmada çok tabakalı lamine kompozit yapıların mekanik davranışını tahmin etmek için yeni birçok tabakalı lamine kompozit yapı modeli sunulmuştur. Örnek bir çalışma olarak, hem statik hem de dinamik bakış açısı altında olan tabakalı kompozit kırımların ($90^\circ/0^\circ/0^\circ/90^\circ$) mekanik davranışı incelenmiştir. Sonuçlar Abou Harb tarafından çalışılan “Sinüs” ve sonlu elaman yöntemiyle karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, sonlu eleman yöntemiyle daha önceki modelden (Abaqus) elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında, sunulan yeni modelin daha kesin olduğunu görülmüştür. Her bir tabakanın ara yüzeyleri arası sürekliliğini elde etmek için Ossadzow tarafından tanımlanan kinematik kullanılmıştır. Denge denklemleri ve doğal sınır koşulları virtüel kuvvet prensibi kullanılarak türetilmiştir. Sunulan modeli geçerli kılmak için eğilme burkulma ve serbest titreşim için değişik durumlar dikkate alınmıştır. (Karama et al., 2003)

Civalek (2007) çalışmasında, dönen tabakalı silindirik kabuğun serbest titreşim analizine değinilmiştir. Frekansların belirlenmesi için analizde ayrık tekil konvülsiyon (DSC) tekniği kullanılmıştır. Sunulan algoritmayı göstermek için düzenlenmiş Shannon delta (RSD) çekirdek tekil konvülsiyon olarak seçilmiştir.

Formülasyonlar Love birinci yaklaşım teorisini temel almaktadır ve başlangıç çember gerilmesini ve dönmeden kaynaklanan merkezkaç ve Coriolis ivmesi etkilerini içermektedir. Temel denklemler ve sınır koşullarındaki uzaysal türevler DSC yöntemiyle ayrılmıştır. Değişik sınır koşulları, dönme hızı ve geometrik parametreler için frekans parametreleri elde edilmiştir. Dairesel düğüm sayısının kabuğun titreşim davranışına olan etkisi ayrıca analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürdeki sonuçlarla karşılaştırılarak analiz teyit edilmiş ve yeterli uyum elde edilmiştir.

Sofiye (2007) çalışmasında, çeşitli yüklere maruz seramik, FDM ve metal tabakalardan oluşan kompozit silindirik kabukların titreşim ve stabilitesi incelenmiştir. FD tabakanın malzeme özellikleri kalınlık doğrultusunda seramik ve metal hacim kesirlerinin basit kuvvet dağılımına göre sürekli değişmektedir. Düzenlenmiş Donnell tip stabilite ve uygunluk denklemleri elde edilmiştir. Analitik çözüme Galerkin yöntemi uygulanarak kritik parametreler elde edilmiştir. FD tabakanın kalınlığının, yarıçap-kalınlık oranının, uzunluk-yarıçap oranının malzeme kompozisyonun ve malzeme profil indeksinin üç tabakalı silindirik kabuğun kritik parametrelerine olan etkisini incelemek için detaylı bir parametrik çalışma sunulmuştur. Literatürde yer alan çalışmalarla yapılan karşılaştırmalarla sunulan analiz teyit edilmiştir.

Shen (2008a) çalışmasında, anizotrop tabakalı ince kabuğun burkulma ve burkulma sonrası için bir sınır tabaka teorisi geliştirilmiştir. Kabuğun her bir tabakasının, doğrusal elastik, anizotrop ve fiber takviyeli olduğu farz edilmiştir. Ayrıca iyi bilinen von Karman doğrusal olmayan deformasyon-yer değiştirme bağıntılarının geçerli olduğu varsayılmıştır. Enine yer değiştirmeli temel denklemler ve bağımsız değişkenler şeklindeki gerilme fonksiyonları doğrusal olmayan burkulma öncesi deformasyonları, burkulma sonrası bölgedeki geniş deformasyonları ve kabuğun başlangıç geometrik kusurlarını içeren bir sınır tabaka tipi ortaya çıkarır. Eksenel yüklenmiş, farklı kabuk parametrelere ve dizilişe sahip kusursuz ve kusurlu, anizotrop tabakalı silindirik kabukların burkulma sonrası analizi sunulmuştur. Burkulma yüklerini ve burkulma sonrası denge durumunu belirlemek için tekil

karmaşıklık tekniği kullanılmıştır. Anizotropiden kaynaklanan düğüm etkileri, doğrusal olmayan burkulma öncesi deformasyonlar ve başlangıç geometrik kusurlar incelenmiştir. Bu çalışmada, anizotrop tabakalı silindirik kabuk eksenel basınç yüküne maruz kaldığında, birleşmiş kayma gerilmesi ve burulma boyunca bir basınç gerilmesinin var olduğu bulunmuştur ve bu nedenle daha önce yayımlanan sonuçların yeniden gözden geçirilmesi gerekmektedir.

Shen (2008b) makalesinde, anizotrop tabakalı ince kabuğun burkulma ve burkulma sonrası için sınır tabaka teorisi dış basınç yükleme durumuna genişletilmiştir. Burkulma basıncı ve burkulma sonrası denge durumunu belirlemek için tekil karmaşıklık tekniği kullanılmıştır. Sayısal gösterimler farklı kabuk parametrelerine ve tabaka dizilişine sahip basınç yüklü, kusursuz ve kusurlu, anizotrop tabakalı silindirik kabukların burkulma sonrası ile ilgilidir. Bu çalışmada, anizotrop kabuk yanal basınca maruz kaldığında birleşmiş kayma gerilmesi ve burkulma ile birlikte çevresel gerilmenin var olduğu bulunmuştur ve bu nedenle daha önce basılan sonuçların tekrar gözden geçirilmesi gerekmektedir. Sonuçlar, basınçlı kabukların çözümlerinde sınır tabakanın $3/2$ oranında etkiye sahip olduğunu teyit etmektedir. Dış basınç altında bulunan kısmen kalın kabukların burkulma sonrası denge durumu karardır ve kabuk yapı virtüel olarak kusura duyarsızdır hâlbuki aynı yükleme durumu için çok kısa silindirik kabukların denge durumu kararsızdır.

Bu çalışmada, piezo elektrik sensör ve hareketlendiriciye sahip anizotrop silindirik kabuğun iç basınç altında tam elastik çözümü, durum uzay denklemi kullanılarak elde edilmiştir. Fourier serisi genişlemesi ve Soong varsayımı kullanılarak, temel denklemler, sabit katsayılı adi diferansiyel denklemlere indirgenmiştir. Yer değiştirmeler, gerilmeler ve elektrik potansiyeli geliştirilen durum denklemlerinin çözümünden elde edilmiştir. Sensor ve işletici etkilerinin her ikisi de incelenmiştir. Literatürde yer alan piezo-elektrik tabakalara sahip olmayan kabuklara ait sonuçlar ile yapılan karşılaştırmalarla yöntem teyit edilmiştir (Alibeigloo and Shakeri, 2009).

Kabuk yapıların burkulma ve stabilitesi üzerine yapılan daha önceki çalışmaların birçoğunda doğruluk veya seçilen kinematik teorinin her ikisi tarafından sınırlandırılan, u-v-w veya w-F formülasyonları ile sınırlıdır. Bu çalışmada tabakalı

dönel kabuklar için bir alternatif karışık formülasyon sunulmuş ve farklı kabuk teorileri için hesaplanmıştır. Bu formülasyonun prensibi, bilinmeyen fonksiyon setlerini, varyasyonel formülasyondan elde edilebilen şekilde seçmeyi içermektedir. Karışık formülasyonun temel avantajı rijitlik matrisinin türevleri hariç olarak dâhil edilebilmesidir. Bu nitelik, fiber oryantasyonların türev fonksiyonlarının olmadığı veya bileşen fonksiyonların süreksizliğe sahip olduğu karmaşık dokuma-kumaş prosedüründe çok önemlidir. Sunulan formülasyon, değişken malzeme özelliklerine sahip lifli-dokuma tabakalı koni kabuklar için gösterilmiş ve teyit edilmiştir (Goldfeld, 2009).

Bu çalışmada, çok tabakalı zikzak kabuk modeli geliştirilmiştir, ara yüzey ile ilgili gerilme temas koşullarının, tabakalar arası kayma ve normal gerilmeleri üzerinde önsel uygulamaları kalınlık doğrultusunda hiyerarşik gösterime sahiptir. Klasik modellerde olduğu gibi, fonksiyonel serbestlik dereceleri orta yüzey yer değiştirmeleri ve kayma dönmeleridir. Karakteristik nitelik olarak gösterim, çözümün varyasyonuna uyum sağlamak için kalınlık doğrultusunda noktadan noktaya değişebilir. Yüksek mertebe terimlerin katsayıları, kalınlık kesitinde ayrık noktalarda denge koşulları uygulanarak, serbestlik derecelerinin fonksiyonu olarak belirlenmiştir. Lamé'nin katsayıları ikinci mertebeye genişletilmiştir. Sayısal testlerden görüldüğü gibi sunulan yöntem, imal sonrası işlem gereksiz olduğundan, sabit gösterim için daha düşük işlem toplam işlem süresine ve aniden değişen malzeme özelliklerine sahip olan kalın tabakalı ve sandviç kabukların gerilme alanlarını tam olarak tahmin etmektedir (Icardi and Ferrero, 2011).

Bu makalede, higro-termo-mekanik yüklemeye maruz geometrik olarak doğrusal olmayan kompozit silindirik kabuk panelin burkulma sonrası yüküne rastgele sistem özelliklerinin etkisi araştırılmıştır. Sistem parametrelerinin bağımsız rastgele değişkenler olduğu varsayılmıştır. Temel denklemde yüksek mertebe kayma deformasyon teorisi ve von-Karman doğrusal olmayan kinematik kullanılmıştır. Mikro mekanik yaklaşım kullanılarak, kompozit malzemenin elastik ve higro-mekanik özelliklerinin, sıcaklığa ve nem konsantrasyonuna bağlı olduğu dikkate alınmıştır. Kompozit silindirik kabuk panelin ikinci mertebe istatistiğini (ortalama ve

varyansları) hesaplamak için, direkt iteratif tabanlı doğrusal olmayan sonlu eleman yöntemi ile birlikte yazarlar tarafından daha önce plaklar için sunulan pertürbasyon yöntemi, higro-termo-mekanik yüklemeye maruz kabuk panellere genişletilerek elde edilen birinci mertebe pertürbasyon tekniği önerilmiştir. Rastgele sistem özelliklerinin, plak geometrisinin, tabak dizilişinin, mesnet koşullarının, fiber hacim kesrinin ve sıcaklık ve nem dağılımının, tabakalı silindirik panellerin higro-termo-mekanik burkulma sonrası yüküne, olan etkileri sunulmuştur. Sunulan stokastik yaklaşımın performansı literatürde yer alan mevcut çalışmalarla ve bağımsız Monte Carlo simülasyonu ile yapılan karşılaştırmalarla teyit edilmiştir (Lal et al., 2011).

Bu çalışmada, düzgün eksenel çekmeye maruz simetrik olmayan aç-kat tabakalı kabukların serbest kenar etkileri araştırılırken, Reddy'nin tabakalama yöntemi kullanılmıştır. İzleyen bazı fiziksel argümanlar, temel yer değiştirme alanı, lokal ve global parçalara bölünmüştür. İlki, zikzak interpolasyon fonksiyonu ile kabuk kalınlığı doğrultusunda ayrıklaştırılırken ve sonraki ise birinci mertebe kayma deformasyon teorisi ile hesaplanmıştır. Daha sonra, lokal denge denklemleri durum uzay yaklaşımı boyunca çözülmüştür. Sunulan teknik çözümün doğruluğu yeni bir analitik elastik çözümle teyit edilmiştir. Böylece, problem özel sınır koşulları için kenarlar boyunca analitik olarak çözülmüştür. Sayısal sonuçlar birçok kompozit kabuk panel için iki teori ile mükemmel uyum sağlamıştır (Miri et al., 2011).

2.4. Homojen Olmayan Malzemelerden Oluşan Silindirik Kabukların Stabilitate ve Titreşimi ile İlgili Makale Özetleri

Bu makalede, dış ve eksenel basınç yüklerinin birlikte etkisi altında dairesel koni ve silindirik kabukların kritik yük değerlerinin üst sınırı bulunmuştur. Koni kabuğun farksız dengesinin diferansiyel denklemi elde edilmiş, burulma ve eksenel basınç yükleri etkisi altında stabilite problemi ele alınmış, çözümde tüm sınır koşullarını sağlayan fonksiyonlar seçilmiştir. Problem, Galerkin yöntemi uygulanarak çözülmüş ve kritik dış basınç yükü için yaklaşık ifade elde edilmiştir (Mushtari and Sachenkoy, 1958).

Stavsky (1963) makalesinde, homojen olmayan anizotrop malzemelerden oluşan plakların termo-elastisitesi incelenmiştir. Bu çalışma bu konu ile ilgili literatürdeki ilk çalışmalardan birisidir.

Bu çalışmada, eksenel basınç altındaki silindirik ve koni kabukların stabilitesi üzerine geniş deneysel programın sonucu sunulmuş ve tartışılmıştır. Deneysel veri göstermiştir ki burkulma katsayıları, yarıçap-kalınlık oranıyla birlikte değişmektedir. Literatürdeki diğer veriler incelendiğinde, bu deneysel çalışmaların birçoğu, sunulan hesaplamanın içerisinde yer almaktadır. Makale, alt sınır dizayn eğrisini de içermektedir (Weingarten et al., 1965a).

Bu makalede değişken Young modülüne sahip, eksenel basınç kuvvetlerine maruz, kesik koni kabuğun dinamik kararsızlığı ele alınmıştır. Problemin formülasyonu, Donnell tipi diferansiyel denklemlerle birlikte kararsızlık öncesinde ihmal edilen eğilme deformasyonlarının dinamik versiyonlarının üzerine kurulmuştur. Galerkin yöntemi uygulanarak, basit denklemler, Mathieu-Hill denklemler sistemine indirgenmiştir, başlıca kararsız bölgeler Bolotin yöntemi kullanılarak elde edilmiştir. Serbest titreşim problemi, kabuğun klasik burkulma problemindeki gibi dikkate alınmıştır (Massalas et al., 1981).

Bu makalede, bir çatlak içeren homojen olmayan ortam için bir düzlem elastisite problemi dikkate alınmıştır. Ortamın Poisson oranının sabit olduğu ve Young modülünün çatlakla paralel olan koordinatla birlikte üstel değiştiği varsayılmıştır. İlk olarak düzlem problemi formüle edilmiş ve sınır boyunca keyfi çekmeler için çözüm sunulmuştur. Daha sonra, çatlak problemi için integral denklemi türetilmiştir. Yoğunluk fonksiyonunun Cauchy tip esasa sahip olduğu gibi, integral denkleminin çatlak yüzey yer değiştirmesinin türevine sahip olduğu gösterilmiştir. Bu yüzden, çatlak uçları çevresindeki gerilmeler ve bu denklemin çözümü geleneksel karekök tekilliğine sahiptir. Çözüm birçok sınır koşulu için sunulmuştur. Sonuçlar, Poisson oranı ve neticede kalınlık sınırlamalarının gerilme yoğunluğu faktörleri üzerindeki etkisinin ihmal edilebileceğini göstermiştir. Diğer taraftan, sonuçlar

$E(x) = E_0 \exp(\beta x)$ içersinde malzemenin homojen olmamasını tanımlayan β parametresinden oldukça etkilenmektedir (Delale and Erdogan, 1983).

Bu makalede Young modülü ve Poisson oranı kalınlık koordinatına bağlı sürekli değişen elastik izotrop kabuğun aksenal basınç yükü, i basınç ve halka şekilli basınç yükü altında zorunlu titreşimi incelenmiştir. Önce hareket denklemi çıkarılmış, sonra ise statik ve dinamik çökmeler bulunarak dinamik faktör için analitik ifadeler elde edilmiştir. Değişik ykler altındaki silindirik kabuğun dinamiklik katsayısına homojen olmamanın etkisinin önemli olduğu sayısal olarak kanıtlanmıştır (Gadjiev and Sofiyev, 1988).

Bu makalede, varyasyonel ifade, temel denklem ve Ritz yaklaşımları kullanılarak elastik silindir ve kürelerin serbest titreşimlerinin doğal frekansları silindirik ve küresel koordinatlarda türetilmiştir. Formölasyon, ortotrop malzeme simetrisinde hesaplanabilir, katı ve boşluklu geometrilerden herhangi birinde uygulanabilir. Yer değiştirme fonksiyonları için seçilen yaklaşım fonksiyonları geometri ve koordinat sistemine bağlı olup, kuvvet serilerinin, Fourier serilerinin ve küresel uyumun bir kombinasyonudur. Tipik örnekler silindir ve kürenin her ikisi için çeşitli koordinat sistemlerinde verilmiştir. Başka yöntemlerle elde edilen sonuçlarla mükemmel bir uyum sağlanmışır (Heyliger and Jilani, 1992).

Mecitoğlu(1996) alışmasında rijitleştirilmiş kompozit tabakalı ince koni kabukların başlangıç gerilme etkileri altındaki dinamik denklemlerini sunulmuştur. Kesik koni kabuğun temel denklemleri enine kayma deformasyonlarını ve dönel ataleti içeren Donnell-Mushtary ince kabuklar teorisi üzerine kurulmuştur. Uzama-eğme çifti türetme içersinde ele alınmıştır. Kompozit tabakalı koni kabuklar aynı zamanda elastik halkalar/veya takviye kirişı ile üniform aralıklarda güçlendirilmiştir. Rijitleştirilmiş elemanlar diğerlerine göre sık olarak ayrılmıştır ve bu yüzden rijitleştirici eleman koni kabuğun dışına sıvanmıştır. Sıcaklık, nem, üretim yöntemleri nedeniyle malzeme özelliklerinin homojen olmaması oluşturulan denklemlerde dikkate alınmıştır. Koni kabuğun temel denklemlerinin tamamının tanımlanması için genelleştirilmiş varyasyonel teorem türetilmiştir. Daha sonra koni

kabuğun dinamik denklemlerinin çözümünde teklik incelenmiştir ve çözümlerde teklik için sınır ve başlangıç koşulları gösterilmiştir. Açıklayıcı örnekte olarak tabakalı kompozit koni kabuk sonlu farklar metodu kullanılarak çözülmüştür. Sonuçların doğruluğunu teyit etmek için, önceki çalışmalarda elde edilen sonuçlarla karşılaştırma yapılmış ve iyi bir uyum elde edilmiştir.

Kompozitler malzeme özelliklerinde kendilerine özgü bir rastgele dağılım sergiler. Modelleme sırasında bu varyasyonun ihmal edilmesi yapısal analizlerde hatalara ve hatalı tasarımlara neden olabilir. Bu çalışmada rastgele kısım ortalama değerlerle (burada çoğunlukla mühendislik malzemeleri kullanılmıştır) kısaca karşılaştırıldığında rastgele malzeme özellikleri dağılımına sahip kompozit dairesel silindirik kabukların serbest titreşim analizi için genel bir yaklaşım sunulmuştur. Rastgele öz değerler için karakteristik denklemi geliştirmek amacıyla bir taslak tasarlanmıştır. Birinci mertebeden karmaşıklık doğal frekansların ve mod şekillerinin ortalaması ve varyansı için karakteristik denklemlerin dağılımında kullanılmıştır (Yadav and Verma, 1998).

Bu makalede, homojen olmayan dikdörtgen kabukların serbest titreşimini incelemek için bir yöntem sunulmuştur. Homojen olmama yardımıyla, başka bir malzemenin tanıtılmasından kaynaklanan kabuk eğilme rijitliği veya kabuk kalınlığı değişimi tanımlanmıştır. Kabuğun keyfi miktarda farklı eğilme rijitliğine sahip dikdörtgen kısımlara sahip olduğu varsayılmıştır (Awrejcewicz et al.,1999)

Bu makalede, üstel Young modülü ve sabit Poisson oranına sahip radyal yönde homojen olmayan içi boş dairesel silindirin tam elastik çözümü geliştirilmiştir. Çözümde, silindire ilk olarak parçalı homojen olan aynı ölçülere sahip ve kusursuz olarak bağlanmış bileşenli homojen dairesel silindirik kabuk gibi yaklaşmıştır. Silindirin her bir bileşeni için, homojen elastisite teorisinden birçok sabite göre çözüm elde edilebilir. Bileşen silindirlerin sınırsız geniş ve kalınlıklarının çok küçük hale geldiği limit durumunda, parçalı homojen içi boş silindir orijinal homojen olmayan içi boş silindir şekline dönüşür ve bileşen silindirler için çözüme dâhil edilen sabitler sürekli fonksiyonlara dönüşür. Bu fonksiyonlar, değişken katsayılı birinci mertebe

adi diferansiyel denklemler sistemleri tarafından yönetilir ve homojen olmayan silindirin tam çözümüne olanak sağlar. Adi diferansiyel sistemlerinden kesin ve açık çözümler elde edilmiştir ve bir dizi sayısal sonuç elde etmek için kullanılmıştır. Tartışma bölümünde geliştirilen yöntemin keyfi, sürekli radyal homojen olmayan içi boş dairesel silindirlere de uygulanabileceği belirtilmiştir (Zhang and Hasebe, 1999).

Bu çalışmada elastisite modülü ve yoğunluğu kalınlık doğrultusunda parçalı sürekli değişen, zamanın bir kuvvet fonksiyonu olan dış basınç yükü altında homojen olmayan ortotrop elastik silindirik kabuğun dinamik stabilitesi incelenmiştir. İlk olarak dış basınca maruz çok tabakalı homojen olmayan elastik ortotrop kabuğun dinamik stabilite ve uygunluk denklemleri elde edilmiştir. Daha sonra Sachenkov-Baktieva yöntemi uygulanarak kritik statik, dinamik dış basınç ve dinamik faktörler analitik olarak bulunmuştur (Aksoğan and Sofiyev, 2000).

Bu çalışmada, homojen olmayan kompozit tabakalı silindirik kabukların eğilme, burkulma ve serbest titreşim problemleri incelenmiştir. Homojen olmayan malzeme özelliklerine sahip kompozit tabakalı silindirik kabukların tutarlı birinci mertebe teorisini ortaya çıkarmak için Hamilton-Reissner karmaşık varyasyonel prensibi kullanılmıştır. Temel denklemler ve gerekli sınır koşulları her hangi bir kayma düzeltme faktörü tanıtilmadan türetilmiştir. Enine dönme, gerilme, doğal frekans ve kritik burkulma yükü için sayısal sonuçlar bu teorinin avantajlarını göstermiştir. Homojen olmamanın ve kalınlık oranının kabuğun yapısal davranışı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Çalışma göstermiştir ki kabukların gerçek yapısal davranışının varsayımı için homojen olmamanın etkisi az olsa bile hesaba katılması gereklidir (Zenkour and Fares, 2001).

Sofiyev (2002) çalışmasında, zamana bağlı dış basınç yükü etkisi altında, kalınlık yönünde değişik Young modüllerine ve yoğunluklara sahip çapraz tabakalı ortotrop silindirik ince kabukların burkulmasının incelenmesi amaçlanmıştır. Önce, dinamik stabilite ve uygunluk denklemleri elde edilmiştir. Galerkin yöntemi kullanılarak denklemler, değişik katsayılarla sahip zamana bağlı diferansiyel denklemlerden oluşan bir sisteme indirgenmektedir. Son olarak, Ritz tipi varyasyon yönteminin değiştirilmiş şekli uygulanarak kritik dinamik ve statik yükler, uygun dalga sayıları,

dinamiklik katsayısı, kritik zaman ve kritik impuls analitik olarak bulunmuştur. Sayısal hesaplarda çapraz tabakalı silindirik kabukların dinamik davranışına: a) Young modülleri ve yoğunlukları değişim gösteren tabaka, b) değişik sayıda ve dizilişte tabakalar, c) zamanın değişik kuvvetleriyle değişen dış basınçların etkileri incelenmiştir. Bütün bu faktörlerin, incelenen problemin kritik parametreleri üzerinde kayda değer etkileri olduğu sonucuna varılmıştır.

Bu çalışmada, asimetric düzlem dinamik termo-elastik problemler için homojen olmayan ortotrop elastik silindirik kabuğun çözümü elde edilmiştir. İlk olarak, temel denklem, sınır koşulları ve başlangıç koşullarını yeniden yazmak için yeni bir bağımlı değişken tanıtılmıştır. İkinci olarak, homojen olmayan sınır koşullarını homojen olana dönüştürmek için özel bir fonksiyon tanıtılmıştır. Daha sonra ortogonal genişletme tekniği yardımıyla sonucun elde edilebileceği zaman değişkenine göre denklem türetilmiştir. Son olarak, homojen olmayan izotrop silindirik kabukta olduğu gibi, homojen ortotrop silindirik kabuk ve izotrop katı silindir için daha açık bir yola dönüştürülebilen yer değiştirme çözümü sunulmuştur. Sunulan yöntem kullanılarak integral dönüşümünden kaçınılabılır. Bu da keyfi termal yüklere maruz keyfi kalınlıklı silindirik kabuk için uygundur. Aynı zamanda, bu yöntem değişik sınır koşullarında dinamik termo-elastik problemler için de çok uygundur. Ayrıca sunulan sayısal hesapların yapılması çok basittir. Birçok örnek sunulmuştur (Ding et al., 2003).

Bu makalede geometrik doğrusal olmama dikkate alınarak, homojen olmayan tabakalı ortotrop silindirik ince kabukların serbest titreşimleri incelenmiştir. Kalınlığı yönünde sürekli olarak parça- parça değişen yoğunluğa ve Young modüllerine sahip tabakalı ince silindirik kabuklar için küçük deformasyonlar ve Airy gerilme fonksiyonu dikkate alınarak Donnell-Mushtary kabuk denklemlerine dayanan temel bağıntılar ve hareket denklemleri elde edilmiştir. Daha sonra denklemlere Galerkin yöntemi uygulanarak, yer değiştirme genliği için doğrusal olmayan zamana bağlı diferansiyel denklem elde edilmiştir. Frekans bu denklemden kabuk yer değiştirme genliğinin bir fonksiyonu olarak elde edilmiş ve daha sonra literatürle kıyaslanmıştır. Son olarak, doğrusal olmama, homojen olmama, tabaka sayısı ve dizilişinin frekans

üzerindeki etkisi, farklı mod sayıları için bulunmuş ve grafiksel olarak sunularak diğer çalışmalarla karşılaştırılmıştır (Sofiyev and Aksoğan, 2003).

Sunulan çalışmasının konusu zamana bağlı üniform dış bacına maruz, kalınlık yönünde değişken Young modüllü ve yoğunluklu çapraz kat tabakalı ortotrop kesik koni ince kabuğun burkulmasının incelenmesidir. Dinamik stabilite ve uygunluk denklemleri elde edildikten sonra Galerkin yöntemi kullanılarak denklemler değişken katsayıları içeren zamana bağlı diferansiyel denkleme indirgenmiştir. Kritik dinamik ve statik yükler, ilgili dalga sayıları, dinamiklik katsayısı, kritik zaman ve kritik impuls, Ritz tipi varyasyonel yöntem uygulanarak analitik olarak elde edilmiştir. Çapraz kat tabakalı ortotrop, ince kesik koni kabuğun dinamik davranışı (a) Young modülü ve yoğunlukların varyasyonlarını içeren ince levha (b) tabakaların farklı sayıları ve dizilişi (c) değişken yarı tepe açıları ve (d) zamanın farklı kuvvetleriyle değişen dış basınçların etkisi altında incelenmiştir. Problemin kritik parametreleri üzerinde tüm bu faktörlerin fark edilebilir etkisinin olduğu sonucuna varılmıştır (Sofiyev and Schnack, 2003).

Bu çalışmada, Young modülü ve yoğunluğu kalınlık doğrultusunda sürekli değişen homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan silindirik kabuğun eksenel zamanın parabolik fonksiyonu olan basınç yükü altında kinematik stabilite problemi incelenmiştir. İlk olarak, homojen olmayan ortotrop silindirik kabuğun temel bağıntıları ve değiştirilmiş Donnell tip dinamik stabilite denklemleri oluşturulmuştur. Önce Galerkin metodu daha sonra Ritz tip varyasyonel yöntem uygulanarak, dinamik kritik eksenel yük ve dinamik faktör için kapalı form çözümler elde edilmiştir. Son olarak bazı hesaplamalardan sonra, ortotropi oranının homojen olmamasının ve eksenel yükleme parametresinin kritik parametrelere olan etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar literatürde yer alan sonuçlarla karşılaştırılarak sunulan çalışmanın doğruluğu teyit edilmiştir (Sofiyev et al., 2006).

Bu çalışmada, Mindlin'in birinci mertebe kayma deformasyonlu plak teorisi kullanılarak değişken kalınlıklı homojen olmayan dairesel plakların serbest titreşim analizi sunulmuştur. Ankastre, basit mesnetli ve serbest plağın dört haneli kesinlikli

ilk üç doğal frekans ve mod şekillerinin elde edilmesi için Chebyshev düzenleme tekniği uygulanmıştır. İncelme, homojen olmama ve yoğunluk gibi yapısal parametrelerin ve onların kenar (sınır) koşullarının doğal frekansa olan etkileri araştırılmıştır. Bazı özel durumlar için sonuçlarla mevcut çalışmalar arasında yapılan karşılaştırmalar diğer yaklaşık yöntemlerle yapılmıştır ve mükemmel uyum sağlanmıştır (Gupta et al., 2007).

Bu çalışmada, homojen olmayan ortotrop silindirin deformasyonu incelenmiştir. Son yıllarda fonksiyonel değişimli malzemelere olan ilgi, bu çalışmayı yapmaya motive etmiştir. Elastik katsayıların eksenel koordinattan bağımsız olduğu varsayılmıştır. Öncelikle Saint-Venant problemi incelenmiştir. Daha sonra yanal yüzey üzerinde gövde kuvvetlerine ve yüzey çekmelerine maruz silindir ele alınmıştır. Sunulan homojen olmamaya sahip dairesel silindirin deformasyonunu incelemek için sonuçlar uygulanmıştır (İeşan and Quantilla, 2007).

Bu makalede, hidrostatik basınç yükü altındaki homojen olmayan malzeme özelliklerine sahip ortotrop koni kabukların titreşim ve stabilite problemleri incelenmiştir. İlk olarak, Young modülü ve yoğunluğu kalınlık doğrultusunda sürekli değişen ortotrop kesik koni kabuk için temel bağıntıları elde edilmiştir. Daha sonraki denklemlere Galerkin yöntemi uygulanarak kesik koni kabuğun burkulma basıncı ve frekans denklemleri elde edilmiştir. Son olarak bazı işlemlerden sonra, Young modülü ve yoğunluğu birlikte ve ayrı-ayrı değişen koni kabuğun karakteristiklerindeki değişimlerinin, homojen olmamanın ve ortotropinin boyutsuz kritik hidrostatik basınç ve boyutsuz alt frekans parametrelerine olan etkisi incelenmiştir. Sonuç tablolarla, şekillerle sunulmuş ve diğer çalışmalarla karşılaştırılmıştır (Sofiyev et al., 2009a).

Bu makalede homojen olmayan malzeme özelliklerine sahip basit mesnetli ortotrop kesik ve tam koni kabukların düzgün yanal ve hidrostatik basınç yükü altında titreşim ve stabilitesi incelenmiştir. İlk olarak, Young modülü ve yoğunluğu kalınlık doğrultusunda sürekli değişen ortotrop kesik koni kabuklar için temel bağıntılar elde edilmiştir. Galerkin yöntemi uygulanarak, kesik ve tam koni kabuğun burkulma

basınçları ve alt devri frekansları elde edilmiştir. Sonuçların doğruluğunu teyit etmek için, açık literatürde yer alan sonuçlarla karşılaştırma yapılmıştır. Bu çalışmada ayrıca, koni kabuk karakteristiklerinin değişiminin, homojen olmamanın ve ortotropinin kesik ve tam koni kabuğun kritik basınçlarına ve en düşük devri frekanslarına olan etkileri detaylı olarak incelenmiştir (Sofiyev et al., 2009b).

Bu çalışmada, hidrostatik basınç altında olan ankastre mesnetli, tabakalı homojen veya homojen olmayan ortotrop silindir, kesik ve tam koni kabuğun serbest titreşim ve stabilitesini incelemek için bir yöntem sunulmuştur. Love birinci yaklaşım teorisine dayanarak, malzeme özellikleri kalınlık doğrultusunda parçalı sürekli değişen tabakalı ortotrop kesik koni kabuğun temel denklemleri, değiştirilmiş Donnell-tip stabilite ve uygunluk denklemleri elde edilmiştir. Bu problemi çözmek için yaklaşım fonksiyonlarına bilinmeyen λ parametresi dâhil edilmiştir. Galerkin yöntemi uygulanarak, tabakalı homojen ve homojen olmayan ortotrop koni kabuğun burkulma basınçları ve temel doğal frekansları elde edilmiştir. Elde edilen formüllere dâhil edilen λ parametresi kritik gerilmelerin ve frekansların minimum koşulundan elde edilmiştir. Silindirik kabukların, kesik ve tam koni kabukların burkulma basınçları ve frekansları için λ parametresinin değişik genelleştirilmiş değerleri elde edilmiştir. Homojen ve homojen olmayan ortotrop ve izotrop malzemelerden oluşan tek tabakalı ve tabakalı silindirik kabuklar için uygun formüller özel durumlarda elde edilmiştir. Son olarak, homojen olmama derecesinin, tabakaların sayısı ve dizilişinin ve koni kabuk karakteristiklerinin değişiminin kritik hidrostatik basınç ve doğal frekansa olan etkileri araştırılmıştır. Sonuçlar homojen durum için elde edilmiştir ve literatürde yer alan emsalleriyle karşılaştırılmıştır (Sofiyev et al., 2010).

2.5. Kombine Yüklere Maruz Kabukların Stabilitesi ile İlgili Makale Özetleri

Bu çalışmada, eksenel, radyal ve burulma kombine yükleri altındaki heterojen anizotrop silindirik kabukların burkulma probleminin teorik analizi sunulmuştur. Her iki uç mafsallı veya ankastre olduğu durum için silindirin her bir ucunda dört sınır koşulu sağlanmıştır. Küçük yer değiştirmeler, klasik ince kabuk teorisi dikkate alınmıştır. Genel anizotrop yapı için, çoğunlukla 21 elastik katsayı gerekiyken, bu

problemde sadece altı elastik katsayı gerekli olması nedeniyle, orta yüzeyin yer değiştirmesi için uygun fonksiyonlar seçilerek, Flügge'nin denge diferansiyel denklemlerini çözmek mümkündür. Bu çözümlerin süperpozisyonu ile sınır koşullarını sağlayan genel çözüme ulaşılabilir. Eğer ince kabuk değişik malzemelerden içeren tabakalardan oluşmuşsa, elemanın kuvvet ve moment bileşenleri, altı elastik katsayı parçalı sürekli olarak dikkate alınarak tabakadan tabakaya integrallenir. Ortotrop ve izotrop malzemeler bu çalışmanın özel halleridir (Cheng and Ho, 1963).

Hutchinson (1965) çalışmasında, eksenel basınç ve dış basınç kombine yüklerine maruz silindirik kabukların burkulmasına başlangıç kusurların etkileri incelenmiştir. Makale eksenel simetrik kusurlara sahip kabuklarla sınırlı olmasına rağmen, daha önce elde edilen deneysel sonuçların önemli özellikleri tekrar sunulmuştur.

Bu makalede yanal basınç ve eksenel basınç kombine yükleri etkisi altında olan silindirik ve koni kabukların stabilitesi üzerine kapsamlı bir deneysel programın sonuçları sunulmuştur. Sunulan verilerin kullanılabilirliği tartışılmıştır ve önerilerde bulunulmuştur (Weingarten and Seide, 1965).

Bu makalede, iç basınç ve eksenel basınç yükleri altındaki silindirik ve koni kabukların stabilitesine ait kapsamlı bir deneysel programın sonuçları sunulmuştur. Sunulan verilerin tasarım kriteri için kullanımı tartışılmıştır ve öneriler sunulmuştur. Elastik, sıkıştırılmış silindirlerin eksenel basınç altındaki deneysel verileri göstermiştir ki, iç basınç yüküne ek olarak silindir tarafından taşınan yük, sıkıştırılmamış silindirler için küçük çökmeler teorisi tarafından sunulan değerleri arttırmaktadır. İç basınçla birlikte, net yük değişimi silindirin yarıçap-kalınlık oranına bağlı olarak elde edilmiştir ve tasarım için uygun eğriler elde edilmiştir. Koni kabuk için elde edilen deneysel sonuçlar, yeteri kadar yüksek basınçlarda küçük çökmeler teorisi tahminleriyle iyi bir uyum içersindedir. Sonuçlar, sınır koşullarının silindirlere kıyasla koniler için daha önemli olduğunu göstermektedir. Yetersiz veri elde edilmiştir, bununla birlikte, dizayn eğrileri düşük-basınç alanında önerilmektedir (Weingarten et al., 1965b).

Bu çalışmada, eş zamanlı burulma, dış basınç ve eksenel basınç yükleri altındaki dairesel silindirik kabuğun burkulması teorik ve deneysel olarak incelenmiştir. Tabakalı anizotrop davranış, küçük eksenel simetrik şekil kusurları varlığında dikkate alınmıştır. Teorik analiz, sınır koşullarının tam şeklini ve doğrusal olmayan burkulma öncesi deformasyonları dikkate almaktadır. Bu üç yükleme altındaki burkulmaya ait yaklaşık formüllerle birlikte birçok tabakalı konfigürasyonu için etkileşimli stabilite yüzeyleri hesaplanmıştır. Ayrıca, cam/epoksi silindirlerin burkulma testlerinden elde edilen verilerle karşılaştırmalar yapılmıştır (Boaton and Tennyson, 1979).

Bu makalede, eksenel basınç ve yanal basınç kombine yüklerine maruz silindirik kabukların burkulması hakkında teorik tahminler sunulmuştur. Teorik analizde enine kayma deformasyonları dikkate alınmıştır. Denge denklemleri ve ilgili sınır koşulları varyasyonel yöntemlerle türetilmiştir. Burkulma denklemleri pertürbasyon yöntemi ile türetilmiştir. Bilgisayar tabanlı sayısal sonuçlar için bir çözüm prosedürü geliştirilmiştir. Bu prosedür Galerkin yöntemine dayanmaktadır. Çözümler elde edilmiştir ve sonuçlar çeşitli tabaka dizilişleri, uzunluk-yarıçap oranları ve yarıçap-kalınlık oranları için kayma deformasyon etkisinin incelenmesi için kullanılmıştır. Sayısal sonuçlar, tablo ve grafik olarak sunulmuştur (Anastasiadis et al., 1994).

Shen (1997) çalışmasında, dış basınç ve eksenel basınç kombine yüklerine maruz sonlu uzunluklu rijitlendirilmiş tabakalı silindirik kabuklar için bir burkulma sonrası analiz sunulmuştur. Formülasyonlar, kabuğun başlangıç geometrik kusurlarını, burkulma sonrası aralıktaki doğrusal olmayan geniş çökmeleri ve doğrusal olmayan burkulma öncesi deformasyonların etkilerini içeren kabuk burkulma sınır tabaka teorisine dayanmaktadır. Rijitlendiriciler için sürülerek rijitlendirme yaklaşımı benimsenmiştir. Analizde, etkileşimli burkulma yüklerini ve burkulma sonrası denge durumunu belirlemek için tekil pertürbasyon tekniği kullanılmıştır. Sayısal örnekler, kusurlu ve kusursuz, rijitlendirilmiş ve rijitlendirilmemiş çapraz kat tabakalı silindirik kabukların performansını içermektedir. Tipik sonuçlar boyutsuz grafikler şeklinde sunulmuştur.

Bu makalede, santrifüj rotora özgü yükleme koşulları altındaki filaman- sargı yapıların gerilme ve deformasyonlarını belirlemek ve santrifüj duvar boyunca sargı açısı değişiminin etkilerini incelemek için bir analitik prosedür sunulmuştur. Bu prosedür, her biri silindirik olarak ortotropik tabakalardan oluşan birkaç silindirik alt tabakalardan oluşan düzlem gerilme ve düzlem deformasyon modellerine ve klasik tabakalı plak teorisine dayanmaktadır. Mevcut yükleme koşulları: silindir eksen etrafındaki dönmeden kaynaklanan radyal yapı kuvveti, iç ve dış basınçlar ve eksenel kuvvettir. Analiz şu üç örneğe uygulanmıştır: bir basınç kabına, bir santrifüj rotora ve bir volana. Silindirik kabuğa eksenel yükün uygulanmadığı durumlarda, sargı açısı varyasyonunun daha yararlı olduğu gösterilmiştir. Ayrıca, eksenel yükün mevcut olduğu durumda, sargı açısı varyasyonunun, ilk kat hata kriterine kıyasla son kat hata kriterinde daha yararlı olduğu gösterilmiştir (Wild and Vickers, 1997).

Shen (1998a) çalışmasında, dış sıvı basıncı ve eksenel basınç yükünün kombine yüklemesine maruz sonlu uzunluklu, katı, tabakalı, ince silindirik bir kabuk için burkulma sonrası analizi sunulmuştur. Formülasyonlar, burkulma sonrasında doğrusal olmayan büyük çökmeler, kabuğun başlangıç geometrik kusurları, doğrusal olmayan burkulma öncesi şekil değiştirmelerin etkilerini içeren kabuk burkulması sınır tabaka teorisine dayanmaktadır. ‘Yapışkan sertleştirici’ yaklaşımı sertleştiriciler için benimsenmiştir. Analizde, etkileşimli burkulma yükleri ve burkulma sonrası denge yörüngeyi saptamak için bir tekil pertürbasyon tekniği kullanılmıştır. Sayısal örnekler kusurlu ve kusursuz, katı ve katı olmayan çapraz tabakalı silindirik kabukların performanslarını içermektedir. Boyutsuz grafik formda tipik sonuçlar sunulmuştur.

Shen, (1998b) çalışmasında, düzgün sıcaklık artışı ve dış basınç kombine yüklerine maruz sonlu uzunluklu rijitlendirilmiş tabakalı silindirik kabuğun burkulma sonrası analizi sunulmuştur. Formülasyon, doğrusal olmayan burkulma öncesi deformasyonları, burkulma sonrası bölgede doğrusal olmayan geniş dönmeleri ve kabuğun başlangıç geometrik kusurlarını içeren kabuk burkulması sınır tabaka teorisine dayanmaktadır. Rijitlendirici için, sürülerek rijitlendirme yaklaşımı kullanılmıştır. Etkileşimli burkulma yüklerini ve burkulma sonrası denge durumunu

belirlenmek için analiz tekil dağılım tekniğini kullanır. Kusurlu ve kusursuz, rijitlendirilmiş veya rijitlendirilmemiş çapraz kat tabakalı silindirik kabukların performanslarıyla ilgili sayısal örnekler sunulmuştur. Farklı parametreler ve yükleme koşulları için tipik sonuçlar boyutsuz grafik formda sunulmuştur.

Bu makalede, statik ve dinamik periyodik eksenel basınç kombine yükleri etkisi altındaki tabakalı ince silindirik kabukların dinamik stabilitesi üç yaygın kabuk teorisi yani, Donnell, Love ve Flügge kabuk teorileri kullanılarak incelenmiştir. Hareket denklemlerinin normal mod genişlemeleri, stabilitesi Bolotin yöntemi kullanılarak incelenen Mathieu-Hill denklemlerine dönüşmektedir. Sunulan çalışma, birçok kabuk teorisinin dinamik stabilite analizine olan etkilerini incelemekte ve karşılaştırmaktadır (Ng and Lam, 1999).

Bu deneysel çalışmada, kombine yüklemeye maruz rijitlendirilmiş silindirik kabukların burkulma yükünün tahmini için daha iyi veriler sağlanması amaçlanmıştır. Çalışma, rijitlendirilmiş kabuğun burkulma yükünü önemli derecede etkileyen iki ana faktör üzerinde, yani geometrik kusurlar ve sınır koşulları üzerinde odaklanmıştır. Basit mesnetli altı kabuk, eksenel basınç ve dış basınç yüklerinin değişik kombinasyonları altında test edilmiştir. Sunulan deneyde, tamamen rijitlendirilmiş kabukların geometrik kusurları, doğal durumlarında ölçülmüştür ve birçok yüklemenin kombinasyonu için ilgili kritik faktörü elde etmeyi sağlayan çoklu mod analizi için girdi olarak kullanılmıştır. Böylece, etkileşim eğrilerini elde etmek için tekrarlanan burkulma prosedürü uygulandığında, eğri üzerindeki her bir nokta kabuğun ölçülen yeni yüzeyine göre ayarlanmıştır (çoklu mod analizi kullanılarak) ve bu sayede daha gerçekçi etkileşim eğrileri elde edilmiştir. Ön yüklemeli kabukların geometrik kusurları, kabuğun üretim yöntemleri ve geometrik kusurları arasında korelasyonu sağlamanın amaçlandığı ileriki çalışmalar için Uluslar arası Kusur Veri Bankasına girdi olarak hizmet edebilir (Abramovich et al., 2002).

Çelikten yapılmış dairesel silindirik kabuklar birçok inşaat mühendisliği uygulamasında geniş kullanım alanına sahiptir. Örneğin açık deniz platformları, bacalar, silolar, tanklar, boru hatları, köprü kemerleri veya rüzgâr türbin kuleleri gibi.

Bu gibi yapılar genellikle, yerel yapı stabilitesini tehlikeye sokan, membran basınç ve/veya kayma gerilme durumlarını içeren kombine yüklere maruzdur. Bu çalışmada, kombine yükler altında gerçek burkulma davranışının daha iyi irdelenmesini sağlamak için kombine yüklere maruz silindirik kabukların deneysel ve sayısal incelemesi sunulmuştur. Bununla birlikte, geçici geometrik kusurlar aracılığı ile gerçek burkulma davranışının nasıl sayısal olarak simüle edileceği gösterilmiştir. Etkileşimli kabuk burkulması için mevcut tasarım kodları ile yapılan karşılaştırmalar önemli eksiklikleri açığa çıkarmıştır. Geliştirilmiş tasarım kuralları için bazı öneriler ileri sürülmüştür (Winterstetter and Schmidt, 2002).

Bu çalışmada, aşırı çevresel yükleme maruz, modern deniz yapı elemanları bileşenlerinin burkulması ve kırılma mukavemeti için teknik bir doküman sunulmuştur. Sunulan çalışmada, eksenel basınç, radyal basınç ve kombine yükler gibi çeşitli yükleme tipi altındaki halka ile rijitlendirilmiş kabuklar ve halka ve takviye kirişlerle rijitlendirilmiş kabukların çeşitli burkulma modlarını içeren burkulma ve kırılma mukavemeti analizi üzerinde durulmuştur. Deniz yapılarında sıkça kullanılan çeşitli yarıçap kalınlık değerlerine ve gerçek kusurlara sahip test verileri ile karşılaştırmalar yapılmıştır. Katsayı değişimlerine uygun model belirsizlik katsayısının istatistiksel verileri hesaplanmıştır ve bu veriler güvenilirlik çalışmalarında kullanılabilir. Ayrıca, değişik burkulma mukavemetli kabuklarla karşılaştırmalar yapılmıştır (Das et al., 2003).

Bu çalışmada, dış basınç ve eksenel basınç kombine yüklerine maruz rijitlendirilmiş örgülü silindirik kabukların burkulma sonrası analizi sunulmuştur. Doğrusal olmayan geniş çökmeler ve başlangıç geometrik kusurlar formülasyonda dikkate alınmıştır. Etkileşimli burkulma yüklerini ve burkulma sonrası denge durumunu belirlemek için pertürbasyon yöntemi kullanılmıştır ve örgülü kabuğun elastik sabitlerini elde etmek için üç hücreli model kullanılmıştır. Makalede, kusur parametresi, rijitlik ve örgü parametrelerinin burkulma sonrası duruma olan etkileri tartışılmıştır (Zeng and Wu, 2003).

Bu çalışmada, çatlak tipinin, boyutunun ve oryantasyonun, ince silindirik kabukların burkulma davranışına olan etkilerini incelemek için iç basınç ve eksenel basınç kombine yüklerine maruz çatlak silindirik kabukların doğrusal özdeğer analizi sunulmuştur. İki tip çatlak; kesintisiz çatlak ve küçük çatlak dikkate alınmıştır. Yapılan hesaplamalardan, çatlak tipi, uzunluğu, oryantasyonu ve iç basınca bağlı olarak lokal burkulma silindirik kabuğun global burkulmasından önce oluşabileceği görülmektedir. İç basınç genellikle, silindirik kabuğun global burkulma modu ile birleştirilmiş burkulma yükünü artırır. Buna karşıt olarak, iç basıncın global burkulma modu ile birleştirilmiş burkulma yüküne etkisi çoğunlukla çatlak oryantasyonuna bağlıdır. Uzun eksenel çatlağa sahip silindirik kabuklar için, silindirik kabukların yerel burkulma modlarıyla birleştirilmiş burkulma yükleri, kabuk iç basıncı artırılarak azaltılabilir. Bununla birlikte iç basınç, çevresel çatlağa sahip silindirik kabukların yerel burkulması için dengeleyici etkiye sahiptir. Her bir çatlak oryantasyonu ve yükleme koşulu için bir kritik çatlak uzunluğu, silindirik kabuğun global burkulmasının daha önce oluşmasına neden olan yerel burkulmaya sebep olan en kısa çatlak olarak tanımlanmıştır. İç basıncın kritik çatlak uzunluğuna olan etkisini tanımlayan bazı kavramlar sağlanmıştır (Vaziri and Estekanchi, 2006).

Bu makalede, kombine yüklere maruz kompozit silindirik kabukların davranışını araştırmak için doğrusal olmayan sonlu eleman yöntemini kullanan bir sayısal çalışma kullanılmıştır. Eksenel basıncın, burulmanın, eğilmenin ve yanal basıncın değişik kombinasyonlarına maruz kusursuz kompozit silindirlerin etkileşimli burkulma eğrileri elde edilmiştir. Kusur genliğinin, kritik burkulma yüküne olan etkisini incelemek için öz mod şekilli geometrik kusura sahip kompozit kabukların burkulma sonrası analizi gerçekleştirilmiştir. Kusurların mevcut olmasından dolayı kompozit kabukların başlangıç burkulma yükleri büyük ölçüde azalmıştır. Bu çalışmada, kompozit silindirik kabuklar kombine yüklere maruz kaldığında kusurların etkisinin daha belirgin olduğu gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlardan, karmaşık yükleme koşullarına maruz geometrik olarak kusurlu kabukların burkulma ve doğrusal olmayan davranışının elastik doğrusal bifürkasyon burkulma analizi ile doğru olarak karakterize edilemeyeceği görülmüştür (Tafreshi and Bailey, 2007).

Bu makalede, termal ortamda bulunan elektrik yükü ile kombine edilmiş yanal veya hidrostatik yüklere maruz piezo-elektrik işleticiye sahip fonksiyonel değişimli silindirik kabuk için burkulma sonrası analiz sunulmuştur. Isı iletimi ve sıcaklığa bağlı malzeme özelliklerinin her ikisi de hesaba katılmıştır. Sıcaklık alanının kabuk yüzeyi üzerinde düzgün dağılıma sahip olduğu ve kalınlık doğrultusunda değiştiği ve dikkate alınan elektrik alanının sıfırdan farklı bir değere sahip E_z bileşenine sahip olduğu varsayılmıştır. Fonksiyonel değişimli malzemelerin kalınlık doğrultusunda bileşenlerin hacim kesirlerine uygun olarak basit kuvvet kuralı dağılımına göre kalınlık doğrultusunda değiştiği ve fonksiyonel değişimli ve piezo-elektrik tabakaların sıcaklığa bağlı olduğu varsayılmıştır. Temel denklemler, von-Karman-Donnell tip kinematik doğrusal olmamaya sahip yüksek mertebeden kayma deformasyonlu kabuk teorisine dayanmaktadır. Kabuk burkulmasının sınır tabaka teorisi, sonlu uzunluğa sahip fonksiyonel değişimli malzemelerden oluşan silindirik kabuğa genişletilmiştir. Etkileşimli burkulma yüklerini ve burkulma sonrası denge durumunu belirlemek için tekil pertürbasyon tekniği uygulanmıştır. Sayısal gösterimler, değişik termal ve elektrik yüklere maruz, piezo-elektrik işleticilerle tamamen kaplanmış basınç yüklü kusurlu ve kusursuz fonksiyonel değişimli silindirik kabukların burkulma sonrası davranışını içermektedir. Elde edilen sonuçlardan sıcaklık değişimi ve hacim kesri dağılımının fonksiyonel değişimli hibrit silindirik kabukların burkulma basıncı üzerinde önemli etkiye sahip olduğu görülmüştür. Buna karşın, kontrol voltajının, fonksiyonel değişimli hibrit silindirik kabuğun burkulma basıncı ve burkulma sonrası davranışı üzerinde az bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. (Shen and Noda, 2007).

Bu çalışmada, dış basınç ve eksenel basınç kombine yüklerine maruz termal ortamda bulunan sonlu uzunluklu üç boyutlu (3D) örülmüş kompozit silindirik kabuğun burkulma sonrası analizi sunulmuştur. Mikro-makro mekanik model temel alınarak, 3D örülmüş kompozit bir hücre sistemi olabilir ve her bir hücrenin geometrisi silindirik kabuğun en kesintindeki pozisyonuna son derece bağlıdır. Epoksinin malzeme özellikleri sıcaklığın doğrusal fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Temel denklemler, von Karman-Donnell-tip kinematik doğrusal olmama ile birlikte yüksek mertebeden kayma deformasyonlu kabuk teorisine dayanmaktadır. Etkileşimli burkulma yüklerini ve burkulma sonrası denge yörüngesini belirlemek için tekil

pertürbasyon yöntemi uygulanmıştır. Sayısal gösterimler, kombine yükleme koşulları altında, değişik kabuk geometrik parametrelerine ve fiber hacim kesrine sahip kusursuz ve kusurlu, örülmüş kompozit silindirik kabukların burkulma sonrası davranışı ile ilgilidir. Sayısal sonuçlar, sıcaklığa bağlı özellikler dikkate alındığında kabuğun alt burkulma yüküne ve burkulma sonrası yörüngeye sahip olduğunu göstermiştir. Başlangıç geometrik kusurlarla birlikte, sıcaklık artışının, fiber hacim kesrinin, kabuk geometrik parametresinin, yük-oranı parametresinin etkileri incelenmiştir (Li and Shen, 2008b).

Bu çalışmada, eksenel çekme ve hidrostatik basınç kombine yükleri altında ortotrop koni kabukların stabilitesi incelenmiştir. İlk olarak, kesik koni kabuk için temel bağıntılar elde edilmiştir. Galerkin yöntemi uygulanarak, ortotrop koni kabuğun kritik kombine yükleri elde edilmiştir. Son olarak, bazı hesaplamalar yaparak, ortotropi ve koni kabuk karakteristiklerinin değişiminin kritik kombine yüklere etkisi incelenmiştir. Sonuçlar literatürde yer alan diğer çalışmalarla karşılaştırılmıştır (Sofiyev and Valiyev, 2009).

Bu makalede, dış basınç ve eksenel basınç kombine yükleri etkisi altındaki fonksiyonel değişimli malzemelerden oluşan dairesel silindirik kabukların stabilite problemleri incelenmiştir. Formülasyon birinci mertebe kayma deformasyon teorisine dayanmaktadır. Uygulanan eksenel basınç ve dış basınç kombine yüklerini ifade etmek için bir yük etkileşim parametresi tanımlanmıştır. Uygunluk denklemleri, komşu denge kriteri yöntemi ile türetilmiştir. Burkulma davranışını analiz etmek için ve kritik burkulma yüklerini elde etmek için bu denklemler kullanılmıştır. Fonksiyonel değişimli malzemenin kuvvet kural indeksinin, yük etkileşim parametresinin, kalınlık oranının ve en-boy oranının kritik burkulma yüküne olan etkilerini ortaya çıkarmak için detaylı bir sayısal çalışma gerçekleştirilmiştir. Sunulan analizin geçerliliği, elde edilen sonuçların literatürde mevcut olan sonuçlarla karşılaştırılması ile kontrol edilmiştir (Khazaeinejad et al., 2010).

Sheydakov (2010), çalışmasında, iç ve dış basınç altında sıkıştırılmış silindirik kabuğun (tüpün) stabilite analizi gerçekleştirilmiştir. Problem doğrusal olmayan Cosserat elastisite teorisi çerçevesinde incelenmiştir. Üç boyutlu doğrusallaştırılmış

denge denklemlerini sayısal olarak çözerek, deformasyon parametreleri için kritik değerler ve ilgili kararsızlık modları bulunmuştur ve ayrıca, bu parametrelerin uzayında stabilite bölgeleri düzenlenmiştir. Elde edilen sonuçlar temel alınarak, kabuk geometrisinin stabilite üzerindeki etkisi analiz edilmiştir. Mikro polar ortamdan oluşan silindirik kabuğun denge bifürkasyonuna çift gerilmelerin etkileri üzerine bazı genel sonuçlar formüle edilmiştir.

Sofiyev (2010a) makalesinde, eksenel çekme ve hidrostatik basınç kombine yüklerine maruz fonksiyonel değişimli kesik koni kabuğun elastik burkulması araştırılmıştır. Burada, eksenel çekme kuvvetleri sırasıyla kabuğun alt ve üst yüzeylerine ayrı-ayrı uygulanmıştır. Koninin metal ve seramik karışımı olduğu ve özelliklerinin kabuk kalınlığının kuvvet ve üstel fonksiyonları olduğu varsayılmıştır. Temel bağıntılar verildikten sonra, eksenel çekme ve hidrostatik basınç kombine yüklerine maruz fonksiyonel değişimli kesik koni kabuğun stabilite ve uygunluk denklemleri türetilmiştir. Galerkin yöntemi uygulanarak, FDM koni kabukların kritik kombine ve ayrı yükleri için formüller elde edilmiştir. Homojen ve FD silindirik kabuklar için uygun formüller özel bir durum olarak bulunmuştur. Değişen malzeme karakteristiklerinin, malzeme kompozisyonun ve bileşen hacim kesirlerinin, basit mesnetli FDM kabukların kritik kombine ve ayrı yüklerine olan etkileri incelenmiştir. Homojen durum için elde edilen sonuçlar literatürde yer alan emsalleriyle karşılaştırılmıştır.

Sofiyev (2010b) çalışmasında, Pasternak tip elastik zemin üzerinde bulunan eksenel çekme ve hidrostatik basınç kombine yüklerine maruz fonksiyonel değişimli malzemelerden (FDM) oluşan dairesel kesik koni kabuk ve silindirik kabukların burkulma analizi sunulmuştur. Elastik zemin üzerinde bulunan veya bulunmayan FDM kesik koni kabuğun kritik kombine yükleri analitik olarak bulunmuştur. Özel bir durum olarak, elastik zemin üzerinde bulunan veya bulunmayan FDM silindirik kabuklar için uygun formüller elde edilmiştir. Formülasyonun doğruluğunu ve etkinliğini göstermek için birçok örnek sunulmuştur.

Bu makalede, sabit yanal basınç ve eksenel basınç yükleri altındaki kısmen sıvı dolu silindirik kabukların dinamik stabilitesini araştırmak için hibrit sonlu eleman yöntemi

kullanılmıştır. Yapısal formülasyon, Sanders kabuk teorisinin ve klasik sonlu eleman yönteminin bir kombinasyonudur. Düğüm yer değiştirmeleri, Sanders kabuk teorisinin tam çözümlerinden elde edilmiştir. Kabuk, yanal basınç ve eksenel basınç altında olduğunda başlangıç gerilme rijitlikleri hesaba katılmıştır. Sıvının, sıkıştırılmaz ve serbest yüzey etkisine sahip olmadığı varsayılmıştır. Sıvı-yapı ara yüzeyinde, düğüm elastik yer değiştirmesine göre hareketi tanımlanan sıvı, kabuk elamanının her bir düğümünde hız potansiyel değişkeni olarak dikkate alınmıştır. Sayısal simülasyon yapılmıştır ve değişik doluluk oranlarına sahip ön gerilmeli silindirik kabukların titreşim frekansları elde edilmiştir ve elde edilen sonuçlar mevcut deneysel ve teorik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Değişik yanal basınç ve eksenel basınç yükleri kombinasyonlar ile birlikte, farklı kabuk geometrileri, doluluk oranları için stabilite özetlenmiştir. Sunulan hibrit sonlu elaman yöntemi, diğer ticari sonlu eleman yazılımlarına kıyasla daha az hesaplama gereksinimi duyar ve uzay araçlarının dinamik stabilitesinin analizinde etkin bir şekilde kullanılabilir (Sabri and Lakis, 2011).

Son yıllarda literatürde ve endüstride, çelik boru hatlarının deformasyon tabanlı tasarımları yaygın olarak kabul görmektedir. Deformasyon tabanlı boru hatlarının kullanımındaki güncel artış nedeniyle, yazarlar bu makalede, kompozit onarılmış boru hatlarını ve onların deformasyon tabanlı tasarımlardaki uygulanabilirliğini araştırmışlardır. Daha önceki çalışmalarında yazarlar, kombine yükleme koşulları altında, onarılmış borunun, kompozit onarılmış sargı bölgesinde burkulabileceğini bulmuşlardır. Onarılmış boru hatlarındaki yerel burkulma davranışını sınırlamak için, basınç deformasyon sınırı araştırılmıştır. Bunun için, bir sonlu eleman yöntemi kullanılmıştır. Sonuçlardan görülmüştür ki, maksimum gerilmeler daha önce onarılmış hata bölgesinde oluşmamaktadır. Bununla birlikte, yerel burkulma çelik boru hatlarının hasarsız bölgelerinde oluşmaktadır. Sonlu eleman yöntemini doğrulamak için, Fiber Takviyeli Polimerlerle onarılmış boru hatlarının deneysel çalışması da gerçekleştirilmiştir. Ayrıca, kompozit onarılmış sargıların limitlerini anlayabilmek için bir parametrik hesaplamalı araştırma da yapılmıştır (Shouman and Taheri, 2011).

Takano (2011) çalışmasında, anizotropi, enine kayma rijitliği, uzunluk ve onların etkileşimlerinin aksenal basınç ve burulma kombine yükleri ve sadece burulma yükü etkisi altındaki burkulmaya olan etkileri, anizotropi ve enine kayma rijitliklerini içeren derin kabuk teorisini temel alan daha önce geliştirilmiş analitik model kullanılarak araştırılmıştır. Bu model daha önce sadece aksenal basınç altında doğrulanmıştır, bu çalışma ile birlikte burulma etkisi altındaki burkulma sonuçları, önceki analizlerin sonuçlarıyla karşılaştırılmış ve modelin burulma etkisi altındaki burkulmalar için iyi sonuçlar sergilediği görülmüştür. Yapılan araştırma, silindirik kabuğun burkulma yüklerinin sadece anizotropi ve enine kayma rijitliğinden değil bunların yanı sıra kabuk uzunluğundan da etkilendiğini göstermiştir. Bu da, sığ kabuk teorisinin uygun olmadığı ve anizotropi ve enine kayma rijitliklerini içeren derin kabuk teorisinin kullanılması gerektiği anlamına gelmektedir.

2.6. Sunulan Tez Çalışması ile İlgili Literatürde Bulunan Kitaplardan Bazıları

Kabuklar, modern yapı mühendisliğinde, uçak sanayisinde, gemi üretiminde, roket üretiminde yapı elemanı olarak çok geniş kullanım alanına sahiptir. Mühendislik alanındaki yapı elemanları incelendiğinde, genellikle bu yapı elemanlarının anizotrop olduğu (doğal olarak veya yapısal olarak) ve birçok durumda anizotrop ve tabakalı olduğu sonucuna varılmıştır. Sunulan kitap yazarın geçmiş birkaç yılda yapmış olduğu araştırmalara dayanmaktadır ve yedi bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, eğrisel koordinatlarda anizotrop yapıların elastisite teorisinin temel denklemleri; ikinci bölümde, anizotrop tabakalı kabukların genel teorisi; üçüncü bölümde, anizotrop kabukların membran teorisi; dördüncü bölümde, simetrik yüklenmiş anizotrop dönel kabukların teorisi; beşinci bölümde, anizotrop silindirik kabuklar; altıncı bölümde, sığ anizotrop kabuklar; yedinci bölümde, anizotrop kabuklar ve plakların yeni teorileri sunulmuştur (Ambartsumyan, 1964).

Ambartsumyan (1967) kitabında, klasik teori temel hipotezinden bağımsız olarak, yani doğru normaller hipotezinden yararlanılarak anizotrop plakların ilerletilmiş teorisinin formülasyonunun elde edilmesi ve geliştirilmesi amaçlanmıştır. Bu kitapta ele alınmış geliştirilmiş teori versiyonları, gerçekte, orta plak yüzeyi ile ilgili olan

enine yer değiştirmeler ve normal gerilmelerin etkilerini dikkate alan yeni yaklaşımları içermektedir. Bu versiyonlar, klasik teoriye temel düzeltme sağlamaktadır ve klasik teorinin temel gerilme durumunun birinci düzeltmesinin türetilmesinde uygulanabilir. Bu düzeltmenin etkisi, E_i/G_{13} oranının artmasıyla artmaktadır ve yüksek dereceden anizotrop plaklar için çok önemli olabilir. Kitap dört bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, anizotrop yapıların elastisite teorisinin temel denklemleri; ikinci bölümde anizotrop plakların genel teorisi; üçüncü bölümde plakların gerilme ve deformasyon durumlarının belirlenmesi; dördüncü bölümde plakların bazı titreşim ve stabilite problemleri sunulmuştur.

Volmir (1967) kitabında, çok önemli pratik öneme sahip olan, çubukların plakların ve kabukların stabilite teorisini farklı bölümlerde özetlenmiştir. Kitapta, son yıllardaki endüstri (özellikle uçak üretimi) ve yapıların gereksinimlerine uygun olarak ortaya çıkan bir dizi yeni problem dikkate alınmıştır. Bununla birlikte, elastik sistemlerin dinamik stabilitesi, kabukların burkulması üzerine yazar ve meslektaşları tarafından elde edilen teorik ve deneysel veriler sunulmuştur. Kitapta sunulan grafik ve tablolar pratik hesaplamalarda doğrudan kullanılabilir. Çok sayıda sayısal örnek sunulmuştur.

Kaczowski (1968) kitabında plakların istatistiksel hesaplamaları sunulmuştur. Plak deformasyonunu açıklamak için enine kayma gerilme fonksiyonu verilmiştir.

Bu kitapta, çubuklar, plaklar ve kabuklar için doğrusal olmayan denge denklemleri ve birleştirilmiş doğrusal stabilite denklemleri sunulmuştur. Ayrıca, mekanik yüklere maruz yapısal elemanların burkulma davranışları detaylı olarak incelenmiştir (Brush and Almroth, 1975).

Sunulan kitapta, kompozit malzemelerin ve tabakalı kompozit yapıların mekanik davranışlarının temel kavramlarına giriş sunulmuştur. Mikro mekanik ve makro mekanikten tabakalanma teorisine ve plak eğilmesi, burkulması ve titreşimine kadar kompozit malzemelerin fiziksel özelliklerini açıklayan birçok konu başlığını içermektedir. Ek olarak, bu kitap kompozit malzemelerin tasarımı hakkında güncel bilgileri ve teori-deney karşılaştırmaları içermektedir (Jones, 1975).

Sunulan kitap, eğilme ve enine kayma etkilerinin her ikisinin dikkate alındığı elastik plakların düzenlenmiş teorilerini ve onlara ait bazı uygulamaları içermektedir. Kitap dört bölümden oluşmaktadır. İlk bölümde izotrop dikdörtgen plaklar, ikinci bölümde ortotrop plaklar, üçüncü bölümde izotrop dairesel plaklar, dördüncü bölümde ise elastik zemin üzerinde bulunan dönen simetrik yükler altındaki elastik plaklar detaylı şekilde incelenmiştir (Panc, 1975).

Sunulan kitapta, dönel kabuklar detaylı olarak incelenmiştir. Kitap on iki bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde giriş bilgileri; ikinci bölümde dönel kabukların geometrisi; üçüncü bölümde kabuklara gelen yükler; dördüncü bölümde dönel kabukların membran durumunda iç kuvvetlere ait denge denklemleri; beşinci bölümde dönel kabukların membran hale uygun mesnet şekilleri ve sınır şartları; altıncı bölümde dönel simetrik halde bazı kabuk tiplerinde iç kuvvetlerin hesabı; yedinci bölümde dönel simetrik olmayan yüklemeler ve mesnetlendirmeler; sekizinci bölümde dönel kabukların membran halde deformasyon ve deplasmanları; dokuzuncu bölümde dairesel silindirik kabuğun dönel simetrik durumda eğilmeli hesabı; onuncu bölümde dönel simetrik kabuklarda mesnet civarındaki eğilme tesirlerinin yaklaşık olarak hesabı; on birinci bölümde kabukların boyutlandırılması; on ikinci bölümde uygulamalar sunulmuştur (Özden, 1975).

Lomakin (1976) çalışması özellikleri koordinatlarının sürekli fonksiyonları olan cisimlerin elastik teorisinin statik ve kuazi-statik problemlerini kapsamaktadır. Bu çalışmada pratik önemi olan ve ısıya bağlı değişen homojen cisimlerin termo-elastik problemleri de ele alınmıştır.

Lekhnitskii (1981) kitabında, anizotrop yapılar için elastisite teorisi detaylı şekilde sunulmuştur. Kitap dokuz bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde, anizotrop yapıların elastisite teorisinin genel denklemleri, ikinci bölümde elastik dengenin en basit halleri, üçüncü bölümde ana doğrultuda gerilmelerin değişmediği silindirik yüzeyle sınırlandırılmış yapının elastik dengesi, dördüncü bölümde doğrusal anizotropiye sahip yapı için genelleştirilmiş düzlem deformasyonu düzlem problemi, beşinci bölümde silindirik anizotropiye sahip homojen ve sürekli homojen olmayan yapılar için genelleştirilmiş düzlem deformasyonu, düzlem problemi ve ilgili

problemler, altıncı bölümde genelleştirilmiş burulma ve çubukların burulması, yedinci bölümde en basit tipli eğilme yükü altındaki anizotrop konsolun dengesi, sekizinci bölümde dönel yapıların burulması, dokuzuncu bölümde enine izotrop dönel yapıların eksenel simetrik deformasyonu sunulmaktadır.

Sunulan kitap plak ve kabuk teorileri ilgili literatürde yer alan önemli kaynaklardan biridir. Kitap on altı bölümden oluşmaktadır. Kitapta birinci bölümde uzun dikdörtgen plakların silindirik bir yüzeye eğilmesi, ikinci bölümde plakların tamamen eğilmesi, üçüncü bölümde dairesel plakların simetrik eğilmesi, dördüncü bölümde yanal yüklenmiş plakların küçük çökmeleri, beşinci bölümde basit mesnetli dikdörtgen plaklar, altıncı bölümde birçok sınır koşulunda dikdörtgen plaklar, yedinci bölümde sürekli dikdörtgen plaklar, sekizinci bölümde elastik zemin üzerinde bulunan plaklar, dokuzuncu bölümde değişik şekle sahip plaklar, onuncu bölümde plak teorilerinde özel ve yaklaşık yöntemler, on birinci bölümde anizotrop plakların eğilmesi, on ikinci bölümde plağın orta düzleminde bulunan kuvvetler ve yanal yüklerin kombine etkisi altındaki eğilmesi, on üçüncü bölümde plakların büyük çökmeleri, on dördüncü bölümde kabukların eğilmesiz deformasyonları, on beşinci bölümde silindirik kabukların genel teorileri, on altıncı bölümde eksenlerine göre simetrik yüklenmiş dönel yüzey şekline sahip kabuklar ele alınmıştır (Timoshenko and Woinoswsky-Krieger, 1985).

Khoroshun et al. (1988) çalışmasında kalınlık boyunca homojen olmayan plak ve kabukların genelleştirilmiş teorisi verilmiş ve bir seri problemler çözülmüştür.

Sunulan kitapta, tabakalı kompozit plakların değişik sınır koşulları, değişik yükler etkisi altında, kayma şekil değiştirme ve geometrik doğrusal olmama koşulları dikkate alınarak çok sayıda problem çözülmüş, grafik ve çizelgeler sunulmuştur. Bölüm 1-3’de bazı matematiksel girişler, anizotrop elastisitenin denklemleri, virtüel iş ve varyasyonel metotlar incelenmiştir. Bölüm 4 te kompozit malzemelerin ortak terimleri tanıtılmış ve daha sonra tabaka, gerilme ve deformasyon dönüşümlerinin temel denklemleri ele alınmıştır. Bölüm 5’te klasik ve birinci mertebe kayma deformasyonlu tabakalı plakların hareket denklemlerinin türetilmesi sunulmuş ve

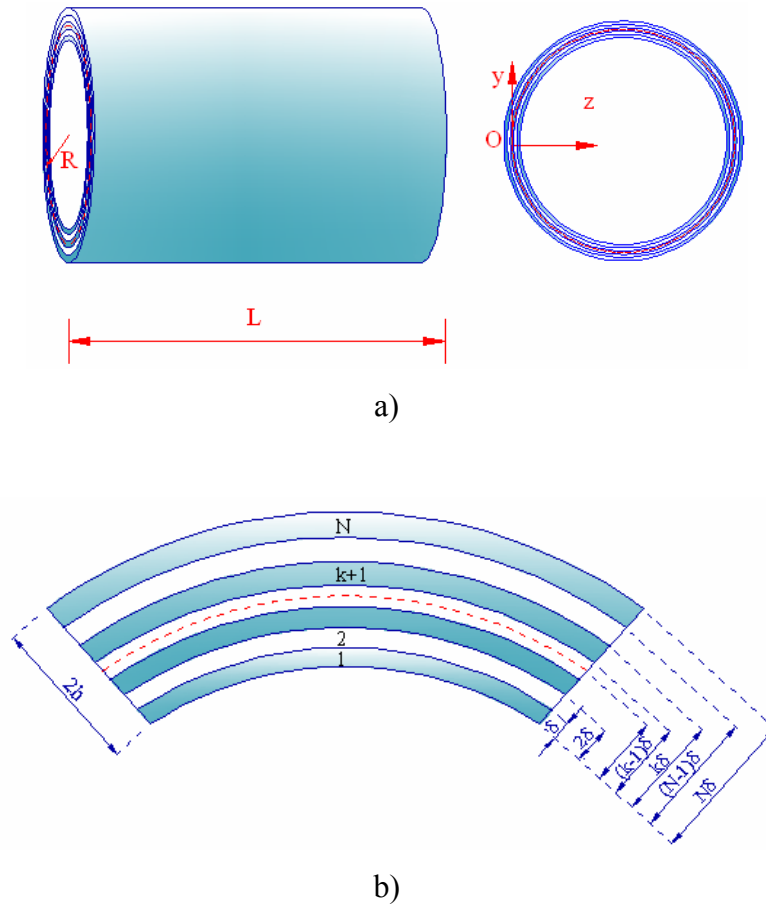
seçilen tabakaların tabaka rijitlik karakteristikleri tartışılmıştır. Bölüm 6 klasik ve birinci mertebe kayma deformasyon teorilerinin silindirik eğilmede tabakalı kirişler ve plak şeritlere uygulanmasını içermektedir. Bölüm 7’de özel ortotropik dikdörtgen tabakaların klasik tabakalı plak teorisini kullanan analiziyle ilgilenilmiştir. Burada malzeme anizotropluğunun, tabakalanma şemasının ve plak en-boy oranının eğilme dönmesi ve gerilmeye olan etkileri, burkulma yükleri, titreşim frekansları ve süreksiz davranışlar tartışılmıştır. Bölüm 8 ve 9 da klasik ve birinci mertebe kayma deformasyonlu plak teorileri için sırasıyla Navier ve Levy çözüm yaklaşımlarını temel alan dikdörtgen tabakaların süreksiz davranışları, doğal titreşim, burkulma ve eğilme için analitik çözümler sunulmuştur. Bölüm 10 da kompozit tabakaların sonlu eleman analizi incelenmiştir. Klasik tabakalı plak teorisini ve birinci mertebe kayma deformasyonlu kabuk teorisine dayanan tek boyutlu (kiriş ve plak şeritler için) ve iki boyutlu (plaklar) sonlu elemanlar yöntemleri tartışılmış ve sayısal örnekler sunulmuştur. Bölüm 11 ve 12 de sırasıyla yüksek mertebeden (üçüncü mertebe) tabaka teorileri ve tabaka yöntem teorisi sunulmuştur. Sonlu elemanlar yöntemi ve analitik modeller tartışılmıştır. Son olarak bölüm 13’te kompozit tabakaların geometrik olarak doğrusal olmayan analizi incelenmiştir. Von-Karman doğrusal olmamaya sahip tabakalı plakların yer değıştirme sonlu eleman modelleri türetilmiş ve bazı tipik problemler için sayısal sonuçlar sunulmuştur (Reddy, 2004).

Sunulan monografi plak ve kabuk şekilli ince yapı elemanlarının pratik hesabı ve teorilerini içermektedir. Değişik özelliklere sahip elastik ve elastik olmayan malzemelerden oluşan plak ve kabukların doğrusal ve doğrusal olmayan teorisi sistemli şekilde sunulmaktadır. Düzgün sınır değer problemler formüle edilmiş ve değişik yöntemlerle çözümleri bulunmuştur. Kitapta aynı zamanda, izotrop ve anizotrop plak ve kabukların doğrusal ve doğrusal olmayan (fiziksel ve geometrik) formülasyonda; eğilme, stabilite ve titreşim problemleri ele alınmıştır. Daha tipik problemlerin çözümlerinin ve deney sonuçlarının analizleri yapılmıştır. Kitap elastik ve elastik olmayan malzemelerden oluşan plak ve kabukların stabilitesi ile ilgili çok sayıda özgün sonuçlar içermektedir (Ogibalov and Koltunov, 1969).

3. MATERYAL ve YÖNTEM

3.1. Tabakaları Oluşturan ve Kalınlık Koordinatlarına Bağlı Olarak Değişen Ortotrop Malzeme Özelliklerinin Matematiksel Modelleri

Uzunluğu L ve yarıçapı R olan N eşit tabakadan oluşan ve toplam kalınlığı $h_1 = 2h$ olan dairesel silindirik bir kabuk, ortotrop malzemelerden oluşturulmuş olsun. $\delta = 2h/N$ bir tane tabakanın kalınlığıdır. Tabakalar arasındaki değme koşulu rijit bağlanma koşuludur. Bu koşul tüm kabuk için yer değiştirmelerin aynı olmasını ve tabakaların birinin diğerine basıncının göz önüne alınmamasını sağlar. Bu ise klasik kabuk teorisinde olduğu gibi kabul edilen hipotezlerin tüm kabuk için sağlanması anlamına gelir. Silindirik kabuk deformasyona maruz kaldığında tabakalar kopmaz, kaymaz ve deformasyon sonrası elastikliklerini korur.



Şekil 3.1. a) N -tabakalı ortotrop silindirik kabuk ve geometrisi, b) Kabuğun en kesiti

Oxyz eğrisel koordinat sistemi silindirik kabuğun orta yüzeyi olarak adlandırılan referans yüzeyinde seçilmiştir. (Şekil 3.1. a,b). Tek sayıda tabakadan oluşan silindirik kabuklarda orta yüzey yerine geçen yüzey, N çift sayı olduğunda $z = 0$ kesitinde olur. N tek sayı olduğunda $[N/2]'$ nin tam değerlerinde $z = 0$ kesitinin solunda, $[N/2]+1$ olduğunda ise sağında olur. x eksen silindirin ana doğrultusundaki, y çevre doğrultusundaki, z silindirik yüzeyin iç normali doğrultusundaki koordinatlarıdır. O noktası silindirin sol uç noktası ile çakışır. Ortotropi eksenleri x ve y koordinatları doğrultusuna paraleldir.

Bu durumda tabakaları oluşturan ortotrop malzemelerin Young ve kayma modülleri z kalınlık koordinatının sürekli fonksiyonları olarak, aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{bmatrix} E_1^{(k+1)}(\bar{z}) \\ E_2^{(k+1)}(\bar{z}) \end{bmatrix} = \left[1 + \mu^{(k+1)} \eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) \right] \begin{bmatrix} E_{01}^{(k+1)} \\ E_{02}^{(k+1)} \end{bmatrix} \quad (3.1.1)$$

$$\begin{bmatrix} G_{12}^{(k+1)}(\bar{z}) \\ G_{13}^{(k+1)}(\bar{z}) \\ G_{23}^{(k+1)}(\bar{z}) \end{bmatrix} = \left[1 + \mu^{(k+1)} \eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) \right] \begin{bmatrix} G_{012}^{(k+1)} \\ G_{013}^{(k+1)} \\ G_{023}^{(k+1)} \end{bmatrix} \quad (3.1.2)$$

Burada, $E_{01}^{(k+1)}$, $E_{02}^{(k+1)}$ ve $E_1^{(k+1)}(\bar{z})$, $E_2^{(k+1)}(\bar{z})$ sırasıyla (k+1)'ci tabakada homojen ve homojen olmayan malzemenin x ve y ana doğrultularda Young modülleri, $G_{012}^{(k+1)}$ ve $G_{12}^{(k+1)}(\bar{z})$ (k+1) 'ci tabakada homojen ve homojen olmayan malzemenin Oxy düzleminde kayma modülü olup, x ve y doğrultuları arasındaki açının, $G_{013}^{(k+1)}$ ve $G_{13}^{(k+1)}(\bar{z})$ (k+1) 'ci tabakada homojen ve homojen olmayan malzemenin Oxz düzleminde kayma modülü olup, x ve z doğrultuları arasındaki açının, $G_{023}^{(k+1)}$ ve $G_{23}^{(k+1)}(\bar{z})$ (k+1) 'ci tabakada homojen ve homojen olmayan malzemenin Oyz düzleminde kayma modülü olup, y ve z doğrultuları arasındaki açının değişimlerini karakterize etmektedir. Burada $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z})$ tabakalardaki Young ve kayma modüllerinin değişim fonksiyonları olup, kuvvet fonksiyonları şeklinde ifade

edilmekte ve $\left| \eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) \right| \leq 1$ eşitsizliği sağlanmaktadır; $\mu^{(k+1)}$ tabakalarda Young ve kayma modüllerinin değişim katsayıları olup, $0 \leq \mu^{(k+1)} \leq 1$ 'dir.

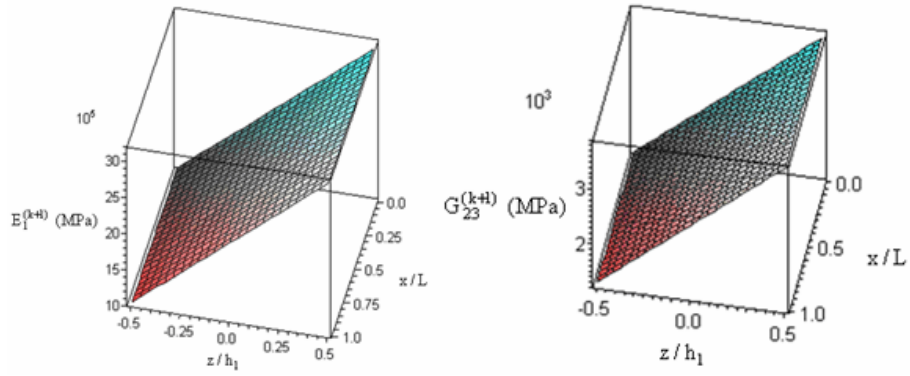
Silindirik kabuğun tabakalarını oluşturan ortotrop malzemenin $E_1^{(k+1)}(\bar{z})$ Young ve $G_{23}^{(k+1)}$ kayma modüllerinin kalınlık koordinatına bağlı değiştiği durumlar için matematiksel modeller oluşturulduktan sonra Young ve kayma modüllerinin kalınlık koordinatına bağlı değiştiği durumlar için üç boyutlu modeller aşağıda sunulmaktadır. Young ve kayma modüllerinin diğer bileşenleri için de benzer şekiller çizilebilir.

Şekillerin çiziminde eksenler üzerinde $E_1^{(k+1)}; G_{23}^{(k+1)}; z/h_1; x/L$ sembolleri kullanılmış ve $\mu^{(k+1)} = 1$ olarak göz önüne alınmıştır. Grafiklerde bor/epoksi ortotrop malzeme özellikleri kullanılmıştır:

$$E_{01}^{(k+1)} = 2.06844 \times 10^{11} \text{ Pa}; E_{02}^{(k+1)} = 1.86159 \times 10^{10} \text{ Pa}, G_{012}^{(k+1)} = 4.48162 \times 10^9 \text{ Pa};$$

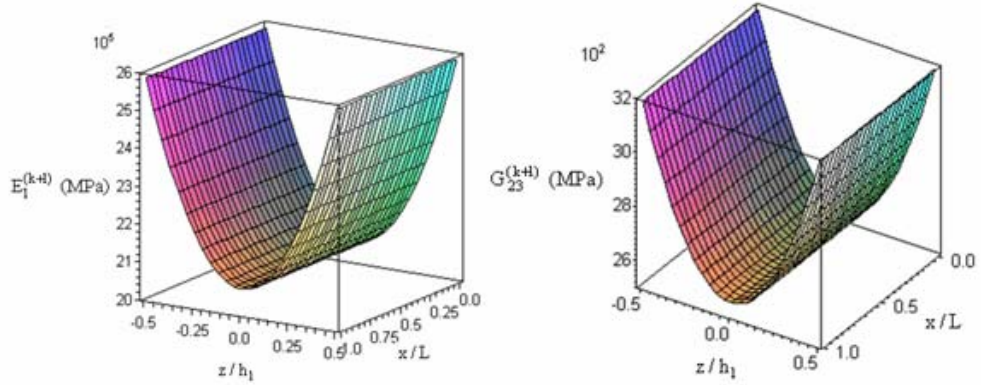
$$G_{013}^{(k+1)} = 4.48162 \times 10^9 \text{ Pa}; G_{023}^{(k+1)} = 2.55107 \times 10^9 \text{ Pa}; \nu_1 = 0.21; k = 0,1,...,7$$

- 1.) Tabakalarda kalınlık koordinatına bağlı homojen olmama fonksiyonu $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$ olduğunda, bir tabakada Young ve kayma modüllerinin değişiminin üç boyutlu şekilleri aşağıdaki gibidir (Şekil 3.2.):



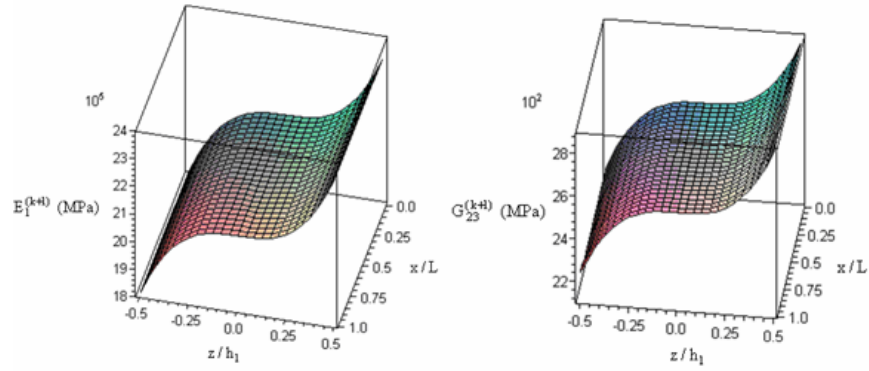
Şekil 3.2. Homojen olmama fonksiyonu $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$ olduğunda bir tabakada Young ve kayma modüllerinin değişiminin üç boyutlu şekilleri

2.) Tabakalarda kalınlık koordinatına bağlı homojen olmama fonksiyonu $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$ olduğunda, bir tabakada Young ve kayma modüllerinin değişiminin üç boyutlu şekilleri aşağıdaki gibidir (Şekil 3.3.):



Şekil 3.3. Homojen olmama fonksiyonu $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$ olduğunda, bir tabakada Young ve kayma modüllerinin değişiminin üç boyutlu şekilleri

3.) Tabakalarda kalınlık koordinatına bağlı homojen olmama fonksiyonu $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^3$ olduğunda, bir tabakada Young ve kayma modüllerinin değişiminin üç boyutlu şekilleri aşağıdaki gibidir (Şekil 3.4.):



Şekil 3.4. Homojen olmama fonksiyonu $\eta_l^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^3$ olduğunda bir tabakada Young ve kayma modüllerinin değişiminin üç boyutlu şekilleri

Dört tabakalı simetrik ve anti-simetrik silindirik kabuklarda Young ve kayma modüllerinin kalınlık koordinatına bağlı doğrusal, kuadratik ve kübik değişimine ait şekiller Çizelge 3.1. içerisinde sunulmuştur:

Çizelge 3.1. Dört tabakalı simetrik ve anti-simetrik silindirik kabuklarda Young modüllerinin değişimi

Tabaka Dizilişi	$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$		
	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
$(90/0)_s$			
$(0/90)_s$			
$(90/0/90/0)_{AS}$			
$(0/90/0/90)_{AS}$			

Diğer tabaka dizilişleri için Young ve kayma modüllerinin kalınlık koordinatına bağlı doğrusal, kuadratik ve kübik değişimine ait şekiller ekte sunulmaktadır.

3.2. Homojen Olmayan Ortotrop Malzemelerden Oluşan Kayma Deformasyonlu Tabakalı Silindirik Kabukların Temel Bağlıları

Enine kayma deformasyonları içeren homojen olmayan ortotrop kompozit malzemelerden oluşan tabakalı kabukların (k+1)'ci tabakası için gerilme ve deformasyon bileşenleri arasındaki bağlntılar aşğıdaki şekilde yazılabilmektedir:

$$\begin{bmatrix} \sigma_{11}^{(k+1)} \\ \sigma_{22}^{(k+1)} \\ \sigma_{12}^{(k+1)} \\ \sigma_{13}^{(k+1)} \\ \sigma_{23}^{(k+1)} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B_{11}^{(k+1)}(\bar{z}) & B_{12}^{(k+1)}(\bar{z}) & 0 & 0 & 0 \\ B_{21}^{(k+1)}(\bar{z}) & B_{22}^{(k+1)}(\bar{z}) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & B_{66}^{(k+1)}(\bar{z}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & B_{55}^{(k+1)}(\bar{z}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & B_{44}^{(k+1)}(\bar{z}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{12} \\ \varepsilon_{13} \\ \varepsilon_{23} \end{bmatrix} \quad (3.2.1)$$

Burada k=0,1,2,...,N-1 olup aşğıdaki tanımlar geçerlidir:

$$B_{11}^{(k+1)}(\bar{z}) = \frac{E_1^{(k+1)}(\bar{z})}{1 - \nu_1^{(k+1)}\nu_2^{(k+1)}}; \quad B_{22}^{(k+1)}(\bar{z}) = \frac{E_2^{(k+1)}(\bar{z})}{1 - \nu_1^{(k+1)}\nu_2^{(k+1)}};$$

$$B_{12}^{(k+1)}(\bar{z}) = \frac{\nu_2^{(k+1)}E_1^{(k+1)}(\bar{z})}{1 - \nu_1^{(k+1)}\nu_2^{(k+1)}} = \frac{\nu_1^{(k+1)}E_2^{(k+1)}(\bar{z})}{1 - \nu_1^{(k+1)}\nu_2^{(k+1)}} = B_{21}^{(k+1)}(\bar{z}); \quad (3.2.2)$$

$$B_{44}^{(k+1)}(\bar{z}) = 2G_{23}^{(k+1)}(\bar{z}); \quad B_{55}^{(k+1)}(\bar{z}) = 2G_{13}^{(k+1)}(\bar{z}); \quad B_{66}^{(k+1)}(\bar{z}) = 2G_{12}^{(k+1)}(\bar{z})$$

(3.2.2) ifadelerindeki $\nu_1^{(k+1)} = \nu_{12}^{(k+1)}$; $\nu_2^{(k+1)} = \nu_{21}^{(k+1)}$; k = 0,1,2,..., N - 1 tabakalardaki Poisson oranları olup sabittirler.

(1.3.4.1) ve (1.3.1.1) bağlntıları esas alındığında,

$$e_{33} = \frac{\partial u_3}{\partial z} = 0, \quad u_3 = u_3(x, y) = w(x, y), \quad (3.2.3)$$

ifadeleri elde edilmektedir. Dolayısıyla, klasik kabuk teorisinde (KKT) olduğu gibi ele alınan tabakalı silindirik kabuğun normal elemanındaki tüm noktalar için u_z yer değiştirmesi (orta yüzeye normal kabuk elemanları) referans yüzeyin uygun noktasının w normal yer değiştirmesine eşit olmaktadır.

(1.3.2.1) denklemlerinde (1.3.4.2) ifadeleri göz önünde bulundurarak referans yüzeyde e_{13} ve e_{23} kayma deformasyonları için, aşağıdaki ifadeler elde edilmektedir:

$$\begin{bmatrix} e_{23} \\ e_{13} \end{bmatrix} = f(z) \begin{bmatrix} a_{44}^{(k+1)} \psi \\ a_{55}^{(k+1)} \varphi \end{bmatrix} \quad (3.2.4)$$

Burada şu tanımlar geçerlidir:

$$a_{44}^{(k+1)}(\bar{z}) = \frac{1}{2G_{23}^{(k+1)}(\bar{z})}, \quad a_{55}^{(k+1)}(\bar{z}) = \frac{1}{2G_{13}^{(k+1)}(\bar{z})} \quad (3.2.5)$$

(3.2.3) yardımıyla (1.3.1.2) ifadesinin uygun eşitliklerinden,

$$\frac{\partial u_1}{\partial z} = -\frac{\partial w}{\partial x} + e_{13}, \quad \frac{\partial u_2}{\partial z} = -\frac{\partial w}{\partial y} + e_{23} \quad (3.2.6)$$

ifadeleri elde edilmektedir. (3.2.6) denklemi $(0, z)$ aralığında z ye göre integrallendiğinde, $z=0$ olduğunda $u_1 = u(x, y)$, $u_2 = v(x, y)$ olduğu göz önünde bulundurularak, kabuğun herhangi bir noktasının yer değiştirmesinin ifadeleri aşağıdaki gibi elde edilmektedir:

$$\begin{bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u - z \frac{\partial w}{\partial x} \\ v - z \frac{\partial w}{\partial y} \end{bmatrix} + I_0 \begin{bmatrix} a_{55}^{(k+1)} \varphi \\ a_{44}^{(k+1)} \psi \end{bmatrix} \quad (3.2.7)$$

Burada $u(x,y)$ ve $v(x,y)$ referans yüzeyin uygun noktasının yer değiştirmeleri olup şu tanım geçerlidir:

$$I_0 = \int_0^z f(z) dz \quad (3.2.8)$$

(3.2.7) ifadelerinden görüldüğü gibi klasik kabuk teorisinden farklı olarak, kayma deformasyonlu kabuk teorisinde tabakalı kabuğun referans yüzeyinden normal doğrultuda z mesafesindeki herhangi bir noktasının u_1 ve u_2 tanjant yer değiştirmesi genel halde z koordinatına doğrusal bağlı değildir. (3.2.6) ifadelerindeki u_1 ve u_2 yer değiştirmelerinin ifadeleri (1.3.2.2) bağıntısında uygun deformasyon ifadelerinde yerine yazıldığında,

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{w}{R} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{bmatrix} - z \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{bmatrix} + I_0 a_{55}^{(k+1)} \begin{Bmatrix} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \\ 0 \\ \frac{\partial \varphi}{\partial y} \end{Bmatrix} + I_0 a_{44}^{(k+1)} \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{\partial \psi}{\partial y} \\ \frac{\partial \psi}{\partial x} \end{Bmatrix} \quad (3.2.9)$$

bağıntıları elde edilmektedir. Burada ε_{11} ve ε_{22} tabakalı kabuğun her hangi bir noktasının x ve y doğrultularında deformasyon bileşenleri, ε_{12} ise kayma deformasyonudur.

(3.2.9) bağıntısını aşağıdaki şekle dönüştürelim:

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_{11} \\ \varepsilon_{22} \\ \varepsilon_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} e_{11} \\ e_{22} \\ e_{12} \end{bmatrix} - z \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{bmatrix} + I_0 a_{55}^{(k+1)} \begin{Bmatrix} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \\ 0 \\ \frac{\partial \varphi}{\partial y} \end{Bmatrix} + I_0 a_{44}^{(k+1)} \begin{Bmatrix} 0 \\ \frac{\partial \psi}{\partial y} \\ \frac{\partial \psi}{\partial x} \end{Bmatrix} \quad (3.2.10)$$

Burada şu tanımlar geçerlidir:

$$\begin{bmatrix} e_{11} \\ e_{22} \\ e_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial u}{\partial x} \\ \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{w}{R} \\ \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{bmatrix} \quad (3.2.11)$$

Burada e_{11} ve e_{22} tabakalı kabuğun referans yüzeyinin her hangi bir noktasının x ve y doğrultularında deformasyon bileşenleri ve e_{12} referans yüzeyde kayma deformasyonudur.

(3.2.10) bağıntıları (3.2.1) ifadelerinde yerine yazıldığında, şu bağıntılar elde edilir:

$$\begin{aligned}
\begin{Bmatrix} \sigma_{11}^{(k+1)} \\ \sigma_{22}^{(k+1)} \\ \sigma_{12}^{(k+1)} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} B_{11}^{(k+1)}(\bar{z}) & B_{12}^{(k+1)}(\bar{z}) & 0 \\ B_{21}^{(k+1)}(\bar{z}) & B_{22}^{(k+1)}(\bar{z}) & 0 \\ 0 & 0 & B_{66}^{(k+1)}(\bar{z}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} e_{11} \\ e_{22} \\ e_{12} \end{Bmatrix} \\
&- z \begin{bmatrix} B_{11}^{(k+1)}(\bar{z}) & B_{12}^{(k+1)}(\bar{z}) & 0 \\ B_{21}^{(k+1)}(\bar{z}) & B_{22}^{(k+1)}(\bar{z}) & 0 \\ 0 & 0 & B_{66}^{(k+1)}(\bar{z}) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ 2 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \\
&+ \begin{bmatrix} \bar{a}_{11}^{(k+1)} & 0 & 0 \\ \bar{a}_{21}^{(k+1)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{a}_{15}^{(k+1)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial \phi}{\partial x} \\ 0 \\ \frac{\partial \phi}{\partial y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \bar{a}_{12}^{(k+1)} & 0 & 0 \\ \bar{a}_{22}^{(k+1)} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{a}_{18}^{(k+1)} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial \psi}{\partial y} \\ 0 \\ \frac{\partial \psi}{\partial x} \end{Bmatrix}. \tag{3.2.12}
\end{aligned}$$

Burada şu tanımlar geçerlidir:

$$\begin{aligned}
\bar{a}_{11}^{(k+1)}(\bar{z}) &= I_0 B_{11}^{(k+1)}(\bar{z}) a_{55}^{(k+1)}(\bar{z}); & \bar{a}_{12}^{(k+1)}(\bar{z}) &= I_0 B_{12}^{(k+1)}(\bar{z}) a_{44}^{(k+1)}(\bar{z}); \\
\bar{a}_{21}^{(k+1)}(\bar{z}) &= I_0 B_{21}^{(k+1)}(\bar{z}) a_{55}^{(k+1)}(\bar{z}); & \bar{a}_{22}^{(k+1)}(\bar{z}) &= I_0 B_{22}^{(k+1)}(\bar{z}) a_{44}^{(k+1)}(\bar{z}); \\
\bar{a}_{15}^{(k+1)}(\bar{z}) &= I_0 B_{66}^{(k+1)}(\bar{z}) a_{55}^{(k+1)}(\bar{z}); & \bar{a}_{18}^{(k+1)}(\bar{z}) &= I_0 B_{66}^{(k+1)}(\bar{z}) a_{44}^{(k+1)}(\bar{z});
\end{aligned} \tag{3.2.13}$$

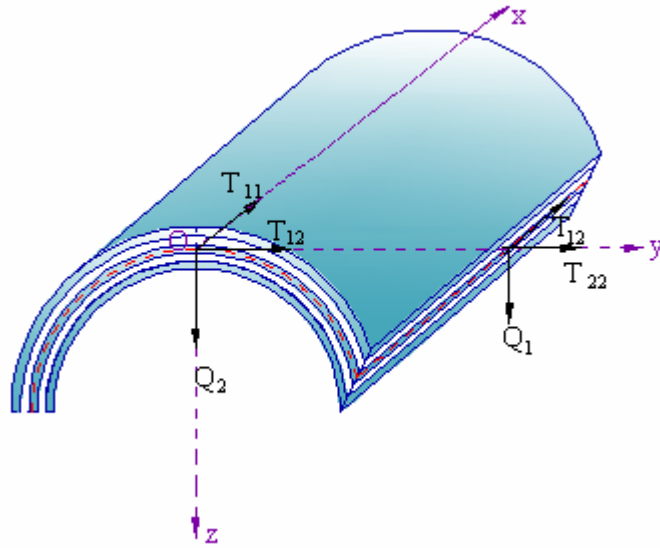
Tabakalı kabuklar için kuvvet ve moment bileşenleri için ifadeler aşağıdaki integrallerden bulunmaktadır:

$$[T_{11}, T_{22}, T_{12}] = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} [\sigma_{11}^{(k+1)}, \sigma_{22}^{(k+1)}, \sigma_{12}^{(k+1)}] dz \tag{3.2.14}$$

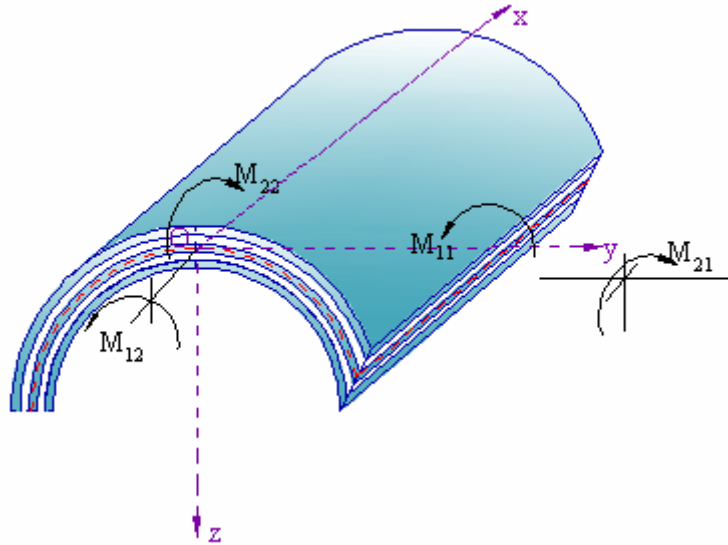
$$[M_{11}, M_{22}, M_{12}] = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} z [\sigma_{11}^{(k+1)}, \sigma_{22}^{(k+1)}, \sigma_{12}^{(k+1)}] dz \tag{3.2.15}$$

$$[Q_1, Q_2] = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} [\sigma_{13}^{(k+1)}, \sigma_{23}^{(k+1)}] dz \tag{3.2.16}$$

Burada, T_{11} ve T_{22} sırasıyla, tabakalı kabuğun birim kesitinde x ve y doğrultularındaki normal kuvvet bileşenleri; T_{12} burulma kuvveti; Q_1, Q_2 kesme kuvvetleri, M_{11}, M_{22} sırasıyla x ve y eksenlerine göre eğilme momentleri ve $M_{12} = M_{21}$ burulma momentidir (Şekil 3.5. ve Şekil 3.6.).



Şekil 3.5. Kabuğun düzlem içi kuvvet bileşenleri



Şekil 3.6. Kabuğun moment bileşenleri

(3.2.12) ifadeleri (3.2.14) bağıntılarında yerine yazıldığında, kuvvet bileşenleri için aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\begin{Bmatrix} T_{11} \\ T_{22} \\ T_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \Lambda_{11}^0 & \Lambda_{12}^0 & 0 \\ \Lambda_{21}^0 & \Lambda_{22}^0 & 0 \\ 0 & 0 & \Lambda_{66}^0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{e}_{12} \\ \mathbf{e}_{22} \\ \mathbf{e}_{12} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} \Lambda_{11}^1 & \Lambda_{12}^1 & 0 \\ \Lambda_{21}^1 & \Lambda_{22}^1 & 0 \\ 0 & 0 & 2\Lambda_{66}^1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 \mathbf{w}}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 \mathbf{w}}{\partial y^2} \\ \frac{\partial^2 \mathbf{w}}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (3.2.17)$$

$$+ \begin{bmatrix} \Lambda_{15}^0 & 0 & 0 \\ \Lambda_{25}^0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Lambda_{35}^0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial \phi}{\partial x} \\ 0 \\ \frac{\partial \phi}{\partial y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \Lambda_{18}^0 & 0 & 0 \\ \Lambda_{28}^0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \Lambda_{38}^0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial \psi}{\partial y} \\ 0 \\ \frac{\partial \psi}{\partial x} \end{Bmatrix}.$$

Burada şu tanımlar geçerlidir:

$$\Lambda_{11}^{k_1} = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} \frac{E_1^{(k+1)}(\bar{z})z^{k_1}}{1 - v_1^{(k+1)}v_2^{(k+1)}} dz; \quad \Lambda_{22}^{k_1} = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} \frac{E_2^{(k+1)}(\bar{z})z^{k_1}}{1 - v_1^{(k+1)}v_2^{(k+1)}} dz;$$

$$\Lambda_{12}^{k_1} = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} \frac{v_2^{(k+1)}E_1^{(k+1)}(\bar{z})z^{k_1}}{1 - v_1^{(k+1)}v_2^{(k+1)}} dz = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} \frac{v_1^{(k+1)}E_2^{(k+1)}(\bar{z})z^{k_1}}{1 - v_1^{(k+1)}v_2^{(k+1)}} dz \quad (3.2.18a)$$

$$\Lambda_{66}^{k_1} = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} 2G_{12}^{(k+1)}(\bar{z})z^{k_1} dz; \quad k_1 = 0, 1, 2.$$

$$\Lambda_{15}^0 = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} \bar{a}_{11}^{(k+1)}(\bar{z})dz; \quad \Lambda_{18}^0 = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} \bar{a}_{12}^{(k+1)}(\bar{z})dz;$$

$$\Lambda_{25}^0 = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} \bar{a}_{21}^{(k+1)}(\bar{z})dz; \quad \Lambda_{28}^0 = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} \bar{a}_{22}^{(k+1)}(\bar{z})dz; \quad (3.2.18b)$$

$$\Lambda_{35}^0 = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} \bar{a}_{15}^{(k+1)}(\bar{z})dz; \quad \Lambda_{38}^0 = \sum_{k=0}^{N-1} \int_{-h+k\delta}^{-h+(k+1)\delta} \bar{a}_{18}^{(k+1)}(\bar{z})dz.$$

(1.3.4.2) bağıntıları (3.2.16) integralinde yerine yazıldığında, kesme kuvvetleri için aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\begin{Bmatrix} Q_1 \\ Q_2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} I_5 \varphi \\ I_6 \psi \end{bmatrix} \quad (3.2.19)$$

Burada şu tanım geçerlidir:

$$I_5 = I_6 = \sum_{k=0}^{N-1-h+(k+1)\delta} \int_{-h+k\delta} f(z) dz \quad (3.2.20)$$

3.3. Enine Kayma Deformasyonları Dikkate Alındığında Homojen Olmayan Ortotrop Kompozit Tabakalı Silindirik Kabukların Stabilite ve Deformasyon Uygunluk Denklemlerinin Çıkarılışı

(3.2.17) denklemlerinden, tabakalı silindirik kabuğun referans yüzeyindeki deformasyon bileşenleri aşağıdaki şekilde bulunur:

$$\begin{Bmatrix} e_{11} \\ e_{22} \\ e_{12} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} b_{11} & b_{12} & 0 \\ b_{21} & b_{22} & 0 \\ 0 & 0 & b_{31} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{11} \\ T_{22} \\ T_{12} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} b_{13} & b_{14} & 0 \\ b_{23} & b_{24} & 0 \\ 0 & 0 & b_{32} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \quad (3.3.1)$$

$$+ \begin{bmatrix} b_{15} & 0 & 0 \\ b_{25} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -b_{35} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \\ 0 \\ \frac{\partial \varphi}{\partial y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} b_{18} & 0 & 0 \\ b_{28} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -b_{38} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial \psi}{\partial y} \\ 0 \\ \frac{\partial \psi}{\partial x} \end{Bmatrix}.$$

Burada aşağıdaki tanımlar geçerlidir:

$$\begin{aligned} b_{11} &= \frac{\Lambda_{22}^0}{\Delta}; \quad b_{12} = -\frac{\Lambda_{12}^0}{\Delta}; \quad b_{13} = \frac{\Lambda_{12}^0 \Lambda_{21}^1 - \Lambda_{11}^1 \Lambda_{22}^0}{\Delta}; \\ b_{14} &= \frac{\Lambda_{12}^0 \Lambda_{22}^1 - \Lambda_{12}^1 \Lambda_{22}^0}{\Delta}; \quad b_{15} = \frac{\Lambda_{25}^0 \Lambda_{12}^0 - \Lambda_{15}^0 \Lambda_{22}^0}{\Delta}; \\ b_{18} &= \frac{\Lambda_{28}^0 \Lambda_{12}^0 - \Lambda_{18}^0 \Lambda_{22}^0}{\Delta} \end{aligned} \quad (3.3.2)$$

$$\begin{aligned}
b_{21} &= -\frac{\Lambda_{21}^0}{\Delta}; \quad b_{22} = \frac{\Lambda_{11}^0}{\Delta}; \quad b_{23} = \frac{\Lambda_{11}^1 \Lambda_{21}^0 - \Lambda_{21}^1 \Lambda_{11}^0}{\Delta}; \\
b_{24} &= \frac{\Lambda_{12}^1 \Lambda_{21}^0 - \Lambda_{22}^1 \Lambda_{11}^0}{\Delta}; \quad b_{25} = \frac{\Lambda_{15}^0 \Lambda_{21}^0 - \Lambda_{25}^0 \Lambda_{11}^0}{\Delta};
\end{aligned} \tag{3.3.3}$$

$$b_{28} = \frac{\Lambda_{18}^0 \Lambda_{21}^0 - \Lambda_{28}^0 \Lambda_{11}^0}{\Delta}; \quad \Delta = \Lambda_{11}^0 \Lambda_{22}^0 - \Lambda_{12}^0 \Lambda_{21}^0$$

$$b_{31} = \frac{1}{\Lambda_{66}^0}; \quad b_{32} = -\frac{2\Lambda_{66}^1}{\Lambda_{66}^0}; \quad b_{35} = \frac{\Lambda_{35}^0}{\Lambda_{66}^0}; \quad b_{38} = \frac{\Lambda_{38}^0}{\Lambda_{66}^0}; \tag{3.3.4}$$

(3.3.1) ifadeleri (3.2.14) bağıntılarında yerine yazıldığında, kayma deformasyonları içeren homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan tabakalı silindirik kabuğun moment bileşenleri için aşağıdaki ifadeler elde edilir:

$$\begin{aligned}
\begin{Bmatrix} M_{11} \\ M_{22} \\ M_{12} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & 0 \\ c_{21} & c_{22} & 0 \\ 0 & 0 & c_{31} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} T_{11} \\ T_{22} \\ T_{12} \end{Bmatrix} - \begin{bmatrix} c_{13} & c_{14} & 0 \\ c_{23} & c_{24} & 0 \\ 0 & 0 & c_{32} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \\ \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \end{Bmatrix} \\
&+ \begin{bmatrix} c_{15} & 0 & 0 \\ c_{25} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{35} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial \varphi}{\partial x} \\ 0 \\ \frac{\partial \varphi}{\partial y} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{18} & 0 & 0 \\ c_{28} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & c_{38} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial \psi}{\partial y} \\ 0 \\ \frac{\partial \psi}{\partial x} \end{Bmatrix}.
\end{aligned} \tag{3.3.5}$$

Burada aşağıdaki tanımlar geçerlidir:

$$c_{11} = \Lambda_{11}^1 b_{11} + \Lambda_{12}^1 b_{21}, \quad c_{12} = \Lambda_{11}^1 b_{12} + \Lambda_{12}^1 b_{12}, \quad c_{13} = \Lambda_{11}^1 b_{13} + \Lambda_{12}^1 b_{23} + \Lambda_{11}^2$$

$$c_{14} = \Lambda_{11}^1 b_{14} + \Lambda_{12}^1 b_{24} + \Lambda_{12}^2, \quad c_{15} = \Lambda_{11}^1 b_{15} + \Lambda_{12}^1 b_{25} + \Lambda_{15}^1,$$

$$c_{18} = \Lambda_{11}^1 b_{18} + \Lambda_{12}^1 b_{28} + \Lambda_{18}^1$$

$$\begin{aligned}
c_{21} &= \Lambda_{21}^1 b_{11} + \Lambda_{22}^1 b_{21}, & c_{22} &= \Lambda_{21}^1 b_{12} + \Lambda_{22}^1 b_{22}, \\
c_{23} &= \Lambda_{21}^1 b_{13} + \Lambda_{22}^1 b_{23} + \Lambda_{21}^2, & c_{24} &= \Lambda_{21}^1 b_{14} + \Lambda_{22}^1 b_{24} + \Lambda_{22}^2, \\
c_{25} &= \Lambda_{21}^1 b_{15} + \Lambda_{22}^1 b_{25} + \Lambda_{25}^1, & c_{28} &= \Lambda_{21}^1 b_{18} + \Lambda_{22}^1 b_{28} + \Lambda_{28}^1 \\
c_{31} &= \Lambda_{66}^1 b_{31}, & c_{32} &= \Lambda_{66}^1 b_{32} + 2\Lambda_{66}^2, & c_{35} &= \Lambda_{35}^1 - \Lambda_{66}^1 b_{35}, \\
c_{38} &= \Lambda_{38}^1 - \Lambda_{66}^1 b_{38}
\end{aligned} \tag{3.3.6}$$

Bu tanımlar içerisinde aşağıdaki tanımlar geçerlidir:

$$\begin{aligned}
\Lambda_{15}^1 &= \sum_{k=0}^{N-1-h+(k+1)\delta} \int_{-h+k\delta} z \bar{a}_{11}^{(k+1)}(\bar{z}) dz, & \Lambda_{18}^1 &= \sum_{k=0}^{N-1-h+(k+1)\delta} \int_{-h+k\delta} z \bar{a}_{12}^{(k+1)}(\bar{z}) dz; \\
\Lambda_{25}^1 &= \sum_{k=0}^{N-1-h+(k+1)\delta} \int_{-h+k\delta} z \bar{a}_{21}^{(k+1)}(\bar{z}) dz, & \Lambda_{28}^1 &= \sum_{k=0}^{N-1-h+(k+1)\delta} \int_{-h+k\delta} z \bar{a}_{22}^{(k+1)}(\bar{z}) dz; \\
\Lambda_{35}^1 &= \sum_{k=0}^{N-1-h+(k+1)\delta} \int_{-h+k\delta} z \bar{a}_{15}^{(k+1)}(\bar{z}) dz, & \Lambda_{38}^1 &= \sum_{k=0}^{N-1-h+(k+1)\delta} \int_{-h+k\delta} z \bar{a}_{18}^{(k+1)}(\bar{z}) dz;
\end{aligned} \tag{3.3.7}$$

Tabakalı silindirik kabukların stabilite ve deformasyon uygunluk denklemleri, aşağıdaki şekildedir (Reddy, 2004; Ambartsumyan, 1967):

$$\frac{\partial M_{11}}{\partial x} + \frac{\partial M_{12}}{\partial y} - Q_1 = 0 \tag{3.3.8}$$

$$\frac{\partial M_{12}}{\partial x} + \frac{\partial M_{22}}{\partial y} - Q_2 = 0 \tag{3.3.9}$$

$$\frac{\partial Q_1}{\partial x} + \frac{\partial Q_2}{\partial y} + \frac{T_{22}}{R} = -T_{11}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - 2T_{12}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} - T_{22}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \tag{3.3.10}$$

$$\frac{\partial^2 e_{11}}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 e_{22}}{\partial x^2} - 2 \frac{\partial^2 e_{12}}{\partial x \partial y} = -\frac{1}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \quad (3.3.11)$$

Burada $T_{11}^0, T_{12}^0, T_{22}^0$ momentsiz başlangıç durumda zar kuvvetleridir.

Moment bileşenleri için (3.3.5) ve kesme kuvvetleri için (3.2.19) ifadeleri (3.3.8) ve (3.3.9) denklemlerinde yerine yazıldığında aşağıdaki şekle dönüşür:

$$c_{11} \frac{\partial T_{11}}{\partial x} + c_{12} \frac{\partial T_{22}}{\partial x} + c_{31} \frac{\partial T_{12}}{\partial y} - c_{13} \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} - (c_{14} + c_{32}) \frac{\partial^3 w}{\partial x \partial y^2} + \quad (3.3.12)$$

$$c_{15} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x^2} + c_{35} \frac{\partial^2 \phi}{\partial y^2} + c_{18} \frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} + c_{38} \frac{\partial^2 \psi}{\partial x \partial y} - I_5 \phi = 0$$

$$c_{21} \frac{\partial T_{11}}{\partial y} + c_{22} \frac{\partial T_{22}}{\partial y} + c_{31} \frac{\partial T_{12}}{\partial x} - (c_{32} + c_{23}) \frac{\partial^3 w}{\partial x^2 \partial y} - c_{24} \frac{\partial^3 w}{\partial y^3} \quad (3.3.13)$$

$$+ c_{35} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x \partial y} + c_{25} \frac{\partial^2 \phi}{\partial x \partial y} + c_{38} \frac{\partial^2 \psi}{\partial x^2} + c_{28} \frac{\partial^2 \psi}{\partial y^2} - I_6 \psi = 0$$

(3.3.12) denklemi x değişkenine ve (3.3.13) denklemi y değişkenine göre kısmi türev alındığında aşağıdaki şekle dönüşür:

$$c_{11} \frac{\partial^2 T_{11}}{\partial x^2} + c_{12} \frac{\partial^2 T_{22}}{\partial x^2} + c_{31} \frac{\partial^2 T_{12}}{\partial x \partial y} - c_{13} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - (c_{14} + c_{32}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} + \quad (3.3.14)$$

$$c_{15} \frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3} + c_{35} \frac{\partial^3 \phi}{\partial x \partial y^2} + c_{18} \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^2 \partial y} + c_{38} \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^2 \partial y} - I_5 \frac{\partial \phi}{\partial x} = 0$$

$$c_{21} \frac{\partial^2 T_{11}}{\partial y^2} + c_{22} \frac{\partial^2 T_{22}}{\partial y^2} + c_{31} \frac{\partial^2 T_{12}}{\partial x \partial y} - (c_{32} + c_{23}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} - c_{24} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \quad (3.3.15)$$

$$c_{35} \frac{\partial^3 \phi}{\partial x \partial y^2} + c_{25} \frac{\partial^3 \phi}{\partial x \partial y^2} + c_{38} \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^2 \partial y} + c_{28} \frac{\partial^3 \psi}{\partial y^3} - I_6 \frac{\partial \psi}{\partial y} = 0$$

Kesme kuvvetleri için (3.2.19) ifadeleri (3.3.10) denkleminde yerine yazıldığında, aşağıdaki şekle dönüşür:

$$I_5 \frac{\partial \phi}{\partial x} + I_6 \frac{\partial \psi}{\partial y} + \frac{T_{22}}{R} = -T_{11}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} - 2T_{12}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} - T_{22}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \quad (3.3.16)$$

Referans yüzeyde bulunan deformasyonlar için (3.3.1) ifadeleri (3.3.11) deformasyon uygunluk denkleminde yerine yazıldığında, aşağıdaki şekle dönüşür:

$$\begin{aligned} & b_{11} \frac{\partial^2 T_x}{\partial y^2} + b_{12} \frac{\partial^2 T_y}{\partial y^2} + b_{21} \frac{\partial^2 T_x}{\partial x^2} + b_{22} \frac{\partial^2 T_y}{\partial x^2} - 2b_{31} \frac{\partial^2 T_{xy}}{\partial x \partial y} \\ & - b_{23} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - (b_{24} + b_{13} + 2b_{32}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} - b_{14} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \\ & + b_{25} \frac{\partial^3 \phi}{\partial x^3} + b_{15} \frac{\partial^3 \phi}{\partial x \partial y^2} + 2b_{35} \frac{\partial^3 \phi}{\partial x \partial y^2} \\ & + b_{28} \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^2 \partial y} + 2b_{38} \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^2 \partial y} + b_{18} \frac{\partial^3 \psi}{\partial y^3} = 0 \end{aligned} \quad (3.3.17)$$

Kuvvet bileşenleri ve Φ Airy gerilme fonksiyonu arasındaki bağıntılar aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir (Volmir, 1967):

$$[T_{11}, T_{12}, T_{22}] = \left[\frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2}, -\frac{\partial^2 \Phi}{\partial x \partial y}, \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} \right] \quad (3.3.18)$$

(3.2.19) ifadeleri (3.3.14)-(3.3.17) denklemlerinde yerine yazıldığında aşağıdaki dört değişkenli kısmi türevli diferansiyel denklemler sistemi elde edilir:

$$\begin{bmatrix} L_{11} & L_{12} & L_{13} & L_{14} \\ L_{21} & L_{22} & L_{23} & L_{24} \\ L_{31} & L_{32} & L_{33} & L_{34} \\ L_{41} & L_{42} & L_{43} & L_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Phi \\ w \\ \phi \\ \psi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.3.19)$$

Burada L_{ij} ($i, j = 1, 2, \dots, 4$) diferansiyel operatörler olup aşağıdaki tanımlar geçerlidir:

$$L_{11} = (c_{11} - c_{31}) \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + c_{12} \frac{\partial^4}{\partial x^4}, \quad L_{12} = -c_{13} \frac{\partial^4}{\partial x^4} - (c_{14} + c_{32}) \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2}$$

$$L_{13} = c_{15} \frac{\partial^3}{\partial x^3} + c_{35} \frac{\partial^3}{\partial x \partial y^2} - I_5 \frac{\partial}{\partial x}, \quad L_{14} = c_{18} \frac{\partial^2}{\partial x^2 \partial y} + c_{38} \frac{\partial^3}{\partial x^2 \partial y}$$

$$L_{21} = c_{21} \frac{\partial^4}{\partial y^4} + (c_{22} - c_{31}) \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2}, \quad L_{22} = -(c_{32} + c_{23}) \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} - c_{24} \frac{\partial^4}{\partial y^4}$$

$$L_{23} = c_{35} \frac{\partial^3}{\partial x \partial y^2} + c_{38} \frac{\partial^3}{\partial x \partial y^2}, \quad L_{24} = c_{38} \frac{\partial^3}{\partial x^2 \partial y} + c_{28} \frac{\partial^3}{\partial y^3} - I_6 \frac{\partial}{\partial y}$$

$$L_{31} = b_{22} \frac{\partial^4}{\partial x^4} + (b_{12} + b_{21} + 2b_{31}) \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} + b_{11} \frac{\partial^4}{\partial y^4}$$

$$L_{32} = -b_{23} \frac{\partial^4}{\partial x^4} - (b_{24} + b_{13} + 2b_{32}) \frac{\partial^4}{\partial x^2 \partial y^2} - b_{14} \frac{\partial^4}{\partial y^4} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2}{\partial x^2}$$

$$L_{33} = b_{25} \frac{\partial^3}{\partial x^3} + (b_{15} + 2b_{35}) \frac{\partial^3}{\partial x \partial y^2}$$

$$L_{34} = (b_{28} + 2b_{38}) \frac{\partial^3}{\partial x^2 \partial y} + b_{18} \frac{\partial^3}{\partial y^3}$$

$$L_{41} = \frac{1}{R} \frac{\partial^2}{\partial x^2}; \quad L_{42} = T_{11}^0 \frac{\partial^2}{\partial x^2} + 2T_{12}^0 \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} + T_{22}^0 \frac{\partial^2}{\partial y^2}$$

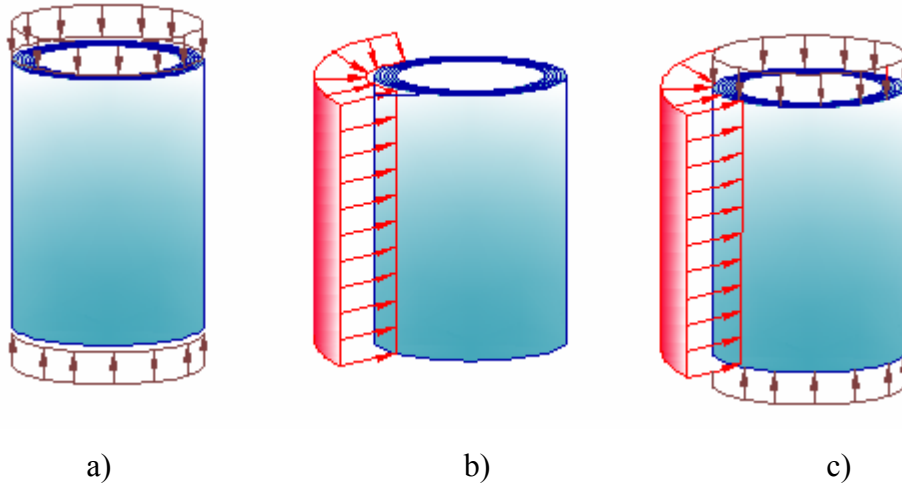
(3.3.20)

$$L_{43} = I_5 \frac{\partial}{\partial x}; \quad L_{44} = I_6 \frac{\partial}{\partial y}$$

(3.3.19) kısmi türevli diferansiyel denklemlerine sınır koşulları eklenerek somut problemler çözülebilir.

3.4. Kenarları Basit Mesnetli Enine Kayma Deformasyonları İçeren Homojen Olmayan Ortotrop Tabakalı Silindirik Kabukların Kombine Yükler Etkisi Altında Stabilité Probleminin Çözümü

Kenarları basit mesnetli homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan tabakalı silindirik kabuğun değişik yükler etkisi altında olduğunu varsayalım (Şekil 3.4.1). Şekil 3.7.' de üç farklı yükleme durumu sunulmaktadır. Şekil 3.7.a'da tabakalı silindirik kabuk sadece eksenel basınç yükü; Şekil 3.7.b' de ise sadece yanal basınç yükü etkisi altındadır. Şekil 3.7c' de tabakalı silindirik kabuk kombine yükler, yani üniform eksenel ve dış basınç yüklerinin birlikte etkisi altındadır (Şekil 3.7.).



Şekil 3.7. a) Eksenel yük b) yanal yük c) kombine yük etkisi altında tabakalı silindirik kabuk

Tabakalı silindirik kabuk basit mesnetli olduğu için (3.3.19) denklemler sistemine aşağıdaki sınır koşulları ilave edilir:

$x=0, x=L$ olduğunda,

$$w = 0, \quad M_x = 0, \quad \psi = 0; \quad \frac{\partial^2 \Phi}{\partial y^2} = 0 \quad (3.4.1)$$

(3.4.1) basit mesnetli sınır koşullarını sağlayan (3.3.19) kısmi türevli diferansiyel denklemler sisteminin çözümü, aşağıdaki şekilde aranmaktadır:

$$\Phi = \phi_{mn} \sin(\lambda x) \sin(\mu y) \quad (3.4.2)$$

$$w = f_{mn} \sin(\lambda x) \sin(\mu y) \quad (3.4.3)$$

$$\varphi = \varphi_{mn} \cos(\lambda x) \sin(\mu y) \quad (3.4.4)$$

$$\psi = \psi_{mn} \sin(\lambda x) \cos(\mu y) \quad (3.4.5)$$

Burada, ϕ_{mn} , f_{mn} , φ_{mn} ve ψ_{mn} bilinmeyen genlikler olup şu tanımlar geçerlidir:

$$\lambda = \frac{m\pi}{L}, \quad \mu = \frac{n}{R} \quad (3.4.6)$$

Burada, m ana doğrultuda yarım dalga sayısı ve n çevresel doğrultuda dalga sayısıdır.

(3.3.19) denklemlerine $0 \leq x \leq L$; $0 \leq y \leq 2\pi R$ aralığında Galerkin yöntemi uygulandığında, aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$\int_0^L \int_0^{2\pi R} \left\{ (c_{11} - c_{31}) \frac{\partial^4 \Phi}{\partial x^2 \partial y^2} + c_{12} \frac{\partial^4 \Phi}{\partial x^4} - c_{13} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - (c_{14} + c_{32}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \right. \\ \left. + c_{15} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial x^3} + c_{35} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial x \partial y^2} - I_5 \frac{\partial \varphi}{\partial x} + c_{18} \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^2 \partial y} + c_{38} \frac{\partial^3 \psi}{\partial x \partial y^2} \right\} \quad (3.4.7)$$

$$\times \sin(\lambda x) \sin(\mu y) dx dy = 0$$

$$\int_0^L \int_0^{2\pi R} \left\{ c_{21} \frac{\partial^4 \Phi}{\partial y^4} + (c_{22} - c_{31}) \frac{\partial^4 \Phi}{\partial x^2 \partial y^2} - (c_{32} + c_{23}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} - c_{24} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} \right. \\ \left. + c_{35} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial x \partial y^2} + c_{25} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial x \partial y^2} + c_{38} \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^2 \partial y} + c_{28} \frac{\partial^3 \psi}{\partial y^3} - I_6 \frac{\partial \psi}{\partial y} \right\} \quad (3.4.8)$$

$$\times \sin(\lambda x) \sin(\mu y) dx dy = 0$$

$$\int_0^L \int_0^{2\pi R} \left\{ b_{22} \frac{\partial^4 \Phi}{\partial x^4} + h_1 (b_{12} + b_{21} + 2b_{31}) \frac{\partial^4 \Phi}{\partial x^2 \partial y^2} + b_{11} \frac{\partial^4 \Phi}{\partial y^4} \right. \\ \left. - b_{23} \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} - (b_{24} + b_{13} + 2b_{32}) \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} - b_{14} \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right. \\ \left. + b_{25} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial x^3} + b_{15} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial x \partial y^2} + 2b_{35} \frac{\partial^3 \varphi}{\partial x \partial y^2} \right. \\ \left. + b_{28} \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^2 \partial y} + 2b_{38} \frac{\partial^3 \psi}{\partial x^2 \partial y} + b_{18} \frac{\partial^3 \psi}{\partial y^3} \right\} \sin(\lambda x) \sin(\mu y) dx dy = 0 \quad (3.4.9)$$

$$\int_0^L \int_0^{2\pi R} \left\{ I_5 \frac{\partial \varphi}{\partial x} + I_6 \frac{\partial \psi}{\partial y} + \frac{1}{R} \frac{\partial^2 \Phi}{\partial x^2} + T_{11}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + 2T_{12}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} + T_{22}^0 \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right\} \quad (3.4.10)$$

$$\times \sin(\lambda x) \sin(\mu y) dx dy = 0$$

(3.4.2)-(3.4.5) yaklaşım fonksiyonları, (3.4.7)-(3.4.10) denklemlerinde yerine yazıldığında, integrallemeden sonra sırasıyla aşağıdaki denklemler elde edilir:

$$\begin{bmatrix} Q_{11} & -Q_{12} & Q_{13} & Q_{14} \\ Q_{21} & -Q_{22} & Q_{23} & Q_{24} \\ Q_{31} & -Q_{32} & Q_{33} & Q_{34} \\ Q_{41} & (T_{11}^0 \lambda^2 + T_{22}^0 \mu^2) & Q_{43} & Q_{44} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \phi_{mn} \\ f_{mn} \\ \psi_{mn} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.4.11)$$

Burada, şu tanımlar geçerlidir:

$$Q_{11} = (c_{11} - c_{31})\lambda^2\mu^2 + c_{12}\lambda^4; \quad Q_{12} = (c_{14} + c_{32})\lambda^2\mu^2 + c_{13}\lambda^4; \quad (3.4.12)$$

$$\begin{aligned} Q_{13} &= c_{15}\lambda^3 + c_{35}\lambda\mu^2 + I_5\lambda; \quad Q_{14} = (c_{18} + c_{38})\mu\lambda^2; \\ Q_{21} &= c_{21}\mu^4 + (c_{22} - c_{31})\lambda^2\mu^2; \quad Q_{22} = (c_{32} + c_{23})\lambda^2\mu^2 + c_{24}\mu^4; \end{aligned} \quad (3.4.13)$$

$$Q_{23} = (c_{25} + c_{35})\lambda\mu^2; \quad Q_{24} = c_{28}\mu^3 + c_{38}\lambda^2\mu + I_6\mu;$$

$$Q_{31} = b_{22}\lambda^4 + (b_{12} + b_{21} + 2b_{31})\lambda^2\mu^2 + b_{11}\mu^4;$$

$$Q_{32} = b_{23}\lambda^4 + (b_{24} + b_{13} + 2b_{32})\lambda^2\mu^2 + b_{14}\mu^4 + \frac{\lambda^2}{R}; \quad (3.4.14)$$

$$Q_{33} = b_{25}\lambda^3 + (b_{15} + 2b_{35})\lambda\mu^2; \quad Q_{34} = (b_{28} + 2b_{38})\lambda^2\mu + b_{18}\mu^3;$$

$$Q_{41} = \frac{\lambda^2}{R}; \quad Q_{43} = I_5\lambda; \quad Q_{44} = I_6\mu \quad (3.4.15)$$

Homojen olmayan ortotrop tabakalı silindirik kabukların üniform kombine yükler etkisi altındaki burkulma yükünü bulmak için (3.4.11) matris şeklindeki cebirsel denklemin katsayılarından oluşan determinant sıfıra eşitlenir:

$$\begin{vmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} & Q_{14} \\ Q_{21} & Q_{22} & Q_{23} & Q_{24} \\ Q_{31} & Q_{32} & Q_{33} & Q_{34} \\ Q_{41} - (T_{11}^0 \lambda^2 + T_{22}^0 \mu^2) & Q_{43} & Q_{44} & \end{vmatrix} = 0 \quad (3.4.16)$$

(3.4.16) denkleminin sol tarafındaki determinanı kofaktörler cinsinden yazıldığında şu şekle dönüşür:

$$Q_{41}\Gamma_{41} - (T_{11}^0 \lambda^2 + T_{22}^0 \mu^2)\Gamma_{42} + Q_{43}\Gamma_{43} + Q_{44}\Gamma_{44} = 0 \quad (3.4.17)$$

Burada Γ_{ij} ($i = 4, j = 1, 2, 3, 4$) ler 3×3 boyutlu kare matrislerin determinantları olup şu tanımlar geçerlidir:

$$\Gamma_{41} = (-1)^{4+1} \begin{vmatrix} Q_{12} & Q_{13} & Q_{14} \\ Q_{22} & Q_{23} & Q_{24} \\ Q_{32} & Q_{33} & Q_{34} \end{vmatrix} = - \begin{vmatrix} Q_{12} & Q_{13} & Q_{14} \\ Q_{22} & Q_{23} & Q_{24} \\ Q_{32} & Q_{33} & Q_{34} \end{vmatrix},$$

$$\Gamma_{42} = (-1)^{4+2} \begin{vmatrix} Q_{11} & Q_{13} & Q_{14} \\ Q_{21} & Q_{23} & Q_{24} \\ Q_{31} & Q_{33} & Q_{34} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} Q_{11} & Q_{13} & Q_{14} \\ Q_{21} & Q_{23} & Q_{24} \\ Q_{31} & Q_{33} & Q_{34} \end{vmatrix},$$

$$\Gamma_{43} = (-1)^{4+3} \begin{vmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{14} \\ Q_{21} & Q_{22} & Q_{24} \\ Q_{31} & Q_{32} & Q_{34} \end{vmatrix} = - \begin{vmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{14} \\ Q_{21} & Q_{22} & Q_{24} \\ Q_{31} & Q_{32} & Q_{34} \end{vmatrix},$$

$$\Gamma_{44} = (-1)^{4+4} \begin{vmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} \\ Q_{21} & Q_{22} & Q_{23} \\ Q_{31} & Q_{32} & Q_{33} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} Q_{11} & Q_{12} & Q_{13} \\ Q_{21} & Q_{22} & Q_{23} \\ Q_{31} & Q_{32} & Q_{33} \end{vmatrix} \quad (3.4.18)$$

(3.4.17) cebirsel denkleminde kayma deformasyonu içeren homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan tabakalı silindirik kabuğun kritik kombine yükü için aşağıdaki bağıntı elde edilir:

$$T_{11}^0 \lambda^2 + T_{22}^0 \mu^2 = \frac{Q_{41}\Gamma_{41} + Q_{43}\Gamma_{43} + Q_{44}\Gamma_{44}}{\Gamma_{42}} \quad (3.4.19)$$

Silindirik kabuk sadece eksenel basınç yükü etkisi altında olduğunu varsayalım:

$$T_{11}^0 = -T_{\text{eks}}; \quad T_{22}^0 = 0; \quad T_{12}^0 = 0 \quad (3.4.20)$$

Bu tür yüklere pratikte sıkça rastlanmaktadır. Örneğin, roketlerin gövdesi fırlatma anında eksenel basınç yüküne maruz kalmaktadır.

(3.4.20) ifadesi (3.4.19) denkleminde yerine yazıldığında kayma deformasyonu içeren homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan tabakalı silindirik kabuğun kritik eksenel basınç yükü için aşağıdaki ifade elde edilir:

$$T_{\text{kres}}^{\text{KDKT}} = -\frac{Q_{41}\Gamma_{41} + Q_{43}\Gamma_{43} + Q_{44}\Gamma_{44}}{\Gamma_{42}\lambda^2}, \quad k = 0, 1, 2, \dots, N-1 \quad (3.4.21)$$

Kayma deformasyonları içeren homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan tabakalı silindirik kabuğun boyutsuz kritik eksenel basınç yükü için aşağıdaki ifade elde edilir:

$$T_{\text{lkres}}^{\text{KDKT}} = -\frac{Q_{41}\Gamma_{41} + Q_{43}\Gamma_{43} + Q_{44}\Gamma_{44}}{\Gamma_{42}\lambda^2 E_{01}^{(k+1)} h_1} \quad (3.4.22)$$

Tabakalı silindirik kabuğun sadece yanal basınç yükü etkisi altında olduğunu varsayalım:

$$T_{11}^0 = 0; T_{22}^0 = -P_{yan} R; T_{12}^0 = 0 \quad (3.4.23)$$

Bu tür yüklere, sualtı gemi ve uzay araçlarında kullanılan kabuk şekilli elemanlarda rastlanmaktadır.

(3.4.23) ifadesi (3.4.19) denkleminde yerine yazıldığında kayma deformasyonları içeren homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan tabakalı silindirik kabuğun kritik yanal dış basınç yükü için aşağıdaki ifade elde edilir:

$$P_{kryan}^{KDKT} = -\frac{Q_{41}\Gamma_{41} + Q_{43}\Gamma_{43} + Q_{44}\Gamma_{44}}{\Gamma_{42}\mu^2 R} = -\frac{Q_{41}\Gamma_{41} + Q_{43}\Gamma_{43} + Q_{44}\Gamma_{44}}{\Gamma_{42}\eta/h_1} \quad (3.4.24)$$

Burada $\eta = n^2 h_1 / R$ tanımı geçerlidir.

Kayma deformasyonu içeren homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan tabakalı silindirik kabuğun boyutsuz kritik yanal dış basınç yükü için aşağıdaki ifade elde edilir:

$$P_{lkryan}^{KDKT} = -\frac{Q_{41}\Gamma_{41} + Q_{43}\Gamma_{43} + Q_{44}\Gamma_{44}}{\Gamma_{42}\eta E_{01}^{(k+1)} / h_1} \quad (3.4.25)$$

Silindirik kabuk kombine yükler, yani eksenel basınç yükü ile yanal basınç yükünün birlikte etkisi altında olduğunu varsayalım:

$$T_{11}^0 = -T_{eks}; T_{22}^0 = -P_{yan} R; T_{12}^0 = 0 \quad (3.4.26)$$

Kimya sanayisinde kullanılan yüksek tanklarda bu tür yüklere rastlanmaktadır. Tankın alt kısmına kendi ağırlığının etkisi ile eksenel basınç yükü etkiler.

(3.4.26) ifadesi (3.4.19) denkleminde yerine yazıldığında şu şekle dönüşür:

$$T_{\text{kres}}^{\text{KDKT}} \lambda^2 + P_{\text{kryan}}^{\text{KDKT}} R \mu^2 = - \frac{Q_{41} \Gamma_{41} + Q_{43} \Gamma_{43} + Q_{44} \Gamma_{44}}{\Gamma_{42}} \quad (3.4.27)$$

(3.4.27) denklemini boyutsuz şekle dönüştürelim:

$$T_{\text{lkres}}^{\text{KDKT}} \lambda^2 + P_{\text{lkryan}}^{\text{KDKT}} \mu^2 = - \frac{Q_{41} \Gamma_{41} + Q_{43} \Gamma_{43} + Q_{44} \Gamma_{44}}{\Gamma_{42} E_{01}^{(k+1)} h_1} \quad (3.4.28)$$

Burada şu tanımlar geçerlidir:

$$T_{\text{lkres}}^{\text{KDKT}} = \frac{T_{\text{kres}}^{\text{KDKT}}}{E_{01}^{(k+1)} h_1}; P_{\text{lkryan}}^{\text{KDKT}} = \frac{P_{\text{kryan}}^{\text{KDKT}}}{E_{01}^{(k+1)}} \frac{R}{h_1} \quad (3.4.29)$$

(3.4.28) denklemini Volmir'deki gibi boyutsuz şekle dönüştürelim (Bkz Volmir 1967):

$$T_{\text{lkres}}^{\text{KDKT}} + \frac{P_{\text{lkryan}}^{\text{KDKT}}}{\vartheta^2} = - \frac{Q_{41} \Gamma_{41} + Q_{43} \Gamma_{43} + Q_{44} \Gamma_{44}}{\Gamma_{42} \vartheta^2 \eta E_{01}^{(k+1)} / R} \quad (3.4.30)$$

Burada şu tanımlar geçerlidir:

$$T_{\text{lkres}}^{\text{KDKT}} = \frac{T_{\text{kres}}^{\text{KDKT}}}{E_{01}^{(k+1)} h_1}; P_{\text{lkryan}}^{\text{KDKT}} = \frac{P_{\text{kryan}}^{\text{KDKT}}}{E_{01}^{(k+1)}} \frac{R}{h_1}; \vartheta = \frac{m\pi R}{nL}; \eta = \frac{n^2 h_1}{R} \quad (3.4.31)$$

Kayma deformasyonları içeren tabakalı homojen olmayan ortotrop silindirik kabuğun kritik kombine yükünü bulmak için ek olarak aşağıdaki denklemler kullanılır (Bkz Volmir, 1967):

$$\frac{T_{\text{leks}}}{T_{\text{lkres}}^{\text{KDKT}}} + \frac{P_{\text{lyan}}}{P_{\text{lkryan}}^{\text{KDKT}}} = 1 \quad (3.4.32)$$

Burada T_{leks} ve P_{lyanal} sırasıyla, boyutsuz eksenel basınç ve yanal basınç yükleridir.

(3.4.32) denklemi boyutlu durum için aşağıdaki gibi olur:

$$\frac{T_{eks}}{T_{kreks}^{KDKT}} + \frac{P_{yan}}{P_{kryan}^{KDKT}} = 1 \quad (3.4.33)$$

(3.4.32) denkleminde $P_{lyan} = B_1 T_{leks}$ dikkate alındığında kayma deformasyonları içeren çok tabakalı homojen olmayan ortotrop silindirik kabuğun boyutsuz kritik kombine yükü için aşağıdaki ifade elde edilir:

$$P_{lkrkb}^{KDKT} = \left(\frac{B_1}{T_{lkreks}^{KDKT}} + \frac{1}{P_{lkryan}^{KDKT}} \right)^{-1} \quad (3.4.34)$$

Burada B_1 pozitif bir sayıdır.

(3.4.21)-(3.4.34) denklemleri m ve n dalga sayılarına göre minimize edilerek kayma deformasyonları içeren tabakalı homojen olmayan ortotrop silindirik kabuklar için kritik eksenel, kritik dış basınç ve kritik kombine yüklerinin minimum değerleri bulunur.

Özel durumda, $k=0$ veya $N=1$ ise (3.4.21)-(3.4.34) denklemlerinden kayma deformasyonu içeren tek tabakalı homojen olmayan ortotrop silindirik kabuklar için uygun ifadeler elde edilir. Bu ifadeler m ve n dalga sayılarına göre minimize edilerek kayma deformasyonları içeren tek tabakalı homojen olmayan ortotrop silindirik kabuk için uygun kritik eksenel, kritik dış basınç ve kritik kombine yüklerinin minimum değerleri bulunur.

Özel halde, $\mu^{(k+1)} = 0$ ise (3.4.21)-(3.4.34) denklemlerinden kayma deformasyonu içeren tabakalı homojen ortotrop silindirik kabuklar için uygun ifadeler özel olarak elde edilir. Bu ifadeler m ve n dalga sayılarına göre minimize edilerek kayma

deformasyonları içeren tabakalı homojen ortotrop silindirik kabuk için uygun kritik eksenel, kritik dış basınç ve kritik kombine yüklerinin minimum değerleri bulunur.

Ayrıca, $k = 0$, $\mu^{(1)} = 0$ ise (3.4.21)-(3.4.34) denklemlerinden kayma deformasyonları içeren tek tabakalı homojen ortotrop silindirik kabuklar için uygun ifadeler özel olarak elde edilir. Bu ifadeler m ve n dalga sayılarına göre minimize edilerek kayma deformasyonları içeren tek tabakalı homojen ortotrop silindirik kabuk için uygun kritik eksenel, kritik dış basınç ve kritik kombine yüklerinin minimum değerleri bulunur.

Kayma deformasyonlarının etkisi dikkate alınmadığında, yani klasik kabuk teorisi (KKT) kullanıldığında çok tabakalı homojen olmayan ortotrop silindirik kabuğun pür kritik eksenel, pür kritik yanal basınç yükleri ve kritik kombine yük için özel olarak aşağıdaki ifadeler elde edilmektedir:

$$T_{kreks}^{KKT} = \frac{1}{m_1^2 R^2} \left\{ \left[c_{13} m_1^4 + c_{24} n^4 + (c_{14} + 2c_{32} + c_{23}) m_1^2 n^2 \right] + \left[m_1^2 R - c_{12} m_1^4 - c_{21} n^4 - (c_{11} - 2c_{31} + c_{22}) m_1^2 n^2 \right] \right. \\ \left. \times \frac{\left[m_1^2 R + b_{23} m_1^4 + b_{14} n^4 + (b_{13} + 2b_{32} + b_{24}) m_1^2 n^2 \right]}{b_{22} m_1^4 + b_{11} n^4 + (b_{12} + 2b_{31} + b_{21}) m_1^2 n^2} \right\} \quad (3.4.35)$$

$$P_{kryan}^{KKT} = \frac{1}{n^2 R^3} \left\{ \left[c_{13} m_1^4 + c_{24} n^4 + (c_{14} + 2c_{32} + c_{23}) m_1^2 n^2 \right] + \left[m_1^2 R - c_{12} m_1^4 - c_{21} n^4 - (c_{11} - 2c_{31} + c_{22}) m_1^2 n^2 \right] \right. \\ \left. \times \frac{\left[m_1^2 R + b_{23} m_1^4 + b_{14} n^4 + (b_{13} + 2b_{32} + b_{24}) m_1^2 n^2 \right]}{b_{22} m_1^4 + b_{11} n^4 + (b_{12} + 2b_{31} + b_{21}) m_1^2 n^2} \right\} \quad (3.4.36)$$

$$P_{krkb}^{KKT} = \left(\frac{B_1}{T_{kreks}^{KKT}} + \frac{1}{P_{kryan}^{KKT}} \right)^{-1} \quad (3.4.37)$$

KKT kullanıldığında çok tabakalı homojen olmayan ortotrop silindirik kabuğun boyutsuz kritik eksenel, kritik yanal basınç yükleri ve kritik kombine yükü aşağıdaki ifadelerden bulunur:

$$T_{1kreks}^{KKT} = \frac{T_{kreks}^{KKT}}{E_0^{(k+1)} h_1}, \quad P_{1kryan}^{KKT} = \frac{P_{kryan}^{KKT}}{E_0^{(k+1)}}, \quad P_{1krkb}^{KKT} = \frac{P_{krkb}^{KKT}}{E_0^{(k+1)}} \quad (3.4.38)$$

(3.4.35)-(3.4.38) denklemleri m ve n dalga sayılarına göre minimize edilerek klasik kabuk teorisi için tabakalı homojen olmayan ortotrop silindirik kabuklar için kritik eksenel, kritik yanal basınç ve kritik kombine yüklerinin minimum değerleri bulunur.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

4.1. Karşılaştırmalar

Bu bölümde, tez çalışmasında elde edilen sonuçların doğruluğunu teyit etmek için literatürde bulunan uygun sonuçlarla karşılaştırmalar yapılmıştır. Tez çalışmasında Klasik Kabuk Teorisi (KKT) ve Kayma Deformasyonlu Kabuk Teorisi (KDKT) kullanılarak kritik yanal basınç yükü, kritik eksenel basınç yükü ve kritik kombine yükler için elde edilen formüllerin doğruluğunu kanıtlamak için değişik yöntemlerle elde edilen on çizelge ve bir grafik olarak çok sayıda sonuçlarla karşılaştırmalar yapılmıştır.

İlk karşılaştırmada KKT kullanılarak homojen izotrop malzemeden oluşan bir tabakalı silindirik kabuğun pür kritik yanal dış basınç yükü için tez çalışmasında elde edilen boyutsuz kritik yanal dış basınç yükü değerleri Kasagi and Siridharan (1995) sonlu elemanlar yönteminin uygulandığı çalışmasında elde edilen uygun değerlerle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalarda aşağıdaki kabuk karakteristikleri ve malzeme özellikleri kullanılmıştır: $R/h_1=200$, $R=1.27$ m, $E_0=71.7055$ GPa, $\nu = 0.3$. Çizelge 4.1.' de değişik L/R oranları için sunulan değerlerin Kasagi and Siridharan (1995) çalışmasında elde edilen uygun değerlerle uyum içinde olması tez çalışmasında elde edilen formülün doğruluğunu teyit eden unsurlardan biridir.

Çizelge 4.1. Homojen izotrop bir tabakalı silindirik kabuğun boyutsuz kritik yanal

basınç yükü ($P_{kryan}^{KKT} / E_0 \times 10^7$) değerlerinin karşılaştırılması

($R/h_1=200$; $R=1.27$ m; $E_0=71.7055$ GPa; $\nu = 0.3$)

$P_{kryan}^{KKT} / E_0 \times 10^7$		
L/R	Kasagi and Siridharan (1995)	Sunulan çalışma
1	17.000 (10)	17.852 (10)
2	8.400 (7)	8.533 (7)
3	5.560 (6)	5.589 (6)
4	4.200 (5)	4.164 (5)
6	2.870 (4)	2.782 (4)
10	1.870 (3)	1.707(3)
24	0.864 (2)	0.689 (2)
100	0.461 (2)	0.459(2)

İkinci karşılaştırmada KKT kullanılarak eksenel basınç yükü etkisi altında homojen izotrop malzemeden oluşan bir tabakalı silindirik kabuğun tez çalışmasındaki boyutsuz kritik eksenel yük değerleri Brush and Almroth (1975) teorik çalışmasında elde edilen uygun değerlerle karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalarda değişik kabuk karakteristikleri kullanılmıştır. Çizelge 4.2.' de değişik L/R ve R/h_1 oranları için boyutsuz kritik eksenel yük değerlerinin Brush and Almroth (1975) çalışmasında elde edilen uygun değerlerle çok iyi uyum içinde olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.2. Homojen izotrop silindirik kabukların eksenel basınç yükü altındaki

$(T_{kreks}^{KKT} / E_0) \times 10^3$ burkulma yükü değerlerinin karşılaştırılması

$\nu = 0.3$	$(T_{kreks}^{KKT} / E_0) \times 10^3$					
L/R	0.5		1.0		1.5	
R / h ₁	100	150	100	150	100	150
Brush and Almroth(1975)	6.087	4.047	6.063	4.035	6.087	4.047
Sunulan çalışma	6.062(2,8)	4.035(3,8)	6.053(3,9)	4.034(3,11)	6.052(5,9)	4.035(9,8)

Çizelge 4.3.' de KKT kullanılarak değişik kabuk uzunluğunu yarıçapa ve yarıçapın kabuk kalınlığına oranları için izotrop silindirik kabuğun kritik yanal yük değerleri Vodenitcharova & Ansourian (1996), Shen (2003) ve Sofiyev (2007) çalışmalarındaki uygun değerlerle karşılaştırılmakta ve iyi bir uyum olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.3. İzotrop silindirik kabuğun kritik yanal yük değerlerinin karşılaştırmaları ($E_0 = 2 \times 10^{11}$ N/m²; $\nu = 0.3$)

Kabuk karakteristikleri		Shen (2003)	Vodenitcharova & Ansourian (1996)	Sofiyev (2007)	Sunulan çalışma
L/R	R / h ₁	$P_{kryan}^{KKT} \times 10^4$ (MPa)			
0.5	300	2761.4 (1,15)	2766.2 (1,15)	2769.014(1,15)	2769.014(1,15)
	3000	7.8184 (1,28)	7.816(1,28)	7.821589(1,28)	7.822 (1,28)
1	300	1272.597(1,11)	1269.6(1,11)	1273.504(1,11)	1273.504(1,11)
	500	348.588 (1,13)	348.43 (1,13)	349.4464(1,13)	349.446(1,13)
	1000	60.5364 (1,15)	60.488 (1,15)	60.5994(1,15)	60.599(1,15)
	1500	21.7969 (1,17)	21.767 (1,17)	21.80382(1,17)	21.804(1,17)
	2000	10.5690 (1,18)	10.559 (1,18)	10.57349(1,18)	10.573(1,18)
	3000	3.8144 (1,20)	3.810 (1,20)	3.815286(1,20)	3.815(1,20)
2	300	611.7448(1,8)	607.33(1,8)	611.7994(1,8)	611.799(1,8)
	3000	1.8842 (1,14)	1.884 (1,14)	1.888939(1,14)	1.889(1,14)
3	300	402.6016 (1,7)	407.19 (1,7)	412.6221(1,7)	412.622(1,7)
	3000	1.2511(1,12)	1.251 (1,12)	1.256187(1,12)	1.256 (1,12)
5	300	239.0987(1,5)	235.34 (1,5)	239.4282(1,5)	239.428(1,5)
	3000	0.7482(1,9)	0.744 (1,9)	0.748439(1,9)	0.748(1,9)

KKT kullanılarak, tek tabakalı (0°) ortotrop ve çapraz-katlı (0/90/0) dizilişli üç tabakalı grafit/epoksi silindirik kabukların pür eksenel yük ve pür yanal basınç yükü etkisi altında yanal ve eksenel burkulma yükleri değerleri $E_{01} = 30 \times 10^6$ psi; $E_{02} = 0.75 \times 10^6$ psi; $G_{012} = 0.375 \times 10^6$ psi; $\nu_1 = 0.25$; $\nu_2 = 0.0625$, malzeme özellikleri ve $L = 34.64$ (inc); $R = 10.0$ (inc); $h_1 = 0.12$ (inc) kabuk parametreleri kullanılarak Jones and Morgan (1975) teorik, Reddy and Starnes (1993) tabakalı kabuk teorisi, Shen and Li (2002) sınır tabaka teorisi ve Sofiyev (2007) teorik çalışmalarındaki sonuçlar ile Çizelge 4.4.'de karşılaştırılmaktadır. Çizelge 4.4.'den görüldüğü gibi tez çalışmasında elde edilen sonuçlar Jones and Morgan (1975), Reddy and Starnes (1993) ve Sofiyev (2007) çalışmalarındaki sonuçlar ile uyum içersindedir.

Çizelge 4.4. Tek tabakalı (0°) ve çapraz-kat üç tabakalı (0/90/0) silindirik kabukların boyutsuz pür yanal burkulma yükü değerlerinin karşılaştırılmaları

	Jones and Morgan (1975)		Sofiyev (2007)		Sunulan çalışma	
Tabaka Dizilişi	$T_{kreks}^{KKT} \times$ $L^2/E_{02}h^3$	$P_{kryan}^{KKT} \times$ $RL^2/E_{02}h^3$	$T_{kreks}^{KKT} \times$ $L^2/E_{02}h^3$	$P_{kryan}^{KKT} \times$ $RL^2/E_{02}h^3$	$T_{kreks}^{KKT} \times$ $L^2/E_{02}h^3$	$P_{kryan}^{KKT} \times$ $RL^2/E_{02}h^3$
(0)	1482	55.90	1482 (3,7)	55.90(1,6)	1482 (3,7)	55.899 (1,8)
(0/90/0)	1859.8	99.39	1859.8 (3,6)	99.39 (1,5)	1859.8 (3,6)	99.395 (1,6)
	Reddy and Starnes (1993)		Shen and Li (2002)			
(0/90/0)	1978(3,6)	102.17(1,5)	1853.96(3,6)	98.33(1,5)		

Çizelge 4.5.' de bor/epoksi ve grafit/epoksi den oluşan (0/90)_s ve (90/0)_s simetrik dizilişli dört tabakalı silindirik kabuklar için klasik kabuk teorisi (KKT) ve kayma deformasyonlu kabuk teorisi (KDKT) ile elde edilen kritik pür yanal ve pür eksenel basınç yükleri değerleri Arciniega et al. (2004) üçüncü mertebe kabuk teorisi (ÜMKT) kullanarak çözülen çalışmasındaki uygun değerlerle karşılaştırılmaktadır. Karşılaştırmalarda iki değişik ortotrop malzeme özellikleri kullanılmıştır: Bor/epoksi için; $E_{01} = 206.844$ GPa, $E_{02} = 18.6159$ GPa, $G_{012} = G_{013} = 4.48162$ GPa, $G_{023} = 2.55107$ GPa, $\nu_1 = 0.21$ ve grafit/epoksi için $E_{01} = 127.8$ GPa, $E_{02} = 9.40$ GPa $G_{012} = G_{013} = 4.20$

GPa, $G_{023}=3.10$ GPa, $\nu_1=0.28$ ve aşağıdaki kabuk karakteristikleri kullanılmıştır: $L/R=1$, $R=0.1905m$. Çizelge 4.5. 'den de görüldüğü gibi KKT kullanıldığında sonuçların uyum içinde olduğu görülmektedir. KDKT kullanıldığında bizim sonuçların ÜMKT kullanıldığında elde edilen sonuçlardan daha küçük olduğu saptanmıştır.

Çizelge 4.5. $(0/90)_s$ ve $(90/0)_s$ simetrik dizilişli dört tabakalı silindirik kabuklar için kritik eksenel ve yanal basınç yüklerinin Arciniega et al. (2003) çalışması ile karşılaştırılması ($L/R=1$, $R=0.1905m$)

Karşılaştırılan kaynaklar	R/h=50	R/h=100	R/h=50	R/h=100
	P _{kryan} (KPa)		T _{kreks} (KN/m)	
	(0/90) _s			
	Bor/epoksi			
Arciniega et al. (2004) (KKT)	2128.79	359.69	1236.74	331.55
Tez çalışması (KKT)	2102.23 (1,7)	355.88(1,8)	1266.30(1,5)	334.063(2,8)
Arciniega et al. (2004) (ÜMKT)	2080.9901	357.4255	1224.6027	327.5237
Tez çalışması (KDKT)	1731.70(1,5)	287.0853(2,10)	1000.61(5,3)	270.79(1,6)
	Grafit/epoksi			
Arciniega et al. (2004) (KKT)	1374.96	237.46	935.86	242.69
Tez çalışması (KKT)	1375.34(1,7)	238.65(1,9)	988.09(1,5)	251.87(2,8)
Arciniega et al. (2004) (ÜMKT)	1356.8921	236.2278	931.2179	241.1789
Tez çalışması (KDKT)	1116.60(2,9)	187.75(2,13)	709.39(1,8)	205.062(1,8)
	(90/0) _s			
	Bor/epoksi			
Arciniega et al. (2004) (KKT)	4741.1680	897.1167	1236.7410	331.5479
Tez çalışması (KKT)	4618.29(1,5)	878.95(1,6)	1293.54(2,5)	318.39(3,7)
Arciniega et al. (2004) (ÜMKT)	4557.5836	885.0428	1233.5600	311.4053
Tez çalışması (KDKT)	3575.01(1,4)	705.28(1,5)	1074.59(5,3)	252.81(1,12)
	Grafit/Epoksi			
Arciniega et al. (2004) (KKT)	3338.3734	624.1111	953.4177	235.5014
Tez çalışması (KKT)	3304.25(1,5)	625.626(1,7)	992.66(3,6)	244.28 (4,8)
Arciniega et al. (2004) (ÜMKT)	3273.0872	616.5122	929.8270	233.0835
Tez çalışması (KDKT)	2646.67 (3,8)	506.67(4,12)	773.25(1,9)	200.77(1,7)

Çizelge 4.6.' da eksenel ve yanal basınç yükleri bir arada etkiğinde, yani homojen izotrop tek tabakalı silindirik kabuğun kritik kombine yükü değerleri Volmir (1967) çalışmasındaki uygun değerlerle karşılaştırma yapılmaktadır. Volmir (1967) çalışmasındaki $T_{leks} = B_2 P_{lyan}$ olduğunda kritik kombine yükün değerleri (3.4.32) denkleminde benzer aşağıdaki denklem kullanılarak elde edilmiştir:

$$P_{lkrkb}^{KDKT} = \left(\frac{1}{T_{lkreks}^{KDKT}} + \frac{B_2}{P_{lkryan}^{KDKT}} \right)^{-1} \quad (4.1.1)$$

Burada $B_2 = 0.5, 2, 6, 10, 50, 100, 500, 1000$ yanal yükle eksenel yükün oran katsayısı pozitif sayıdır. Aşağıdaki tanımlar Volmir (1967) çalışmasında yer almaktadır:

$$\begin{aligned} (T_{lkreks}^{KDKT})_{volmir} &= \frac{(T_{kreks}^{KDKT})_{volmir}}{E_0} \frac{R}{h_1}, \quad (P_{lkryan}^{KDKT})_{volmir} = \frac{(P_{kryan}^{KDKT})_{volmir}}{E_0} \frac{h_1^2}{R^2}, \\ (T_{lkreks}^{KDKT})_{volmir} &= \frac{E_0 L^2}{m^2 \pi^2} \left[\frac{h_1^2}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{m^2 \pi^2}{L^2} + \frac{n^2}{R^2} \right)^4 + \frac{m^4 \pi^4}{R^2 L^2} \left(\frac{m^2 \pi^2}{L^2} + \frac{n^2}{R^2} \right)^{-2} \right], \\ (P_{lkryan}^{KDKT})_{volmir} &= \frac{E_0 h_1^2}{R^2} \left[\frac{n^2}{12(1-\nu^2)} \frac{h_1}{R} \left(1 + \frac{\pi^2 R^2}{n^2 L^2} \right)^2 + \frac{\pi^4 R^5}{L^4 h_1 n^6} \left(1 + \frac{\pi R^2}{n^2 L^2} \right)^{-2} \right] \end{aligned} \quad (4.1.2)$$

Karşılaştırmada değişik $L/R = 1; 5$ oranları ve aşağıdaki kabuk parametreleri $R = 0.1905m$, $R/h = 500$, malzeme özellikleri $E_0 = 2.04 \times 10^{11} Pa$, $\nu = 0.3$ kullanılmıştır. Çizelge 4.6.' dan görüldüğü gibi tez çalışmasında kritik kombine yük için elde edilen değerler Volmir (1967) çalışmasında kritik kombine yükü için elde edilen değerlerle hemen-hemen aynı olduğu saptanmıştır. Bu ise kritik kombine yük için elde edilen ifadenin doğruluğunu teyit etmektedir.

Çizelge 4.6. Tek tabakalı homojen izotrop silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük (P_{1krkb}^{KDKT}) değerlerinin karşılaştırılması
($R = 0.1905m$, $R/h = 500$, $E_0 = 2.04 \times 10^{11} Pa$, $\nu = 0.3$)

$P_{1krkb}^{KDKT} (L/R = 1)$									
B_2	0.5	2	6	10	20	50	100	500	1000
Volmir (1967)	0.0394	0.0430	0.0439	0.0441	0.0443	0.0443	0.0444	0.0444	0.0444
Tez Çalışması	0.0382	0.0422	0.0432	0.0434	0.0435	0.0436	0.0437	0.0437	0.0437
$P_{1krkb}^{KDKT} (L/R = 5)$									
Volmir (1967)	0.0082	0.0084	0.0084	0.0084	0.0084	0.0084	0.0084	0.0084	0.0084
Tez Çalışması	0.0082	0.0083	0.0084	0.0084	0.0084	0.0084	0.0084	0.0084	0.0084

Çizelge 4.7.' de KKT ve KDKT dikkate alındığında altı tabakalı $(0/90/0)_S$ ve $(90/0/90)_S$ dizilişli homojen ortotrop silindirik kabukların kritik yanal basınç ve kritik eksenel basınç yükleri değerlerinin karşılaştırılması sunulmaktadır. Karşılaştırmada aşağıdaki bor/epoksi ortotrop malzeme özellikleri kullanılmaktadır:

$$E_{01} = 206.844 \text{ GPa}, E_{02} = 18.6159 \text{ GPa}, G_{012} = G_{013} = 4.48162 \text{ GPa}, \\ G_{023} = 2.55107 \text{ GPa}, \nu_{12} = 0.21.$$

Çizelge 4.7. incelendiğinde, klasik kabuk teorisi kullanıldığında tez çalışmasında pür kritik yanal ve kritik eksenel yükler için elde edilen değerlerin Anastasiadis et al. (1994) yüksek mertebeden kayma teorisi (YMKT), birinci mertebeden kayma deformasyon teorisi (BMKDT) ve klasik kabuk teorisi (KKT) kullandığı çalışması ve Shen (2001) yüksek mertebeden kayma deformasyon teorisi (YMKDT) kullandığı çalışmada elde edilen sonuçlar arasında değiştiği saptanmıştır. Kayma

deformasyonlu kabuk teorisi kullanıldığında ise tez çalışmasındaki pür kritik yanal ve kritik eksenel yük değerlerinin Anastasiadis et al. (1994) ve Shen (2001) çalışmalarında elde edilen değerlerden daha küçük olduğu görülmektedir.

Çizelge 4.7. Kayma deformasyonu dikkate alındığında simetrik tabakalı homojen ortotrop silindirik kabukların kritik yanal yük değerlerinin karşılaştırılması
($L/R = 5$, $R = 0.1905\text{m}$)

Tabaka Dizilişi	R/h	Shen (2001) YMKDT	Anastasiadis et al. (1994) YMKDT	Anastasiadis et al. (1994) BMKDT	Anastasiadis et al. (1994) KKT	Sunulan Çalışma KDKT	Sunulan Çalışma KKT
		$T_{kreks}^{KDKT} \times 10^{-6} \text{ (N/m)}$					
(0/90/0) _s	60	0.940	0.944	0.946	0.953	0.809(3,5)	0.958(6,5)
	30	3.717	3.732	3.748	3.844	3.270(5,3)	3.840(5,4)
(90/0/90) _s	60	0.934	0.932	0.932	0.946	0.791(3,8)	0.955(10,5)
	30	3.673	3.600	3.630	3.767	3.062(3,8)	3.838(8,4)
		$P_{kryan}^{KDKT} \times 10^{-6} \text{ (Pa)}$					
(0/90/0) _s	60	0.420	0.517	0.517	0.517	0.245(1,4)	0.453 (1,3)
	30	2.235	2.758	2.758	2.827	1.113(1,4)	2.347(1,3)
(90/0/90) _s	60	0.707	0.931	0.931	0.931	0.184(1,6)	0.717(1,3)
	30	3.772	4.960	5.030	5.240	0.762 1,6)	4.366(1,2)

Çizelge 4.8. de altı ve sekiz tabakalı simetrik dizilişli homojen ortotrop silindirik kabukların kritik yanal ve kritik eksenel basınç yüklerinin KKT kullanılarak elde edilen değerleri Shen and Li (2002) ve Han and Simites (1991) çalışmaları ile karşılaştırmaları sunulmuştur. Bu karşılaştırmada simetrik tabakaların tüm versiyonları dikkate alınmıştır. Çizelge 4.8. incelendiğinde pür kritik yanal ve pür kritik eksenel basınç yükleri değerlerinin Shen and Li (2002) ve Han and Simites (1991) çalışmalarındaki uygun sonuçlarla mükemmel bir uyum sağladığı saptanmıştır.

Çizelge 4.8. Altı ve sekiz simetrik tabakalı homojen ortotrop silindirik kabukların pür kritik yanal ve eksenel basınç yük değerlerinin karşılaştırılması
($L/R=1$; $R=7.5$ inc; $h_1=0.0212$ inc; $E_{01}=21.7 \times 10^6$ psi; $E_{02}=1.44 \times 10^6$ psi;
 $G_{012}=0.65 \times 10^6$ psi; $\nu_{12}=0.28$)

	P_{kryan}^{KKT} (psi)			T_{kreks}^{KKT} (lb/in)		
Tabaka Dizilişi	Shen and Li (2002)	Han and Simites (1991)	Tez çalışması	Shen and Li (2002)	Han and Simites (1991)	Tez çalışması
(0 ₂ /90) _S	1.142(1,14)	1.299	1.149(1,14)	108.35 (3,16)	109.0	108.54(3,16)
(0/90/0) _S	2.418 (1,11)	2.679	2.428(1,11)	132.16 (3,13)	132.5	132.22(3,13)
(0/90 ₂) _S	2.421 (1,11)	2.821	2.421(1,11)	131.66 (3,13)	132.5	131.63(3,13)
(90/0 ₂) _S	4.302 (1,10)	4.698	4.304(1,10)	131.34 (5,13)	131.2	131.45(5,13)
(90/0/90) _S	4.17 (1,10)	4.743	4.194(1,10)	131.34 (6,14)	131.1	131.3 (6,14)
(90 ₂ /0) _S	4.928 (1,9)	5.578	4.954 (1,9)	106.73 (9,15)	106.6	106.76(9,15)
(0 ₂ /90 ₂) _S	1.650 (1,12)	1.889	1.652(1,12)	119.017(3,14)	120.0	119.38(3,14)
(0/90) _{2S}	2.600 (1,11)	2.947	2.600(1,11)	133.99 (4,14)	134.0	134.00(4,14)
(0/90 ₂ /0) _S	3.018 (1,11)	3.382	3.032(1,11)	135.97 (4,14)	136.2	136.30(4,14)
(90/0 ₂ /90) _S	3.783 (1,10)	4.239	3.786(1,10)	136.19 (5,14)	136.1	136.33(5,14)
(90/0) _{2S}	4.140 (1,10)	4.604	4.141(1,10)	133.25 (5,13)	133.4	133.64(5,13)
(90 ₂ /0 ₂) _S	4.814 (1,10)	5.309	4.853(1,10)	119.06 (7,14)	118.9	119.08(7,14)

Çizelge 4.9.'da tek tabakalı ortotrop silindirik bir kabuk için KKT ve KDKT kullanılarak tez çalışmasında elde edilen kritik kombine basınç yükü değerleri, Shen (2001) YMKDT kullanarak ve Soldatos and Ye (1995) üç boyutlu çözüm yöntemi kullanarak elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Bu karşılaştırmada simetrik tabakaların tüm versiyonları dikkate alınmıştır. Çizelge 4.9. incelendiğinde kritik kombine basınç yüklerinin KKT kullanılarak elde edilen değerleri Shen (2001) ve Soldatos and Ye (1995) çalışmalarındaki uygun sonuçlarla uyum sağladığı, KDKT ile tez çalışmasında elde edilen değerlerin ise daha küçük olduğu saptanmıştır.

Çizelge 4.9. Tek tabakalı ortotrop silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin karşılaştırmaları

($E_{01} = 206.844 \text{ GPa}$, $G_{012} = G_{013} = 0.6 \times E_{02}$, $G_{023} = 0.5 \times E_{02}$, $\nu_{12} = 0.25$, $R/h_1 = 20$)

E_{01}/E_{02}	B_1	$P_{1krkb} \times 10^3$			
		Shen (2001), YMKDT	Soldatos and Ye (1995) (3-D)	Tez çalışması KDKT	Tez çalışması KKT
5	0	0.1465 (1,3)	0.1359 (1,3)	0.1081(1,4)	0.1473(1,3)
	0.1	0.1462 (1,3)	0.1355 (1,3)	0.1080(1,4)	0.1472(1,3)
	10	0.1202 (1,3)	0.1073 (1,3)	0.1067(1,4)	0.1441(1,3)
10	0	0.1644 (1,3)	0.1607 (1,3)	0.1134(1,4)	0.1699(1,3)
	0.1	0.1641 (1,3)	0.1604 (1,3)	0.1133(1,4)	0.1698(1,3)
	10	0.1377 (1,3)	0.1271 (1,3)	0.1120(1,4)	0.1663(1,3)
25	0	0.1870 (1,3)	0.1885 (1,4)	0.1232(1,4)	0.2041 (1,3)
	0.1	0.1867 (1,3)	0.1875 (1,4)	0.1231(1,4)	0.2040(1,3)
	10	0.1595 (1,3)	0.1567 (1,3)	0.1217(1,4)	0.1997(1,3)
40	0	0.1975 (1,4)	0.1952 (1,4)	0.1285(1,4)	0.2116 (1,4)
	0.1	0.1972 (1,4)	0.1940 (1,4)	0.1284(1,4)	0.2115(1,4)
	10	0.1694 (1,3)	0.1709 (1,3)	0.1269(1,4)	0.2089(1,4)

Literatürde bulunan kayma deformasyon fonksiyonun değişik şekilleri kullanılarak simetrik çapraz tabakalı homojen ortotrop silindirik kabuğun boyutsuz kritik kombine yük değerleri Çizelge 4.10.'da sunulmuştur. Ambartsumyan (1967) çalışmasında önerilen $f(z) = 0.5(0.25h^2 - z^2)$ kayma deformasyon fonksiyon şekli; Kaczkowski (1968), Panc(1975) ve Reissner (1975) çalışmalarında önerilen

$f(z) = \frac{5}{4} \left(1 - \frac{4z^2}{h^2} \right)$ kayma deformasyon fonksiyonu şekilleri; Levinson (1980),

Murthy (1981), Reddy (1984) ve Tong (1994) çalışmalarında önerilen $f(z) = 1 - \frac{4z^2}{h^2}$

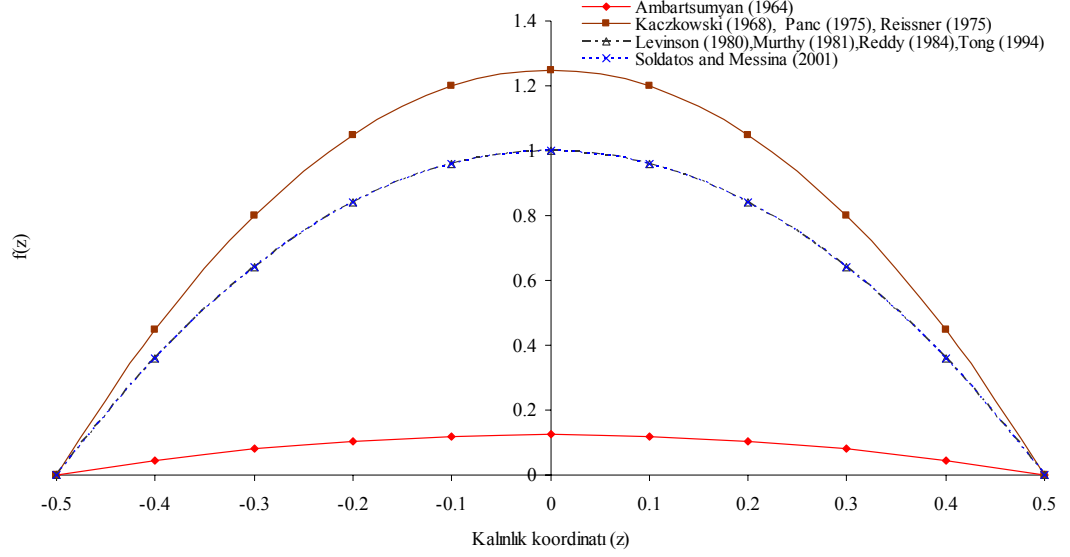
kayma deformasyon fonksiyonu şekilleri ve Soldatos ve Messina (2001) çalışmasında önerilen $f(z) = h^2 - 4z^2$ kayma deformasyon fonksiyonu şekli için hemen-hemen aynı sonuçlar elde edilmiştir.

Çizelge 4.10. Kayma deformasyon fonksiyonunun değişik şekilleri için homojen ortotrop malzemelerden oluşan simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin karşılaştırması

$$(R = 0.1905 \text{ m}; R/h_1 = 50; L/R = 2)$$

Tabaka Dizilişi	$P_{lkrkb}^{KDKT} \times 10^6 (m,n)$			
	$f(z)$			
	$0.5(0.25h^2 - z^2)$	$\frac{5}{4}\left(1 - \frac{4z^2}{h^2}\right)$	$1 - \frac{4z^2}{h^2}$	$h^2 - 4z^2$
$(0/90)_S$	31.260(1,5)	31.260(1,5)	31.260(1,5)	31.260(1,5)
$(90/0)_S$	4.543(1,4)	4.543(1,4)	4.543(1,4)	4.543(1,4)
$(0_2/90)_S$	27.348(1,5)	27.348(1,5)	27.348(1,5)	27.348(1,5)
$(0/90/0)_S$	54.954(1,4)	54.954(1,5)	54.954(1,5)	54.954(1,5)
$(0/90_2)_S$	52.102(1,4)	52.102(1,4)	52.102(1,4)	52.102(1,4)
$(90/0_2)_S$	4.5947(1,4)	4.595(1,4)	4.595(1,4)	4.595(1,4)
$(90/0/90)_S$	4.257(1,4)	4.257(1,4)	4.257(1,4)	4.257(1,4)
$(90_2/0)_S$	4.373 (1,4)	4.373(1,4)	4.373(1,4)	4.373(1,4)
$(0_2/90_2)_S$	31.260(1,5)	31.260(1,5)	31.260(1,5)	31.260(1,5)
$(0/90)_{2S}$	52.584(1,4)	52.584(1,4)	52.584(1,4)	52.584(1,4)
$(0/90_2/0)_S$	54.647(1,4)	54.647(1,4)	54.647(1,4)	54.647(1,4)
$(90/0_2/90)_S$	4.414(1,4)	4.414(1,4)	4.414(1,4)	4.414(1,4)
$(90/0)_{2S}$	4.502(1,4)	4.502(1,4)	4.502(1,4)	4.502(1,4)
$(90_2/0_2)_S$	4.543(1,4)	4.543(1,4)	4.543(1,4)	4.543(1,4)

Çizelge 4.10.' da kullanılan, kayma deformasyonu fonksiyonunun değişik şekillerinin kalınlık koordinatına göre değişimi Şekil 4.1.'de sunulmuştur.



Şekil 4.1. Kayma deformasyonu fonksiyonunun değişik şekillerinin kalınlık koordinatına göre değişimleri

4.2. Kombine Yüklere Etkisi Altında Homojen Olmayan Ortotrop Malzemelerden Oluşan Kayma Deformasyonlu Tabakalı Silindirik Kabukların Stabilité Analizleri

Bu bölümde kombine yüklere maruz homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşun kayma deformasyonlu simetrik çapraz ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların stabilité analizleri sunulmuştur. Çeşitli tabaka diziliş tipleri için sonuçlar elde edilmiş ve elde edilen sonuçlar çizelge ve şekiller halinde sunulmuştur.

Sayısal analizlerde Maple 14, Excel ve bilgisayar programları kullanılmaktadır. Önce kritik yükler için elde edilen ifadeler Maple 14 programında yazılmış, sonra sayısal olarak kritik yüklerin minimum değeri bulunmuş daha sonra Excel'de bu minimum değeri en küçüğü saptanmıştır. Excel ve AutoCad programları ile tez çalışmasında kullanılan şekiller çizilmiştir.

Tabakaları oluşturan malzemelerin Young ve kayma modüllerinin doğrusal, kuadratik ve kübik fonksiyonlar, yani $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}; \bar{z}^2; \bar{z}^3, k = 0,1,2,...,7$ şeklinde değıştiğı varsayılmış ve bir tabakadan sekiz tabakaya kadar değışik dizilişli tabakalı silindirik kabuk ele alınmıştır. Homojen olmayan durum için Young ve kayma modülleri değışim katsayısı sıfırdan bire değıştiğı için Çizelge 4.19 ve Şekil 4.8. hariç diğeri tüm hesaplarda homojen olmayan durum için $\mu^{(k+1)} = 1$ olarak göz önüne alınmıştır. Yüzde hesapları $[(H - HO)/H] \times \%100$ ve $[(KKT - KDKT)/KKT] \times \%100$ şeklinde yapılmıştır. Burada H ve HO sırasıyla homojen ve homojen olmayan anlamına gelir. Bundan sonraki analizlerde homojen ve homojen olmayan yerine sırasıyla H ve HO kısaltmaları da kullanılacaktır.

Silindirik kabuğun tabakaları değışik tip bor/epoksi' den oluşmakta ve aşağıdaki ortotrop malzeme özellikleri dikkate alınmıştır:

$$E_{01}^{(k+1)} = 2.06844 \times 10^{11} \text{ Pa}; E_{02}^{(k+1)} = 1.86159 \times 10^{10} \text{ Pa}, G_{012}^{(k+1)} = 4.48162 \times 10^9 \text{ Pa};$$

$$G_{013}^{(k+1)} = 4.48162 \times 10^9 \text{ Pa}; G_{023}^{(k+1)} = 2.55107 \times 10^9 \text{ Pa}; \nu_1 = 0.21; k = 0, 1, \dots, 7$$

Sayısal hesaplarda tabakalı silindirik kabuğun geometrik karakteristiklerinin değişik değerleri ele alınmıştır. Kayma deformasyon fonksiyonu olarak Soldatos ve Messina (2001) tarafından sunulan $f(z) = h^2 - 4z^2$ kayma deformasyon parabolik fonksiyonu kullanılmıştır.

KKT ve KDKT teorilerine göre kritik eksenel basınç yükü, kritik yanal dış basınç yükü ve kritik kombine yükün minimum değerlerini hesaplamak için materyal ve yöntem bölümünde elde edilen (3.4.21)-(3.4.38) ifadeleri kullanılmış ve bu ifadeler somut malzeme özellikleri, kabuğun geometrik karakteristikleri ve tabaka dizilişi tipleri için (m,n) dalga sayılarına göre minimize edilmiştir.

Çizelge 4.11.'de $R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 25$; $L/R = 2$, $k = 0, 1, \dots, 7$ değerleri için klasik kabuk teorisi (KKT) kullanılarak simetrik çapraz tabakalı, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan silindirik kabuğun değişik tabaka dizilişleri için boyutsuz kritik yanal basınç, boyutsuz kritik eksenel basınç ve boyutsuz kritik kombine yüklerinin değerleri ve onlara karşı gelen dalga sayıları sunulmuştur. Tabakaları oluşturan malzemelerin Young ve kayma modülleri kalınlık doğrultusunda doğrusal, kuadratik ve kübik fonksiyonlar şeklinde değişmektedir.

Homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan ($\mu^{(k+1)} = 1$), simetrik tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik basınç yükleri, homojen ortotrop malzemelerden oluşan ($\mu^{(k+1)} = 0$), simetrik tabakalı silindirik kabuklar için uygun kritik basınç yüklerinin değerleri ile kıyaslanarak, boyutsuz kritik basınç yüklerine homojen olmamanın etkileri belirlenmiş ve şu şekilde sıralanmıştır:

- Homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde ($\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$), boyutsuz kritik yanal basınç yüküne homojen olmamanın en büyük etkisi

(%52.64) ile $(90/0_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etkisi (%24.53) ile $(0/90)_S$ ve $(0_2/90_2)_S$ tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%43.37) ile $(0/90_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etki (%31.52) ile $(0/90_2/0)_S$ tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%50.50) ile $(90/0_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etki (%24.53) ile $(0/90)_S$ ve $(0_2/90_2)_S$ tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

- Homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde $(\eta_l^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2)$, homojen olmamanın boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etkisi (%-56.26) ile $(90/0_2/90)_S$ tabaka dizilişinde, en az etkisi (%-38.14) ile $(0/90_2)_S$ tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%-46.64) ile $(0/90/0)_S$ tabaka dizilişinde, en az etki (%-40.16) ile $(0_2/90_2)_S$ tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%-56.26) ile $(90/0_2/90)_S$ tabaka dizilişinde, en az etkisi (%-38.14) ile $(0/90_2)_S$ tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- Homojen olmama fonksiyonu kübik olarak değiştiğinde $(\eta_l^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^3)$, homojen olmamanın boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etkisi (%25.51) ile $(90/0_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etkisi (%8.58) ile $(0/90/0)_S$ tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%21.04) ile $(90/0_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etki (%14.04) ile $(90/0_2/90)_S$ tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%25.51) ile $(90/0_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etkisi (%8.58) ile $(0/90/0)_S$ tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- Homojen olmamanın etkisi ile dalga sayıları genelde değişmemektedir

Çizelge 4.11. KKT kullanılarak H ve HO ortotrop, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik yanal, eksenel ve kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının homojen olmama türlerine ve tabaka dizilişlerine bağlı dağılımı
($R = 0.1905\text{ m}$; $R/h_1 = 25$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

	$P_{1kryan}^{KKT} \times 10^6 (m,n)$				$T_{1kreks}^{KKT} \times 10^6 (m,n)$				$P_{1krkb}^{KKT} \times 10^6 (m,n)$			
	$\eta_1^{(k+1)}(\bar{z})$											
Tabaka Dizilişi	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
(0/90/0)	234.773(1,4)	175.218(1,4)	339.822(1,4)	207.959(1,4)	35020.38(1,3)	22430.3(2,4)	49084.29(2,3)	29749.79(2,4)	221.133(1,4)	165.037(1,4)	320.078(1,4)	195.876(1,4)
(90/0/90)	70.547(1,3)	43.969(1,3)	106.892(1,3)	59.521(1,3)	2994.149(4,4)	1969.266(4,4)	4385.379(4,4)	2520.269(4,4)	63.575(1,3)	39.624(1,3)	96.328(1,3)	53.639(1,3)
(0/90) _s	305.875(1,4)	230.844(1,4)	424.895(1,4)	275.332(1,4)	37679.85(2,4)	22579.03(2,4)	52889.26(1,3)	30497.31(2,4)	288.103(1,4)	217.431(1,4)	400.208(1,4)	259.335(1,4)
(90/0) _s	67.99(1,3)	38.812(1,3)	104.302(1,3)	54.569(1,3)	3330.651(4,4)	2038.053(3,4)	4689.478(3,3)	2776.156(4,4)	61.271(1,3)	34.976(1,3)	93.994(1,3)	49.176(1,3)
(0 ₂ /90) _s	234.773(1,4)	175.218(1,4)	339.822(1,4)	207.959(1,4)	35020.38(1,3)	22430.3(2,4)	49084.29(1,3)	29749.79(2,4)	221.133(1,4)	165.037(1,4)	320.078(1,4)	195.876(1,4)
(0/90/0) _s	422.697(1,4)	292.334(1,4)	589.363(1,4)	386.422(1,4)	40661.21(2,4)	26324.29(2,4)	59623.76(2,4)	34558.50(2,4)	398.137(1,4)	275.349(1,4)	555.12(1,4)	363.971(1,4)
(0/90 ₂) _s	445.44(1,4)	334.464(1,4)	615.32(1,4)	406.977(1,4)	41164.25(2,4)	23310.19(3,4)	60170.43(2,3)	32612.600(2,4)	419.56(1,4)	315.031(1,4)	579.569(1,4)	383.331(1,4)
(90/0 ₂) _s	61.602(1,3)	29.173(1,4)	95.953(1,4)	45.890(1,3)	3644.771(2,3)	2110.26(3,4)	5155.035(3,3)	2877.763(3,4)	55.514(1,3)	27.478(1,4)	86.471(1,3)	41.355(1,3)
(90/0/90) _s	61.534(1,3)	42.153(1,3)	95.612(1,3)	52.014(1,3)	3646.334(2,3)	2360.337(3,4)	5139.292(3,3)	3095.666(3,4)	55.453(1,3)	37.987(1,3)	86.163(1,3)	46.874(1,3)
(90 ₂ /0) _s	70.547(1,3)	43.969(1,3)	106.892(1,3)	59.521(1,3)	2994.149(4,4)	1969.266(4,4)	4385.379(4,4)	2520.269(4,4)	63.575(1,3)	39.624(1,3)	96.328(1,3)	53.639(1,3)
(0 ₂ /90 ₂) _s	305.875(1,4)	230.844(1,4)	424.895(1,4)	275.332(1,4)	37679.85(2,4)	22579.03(2,4)	52889.26(1,3)	30497.31(2,4)	288.103(1,4)	217.431(1,4)	400.208(1,4)	259.335(1,4)
(0/90) _{2s}	464.435(1,4)	337.202(1,4)	671.381(1,4)	422.812(1,4)	41576.35(2,3)	26900.46(2,4)	60008.42(2,3)	35015.75(2,4)	437.451(1,4)	317.611(1,4)	632.373(1,4)	398.246(1,4)
(0/90 ₂ /0) _s	544.204(1,3)	377.218(1,4)	758.403(1,3)	487.928(1,3)	41365.38(2,3)	28326.99(2,4)	59777.73(2,3)	35339.96(2,3)	490.423(1,3)	355.301(1,4)	683.454(1,3)	439.709(1,3)
(90/0 ₂ /90) _s	56.583(1,3)	38.401(1,3)	88.416(1,3)	46.543(1,3)	3684.898(2,3)	2474.123(3,4)	5279.511(2,3)	3167.401(2,3)	50.991(1,3)	34.606(1,3)	79.678(1,3)	41.943(1,3)
(90/0) _{2s}	60.385(1,3)	39.008(1,3)	92.775(1,3)	49.912(1,3)	3665.91(2,3)	2370.343(3,4)	5256.779(2,3)	3104.801(3,4)	54.418(1,3)	35.153(1,3)	83.606(1,3)	44.979(1,3)
(90 ₂ /0 ₂) _s	67.99(1,3)	38.812(1,3)	104.302(1,3)	54.569(1,3)	3330.651(4,4)	2038.053(3,4)	4689.478(3,3)	2776.156(4,4)	61.271(1,3)	34.976(1,3)	93.994(1,3)	49.176(1,3)

Çizelge 4.12.'de $R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 25$; $L/R = 2$, $k = 0,1,...,7$ değerleri için KDKT kullanılarak simetrik, çapraz tabakalı, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan silindirik kabuğun değişik tabaka dizilişleri için boyutsuz kritik yanal basınç, boyutsuz kritik eksenel basınç ve boyutsuz kritik kombine yüklerinin değerleri ve onlara karşı gelen dalga sayıları sunulmuştur. Tabakaları oluşturan malzemelerin Young ve kayma modülleri kalınlık doğrultusunda doğrusal, kuadratik ve kübik fonksiyonlar şeklinde değişmektedir.

KDKT kullanılarak, homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan ($\mu^{(k+1)} = 1$), simetrik tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik basınç yükleri, homojen ortotrop malzemelerden oluşan ($\mu^{(k+1)} = 0$), simetrik tabakalı silindirik kabuklar için uygun kritik basınç yüklerinin değerleri ile kıyaslanarak, boyutsuz kritik basınç yüklerine homojen olmamanın etkileri belirlenmiş ve şu şekilde sıralanmıştır:

- Homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde ($\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$), homojen olmamanın boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etkisi (%41.76) ve (0/90/0) ile (0₂/90)_s tabaka dizilişinde, en az etki (%34.25) ile (90₂/0)_s tabaka dizilişinde; boyutsuz eksenel basınç yüküne en büyük etki (%41.44) ile (0/90₂)_s tabaka dizilişinde, en az etki (%30.93) ile (90/0)_s ve (90₂/0₂)_s tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%41.76) ile (0/90/0) ve (0₂/90)_s tabaka dizilişinde, en az etki (%34.13) ile (0/90/0)_s da elde edilmiştir.
- Homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde ($\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$), homojen olmamanın boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etkisi (%-41.84) ile (0/90/0) ve (0₂/90)_s da, en az etkisi (%-36.09) ile (90/0/90) ve (90₂/0)_s tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%-45.75) ile (0/90)_s ve (0₂/90₂)_s tabaka dizilişinde, en az etki (%-29.79) ile (0/90/0) ve (0₂/90)_s tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%-41.84) ile (0/90/0) ve (0₂/90)_s tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-36.09) ile (90/0/90) ve (90₂/0)_s tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

- Homojen olmama fonksiyonu kübik olarak değiştiğinde $(\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^3)$, homojen olmamanın boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etkisi (%22.71) ile $(90/0_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etkisi (%17.46) ile $(0/90/0)_S$ tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%23.71) ile $(90/0_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etki (%18.32) ile $(90/0/90)_{(90_2/0)_S}$ tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%22.71) ile $(90/0_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etki (%17.46) ile $(0/90/0)_S$ da elde edilmiştir.
- Homojen olmamanın etkisi ile dalga sayıları genelde değişmemektedir.

Çizelge 4.12. KDKT kullanılarak H ve HO ortotrop, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik yanal, eksenel ve kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının homojen olmama türleri ve tabaka dizilişlerine bağlı dağılımı
($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 25$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

	$P_{1kryan}^{KDKT} \times 10^6 (m,n)$				$T_{1kreks}^{KDKT} \times 10^6 (m,n)$				$P_{1krkb}^{KDKT} \times 10^6 (m,n)$			
	$\eta_1^{(k+1)}(\bar{z})$											
Tabaka Dizilişi	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
(0/90/0)	142.585(1,4)	83.045(1,4)	202.244(1,4)	110.711(1,4)	29470.39(1,3)	18714.8(2,3)	38248.15(2,3)	22905.358(2,3)	134.301(1,4)	78.22(1,4)	190.493(1,4)	104.279(1,4)
(90/0/90)	28.208(1,3)	18.548(1,3)	38.389(1,3)	23.122(1,3)	2372.222(4,3)	1616.592(4,3)	3227.717(4,3)	1937.514(4,3)	25.42(1,3)	16.715(1,3)	34.595(1,3)	20.837(1,3)
(0/90) _S	159.311(1,4)	95.07(1,4)	221.148(1,4)	126.076(1,4)	28607.88(2,3)	18340.48(2,3)	41696.83(1,3)	22797.99(2,3)	150.055(1,4)	89.547(1,4)	208.299(1,4)	118.751(1,4)
(90/0) _S	29.113(1,3)	18.392(1,3)	39.943(1,3)	23.341(1,3)	2398.494(4,3)	1656.662(3,3)	3375.133(3,3)	1946.100(4,3)	26.236(1,3)	16.574(1,3)	35.995(1,3)	21.034(1,3)
(0 ₂ /90) _S	142.585(1,4)	83.045(1,4)	202.244(1,4)	110.711(1,4)	29470.39(1,3)	18714.8(2,3)	38248.15(2,3)	22905.358(2,3)	134.301(1,4)	78.22(1,4)	190.493(1,4)	104.279(1,4)
(0/90/0) _S	346.503(1,3)	228.256(1,3)	473.054(1,3)	286.00(1,3)	28435.03(2,3)	18454.46(2,3)	38772.18(2,3)	22904.858(2,3)	312.259(1,3)	205.698(1,3)	426.305(1,3)	257.735(1,3)
(0/90 ₂) _S	334.163(1,3)	215.059(1,3)	463.811(1,3)	267.067(1,3)	28570.14(2,3)	16730.42(3,3)	39123.85(2,3)	22042.549(2,3)	301.139(1,3)	193.806(1,3)	417.975(1,3)	240.674(1,3)
(90/0 ₂) _S	29.517(1,3)	17.787(1,3)	40.895(1,3)	22.814(1,3)	2572.399(2,3)	1587.113(3,3)	3387.67(3,3)	1961.201(3,3)	26.6(1,3)	16.029(1,3)	36.853(1,3)	20.559(1,3)
(90/0/90) _S	28.042(1,3)	18.226(1,3)	39.044(1,3)	22.778(1,3)	2566.732(2,3)	1667.781(3,3)	3436.979(3,3)	2074.136(3,3)	25.27(1,3)	16.425(1,3)	35.186(1,3)	20.527(1,3)
(90 ₂ /0) _S	28.208(1,3)	18.548(1,3)	38.389(1,3)	23.122(1,3)	2372.222(4,3)	1616.592(4,3)	3227.717(4,3)	1937.514 (4,3)	25.42(1,3)	16.715(1,3)	34.595(1,3)	20.837(1,3)
(0 ₂ /90 ₂) _S	159.311(1,4)	95.07(1,4)	221.148(1,4)	126.076(1,4)	28607.88(2,3)	18340.48(2,3)	41696.83(1,3)	22797.99(2,3)	150.055(1,4)	89.547(1,4)	208.299(1,4)	118.751(1,4)
(0/90) _{2S}	336.379(1,3)	221.162(1,3)	465.171(1,3)	273.760(1,3)	28560.1(2,3)	18321.58(2,3)	39013.25(2,3)	22702.1120(2,3)	303.136(1,3)	199.306(1,3)	419.201(1,3)	246.705(1,3)
(0/90 ₂ /0) _S	343.971(1,3)	224.889(1,3)	471.965(1,3)	281.188(1,3)	28553.31(2,3)	18361.98(2,3)	39030.45(2,3)	22695.740(2,3)	309.978(1,3)	202.665(1,3)	425.323(1,3)	253.400(1,3)
(90/0 ₂ /90) _S	28.892(1,3)	18.593(1,3)	40.344(1,3)	23.113(1,3)	2593.468(2,3)	1644.168(3,3)	3520.187(2,3)	2083.537(2,3)	26.037(1,3)	16.756(1,3)	36.357(1,3)	20.829(1,3)
(90/0) _{2S}	29.13(1,3)	18.637(1,3)	40.415(1,3)	23.350(1,3)	2570.411(2,3)	1631.108(3,3)	3494.174(2,3)	2007.358(3,3)	26.251(1,3)	16.795(1,3)	36.421(1,3)	21.042(1,3)
(90 ₂ /0 ₂) _S	29.113(1,3)	18.392(1,3)	39.943(1,3)	23.341(1,3)	2398.494(4,3)	1656.662(3,3)	3375.133(3,3)	1946.100(4,3)	26.236(1,3)	16.574(1,3)	35.995(1,3)	21.034(1,3)

Ayrıca, H ve HO ortotrop malzemelerden oluşan, simetrik tabakalı silindirik kabuklar için KKT ve KDKT kullanılarak elde edilen boyutsuz kritik yüklerin Çizelge 4.11. ve Çizelge 4.12.'deki değerleri kıyaslandığında, kayma deformasyonunun kritik yüklere etkilerinin şu şekilde olduğu görülmüştür:

- Homojen durumda ($\mu_1^{(k+1)} = 0$), boyutsuz kritik yanal basınç yüküne kayma deformasyonunun en büyük etkisi (%60.02) ile (90/0/90) ve (90₂/0)_S tabaka dizilişinde, en az etkisi ise (%18.03) ile (0/90/0)_S tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%31.31) ile (0/90)_{2S} tabaka dizilişinde, en az etki ise (%15.85) ile (0/90/0) ve (0₂/90)_S tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%60.02) ile (90/0/90) ve (90₂/0)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%21.57) ile (0/90/0)_S tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- Homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde ($\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$), kayma deformasyonunun boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etkisi (%58.82) ile (0₂/90₂)_S ve (0/90)_S tabaka dizilişinde, en az etkisi (%21.92) ile (0/90/0)_S tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%35.18) ile (0/90₂/0)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%16.56) ile (0/90/0) ve (0₂/90)_S tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%58.82) ile (0/90)_S ve (0₂/90₂)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%25.30) ile (90/0)_S tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- Homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde ($\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$), kayma deformasyonunun boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etkisi (%64.09) ile (90/0/90) ve (90₂/0)_S tabaka dizilişinde, en az etkisi (%19.73) ile (0/90/0)_S tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%34.99) ile (0/90)_{2S} tabaka dizilişinde, en az etki ise (%21.16) ile (0₂/90₂)_S tabaka dizilişinde; boyutsuz kombine yüke en büyük etki (%64.09) ile (90/0/90) ve (90₂/0)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%23.20) ile (0/90/0)_S tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

- Homojen olmama fonksiyonu kübik olarak değiştiğinde ($\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^3$), kayma deformasyonunun boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etkisi (%61.15) ile (90/0/90) ve (90₂/0)_S tabaka dizilişinde, en az etkisi (%25.99) ile (0/90/0)_S tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%35.78) ile (0/90₂/0)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%23.01) ile (0/90/0) ve (0₂/90)_S tabaka dizilişinde; boyutsuz kombine yüke en büyük etki (%61.15) ile (90/0/90) ve (90₂/0)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%29.19) ile (0/90/0)_S tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

Çizelge 4.13.'de H ve HO ortotrop malzemelerden oluşan, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların, KKT kullanarak elde edilmiş boyutsuz kritik yanal basınç, boyutsuz kritik eksenel basınç ve boyutsuz kritik kombine yükleri değerleri ve onlara karşı gelen dalga sayıları sunulmuştur.

Çizelge 4.13. incelendiğinde homojen olmamanın kritik basınç yüklerine en büyük ve en az etkinin hangi tabaka dizilişinde olduğu tespit edilmiş ve aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

- $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$ olduğunda, boyutsuz kritik yanal basınç yüküne homojen olmamanın en büyük etkisi (%50.63) ile (90/0₂/90)_{AS} tabaka dizilişinde, en az etkisi (%12.17) ile (0₂/90)_{AS} tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%37.86) ile (0/90₂)_{AS} tabaka dizilişinde, en az etki (%24.77) ile (90/0) tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%48.40) ile (90/0)_{2AS} tabaka dizilişinde, en az etki (%15.43) ile (0/90₂)_{AS} tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$ olduğunda, boyutsuz kritik yanal basınç yüküne homojen olmamanın en büyük etkisi (%-56.23) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etkisi (%-39.39) ile (90/0)_{AS} ve (90₂/0₂)_{AS} tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%-48.47) ile (90) tabaka dizilişinde, en az etki (%-37.82) ile (0/90)_{AS} ve (0₂/90₂)_{AS} tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik

kombine yüke en büyük etki (%-54.16) ile (90) tabaka dizilişinde, en az etkisi ise (%-39.39) ile (90/0)_{AS} ve (90₂/0₂)_{AS} tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

- $(\eta_l^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^3)$ olduğunda, boyutsuz kritik yanıl basınç yüküne homojen olmamanın en büyük etkisi (%32.20) ile (90/0₂/90)_{AS} tabaka dizilişinde, en az etkisi ise (%0.15) ile (0₂/90)_{AS} tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%17.88) ile (90) tabaka dizilişinde, en az etki (%11.98) ile (90/0) tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%29.14) ile (90/0₂/90)_{AS} tabaka dizilişinde, en az etkisi ise (%0.69) ile (0/90₂/0)_{AS} tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- Homojen ve homojen olmayan durumlarda kritik yanıl ve kritik kombine yüklerde m yarım dalga sayısı bire eşit, kritik eksenel yüklerde ise m yarım dalga sayısı değişmektedir.

Çizelge 4.13. KKT kullanılarak H ve HO ortotrop, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının homojen olmama türleri ve tabaka dizilişlerine bağlı dağılımı
($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 25$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

	$P_{1kryan}^{KKT} \times 10^6 (m,n)$				$T_{1kreks}^{KKT} \times 10^6 (m,n)$				$P_{1krkb}^{KKT} \times 10^6 (m,n)$			
	$\eta_1^{(k+1)}(\bar{z})$											
Tabaka Dizilişi	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
0	197.377(1,5)	121.317(1,5)	308.356(1,4)	165.067(1,5)	33274.2(1,3)	21057.6(1,4)	46959.22(1,3)	27631.22(1,4)	189.881(1,5)	116.71(1,5)	290.441(1,4)	158.798(1,5)
90	64.238(1,3)	44.139(1,3)	99.025(1,3)	56.191(1,3)	2755.701(5,4)	1725.962(5,4)	4091.487(5,4)	2263.023(5,4)	57.889(1,3)	39.777(1,3)	89.239(1,3)	50.638(1,3)
(0/90)	31.184(1,4)	25.975(1,4)	45.877(1,4)	29.255(1,4)	2641.662(3,4)	1961.964(3,4)	3776.916(3,4)	2292.057(3,4)	29.372(1,4)	24.465(1,4)	43.212(1,4)	27.556(1,4)
(90/0)	337.845(1,4)	243.964(1,4)	496.777(1,4)	288.355(1,4)	29524.26(3,4)	22210.85(2,4)	42224.42(3,4)	25988.34(2,4)	318.216(1,4)	229.789(1,4)	467.913(1,4)	271.601(1,4)
(0/90) _{AS}	49.222(1,3)	40.767(1,3)	68.806(1,3)	48.07(1,3)	3524.292(2,3)	2254.149(3,4)	4857.355(2,3)	2992.735(3,4)	44.358(1,3)	36.738(1,3)	62.006(1,3)	43.319(1,3)
(90/0) _{AS}	542.438(1,3)	270.695(1,4)	756.1173(1,3)	394.025(1,3)	39182.86(2,3)	25103.65(2,4)	54015.67(2,3)	33690.35(2,4)	488.832(1,3)	254.967(1,4)	681.394(1,3)	371.132(1,3)
(0 ₂ /90) _{AS}	41.083(1,4)	36.082(1,3)	58.082(1,4)	41.021(1,3)	3169.005(3,4)	2141.11(3,4)	4426.026(3,4)	2693.001(3,4)	38.696(1,4)	32.516(1,3)	54.707(1,4)	37.598(1,3)
(0/90/0) _{AS}	51.244(1,3)	40.541(1,3)	73.865(1,3)	49.603(1,3)	3623.826(2,3)	2356.781(3,4)	5103.693(2,3)	3098.99(3,4)	46.18(1,3)	36.535(1,3)	66.565(1,3)	44.701(1,3)
(0/90/90) _{AS}	52.64(1,3)	44.517(1,3)	76.579(1,3)	52.096(1,3)	3694.83(2,3)	2296.1(3,4)	5237.575(2,3)	3097.024(3,4)	47.438(1,3)	40.117(1,3)	69.011(1,3)	47.073(1,3)
(90/0/90) _{AS}	566.393(1,3)	311.496(1,4)	814.913(1,3)	417.941(1,4)	40280.83(2,3)	26504.22(2,4)	56738.92(2,3)	34932.19(2,4)	510.419(1,3)	293.398(1,4)	734.38(1,3)	393.658(1,4)
(90/90/0) _{AS}	449.75(1,4)	269.187(1,4)	634.416(1,4)	354.962(1,4)	35345.34(3,4)	24090.45(2,4)	49396.33(3,4)	30474.18(2,4)	423.619(1,4)	253.547(1,4)	597.556(1,4)	334.339(1,4)
(0 ₂ /90 ₂) _{AS}	49.222(1,3)	40.767(1,3)	68.806(1,3)	48.07(1,3)	3524.292(2,3)	2254.149(3,4)	4857.355(2,3)	2992.735(3,4)	44.358(1,3)	36.738(1,3)	62.006(1,3)	43.319(1,3)
(0/90) _{2AS}	51.941(1,3)	40.011(1,3)	75.808(1,3)	49.377(1,4)	3658.717(2,3)	2406.530(3,4)	5199.275(2,3)	3156.583(3,4)	46.808(1,3)	36.057(1,3)	68.316(1,3)	44.498(1,4)
(0/90 ₂ /0) _{AS}	52.781(1,3)	43.028(1,3)	78.021(1,3)	52.415(1,3)	3703.885(2,3)	2353.397(3,4)	5310.839(2,3)	3112.958(3,4)	47.565(1,3)	38.776(1,3)	70.31(1,3)	47.235(1,3)
(90/0 ₂ /90) _{AS}	586.452(1,3)	289.538(1,4)	865.219(1,3)	397.618(1,4)	41154.41(2,3)	26205.58(2,4)	59018.49(2,3)	34811.37(2,4)	528.496(1,3)	272.715(1,4)	779.714(1,3)	374.516(1,4)
(90/0) _{2AS}	574.889(1,3)	335.053(1,4)	837.901(1,3)	441.163(1,4)	40664.52(2,3)	27228.98(2,4)	57793.48(2,3)	35641.15(2,3)	518.076(1,3)	315.586(1,4)	755.095(1,3)	415.531(1,4)
(90 ₂ /0 ₂) _{AS}	542.438(1,3)	270.695(1,4)	756.1173(1,3)	394.025(1,3)	39182.86(2,3)	25103.65(2,4)	54015.67(2,3)	33690.35(2,4)	488.832(1,3)	254.967(1,4)	681.394(1,3)	371.132(1,3)

Çizelge 4.14.'de H ve HO ortotrop malzemelerden oluşan tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların, KDKT kullanılarak elde edilmiş boyutsuz kritik yanal basınç, boyutsuz kritik eksenel basınç ve boyutsuz kritik kombine yükleri değerleri ve onlara karşı gelen dalga sayıları sunulmuştur.

- $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$ olduğunda, boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etki (%51.62) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%27.46) ile (0/90)_{AS} ve (0₂/90₂)_{AS} tabaka dizilişinde; boyutsuz eksenel basınç yüküne en büyük etki (%39.19) ile (0/90₂/0)_{AS} tabaka dizilişinde, en az etki ise (%28.21) ile (90₂/0)_{AS} tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%51.62) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%27.46) ile (0/90)_{AS} ve (0₂/90₂)_{AS} tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$ olduğunda, boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etki (%-44.10) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-36.67) ile (90/0/90)_{AS} tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%-37.94) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-34.99) ile (0₂/90)_{AS} tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%-44.10) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-36.67) ile (90/0/90)_{AS} tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^3$ olduğunda, boyutsuz kritik yanal basınç yüküne en büyük etki (%27.74) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%13.75) ile (0/90)_{AS} ve (0₂/90₂)_{AS} tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%24.72) ile (0/90₂/0)_{AS} tabaka dizilişinde, en az etki ise (%13.93) ile (90₂/0₂)_{AS} tabaka dizilişinde; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%27.73) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%13.73) ile (0/90)_{AS} ve (0₂/90₂)_{AS} tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

Çizelge 4.14. KDKT kullanılarak H ve HO ortotrop, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik yüklerinin homojen olmama türleri ve tabaka dizilişlerine bağlı dağılımı ($R = 0.1905\text{ m}$; $R/h_1 = 25$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

	$P_{1kryan}^{KDKT} \times 10^6 (m,n)$				$T_{1kreks}^{KDKT} \times 10^6 (m,n)$				$P_{1krkb}^{KDKT} \times 10^6 (m,n)$			
	$\eta_1^{(k+1)}(\bar{z})$											
Tabaka Dizilişi	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
0	133.204(1,4)	64.445(1,4)	191.946(1,4)	96.251(1,4)	28466.77(1,3)	18349.9(1,3)	39267.33(1,3)	22790.139(1,3)	125.465(1,4)	60.701(1,4)	180.794(1,4)	90.669(1,4)
90	20.458(1,3)	13.263(1,3)	28.978(1,3)	16.652(1,4)	2276.911(5,3)	1463.282(5,3)	3096.475(5,3)	1806.912(5,3)	18.436(1,3)	11.953(1,3)	26.115(1,3)	15.005(1,4)
(0/90)	28.378(1,3)	19.376(1,3)	39.309(1,3)	23.632(1,3)	2305.042(3,3)	1610.956(3,3)	3120.381(3,3)	1907.079(3,3)	25.573(1,3)	17.461(1,3)	35.425(1,3)	21.297(1,3)
(90/0)	292.109(1,3)	204.75(1,3)	401.333(1,3)	241.938(1,3)	25491.63(3,3)	18264.42(2,3)	34422.79(3,3)	21822.532(2,3)	263.241(1,3)	184.515(1,3)	361.671(1,3)	218.029(1,3)
(0/90) _{AS}	30.145(1,3)	21.868(1,3)	41.88(1,3)	26.001(1,3)	2563.114(2,3)	1612.247(3,3)	3485.322(2,3)	1970.781(3,3)	27.166(1,3)	19.707(1,3)	37.741(1,3)	23.437(1,3)
(90/0) _{AS}	318.121(1,3)	203.335(1,3)	436.0189(1,3)	254.007(1,3)	27992.72(2,3)	19460.54(2,3)	37858.15(2,3)	23370.256(2,3)	286.683(1,3)	183.241(1,3)	392.929(1,3)	228.905(1,3)
(0 ₂ /90) _{AS}	29.598(1,3)	20.948(1,3)	40.901(1,3)	25.221(1,3)	2378.705(3,3)	1615.364(3,3)	3211.114(3,3)	1950.988(3,3)	26.673(1,3)	18.878(1,3)	36.859(1,3)	22.728(1,3)
(0/90/0) _{AS}	29.992(1,3)	20.835(1,3)	41.808(1,3)	25.506(1,3)	2568.408(2,3)	1586.236(3,3)	3504.948(2,3)	1955.581(3,3)	27.028(1,3)	18.776(1,3)	37.676(1,3)	22.986(1,3)
(0/90/90) _{AS}	29.89(1,3)	21.662(1,3)	41.902(1,3)	25.745(1,3)	2573.226(2,3)	1691.799(2,3)	3519.926(2,3)	1951.016(3,3)	26.936(1,3)	19.521(1,3)	37.761(1,3)	23.200(1,3)
(90/0/90) _{AS}	321.977(1,3)	204.048(1,3)	444.394(1,3)	254.805(1,3)	28221.8(2,3)	18972.84(2,3)	38386.49(2,3)	23230.883(2,3)	290.158(1,3)	183.883(1,3)	400.477(1,3)	229.624(1,3)
(90/90/0) _{AS}	306.977(1,3)	204.339(1,3)	419.552(1,3)	249.842(1,3)	26436(3,3)	18977.48(2,3)	35637.43(3,3)	22753.417(2,3)	276.64(1,3)	184.146(1,3)	378.09(1,3)	225.151(1,3)
(0 ₂ /90 ₂) _{AS}	30.145(1,3)	21.868(1,3)	41.88(1,3)	26.001(1,3)	2563.114(2,3)	1612.247(3,3)	3485.322(2,3)	1970.781(3,3)	27.166(1,3)	19.707(1,3)	37.741(1,3)	23.437(1,3)
(0/90) _{2AS}	29.884(1,3)	20.311(1,3)	41.687(1,3)	25.085(1,3)	2568.401(2,3)	1577.101(3,3)	3508.905(2,3)	1948.160(3,3)	26.931(1,3)	18.303(1,3)	37.568(1,3)	22.606(1,3)
(0/90 ₂ /0) _{AS}	29.65(1,3)	20.678(1,3)	41.541(1,3)	25.159(1,3)	2567.093(2,3)	1561.002(3,3)	3514.621(2,3)	1932.483(3,3)	26.72(1,3)	18.635(1,3)	37.436(1,3)	22.673(1,3)
(90/0 ₂ /90) _{AS}	326.572(1,3)	201.97(1,3)	453.428(1,3)	253.787(1,3)	28409.93(2,3)	18925.74(2,3)	38806.06(2,3)	23187.682(2,3)	294.298(1,3)	182.011(1,3)	408.618(1,3)	228.706(1,3)
(90/0) _{2AS}	323.615(1,3)	205.031(1,3)	448.017(1,3)	255.926(1,3)	28303.68(2,3)	18735.14(2,3)	38577.46(2,3)	23064.128(2,3)	291.634(1,3)	184.769(1,3)	403.742(1,3)	230.635(1,3)
(90 ₂ /0 ₂) _{AS}	318.121(1,3)	203.335(1,3)	436.0189(1,3)	254.007(1,3)	27992.72(2,3)	19460.54(2,3)	37858.15(2,3)	23370.256(2,3)	286.683(1,3)	183.241(1,3)	392.929(1,3)	228.905(1,3)

H ve HO ortotrop malzemelerden oluşan simetrik tabakalı silindirik kabuklar için KKT ve KDKT kullanılarak elde edilen boyutsuz kritik yüklerin Çizelge 4.13. ve Çizelge 4.14.'deki değerleri kıyaslandığında, kayma deformasyonunun etkilerinin şu şekilde olduğu görülmüştür:

- Homojen durumda ($\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = 0$), boyutsuz kritik yanal basınç yüküne kayma deformasyonunun en büyük etkisi (%68.15) ile (90) da, en az etkisi (%9) ile (0/90) da; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%30.97) ile (90/0₂/90)_{AS}, en az etki (%12.74) ile (0/90) kabukta; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%68.15) ile (90) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%12.93) ile (0/90) kabukta elde edilmiştir.
- Homojen olmayan durumda, $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$ için boyutsuz kritik yanal basınç yüküne kayma deformasyonunun en büyük etkisi (%69.95) ile (90) kabukta, en az etki ise (%16.07) ile (90/0) kabukta; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%34.47) ile (0/90)_{2AS} tabaka dizilişinde, en az etki ise (%12.86) ile (0) da; boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%69.95) ile (90) da, en az etki (%19.70) ile (90/0) kabukta elde edilmiştir.
- $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$ için boyutsuz kritik yanal basınç yüküne kayma deformasyonunun en büyük etkisi (%70.74) ile (90) kabukta, en az etki ise (%14.32) ile (0/90) de; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%34.25) ile (90/0₂/90)_{AS} de, en az etki ise (%16.38) ile (0) da; boyutsuz kombine yüke en büyük etki (%70.74) ile (90) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%18.02) ile (0/90) tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^3$ için boyutsuz kritik yanal basınç yüküne kayma deformasyonunun en büyük etkisi (%70.37) ile (90) da, en az etki ise (%16.10) ile (90/0) de; boyutsuz kritik eksenel basınç yüküne en büyük etki (%38.28) ile (0/90)_{2AS} da, en az etki ise (%16.03) ile (90/0) de; boyutsuz

kombine yüke en büyük etki (%70.37) ile (90) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%19.72) ile (90/0) tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

Çizelge 4.15.-4.21.'de sadece boyutsuz kritik kombine yük değerleri sunulmaktadır.

Çizelge 4.15.'te KDKT kullanılarak H ve HO ortotrop, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük ve ona karşı gelen dalga sayısı değerleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının L/R oranına bağlı dağılımı sunulmuştur. Bu çizelgede, tabakaları oluşturan malzemelerin Young ve kayma modüllerinin kalınlık doğrultusunda doğrusal ve kuadratik fonksiyonlar şeklinde değiştiği göz önüne alınmıştır.

Çizelge 4.15. incelendiğinde L/R oranı değişimine bağlı olarak homojen olmamanın simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların kritik kombine yük değerlerine (P_{1krkb}^{KDKT} ye) etkilerinin aşağıda gibi olduğu gözlenmiştir:

- Homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde, L/R=2 olduğunda homojen olmamanın kritik kombine yüküne (P_{1krkb}^{KDKT} ye) en büyük etkisi (%38.75) ile (90/0₂)_S de, en az etki ise (%30.34) ile (0/90)_{2S} kabukta; L/R=5 olduğunda P_{1krkb}^{KDKT} ye en büyük etki (%36.78) ile (90/0₂)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%17.65) ile (0₂/90₂)_S ve (0/90)_S de; L/R=8 olduğunda P_{1krkb}^{KDKT} ye en büyük etki (%50.81) ile (90/0₂)_S de, en az etki ise (%14.93) ile (0₂/90)_S tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- Homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde ve L/R=2 olduğunda homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüke (P_{1krkb}^{KDKT} ye) en büyük etkisi (%-42.68) ile (90/0₂/90)_S kabukta, en az etki ise (%-36.48) ile (0/90/0)_S de; L/R=5 olduğunda P_{1krkb}^{KDKT} ye en büyük etki (%-50.97) ile (90/0₂/90)_S de, en az etki ise (%-36.65) ile (0/90/0)_S kabukta; L/R=8

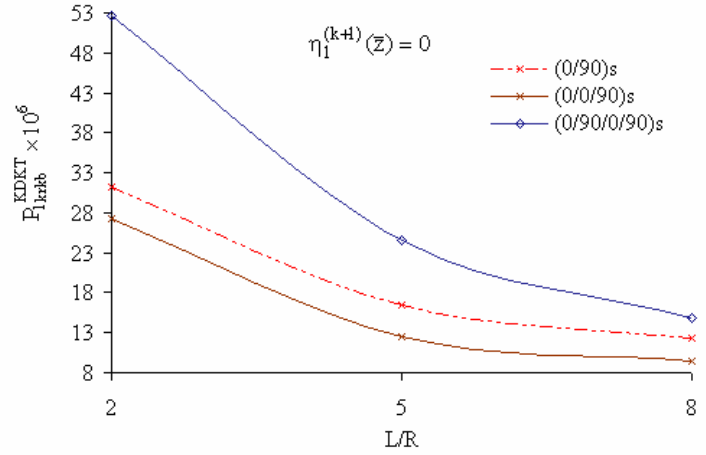
olduğunda P_{1krkb}^{KDKT} ye en büyük etki (%-65.14) ile (90/0₂/90)_S de, en az etki ise (%-37.67) ile (0/90/0)_S tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

- L/R oranı arttığında homojen olmamanın P_{1krkb}^{KDKT} değerlerine olan etkisi seçilen tabaka dizilişi için yüzde olarak değişmektedir.
- Bazı tabaka dizilişlerinde L/R oranı arttığında homojen olmamanın P_{1krkb}^{KDKT} ye olan etkisi artmaktadır. Örneğin, homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, L/R oranı 2'den 8'e arttığında, (90/0/90)_S tabaka dizilişinde homojen olmamanın P_{1krkb}^{KDKT} ye olan etkisi % -42.31'den %-63.00'e artmaktadır.
- Bazı tabaka dizilişlerinde ise L/R oranı arttığında homojen olmamanın P_{1krkb}^{KDKT} ye etkisi azalmaktadır. Örneğin, homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde, (0/90)_S tabaka dizilişinde homojen olmamanın P_{1krkb}^{KDKT} ye etkisi %31.60'dan %15.48'e azalmıştır.
- Bazı tabaka dizilişlerinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi L/R oranı değişiminden bağımsızdır.
- L/R arttığında tüm tabaka dizilişlerinde P_{1krkb}^{KDKT} değerleri ve çevresel dalga sayısı azalmaktadır.
- Tabaka dizilişinin değişimi çevresel dalga sayısı değerini değiştirebilir.

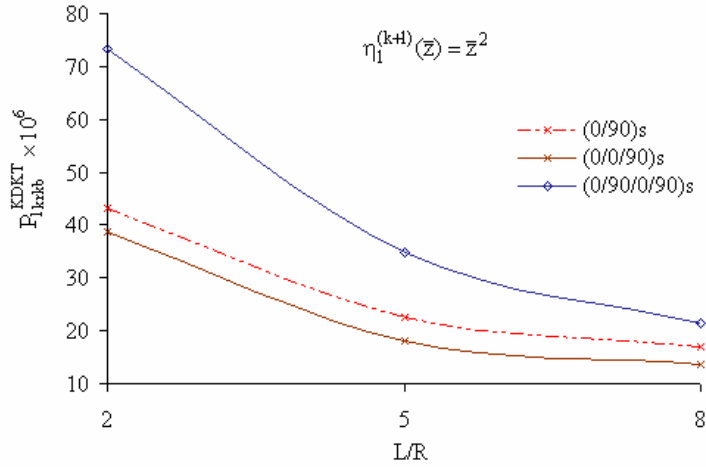
Çizelge 4.15. KDKT kullanılarak H ve HO ortotrop, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının L/R orana bağlı değişimi ($R = 0.1905\text{ m}$; $R/h_1 = 50$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

	$P_{1krkb}^{KDKT} \times 10^6 \text{ (m,n)}$								
	L/R=2			L/R=5			L/R=8		
	$\eta_1^{(k+1)}(\bar{z})$								
Tabaka Dizilişi	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$
(0/90/0)	27.348(1,5)	18.357(1,5)	38.834(1,5)	12.540(1,4)	10.288(1,4)	18.135(1,4)	9.484(1,3)	8.068(1,3)	13.693(1,3)
(90/0/90)	4.373 (1,4)	2.925(1,4)	6.05(1,4)	2.143(1,3)	1.453(1,3)	3.074(1,3)	1.403(1,3)	0.823(1,3)	2.18(1,3)
(0/90) _S	31.260(1,5)	21.383(1,5)	43.301(1,5)	16.441(1,4)	13.539(1,4)	22.585(1,4)	12.240(1,3)	10.345(1,3)	16.900(1,3)
(90/0) _S	4.543(1,4)	2.913(1,4)	6.314(1,4)	2.238(1,3)	1.460(1,3)	3.232(1,3)	1.379(1,3)	0.737(1,3)	2.167(1,3)
(0 ₂ /90) _S	27.348(1,5)	18.357(1,5)	38.834(1,5)	12.540(1,4)	10.288(1,4)	18.135(1,4)	9.484(1,3)	8.068(1,3)	13.693(1,3)
(0/90/0) _S	54.954(1,4)	38.037(1,4)	75.003(1,4)	26.033(1,3)	20.097(1,3)	35.575(1,3)	15.499(1,3)	11.490(1,3)	21.337(1,3)
(0/90 ₂) _S	52.102(1,4)	36.132(1,4)	72.734(1,4)	23.860(1,3)	19.110(1,3)	33.668(1,3)	15.560(1,3)	12.654(1,3)	21.467(1,3)
(90/0 ₂) _S	4.594(1,4)	2.814(1,4)	6.470(1,4)	2.2445(1,3)	1.419(1,3)	3.296(1,3)	1.301(1,3)	0.64(1,3)	2.094(1,3)
(90/0/90) _S	4.257(1,4)	2.877(1,4)	6.058(1,4)	1.990(1,3)	1.445(1,3)	3.001(1,3)	1.246(1,2)	0.830(1,3)	2.031(1,3)
(90 ₂ /0) _S	4.373 (1,4)	2.925(1,4)	6.05(1,4)	2.143(1,3)	1.453(1,3)	3.074(1,3)	1.403(1,3)	0.823(1,3)	2.18(1,3)
(0 ₂ /90 ₂) _S	31.260(1,5)	21.383(1,5)	43.301(1,5)	16.441(1,4)	13.539(1,4)	22.585(1,4)	12.240(1,3)	10.345(1,3)	16.900(1,3)
(0/90) _{2S}	52.584(1,4)	36.629(1,4)	73.223(1,4)	24.543(1,3)	19.307(1,3)	34.772(1,3)	14.930(1,3)	11.546(1,3)	21.504(1,3)
(0/90 ₂ /0) _S	54.647(1,4)	37.575(1,4)	75.120(1,4)	26.545(1,3)	20.213(1,3)	36.719(1,3)	16.967(1,3)	12.426(1,3)	23.679(1,3)
(90/0 ₂ /90) _S	4.414(1,4)	2.956(1,4)	6.298(1,4)	2.062(1,3)	1.503(1,3)	3.113(1,3)	1.199(1,3)	0.792(1,3)	1.980(1,3)
(90/0) _{2S}	4.502(1,4)	2.972(1,4)	6.350(1,4)	2.160(1,3)	1.517(1,3)	3.188(1,3)	1.299(1,3)	0.803(1,3)	2.077(1,3)
(90 ₂ /0 ₂) _S	4.543(1,4)	2.913(1,4)	6.314(1,4)	2.238(1,3)	1.46(1,3)	3.232(1,3)	1.379(1,3)	0.737(1,3)	2.167(1,3)

Şekil 4.2.'de, KDKT kullanılarak a) homojen durumda ve b) homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, üç tane simetrik, çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin L/R oranına göre değişimi sunulmuştur. Şekil 4.2.'den görüldüğü gibi L/R oranı arttığında boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmaktadır.



a)



b)

Şekil 4.2. a) H ve b) HO ortotrop simetrik çapraz tabakalı silindirik kabuklar için P_{lkrkb}^{KDKT} değerlerinin L/R oranına göre değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 50$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

Çizelge 4.16.'da, KDKT kullanılarak H ve HO ortotrop, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yükü ve ona karşı gelen dalga sayılarının L/R oranına bağlı değişimi sunulmuştur. Çizelge 4.16.'da, tabakaları oluşturan malzemelerin Young ve kayma modüllerinin kalınlık doğrultusunda doğrusal ve kuadratik fonksiyonlar şeklinde değiştiği varsayılmıştır.

Çizelge 4.16. incelendiğinde homojen olmamanın tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların kritik kombine yüküne (P_{1krkb}^{KDKT} ye) L/R oranı değişimine bağlı etkileri aşağıdaki şekilde olduğu tespit edilmiştir:

- $\eta_l^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$ ve L/R=2 olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke homojen olmamanın en büyük etkisi (%43.18) ile (0) de, en az etkisi ise (%20.28) ile (0/90)_{AS} kabukta; L/R=5 olduğunda en büyük etki (%38.38) ile (90/0)_{AS}'de, en az etki (%8.08) ile (0/90)_{AS} ve (0₂/90₂)_{AS} kabukta; L/R=8 olduğunda en büyük etki (%53.08) ile (90₂/0₂)_{AS} ve (90/0)_{AS} da, en az etki ise (%10.91) ile (0/90) tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- $\eta_l^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$ ve L/R=2 olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke homojen olmamanın en büyük etkisi (%-44.25) ile (0) da, en az etki (%-37.70) ile (90) da; L/R=5 olduğunda en büyük etki (%-56.61) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki (%-39.89) ile (90) kabukta; L/R=8 olduğunda en büyük etki (%-56.25) ile (0/90₂/0)_{AS} tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-26.16) ile (0₂/90)_{AS} tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

Ayrıca L/R oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yük değerlerine olan etkisi seçilen tabaka dizilişi için yüzde olarak değişmektedir.

- Bazı tabaka dizilişlerinde L/R oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüke etkisi artmaktadır. Örneğin homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, L/R oranı 2'den 8'e arttığında, (0/90)_{2AS}

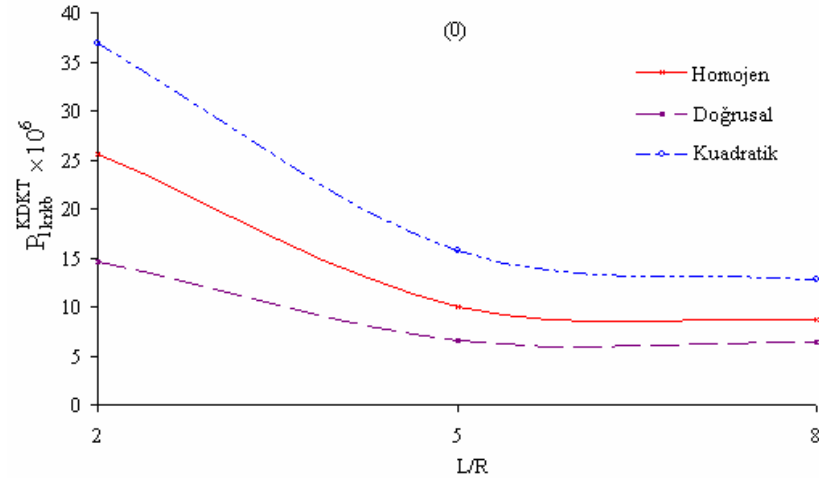
tabaka dizilişinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüke olan etkisi % -41.44'den %-53.86'ya artmaktadır.

- Bazı tabaka dizilişlerinde L/R oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi azalmaktadır. Örneğin, homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde, (0/90) tabaka dizilişinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi %28.78'den %10.91'e azalmaktadır.
- Bazı tabaka dizilişlerinde ise homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi L/R oranı değişiminden bağımsızdır.
- L/R oranı arttığında tüm tabaka dizilişleri için boyutsuz kritik kombine yük değerleri ve çevresel dalga sayısı değerleri azalmaktadır.

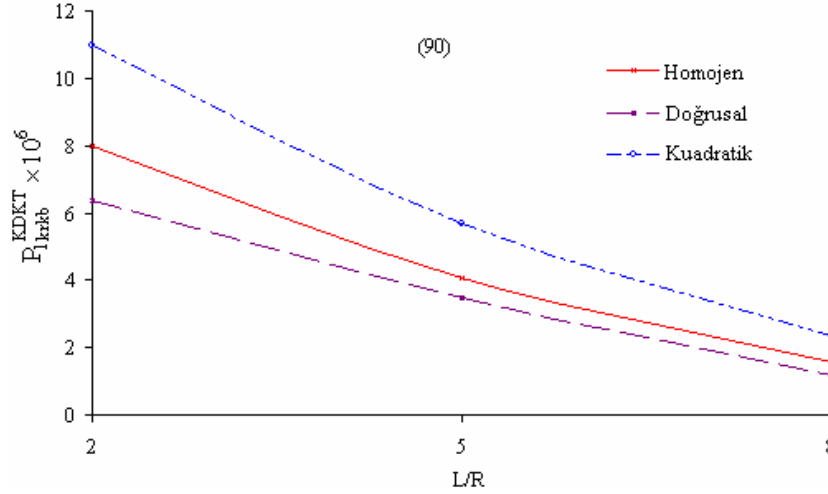
Çizelge 4.16. KDKT kullanılarak H ve HO ortotrop, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının L/R oranına bağlı değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 50$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

Tabaka Dizilişi	$P_{lkrkb}^{KDKT} \times 10^6 \text{ (m,n)}$								
	L/R=2			L/R=5			L/R=8		
	$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$								
	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$
0	25.571(1,5)	14.530(1,5)	36.886(1,5)	10.067(1,5)	6.498(1,5)	15.766(1,5)	8.679(1,3)	6.406(1,3)	12.808(1,3)
90	7.981(1,3)	6.344(1,3)	10.990(1,3)	4.049(1,2)	3.473(1,2)	5.664(1,2)	1.563(1,2)	1.187(1,2)	2.348(1,2)
(0/90)	4.333(1,4)	3.086(1,4)	6.074(1,5)	1.889(1,3)	1.468(1,3)	2.715(1,3)	0.999(1,3)	0.890(1,3)	1.520(1,3)
(90/0)	44.380(1,4)	33.330(1,4)	61.829(1,4)	19.642(1,3)	16.07(1,3)	28.158(1,3)	10.513(1,3)	7.168(1,3)	16.018(1,3)
(0/90) _{AS}	4.691(1,4)	3.701(1,4)	6.599(1,4)	2.202(1,3)	2.024(1,3)	3.171(1,3)	1.474(1,3)	1.277(1,3)	1.986(1,3)
(90/0) _{AS}	49.488(1,4)	31.352(1,4)	68.715(1,4)	23.77(1,3)	15.175(1,3)	33.931(1,3)	14.468(1,3)	6.788(1,3)	21.62(1,3)
(0 ₂ /90) _{AS}	4.581(1,4)	3.463(1,4)	6.401(1,4)	2.093(1,3)	1.790(1,3)	2.980(1,3)	1.418(1,3)	1.180(1,3)	1.789(1,3)
(0/90/0) _{AS}	4.661(1,4)	3.492(1,4)	6.586(1,4)	2.201(1,3)	1.904(1,3)	3.203(1,3)	1.324(1,3)	1.135(1,3)	2.025(1,3)
(0/90/90) _{AS}	4.640(1,4)	3.699(1,4)	6.606(1,4)	2.197(1,3)	2.009(1,3)	3.237(1,3)	1.502(1,3)	1.306(1,3)	2.066(1,3)
(90/0/90) _{AS}	50.006(1,4)	31.902(1,4)	69.952(1,4)	23.98(1,3)	15.779(1,3)	34.684(1,3)	14.579(1,3)	7.567(1,3)	22.214(1,3)
(90/90/0) _{AS}	47.432(1,4)	31.969(1,4)	65.615(1,4)	22.183(1,3)	15.86(1,3)	31.388(1,3)	12.995(1,3)	7.211(1,3)	19.199(1,3)
(0 ₂ /90 ₂) _{AS}	4.691(1,4)	3.701(1,4)	6.599(1,4)	2.202(1,3)	2.024(1,3)	3.171(1,3)	1.474(1,3)	1.277(1,3)	1.986(1,3)
(0/90) _{2AS}	4.641(1,4)	3.382(1,4)	6.564(1,4)	2.195(1,3)	1.831(1,3)	3.207(1,3)	1.322(1,3)	1.152(1,3)	2.034(1,3)
(0/90 ₂ /0) _{AS}	4.596(1,4)	3.491(1,4)	6.539(1,4)	2.177(1,3)	1.955(1,3)	3.212(1,3)	1.312(1,3)	1.151(1,3)	2.050(1,3)
(90/0 ₂ /90) _{AS}	50.679(1,4)	31.237(1,4)	71.396(1,4)	24.191(1,3)	14.906(1,3)	35.435(1,3)	14.627(1,3)	7.015(1,3)	22.737(1,3)
(90/0) _{2AS}	50.225(1,4)	32.339(1,4)	70.485(1,4)	24.037(1,3)	16.214(1,3)	34.94(1,3)	14.587(1,3)	8.091(1,3)	22.382(1,3)
(90 ₂ /0 ₂) _{AS}	49.488(1,4)	31.352(1,4)	68.715(1,4)	23.77(1,3)	15.175(1,3)	33.931(1,3)	14.468(1,3)	6.788(1,3)	21.62(1,3)

Şekil 4.3.'te, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu tek tabakalı a) (0) ve b) (90) silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin L/R oranına göre değişimi sunulmuştur. Şekil 4.3.'den görüldüğü gibi L/R oranı arttığında boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmaktadır.



a)

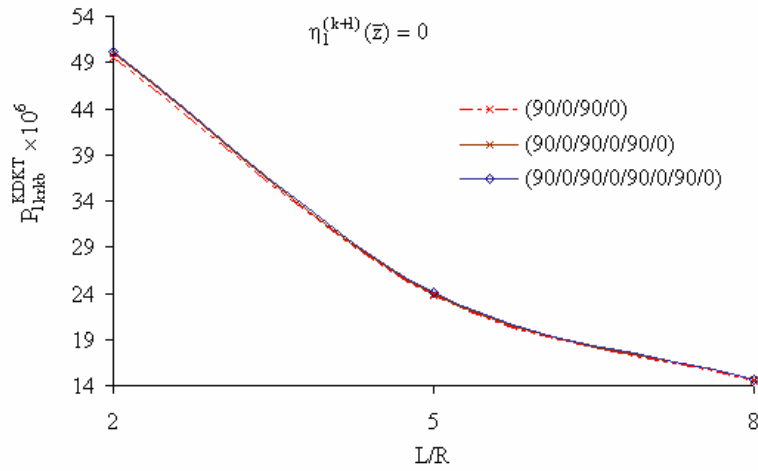


b)

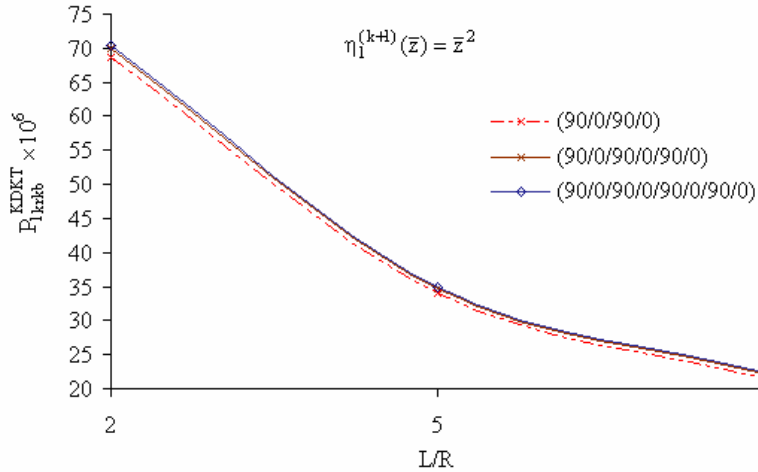
Şekil 4.3. H ve HO a) (0) ve b) (90) tek tabakalı ortotrop kayma deformasyonlu silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin L/R oranına göre değişimi

$$(R = 0.1905 \text{ m}; R/h_1 = 50; \mu^{(k+1)} = 1)$$

Şekil 4.4.'te, a) homojen durumda ve b) homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların L/R oranına göre boyutsuz kritik kombine yüklerinin değişimi sunulmuştur. Şekil 4.4.'ten görüldüğü gibi L/R oranı arttığında boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmakta ve tabaka dizilişinin değişim etkisi de az olmaktadır.



a)



b)

Şekil 4.4. a) H ve b) HO anti-simetrik çapraz tabakalı ortotrop kayma deformasyonlu silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin L/R oranına göre değişimi

$$(R = 0.1905 \text{ m}; R/h_1 = 50; \mu^{(k+1)} = 1)$$

Çizelge 4.17.'de kayma deformasyonu içeren, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabuğun R/h_1 oranına bağlı olarak boyutsuz kritik kombine yük değerleri ve onlara karşı gelen dalga sayıları sunulmuştur. Burada, tabakaları oluşturan malzemelerin Young ve kayma modüllerinin kalınlık doğrultusunda doğrusal ve kuadratik şekilde değiştiği dikkate alınmıştır.

Çizelge 4.17. incelendiğinde simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların kritik kombine yüklerine homojen olmamanın R/h_1 oranı değişimine bağlı etkileri aşağıdaki şekildedir:

- $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$ ve $R/h_1 = 25$ olduğunda P_{1krkb}^{KDKT} ye homojen olmamanın en büyük etkisi (%41.76) ile $(0_2/90)_S$ ta, en az etki ise (%34.13) ile $(0/90/90)_S$ tabaka dizilişinde; $R/h_1 = 50$ olduğunda en büyük etki (%38.76) ile $(90/0_2)_S$ kabukta, en az etki ise (%30.34) ile $(0/90)_{2S}$ de; $R/h_1 = 75$ olduğunda en büyük etki (%31.39) ile $(0/90_2/0)_S$ tabaka dizilişinde, en az etki ise (%23.78) ile $(90/0/90)_S$ tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$ ve $R/h_1 = 25$ olduğunda P_{1krkb}^{KDKT} ye homojen olmamanın en büyük etkisi (%-41.84) ile $(0/90/0)$ ve $(0_2/90)_S$ da, en az etki ise (%-36.09) ile $(90/0/90)$ ve $(90_2/0)_S$ de; $R/h_1 = 50$ olduğunda en büyük etki (%-42.68) ile $(90/0_2/90)_S$ de, en az etki ise (%-36.48) ile $(0/90/0)_S$ kabukta; $R/h_1 = 75$ olduğunda en büyük etki (%-42.98) ile $(0/90/0)$ ve $(0_2/90)_S$ ta, en az etki ise (%-35.84) ile $(90/0/90)$ ve $(90_2/0_2)_S$ ve tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- R/h_1 oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yük değerlerine olan etkisi seçilen tabaka dizilişi için yüzde olarak değişmektedir.
- Bazı tabaka dizilişlerinde R/h_1 oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi artmaktadır. Örneğin,

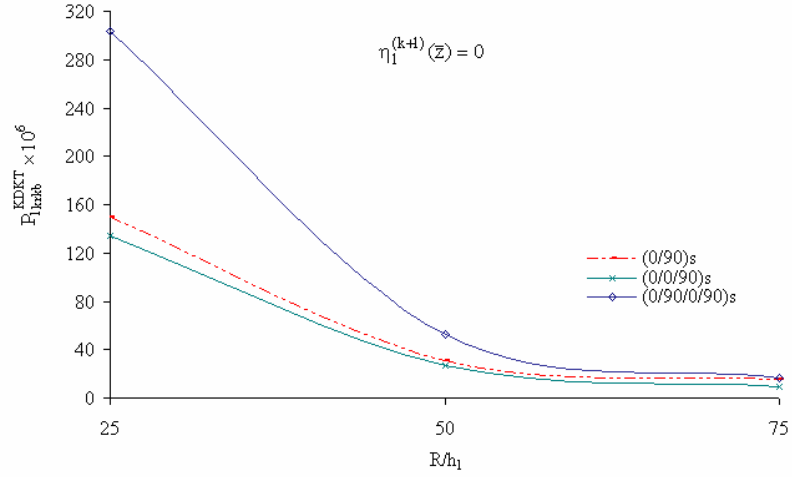
$\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$ olduğunda $(0_2/90)_S$ tabaka dizilişinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüke olan etkisi %-41.84.'den, %.42.98'e artmıştır.

- Bazı tabaka dizilişlerinde R/h_1 oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi azalmaktadır. Örneğin, $\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$ olduğunda $(0_2/90_2)_S$ tabaka dizilişinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi %40.32'den, %27.02'ye azalmıştır.
- Bazı tabaka dizilişlerinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi R/h_1 oranı değişiminden bağımsızdır.
- Bunlarla birlikte, R/h_1 oranı arttığında tüm tabaka dizilişleri için boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmakta, fakat çevresel dalga sayısı artmaktadır.

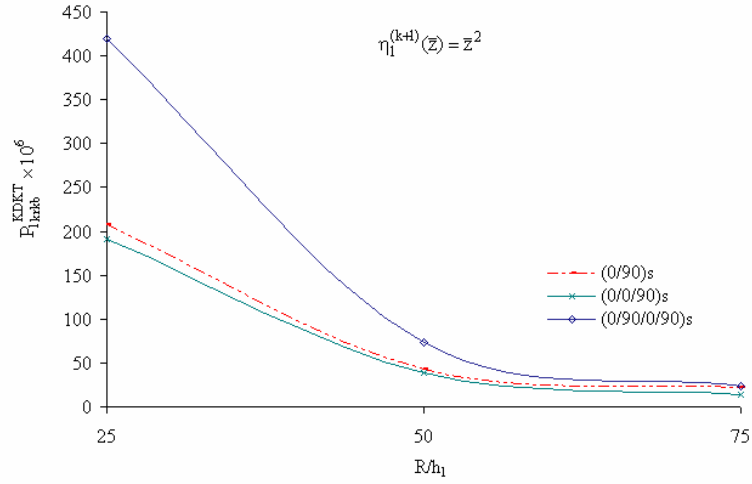
Çizelge 4.17. Kayma deformasyonu içeren, simetrik çapraz tabakalı, H ve HO ortotrop silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayılarının R/h_1 oranına bağlı değişimi ($R = 0.1905\text{ m}$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

	$P_{1krkb}^{KDKT} \times 10^6 \text{ (m,n)}$								
R / h ₁	25			50			75		
	$\eta_1^{(k+1)}(\bar{z})$								
Tabaka Dizilişi	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$
(0/90/0)	134.301(1,4)	78.22(1,4)	190.493(1,4)	27.348(1,5)	18.357(1,5)	38.834(1,5)	9.682(1,6)	6.911(1,6)	13.843(1,6)
(90/0/90)	25.42(1,3)	16.715(1,3)	34.595(1,3)	4.373 (1,4)	2.925(1,4)	6.05(1,4)	2.587(1,4)	1.960(1,4)	3.476(1,4)
(0/90) _s	150.055(1,4)	89.547(1,4)	208.299(1,4)	31.260(1,5)	21.383(1,5)	43.301(1,5)	15.553(1,5)	11.350(1,5)	21.547(1,5)
(90/0) _s	26.236(1,3)	16.574(1,3)	35.995(1,3)	4.543(1,4)	2.913(1,4)	6.314(1,4)	2.715(1,4)	2.007(1,4)	3.688(1,4)
(0 ₂ /90) _s	134.301(1,4)	78.22(1,4)	190.493(1,4)	27.348(1,5)	18.357(1,5)	38.834(1,5)	9.682(1,6)	6.911(1,6)	13.843(1,6)
(0/90/0) _s	312.259(1,3)	205.698(1,3)	426.305(1,3)	54.954(1,4)	38.037(1,4)	75.003(1,4)	17.203(1,5)	11.867(1,5)	23.559(1,5)
(0/90 ₂) _s	301.139(1,3)	193.806(1,3)	417.975(1,3)	52.102(1,4)	36.132(1,4)	72.734(1,4)	16.360(1,5)	11.656(1,5)	22.893(1,5)
(90/0 ₂) _s	26.600(1,3)	16.029(1,3)	36.853(1,3)	4.595(1,4)	2.814(1,4)	6.470(1,4)	2.768(1,4)	1.992(1,4)	3.809(1,4)
(90/0/90) _s	25.27(1,3)	16.425(1,3)	35.186(1,3)	4.257(1,4)	2.877(1,4)	6.058(1,4)	2.532(1,4)	1.930(1,4)	3.523(1,4)
(90 ₂ /0) _s	25.42(1,3)	16.715(1,3)	34.595(1,3)	4.373 (1,4)	2.925(1,4)	6.05(1,4)	2.587(1,4)	1.960(1,4)	3.476(1,4)
(0 ₂ /90 ₂) _s	150.055(1,4)	89.547(1,4)	208.299(1,4)	31.260(1,5)	21.3829(1,5)	43.301(1,5)	15.553(1,5)	11.350(1,5)	21.547(1,5)
(0/90) _{2s}	303.136(1,3)	199.306(1,3)	419.201(1,3)	52.584(1,4)	36.629(1,4)	73.223(1,4)	16.252(1,5)	11.398(1,5)	22.882(1,5)
(0/90 ₂ /0) _s	309.978(1,3)	202.665(1,3)	425.323(1,3)	54.647(1,4)	37.575(1,4)	75.120(1,4)	17.237(1,5)	11.827(1,5)	23.828(1,5)
(90/0 ₂ /90) _s	26.037(1,3)	16.756(1,3)	36.357(1,3)	4.414(1,4)	2.956(1,4)	6.298(1,4)	2.652(1,4)	2.016(1,4)	3.698(1,4)
(90/0) _{2s}	26.251(1,3)	16.795(1,3)	36.421(1,3)	4.502(1,4)	2.972(1,4)	6.350(1,4)	2.691(1,4)	2.025(1,4)	3.713(1,4)
(90 ₂ /0 ₂) _s	26.236(1,3)	16.574(1,3)	35.995(1,3)	4.543(1,4)	2.913(1,4)	6.314(1,4)	2.715(1,4)	2.007(1,4)	3.688(1,4)

Şekil 4.5.'de, a) homojen durumda ve b) homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, kayma deformasyonlu simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların R/h_1 oranına göre boyutsuz kritik kombine yüklerinin değişimi sunulmuştur. Şekil 4.5.'den görüldüğü gibi R/h_1 oranı arttığında boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmaktadır.



a)



b)

Şekil 4.5. a) H ve b) HO ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin R/h_1 oranına göre değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

Çizelge 4.18.'de kayma deformasyonu içeren, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı, H ve HO ortotrop silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayısı değerlerinin R/h_1 e bağlı değişimi sunulmuştur.

Çizelge 4.18.'den tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların kritik kombine yüküne homojen olmamanın etkileri tespit edilerek aşağıda sunulmaktadır:

- Homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde; $R/h_1 = 25$ için boyutsuz kritik kombine yüke homojen olmamanın en büyük etkisi (%51.62) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki (%27.46) ile $(0/90)_{AS}$ ve $(0_2/90_2)_{AS}$ de; $R/h_1 = 50$ için en büyük etki (%43.18) ile (0) kabukta, en az etki (%20.28) ile $(0/90_2)_{AS}$ da; $R/h_1 = 75$ için en büyük etki (%43.18) ile $(90/0_2)_{AS}$ de en az etki (%16.04) ile $(0/90_2)_{AS}$ tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- Homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde; $R/h_1 = 25$ için boyutsuz kritik kombine yüke homojen olmamanın en büyük etkisi (%-44.10) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki (%-36.67) ile $(90_2/0)_{AS}$ tabaka dizilişinde; $R/h_1 = 50$ için en büyük etki (%-44.25) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki (%-37.70) ile (90) da; $R/h_1 = 75$ için en büyük etki (%-46.24) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki (%-38.05) ile $(0/90)_{AS}$ ve $(0_2/90_2)_{AS}$ tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- Ayrıca R/h_1 arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yük değerlerine olan etkisi seçilen tabaka dizilişi için yüzde olarak değişmektedir.
- Bazı tabaka dizilişlerinde R/h_1 oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi artmaktadır. Örneğin homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, R/h_1 oranı 25'den 75'e arttığında, $(90/0)_{2AS}$ tabaka dizilişinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüke olan etkisi %-38.02'den %-43.13'e artmıştır.

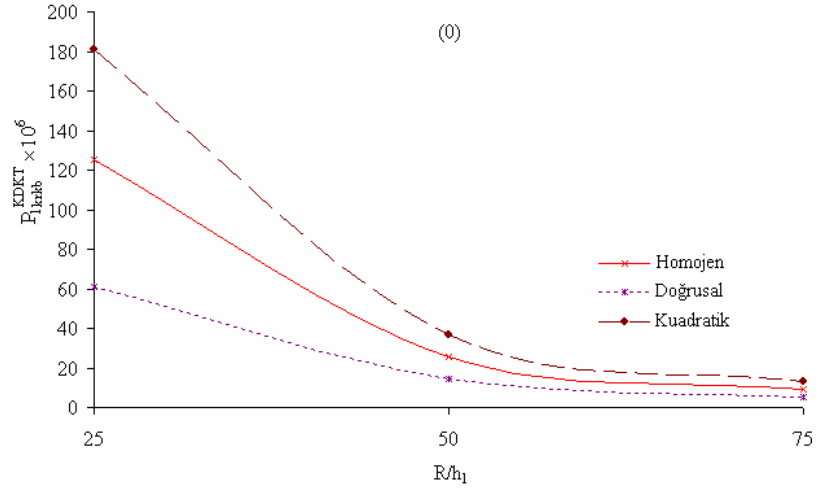
- Bazı tabaka dizilişlerinde R/h_1 oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi azalmaktadır. Örneğin, homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde, $(0/90_2/0)_{AS}$ tabaka dizilişinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi %30.26'dan, %18.16'ya azalmıştır.
- Bazı tabaka dizilişlerinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi R/h_1 oranı değişiminden bağımsızdır.
- R/h_1 oranı arttığında tüm tabaka dizilişleri için boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmaktadır.

Çizelge 4.18. Kayma deformasyonu içeren, tek tabakalı ve anti-simetrik çapraz tabakalı, H ve HO ortotrop silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yükleri ve onlara karşı gelen dalga sayısı değerlerinin R / h_1 oranına bağlı değişimi

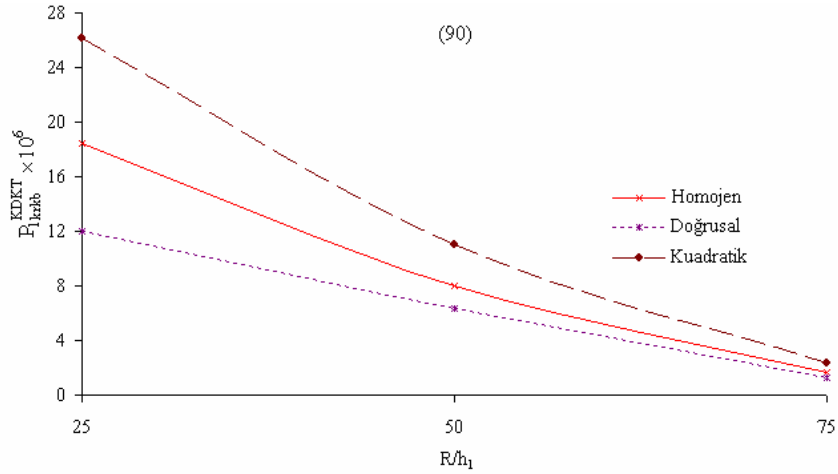
$$(R = 0.1905 \text{ m}; L/R = 2; \mu^{(k+1)} = 1)$$

	$P_{1krkb}^{KDKT} \times 10^6 \text{ (m,n)}$								
	R / h_1 =25			R / h_1 =50			R / h_1 =75		
	$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$								
Tabaka Dizilişi	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$
0	125.465(1,4)	60.701(1,4)	180.794(1,4)	25.571(1,5)	14.530(1,5)	36.886(1,5)	8.867(1,6)	5.240(1,5)	12.967(1,6)
90	18.436(1,3)	11.953(1,3)	26.115(1,3)	7.981(1,3)	6.344(1,3)	10.990(1,3)	1.661(1,4)	1.235(1,4)	2.372(1,4)
(0/90)	25.573(1,3)	17.461(1,3)	35.425(1,3)	4.333(1,4)	3.086(1,4)	6.074(1,5)	1.279(1,5)	0.938(1,5)	1.833(1,5)
(90/0)	263.241(1,3)	184.515(1,3)	361.671(1,3)	44.380(1,4)	33.330(1,4)	61.829(1,4)	13.043(1,5)	9.149(1,5)	18.619(1,5)
(0/90) _{AS}	27.166(1,3)	19.707(1,3)	37.741(1,3)	4.691(1,4)	3.701(1,4)	6.599(1,4)	2.752(1,4)	2.253(1,4)	3.799(1,4)
(90/0) _{AS}	286.683(1,3)	183.241(1,3)	392.929(1,3)	49.488(1,4)	31.352(1,4)	68.715(1,4)	15.148(1,5)	8.742(1,5)	21.498(1,5)
(0 ₂ /90) _{AS}	26.673(1,3)	18.878(1,3)	36.859(1,3)	4.581(1,4)	3.463(1,4)	6.401(1,4)	1.385(1,5)	1.104(1,5)	1.972(1,5)
(0/90/0) _{AS}	27.028(1,3)	18.776(1,3)	37.676(1,3)	4.661(1,4)	3.492(1,4)	6.586(1,4)	2.74(1,4)	2.196(1,4)	3.805(1,4)
(0/90/90) _{AS}	26.936(1,3)	19.521(1,3)	37.761(1,3)	4.640(1,4)	3.699(1,4)	6.606(1,4)	2.737(1,4)	2.298(1,4)	3.816(1,4)
(90/0/90) _{AS}	290.158(1,3)	183.883(1,3)	400.477(1,3)	50.006(1,4)	31.902(1,4)	69.952(1,4)	15.262(1,5)	9.06(1,5)	21.844(1,5)
(90/90/0) _{AS}	276.64(1,3)	184.146(1,3)	378.09(1,3)	47.432(1,4)	31.969(1,4)	65.615(1,4)	14.353(1,5)	9.024(1,5)	20.532(1,5)
(0 ₂ /90 ₂) _{AS}	27.166(1,3)	19.707(1,3)	37.741(1,3)	4.691(1,4)	3.701(1,4)	6.599(1,4)	2.752(1,4)	2.253(1,4)	3.799(1,4)
(0/90) _{2AS}	26.931(1,3)	18.303(1,3)	37.568(1,3)	4.641(1,4)	3.382(1,4)	6.564(1,4)	2.737(1,4)	2.162(1,4)	3.799(1,4)
(0/90 ₂ /0) _{AS}	26.72(1,3)	18.635(1,3)	37.436(1,3)	4.596(1,4)	3.491(1,4)	6.539(1,4)	2.72(1,4)	2.226(1,4)	3.790(1,4)
(90/0 ₂ /90) _{AS}	294.298(1,3)	182.011(1,3)	408.618(1,3)	50.679(1,4)	31.237(1,4)	71.396(1,4)	15.423(1,5)	8.764(1,5)	22.276(1,5)
(90/0) _{2AS}	291.634(1,3)	184.769(1,3)	403.742(1,3)	50.225(1,4)	32.339(1,4)	70.485(1,4)	15.306(1,5)	9.293(1,5)	21.984(1,5)
(90 ₂ /0 ₂) _{AS}	286.683(1,3)	183.241(1,3)	392.929(1,3)	49.488(1,4)	31.352(1,4)	68.715(1,4)	15.148(1,5)	8.742(1,5)	21.498(1,5)

Şekil 4.6.'da, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu tek tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin R/h_1 oranına göre değişimi sunulmuştur. Şekil 4.6.'dan görüldüğü gibi R/h_1 oranı arttığında boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmaktadır.



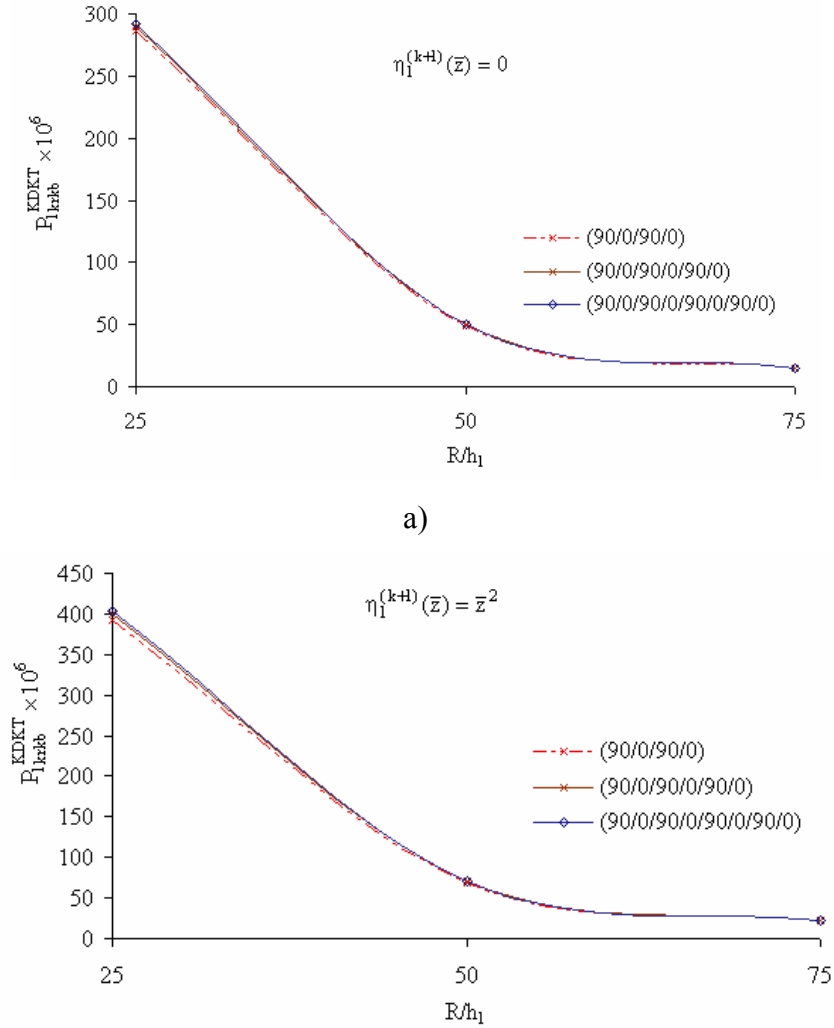
a)



b)

Şekil 4.6. H ve HO a) (0) b) (90) ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu tek tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin R/h_1 oranına göre değişimi ($R = 0.1905\text{ m}$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

Şekil 4.7.'de a) homojen durumda ve b) homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan, kayma deformasyonlu, anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların R/h_1 e bağlı boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin değişimi sunulmuştur. Şekil 4.7.'den görüldüğü gibi R/h_1 arttığında boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmaktadır.



Şekil 4.7. a) H ve b) HO ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu, anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin

R/h_1 bağlı değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $L/R = 2$; $\mu_1^{(k+1)} = 1$)

Homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kombine yük değerlerinin ve onlara karşı gelen dalga sayılarının $\mu^{(k+1)}$ bağlı değişimi Çizelge 4.19.'da sunulmuştur. Burada, tabakaları oluşturan malzemelerin Young ve kayma modüllerinin kalınlık doğrultusunda doğrusal, kuadratik ve kübik fonksiyonlar şeklinde değiştiği varsayılmıştır.

Homojen olmama katsayısı $\mu^{(k+1)} = 0.5; 1.0$ için kayma deformasyonlu simetrik tabakalı ortotrop silindirik kabuğun boyutsuz kritik kombine yük değerleri, homojen ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu simetrik tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerleri ile ($\mu^{(k+1)} = 0$) kıyaslanmış ve homojen olmamanın etkileri şu şekilde olduğu kanısına varılmıştır:

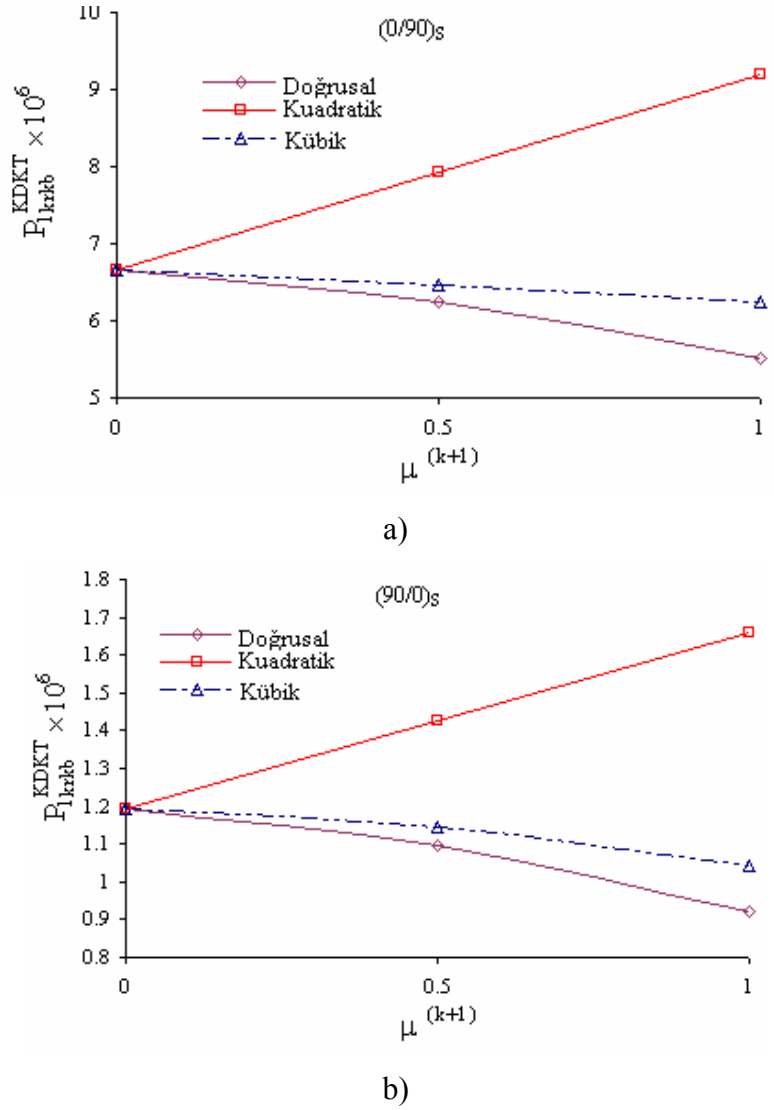
- Homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde ($\eta_l^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}$) ve $\mu^{(k+1)} = 0.5$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke homojen olmamanın en büyük etkisi (%8.73) ile $(90/0_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etkisi (%6.14) ile $(0/90)_S$ ve $(0_2/90_2)_S$ tabaka dizilişinde; $\mu^{(k+1)} = 1$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke homojen olmamanın en büyük etkisi (%27.65) ile $(90/0_2)_S$ kabukta, en az etkisi (%16.71) ile $(0/90/0)$ ve $(0_2/90)_S$ de elde edilmiştir.
- Homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde ($\eta_l^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^2$) ve $\mu^{(k+1)} = 0.5$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%-22.87) ile $(90/0/90)_S$ tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-18.78) ile $(0/90/0)_S$ tabaka dizilişinde; $\mu^{(k+1)} = 1$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%-45.84) ile $(90/0/90)_S$ tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-37.56) ile $(0/90/0)_S$ tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

- Homojen olmama fonksiyonu kübik olarak değiştiğinde ($\eta_1^{(k+1)}(\bar{z}) = \bar{z}^3$) ve $\mu^{(k+1)} = 0.5$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%4.73) ile (90/0₂)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%2.33) ile (0/90₂)_S tabaka dizilişinde; $\mu^{(k+1)} = 1$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%14.76) ile (90/0₂)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%5.58) ile (0/90₂)_S tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- Tüm tabaka dizilişlerinde, $\mu^{(k+1)}$ homojen olmama katsayısının değeri arttığında, homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yük değerlerine olan etkisi artmaktadır.

Çizelge 4.19. H ve HO ortotrop ve kayma deformasyonlu simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kombine yük değerlerinin ve onlara karşı gelen dalga sayılarının $\mu^{(k+1)}$ katsayısına bağlı değişimi ($R = 0.1905\text{ m}$; $R/h_1 = 75$; $L/R = 5$)

Tabaka Dizilişi	$P_{1krkb}^{KDKT} \times 10^6 \text{ (m,n)}$						
	$\mu^{(k+1)} = 0$	$\mu^{(k+1)} = 0.5$			$\mu^{(k+1)} = 1$		
		$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$			$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$		
		Homojen	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$
(0/90/0)	5.355(1,4)	4.999(1,4)	6.527(1,4)	5.173(1,4)	4.46(1,4)	7.696(1,4)	4.950(1,4)
(90/0/90)	1.111(1,3)	1.025(1,3)	1.324(1,3)	1.072(1,3)	0.827(1,3)	1.535(1,3)	0.991(1,3)
(0/90) _S	6.647(1,4)	6.239(1,4)	7.928(1,4)	6.466(1,4)	5.521(1,4)	9.203(1,4)	6.242(1,4)
(90/0) _S	1.193(1,3)	1.095(1,3)	1.428(1,4)	1.146(1,4)	0.873(1,3)	1.659(1,3)	1.045(1,3)
(0 ₂ /90) _S	5.355(1,4)	4.999(1,4)	6.527(1,4)	5.173(1,4)	4.46(1,4)	7.696(1,4)	4.950(1,4)
(0/90/0) _S	8.177(1,4)	7.521(1,4)	9.713(1,4)	7.962(1,4)	6.034(1,4)	11.248(1,4)	7.623(1,4)
(0/90 ₂) _S	8.069(1,4)	7.560(1,4)	9.631(1,4)	7.881(1,4)	6.48(1,4)	11.185(1,4)	7.619(1,4)
(90/0 ₂) _S	1.226(1,3)	1.119(1,3)	1.480(1,3)	1.168(1,3)	0.887(1,3)	1.733(1,3)	1.045(1,3)
(90/0/90) _S	1.045(1,3)	0.971(1,3)	1.284(1,3)	1.007(1,3)	0.820(1,3)	1.524(1,3)	0.933(1,3)
(90 ₂ /0) _S	1.111(1,3)	1.025(1,3)	1.324(1,3)	1.072(1,3)	0.827(1,3)	1.535(1,3)	0.991(1,3)
(0 ₂ /90 ₂) _S	6.647(1,4)	6.239(1,4)	7.928(1,4)	6.466(1,4)	5.521(1,4)	9.203(1,4)	6.242(1,4)
(0/90) _{2S}	7.773(1,4)	7.206(1,4)	9.470(1,4)	7.559(1,4)	5.962(1,4)	11.165(1,4)	7.207(1,4)
(0/90 ₂ /0) _S	8.722(1,4)	8.026(1,4)	10.440(1,4)	8.502(1,4)	6.368(1,4)	12.158(1,4)	8.124(1,4)
(90/0 ₂ /90) _S	1.115(1,3)	1.037(1,3)	1.370(1,3)	1.072(1,3)	0.885(1,3)	1.624(1,3)	0.988(1,3)
(90/0) _{2S}	1.156(1,3)	1.070(1,3)	1.402(1,3)	1.112(1,3)	0.892(1,3)	1.648(1,3)	1.025(1,3)
(90 ₂ /0 ₂) _S	1.193(1,3)	1.095(1,3)	1.428(1,4)	1.146(1,4)	0.873(1,3)	1.659(1,3)	1.045(1,3)

Şekil 4.8.'de ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerlerine homojen olmama katsayısı değişiminin etkisi gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü gibi homojen olmama katsayısı arttıkça doğrusal, kuadratik ve kübik durumların her birinde homojen olmamanın etkisi artmaktadır.



Şekil 4.8. a) $(0/90)_S$ ve b) $(90/0)_S$ tabaka dizilişlerinde kayma deformasyonlu, simetrik tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin homojen olmama katsayısına göre değişimi ($R = 0.1905 \text{ m}$; $R/h_1 = 75$; $L/R = 5$)

Çizelge 4.20.'de homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu simetrik ve anti-simetrik tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerine tabaka dizilişi şeklinin etkileri incelenmiştir.

Tabakaları oluşturan malzemelerin Young ve kayma modülünün doğrusal, kuadratik ve kübik fonksiyonlar şeklinde değiştiği göz önüne alınmıştır.

Çizelge 4.20. incelendiğinde, simetrik ve anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların kritik kombine yüküne tabaka dizilişleri değişimine göre homojen olmamanın etkileri incelenerek şu yargıya varılmıştır:

- Simetrik çapraz tabakalı durumda, HO fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde, boyutsuz kritik kombine yüke homojen olmamanın en büyük etkisi (%31.02) ile $(0/90/0)_S$ kabukta, en az etkisi (%24.75) ile $(90/0)_{2S}$ tabaka dizilişinde; HO fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%-40.80) ile $(0/90)_{2S}$ tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-35.84) ile $(90/0)_S$ tabaka dizilişinde; HO fonksiyonu kübik olarak değiştiğinde, boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%15.82) ile $(90/0_2)_S$ tabaka dizilişinde, en az etki (%13.18) ile $(0/90/0)_S$ de elde edilmiştir.
- Anti-simetrik çapraz tabakalı durumda, HO fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde, boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%43.18) ile $(90/0_2/90)_{AS}$ tabaka dizilişinde, en az etki ise (%18.13) ile $(0/90)_{AS}$ tabaka dizilişinde; HO fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%-46.24) ile (0) tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-38.05) ile $(0/90/0/90)_{AS}$ tabaka dizilişinde; HO fonksiyonu kübik olarak değiştiğinde, boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%26.98) ile $(90/0_2/90)_{AS}$ tabaka dizilişinde, en az etki ise (%7.08) ile $(0_2/90)_{AS}$ de elde edilmiştir.

- Homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu simetrik ve anti-simetrik tabakalı silindirik kabukta, homojen olmamanın etkisinin tabaka sayısının artışıyla bağımsız olduğu saptanmıştır.
- Simetrik çapraz tabakalı durumda, çok tabakalı kabuklar, tek tabakalı kabuklarla kıyaslandığında, tek tabakalı kabukta daha düşük boyutsuz kritik kombine yük değerleri elde edilmiştir.
- Anti-simetrik çapraz tabakalı durumda, 0 ile başlayan çok tabakalı, (0) tek tabakalı ile kıyaslandığında, tek tabakalı kabukta daha yüksek boyutsuz kritik kombine yük değerleri elde edilmiştir, fakat 90 ile başlayan çok tabakalı, (90) tek tabakalı ile kıyaslandığında, tek tabakalı kabukta daha düşük boyutsuz kombine yük değerleri elde edilmiştir.

Sonuç olarak simetrik ve anti-simetrik çapraz tabakalı durumlar kıyaslandığında, simetrik çapraz tabakalıların daha kararlı bir yapı sergilediği görülmüştür.

Çizelge 4.20. H ve HO ortotrop, kayma deformasyonlu simetrik ve anti-simetrik tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yüklerinin tabaka dizilişine

bağlı dağılımı ($R = 0.1905\text{ m}$; $R/h_1 = 75$; $L/R = 2$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

Tabaka Dizilişi	$P_{1krkb}^{KDKT} \times 10^6 \text{ (m,n)}$			
	$\eta_1^{(k+1)}(\bar{z})$			
	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
Simetrik çapraz tabakalı kabuklar				
(0/90) _S	15.553(1,5)	11.350(1,5)	21.547(1,5)	13.418(1,5)
(90/0) _S	2.715(1,4)	2.007(1,4)	3.688(1,4)	2.346(1,4)
(0/90/0) _S	17.203(1,5)	11.867(1,5)	23.559(1,5)	14.936(1,5)
(90/0 ₂) _S	2.768(1,4)	1.992(1,4)	3.809(1,4)	2.330(1,4)
(0/90) _{2S}	16.252(1,5)	11.398(1,5)	22.882(1,5)	13.958(1,5)
(90/0) _{2S}	2.691(1,4)	2.025(1,4)	3.713(1,4)	2.332(1,4)
Anti-simetrik çapraz tabakalı kabuklar				
0	8.867(1,6)	5.240(1,5)	12.967(1,6)	7.034(1,6)
90	1.661(1,4)	1.235(1,4)	2.372(1,4)	1.453(1,4)
(0/90) _{AS}	2.752(1,4)	2.253(1,4)	3.799(1,4)	2.515(1,4)
(90/0) _{AS}	15.148(1,5)	8.742(1,5)	21.498(1,5)	11.434(1,5)
(0 ₂ /90) _{AS}	1.385(1,5)	1.104(1,5)	1.972(1,5)	1.287(1,5)
(90 ₂ /0) _{AS}	14.353(1,5)	9.024(1,5)	20.532(1,5)	11.329(1,5)
(0/90) _{2AS}	2.737(1,4)	2.162(1,4)	3.799(1,4)	2.472(1,4)
(90/0 ₂ /90) _{AS}	15.423(1,5)	8.764(1,5)	22.276(1,5)	11.262(1,5)

Çizelge 4.21. de homojen ve homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu simetrik çapraz tabakalı silindirik kabuğun boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ ($k=3,5,7$) oranına bağlı dağılımı sunulmuştur.

Bu çizelgede tabakaları oluşturan malzemelerin Young ve kayma modüllerinin doğrusal ve kuadratik fonksiyonlar şeklinde değiştiği göz önüne alınmıştır.

Çizelge 4.21. de $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ ($k=3,5,7$) oranının değişiminin boyutsuz kritik kombine yük değerleri üzerindeki etkisi analizler sonrası şu şekilde belirlenmiştir:

- Homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde; $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}=10$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%55.91) ile (90/0)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%22.18) ile (0/90)_S tabaka dizilişinde; $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}=25$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%58.74) ile (90/0)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%17.53) ile (0/90)_S tabaka dizilişinde; $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}=40$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%59.51) ile (90/0)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%16.03) ile (0/90)_S tabaka dizilişinde elde edilmiştir.
- Homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}=10$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%-64.54) ile (90/0₂/90)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-37.68) ile (0/90)_S tabaka dizilişinde; $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}=25$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%-64.66) ile (90/0₂/90)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-29.35) ile (0/90)_S tabaka dizilişinde; $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}=40$ olduğunda boyutsuz kritik kombine yüke en büyük etki (%-64.93) ile (90/0₂/90)_S tabaka dizilişinde, en az etki ise (%-26.42) ile (0/90)_S tabaka dizilişinde elde edilmiştir.

$E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yük değerlerine olan etkisi seçilen tabaka dizilişi için yüzde olarak aşağıdaki gibi değişmektedir:

- Bazı tabaka dizilişlerinde $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi artmaktadır. Örneğin homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde, $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı 10'dan

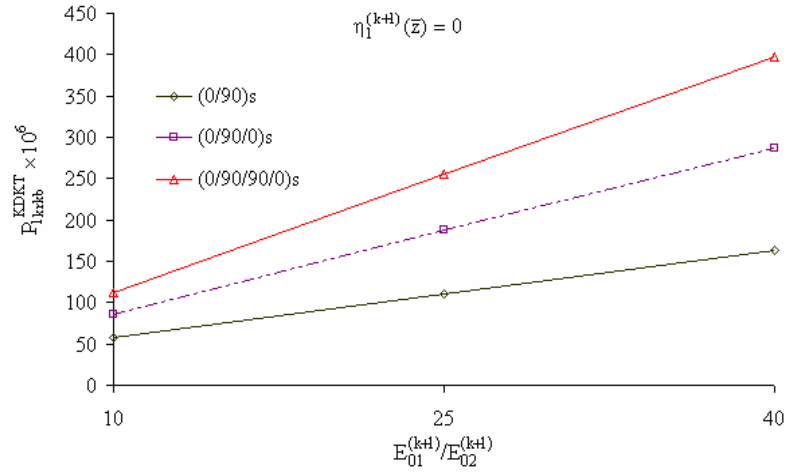
40'a arttığında, (90/0)_s tabaka dizilişinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüke olan etkisi %-56.69'dan, %-57.1'e artmaktadır.

- Bazı tabaka dizilişlerinde $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi azalmaktadır. Örneğin, homojen olmama fonksiyonu doğrusal olarak değiştiğinde, (0/90)_s tabaka dizilişinde homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yüklere olan etkisi %22.02'den %16.03'e azalmıştır.
- $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı arttığında, (0) ile başlayan tabaka dizilişlerinde boyutsuz kritik kombine yük değerleri artmakta; (90) ile başlayan tabaka dizilişlerinde boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmaktadır.
- $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı değişiminin, (0) ile başlayan tabaka dizilişlerinin boyutsuz kritik kombine yük değerleri üzerinde, (90) ile başlayan tabaka dizilişlerine kıyasla daha belirgin bir etkisi olduğu görülmüştür.

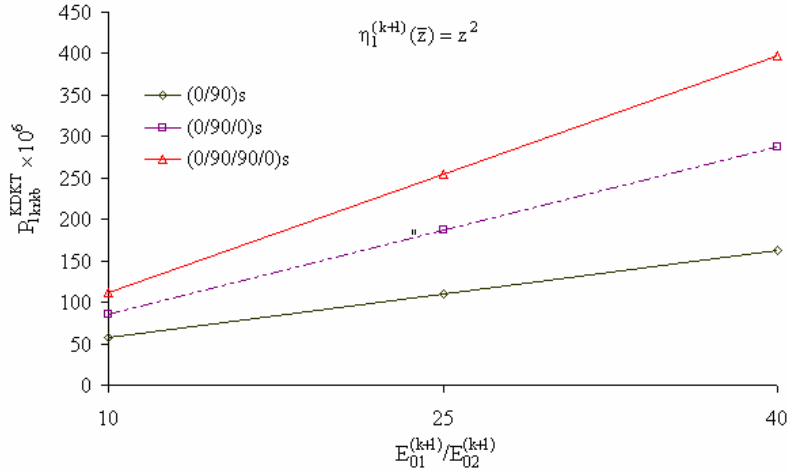
Çizelge 4.21. Kayma deformasyonlu, H ve HO ortotrop simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ ($k=3,5,7$) oranına bağlı dağılımı ($R = 0.1905$ m; $R/h_1 = 50$; $L/R = 2$; $E_{01}^{(k+1)} = 206.844$ GPa; $G_{012}^{(k+1)} = 0.6E_{02}^{(k+1)}$; $G_{013}^{(k+1)} = 0.6E_{02}^{(k+1)}$; $E_{023}^{(k+1)} = 0.5E_{02}^{(k+1)}$; $\nu_{12}^{(k+1)} = 0.25$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

	$P_{1krkb}^{KDKT} \times 10^6$ (m,n)								
	$E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}=10$			$E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}=25$			$E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}=40$		
	$\eta_1^{(k+1)}(\bar{z})$								
Tabaka Dizilişi	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	Homojen (0)	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$
(0/90) _S	58.165(1,7)	45.358(1,6)	80.079(1,7)	110.768(1,7)	91.355(1,6)	143.283(1,7)	162.974(1,7)	136.851(1,6)	206.028(1,7)
(90/0) _S	19.493(1,5)	8.595(1,5)	30.544(1,5)	19.066(1,5)	7.867(1,5)	29.939(1,5)	18.949(1,5)	7.672(1,5)	29.769(1,5)
(0/90/0) _S	86.013(1,6)	56.457(1,6)	118.924(1,6)	187.160(1,6)	124.127(1,6)	251.114(1,6)	287.171(1,6)	191.010(1,6)	381.808(1,6)
(90/0/90) _S	16.504(1,5)	10.0690(1,5)	26.778(1,5)	15.844(1,5)	9.638(1,5)	25.862(1,5)	15.645(1,5)	9.509(1,5)	25.575(1,5)
(0/90 ₂ /0) _S	111.6560(1,6)	75.169(1,5)	156.465(1,6)	255.044(1,6)	173.394(1,6)	350.538(1,6)	396.757(1,6)	270.428(1,6)	542.338(1,6)
(90/0 ₂ /90) _S	14.846(1,6)	8.643(1,6)	24.4282(1,5)	14.172(1,5)	8.107 (1,5)	23.336(1,5)	13.935(1,5)	7.940(1,5)	22.984(1,5)

Şekil 4.9.'da a) H ve b) HO olmayan ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu değişik simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranına bağlı değişimi sunulmuştur. Şekilden görüldüğü gibi $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı arttığında boyutsuz kritik kombine yük değerleri artmaktadır.



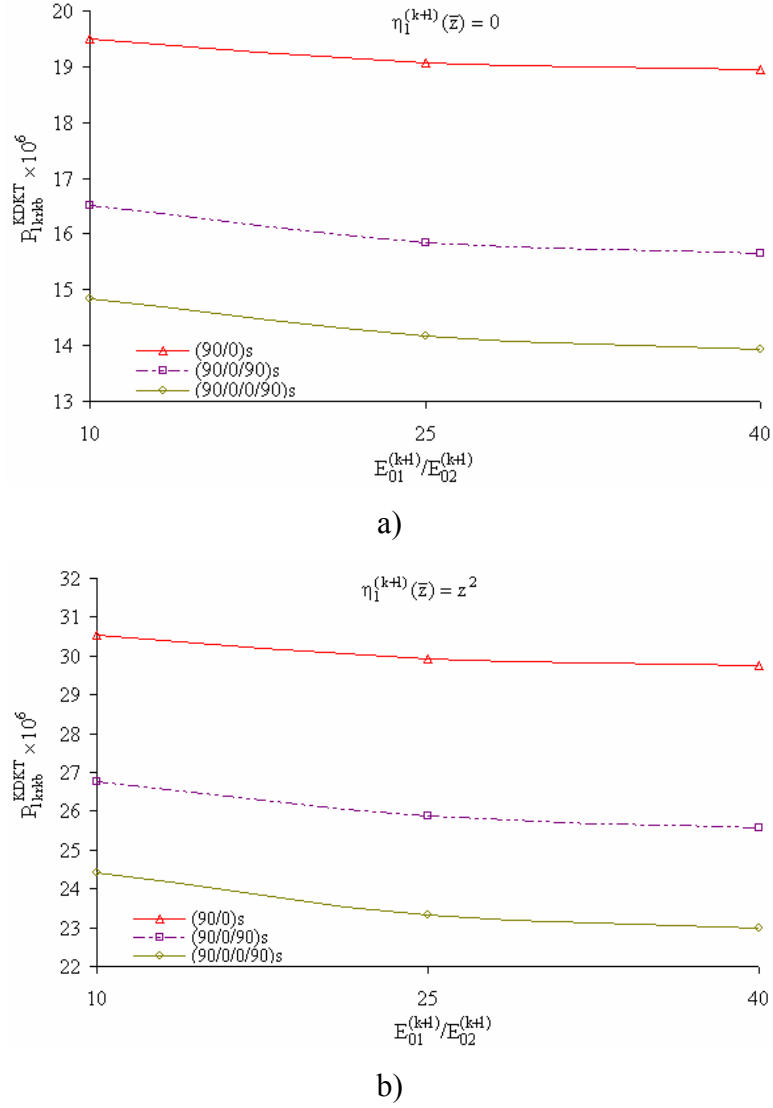
a)



b)

Şekil 4.9. a) H ve b) HO ortotrop, kayma deformasyonlu değişik simetrik çapraz tabakalı silindirik kabuğun boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranına göre değişimi ($R = 0.1905$ m; $R/h_1 = 50$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

Şekil 4.10.'da a) H ve b) HO ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu değişik simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranına bağlı değişimi sunulmuştur. Şekilden görüldüğü gibi $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı arttığında boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmaktadır.



Şekil 4.10. a) H ve b) HO ortotrop, kayma deformasyonlu değişik simetrik çapraz tabakalı silindirik kabukların boyutsuz kritik kombine yük değerlerinin $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranına bağlı değişimi ($R = 0.1905$ m; $R/h_1 = 50$; $\mu^{(k+1)} = 1$)

5. SONUÇ

Tez çalışmasında, kayma deformasyonlu kabuk teorisinin (KDKT) parabolik kayma deformasyonlu versiyonu kullanılarak, malzeme özellikleri kalınlık koordinatına sürekli bağlı olan tabakalı ortotrop silindirik kabukların yanal dış basınç ve eksenel basınç yüklerinin kombine etkileri altında stabilite problemi incelenmiştir.

Önce sürekli anizotrop cismin gerilme ve deformasyon durumu, genelleştirilmiş Hooke kuralı, homojen ve homojen olmayan kompozit malzemeler, enine kayma deformasyonları içeren tabakalı kabuk teorisi ve varsayımları, enine kayma deformasyon fonksiyonlarının matematiksel modelleri ve tabaka dizilişi tipleri genel bilgi olarak sunulmuştur. Sonra tez konusu ile direkt ilgili olan ve kaynaklar kısmında yer alan önemli makale ve temel kitapların özetleri sunulmuştur. Daha sonra kompozit silindirik kabuğun tabakalarını oluşturan ve kalınlık doğrultusunda homojen olmayan ortotrop malzeme özelliklerinin analitik ve görsel modelleri oluşturulmuştur. Sonraki adımda enine kayma deformasyonları içeren homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan tabakalı silindirik kabuklar için temel bağıntı, stabilite ve deformasyon uygunluk denklemleri türetilmiştir. Bir sonraki aşamada türetilen denklemler basit mesnetli sınır koşulları için çözülerek tabakalı ortotrop silindirik kabukların kritik eksenel basınç yükü, kritik yanal basınç yükü ve kritik kombine yükü (yanal dış basınç ve eksenel basınç yüklerinin kombine etkileri) için analitik ifadeler elde edilmiştir. Bu ifadelerden klasik kabuk teorisi (KKT) için uygun ifadeler özel olarak elde edilmiştir. Son olarak enine kayma deformasyonları için somut fonksiyon seçilerek ve elde edilen ifadeler kullanılarak sayısal hesaplar yapılmış ve kritik eksenel basınç yükü, kritik yanal basınç yükü ve kritik kombine yüküne homojen olmama, kayma deformasyonları, Young modülleri oranı ve kabuk parametreleri değişiminin etkileri incelenmiştir. Tez çalışmasında KDKT ve KKT kullanılarak elde edilen kritik eksenel yük, kritik yanal basınç yükü ve kritik kombine yükü değerleri literatürdeki uygun çalışmalarla kıyaslanarak doğruluğu teyit edilmiştir. Sayısal hesaplarda ve görsel örneklerde Maple 14, Excel ve Auto Cad bilgisayar programları ve bor/epoksi ve grafit/epoksi ortotrop malzemeleri kullanılmıştır.

Sayısal analizler aşağıdaki sonuçların ortaya çıkmasını sağlamıştır:

- a) Homojen olmama fonksiyonu doğrusal, kuadratik ve kübik değiştiğinde boyutsuz kritik yük değerlerine etki her üç durumda önemlidir. Fakat homojen olmama fonksiyonu kuadratik olarak değiştiğinde söz konusu etki doğrusal ve kübik duruma kıyasla daha belirgindir.
- b) Homojen olmamanın boyutsuz kritik yük değerlerine olan etkisi homojen olmama katsayısı arttığında artmaktadır.
- c) Homojen olmamanın kritik yük değerlerine olan etkisi, tabaka sayısı ve dizilişine göre değişmektedir.
- d) Homojen olmamanın boyutsuz kritik yanal basınç ve kombine yük değerlerine olan etkisi, boyutsuz kritik eksenel basınç yükü değerlerine olan etkisinden daha fazla olduğu görülmüştür.
- e) L/R oranı arttığında, homojen ve homojen olmayan durumlarda, tüm tabaka dizilişleri için boyutsuz kritik kombine yük değerleri ve çevresel dalga sayısı değerleri azalmaktadır.
- f) L/R ve R/h_1 oranları arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yük değerlerine olan etkisinin, bazı tabaka dizilişlerinde arttığı; bazı tabaka dizilişlerinde azaldığı ve bazı tabaka dizilişlerinde değişmediği görülmüştür.
- g) R/h_1 oranı arttığında, homojen ve homojen olmayan durumlarda, tüm tabaka dizilişleri için boyutsuz kritik kombine yük değerleri azalmakta, fakat çevresel dalga sayısı artmaktadır.

- h) $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı arttığında homojen olmamanın boyutsuz kritik kombine yük değerlerine olan etkisinin, bazı tabaka dizilişlerinde arttığı, bazı tabaka dizilişlerinde ise azaldığı saptanmıştır.
- i) $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı arttığında, homojen ve homojen olmayan durumlarda, boyutsuz kritik kombine yük değerleri, “0” la başlayan tabaka dizilişlerinde artmakta, “90” la başlayan tabaka dizilişlerinde ise azalmaktadır.
- j) $E_{01}^{(k+1)}/E_{02}^{(k+1)}$ oranı değişiminin, 0 ile başlayan tabaka dizilişlerinin boyutsuz kritik kombine yük değerlerine etkisinin, 90 ile başlayan tabaka dizilişlerine kıyasla daha belirgin olduğu görülmüştür.
- k) KKT ve KDKT kullanılarak elde edilmiş boyutsuz kritik yanal, eksenel ve kombine yük değerlerine homojen olmamanın etkisinin her iki durumda önemini koruduğu teyit edilmiştir.
- l) KDKT kullanılarak elde edilen boyutsuz kritik yanal, eksenel ve kombine yük değerlerinin, KKT ile elde edilen uygun değerlerden daha küçük olduğu ve kayma deformasyonlarının kabuğun kritik yükleri üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğu görülmüştür.
- m) Kayma deformasyonlarının kritik yüklere olan etkisi %9 ile %70 arasında değişmektedir.
- n) Tabaka sayısı ve dizilişinin silindirik kabuğun boyutsuz kritik yanal, eksenel ve kombine yük değerlerini homojen ve homojen olmayan durumlarda, önemli derecede etkilediği saptanmıştır.
- o) Tabaka diziliş tipleri kıyaslandığında, simetrik çapraz tabakalı silindirik kabuğun, anti-simetrik çapraz tabakalı silindirik kabuğa kıyasla daha kararlı bir yapı sergilediği görülmüştür.

- p) Homojen ve homojen olmayan durumlarda kritik yanal ve kritik kombine yüklerde m yarım dalga sayısı bire eşit, kritik eksenel yüklerde ise değişmektedir.
- q) Homojen olmayan ortotrop malzemelerden oluşan kayma deformasyonlu simetrik ve anti-simetrik tabakalı silindirik kabukta, homojen olmamanın etkisinin tabaka sayısının artışıyla bağımsız olduğu saptanmıştır.
- r) Simetrik ve anti-simetrik çapraz tabakalı durumda, kombine yük değerlerinin tek tabakalıya kıyasla değişimi tabaka sayısının değişimine göre düzensizlik sergilemektedir.
- s) Simetrik çapraz tabakalı durumda, çok tabakalı kabuklar, tek tabakalı kabuklarla kıyaslandığında, tek tabakalı kabukta daha düşük boyutsuz kritik kombine yük değerleri elde edilmiştir.
- t) Anti-simetrik çapraz tabakalı durumda, 0 ile başlayan çok tabakalı kabuklar, (0) tek tabakalı kabukla kıyaslandığında, tek tabakalı kabukta daha yüksek boyutsuz kritik kombine yük değerleri elde edilmiştir, fakat 90 ile başlayan çok tabakalı kabuklar, (90) tek tabakalı kabukla kıyaslandığında, tek tabakalı kabukta daha düşük boyutsuz kombine yük değerleri elde edilmiştir.

Gelecekte ele alınan problemin geometrik doğrusal olmayan durum göz önüne alınarak çözümü incelenecektir.

6. KAYNAKLAR

- Abramovich, H., Singer, J., Weller, T., 2002. Repeated buckling and its influence on the geometrical imperfections of stiffened cylindrical shells under combined loading. *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 37, 577-588.
- Aksogan, O., Sofiyev, A., 2000. The dynamic stability of a laminated nonhomogeneous orthotropic elastic cylindrical shell under a time dependent external pressure. (In Eds. Becker AA) *Proceedings of the International Conference on Modern Practice in Stress and Vibration Analysis*, Nottingham, UK, 349-360.
- Alibeigloo, A., Shakeri, M., 2009. Static analysis of anisotropic laminated cylindrical shell with piezoelectric layers. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 16, 585-596.
- Ambartsumyan, S.A., 1964. *Theory of anisotropic shells*. Moscow, English translation, NASA-TT-F-118.
- Ambartsumyan, S.A., 1967. *Theory of Anisotropic Plates*. Moscow, Nauka. (in Russian)
- Anastasiadis, J.S., Simites, G.J., 1993. Buckling of pressure-loaded, long, shear deformable, cylindrical laminated shells. *Composite Structures*, 23, 221-231.
- Anastasiadis, J.S., Tabiei, A., Simites, G.J., 1994. Instability of moderately thick, laminated, cylindrical-shells under combined axial-compression and pressure. *Composite Structures*, 27, 367-378.
- Arciniega, R.A., Goncalves, P.B., Reddy, J.N., 2004. Buckling and postbuckling analysis of laminated cylindrical shells using third-order shear deformable theory. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 4, 293–312.
- Awrejcewicz, J., Krysko, V.A., Kutsemako, A.N., 1999. Free vibrations of doubly curved in-plane non-homogeneous shells. *Journal of Sound and Vibration*, 225, 701-722.
- Aydogdu, M., 2009. A new shear deformation theory for laminated composite plates. *Composite Structures*, 89, 94–101.
- Barbero, E.J., Reddy, J.N., 1990. General two-dimensional theory of laminated cylindrical shells. *AIAA Journal*, 28, 544-553.
- Batra, R.C., 2007. Higher-order shear and normal deformable theory for functionally graded incompressible linear elastic plates. *Thin-Walled Structures*, 45, 974-998.

- Birman, V., 1991. Thermal bending of shear-deformable orthotropic cylindrical shells reinforced by cylindrically-orthotropic rings. *International Journal of Solids and Structures*, 28, 819-830.
- Booton, M., Tennyson, R.C., 1979. Buckling of imperfect anisotropic circular cylinders under combined loading. *AIAA Journal*, 17, 278-287.
- Brush, D.O., Almroth, B.O., 1975. *Buckling of Bars, Plates and Shells*. McGraw-Hill.
- Cheng, S., Ho, B.P.C., 1963. Stability of heterogeneous aeolotropic cylindrical shells under combined loading. *AIAA Journal*, 1, 892-898.
- Cheng, Z.Q., Reddy, J.N., 2002. Asymptotic theory for laminated piezoelectric circular cylindrical shells. *AIAA Journal*, 40, 553-558.
- Civalek, Ö., 2007. A parametric study of the free vibration analysis of rotating laminated cylindrical shells using the method of discrete singular convolution. *Thin-Walled Structures*, 45, 692-698.
- Civalek, Ö., 2008. Static analysis of shear deformable rectangular plates on Winkler Pasternak foundation. *Journal of Engineering and Natural Sciences*, 25, 380-386.
- Das, P.K., Thavalingam, A., Bai, Y., 2003. Buckling and ultimate strength criteria of stiffened shells under combined loading for reliability analysis. *Thin-Walled Structures*, 41, 69-88.
- Delale, F., Erdogan, F., 1983. The crack problem for a non-homogeneous plane. *Journal of Applied Mechanics*, 50, 609-614.
- Ding, H.J., Wang, H. M., Chen, W.Q., 2003. A solution of a non-homogeneous orthotropic cylindrical shell for axisymmetric plane strain dynamic thermoelastic problems. *Journal of Sound and Vibration*, 263, 815-829.
- Dong, S.B., Pister, K.S., Taylor, R.L., 1962. On the theory of laminated anisotropic shells and plates. *Journal of Aerospace Sciences*, 29, 969-975.
- Dong, S.B., Tso, F. K. W., 1972. On a laminated orthotropic shell theory including transverse shear deformation. *Journal of Applied Mechanics*, 39, 1091-1096.
- Eslami, M.R., Shariyat, M., Shakeri, M., 1998. Layerwise theory for dynamic buckling and post buckling of laminated composite cylindrical shells. *AIAA Journal*, 36, 1874- 1881.
- Fares, M.E., Zenkour, A.M., 1999. Buckling and free vibration of non-homogeneous composite cross-ply laminated plates with various plate theories. *Composite Structures*, 44, 279-287.

- Ferreira, A.J.M., Carrera, E., Cinefra, M., Roque, C.M.C., Polit, O., 2011. Analysis of laminated shells by a sinusoidal shear deformation theory and radial basis functions collocation, accounting for through-the-thickness deformations. *Composites Part B: Engineering*, 42, 1276-1284.
- Gadjiev, V.D., Sofiyev, A.H., 1988. Homojen olmayan silindirik kabuk hareket eden yük altında deformasyona maruz cisimler mekaniği. *Bakü Devlet Üniversitesi*, 28-33 (Rusça).
- Goldfeld, Y., 2009. An alternative formulation in linear bifurcation analysis of laminated shells. *Thin-Walled Structures*, 47, 44-52.
- Gulati, S.T., Essenberg, F., 1967. Effects of anisotropy in axisymmetric cylindrical shells. *Journal of Applied Mechanics*, 34, 659-666.
- Gupta, U.S., Lal, R., Sharma, S., 2007. Vibration of non-homogeneous circular Mindlin plates with variable thickness. *Journal of Sound and Vibration*, 302, 1-17.
- Han, B., Simitses, G.J., 1991. Analysis of anisotropic laminated cylindrical shells subjected to destabilizing loads. Part II: Numerical results. *Composite Structures*, 19, 183-205.
- Heyliger, P.R., Jilani, A., 1992. The free vibrations of inhomogeneous elastic cylinders and spheres. *International Journal of Solids and Structures*, 29, 2689-2708.
- Hsu, T.M., Wang, J.T.S., 1970. A theory of laminated cylindrical shells consisting of layers of orthotropic laminae. *AIAA Journal*, 8, 2141-2146.
- Hutchinson, J., 1965. Buckling of imperfect cylindrical shells under axial compression and external pressure. *AIAA Journal*, 3, 1968-1970.
- Icardi, U., Ferrero, L., 2011. Multilayered shell model with variable representation of displacements across the thickness. *Composites Part B: Engineering*, 42, 18-26.
- İeşan, D., Quintanilla, R., 2007. On the deformation of inhomogeneous orthotropic elastic cylinders. *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 26(6), 999-1015.
- Jing, H.S., Tzeng, K.G., 1993. Refined shear deformation theory of laminated shells. *AIAA Journal*, 31, 765-773.
- Jones, R.M., Morgan, H.S., 1974. Buckling and vibration of cross-ply laminated circular cylindrical shells. *AIAA Journal*, 13, 664-671.
- Jones, R.M., 1975. *Mechanics of Composite Materials*. McGraw-Hill, New York.
- Kaczkowski, Z., 1968. *Plates-statistical calculations*. Warsaw: Arkady.

- Karama, M., Afaq, K.S., Mistou, S., 2003. Mechanical behaviour of laminated composite beam by new multi-layered laminated composite structures model with transverse shear stress continuity. *International Journal of Solids Structures*, 40, 1525–1546.
- Kardomateas, G.A., 1997. Koiter-based solution for the initial post buckling behavior of moderately thick orthotropic and shear deformable cylindrical shells under external pressure. *Journal of Applied Mechanics-Transactions of the ASME*, 64, 885-896.
- Kasagi, A., Sridharan, S., 1993. Buckling and post-buckling analysis of thick composite cylindrical shells under hydrostatic pressure. *Composites Engineering*, 3, 467–487.
- Kasagi, A., Sridharan, S., 1995. Imperfection sensitivity of layered composite cylinders. *Journal of Engineering Mechanics ASCE*, 121, 810-818.
- Khazaeinejad, P., Najafizadeh, M.M., Jenabi, J., Isvandzibaei, M.R., 2010. On the buckling of functionally graded cylindrical shells under combined external pressure and axial compression. *Journal of Pressure Vessel Technology-Transactions of The ASME*, 132, 064501.
- Khdeir, A.A., Reddy, J.N., Frederick, D., 1989. A study of bending, vibration and buckling of cross-ply circular cylindrical shells with various shell theories. *International Journal of Engineering Science*, 27, 1337-1351.
- Khoroshun, L.P., Kozlov, S.Y., Ivanov, Y.A., Koshevoi, I.K., 1988. The generalized theory of plates and shells non-homogeneous in thickness direction. Naukova Dumka, Kiev (Ruşça).
- Lal, A., Singh, B.N., Kale, S., 2011. Stochastic post buckling analysis of laminated composite cylindrical shell panel subjected to hygrothermomechanical loading. *Composite Structures*, 93, 1187-1200.
- Lekhnitskii, S.G., 1981. *Theory of Elasticity for an Anisotropic Body*. Mir Publishers edition, Moscow.
- Levinson, M., 1980. An accurate simple theory of statics and dynamics of elastic plates. *Mechanics Research Communication*, 7, 343–50.
- Li, H., Lin, Q., Liu, Z., Wang, C., 2001. Free vibration of piezoelectric laminated cylindrical shells under hydrostatic pressure. *International Journal of Solids and Structures*, 38, 7571–7585.
- Li, Z.M., 2007. Postbuckling of a shear-deformable anisotropic laminated cylindrical shell under external pressure in thermal environments. *Mechanics of Composite Materials*, 43, 535-560.

- Li, Z.M., Shen, H.S., 2008a. Postbuckling of shear-deformable anisotropic laminated cylindrical shells under axial compression. *International Journal of Structural Stability and Dynamics*, 8, 389-414.
- Li, Z.M., Shen, H.S., 2008b. Postbuckling of 3D braided composite cylindrical shells under combined external pressure and axial compression in thermal environments. *International Journal of Mechanical Sciences*, 50, 719-731.
- Li, Z.M., Shen, H.S., 2009. Buckling and postbuckling analysis of shear deformable anisotropic laminated cylindrical shells under torsion. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 16, 46-62.
- Li, Z.M., Lin, Z.Q., 2010. Non-linear buckling and postbuckling of shear deformable anisotropic laminated cylindrical shell subjected to varying external pressure loads. *Composite Structures*, 92, 553-567.
- Li, Z.M., Lin, Z.Q., Chen, G.L., 2011. Postbuckling of shear deformable geodesically stiffened anisotropic laminated cylindrical shell under external pressure. *Journal of Pressure Vessel Technology-Transactions of the ASME*, 133, 021204.
- Lim, C.W., Liew, K.M., 1995. A higher-order theory for vibration of shear deformable cylindrical shallow shells. *International Journal of Mechanical Sciences*, 37, 277-295.
- Logan, D.L., Widera, G.E.O., 1980. Refined theories for non-homogeneous anisotropic cylindrical shells. Part II-Application. *ASCE, Journal of Engineering Mechanics*, 106, EM6, 1075-1090.
- Lomakin, V.A., 1976. *The Elasticity Theory of Non-homogeneous Materials*. Nauka, 245s, Moscow, (Ruşça).
- Massalas, C., Dalamanagas, D., Tzivanidis, G., 1981. Dynamic instability of truncated conical shells with variable modulus of elasticity under periodic compressive forces. *Journal of Sound and Vibration*, 79, 519-528.
- Mecitoglu, Z., 1996. Governing equations of a stiffened laminated inhomogeneous conical shell. *AIAA Journal*, 34, 2118-2125.
- Messina, A., Soldatos, K.P., 1999. Ritz-Type dynamic analysis of cross-ply laminated circular cylinders subjected to different boundary conditions. *Journal of Sound and Vibration*, 227, 749-768.
- Miri, A.K., Nosier, A., 2011. Interlaminar stresses in antisymmetric angle-ply cylindrical shell panels. *Composite Structures*, 93, 419-429.
- Murthy, M.V.V., 1981. An improved transverse shear deformation theory for laminated anisotropic plates. *NASA Technical Paper*, 1903.

- Mushtari, K.M., Sachenkov, A.V., 1958. Stability of cylindrical and conical shells of circular cross section with simultaneous action of axial compression and external normal pressure. NASA TM-14.
- Ng, T.Y., Lam, K.Y., 1999. Dynamic stability analysis of cross-ply laminated cylindrical shells using different thin shell theories. *Acta Mechanica*, 134, 147-167.
- Nosier, A., Reddy, J.N., 1992. Vibration and stability analyses of cross-ply laminated circular cylindrical shells. *Journal of Sound and Vibration*, 157, 139-159.
- Ogibalov, P.M., Koltunov, M.A., 1969. *Shells and Plates*. Moscow State University, Moscow (Rusça).
- Omurtag, M.H., 1999. Tabakalı kompozit plakların karışık sem ile statik analizi. *Teknik Dergi*, TMMOB İnşaat Mühendisleri Odası, 12, 2317-2330.
- Özden, K., 1975. Dönel Kabuklar. İstanbul Teknik Üniversitesi Kütüphanesi, Sayı 1040, Matbaa Teknisyenleri Basımevi.
- Panc, V., 1975. *Theories of Elastic Plates*. PragueAcademia.
- Reddy, J.N., 1984a. Exact solutions of moderately thick laminated shells. *Journal of Engineering Mechanics*, 110, 794-809.
- Reddy, J.N., 1984b A simple higher-order theory for laminated composite plates. *Journal of Applied Mechanics*, 51, 745–752.
- Reddy, J.N., Savoia, M., 1992. Layer-wise shell theory for postbuckling of laminated circular cylindrical shells. *AIAA Journal*, 30, 2148–2154.
- Reddy, J.N., Starnes, J.H., 1993. General buckling of stiffened circular cylindrical shells according to a layerwise theory. *Computers and Structures*, 49, 605–616.
- Reddy, J.N., 2004. *Mechanics of Laminated Composite Plates and Shells. Theory and Analysis*. Boca Raton, CRC Press.
- Reissner, E., 1975. On transverse bending of plates including the effects of transverse shear deformation. *International Journal of Solids and Structures*, 25, 495–502.
- Sabri, F., Lakis, A.A., 2011. Hydroelastic vibration of partially liquid-filled circular cylindrical shells under combined internal pressure and axial compression. *Aerospace Science and Technology*, 15, 237-248.

- Sheinman, I., Goldfeld, Y., 2001. Buckling of laminated cylindrical shells in terms of different theories and formulations. *AIAA Journal*, 39, 1773-1781.
- Shen, H.S., 1997. Post-buckling analysis of imperfect stiffened laminated cylindrical shells under combined external pressure and axial compression. *Computers and Structures*, 63, 335-348.
- Shen, H.S., 1998a. Post-buckling analysis laminated cylindrical shells under combined external liquid and axial compression. *Engineering Structures*, 20, 738-751.
- Shen, H.S., 1998b. Postbuckling analysis of imperfect stiffened laminated cylindrical shells under combined external pressure and thermal loading. *International Journal of Mechanical Sciences*, 40, 339-355.
- Shen, H.S., 2001a. Postbuckling of shear deformable cross-ply laminated cylindrical shells under combined external pressure and axial compression. *International Journal of Mechanical Sciences*, 43, 2493–2523.
- Shen, H.S., 2001b. The effects of hygrothermal conditions on the postbuckling of shear deformable laminated cylindrical shells. *International Journal of Solids and Structures*, 38, 6357-6380.
- Shen, H.S., 2002. Postbuckling of shear deformable laminated cylindrical shells. *Journal of Engineering Mechanics-ASCE*, 128, 296-307.
- Shen, H.S., Li, Q.S., 2002a. Thermomechanical postbuckling of shear deformable laminated cylindrical shells with local geometric imperfections. *International Journal of Solids and Structures*, 39, 4525–4542.
- Shen, H.S., Li, Q.S., 2002b. Postbuckling of cross-ply laminated cylindrical shells with piezoelectric actuators under complex loading conditions. *International Journal of Mechanical Sciences*, 44, 1731–1754.
- Shen, H.S., Noda, N., 2007. Post-buckling of pressure-loaded FGM hybrid cylindrical shell in thermal environments. *Composite Structures*, 77, 546–560.
- Shen, H.S., 2008a. Boundary layer theory for the buckling and postbuckling of an anisotropic laminated cylindrical shell. Part I: Prediction under axial compression. *Composite Structures*, 82, 346-361.
- Shen, H.S., 2008b. Boundary layer theory for the buckling and postbuckling of an anisotropic laminated cylindrical shell. Part II: Prediction under external pressure. *Composite Structures*, 82, 362-370.
- Sheydakov, D.N., 2010. Stability of elastic cylindrical micropolar shells subject to combined loads. *Shell Structures: Theory and Applications*, 2, 141-144.

- Shouman, A., Taheri, F., 2011. Compressive strain limits of composite repaired pipelines under combined loading states. *Composite Structures*, 93, 1538-1548.
- Simitses, G.J., Han, B., 1991. Analysis of anisotropic laminated cylindrical shells subjected to destabilizing loads. Part I: Theory and solution procedure. *Composite Structures*, 19, 167-181.
- Simitses, G.J., Anastasiadis, J.S., 1992. Shear deformable theories for cylindrical laminates – equilibrium and buckling with applications. *AIAA Journal*, 30, 826–834.
- Simitses, G.J., Tabiei, A., Anastasiadis, J.S., 1993. Buckling of moderately thick laminated cylindrical shells under lateral pressure. *Composites Engineering*, 3, 409-417.
- Sofiyev, A.H., 2002. The buckling of a cross-ply laminated non-homogeneous orthotropic composite cylindrical thin shell under time dependent external pressure. *Structural Engineering and Mechanics*, 14, 661-677.
- Sofiyev, A.H., Aksogan, O., 2003. Non-linear free vibration analysis of laminated non-homogeneous orthotropic cylindrical shells. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers. Part K: Journal of Multi-Body Dynamics*, 217, 293-300.
- Sofiyev, A.H., Schnack, E., 2003. The buckling of cross-ply laminated non-homogeneous orthotropic composite conical thin shells under a dynamic external pressure. *Acta Mechanica*, 162, 29-40.
- Sofiyev, A.H., Zerín, Z., Yücel, K., Avcar M., 2006. The dynamic stability of orthotropic cylindrical shells with non-homogeneous material properties under axial compressive load varying as a parabolic function of time. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 25, 1877-1886.
- Sofiyev, A.H., 2007. Vibration and stability of composite cylindrical shells containing a FG layer subjected to various loads. *Structural Engineering and Mechanics an International Journal*, 27, 365-391.
- Sofiyev, A.H., Korkmaz, K.A., Mammadov, Z., Kamanlı, M., 2009a. The vibration and buckling of freely supported non-homogeneous orthotropic conical shells subjected to different uniform pressures. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 86, 661-668.
- Sofiyev, A.H., Omurtag, M.H., Schnack, E., 2009b. The vibration and stability of orthotropic conical shells with non-homogeneous material properties under a hydrostatic pressure. *Journal of Sound and Vibration*, 31, 963-983.

- Sofiyev, A.H., Valiyev, A., 2009. The stability of orthotropic conical shells subjected to combined axial extension load and hydrostatic pressure. *International Symposium on Engineering and Architectural Sciences of Balkan, Caucasus and Turkic Republics, SDÜ, October 22-24, 2009, Isparta, TURKEY, Volume III*, pp. 149-154.
- Sofiyev, A.H., 2010a. The buckling of FGM truncated conical shells subjected to combined axial tension and hydrostatic pressure. *Composite Structures*, 92, 488–498.
- Sofiyev, A.H., 2010b. Buckling analysis of FGM circular shells under combined loads and resting on the Pasternak type elastic foundation. *Mechanics Research Communications*, 37, 539-544.
- Sofiyev, A.H., Kuruoglu, N., Isayev, F.G., 2010. On the solution of eigenvalue problems of laminated non-homogeneous orthotropic circular shells with clamped edges subjected to hydrostatic pressure. *Acta Mechanica*, 212, 93-114.
- Soldatos, K.P., 1992a. A transverse shear deformation theory for homogeneous monoclinic plates. *Acta Mechanica*, 94, 195–220.
- Soldatos, K.P., 1992b. Nonlinear-analysis of transverse-shear deformable laminated composite cylindrical-shells. 1. Derivation of governing equations. *Journal of Pressure Vessel Technology-Transactions of the ASME*, 114, 105-109.
- Soldatos, K.P., 1992c. Nonlinear-analysis of transverse-shear deformable laminated composite cylindrical-shells. 2. Buckling of axially compressed cross-ply circular and oval cylinders. *Journal of Pressure Vessel Technology-Transactions of the ASME*, 114, 110-114.
- Soldatos, K.P., Timarci, T., 1993. A unified formulation of laminated composite, shear-deformable, 5-degrees-of-freedom cylindrical-shell theories. *Composite Structures*, 25, 165-171.
- Soldatos, K.P., Ye, J.Q., 1994. Three-dimensional static, dynamic, thermoelastic and buckling analysis of homogeneous and laminated composite cylinders. *Composite Structures*, 29, 131–143.
- Soldatos, K.P., Messina, A., 2001. The influence of boundary conditions and transverse shear on the vibration of angle-ply laminated plates, circular cylinders and cylindrical panels. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, 190, 2385-2409.
- Stavsky, Y., 1963. Thermoelasticity of heterogeneous aeolotropic plates. *Journal of Engineering Mechanics Division*, 89, 89-106.

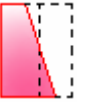
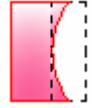
- Tabiei, A., Simitses, G., 1997. Imperfection sensitivity of shear deformable moderately thick laminated cylindrical shells. *Computers and Structures*, 62, 165-174.
- Tafreshi, A., Bailey, C.G., 2007. Instability of imperfect composite cylindrical shells under combined loading. *Composite Structures*, 80, 49-64.
- Takano, A., 2011. Buckling of thin and moderately thick anisotropic cylinders under combined torsion and axial compression. *Thin-Walled Structures*, 49, 304-316.
- Timarci, T., Soldatos, K.P., 1995. Comparative dynamic studies for symmetrical cross-ply circular cylindrical-shells on the basis of a unified shear-deformable shell theory. *Journal of Sound and Vibration*, 187, 609-624.
- Timoshenko, S., Woinoswsky-Krieger, S., 1985. *Theory of Plates and Shells*. McGraw-Hill.
- Tong, L., 1994. Free vibration of laminated conical shells including transverse shear deformation. *International Journal of Solids and Structures*, 31, 443-456.
- Touratier, M., 1991. An efficient standard plate theory. *International Journal of Engineering Science*, 29(8), 901-916.
- Weingarten, V.I., Seide, P., 1965. Elastic stability of thin-walled cylindrical and conical shells under combined external pressure and axial compression. *AIAA Journal*, 3, 913-920.
- Weingarten, V.I., Morgan, E.J., Seide, P., 1965a. Elastic stability of thin-walled cylindrical and conical shells under axial compression. *AIAA Journal*, 3, 500-505.
- Weingarten, V.I., Morgan, E.J., Seide, P., 1965b. Elastic stability of thin-walled cylindrical and conical shells under combined internal pressure and axial compression. *AIAA Journal*, 3, 1118-1125.
- Whitney, J.M., Sun, C.T., 1974. A refined theory for laminated anisotropic cylindrical shells. *Journal of Applied Mechanics*, 41, 471-476.
- Widera, O.E., Chung, S.W., 1972. A theory for non-homogenous anisotropic cylindrical shells. *Journal of Composite Materials*, 6, 14-30.
- Widera, G.E.O., Logan, D.L., 1980. Refined theories for non-homogeneous anisotropic cylindrical shells. Part I-Derivation. *ASCE, Journal of Engineering Mechanics*, 106, 1053-1074.

- Wild, P.M., Vickers, G.W., 1997. Analysis of filament-wound cylindrical shells undercombined centrifugal, pressure and axial loading. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 28, 47-55.
- Winterstetter, T.A., Schmidt, H., 2002. Stability of circular cylindrical steel shells under combined loading. *Thin-Walled Structures*, 40, 893-910.
- Vaziri, A., Estekanchi, A., 2006. Buckling of cracked cylindrical thin shells under combined internal pressure and axial compression. *Thin-Walled Structures*, 44, 141-151.
- Vodenitcharova, T., Ansourian, P., 1996. Buckling of circular cylindrical shells subject to uniform lateral pressure. *Engineering Structures*, 18, 604-614.
- Volmir, A.S., 1967. *Stability of Elastic Systems*. Nauka, Moscow. English Translation: Foreign Tech. Division, Air Force Systems Command. Wright-Patterson Air Force Base, Ohio, AD628508.
- Yadav, D., Verma, N., 1998. Free vibration of composite circular cylindrical shells with random material properties. Part I: General theory. *Composite Structures*, 41, 331-338.
- Zhang, X., Hasebe, N., 1999. Elasticity solution for a radially nonhomogeneous hollow circular cylinder. *Journal of Applied Mechanics*, 66, 598-606.
- Zhang, J., Xu, Y., Wu, J., 2003. Buckling and postbuckling of antisymmetrically laminated cross-ply shear deformable cylindrical shells under axial compression. *Journal of Engineering Mechanics ASCE*, 129, 107-116.
- Zeng, T., Wu, L., 2003. Post-buckling analysis of stiffened braided cylindrical shells under combined external pressure and axial compression. *Composite Structures*, 60, 455-466.
- Zenkour, A.M., 1998. Vibration of axisymmetric shear deformable cross-ply laminated cylindrical shells-A variational approach. *International Journal of Engineering Science*, 36, 219-231.
- Zenkour, A.M., Fares, M.E., 2001. Bending, buckling and free vibration of non-homogeneous composite laminated cylindrical shells using a refined first-order theory. *Composites Part B: Engineering*, 32, 237-247.
- Zukas, J.A., Vinson, J.R., 1971. Laminated transversely isotropic cylindrical shells. *Journal of Applied Mechanics*, 38, 400-407.

EKLER

EK -1

Çizelge Ek-1.1. Tek tabakalı silindirik kabukta Young ve kayma modüllerinin değişimi

Tabaka Dizilişi	$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$		
	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
(0)			
(90)			

Çizelge Ek-1.2. İki tabakalı silindirik kabukta Young ve kayma modüllerinin değişimi

Tabaka Dizilişi	$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$		
	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
(0/90)			
(90/0)			

Çizelge Ek-1.3. Üç tabakalı silindirik kabukta Young ve kayma modüllerinin değişimi

Tabaka Dizilişi	$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$		
	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
$(0/90/0)_3$			
$(90/0/90)_3$			

Çizelge Ek-1.4. Dört tabakalı silindirik kabukta Young ve kayma modüllerinin değişimi

Tabaka Dizilişi	$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$		
	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
$(90/0)_s$			
$(0/90)_s$			
$(90/0/90/0)_4$			
$(0/90/0/90)_4$			

Çizelge Ek-1.5. Altı tabakalı silindirik kabukta Young ve kayma modüllerinin değişimi

Tabaka Dizilişi	$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$		
	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
$(0_2/90)_S$			
$(0/90/0)_S$			
$(0/90_2)_S$			
$(90/0_2)_S$			
$(90/0/90)_S$			
$(90_2/0)_S$			
$(0_2/90)_{AS}$			
$(0/90/0)_{AS}$			
$(0/90_2)_{AS}$			
$(90/0/90)_{AS}$			
$(90_2/0)_{AS}$			

Çizelge Ek-1.6. Sekiz tabakalı silindirik kabukta Young ve kayma modüllerinin değişimi

Tabaka Dizilişi	$\eta_l^{(k+1)}(\bar{z})$		
	$\bar{z}$	$\bar{z}^2$	$\bar{z}^3$
$(0_2/90_2)_S$			
$(0/90)_{2S}$			
$(0/90_2/0)_S$			
$(90/0_2/90)_S$			
$(90/0)_{2S}$			
$(90_2/0_2)_S$			
$(0_2/90_2)_{AS}$			
$(0/90)_{2AS}$			
$(0/90_2/0)_{AS}$			
$(90/0_2/90)_{AS}$			
$(90/0)_{2AS}$			
$(90_2/0_2)_{AS}$			

ÖZGEÇMİŞ



Adı Soyadı : Mehmet AVCAR
Doğum Tarihi : 28/08/1982
Doğum Yeri : Muğla
Medeni Hali : Evli
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim ve Akademik Durumu:

Lise 1998-2000 : Milas Anadolu Lisesi
Lisans 2000-2005 : S.D.Ü. Müh.Mim.Fak. İnşaat Müh. Böl.
Yüksek Lisans 2005-2007 : S.D.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü

İş Deneyimi:

2005-2010 : S.D.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi
2010-..... : S.D.Ü. Müh. Mim Fak. Araştırma Görevlisi

Yayınları (SCI ve diğer makaleler)

Hakemli dergilerde yayımlanan teknik not, editöre mektup, tartışma, vaka takdimi ve özet türünden yayınlar dışındaki makale

1. Sofiyev AH, Avcar M, Ozyigit P, Adigozel S, The free vibration of non-homogeneous truncated conical shells on a Winkler foundation, International Journal of Engineering and Applied Sciences (IJEAS), 1(1), 34-41, 2009.
2. Avcar M, Elastik Zemin Üzerinde Bulunan Her İki Ucu Ankastre Mesnetli Rastgele ve Sürekli Homojen Olmayan Kirişin Serbest Titreşimi, Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi, 1(1), 33-38, 2010.

SCI, SSCI ve AHCI dışındaki indeks ve özetler tarafından taranan dergilerde yayımlanan teknik not, editöre mektup, tartışma, vaka takdimi ve özet türünden yayınlar dışındaki makale

1. Sofiyev AH, Avcar M., The Stability Of Cylindrical Shells Containing A FGM Layer Subjected To Axial Load On The Pasternak Foundation, Engineering, 2, 228-236, 2010.

SCI, SSCI ve AHCI tarafından taranan dergilerde yayımlanan teknik not, editöre mektup, tartışma, vaka takdimi ve özet türünden yayınlar dışındaki makale

1. Sofiyev AH, Zerir Z, Yucal K, Avcar M, The Dynamic Stability of Orthotropic Cylindrical Shells with Non-homogenous Material Properties under Axial Compressive Load Varying as a Parabolic Function of Time. Journal of Reinforced Plastics & Composites, 25 (18), 1877-1886, 2006.
2. Sofiyev AH, Aksogan O, Schnack E, Avcar M, The stability of a tree-layered composite conical shell containing a FGM layer subjected to external pressure. Mechanics of Advanced Materials and Structures, 15, 461-466, 2008.

Ulusal toplantıda sunularak tam metin olarak yayımlanan bildiri

1. Avey A. ve Avcar M. Elastik zemin üzerinde bulunan bir tarafı ankastre mesnetli diğer tarafı serbest homojen olmayan kirişin serbest titreşimi. XV. Ulusal Mekanik Kongresi, s. 157-166, 2007, Isparta.
2. Avey A. ve Avcar M., Homojen Olmayan Kirişin Eksenel Basınç Yüğü Altında Stabilitesi. 15. Yıl Mühendislik -Mimarlık Sempozyumu, s. 15-23, 2007.
3. Avey A., Avcar M., Özyiğit P., Adıgözel Ş., Elastik zemin üzerinde bulunan fonksiyonel değişimli tabaka içeren katmanlı silindirik kabukların uniform yanal basınç yüğü etkisi altında burkulması, XVI. Ulusal Mekanik Kongre, 22-26 Haziran, 2009, Kayseri, s. 259, 2009.

Uluslararası toplantıda sunularak tam metin olarak yayımlanan bildiri

1. Avey A, Valiyev A, Deniz A, Avcar M, Vibration and stability of three-layered cylindrical shells containing Si3Ni4/SUS304 FG layer under lateral pressure. 7th International Congress on Advances in Civil Engineering, Istanbul, ACE 06-019. 2006.
2. Sofiyev AH, Veysov, Avcar M, Zerir Z, Analytical solution of the stability problem of orthotropic cylindrical shells under linearly increasing dynamic axial loading with various initial conditions. 4th FAE Int. Symposium "Creating The Future", European University of Lefke, Cyprus, 111-115, 2006.

3. Avey A. ,Pirmemmedov I. , Ay Z. , Zerin Z. , AvcarM. The stability of cylindrical shells of variable thickness subject to a dynamic lateral pressure. International Symposium on Advances in Earthquake & Structural Engineering, Süleyman Demirel University, Antalya, Turkey,406-413,2007.
4. Sofiyev AH, Avcar M, Zerin Z, The vibration analysis of random and continuously non-homogenous beams with clamped edges and resting on an elastic foundation. International Symposium on Engineering and Architectural Sciences of Balkan, Caucasus and Turkic Republics, Süleyman Demirel University, October 22-24, 2009 Isparta, Turkey, Volume III, pp. 155-159, 2009.
5. Sofiyev AH, Schnack E, Deniz A, Avcar M, The Free Vibration of Symmetrically Laminated Conical Shells with Freely Supported Edges,International Symposium of Mechanism and Machine Theory, 2010 AzCIFTToMM – Izmir Institute of Technology, 5-8 October 2010, Izmir, Turkey, p.372-377, 2010.
6. Sofiyev AH, Deniz A, Avcar M, Ozyigit P, Tuglu M, On the Vibration of Sandwich Cylindrical Shells with FGM Face Sheets on Elastic Foundations. International Symposium on Advances in Applied Mechanics and Modern Information Technology, 22-23 September 2011, Baku, Azerbaijan, pp. 310-314, 2011.

Uluslararası toplantıda sunularak özet metin olarak yayımlanan bildiri

1. Avey (Sofiyev) A, Aksogan O, Schnack E, Avcar M, The stability of a tree-layered composite conical shell containing a FGM layer subjected to external pressure. Int. Workshop "Research In Mechanics of Composites 2006" November 26-29, Bad Herrenalb, Karlsruhe, Germany, p.42, 2006.
2. Avey (Sofiyev) A, Avcar M, Mammadov Z, Ay Z, Ozyigit P, The vibration of freely supported fg shell structures, First International Conference on Seismic safety of Caucasus Region Population, Cities and Settlements Kiriak Zavriev Institute of Structural Mechanics and Earthquake Engineering, Tbilisi, Georgia, 174-176, 2008.
3. Sofiyev AH, Özyiğit P, Avcar M, Zerin Z, The Stability of Continuously Non-Homogeneous Spherical Shells Subjected to External Pressure, 9th International Congress on Advances in Civil Engineering, 27-30 September 2010 Karadeniz Technical University, Trabzon, Turkey, p. 303, 2010.
4. Sofiyev, AH, Schnack E, Deniz A, Zerin Z, Avcar M, Stability Analysis of FGM Layered Shells in the Surrounding Medium, Advances in Applied Physics and Materials Science Congress (APMAS 2011), Antalya, Turkey, p.43, 2011.