



**İNCE CİDARLI SİLİNDİRİK TANKLARIN
BURKULMA PERFORMANSLARININ
SAYISAL MODELLENMESİ**

Oğuzhan AKARSU

**Yüksek Lisans Tezi
İnşaat Mühendisliği Ana Bilim Dalı
Prof. Dr. Abdulkadir Cüneyt AYDIN
2021**

Her hakkı saklıdır

T.C.
ATATÜRK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
İNŞAAT MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

**İNCE CİDARLI SİLİNDİRİK TANKLARIN BURKULMA PERFORMANSLARININ
SAYISAL MODELLENMESİ**

(Numerical modelling of buckling performance of thin-walled cylindrical steel tanks)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Oğuzhan AKARSU

Danışman: Prof. Dr. Abdulkadir Cüneyt AYDIN

Erzurum
Temmuz, 2021

KABUL VE ONAY TUTANAĞI

OĞuzhan Akarsu tarafından hazırlanan “İnce Cidarlı Silindirik Tankların Burkulma Performanslarının Sayısal Modellenmesi” başlıklı çalışması 28/07/2021 tarihinde yapılan tez savunma sınavı sonucunda başarılı bulunarak jürimiz tarafından İnşaat Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Yapı Bilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı: Prof. Dr. Abdulkadir Cüneyt AYDIN
(Danışman) *Atatürk Üniversitesi*

Aslı ıslak imzalıdır

Jüri Üyesi: Prof. Dr. Abdulkadir KAN
Atatürk Üniversitesi

Aslı ıslak imzalıdır

Jüri Üyesi: Dr. Öğr. Üyesi Elif AĞCAKOCA
Sakarya Üniversitesi

Aslı ıslak imzalıdır

Enstitü Yönetim Kurulunun
.../.../... tarih ve sayılı
kararı.

Bu tezin Atatürk Üniversitesi Lisansüstü Eğitim ve Öğretim YönetmeliĐi’nin ilgili maddelerinde belirtilen şartları yerine getirdiğini onaylarım.

Prof. Dr. Saltuk BuĐrahan CEYHUN

Aslı ıslak imzalıdır

Enstitü Müdürü

Not: Bu tezde kullanılan özgün ve başka kaynaklardan yapılan bildiriş, çizelge, şekil ve fotoğrafların kaynak olarak kullanımı, 5846 sayılı Fikir ve Sanat Eserleri Kanunundaki hükümlere tabidir.

ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU

Yüksek Lisans Tezi olarak Prof. Dr. Abdulkadir Cüneyt AYDIN danışmanlığında sunulan “İnce Cidarlı Silindirik Tankların Burkulma Performanslarının Sayısal Modellenmesi” başlıklı çalışmanın tarafımızdan bilimsel etik ilkelere uyularak yazıldığını, yararlanılan eserlerin kaynakçada gösterildiğini, Fen Bilimleri Enstitüsü tarafından belirlenmiş olan Turnitin Programı benzerlik oranlarının aşılmadığını ve aşağıdaki oranlarda olduğunu beyan ederiz.

Tez Bölümleri	Tezin Benzerlik Oranı (%)	Maksimum Oran (%)
Giriş	0	30
Kuramsal Temeller	2	30
Materyal ve Yöntem	6	35
Bulgular	1	20
Tartışma	1	20
Tezin Geneli	3	25

Not: Yedi kelimeye kadar benzerlikler ile Başlık, Kaynakça, İçindekiler, Teşekkür, Dizin ve Ekler kısımları tarama dışı bırakılabilir. Yukarıdaki azami benzerlik oranları yanında tek bir kaynaktan olan benzerlik oranlarının %5'den büyük olmaması gerekir.

Beyan edilen bilgilerin doğru olduğunu, aksi halde doğacak hukuki sorumlulukları kabul ve beyan ederiz.

Tez Yazarı (Öğrenci)	Tez Danışmanı
Oğuzhan Akarsu	Prof. Dr. Abdulkadir Cüneyt Aydın
7.7.2021	7.7.2021
Aslı ıslak imzalıdır	Aslı ıslak imzalıdır

* Tez ile ilgili YÖKTEZ'de yayınlamasına ilişkin bir engelleme var ise aşağıdaki alanı doldurunuz.

☐ Tezle ilgili patent başvurusu yapılması / patent alma sürecinin devam etmesi sebebiyle Enstitü Yönetim Kurulunun/.../.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 2 (iki) yıl süreyle engellenmiştir.

☒ Enstitü Yönetim Kurulunun/.../.... tarih ve sayılı kararı ile teze erişim 6 (altı) ay süreyle engellenmiştir.

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimimde ve tezimde desteğini, hoşgörüsünü ve sabrını esirgemeyen, bilgisi, tecrübesi ve çalışma anlayışıyla her zaman ılık tutan, öğrencisi olduğum için her zaman gurur duyduğum, tez danışmanım, çok değerli hocam Prof. Dr. Abdulkadir Cüneyt AYDIN'a saygılarımı ve teşekkürlerimi sunarım.

Tez sürecinde bilgi ve deneyimlerini paylaşan sayın Dr. Öğr. Üyesi Mahmut KILIÇ'a, Doç. Dr. Mahyar MAALİ'ye ve Dr. Ronald Heinz NORBERT'e teşekkür ederim. Çalışma boyunca her daim kapısını çaldığım ve yardımını eksik etmeyen kıymetli ağabeyim Arş. Gör. Barış BAYRAK'a teşekkür ederim.

Tüm hayatım boyunca sevgilerini, desteklerini ve dualarını hiçbir zaman esirgemeyen canım aileme, bu yoğun ve stresli çalışma sürecinde bana her konuda destek olan arkadaşlarıma sonsuz teşekkür ederim.

Oğuzhan AKARSU

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

İNCE CİDARLI SİLİNDİRİK TANKLARIN BURKULMA PERFORMANSLARININ SAYISAL MODELLENMESİ

Oğuzhan AKARSU

Danışman: Prof. Dr. Abdulkadir Cüneyt AYDIN

Amaç: Bu çalışmada ince cidarlı silindirik tankların kritik burkulma basınçlarının sayısal modellenmesi yapılarak deneysel, teorik ve nümerik sonuçlar arasında bir korelasyon kurulması hedeflenmektedir.

Yöntem: Bu çalışma Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM) kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Çalışma üç aşamadan oluşmaktadır. Birinci aşamada CFRP'siz modellerin başlangıç burkulma yükleri araştırılmıştır. İkinci aşamada, CFRP'li (karbon fiber takviyeli) modellerin başlangıç burkulma yükleri araştırılmıştır. Son aşamada ise CFRP'li ve CFRP'siz modellerin Göçük sayısı, göçük geometrisi ve CFRP etkileri, yük-deformasyon, yük-gerinim, dalga biçimleri ve dalga sayıları teorik formülasyonlar ve deneylerle karşılaştırılarak değerlendirildi.

Bulgular: Simülasyonlar sonucunda elde edilen verilere göre teorik ve deneysel sonuçlara oldukça yakın sonuçların elde edildiği tespit edilmiştir. CFRP takviyesinin kusurlu modellerde ve kusursuz modelde olumlu katkı sağladığı belirlenmiştir.

Sonuç: Modellerin vakum etkisi altında ilk burkulma sonrası dayanım kazandığı belirlenmiştir. Teorik formülasyonlar kusursuz modeller için geçerli olmakla birlikte teorik, deneysel ve sayısal çalışmaların karşılaştırılması yapılmıştır. CFRP takviyesinin ince cidarlı silindirik tankların başlangıç burkulma yükünü genel olarak artırdığı ve göçük sayısının artmasıyla başlangıç burkulma yükünün genel olarak azaldığı görülmüştür. CFRP takviyesinin ilk burkulma yükünü artırdığı en belirgin CFRP'li ve CFRP'siz mükemmel (kusursuz) modeller arasında tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Sayısal, Deneysel, Silindirik kabuk, CFRP şeritler, Boyuna göçük.

Temmuz 2021, 88 sayfa

ABSTRACT

MS THESIS

NUMERICAL MODELLING OF BUCKLING PERFORMANCE OF THIN-WALLED CYLINDRICAL STEEL TANKS

Oğuzhan AKARSU

Supervisor: Prof. Dr. Abdulkadir Cüneyt AYDIN

Purpose: In this study, it is aimed to establish a correlation between the experimental, theoretical and numerical results by numerical modeling of the critical buckling pressures of thin-walled cylindrical tanks.

Method: This study was carried out using the Finite Element Method (FEM). The study consists of three stages. In the first stage, the initial buckling loads of the models without CFRP were investigated. In the second stage, the initial buckling loads of the CFRP (carbon fiber reinforced) models were investigated. In the last stage, the number of dents, dent geometry and CFRP effects, load-deformation, load-strain, waveforms and wave numbers of models with and without CFRP were evaluated by comparing them with theoretical formulations and experiments.

Findings: It has been determined that the datas obtained as a result of the simulations are very close to the theoretical and experimental results. It was determined that the CFRP reinforcement contributed positively to the defective models and the perfect model.

Results: Models were determined that the models gained strength after the first buckling under vacuum effect. While the theoretical formulations are valid for perfect models, comparisons of theoretical, experimental and numerical studies have been made. It has been observed that CFRP reinforcement generally increases the initial buckling load of thin-walled cylindrical tanks, and the initial buckling load generally decreases with the increase in the number of dents. The most significant increase in initial buckling load of CFRP reinforcement was found among the perfect models with and without CFRP.

Keywords: Numerical, Experimental, Cylindrical shell, CFRP strips, Longitudinal dent.

July 2021, 88 pages

İÇİNDEKİLER

KABUL VE ONAY TUTANAĞI.....	i
ETİK BİLDİRİM VE İNTİHAL BEYAN FORMU	ii
TEŞEKKÜR	iii
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
TABLolar DİZİNİ.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ	ix
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xii
GİRİŞ.....	1
KURAMSAL TEMELLER.....	3
Sonlu Elemanlar Yöntemi ve ANSYS'in Tarihçesi.....	3
Literatür Taraması	4
Sonlu Elemanlar Formülasyonu	6
Dairesel İnce Cidarlı Silindirik Kabuklar	9
Yükler.....	11
Malzeme özellikleri.....	12
Geometri.....	12
Burkulma Türleri.....	13
Geçmeli Burkulma	14
Çatallanma (Bifurcation) burkulması.....	15
Dinamik ve titreşim kararsızlıkları.....	15
Dalga Sayısı	16
Yapısal Analiz Türleri.....	16
Burkulma Analizi	18
Doğrusal (Öz) burkulma analizi.....	19
Doğrusal olmayan (veya çökme) burkulma analizi	20
Newton-Raphson yöntemi.....	20
MATERYAL VE METOD	22
Sonlu Elemanlar Modeli	22
Model Geometrileri.....	22
Malzeme özellikleri.....	24
Sınır koşulları	24

Ağ boyutları	25
Eleman tipi	26
Başlangıç kusurları.....	26
Göçük oluşturma	27
Stabilizasyon Enerjisi.....	28
Teorik Formülasyonlar.....	28
ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA.....	30
Başlangıç Burkulma Yükleri, Yer değiştirme ve Gerilme Grafikleri	30
M1 modeli	30
M2 modeli	32
M3 modeli	34
M4 modeli	36
M5 modeli	38
M6 modeli	40
M7 modeli	42
M8 modeli	44
M9 modeli	46
M10 modeli	48
M11 modeli	50
M12 modeli	52
M13 modeli	54
M14 modeli	56
CFRP'li ve CFRP'siz modellerin ikili karşılaştırılmaları	58
Teorik formülasyonlara, standartlara ve sayısal modellemeye göre başlangıç burkulma yükleri	65
Deneyssel, teorik ve sayısal modellerin karşılaştırılması	65
Dalga sayısı	67
SONUÇLAR VE ÖNERİLER	68
KAYNAKLAR.....	70
ÖZGEÇMİŞ.....	74

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo 1. ENV 1993-1-6' ya göre Kabuk Eleman Analiz Türleri	18
Tablo 2. Başlangıç Geometrileri	23
Tablo 3. İnce Cidarlı Silindirik Tank Malzeme Özellikleri	24
Tablo 4. Başlangıç Burkulma Yüklerinin Teorik Formülasyonlarla Karşılaştırılması	66
Tablo 5. Dalga Sayıları	67



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1. Kabuk elemanlardan oluşan silolar	1
Şekil 2. SpaceX Falcon 9 uzay aracı	1
Şekil 3. Düz levha üzerindeki yüzey kuvvetleri [GI] matrisi, yanal yer değiştirmenin türevlerini, w ve düğüm noktaları ile ilişkilendirir	8
Şekil 4. Alüminyum kutu	9
Şekil 5. Rüzgar türbini	9
Şekil 6. Basıncılı kap	10
Şekil 7. Burkulmuş silo	10
Şekil 8. Burkulmuş silo	10
Şekil 9. Burkulma modları	11
Şekil 10. Meridyonal yük, çevresel sıkıştırma ve hat yükü	12
Şekil 11. Harici hidrostatik basınç altında geçmeli burkulma	14
Şekil 12. Geçmeli burkulma ve çatallanma (bifurcation) burkulması	15
Şekil 13. Düzgün dış basınç altındaki silindirik kabuğun burkulma deseni	16
Şekil 14. Analiz türleri	17
Şekil 15. Doğrusal (Özdeğer) burkulma eğrisi	19
Şekil 16. Newton- Raphson yöntemi	21
Şekil 17. İnce cidarlı silindirik tankın geometrisi	22
Şekil 18. Göçük geometrisi	22
Şekil 19. ANSYS malzeme özellikleri	24
Şekil 20. Sınır koşulları	25
Şekil 21. Yüzeylere uygulanan basınç yükü	25
Şekil 22. Ağ boyutları yakınsama çalışmaları	25
Şekil 23. Mükemmel (kusursuz) model ağ görünümü	26
Şekil 24. SHELL281 eleman geometrisi	26
Şekil 25. İlk burkulma modu	27
Şekil 26. Göçük ve CFRP bant bölgesi	27
Şekil 27. Göçük (t-2t-d2)	28
Şekil 28. M1 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği	30
Şekil 29. M1 modeli Basınç-Gerilme grafiği	30
Şekil 30. M1 modeli analiz görüntüleri	31
Şekil 31. M2 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği	32
Şekil 32. M2 modeli Basınç-Gerilme grafiği	32

Şekil 33. M2 modeli analiz görüntüleri.....	33
Şekil 34. M3 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	34
Şekil 35. M3 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	34
Şekil 36. M3 modeli analiz görüntüleri.....	35
Şekil 37. M4 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	36
Şekil 38. M4 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	36
Şekil 39. M4 modeli analiz görüntüleri.....	37
Şekil 40. M5 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	38
Şekil 41. M5 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	38
Şekil 42. M5 modeli analiz görüntüleri.....	39
Şekil 43. M6 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	40
Şekil 44. M6 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	40
Şekil 45. M6 modeli analiz görüntüleri.....	41
Şekil 46. M7 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	42
Şekil 47. M7 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	42
Şekil 48. M7 modeli analiz görüntüleri.....	43
Şekil 49. M8 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	44
Şekil 50. M8 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	44
Şekil 51. M8 modeli analiz görüntüleri.....	45
Şekil 52. M9 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	46
Şekil 53. M9 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	46
Şekil 54. M9 modeli analiz görüntüleri.....	47
Şekil 55. M10 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	48
Şekil 56. M10 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	48
Şekil 57. M10 modeli analiz görüntüleri.....	49
Şekil 58. M11 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	50
Şekil 59. M11 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	50
Şekil 60. M11 modeli analiz görüntüleri.....	51
Şekil 61. M12 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	52
Şekil 62. M12 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	52
Şekil 63. M12 modeline ait analiz görüntüleri.....	53
Şekil 64. M13 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	54
Şekil 65. M13 modeli Basınç-Gerilme grafiği.....	54
Şekil 66. M13 modeli analiz görüntüleri.....	55
Şekil 67. M14 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği.....	56

Şekil 68. M14 modeli Basınç-Gerilme grafiği	56
Şekil 69. M14 modeli analiz görüntüleri	57
Şekil 70. M1 ve M8 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği	58
Şekil 71. M1 ve M8 modelleri Basınç-Gerilme grafiği.....	58
Şekil 72. M2 ve M9 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği	59
Şekil 73. M2 ve M9 modelleri Basınç-Gerilme grafiği.....	59
Şekil 74. M3 ve M10 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği	60
Şekil 75. M3 ve M10 modelleri Basınç-Gerilme grafiği.....	60
Şekil 76. M4 ve M11 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği	61
Şekil 77. M4 ve M11 modelleri Basınç-Gerilme grafiği.....	61
Şekil 78. M5 ve M12 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği	62
Şekil 79. M5 ve M12 modelleri Basınç-Gerilme grafiği.....	62
Şekil 80. M6 ve M13 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği	63
Şekil 81. M6 ve M13 modelleri Basınç-Gerilme grafiği.....	63
Şekil 82. M7 ve M14 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği	64
Şekil 83. M7 ve M14 modelleri Basınç-Gerilme grafiği.....	64
Şekil 84. Teori ve standartlara göre burkulma yükü değerleri	65
Şekil 85. Deneysel, teorik ve sayısal modellerin karşılaştırılması	65
Şekil 86. Göçük sayılarının kusursuz modelin burkulma performansına etkisi.....	66

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

b_d	: Göçük Genişliği
CFRP	: Karbon Fiber Takviyeli Plastik
d_i	: Göçük Sayısı
E	: Elastisite Modülü
GMNA	: Geometrik ve Malzeme Olarak Lineer Olmayan Analiz
GMNIA	: Kusurlu, Geometrik ve Malzeme Olarak Lineer Olmayan Analiz
GNA	: Geometrik Olarak Lineer Olmayan Analiz
GNIA	: Kusurlu, Geometrik Olarak Lineer Olmayan Analiz
h_c	: Silindir Yüksekliği
LA	: Lineer Elastik Analiz
LBA	: Lineer Burkulma Analizi
L_d	: Göçük Uzunluğu
Mi	: Model
N	: Dalga Sayısı
P_{BSI}	: BSI'ya göre Kritik Burkulma Yüğü
P_{cr}	: Kritik Basınç Değeri
P_{ECCS}	: ECCS'ye göre Kritik Burkulma Yüğü
P_J	: Jawad Teorisine göre Kritik Burkulma Yüğü
$P_{NASASP\ 800-7}$	: Jawad Teorisine göre Kritik Burkulma Yüğü
P_R	: Ross Teorisine göre Kritik Burkulma Yüğü
P_{VK}	: Venstel And Krauthaer Teorisine göre Kritik Burkulma Yüğü
R	: Yarıçap
t	: Silindir Kalınlığı
ρ	: Yoęunluk
σ	: Gerilme Direnci

GİRİŞ

İnce cidarlı silindirik kabuk yapılar günümüzde inşaat mühendisliğinde, deniz yapılarında, havacılık ve uzay sanayisinde oldukça yaygın bir kullanım alanına sahiptir (Wagner, Hühne et al. 2020). Bir kabuk, geometrisi ile karakterize edilir ve üç boyutlu bir yapıdadır, aynı zamanda kalınlığı diğer boyutları yanında daha küçüktür. Kabuk yapıları kullanmanın avantajlarından bazıları, malzeme tüketiminin diğer alternatiflere göre daha az olması ve daha geniş alanların ara mesnet kullanılmadan kapatılabilmesidir (Taraghi, Zirakian et al. 2021). Bununla birlikte, kalıplarının maliyetli olması ve analizlerinin karmaşık olması da dezavantaj olarak görülmektedir. Şekil 1'de silindirik kabuk elemanlardan inşa edilen silo yapıları ve Şekil 2'de havacılık-uzay sanayisinde silindirik kabuk yapıların kullanımıyla ilgili örnekler görülmektedir.



Şekil 1. Kabuk elemanlardan oluşan silolar (Anonymous a)



Şekil 2. SpaceX Falcon 9 uzay aracı (Anonymous b)

Kabuk yapıların avantajlarından biri de kalınlığın diğer boyutlarına göre küçük olmasıdır. Yapının kapasitesi ile ilgili olarak kabuk yapılarda bu kalınlığın yeterli olması, uygulanan yüke göre geometrinin optimal olmasına bağlıdır. Geometri uygulanan yüke göre optimal değilse, daha kalın kabuklar kullanılmalıdır. Bir kabuk, basitçe bir eğrilikle bükülen bir plakadır. Bir kabuk elemanı için hem düzlemde hem de düzlem dışında, burkulma ve çeper kuvvetleri mevcuttur. İnce plakalar için, plakanın kalınlığı boyunca gerilme dağılımı sabit varsayılır ve bir düzlem gerilme kabulü yapılmaktadır. Ayrıca ince plakalarda enine kesme deformasyonu ihmal edilir. Bunun tersine, enine kesme deformasyonu, eğilme davranışını etkilediğinden, düzlem içi davranışı etkilemediğinden kalın bir plakada hesaba katılmalıdır.

İnce cidarlı silindirik kabukların üretim aşamaları, tasarlanan elemanlar için büyük önem arz etmektedir (Dizaji, Kiliç et al. 2020). Kabuk yapıların cidar kalınlıklarının az olmasından dolayı duvar yüzeylerinde deformasyon ve bozuklukların oluşması mümkündür (Maali, Kılıç et al. 2019). Bu yüzden başlangıç geometrik kusurları ve uygulanan yük türleri, silindirik ince cidarlı kabuk yapıların burkulmasını ve burkulma sonrası davranışını önemli ölçüde etkilemektedir. Burkulma kapasitesi küçük bir kusur nedeniyle farklılık gösterebileceğinden, bu yapılarda kusur araştırması son derece önemli hale gelmektedir (Arbocz and Starnes Jr 2002).

Kritik kabuk yapıları için burkulma açısından, yapısal analiz ve tasarım teknolojisinde son zamanlarda büyük ilerlemeler kaydedilmiştir. Bu gelişmeler, klasik analiz yöntemlerinden yüksek doğrulukta doğrusal olmayan sonlu eleman analiz yöntemlerine, güvenilirliğe dayalı tasarım yöntemlerine, kusurlu verilerin geliştirilmesine ve hem geleneksel hem de geleneksel olmayan ilk kusurların tanımlanmasına kadar detaylı analizler içeren stratejileri içermektedir.

KURAMSAL TEMELLER

Sonlu Elemanlar Yöntemi ve ANSYS'in Tarihçesi

Sonlu elemanlar yöntemi, mühendislikteki çeşitli problemlere çözümler elde etmek için uygulanabilen sayısal bir uygulamadır. Gerilme analizi, ısı transferi, akışkanlar ve elektromanyetizma problemlerindeki sürekli, geçici, doğrusal veya doğrusal olmayan problemler sonlu eleman yöntemleriyle analiz edilebilir. Modern sonlu elemanlar yönteminin kökeni, 1900'lerin başlarına kadar uzanmaktadır. Bununla birlikte, Courant (1943), sonlu elemanlar yöntemini geliştiren ilk kişi olarak kabul edilmiştir. 1940'ların başında yayınlanan bir makalede, Courant burulma problemlerini araştırmak için üçgensel alanlar üzerinde parçalı polinom interpolasyonu kullanmıştır. Sonlu eleman yöntemlerinin kullanımında bir sonraki önemli adım, Boeing tarafından 1950'lerde atılmıştır ve ardından, uçak kanatlarını modellemek için üçgen gerilme elemanları kullanmışlardır. Yine de “sonlu eleman” terimi, 1960'larda Clough kullanana kadar popüler değildi. 1960'larda, araştırmacılar sonlu elemanlar yöntemini ısı transferi ve akışkan problemleri gibi diğer mühendislik alanlarına da uygulamaya başlamışlardır. Zienkiewicz ve Cheung (1967), 1967'de tamamen sonlu elemanlar yöntemine adanmış ilk kitabı yazmışlardır (Moaveni 2011).

ANSYS ilk kez 1971 yılında yayınlanmıştır. ANSYS, genel amaçlı sonlu elemanlar bilgisayar programıdır. ANSYS, statik, dinamik, ısı transferi, sıvı akışı ve elektromanyetizma analizleri yapabilmektedir. ANSYS, 50 yılı aşkın süredir önde gelen bir sonlu elemanlar paket programıdır. ANSYS'nin mevcut sürümü, Grafik Kullanıcı Arayüzü (GUI), açılır menüler, iletişim kutuları ve bir araç çubuğunu içeren çoklu pencerelerle tamamen yeni bir görünüme sahiptir. Bugün, havacılık, otomotiv, elektronik ve nükleer dahil olmak üzere birçok mühendislik alanında ANSYS kullanılmaktadır (Moaveni 2011).

Sonlu elemanlar yöntemi (FEM), çelik ve kompozit yapıların simülasyonu için sayısal modellerin tasarımı ve sonuçlarının yorumlanması için gerekli adımları sunmaktadır. Başlangıçta, gerçekleştirilen bilgisayar simülasyonlarının geçerliliğini ve güvenilirliğini sağlamak için sayısal modelleme planlaması kilit rol oynamaktadır. Sonlu elemanlar yöntemiyle ilk modelin tam olarak anlaşılmasına dayalı olarak, iyileştirmeler ve daha karmaşık modelleme stratejileri kademeli olarak geliştirilebilir ve güvenilirliğini sağlamak için kalibre edilir. Bu sürekli gelişme, daha mantıklı bir karar vermeye izin verir ve incelenen model için gerekli olan doğruluğa ulaşılan kadar çeşitli modelleme stratejilerinin tutarlı bir şekilde

benimsenmesini sağlar. İlk bakışta bu strateji, orta ve uzun vadede daha fazla zaman alan bir süreç gibi görünse de, bu prosedür, tutarsızlıklar, hatalar ve hatta yanlış model kalibrasyonundan ötürü oluşan problemlerin ve sonraki adımlarda ele alınacak karmaşık modellerin çözülmesinde kolaylık sağlayacaktır. Başlangıçta karmaşık modellerinin değerlendirilmesi ve kalibre edilmesi genellikle çok zordur, çünkü birbirleriyle etkileşime giren birkaç değişken ve faktörün varlığı veya araştırılan yapının verimliliğini artırmak için hangi adımların atılması gerektiğini belirlemeyi zorlaştırır. Yapısal analizin temelleri, yapısal bir elemanın basit statik denge denklemleriyle başlar. Bu statik denklemler, sınır koşullarıyla birlikte diferansiyel denge denklemlerinin temellerini oluşturur. Bu diferansiyel denklemler kuvvet dengesidir, yani yapısal elemanda üretilen iç gerilmeler dış yükleri dengeler (Moaveni 2011).

Bu çalışmada açıklanan sayısal modelleme, genellikle mekanik veya basit analitik modellerde uygun doğrulukla çözülemeyen karmaşık sorunları simüle etmek için mühendisler tarafından geleneksel olarak benimsenen sonlu elemanlar yöntemine dayanmaktadır. Verimli bir sayısal modellemeye doğru ilk adım, değerlendirilen problemle uyumlu destek koşullarını, kusurları ve malzeme türlerini belirlemektir. Bunu genellikle doğru yapısal model performansını sağlamak için gerekli olan ve genellikle nihai ve hizmet verilebilirlik sınır durumları açısından değerlendirilen bir ağ iyileştirme çalışması izler. Diğer bir temel konu, sayısal model kalibrasyonu ile ilgilidir. Uygun olmayan destek koşulları, zayıf şekilde oluşturulmuş simetri koşulları, kötü tanımlanmış malzemeler analizlerin aksamasına ve sürecin uzamasına sebebiyet verecektir. Sonucun güvenilirliği ancak modelin deneylerle kalibrasyonu ve klasik teorik formülasyonların sonuçlarıyla garanti edilebilir.

Literatür Taraması

Tek tip dış basınç altında tek tip duvar kalınlığına sahip silindirik bir kabuğun burkulma davranışı birçok araştırmacı tarafından kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Dış basınç altında silindirik kabukların stabilitesi, von Mises (1914)'in çalışmalarından beri sürekli olarak araştırılmaktadır (Guggenberger 1995). 1945'te Koiter, elastik yapının burkulma sonrası başlangıç yolunu analiz etmek için pertürbasyon yöntemini kullanmıştır (Koiter 1967). Batdorf (1947), ince silindirik kabuklar için basitleştirilmiş bir elastik kararlılık analizi yöntemi sunmuştur (Batdorf 1947). Ebner (1952) çalışmasında dış basınca maruz kalan silindirik tankların burkulmasına ilişkin teorik ve deneysel araştırmaları raporlamıştır (Ebner 1952). 1960'larda NASA, çok sayıda deneysel sonuca dayanarak havacılık alanındaki ince kabuklu yapılar hakkında bir dizi tasarım raporu yayınlamıştır ve bu çalışmaların en bilineni, çeşitli yarıçap-kalınlık oranı (R/t) ile çeşitli yükler altında silindirlerin alt limit tasarım (KDF) eğrisini

sağlayan NASA SP-8007'dir (Peterson, Seide et al. 1968; Wang, Zhu et al. 2018). Yamaki (1984) çalışmasında dairesel silindirik kabukların elastik stabilitesini ele almıştır (Yamaki 1984). Bushnell (1985), hem sayısal hem de analitik çalışmaları ve deneysel araştırmaları raporlamıştır (Bushnell 1985). Guggenberger (1995), kusurlu silindirik kabukların dış basınç altında burkulma ve burkulma sonrası davranışlarını incelemiştir (Guggenberger 1995). Boot ve Welch (1996) çalışmasında, ince duvarlı sistemlerin temel yapısal özelliklerini belirlemek için araştırma programı ve tasarım gereksinimleri açıklanmıştır (Boot and Welch 1996).

Sonlu elemanlar yöntemi, Khaled El-Sawy ve Ian D. Moore'da (1997,1998) dış basınç altında silindirlerin stabilitesi ve kritik basıncın değerlendirilmesinde ve Khaled (2010)'da dış basıncın etkisi altındaki kusurlu modellerin davranışını sayısal olarak araştırmak için kullanılmıştır (El-Sawy and Moore 1997; El-Sawy and Moore 1998; El-Sawy and Sweedan 2010). Schneider ve Brede (2005) çalışmasında deneysel burkulma dayanımlarını elde etmek için sayısal analizde hangi eşdeğer geometrik kusurların uygulanması gerektiğini araştırmıştır (Schneider and Brede 2005). Boyuna mafsallı silindirik kabukların burkulması, Wang ve Koizumi (2010) çalışmasında model deneyler ve sayısal analiz yoluyla araştırmıştır (Wang and Koizumi 2010).

Son yıllarda, sonlu eleman teknolojisinin gelişmesiyle birlikte, Zhao ve ark.(2013) çok sayıda sayısal analiz yoluyla, depolama tanklarının burkulma davranışını incelemişlerdir (Zhao, Cao et al. 2013). Zhao ve Lin (2014), farklı boyutlardaki tankların burkulma davranışlarını karşılaştırmış ve rüzgar yükü altındaki benzerlik ve farklılıklarını incelemiştir (Zhao and Lin 2014). Maraveas vd.(2015), Avrupa ve API650'deki mevcut depolama tankı standartları arasında bir karşılaştırma yapmıştır ve mevcut standartlar hakkında bazı önerilerde bulunmuştur (Maraveas, Balokas et al. 2015). Amir vd.(2016), çelik silindirik depolama tankının dış basınç altında korozyon etkisi ve yaşlanmasının burkulma davranışı üzerindeki etkisini değerlendirmişlerdir (Shokrzadeh and Sohrabi 2016). Uematsu vd.(2014, 2018), sonlu elemanlar analizine dayanarak, üstü açık depolama tanklarının rüzgara karşı dayanıklı yapısının rüzgar direnci tasarım problemini ve üst / orta rüzgar önleme cihazının burkulma davranışı üzerindeki etkisini incelemişlerdir (Uematsu, Koo et al. 2014; Uematsu, Yamaguchi et al. 2018; Pan and Liang 2020).

Bu sayısal ve deneysel çalışmalarla birlikte güçlendirme ile ilgili de birçok çalışma yapılmıştır. Baker ve ark. (1999), yüksek yoğunluklu polietilen kaplı deforme olmuş astarların burkulma davranışının deneysel olarak değerlendirmiştir (Bakeer, Barber et al. 1999). Teng ve Hu (2007), çalışmasında içi boş çelik boruların FRP ile kaplanmasının faydaları araştırılmıştır

(Teng and Hu 2007). Batikha et al. (2009), Morteza Vakili ve Hossein Showkati (2016), çalışmalarında silindirik kabukları güçlendirmek için yeni bir yöntem ve FRP kullanımının burkulma mukavemetini artırabileceğini belirtilmiştir (Batikha, Chen et al. 2009; Vakili and Showkati 2016).

Silindirik kabuklardaki göçük parametresi üzerinde de son on yıldır birçok deneysel ve sayısal araştırma yapılmıştır. Prabu (2010), Ratinam (2015), Maali (2019) ve Musa (2021) çalışmalarında çeşitli göçüklere sahip silindirik numunelerin burkulma davranışı incelenmiştir (Prabu, Raviprakash et al. 2010; Rathinam and Prabu 2015; Maali, Kılıç et al. 2019; Musa, Al-Shugaa et al. 2021).

Sonlu Elemanlar Formülasyonu

Bu bölümde sonlu eleman formülasyonları verilmiştir. Genel sonlu eleman formülasyonu şu şekilde verilir (Cook 2007):

$$[K]\{D\} = \{R\} \quad (1)$$

$[K]$: küresel rijitlik matrisi

$\{D\}$: yer değiştirme

$\{R\}$: dış yük

Doğrusal çatallanma(bifurcation) burkulmasının sonlu eleman analizinde yapı, standart bir doğrusal analizin gerçekleştirildiği isteğe bağlı olarak $[R]_{ref}$ harici bir yük ile yüklenir. Standart doğrusal analizden, kabuktaki yüzey gerilmeleri belirlenir. Harici yükün referans seviyesi ile ilişkili gerilmelerden karşılık gelen rijitlik matrisi $[K]_{ref}$ 'dir. Referans yükün büyüklüğü λ olan diğer bazı keyfi yük seviyeleri için rijitlik matrisi şu şekilde verilir (Cook 2007):

$$[K_{\sigma}] = \lambda[K_{\sigma}]_{ref} \quad (2)$$

$$\{R\} = \lambda\{R\}_{ref} \quad (3)$$

$[K_{\sigma}]$ = gerilim rijitlik matrisi

λ = skaler çarpan

$[K_{\sigma}]_{ref}$ = referans gerilim rijitlik matrisi

$\{R\}$ = dış yük

$\{R\}_{ref}$ = referans dış yük

K'nin eleman geometrisinin, yüzey gerilmesi ve yer değiştirme alanının bir fonksiyonu olan matris olduğu görülür. Ayrıca, malzeme özelliklerinden bağımsızdır ve anizotropik malzemeler ve akma için uygulanabilir hale gelir. Denklem (2) ve Denklem (3), gerilim

dağılımının farklı yük seviyeleri için değişmediğini gösterir, bu da geleneksel rijitlik matrisinin $[K]$, yüklendiğinde değişmediği anlamına gelir. Çatallanma noktasında burkulma, dış yükte bir değişiklik olmadan meydana gelir ve bu nedenle (Cook 2007):

$$([K] + \lambda_{cr}[K_{\sigma}]_{ref})\{D\}_{ref} = \lambda_{cr}\{R\}_{ref} \quad (4)$$

λ_{cr} = kritik çarpan

$\{D\}_{ref}$ = referans yer değiştirme

Burkulmadaki yer değiştirme referans yer değiştirmeye göre gerçekleşirse, Denklem (4) şunu verir (Cook 2007):

$$([K] + \lambda_{cr}[K_{\sigma}]_{ref})\{D_{ref} + \delta D\} = \lambda_{cr}\{R\}_{ref} \quad (5)$$

Denklem (3) ve Denklem (4)'te yerine yazılırsa (Cook 2007):

$$([K] + \lambda_{cr}[K_{\sigma}]_{ref})\{\delta D\} = 0 \quad (6)$$

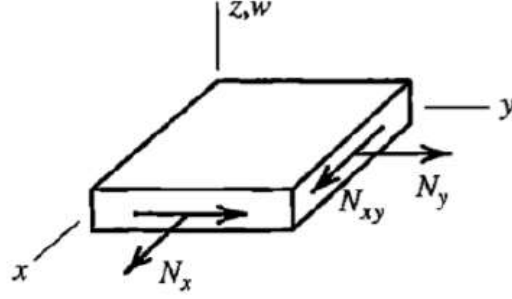
Denklem (6)'da, λ_{cr} 'nin köklerinin olduğu ve en küçük kökün çatallanmanın meydana geldiği en küçük harici yük seviyesini tanımladığı bir özdeğer problemini ortaya koyar ve bu şekilde yazılabilir (Cook 2007):

$$\{R\}_{cr} = \lambda_{cr}\{R\}_{ref} \quad (7)$$

Özvektöre karşılık gelen λ_{cr} 'nin kökü, ilişkili burkulma modunu tanımlar. Bir kabuk elemanı, levha elemanı ve disk elemanı ile benzerliklere sahiptir. Çünkü yüzey kuvvetleri, eğilme ve kesme kuvvetleri olabilir. Bir levha için gerilme sertliği matrisi şu şekilde verilmiştir (Cook 2007):

$$[K_{\sigma}] = \int_{-1}^1 \int_{-1}^1 [G_I]^T [J]^{-T} \begin{bmatrix} N_x & N_{xy} \\ N_{xy} & N_y \end{bmatrix} [J]^{-1} [G_I] J d\xi d\eta \quad (8)$$

$[G_I]$: ξ ve η 'ye göre şekil fonksiyonlarının türevleri $[J]$: Jacobian matrisi J : Jacobian matrisinin determinantı N_x, N_y, N_{xy} : Yüzey kuvvetleri (Şekil 3)



Şekil 3. Düz levha üzerindeki yüzey kuvvetleri (Cook 2007)[G_I] matrisi, yanal yer değiştirmenin türevlerini, w ve düğüm noktaları ile ilişkilendirir (Cook 2007):

$$\begin{Bmatrix} \omega_{,\xi} \\ \omega_{,\eta} \end{Bmatrix} = [G_I] \{d\} \quad (9)$$

Ters Jacobian matrisi, (x, y) koordinat sistemindeki türevleri ve (ξ , η) koordinat sistemindeki türevleri ilişkilendirir (Cook 2007):

$$\begin{Bmatrix} \omega_{,x} \\ \omega_{,y} \end{Bmatrix} = [J]^{-1} \begin{Bmatrix} \omega_{,\xi} \\ \omega_{,\eta} \end{Bmatrix} \quad (10)$$

Jacobian matrisinin determinantı, (x, y) koordinat sistemindeki küçük ögeyi ve (ξ , η) koordinat sistemindeki ögeyi ilişkilendirir (Cook 2007):

$$dxdy = J d\xi d\eta \quad (11)$$

Gerilim sertliği matrisinin genel formülasyonu şöyledir (Cook 2007):

$$[K_\sigma] = \int [G]^T \begin{bmatrix} s & 0 & 0 \\ 0 & s & 0 \\ 0 & 0 & s \end{bmatrix} [G] dV \quad (12)$$

$$s = \begin{bmatrix} \sigma_{x0} & \tau_{xy0} & \tau_{xz0} \\ \tau_{xy0} & \sigma_{y0} & \tau_{yz0} \\ \tau_{xz0} & \tau_{yz0} & \sigma_{z0} \end{bmatrix} \quad (13)$$

[G], şekil fonksiyonlarının uygun bir şekilde farklılaştırılmasıyla elde edilir. Elemanın yer değiştirme alanı ise şu şekilde verilir (Cook 2007):

$$\{u\} = [N] \{d\} \quad (14)$$

$$\{u\} = [u \ v \ w]^T \quad (15)$$

$[N]$: Şekil fonksiyon matrisi

u : u yönündeki yer değiştirme

v : v yönündeki yer değiştirme

w : w yönündeki yer değiştirme

Dairesel İnce Cidarlı Silindirik Kabuklar

Dairesel en kesite sahip yapılar, en geniş alanı çevrelemek için en uygun kesitler olarak görülmektedir ve bu yüzden birçok yapı, malzemeden en iyi şekilde yararlanmak için dairesele kesit ile tasarlanır. Küresel yapılar, bir yapının en az miktarda malzeme kullanarak en fazla hacmi içeren optimum tasarımlardır, ancak küresel yapılar çoğu durumda pratik olmayan tasarımlardır. Tasarımlarda daha sık kullanılan yapılar, silindirik kabuk yapılarıdır. Çünkü silindirik yapılar hem pratiklerdir hem de dairesele bir kesite sahip olmanın avantajına sahiptirler. Şekil 4 ve Şekil 5'i bu tip yapılara örnek verebiliriz.



Şekil 4. Alüminyum kutu (Anonymous c)



Şekil 5. Rüzgar türbini (Anonymous d)

Alüminyum kutu ve rüzgâr türbinlerinin farklı yüklere maruz kaldıklarında gerilmelerin dağılım açısından benzer olduğu görülmektedir. Kutunun boş olduğunu düşünüldüğünde bu iki yapı arasındaki temel fark yapıların tasarımlarında kullanılan malzeme türleridir. Çünkü belirli yük türlerine maruz kaldıklarında her iki yapının da aynı şekilde deforme olması beklenmektedir.

Silindirik kabuk yapılar birçok farklı yük tipine maruz kalabilir. Bir kabuk yapısı için çok tipik bir yük durumu, vakum etkisidir ve bu yük durumu çeşitli şekillerde ortaya çıkabilir. Bunun bir yolu, Şekil 6' da gösterilen bir basınçlı kabın çok kısa bir süre içinde tek seferde boşaltılmasıdır. Bu, bir vakum oluşturacaktır, çünkü kutunun içindeki basınç, dışarıdaki

basınçtan daha düşüktür. Bu etki, depolama tesisi olarak kullanılan her türlü kabuk yapıda karşımıza çıkabilir.



Şekil 6. Basınçlı kap (Anonymous e)

Kolon ve kirişlerle inşa edilen yapılar için akma gerilimi genellikle kontrol edici göçme kriteridir. Ancak kritik burkulma gerilimi de araştırılmalıdır. Çünkü basit destekli bir kirişte burkulma meydana gelebilir. Kabuk elemanlardan oluşan yapılar için burkulma, Şekil 7 ve Şekil 8'de görüldüğü gibi genellikle kritiktir çünkü burkulma, uygulanan yükte büyük bir artış olmaksızın büyük deformasyonlara sebep olabilir. Şekil 7 ve Şekil 8 'de de görüldüğü gibi, silolardaki bazı kabuklar burkulmuştur ve bu, yapılar için oldukça kritiktir. Şekillerde görülen burkulmalar için olası bir açıklama, siloların çok hızlı boşaltılması ve içinde burkulmaya yol açabilecek bir vakum etkisinin oluşmasıdır.



Şekil 7. Burkulmuş silo (Dogangun, Karaca et al. 2009)



Şekil 8. Burkulmuş silo (Anonymous f)

Burkulma genellikle kabuk yapıları için kritik göçme kriteri olduğundan, bu çalışmadaki odak noktası burkulma sınır durumudur. Kabuğun sertliği, eğilme sertliğinden çok daha büyüktür. Bir kabuk yapısı, çok fazla deforme olmadan çok fazla gerilimi absorbe edebilir. Kabuğun gerinim enerjisi, eğilme gerinim enerjisi miktarına eşitse, çok daha fazla deforme olur ve çoğu durumda bundan önce burkulur. Burkulma olayı, kabuğun enerjisini burkulma enerjisine dönüştürmek için kabuk yapısının ani bir şekilde bozulduğu zamandır. Kabuk

yapısının burkulma şekli ve ne kadar büyük ölçüde burkulduğu, geometriye, malzeme özelliklerine ve yükleme tipine bağlıdır. Her kabuk yapısı, üzerine etki eden yüklere dayanacak şekilde inşa edilmiştir. Bilimsel ve mühendislik açısından bakıldığında, burkulma olayının başlangıç aşamaları genellikle deformasyonlar çok büyük olmadan önce, çıplak göze yapının deforme olmadığı veya sadece biraz deforme olduğu zaman meydana gelir. Bir kabuk yapısının burkulmasının birden çok yolu vardır. Bu nedenle Şekil 9’da görüldüğü gibi farklı burkulma modlarından geçebilir. Burkulma modları, uygulanan yüke ve yapıdaki kusurlara bağlı olarak değişebilir.



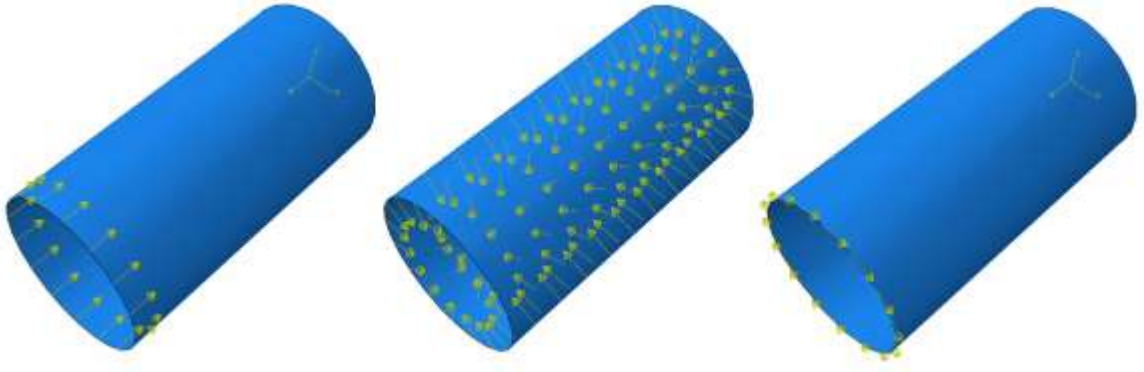
Şekil 9. Burkulma modları (Seffen and Stott 2014)

Mükemmel bir kabuk için çökme yükü daha büyüktür, ancak aynı zamanda dramatik bir burkulmaya da sahiptir. Çökme yükü aşılrken kusurlu yapı daha düşük çökme yüküne sahiptir, ancak burkulma dramatik değildir (Thorup 2016). Burkulmanın bağlı olduğu kabuk yapısındaki kusurlarla ilgili üç ana faktör vardır. Bunlar (Aydın 2018):

- Yükler
- Malzeme özellikleri
- Geometri

Yükler

Kabuk yapılar Şekil 10’da da görüleceği gibi meridyensel sıkıştırma, çevresel sıkıştırma, kesme gerilimi, hat yükü ve öz ağırlık gibi yüklere maruz kalabilirler.



Şekil 10. Meridyonal yük, çevresel sıkıştırma ve hat yükü (Thorup 2016)

Malzeme özellikleri

Günümüzde, kabuk yapılar sadece homojen malzemelerden üretilmemekte, aynı zamanda homojen olmayan kompozit malzemelerden de üretilmektedir. Kompozit malzemeler, çelik veya alüminyuma nispeten farklı davranabilir.

Geometri

Geometrik kusurlara sahip modelleri analiz etmek için dört farklı yöntem vardır. Bunlar geometrik kusurları modellemek ve azaltma faktörlerini belirlemek için kullanılır. Azaltma faktörü, deneysel olarak belirlenen burkulma yüklerinin geometrik olarak mükemmel kabuk yapısının teorik burkulma yüklerine oranıdır. Dört yöntem şunlardır:

- Doğrusal burkulma modu şeklinde kusur
- Tek pertürbasyon yük kusuru
- Çoklu pertürbasyon yük kusuru
- Geometrik çukur kusuru

Pertürbasyon yükü yaklaşımı (SPLA), eksenel sıkıştırmadan önce yanal bir yükün uygulandığı bir tasarım yöntemidir. Doğrusal burkulma modu, başlangıç geometrisi olarak bir öz modu kullanırken doğrusal bir burkulma analizinde (LBA) öz modlar hesaplanmaktadır. Bu yöntemdeki ölçekleme faktörü, kusurun genliğidir. Tek pertürbasyon yük kusuru, silindirin belirli bir konumunda yerel bir yer değiştirmeye yol açar. Birden fazla pertürbasyon yükü de olabilir, bu durumda çoklu pertürbasyon yükleri kusuru olarak adlandırılır. Geometrik çukur kusuru ise pertürbasyon yüklerine benzer, ancak kusura neden olan uygulanan bir yük yerine, geometrik bir kusur yani bir çukur oluşturulmasıdır (Castro, Zimmermann et al. 2014; Thorup 2016).

Castro'ya (2013) göre bir kusur, diğer herhangi bir kusur türüne kıyasla daha gerçekçi olabilir. Kabuk yapısındaki kusurların davranışını analiz etmek için üç yöntem vardır (Castro, Zimmermann et al. 2014):

- Gerçekçi geometrik kusurlar
- Uyarıcı geometrik kusurlar
- En kötü geometrik kusurlar

Gerçekçi geometrik kusurlar

Gerçekçi geometrik kusurları modellemek için geometri her model için taranır ve böylece bir FE modelinde uygulanır. Bu, gerçek kusurlu kabuk yapısını simüle etmek için en gerçekçi, düşünülebilir yaklaşımdır. Bu, burkulma modları ile gerçek burkulma deformasyonu arasında önemli benzerlikler olduğunu kanıtlamaktadır (Castro, Zimmermann et al. 2014).

Uyarıcı geometrik kusurlar

Uyarıcı Geometrik kusurlar, çok sayıda tam doğrusal olmayan kabuk analizinin yapılması gereken kapsamlı parametrik çalışmaları gerektirir. Mümkün olduğunca basit eşdeğer geometrik kusur deseni seçmek akıllıca olacaktır. Mükemmel kabuğun arıza (failure mode) modundan başlanarak geometrik kusurlar simüle edilir. Bu analizin deseni yapının zayıf noktalarını ortaya çıkarır ve fikir bu noktalarda bir başlangıç deformasyonu oluşturmaktır. Yeni yük senaryolarını simüle etmeden önce uyarıcı kusurların genliklerini kalibre etmek için mevcut deneysel veri tabanları kullanılabilir (Castro, Zimmermann et al. 2014).

En kötü geometrik kusurlar

Belirli bir kabuk yapısı için olası en kötü geometrik kusur modeli, doğrusal olmayan analize uygulanır. Kabuk yapısının lineer analizlerinden elde edilen özmodlar, yeni özmodların elde edildiği yerlerde kusurlu analizlerin başlangıç durumunu uygulamak için kullanılır. En kötü geometrik kusurların temel fikri, en düşük kritik burkulma stresini veren bir geometrik kusur uygulamaktır. En kötü geometrik kusur yöntemi, kabuk yapısı üzerindeki kusurların davranışını analiz etmek için sıklıkla kullanılır, çünkü gerçekçi yöntem çoğu durumda mevcut değildir ve uyarıcı yöntem, belirli bir yük senaryosu ile belirli kabuk yapısı için deneysel veriler gerektirir (Castro, Zimmermann et al. 2014). Bu nedenle bu tezde de bu yöntem kullanılmıştır.

Burkulma Türleri

Elastik yapılar stabilitelerini çeşitli şekillerde kaybedebilirler. Kararsızlık modları, sınır koşullarında uygulanan kuvvetler dâhil olmak üzere sistemin kendisinin ve çevresinin

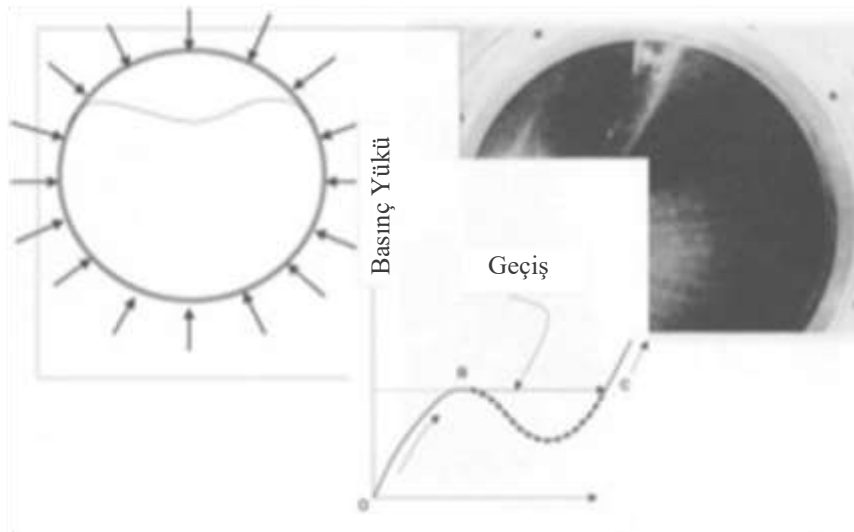
özelliklerine bağlıdır. Statik denge içindeki sistemler statik ve dinamik olarak kararsız hale gelebilir. Yapısal sistemler için üç tür kararsızlık tanımlanabilir. Bunlar (Hafka, Mallet et al. 1971; Budiansky 1974):

- i. Geçmeli burkulma
- ii. Çatallanma(bifurcation) burkulması
- iii. Dinamik ve titreşim kararsızlıkları

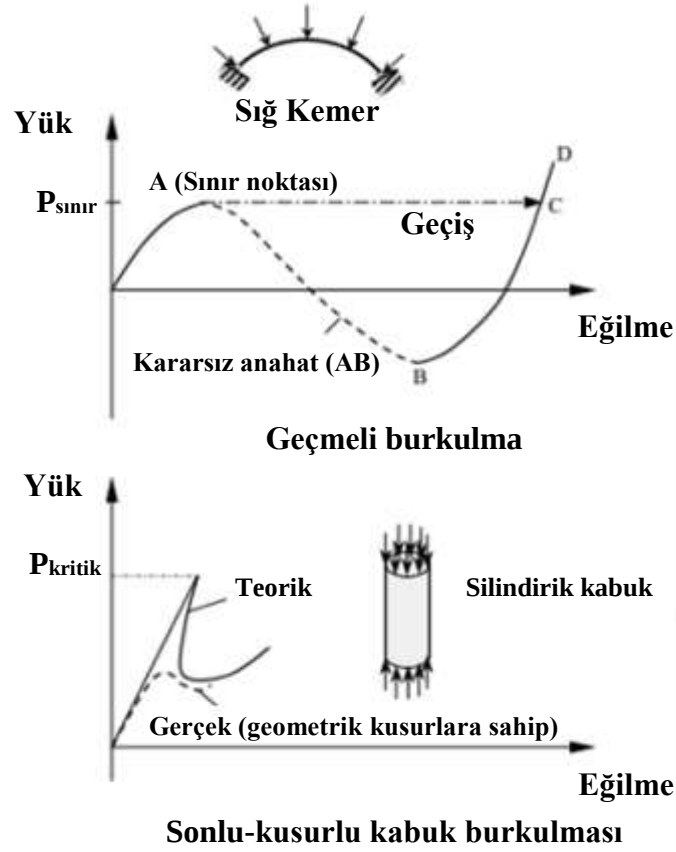
Geçmeli Burkulma

Denge sınırlaması olarak adlandırılan yolla denge kaybı, enine yüklemeyi esas olarak sıkıştırıcı eksenel kuvvetlerle taşıyan yapıların özelliğidir. Sığ kemerler ve sığ kabuklar bu tür yapılara örnektir. Bu tür bir dengesizliğe maruz kalan yapılarda çatallanma noktası yoktur. Bu tür sistemlerin yük-deformasyon eğrisi süreklidir ve dallanmayan tek bir eğriden oluşur; bu eğri bazı sabit maksimum ve minimum noktalara sahiptir; kritik yük, bu maksimum noktalardan birine karşılık gelir (Budiansky 1974).

Denge kararsızlığının iyi bilinen bir tür sınırlaması, geçmeli burkulma olarak adlandırılır. Geçmeli burkulma, elastik bir sistemin belirli bir yük altında bir denge durumundan bitişik olmayan bir denge konfigürasyonuna geçebildiği bir kararsızlık modudur. Şekil 11, elastik bir sistemin geçmeli kararsızlık tipini şematik olarak göstermektedir. Yük-deformasyon eğrisinin OB kolu, yapının ağırlıklı olarak doğrusal davranışını tanımlar. Uygulanan maksimum kuvvete karşılık gelen sabit B noktasında, sistem, B noktası ile işaretlenmiş deforme bir durumdan komşu deforme konfigürasyonlarından çok daha uzaktaki başka bir deforme durumuna sıçrar. Şekil 12’de de geçmeli burkulma ve çatallanma (bifurcation) burkulmasına ait yük-eğilme grafikleri görülmektedir.



Şekil 11. Harici hidrostatik basınç altında geçmeli burkulma (Farshad 2011)



Şekil 12. Geçmeli burkulma ve çatallanma (bifurcation) burkulması (Wang 2004; Thorup 2016)

Çatallanma (Bifurcation) burkulması

Statik elastik kararsızlığın göze çarpan özelliklerinden biri, denge durumunun çatallanması olarak adlandırılır. Yüklemenin belirli bir aşamasında, bir yapının denge durumu, iki olası denge durumunun olduğu bir çatallanma noktasına ulaşabilir. Bu iki yolun kesişmesi, denge çatallanmasına karşılık gelir, çünkü böyle bir noktada aynı yük için iki denge durumu mevcut olabilir. Çatallanma noktasının ötesinde, sistem iki davranış seçeneğinden birine sahip olabilir. Başlangıçtaki denge halinde kalabilir veya birincil yoldan ayrıлып yeni bir deformasyon yolu olan ikincil yolu izleyebilir.

Bir denge durumunun çatallanma noktası, elastik bir sistemin kritik davranış durumunu gösterir. Çatallanma noktasına karşılık gelen yükleme koşulu normalde kritik yük olarak adlandırılır.

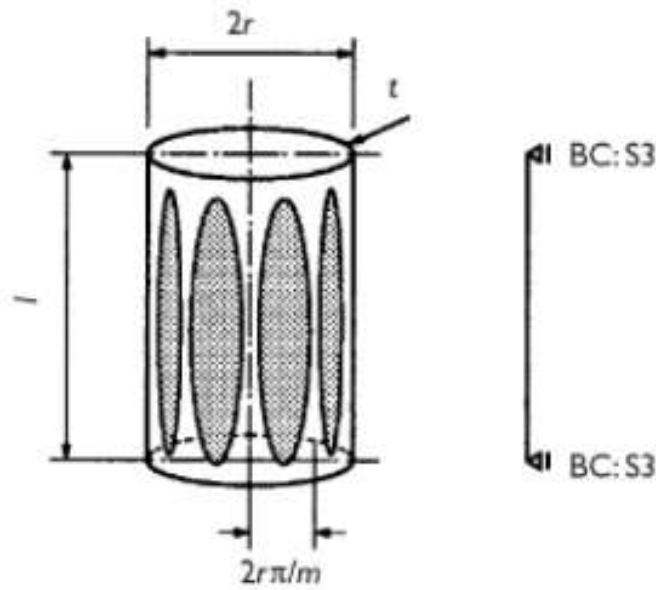
Dinamik ve titreşim kararsızlıkları

Dinamik etkilerden kaynaklanan kararsızlık ve titreşim kararsızlığı, sistemin hareketinin ve dengesinin dinamik olarak kararsız hale gelmesi anlamındaki dinamik kararsızlıklardır; dinamik kararsızlık, kararsız sistemin artan genlikte salınımlara sahip olacağı

anlamına gelir. Elastik sistemlerin dinamik kararsızlığı, uygulanan kuvvetler absorbe edilebilir olmadığında ortaya çıkabilir (Rahman, Jansen et al. 2011).

Dalga Sayısı

Bir lineer çatallanma analizinde kritik modu ve yükü bulmak için, yalnızca bir dizi çevresel burkulma dalga sayısının araştırılması yeterlidir. Kritik dalga sayısı, en düşük burkulma yükü faktörü ile ilişkilidir. Kritik yük, uygulanan yük çarpı bu burkulma yükü faktörüdür. Doğrusal olmayan bir eksenel simetrik ön burkulma yolunu izleyerek kritik çatallanma modunu ve yükü bulmak çok daha zordur. Analiz tamamlanmadan önce kritik çatallanma modu belirsizdir. Bu dalga sayısı yük seviyesine göre değiştiğinden, her yük seviyesindeki minimum özdeğere karşılık gelen dalga sayısını bulmak için bir dizi çevresel dalga sayısı test edilmelidir. Belirli bir yük seviyesindeki bu minimum özdeğerin bir olması durumunda çözüme ulaşılır. Bu yük seviyesi burkulma yükü seviyesidir ve minimum özdeğere karşılık gelen çevresel dalga sayısı kritik moddur (Teng 1999). Şekil 13'te Greiner (2004) çalışmasında yer alan düzgün dış basınç altındaki silindirik bir kabuğun burkulma deseni görülmektedir.



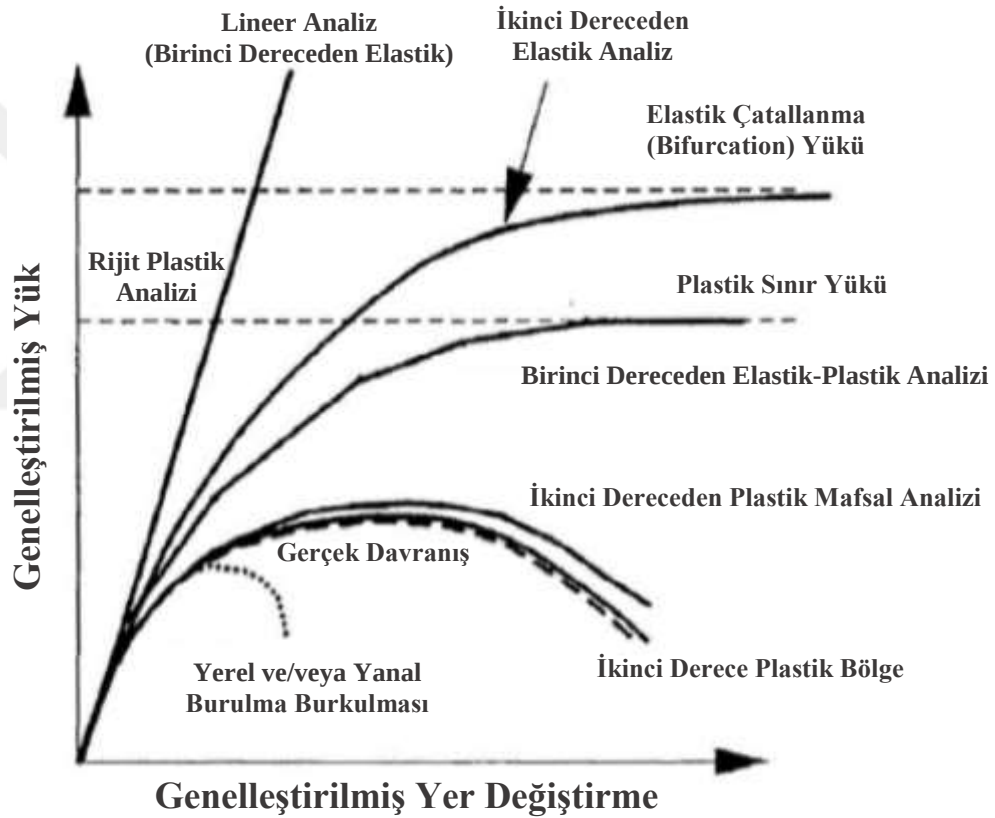
Şekil 13. Düzgün dış basınç altındaki silindirik kabuğun burkulma deseni (Greiner 2004)

Yapısal Analiz Türleri

Sonlu eleman yöntemi modellemesinde, statik veya dinamik analiz gibi birkaç tip analiz gerçekleştirilebilir. Bu çalışmada, yalnızca statik analiz ele alınacaktır. Bu perspektifte, statik bir doğrusal elastik analiz, sınırlı kapsam, kullanım ve uygulama ile en basit ve varsayılan durumdur. Doğrusal elastik analiz, başlangıçta sorunu bir özdeğerler ve özvektörler analizi yoluyla çözen diferansiyel denklem çözüm süreçlerine dayalı olarak çalışır. Küresel burkulma

olarak bilinen yapısal kararsızlık olasılığını değerlendirmek için alternatif çözüm yöntemlerinin kullanılması gerekir. Bu tür analizler aynı zamanda büyük ölçüde, gerçek yapısal tepkiyi daha fazla güvenilirlikle belirlemek için kullanılmaktadır. Örneğin incelenen yapının denge halinde olası çatallanma noktalarını veya modelin kritik kusurlarını belirlemek için kullanılır. Bununla birlikte, değerlendirilen yapılarda yerel veya yanal burkulma, artık gerilmeler ve hatta esnemeyi içeren olaylar ortaya çıktığında, diğer daha farklı analiz türleri gerekli hale gelir (Thorup 2016).

Yapısal davranışın genellikle doğrusal olmaması nedeniyle farklı seviyelerde yapısal analiz kullanılabilir. Bu analitik teknikler farklı derecelerde karmaşıklık gerektirir ve içerdiği büyük iş nedeniyle yalnızca bilgisayar programları ile simüle edilebilir. Yöntemler Şekil 14'te bir yapıya gelen yüke karşı elde edilen deplasman eğrileri temelinde özetlenmiştir.



Şekil 14. Analiz türleri (Vellasco, de Andrade et al. 2017)

Genellikle meydana gelebilecek doğrusal olmayan etkileri dikkate alan analizlerle yapının daha gerçekçi ve doğru bir değerlendirmesi yapılır. Tablo 1'de Eurocode'a göre kabuk elemanlar için analiz türleri verilmiştir.

Tablo 1. ENV 1993-1-6' ya göre Kabuk Eleman Analiz Türleri (Schmidt 2000; ECCS 2007)

Kısaltma	Analiz Türü	Kabuk Teorisi	Malzeme Davranışı	Kabuk Geometrisi
LA	Lineer Elastik Analiz	Lineer Elastik Kabuk Eğilme	Doğrusal	Kusursuz
LBA	Lineer Elastik Çatallanma Analizi	Lineer Elastik Kabuk Eğilme	Doğrusal	Kusursuz
GNA	Geometrik Olarak Lineer Olmayan Analiz	Doğrusal Olmayan	Doğrusal	Kusursuz
GMNA	Geometrik Ve Malzeme Olarak Lineer Olmayan Analiz	Doğrusal Olmayan	Doğrusal Olmayan	Kusursuz
GNIA	Kusurlu, Geometrik Olarak Lineer Olmayan Analiz	Doğrusal Olmayan	Doğrusal	Kusurlu
GMNIA	Kusurlu, Geometrik Ve Malzeme Olarak Lineer Olmayan Analiz	Doğrusal Olmayan	Doğrusal Olmayan	Kusurlu

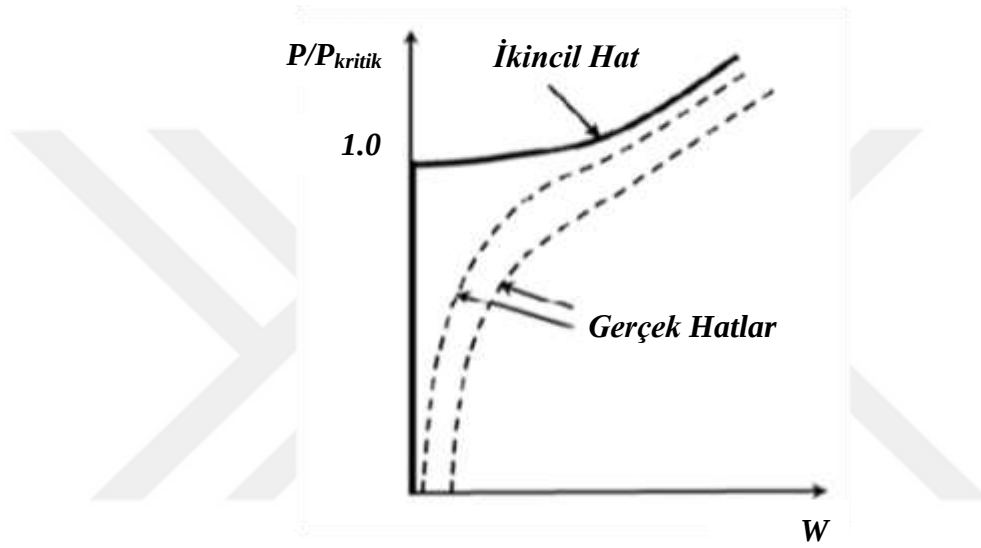
Lineer elastik kabuk analizi (Vellasco, de Andrade et al.) kabuğun orta yüzeyinin mükemmel geometrisi ile ilgili olarak küçük sapmalı lineer elastik kabuk eğilme teorisi temelinde ince duvarlı bir kabuk yapısının davranışını tahmin eden bir analizdir. Lineer elastik çatallanma analizi (LBA) ise kabuğun orta yüzeyinin mükemmel geometrisi ile ilgili olarak, küçük sehimli doğrusal elastik kabuk eğilme teorisi temelinde ince duvarlı bir kabuk yapısı için doğrusal çatallanma özdeğerini değerlendiren bir analiz türüdür. Unutulmamalıdır ki, bir özdeğerden bahsedildiğinde, bunun titreşim modları ile ilgili olmadığı belirtilmelidir. Malzeme olarak doğrusal olmayan analiz, malzemenin plastik deformasyona uğradığı analiz türüdür. Bu çalışmada incelenen durumlarda, yapısal çelik davranışlarını modellemek için, yapısal çelik malzemenin, von Mises kriteri ve bir izotropik sertleştirme özelliği dikkate alınmıştır. Geometrik olarak doğrusal olmayan analizde, yapı elastik olmasına rağmen, büyük sapmaların etkileri sonucunda geometrinin değişmesini içeren analiz türüdür. Geometrik ve malzeme olarak doğrusal olmayan analizde ise teorik olarak elastik istikrarsızlık nedeniyle başarısız olması gereken yapının, başlangıçtaki kusurlar nedeniyle elastik teoriye dayanan tahminlerden çok daha düşük bir yükte başarısız olması beklenen analiz türüdür (Ross 1998; ECCS 2007).

Burkulma Analizi

Burkulma analizi genel olarak öz burkulma analizi ve doğrusal olmayan burkulma analizi olarak sınıflandırılabilir.

Doğrusal (Öz) burkulma analizi

Doğrusal burkulma (özdeğer burkulması veya çatallanma burkulması olarak da adlandırılır) analizi, ideal bir elastik yapının teorik burkulma mukavemetini öngörür. İdeal bir plaka yapısı olması durumunda, eksenel yük arttıkça, yanal (modal) yer değiştirme, kritik burkulma yüküne ulaşılan kadar sıfır kalır. Eksenel yüke karşı yanal deplasman çizilirse, ortaya çıkan eğri Şekil 15'te gösterildiği gibi $P = P_{cr}$ 'ye kadar yük eksenini boyunca uzanacaktır. Buna anahat denir. Kritik burkulma yükünde, bu hat, Şekil 15'te gösterildiği gibi ikiye ayrılır. İkincil hat, levhanın, pozitif burkulma sonrası davranışı nedeniyle elastik kritik yükten daha yüksek yükleri taşıma yeteneğini yansıtır.



Şekil 15. Doğrusal (Özdeğer) burkulma eğrisi (Raviprakash, Prabu et al. 2012)

Bu nedenle, bir levhanın elastik burkulması göçtüğü anlamına gelmez. Bu analiz, birincil yük sapma yolunun ikincil bir yük sapma yolu ile çatallandığı noktanın hesaplanmasını içerir. Bu çalışmada da mükemmel ince levhanın burkulma mukavemetini öz burkulma analizi ile belirlemek için ANSYS sonlu elemanlar yazılım paketi kullanılmıştır. Öz burkulma analizinde kusurlar ve doğrusal olmayanlıklar dahil edilemez. Alt alan yineleme şeması, yük faktörünü veya öz burkulma değerini çıkarmak için kullanılabilir. Öz burkulma analizinin temel formu şu şekilde verilmektedir:

$$[K]\{\phi_i\} = \lambda_i[S]\{\phi_i\} \quad (16)$$

burada $[K]$ = Yapısal rijitlik matrisi, ϕ_i = Öz vektör, λ_i = Öz değeri ve $[S]$ = Gerilme Rijitlik matrisidir.

Bununla birlikte, kusurlar ve doğrusal olmayan durumlar, gerçek yapılarının çoğunun teorik elastik burkulma mukavemetine ulaşmasını engeller. Bu nedenle, doğrusal burkulma analizi genellikle hızlı ancak güvenilir olmayan sonuçlar verir. Kararsızlığı tahmin etmek için

daha doğru bir yaklaşım olan doğrusal olmayan burkulma analizi yapmak gerekir. (Raviprakash, Prabu et al. 2012)

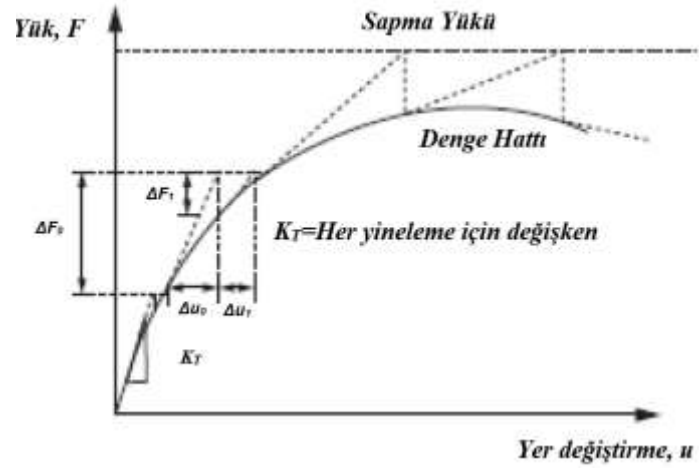
Doğrusal olmayan (veya çökme) burkulma analizi

Doğrusal olmayan statik burkulma analizi, ince kabuk yapılarının nihai mukavemet / çökme mukavemetini belirlemek için kullanılır. Bu daha doğru bir yaklaşımdır ve bu sonlu eleman analizi kusurlu gerçek yapıları analiz etme kapasitesine sahiptir. Bu yaklaşım, gerçek yapıların tasarımı veya değerlendirilmesi için tavsiye edilen bir yöntemdir. Bu teknik, yapının kararsız hale geldiği yük seviyesini aramak için kademeli olarak artan yüklerle doğrusal olmayan bir yapısal analiz kullanır. Bu doğrusal olmayan tekniği kullanarak, başlangıçtaki kusurlar, plastik davranış vb. gibi özellikler modele dahil edilebilir. Bu analizde, ince kabuk yapıları büyük deformasyonlara maruz kaldığı için hem geometrik hem de malzeme doğrusal olmama durumlarından yararlanır (Raviprakash, Prabu et al. 2012).

Bu çalışmada da ilk deplasman (kusurlar) matrisi hesaba katılarak ve artımlı olarak yükleme uygulandı. Yapının maksimum yük taşıma kapasitesini doğru bulmak için doğrusal olmayan analiz yaklaşımı takip edilmiştir. Yapının kritik yüküne yakın doğrusal olmayan analizde denklem sistemini çözmek için Newton-Raphson yöntemi kullanılmıştır.

Newton-Raphson yöntemi

Newton – Raphson yöntemi, elemanlar üzerindeki kuvvetler ve momentler sonucu yapıdaki yer değiştirmelerini belirlemek için kullanılır. Küçük yer değiştirmelerle ilgili problemler için, dönüşümden sonra yapıdaki kuvvetler ve momentler, uygulanan kuvvetleri dengeleyecek, böylece denge koşulları sağlanabilecektir (Guggenberger 1995). Bununla birlikte, yapı doğrusal olmayan bir şekilde davrandığında, deplasmanlardan hesaplanan kuvvetler ve momentler, uygulanan yükleri dengeleyemeyecektir. Yapının yer değiştirmelerini yeniden değerlendirme ihtiyacının nedeni budur. Daha sonra eleman düğüm noktalarındaki yer değiştirme artışı, yerel eleman eksenini dönüştürülürken, serbestlik derecesine karşılık gelen yer değiştirmenin çıkarılmasıyla hesaplanır. Şekil 16’da Newton-Raphson yönteminin özetlenmiş halini görebiliriz.



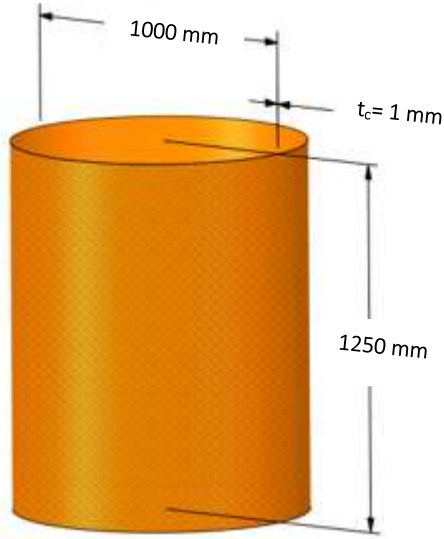
Şekil 16. Newton- Raphson yöntemi (Madutujuh 2015)

MATERYAL VE METOD

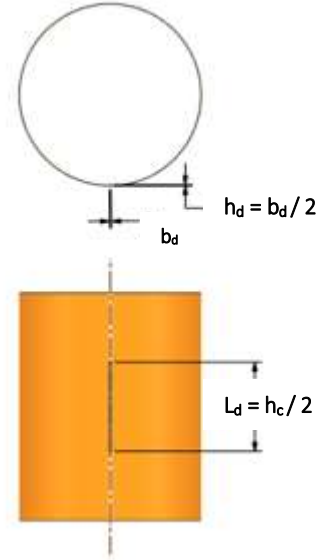
Sonlu Elemanlar Modeli

Model Geometrileri

Model geometrileri Korucuk, Maali et al.(2019) çalışmasından alınmıştır. Göçük sayıları 2, 4 ve 6 olan, farklı derinliklere (t ve $2t$) sahip modeller iki grupta incelenmiştir. İlk grup CFRP'siz grup olarak ve ikinci grup "CFRP"li grup olarak belirlenmiştir. Her iki grupta (CFRP'li ve CFRP'siz) mükemmel (kusursuz) modeller içermektedir (Korucuk, Maali et al. 2019).



Şekil 17. İnce cidarlı silindirik tankın geometrisi



Şekil 18. Göçük geometrisi

Model geometrilerinin ayrıntıları Tablo 2, Şekil 17 ve Şekil 18'de sunulmuştur (L_d = göçük uzunluğu, h_d =göçük derinliği ve b_d = göçük genişliği). CFRP bantlar $3b_d \times (L_d + 2b_d)$ formülüyle hesaplanmıştır. $3b_d$, CFRP bantlarının genişliğini ve $L_d + 2b_d$, CFRP'nin uzunluğunu göstermektedir.

Tablo 2. Başlangıç Geometrilere

Grup	Modeller	Göçük Uzunluğu (L_d)	Göçük Derinliği (Niloufari, Showkati et al.)	Göçük Genişiği (Dizaji, Kiliç et al.)	CFRP	Göçük Sayısı
CFRP'siz	M1 (t_c-2t_c-d2)	$h_c/2$	t_c	$2t_c$	-	2
	M2 ($2t_c-4t_c-d2$)	$h_c/2$	$2t_c$	$4t_c$	-	2
	M3 (t_c-2t_c-d4)	$h_c/2$	t_c	$2t_c$	-	4
	M4 ($2t_c-4t_c-d4$)	$h_c/2$	$2t_c$	$4t_c$	-	4
	M5 (t_c-2t_c-d6)	$h_c/2$	t_c	$2t_c$	-	6
	M6 ($2t_c-4t_c-d6$)	$h_c/2$	$2t_c$	$4t_c$	-	6
	M7 (Kusursuz Model)	-	-	-	-	-
CFRP'li	M8 (t_c-2t_c-d2)	$h_c/2$	t_c	$2t_c$	$3b_d \times (l_d + 2b_d)$	2
	M9 ($2t_c-4t_c-d2$)	$h_c/2$	$2t_c$	$4t_c$	$3b_d \times (l_d + 2b_d)$	2
	M10 (t_c-2t_c-d4)	$h_c/2$	t_c	$2t_c$	$3b_d \times (l_d + 2b_d)$	4
	M11 ($2t_c-4t_c-d4$)	$h_c/2$	$2t_c$	$4t_c$	$3b_d \times (l_d + 2b_d)$	4
	M12 (t_c-2t_c-d6)	$h_c/2$	t_c	$2t_c$	$3b_d \times (l_d + 2b_d)$	6
	M13 ($2t_c-4t_c-d6$)	$h_c/2$	$2t_c$	$4t_c$	$3b_d \times (l_d + 2b_d)$	6
	M14 Kusursuz Model	-	-	-	Tüm yüzeyler	-

Silindirik Kabuğun Yüksekliği = $h_c = 1250 \text{ mm}$, Göçük uzunluğu = $L_d = h_c/2 = 625 \text{ mm}$,
 Silindirik kabuğun kalınlığı = $t_c = 1 \text{ mm}$, Yarıçap = $R = 500 \text{ mm}$

Malzeme özellikleri

Sunulan modellerde, çelik malzeme elastik bölgede izotropik doğrusal elastik malzeme olarak tanımlanmıştır. Young modülü 210 GPa ve poisson oranı ise 0,29 olarak Korucuk, Maali et al.(2019) çalışmasından alınmıştır. ANSYS'e girilen malzeme verileri Tablo 3 ve Şekil 19'da verilmiştir. CFRP malzeme özellikleri için ANSYS malzeme kütüphanesi kullanılmıştır.

Tablo 3. İnce Cidarlı Silindirik Tank Malzeme Özellikleri

Malzeme	Akma Dayanımı (kPa)	Elastisite Modülü (Gpa)	Poisson Oranı
Silindir Levha	198.8	210	0.29

The image shows two screenshots of the ANSYS material properties dialog boxes. The top dialog is for 'Carbon Fiber' and the bottom is for 'Resin Epoxy'. Both dialogs have a table with columns A (Property), B (Value), C (Unit), D, and E. The 'Carbon Fiber' dialog shows properties like Density, Orthotropic Elasticity, Young's Modulus X, Y, and Z directions, Poisson's Ratio XY, YZ, XZ, Shear Modulus XY, YZ, XZ. The 'Resin Epoxy' dialog shows properties like Density, Isotropic Elasticity, Derive from, Young's Modulus, Poisson's Ratio, Bulk Modulus, Shear Modulus, and Tensile Yield Strength.

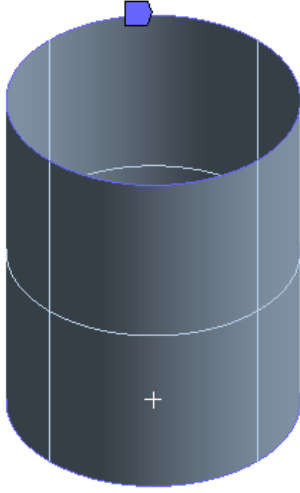
	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	1770	kg m ⁻³		
3	Orthotropic Elasticity				
4	Young's Modulus X direction	2,9E+05	MPa		
5	Young's Modulus Y direction	23000	MPa		
6	Young's Modulus Z direction	23000	MPa		
7	Poisson's Ratio XY	0,2			
8	Poisson's Ratio YZ	0,4			
9	Poisson's Ratio XZ	0,2			
10	Shear Modulus XY	9000	MPa		
11	Shear Modulus YZ	8214,3	MPa		
12	Shear Modulus XZ	9000	MPa		

	A	B	C	D	E
1	Property	Value	Unit		
2	Density	1160	kg m ⁻³		
3	Isotropic Elasticity				
4	Derive from	Young's Moduli...			
5	Young's Modulus	3030	MPa		
6	Poisson's Ratio	0,35			
7	Bulk Modulus	3,3667E+09	Pa		
8	Shear Modulus	1,1222E+09	Pa		
9	Tensile Yield Strength	55,2	MPa		

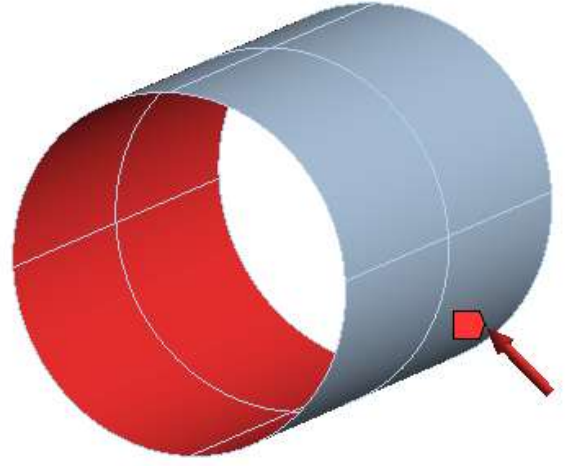
Şekil 19. ANSYS malzeme özellikleri

Sınır koşulları

Modellerin alt ve üst kenarları radyal yer değiştirmelere karşı sınırlandırılmış olup silindirik kabukların tüm yüzeylerine tek tip basınç uygulanmıştır. Şekil 20 ve Şekil 21'de sınır koşullarına ait görüntüler verilmiştir.



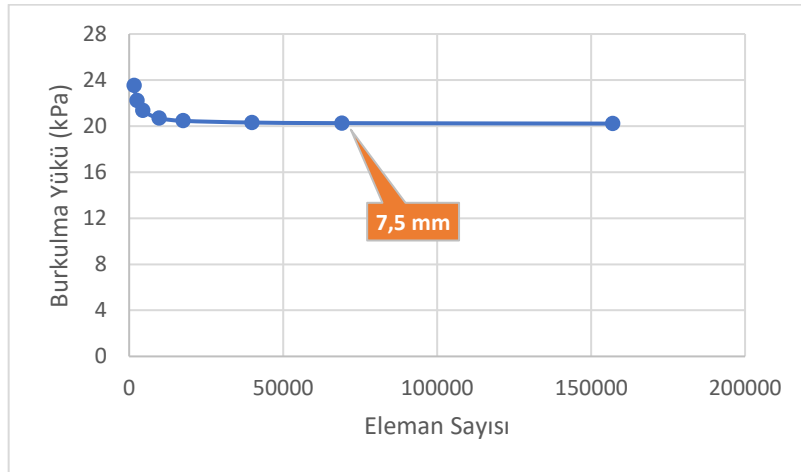
Şekil 20. Sınır koşulları



Şekil 21. Yüzeyle uygulanan basınç yükü

Ağ boyutları

Modeller için en uygun ağ boyutunu elde etmek için yakınsama analizleri yapılır. Çok küçük boyutlara sahip bir ağ, çok fazla hesaplama gücüne ihtiyaç duyar ve çok kaba bir ağda çok güvenilir olmayan sonuçlara yol açar. Analizin yüksek doğruluğunu sağlamak için ağ ve yakınsama düzeltme çalışmaları yapılmıştır. Mükemmel (kusursuz) model için yakınsama çalışmalarının sonuçları Şekil 22'de ve simülasyonlarda kullanılan ağ yapısı Şekil 23'te gösterilmektedir. Sonuçlara göre, silindirik kabukları analiz etmek için 7,5 mm'lik tekdüze boyuta sahip ağ elemanlarının kullanılmasına karar verilmiştir.



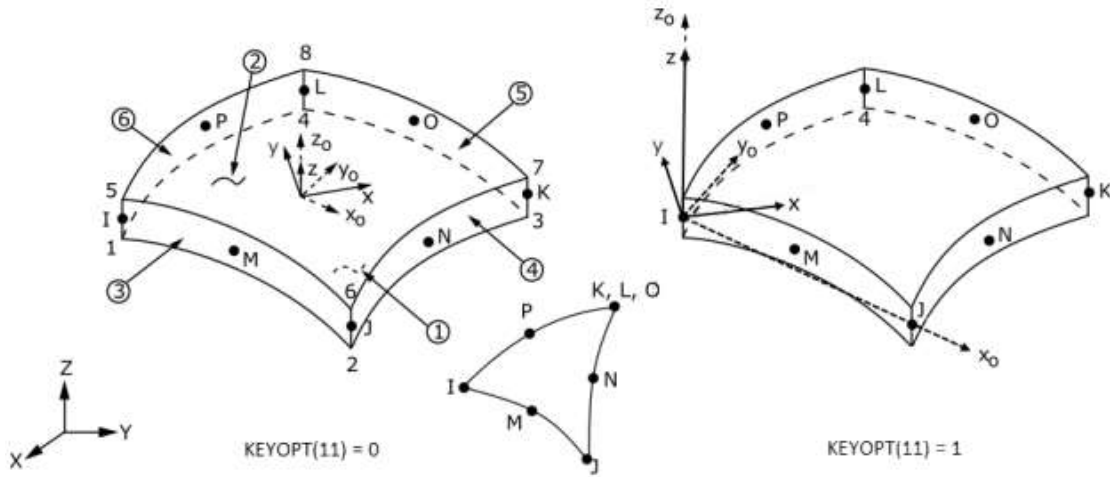
Şekil 22. Ağ boyutları yakınsama çalışmaları



Şekil 23. Mükemmel (kusursuz) model ağ görünümü (7,5 mm)

Eleman tipi

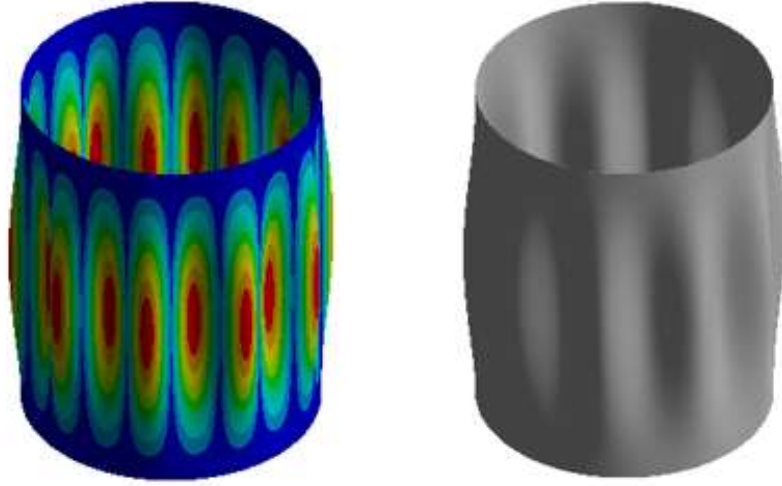
Modellemede kabuk eleman tipi olarak SHELL281 kullanılmıştır. SHELL281 ince ila orta kalınlıkta kabuk yapılarını analiz etmek için uygundur. Elemanın her düğümde altı serbestlik derecesine sahip sekiz düğümü vardır. SHELL281, doğrusal veya doğrusal olmayan uygulamalar için uygundur. SHELL281, kompozit kabukları veya sandviç yapıları modellemek için katmanlı uygulamalar için kullanılabilir (ANSYS, 2016).



Şekil 24. SHELL281 eleman geometrisi (ANSYS, 2016)

Başlangıç kusurları

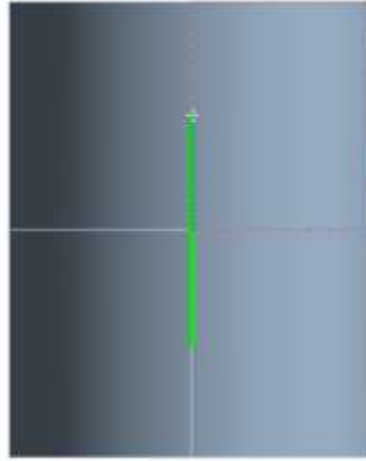
Doğrusal olmayan analiz modellerinde (GNA, GNIA), daha önce kusur araştırması yapılmadığı için ilk kusur boyutları, Taraghi (2020) çalışması referans alınarak ilk burkulma modu deformasyonlarının 10^{-3} 'ü olarak belirlendi (Taraghi 2020). İlk burkulma moduna ait kusurlar Şekil 24'te gösterilmektedir.



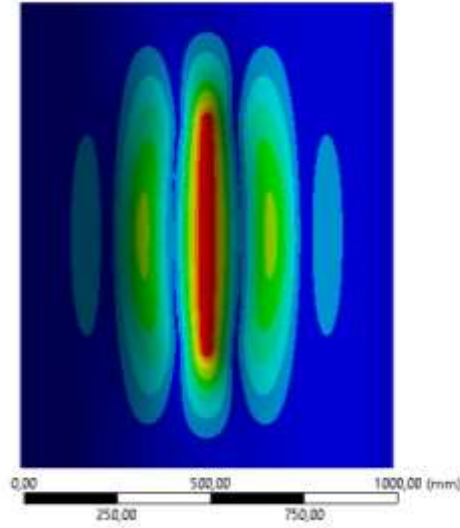
Şekil 25. İlk burkulma modu (ölçek faktörü x45)

Göçük oluşturma

Modellerin göçükleri oluşturulurken göçük bölgesi ve CFRP bantlarının bulunduğu bölgede 1 mm'lik meshleme yapıldı. Göçüğün uygulandığı geometri ANSYS'in geometri aktarma modülü kullanılarak bir sonraki analize aktarıldı. Göçük ve CFRP bant bölgesine ait görüntü Şekil 25 ve oluşturulan göçüğün simülasyondaki görüntüsü Şekil 26'da görülmektedir. Göçük geometrilerine ait görüntüler analiz sonuçları bölümünde detaylı bir şekilde sunulmuştur.



Şekil 26. Göçük ve CFRP bant bölgesi



Şekil 27. Göçük (t-2t-d2)

Stabilizasyon Enerjisi

Stabilizasyon enerjisi ANSYS'te, yakınsama sorunlarına yardımcı bir araçtır, ancak stabilizasyon enerjisi veya kuvvetleri çok büyükse doğruluğu da etkileyebilir. ANSYS, stabilizasyon kuvveti normlarını otomatik olarak raporlayıp iç kuvvet normlarıyla karşılaştırırsa da, aşırı olup olmadıklarını belirlemek için stabilizasyon enerjisini ve kuvvetlerini kontrol etmek yine de çok önemlidir. Stabilizasyon enerjisi potansiyel enerjiden çok daha düşükse (örneğin, yüzde 1,0 tolerans dahilinde), sonuç kabul edilebilir olmalıdır (ANSYS 2016). Yapılan çalışmada çıktı kontrolleri yapılmış stabilizasyon enerjisi potansiyel enerjinin %1'inden az olduğu görülmüştür.

Teorik Formülasyonlar

Bu çalışmadaki sayısal analizler Korucuk, Maali et al.(2019) çalışmasında verilen teorik formülasyonlar ve bunlara ek olarak NASA SP-8007 raporunda verilen azaltma faktörüyle karşılaştırılmıştır (Seide, Weingarten et al. 1965; Maali, Kılıç et al. 2019).

$$\text{Jawad Theory (Jawad 2012)} \quad : \quad P_j = \frac{0,92E \left(\frac{t}{R}\right)^{2,5}}{h_c / R} \quad (17)$$

$$\text{Ross Theory (Ross 2007)} \quad : \quad P_r = \frac{2,6E \left(\frac{t}{2R}\right)^{2,5}}{\frac{h_c}{2R} - 0,45 \left(\frac{t}{2R}\right)^{0,5}} \quad (18)$$

$$\text{BSI (Ventsel and Krauthammer 2001)} \quad : \quad P_{mc} = \frac{E \varepsilon t}{R} \quad (19)$$

$$\text{ECCS (ECCS 2007)} \quad : \quad P_{ECCS} = E \frac{t}{R} \beta_{min} \quad (20)$$

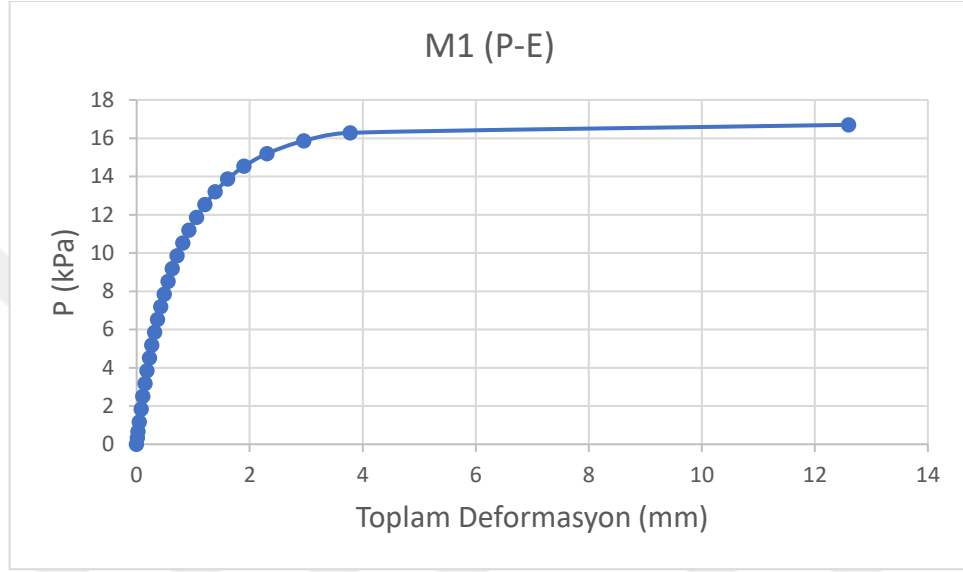
$$\text{NASA SP-8007 (Peterson, Seide et al. 1968)} \quad : \quad P_{cr} = 0,9 P_{LBA} \quad (21)$$



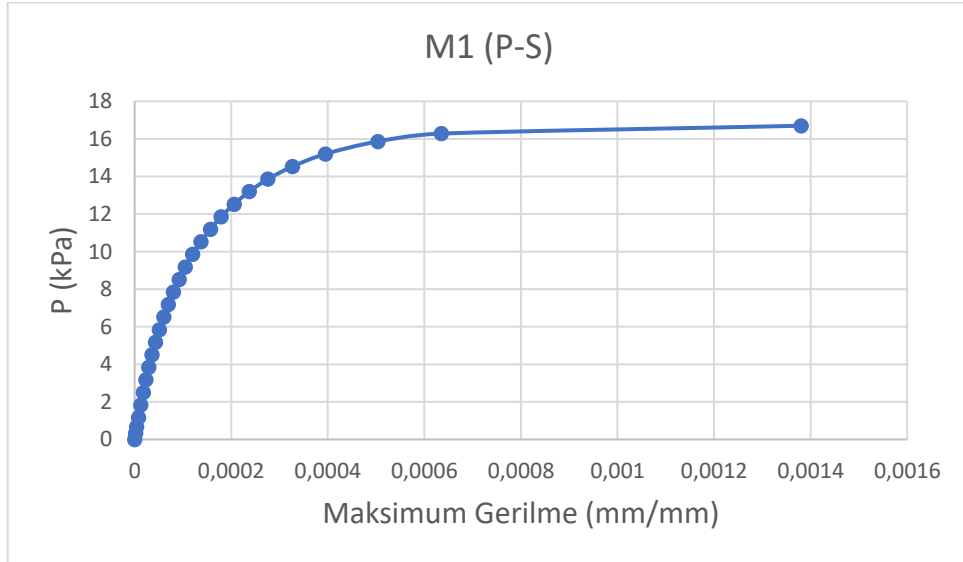
ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

Başlangıç Burkulma Yükleri, Yer değıştirme ve Gerilme Grafikleri

M1 modeli



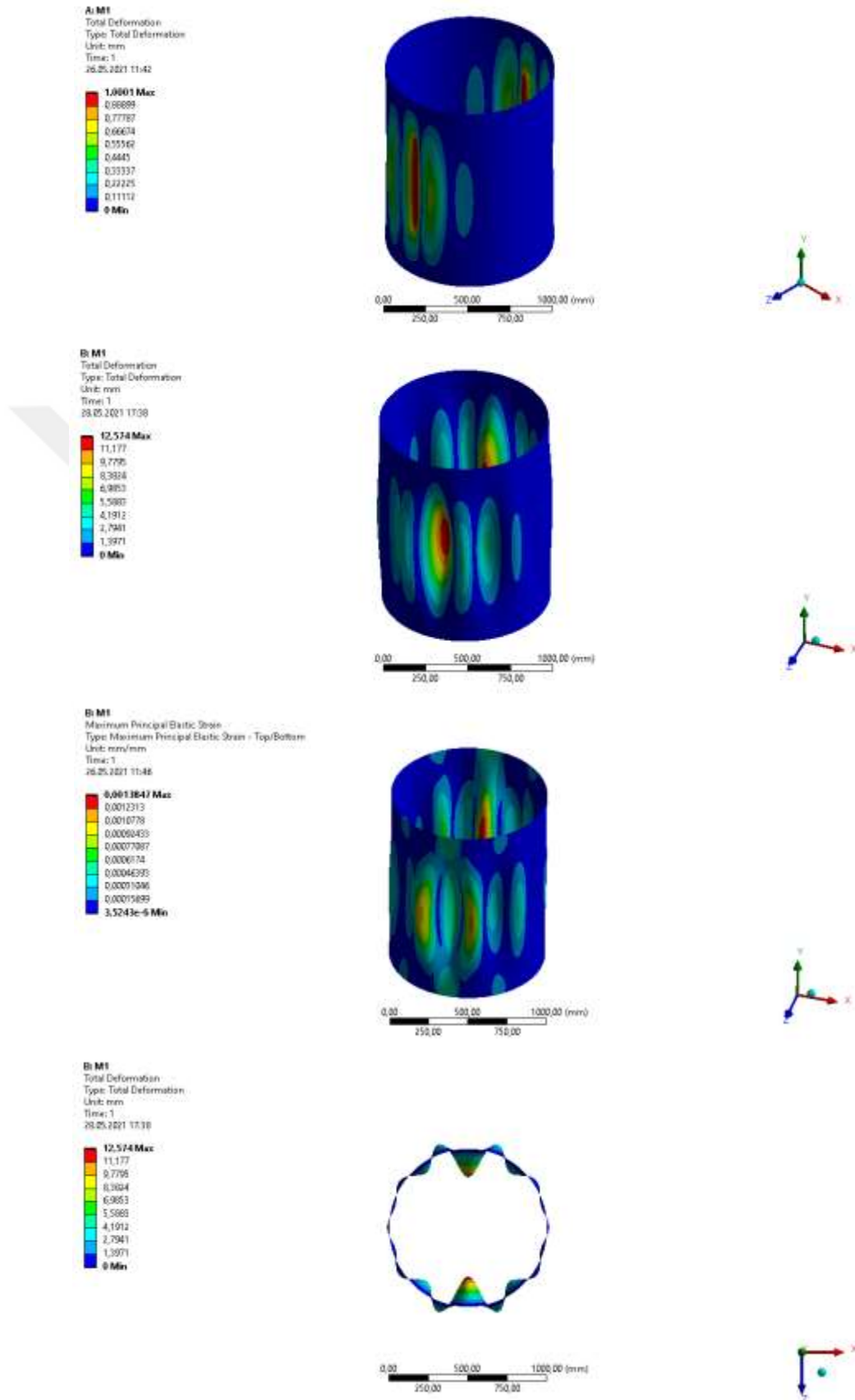
Şekil 28. M1 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiğı



Şekil 29. M1 modeli Basınç-Gerilme grafiğı

Şekil 27 ve Şekil 28’de M1 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M1 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 16,28 kPa olarak elde edilmiştir. Başlangıç burkulma yükünün

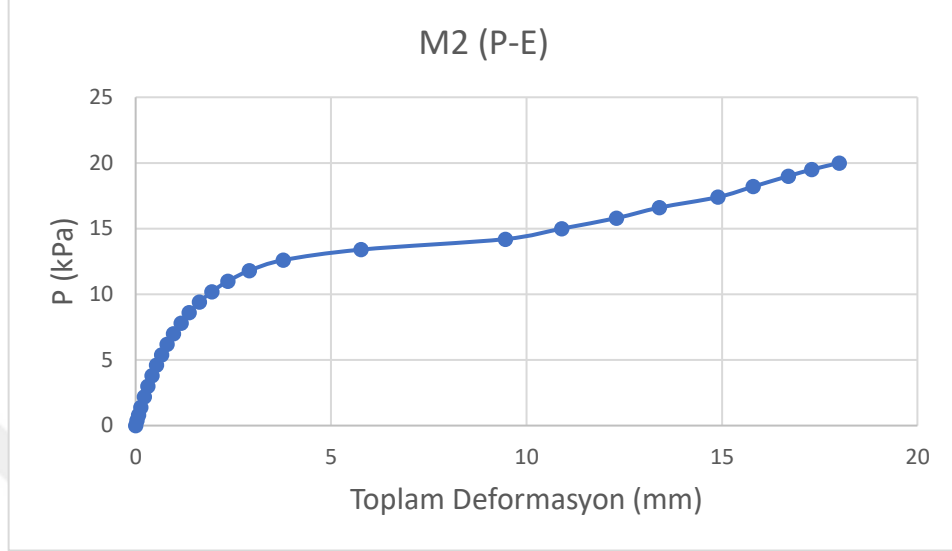
kusursuz modele (M7)'e göre %13,86 azaldığı görülmüştür. Dalga sayısı ise 6 olarak elde edilmiştir.



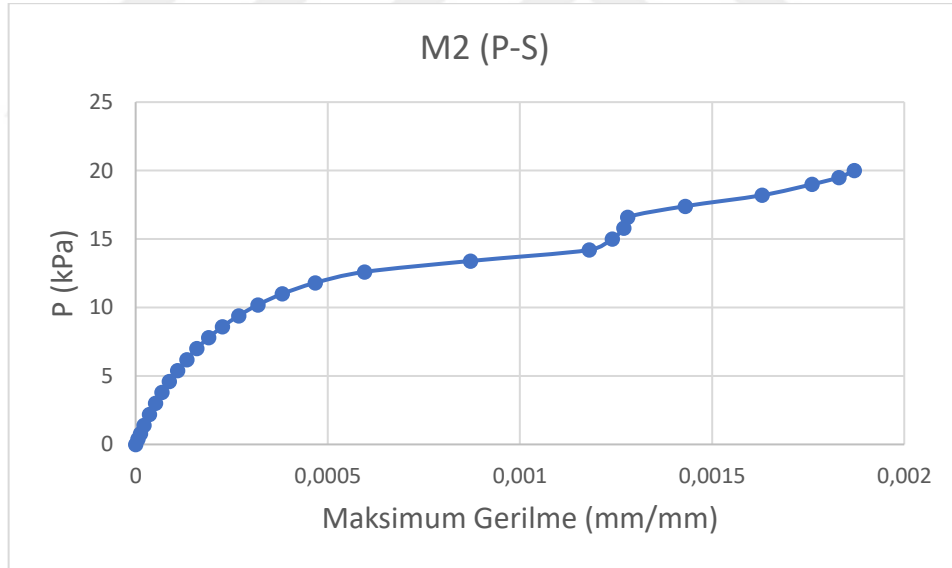
Şekil 30. M1 modeli analiz görüntüleri

Şekil 29’da M1 modeline ait sırasıyla göçük, toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli ve sayısına ait görüntüler yer almaktadır.

M2 modeli

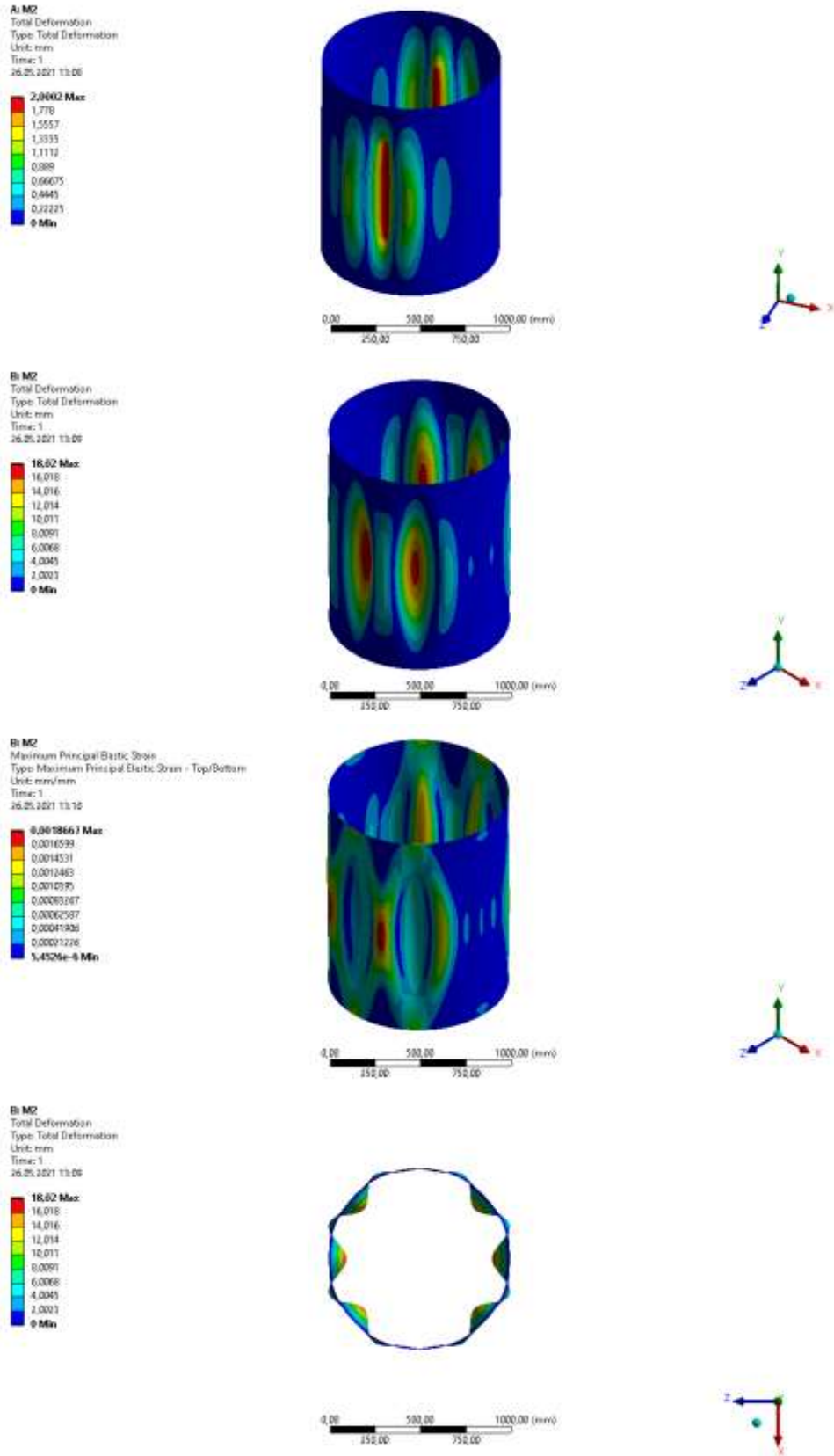


Şekil 31. M2 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 32. M2 modeli Basınç-Gerilme grafiği

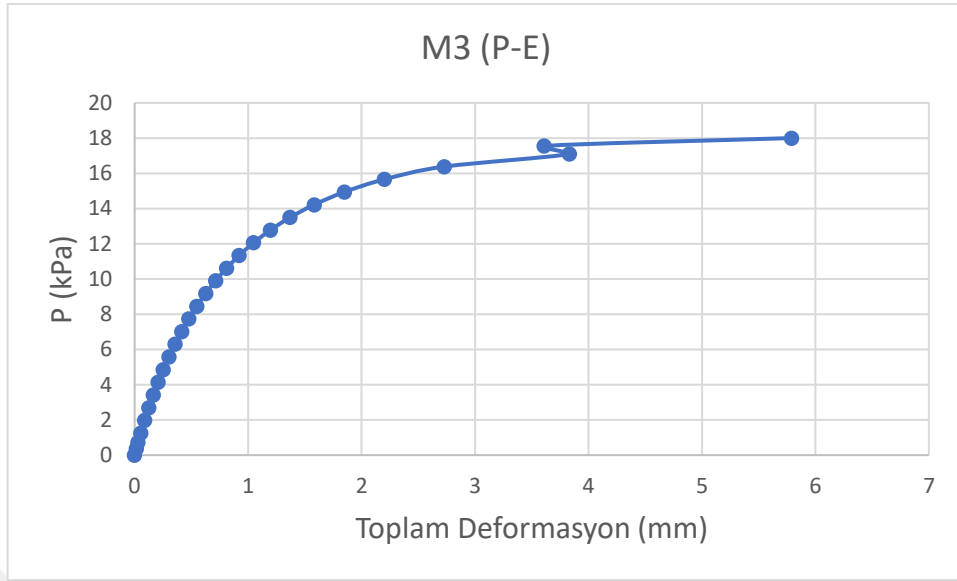
Şekil 30 ve Şekil 31’de M2 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M2 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 13,4 kPa olarak elde edilmiştir. Başlangıç burkulma yükünün kusursuz modele (M7)’e göre %29,1 azaldığı görülmüştür. Dalga sayısı ise 6 olarak elde edilmiştir.



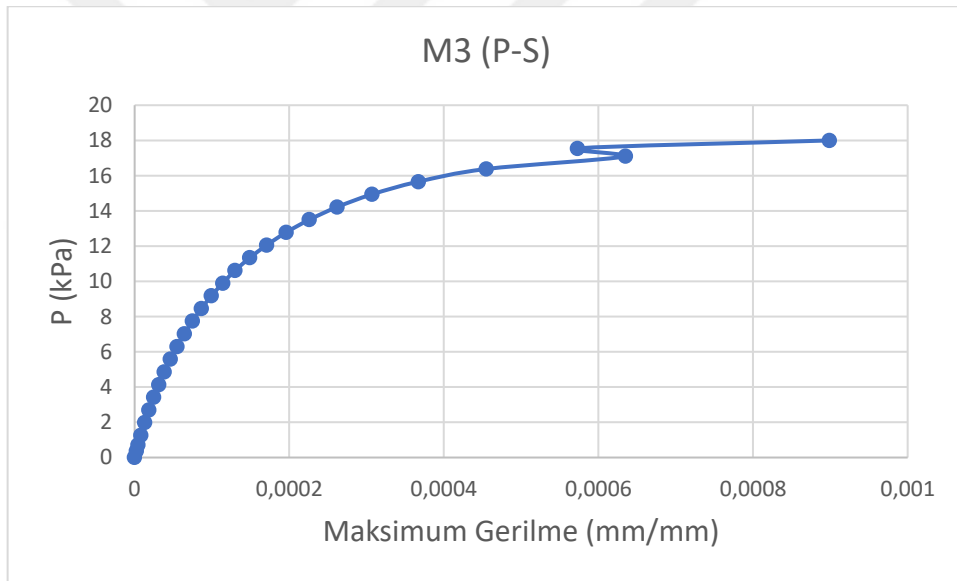
Şekil 33. M2 modeli analiz görüntüleri

Şekil 32’de M2 modeline ait sırasıyla göçük, toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli ve sayısına ait görüntüler yer almaktadır.

M3 modeli

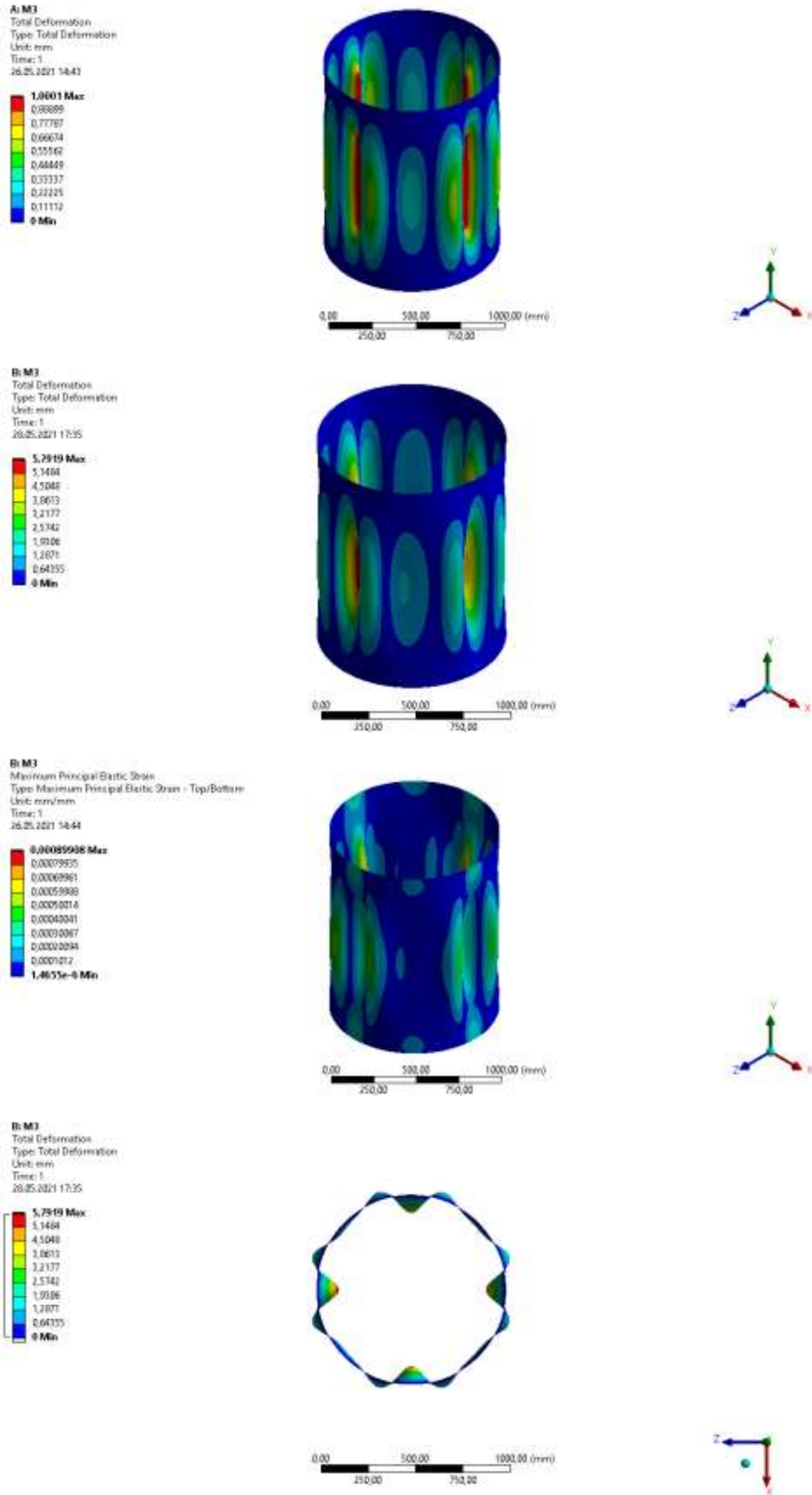


Şekil 34. M3 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 35. M3 modeli Basınç-Gerilme grafiği

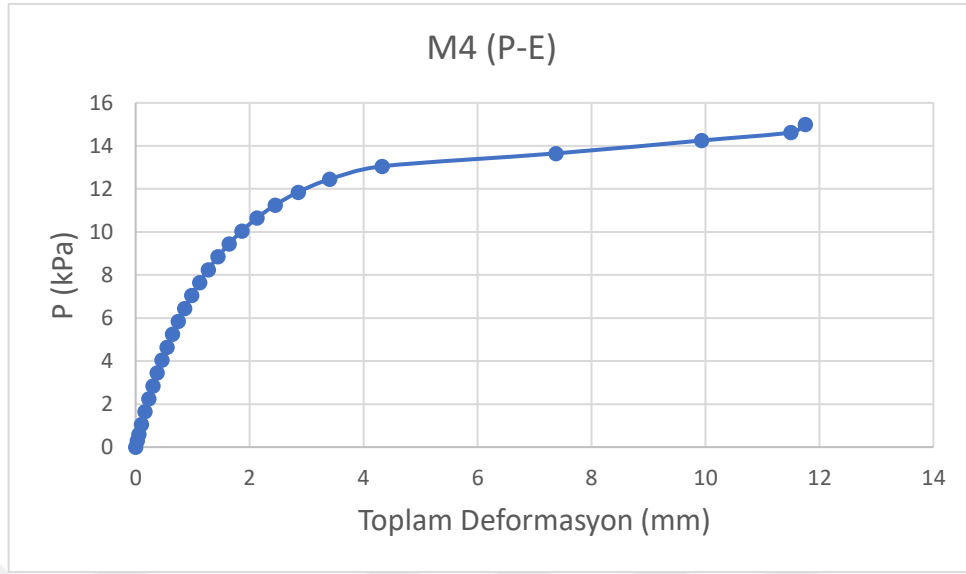
Şekil 33 ve Şekil 34'te M3 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M3 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 14,08 kPa olarak elde edilmiştir. Başlangıç burkulma yükünün kusursuz modele (M7)'e göre %25,5 azaldığı görülmüştür. Dalga sayısı ise 8 olarak elde edilmiştir.



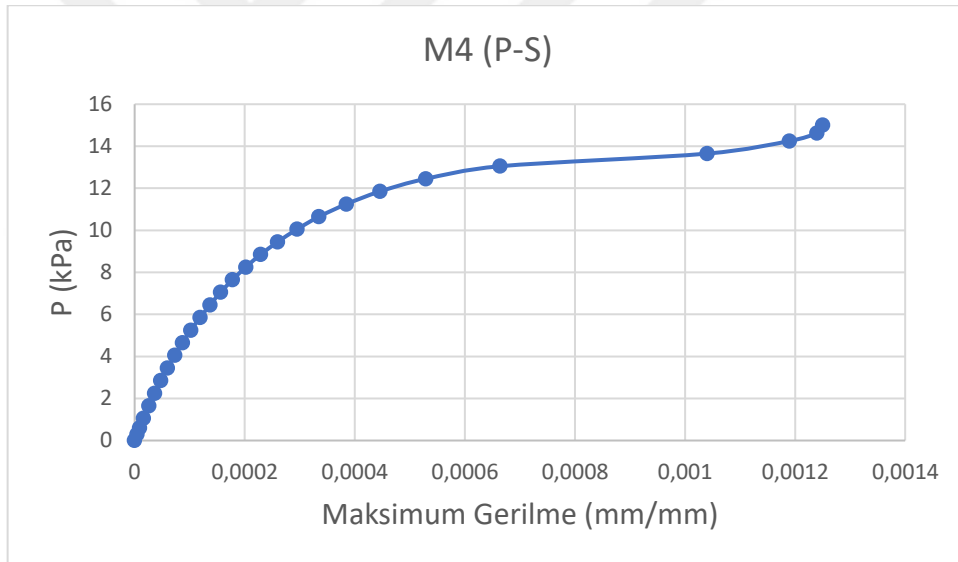
Şekil 36. M3 modeli analiz görüntüleri

Şekil 35’te M3 modeline ait sırasıyla göçük, toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli ve sayısına ait görüntüler yer almaktadır.

M4 modeli



Şekil 37. M4 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği

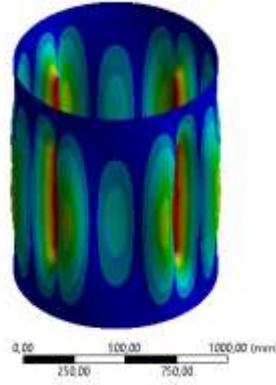


Şekil 38. M4 modeli Basınç-Gerilme grafiği

Şekil 36 ve Şekil 37’de M4 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M4 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 13,05 kPa olarak elde edilmiştir. Başlangıç burkulma yükünün kusursuz modele (M7)’e göre %30,95 azaldığı görülmüştür. Dalga sayısı ise 8 olarak elde edilmiştir.

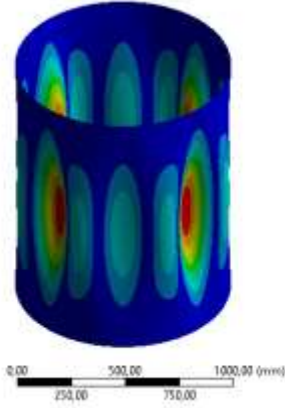
A: Static Structural
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
24.05.2021 14:56

2,0002 Max
1,779
1,5557
1,3335
1,1112
0,989
0,66675
0,4445
0,22225
0 Min



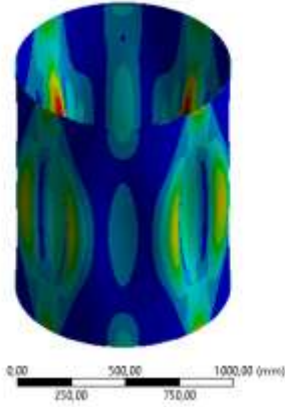
B: M4
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
28.05.2021 17:12

13,345 Max
11,862
10,379
8,8964
7,4136
5,9309
4,4482
2,9653
1,4827
0 Min



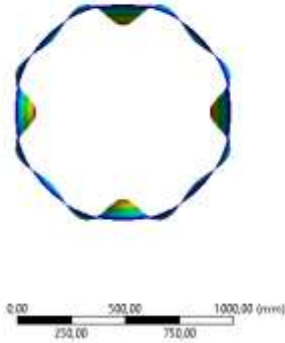
B: M4
Maximum Principal Elastic Strain
Type: Maximum Principal Elastic Strain - Top/Bottom
Unit: mm/mm
Time: 1
28.05.2021 17:12

0,0912848 Max
0,0015431
0,0010015
0,0005076
0,00071807
0,00057698
0,00043469
0,00029
0,00015131
9,6186e-6 Min



B: M4
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
28.05.2021 17:12

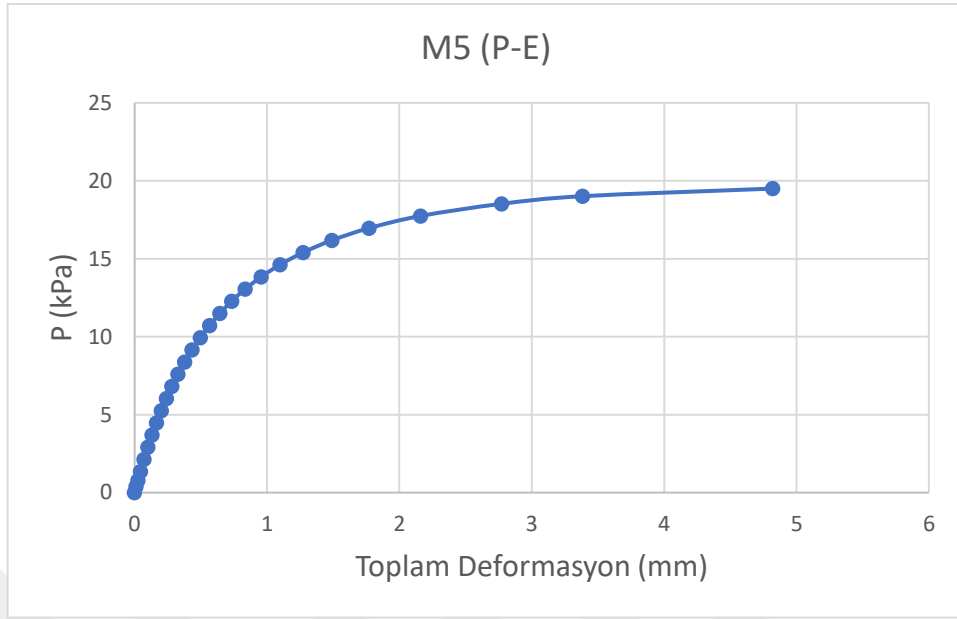
13,345 Max
11,862
10,379
8,8964
7,4136
5,9309
4,4482
2,9653
1,4827
0 Min



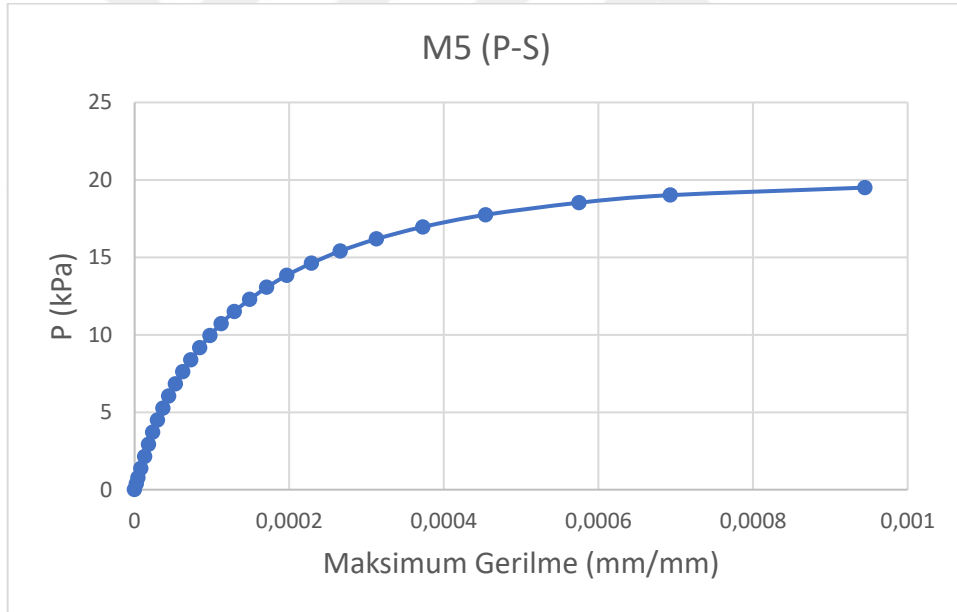
Şekil 39. M4 modeli analiz görüntüleri

Şekil 38’de M4 modeline ait sırasıyla göçük, toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli ve sayısına ait görüntüler yer almaktadır.

M5 modeli



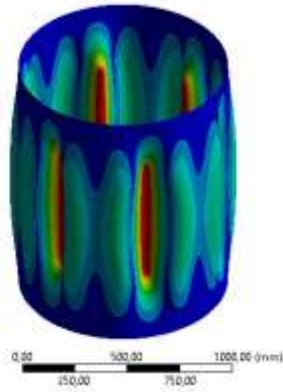
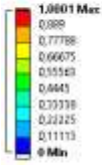
Şekil 40. M5 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



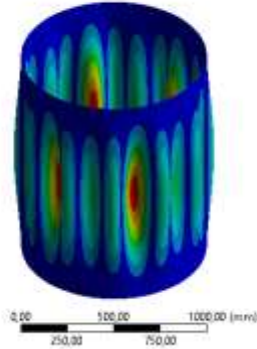
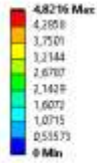
Şekil 41. M5 modeli Basınç-Gerilme grafiği

Şekil 39 ve Şekil 40’de M5 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M5 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 19,01 kPa olarak elde edilmiştir. Başlangıç burkulma yükünün kusursuz modele (M7)’e göre %0,58 arttığı görülmüştür. Dalga sayısı ise 6 olarak elde edilmiştir.

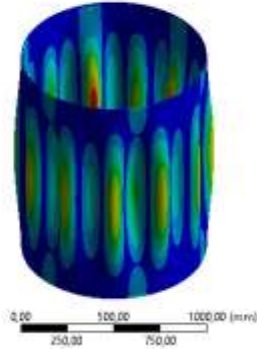
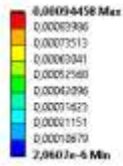
A: M5
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
31.05.2021 12:45



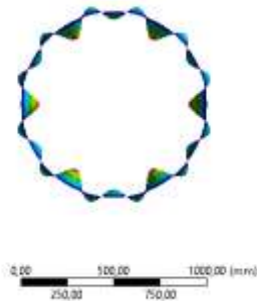
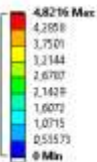
B: M5
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
31.05.2021 12:48



B: M5
Maximum Principal Elastic Stress
Type: Maximum Principal Elastic Stress - Top/Bottom
Unit: mm/mm
Time: 1
31.05.2021 12:48



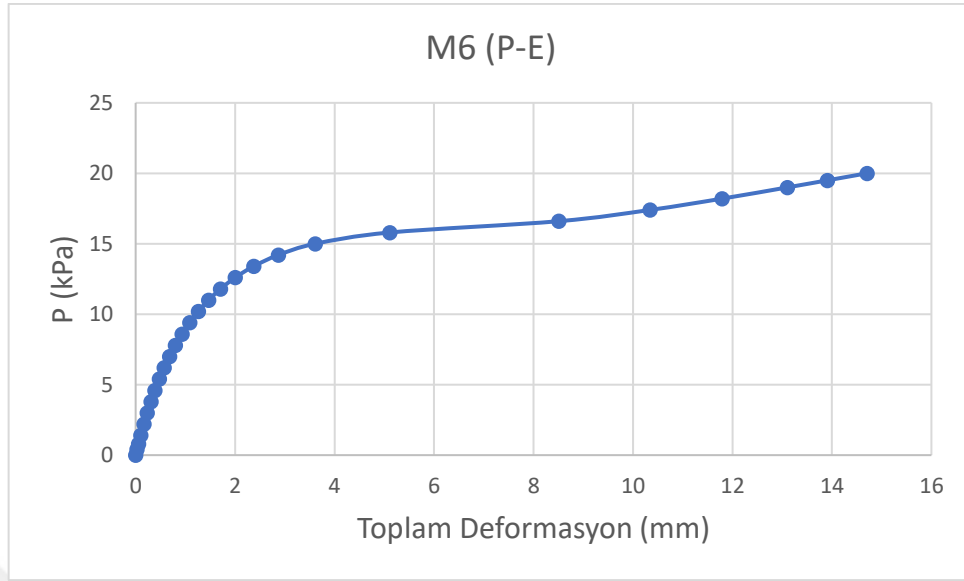
B: M5
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
31.05.2021 12:48



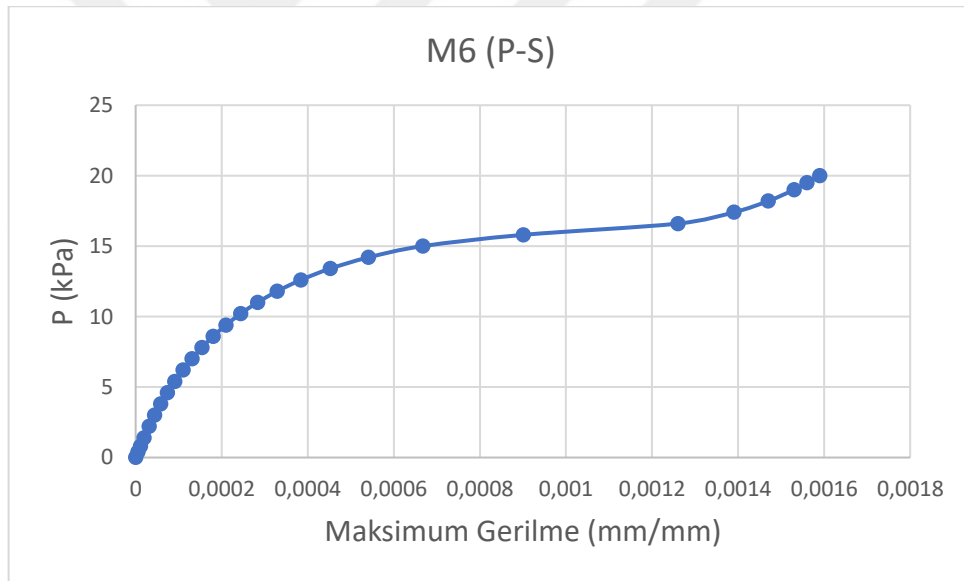
Şekil 42. M5 modeli analiz görüntüleri

Şekil 41’de M5 modeline ait sırasıyla göçük, toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli ve sayısına ait görüntüler yer almaktadır.

M6 modeli

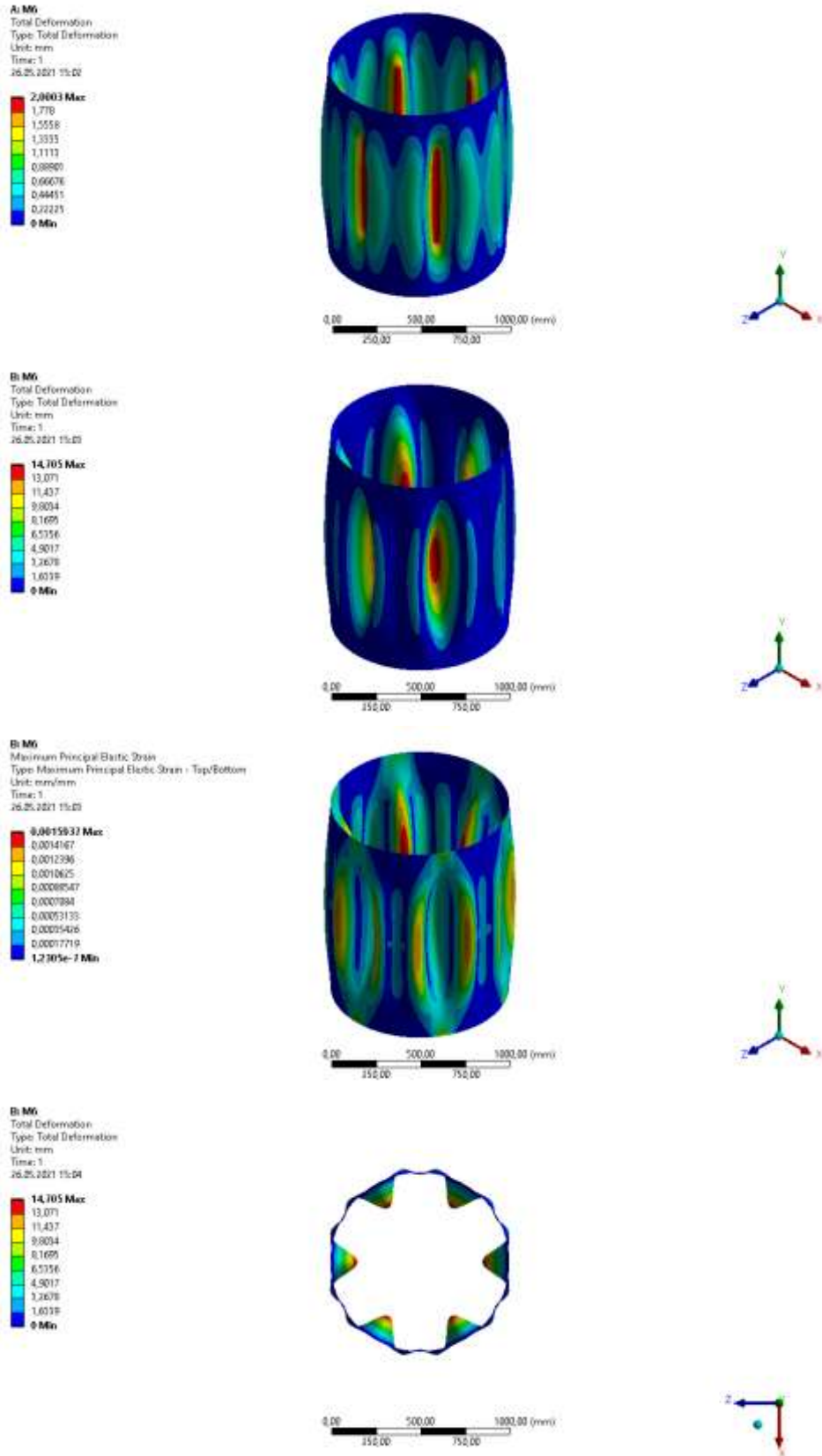


Şekil 43. M6 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 44. M6 modeli Basınç-Gerilme grafiği

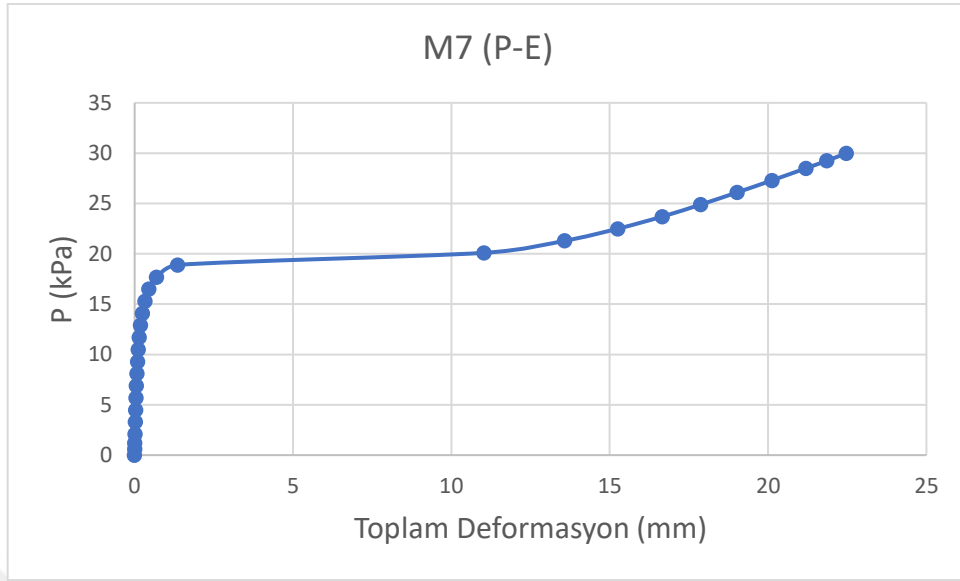
Şekil 42 ve Şekil 43’de M6 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M6 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 15,8 kPa olarak elde edilmiştir. Başlangıç burkulma yükünün kusursuz modele (M7)’e göre %16,8 azaldığı görülmüştür. Dalga sayısı ise 6 olarak elde edilmiştir.



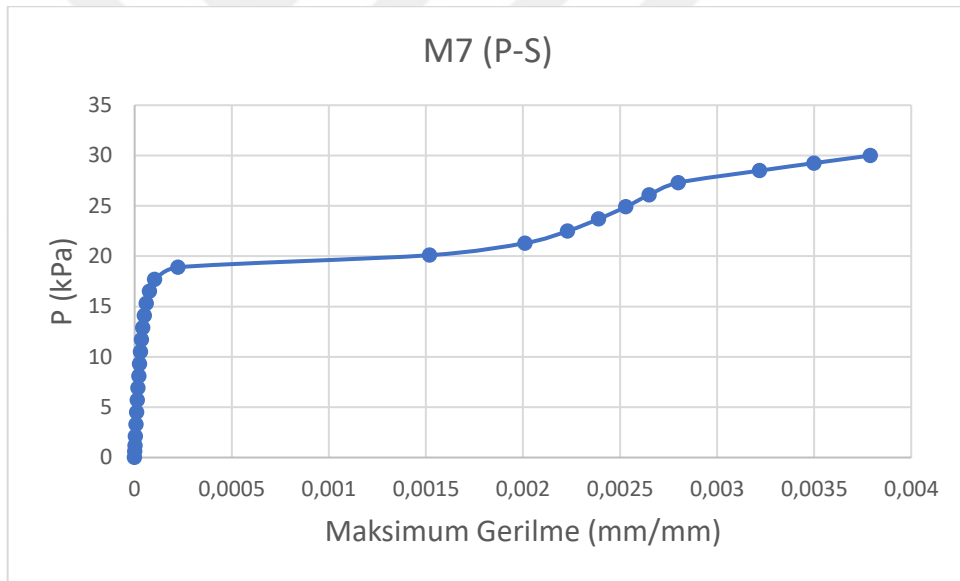
Şekil 45. M6 modeli analiz görüntüleri

Şekil 44’de M6 modeline ait sırasıyla göçük, toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli ve sayısına ait görüntüler yer almaktadır.

M7 modeli

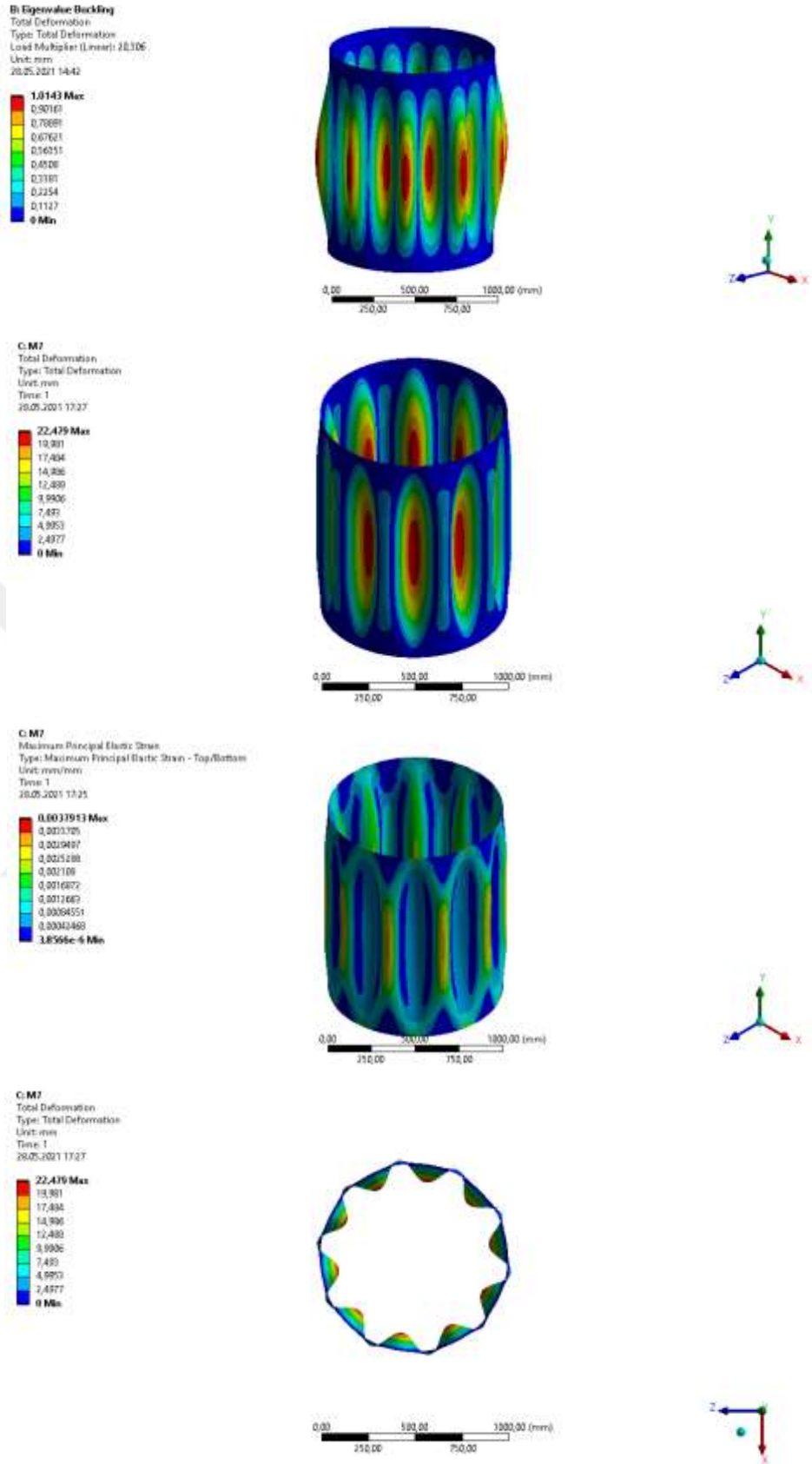


Şekil 46. M7 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 47. M7 modeli Basınç-Gerilme grafiği

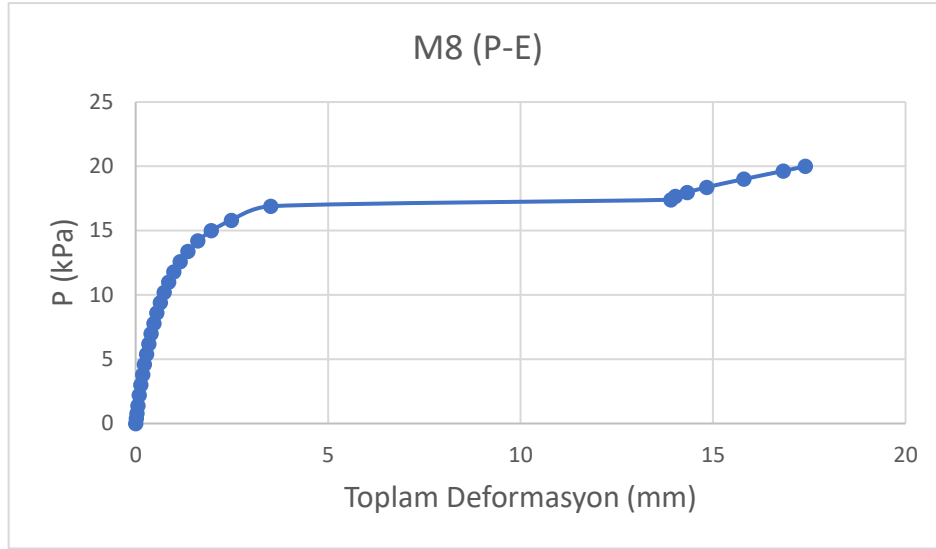
Şekil 45 ve Şekil 46'da M7 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M7 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 18,9 kPa olarak elde edilmiştir. Dalga sayısı ise 10 olarak elde edilmiştir.



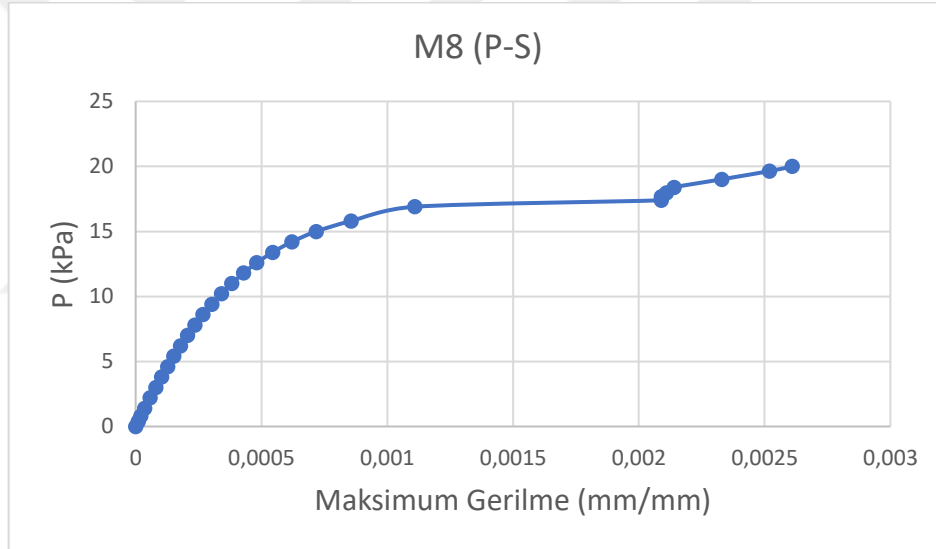
Şekil 48. M7 modeli analiz görüntüleri

Şekil 47’de M7 modeline ait sırasıyla göçük, toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli ve sayısına ait görüntüler yer almaktadır.

M8 modeli

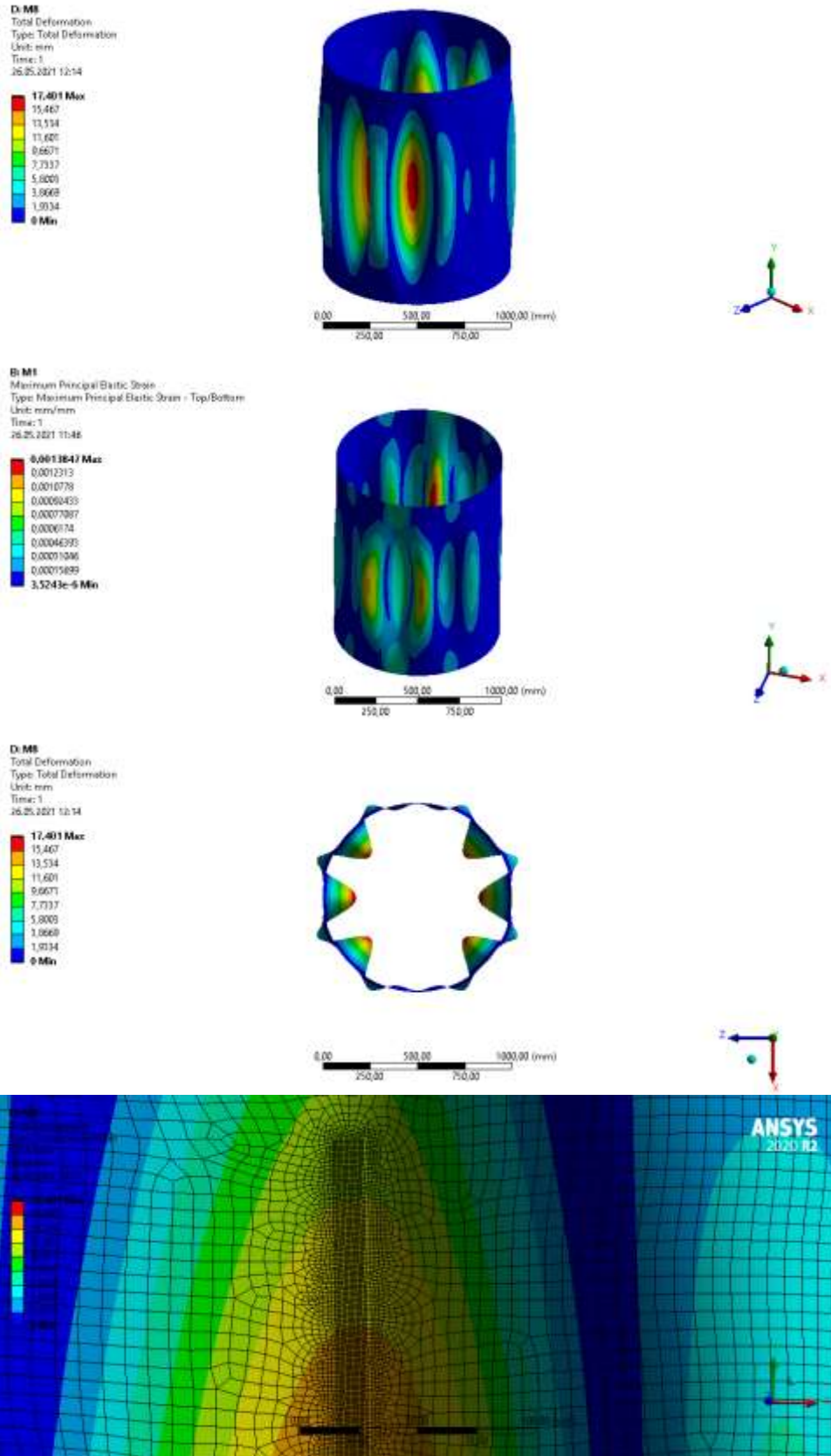


Şekil 49. M8 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 50. M8 modeli Basınç-Gerilme grafiği

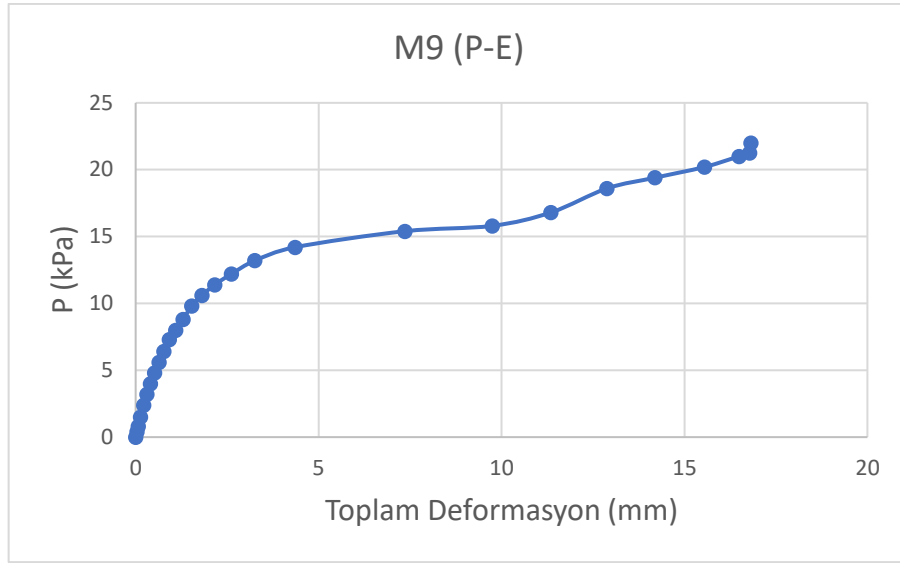
Şekil 48 ve Şekil 49’da M8 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M8 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 16,9 kPa olarak elde edilmiştir. Dalga sayısı ise 6 olarak elde edilmiştir.



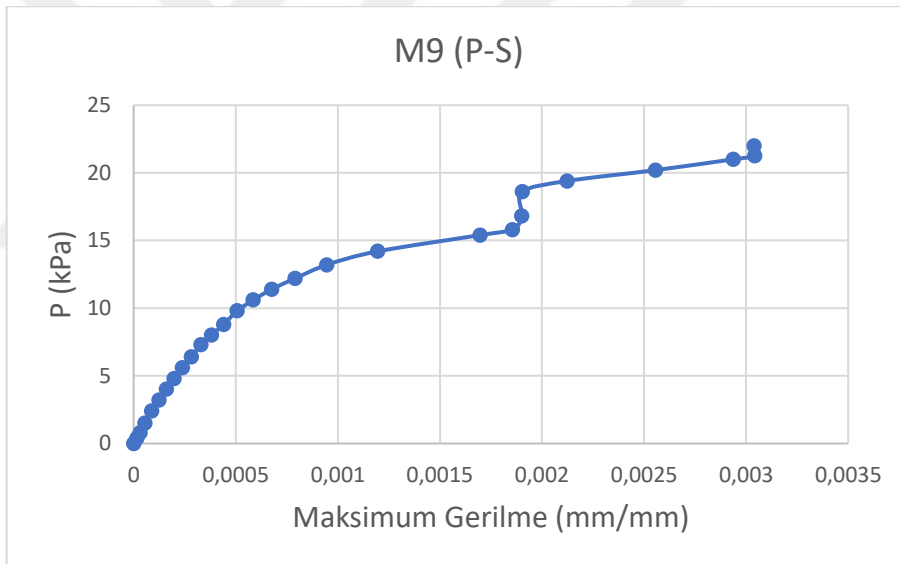
Şekil 51. M8 modeli analiz görüntüleri

Şekil 50’de M8 modeline ait sırasıyla toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli, dalga sayısı ve CFRP kaplı bölgeye ait simülasyonlar yer almaktadır.

M9 modeli

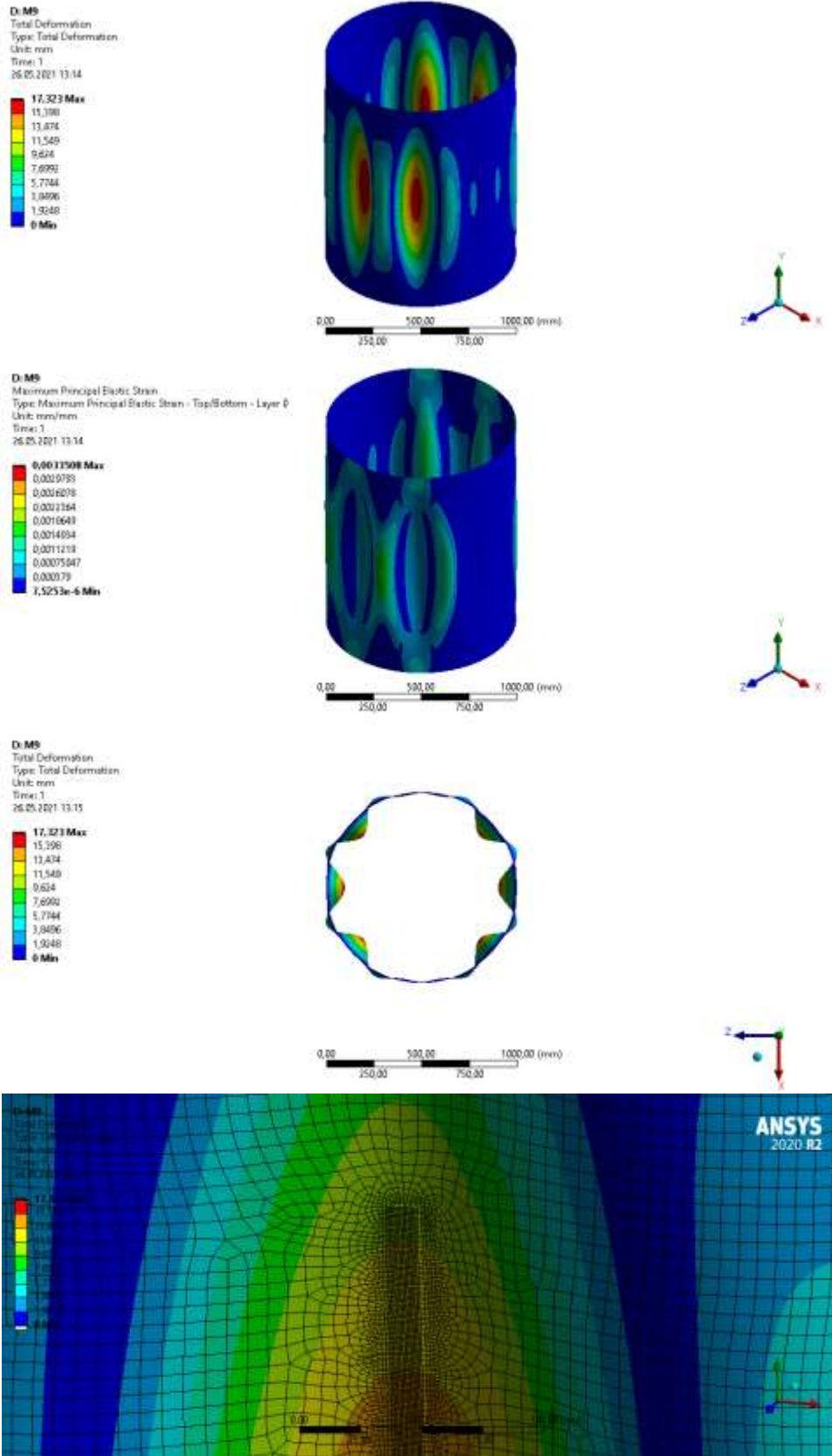


Şekil 52. M9 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 53. M9 modeli Basınç-Gerilme grafiği

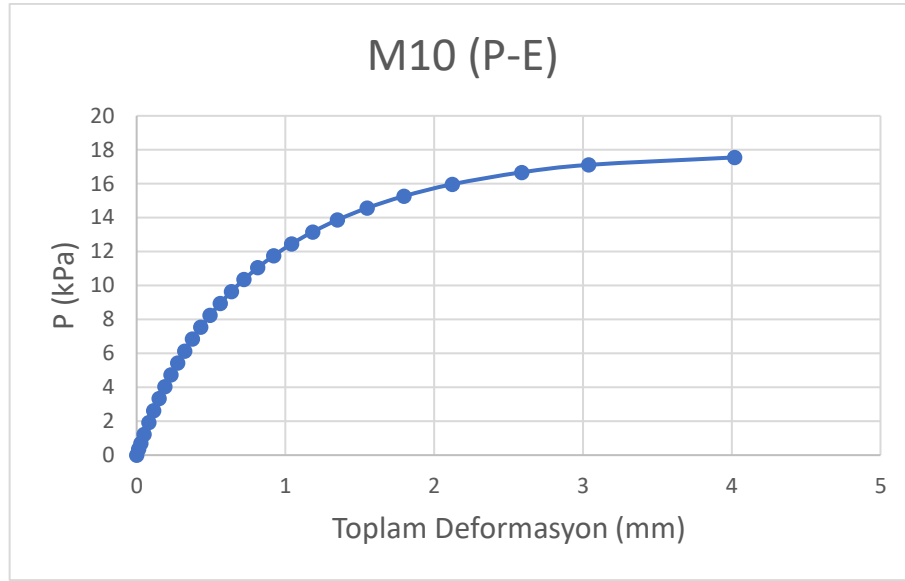
Şekil 51 ve Şekil 52’de M9 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M9 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 14,2 kPa olarak elde edilmiştir. Dalga sayısı ise 6 olarak elde edilmiştir.



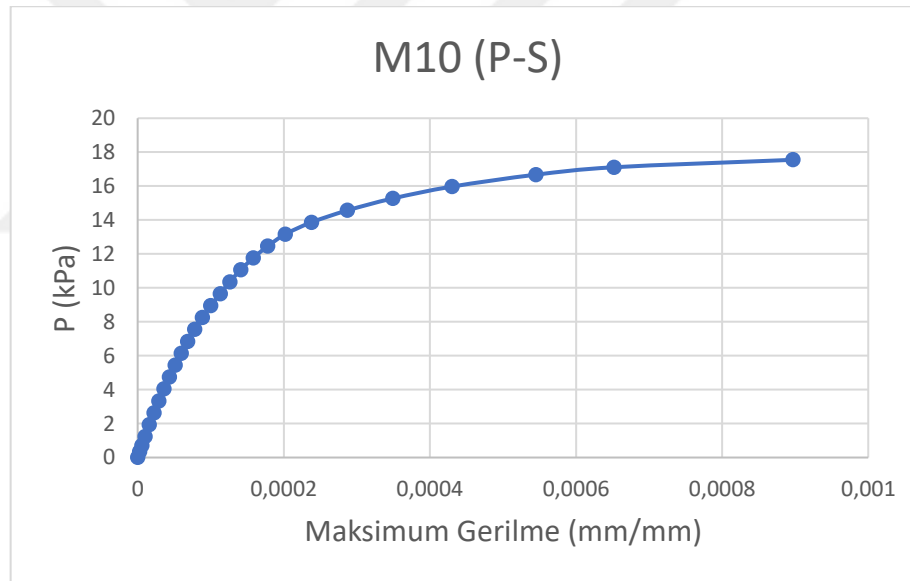
Şekil 54. M9 modeli analiz görüntüleri

Şekil 53’de M9 modeline ait toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli, dalga sayısı ve CFRP kaplı bölgeye ait görüntüler yer almaktadır.

M10 modeli

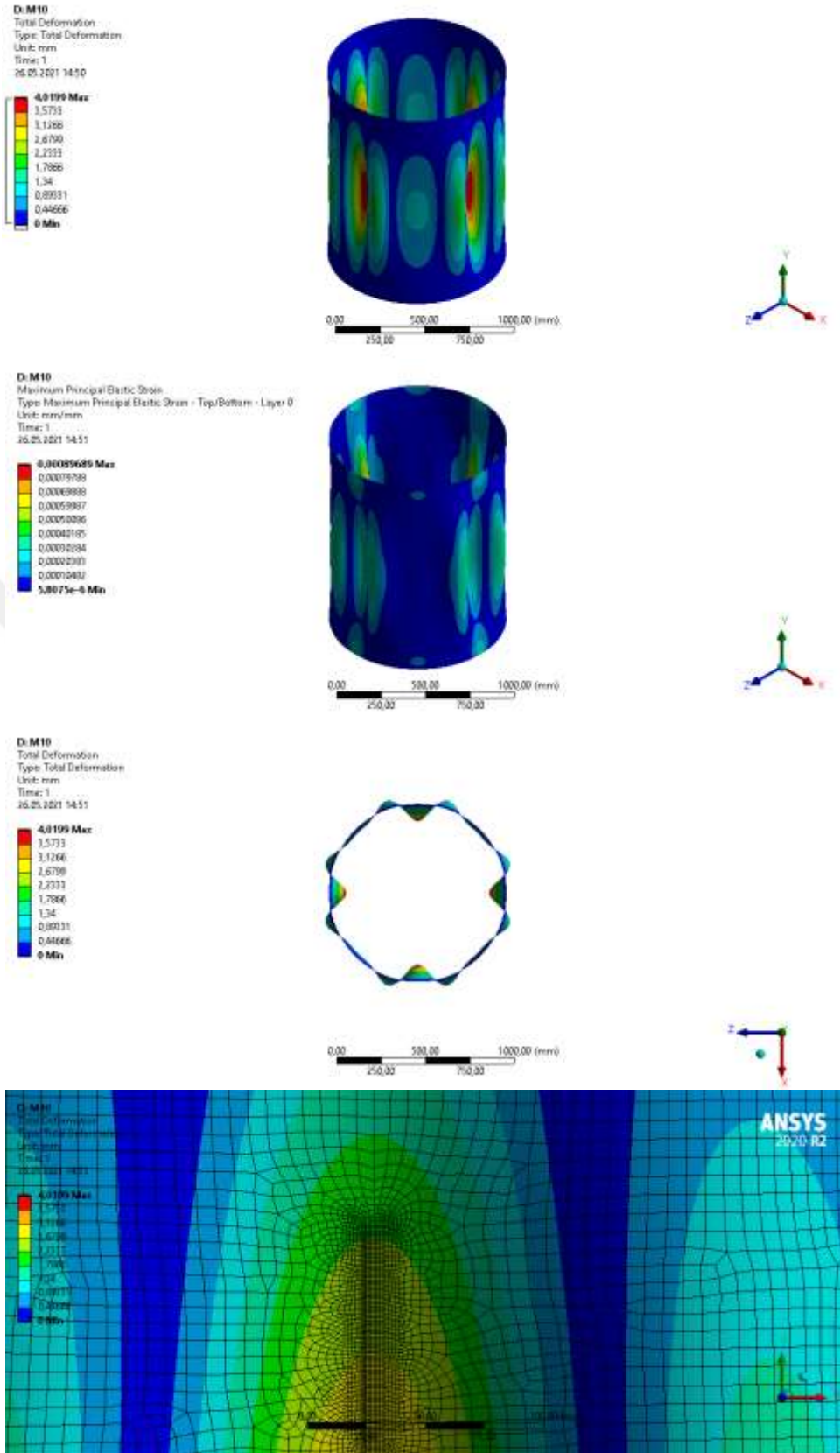


Şekil 55. M10 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 56. M10 modeli Basınç-Gerilme grafiği

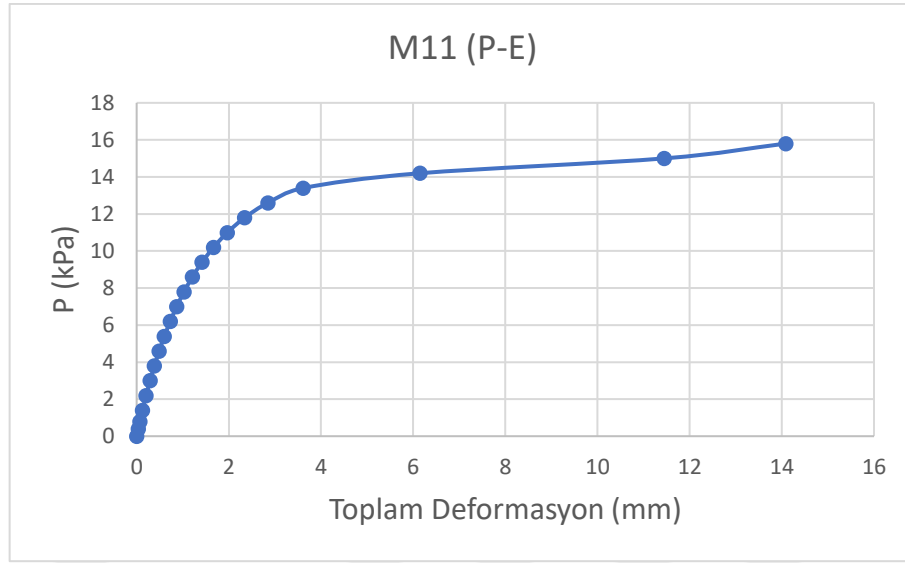
Şekil 54 ve Şekil 55’de M10 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M10 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 15,65 kPa olarak elde edilmiştir. Dalga sayısı ise 8 olarak elde edilmiştir.



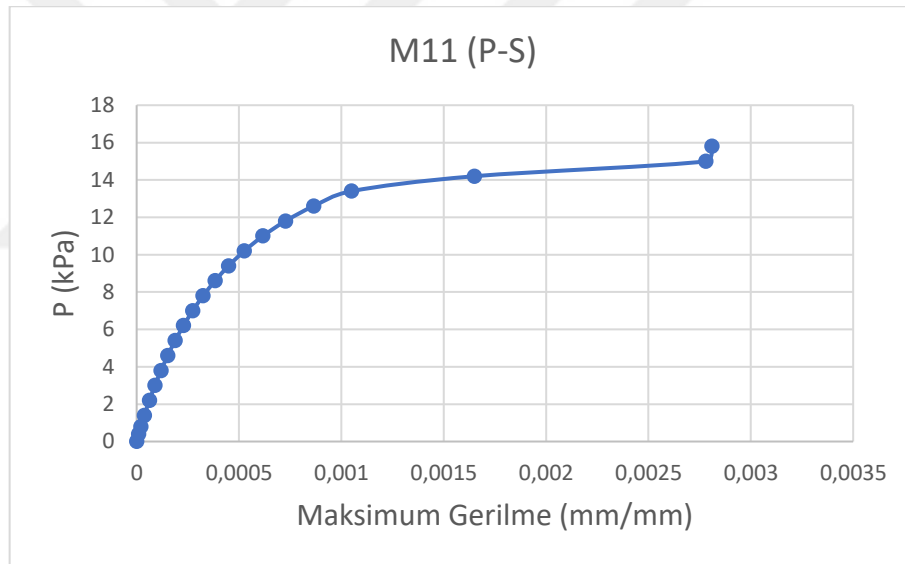
Şekil 57. M10 modeli analiz görüntüleri

Şekil 56’de M10 modeline ait sırasıyla göçük, toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli ve sayısına ait görüntüler yer almaktadır.

M11 modeli



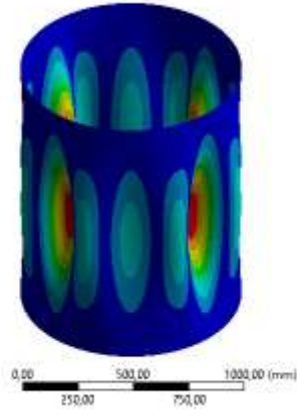
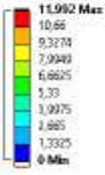
Şekil 58. M11 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



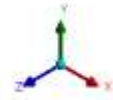
Şekil 59. M11 modeli Basınç-Gerilme grafiği

Şekil 57 ve Şekil 58’de M11 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M11 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 14,2 kPa olarak elde edilmiştir. Dalga sayısı ise 8 olarak elde edilmiştir.

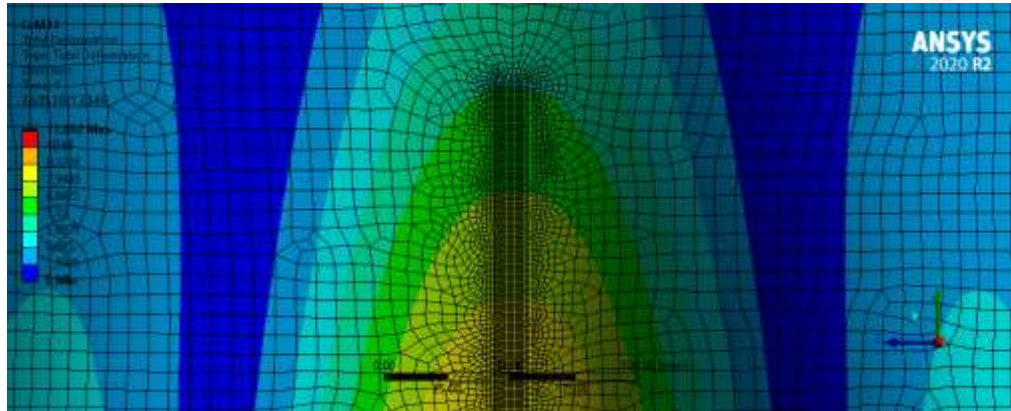
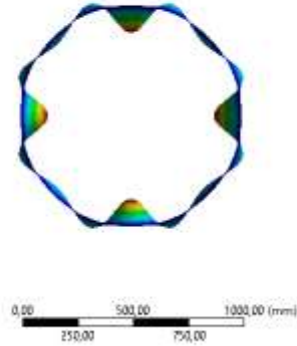
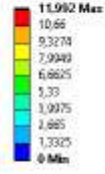
C: M11
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
28.05.2021 20:45



C: M11
Maximum Principal Elastic Strain
Type: Maximum Principal Elastic Strain - Top/Bottom - Layer 0
Unit: mm/mm
Time: 1
28.05.2021 20:45



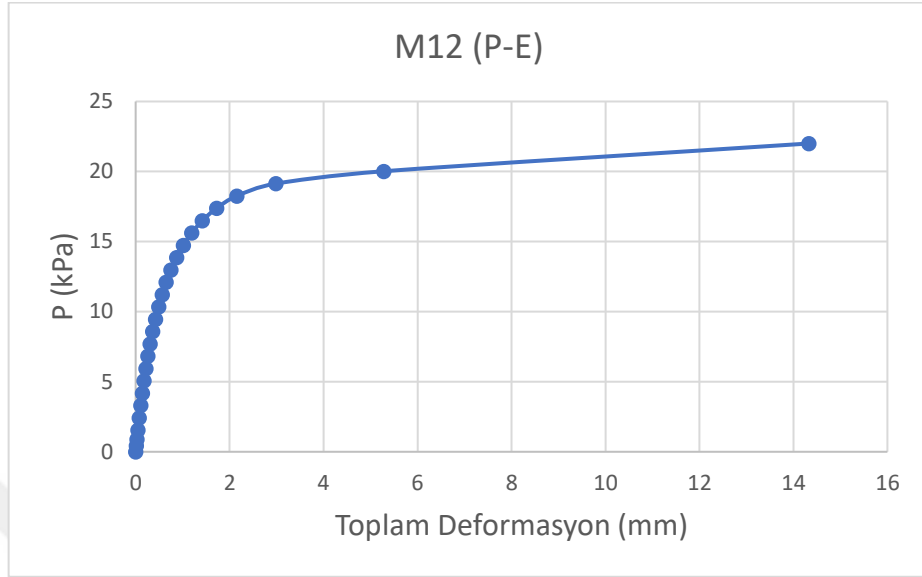
C: M11
Total Deformation
Type: Total Deformation
Unit: mm
Time: 1
28.05.2021 20:45



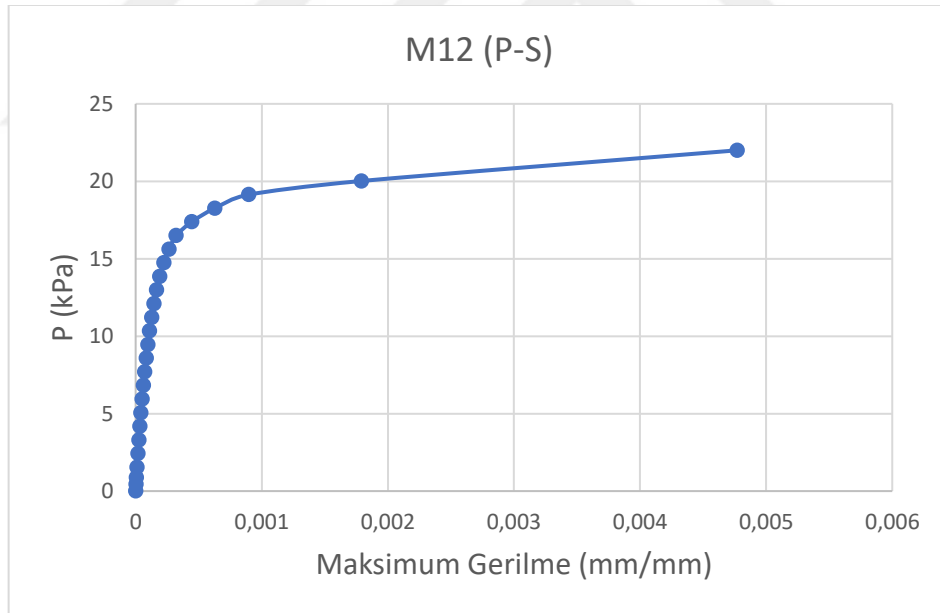
Şekil 60. M11 modeli analiz görüntüleri

Şekil 59’de M11 modeline ait sırasıyla toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli, dalga sayısı ve CFRP kaplı bölgeye ait görüntüler yer almaktadır.

M12 modeli

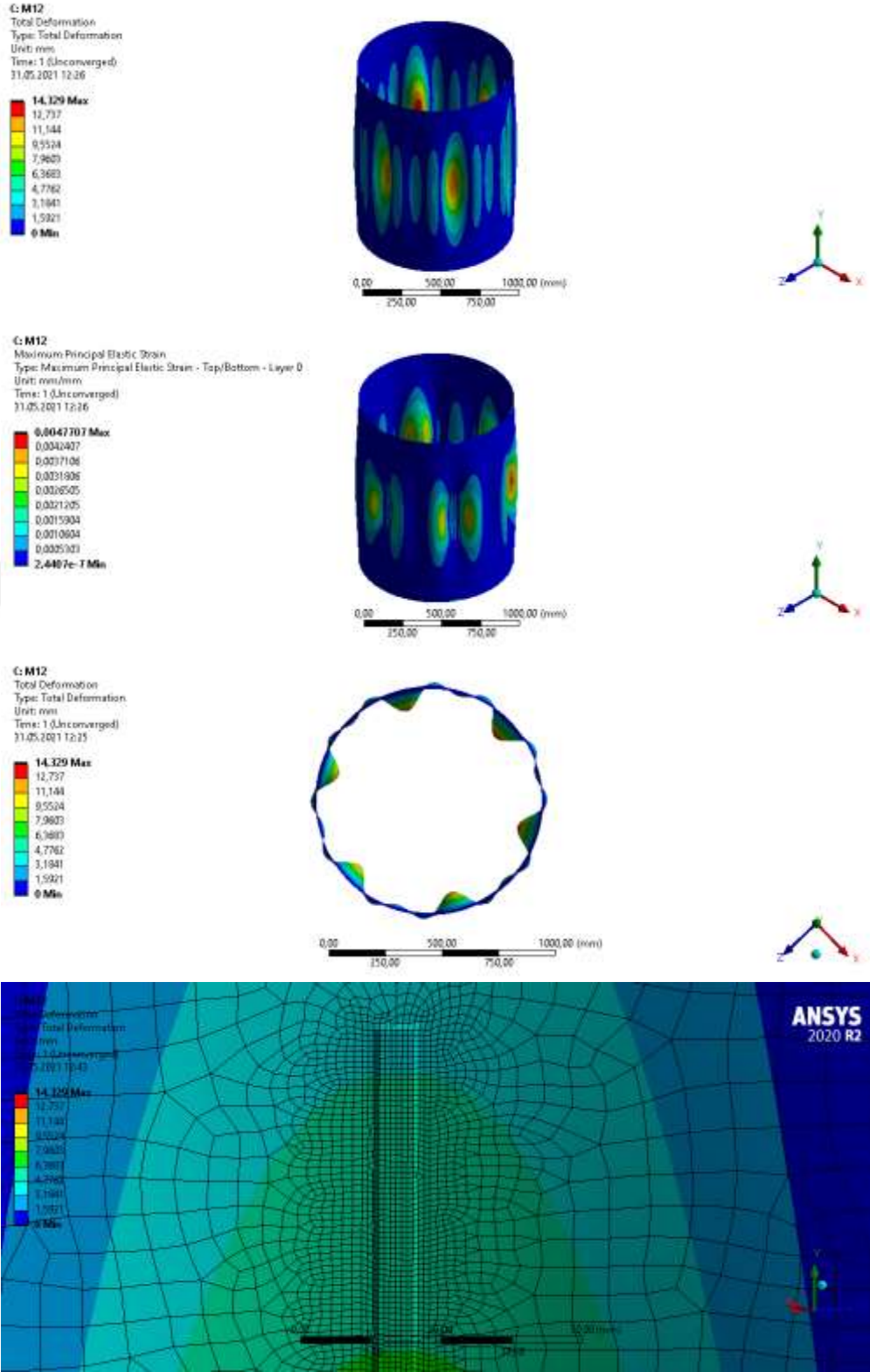


Şekil 61. M12 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 62. M12 modeli Basınç-Gerilme grafiği

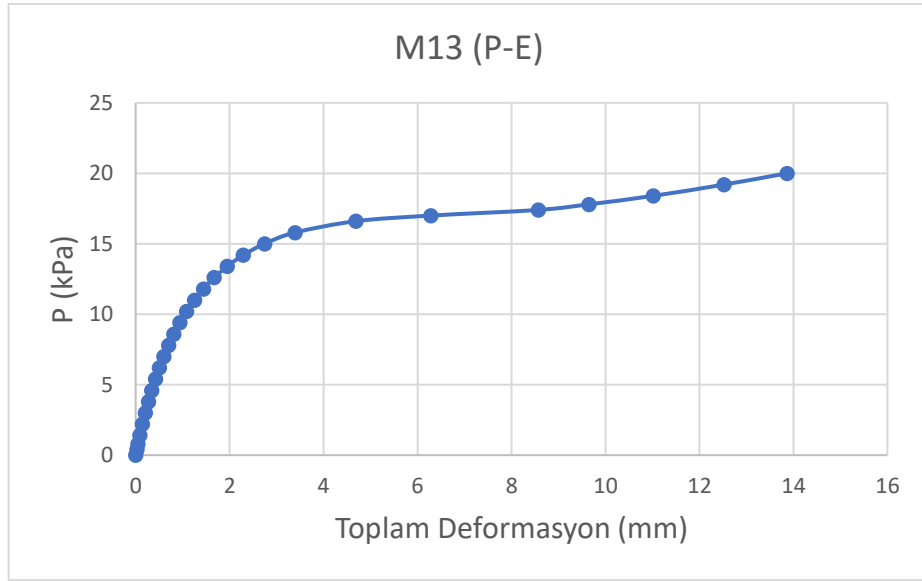
Şekil 60 ve Şekil 61’de M12 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M12 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 20,32 kPa olarak elde edilmiştir. Dalga sayısı ise 6 olarak elde edilmiştir.



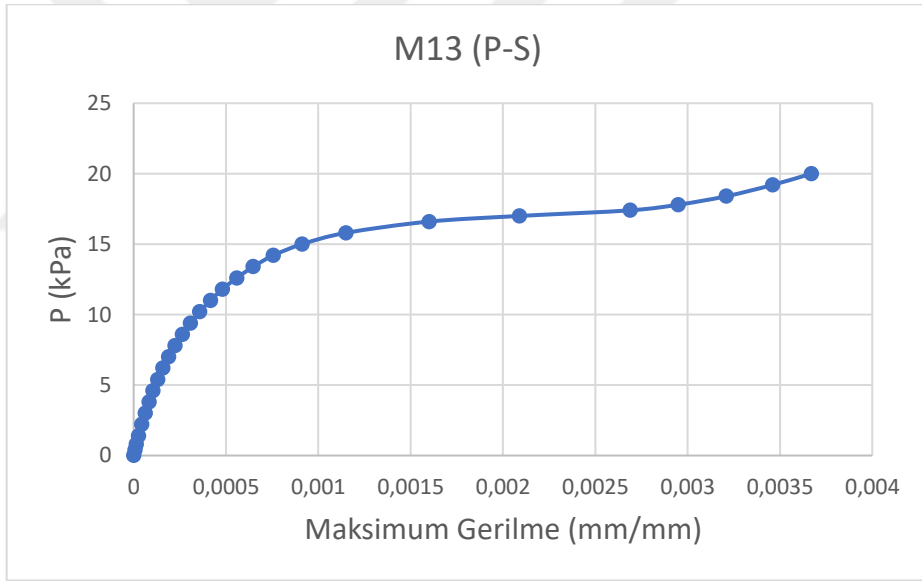
Şekil 63. M12 modeline ait analiz görüntüleri

Şekil 62’de M12 modeline ait sırasıyla toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli, dalga sayısı ve CFRP kaplı bölgeye ait görüntüler yer almaktadır.

M13 modeli

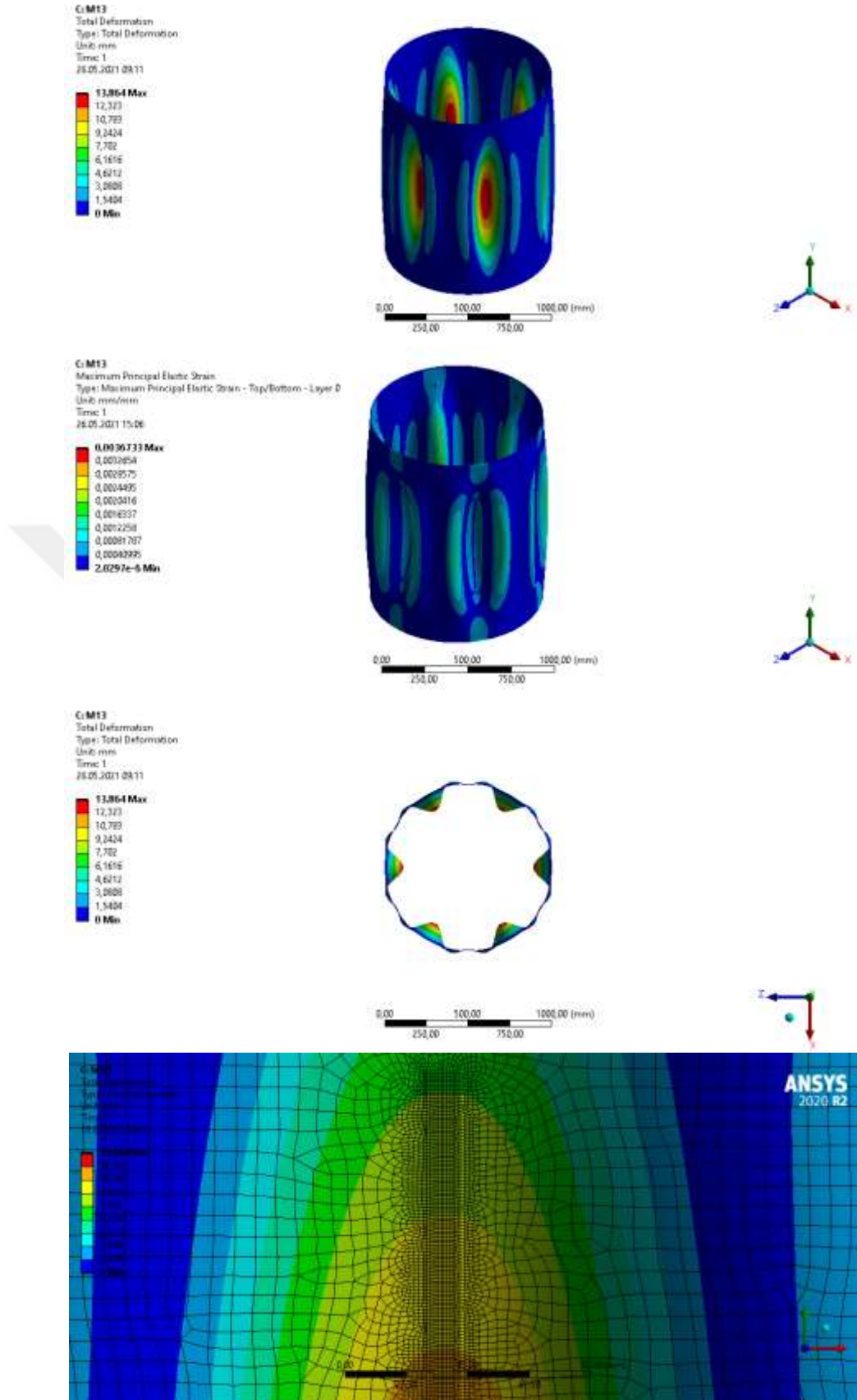


Şekil 64. M13 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 65. M13 modeli Basınç-Gerilme grafiği

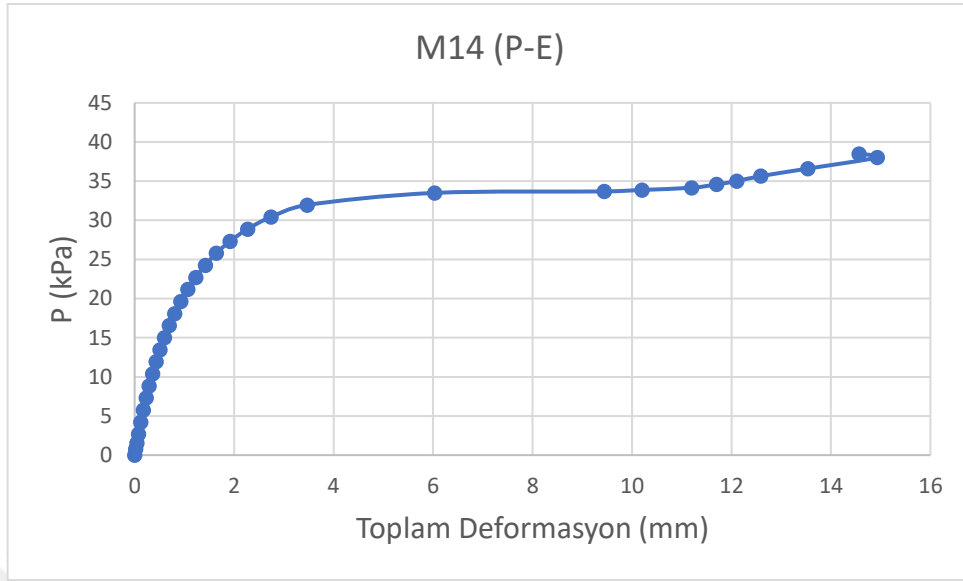
Şekil 63 ve Şekil 64'te M13 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M13 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 16,6 kPa olarak elde edilmiştir. Dalga sayısı ise 6 olarak elde edilmiştir.



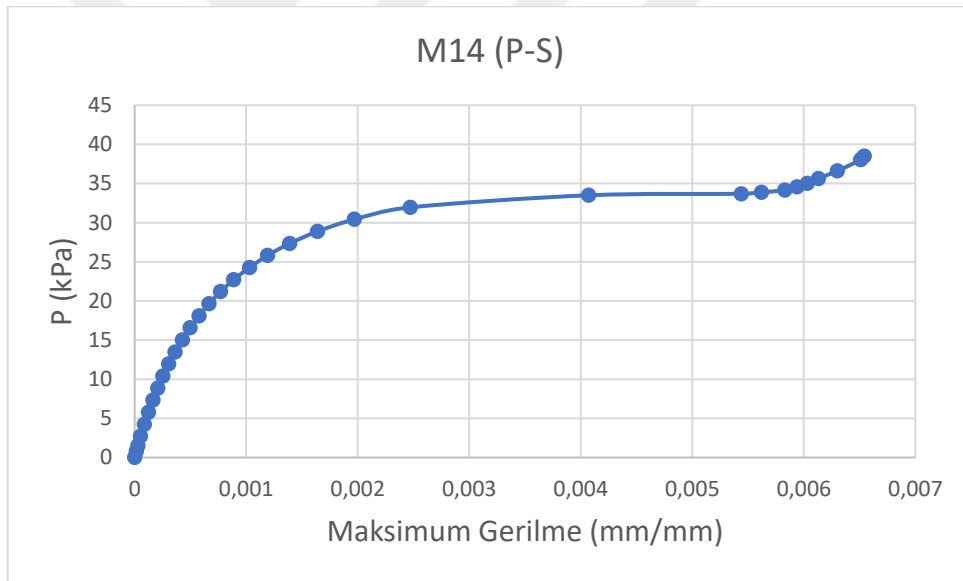
Şekil 66. M13 modeli analiz görüntüleri

Şekil 65’de M13 modeline ait sırasıyla toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli, dalga sayısı ve CFRP kaplı bölgeye ait görüntüler yer almaktadır.

M14 modeli

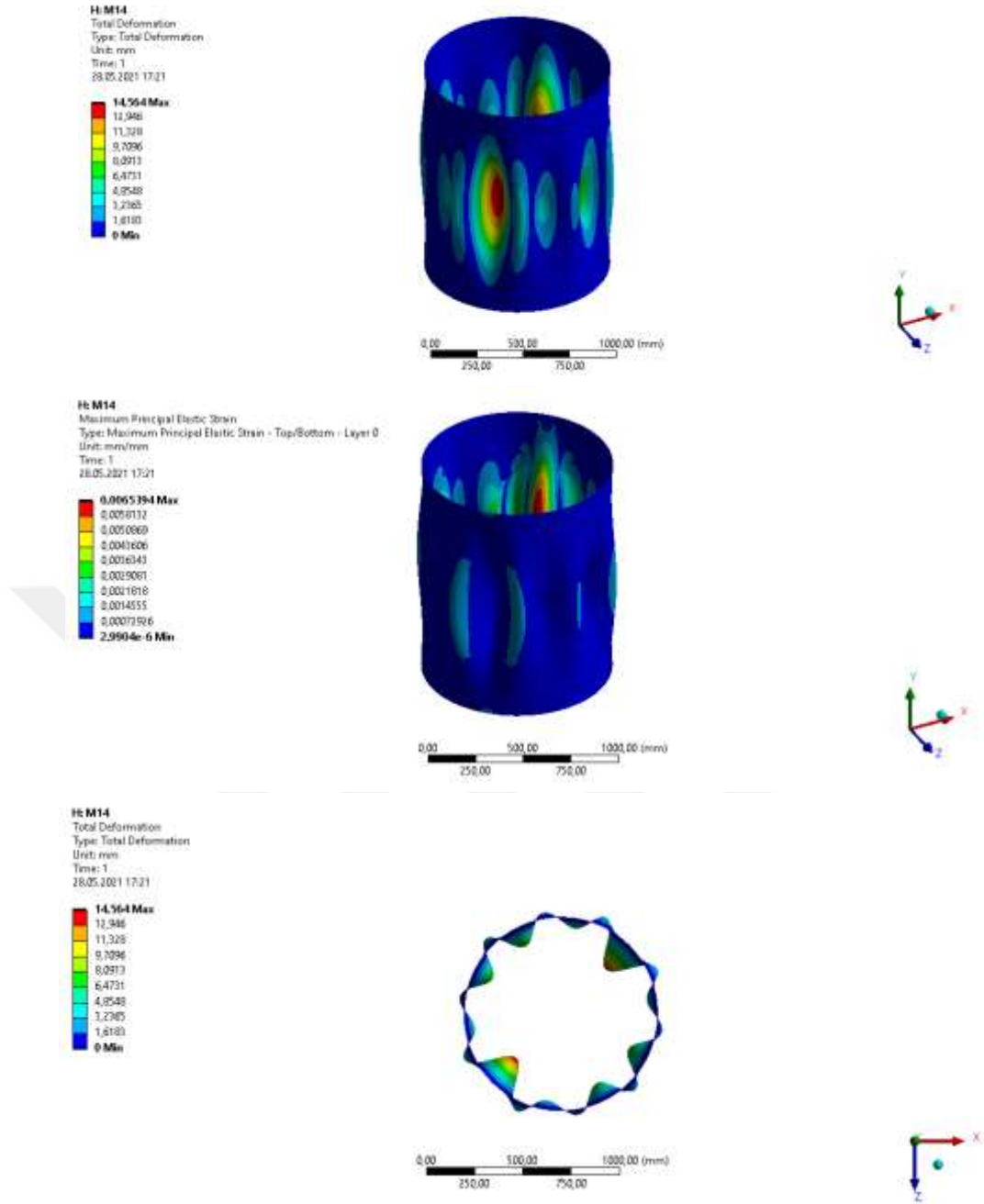


Şekil 67. M14 modeli Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 68. M14 modeli Basınç-Gerilme grafiği

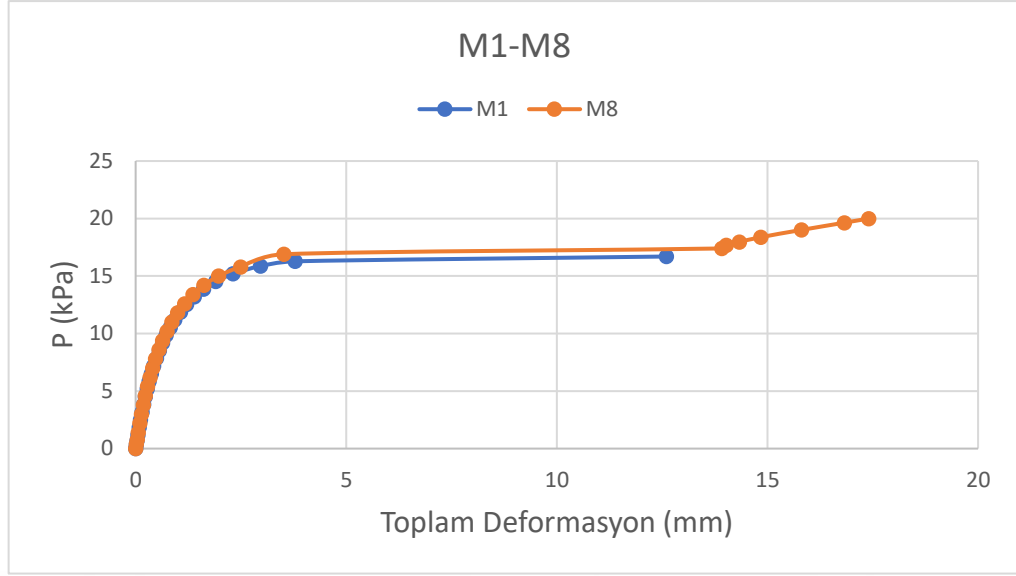
Şekil 66 ve Şekil 67’de M14 modeline ait sonuçlara yer verilmiştir. M14 modelinin başlangıç burkulma yükü değeri 31,95 kPa olarak elde edilmiştir. Dalga sayısı ise 10 olarak elde edilmiştir.



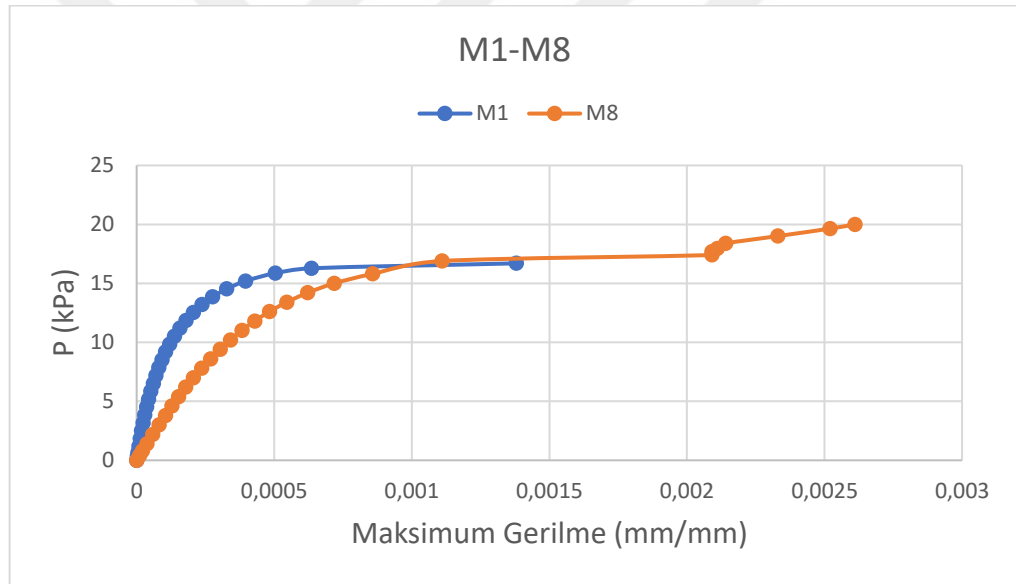
Şekil 69. M14 modeli analiz görüntüleri

Şekil 68’de M14 modeline ait sırasıyla toplam deformasyon, gerilme, dalga şekli ve dalga sayısına ait görüntüler yer almaktadır.

CFRP'li ve CFRP'siz modellerin ikili karşılaştırılmaları

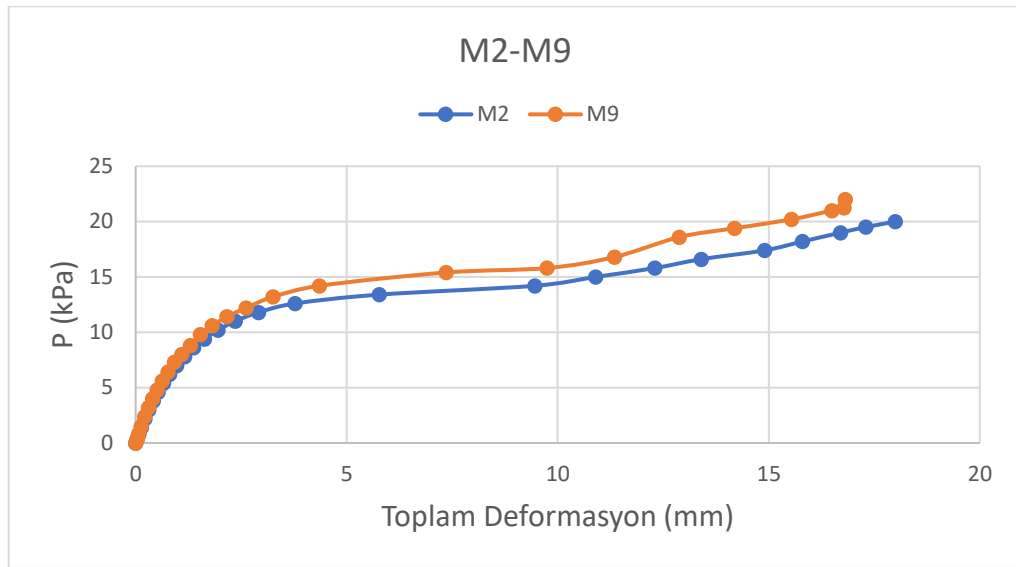


Şekil 70. M1 ve M8 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği

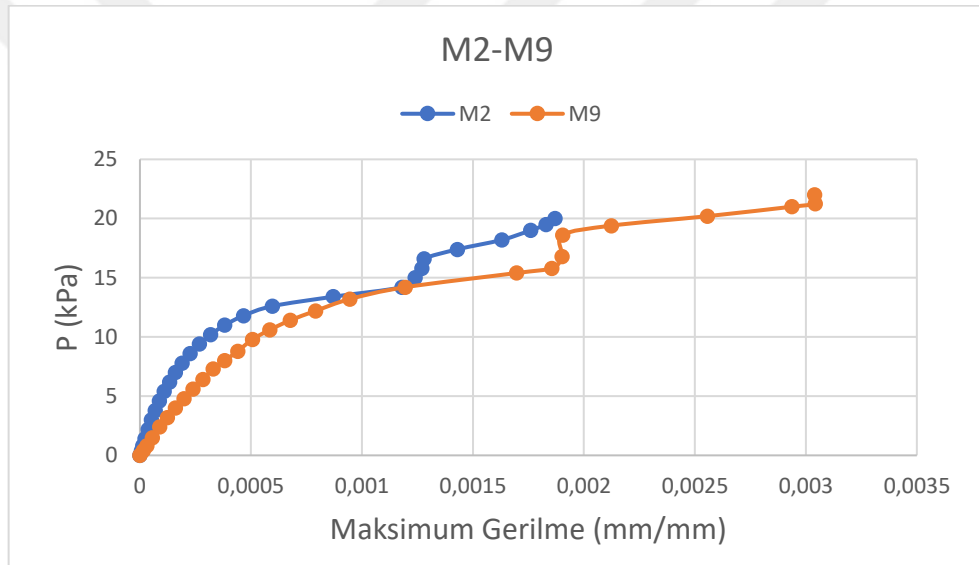


Şekil 71. M1 ve M8 modelleri Basınç-Gerilme grafiği

Şekil 69 ve Şekil 70’de aynı göçük sayılarına sahip CFRP’siz ve CFRP’li M1 ve M8 modellerine ait Basınç-Toplam Deformasyon ve Basınç-Gerilme grafikleri verilmiştir. CFRP kaplama burkulma yükünde %3,8’lik bir artış sağlamıştır.

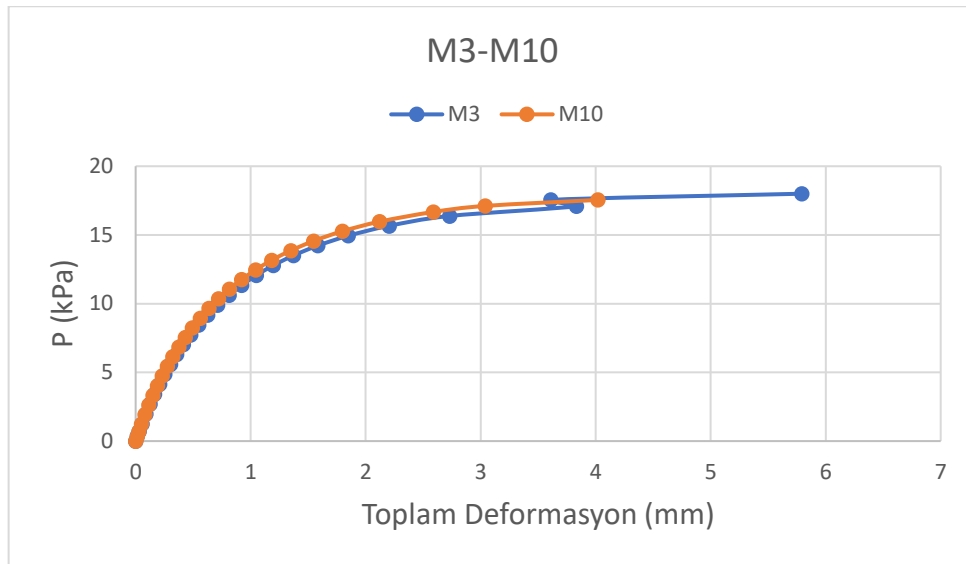


Şekil 72. M2 ve M9 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği

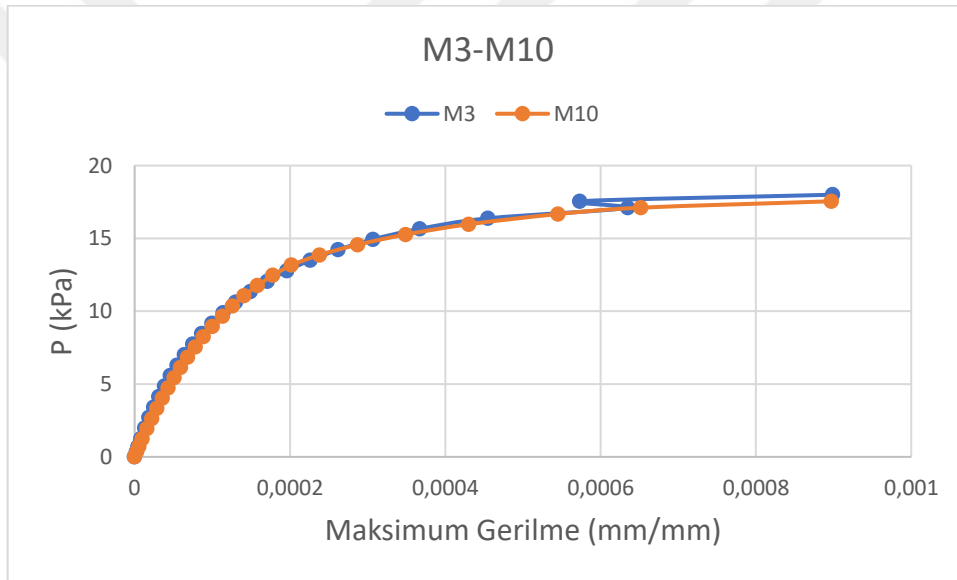


Şekil 73. M2 ve M9 modelleri Basınç-Gerilme grafiği

Şekil 71 ve Şekil 72’de aynı göçük sayılarına sahip CFRP’siz ve CFRP’li M2 ve M9 modellerine ait Basınç-Toplam Deformasyon ve Basınç-Gerilme grafikleri verilmiştir. CFRP kaplama burkulma yükünde %6’lık bir artış sağlamıştır.

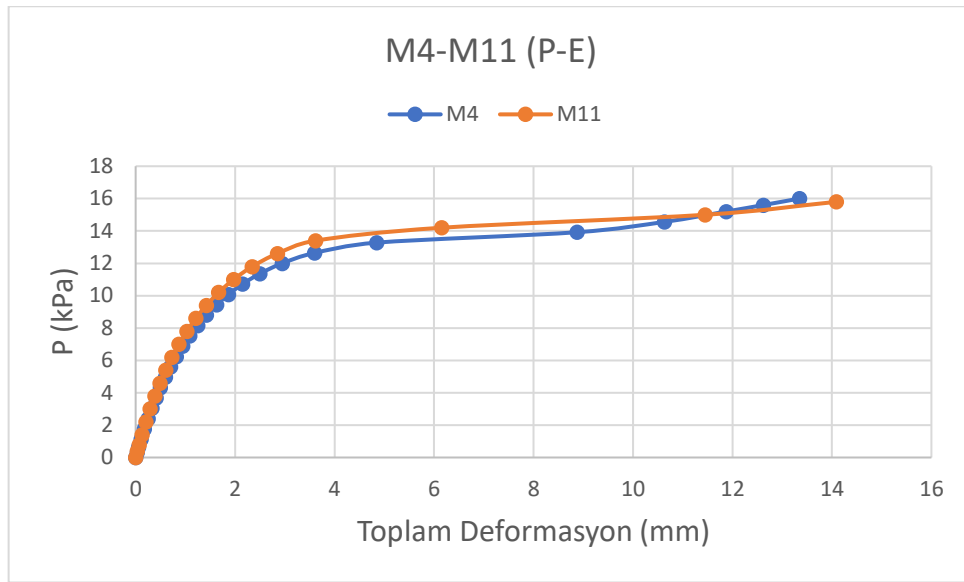


Şekil 74. M3 ve M10 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği

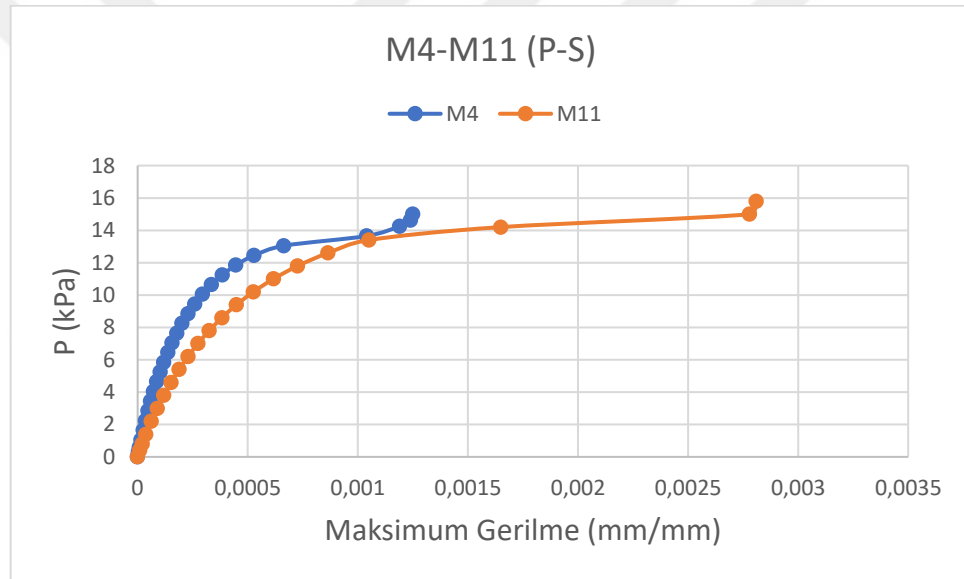


Şekil 75. M3 ve M10 modelleri Basınç-Gerilme grafiği

Şekil 73 ve Şekil 74'de aynı göçük sayılarına sahip CFRP'siz ve CFRP'li M3 ve M10 modellerine ait Basınç-Toplam Deformasyon ve Basınç-Gerilme grafikleri verilmiştir. CFRP kaplama burkulma yükünde %11,2'lik bir artış sağlamıştır.

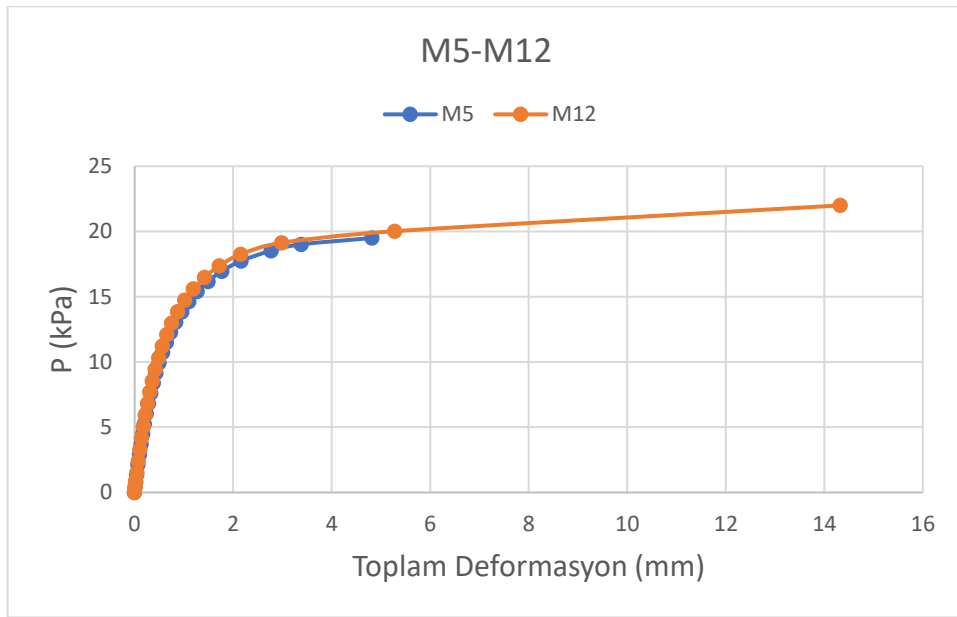


Şekil 76. M4 ve M11 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği

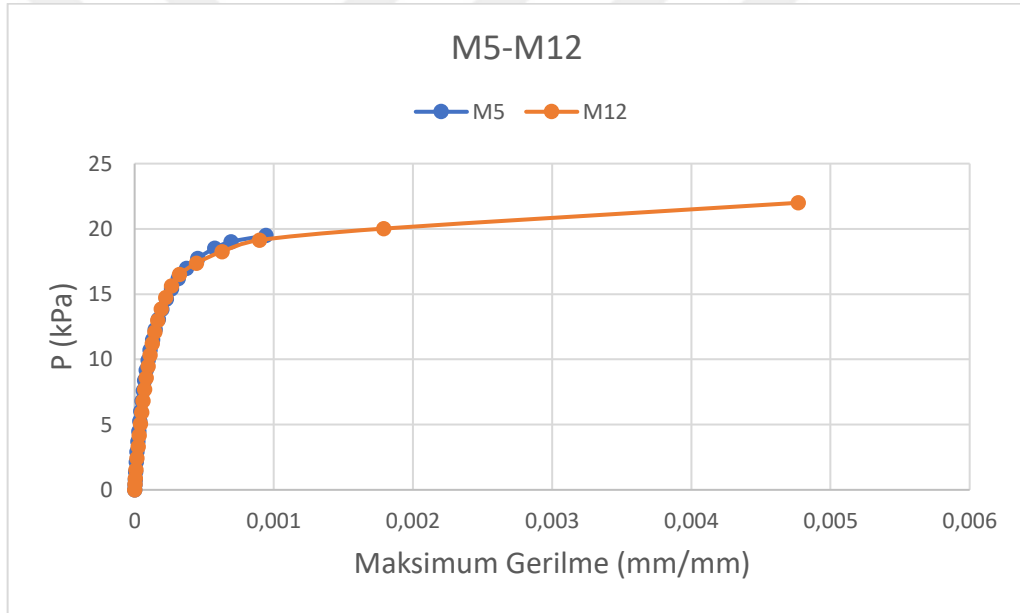


Şekil 77. M4 ve M11 modelleri Basınç-Gerilme grafiği

Şekil 75 ve Şekil 76’da aynı göçük sayılarına sahip CFRP’siz ve CFRP’li M4 ve M11 modellerine ait Basınç-Toplam Deformasyon ve Basınç-Gerilme grafikleri verilmiştir. CFRP kaplama burkulma yükünde %8,8’lik bir artış sağlamıştır.

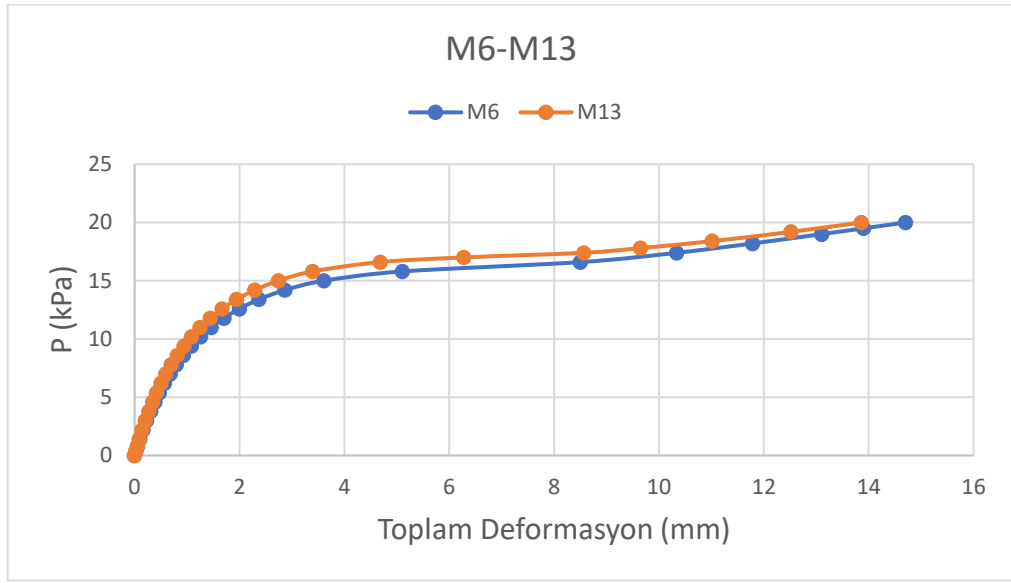


Şekil 78. M5 ve M12 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği

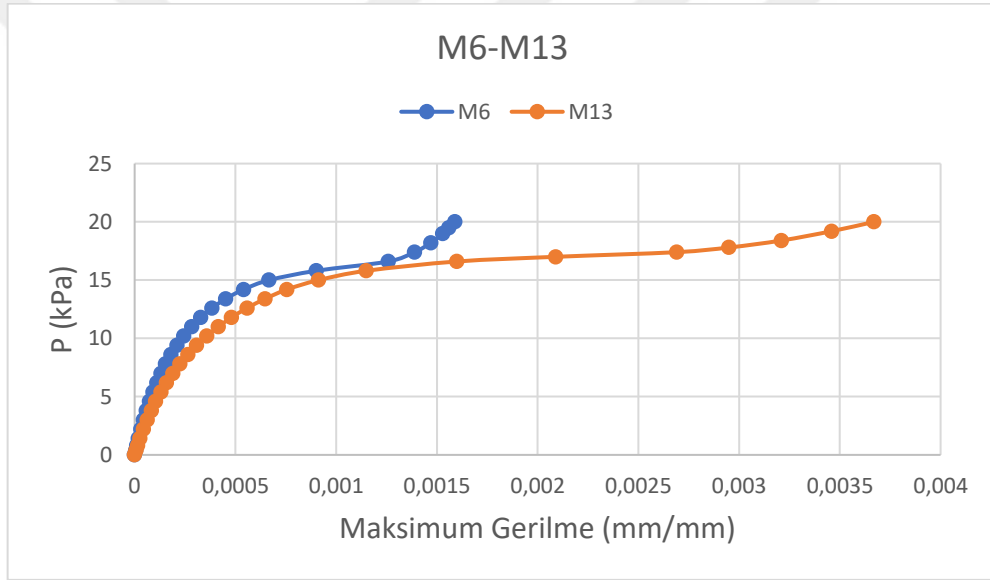


Şekil 79. M5 ve M12 modelleri Basınç-Gerilme grafiği

Şekil 77 ve Şekil 78’de aynı göçük sayılarına sahip CFRP’siz ve CFRP’li M5 ve M12 modellerine ait Basınç-Toplam Deformasyon ve Basınç-Gerilme grafikleri verilmiştir. CFRP kaplama burkulma yükünde %5,3’lük bir artış sağlamıştır.

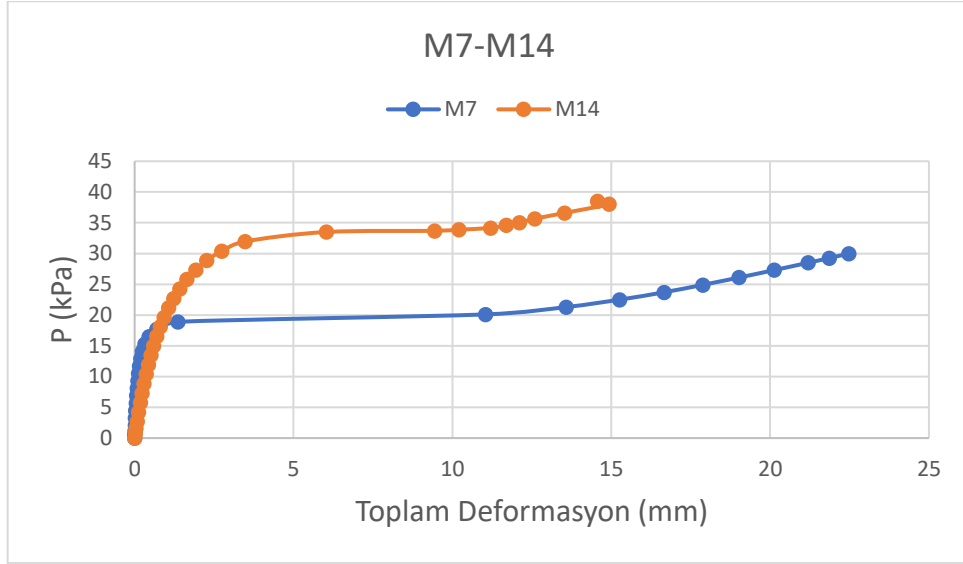


Şekil 80. M6 ve M13 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği

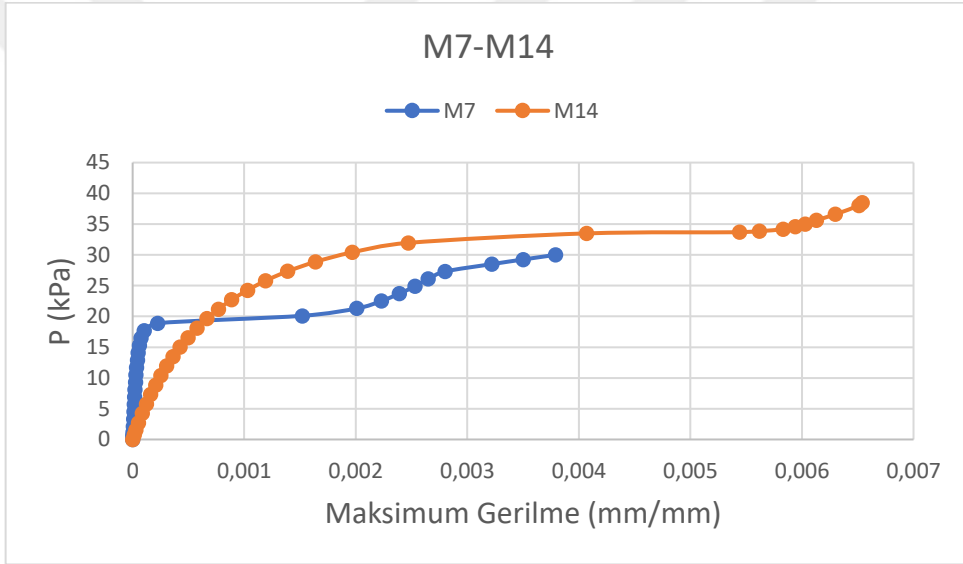


Şekil 81. M6 ve M13 modelleri Basınç-Gerilme grafiği

Şekil 79 ve Şekil 80’de aynı göçük sayılarına sahip CFRP’siz ve CFRP’li M6 ve M13 modellerine ait Basınç-Toplam Deformasyon ve Basınç-Gerilme grafikleri verilmiştir. CFRP kaplama burkulma yükünde %5,1’lik bir artış sağlamıştır.



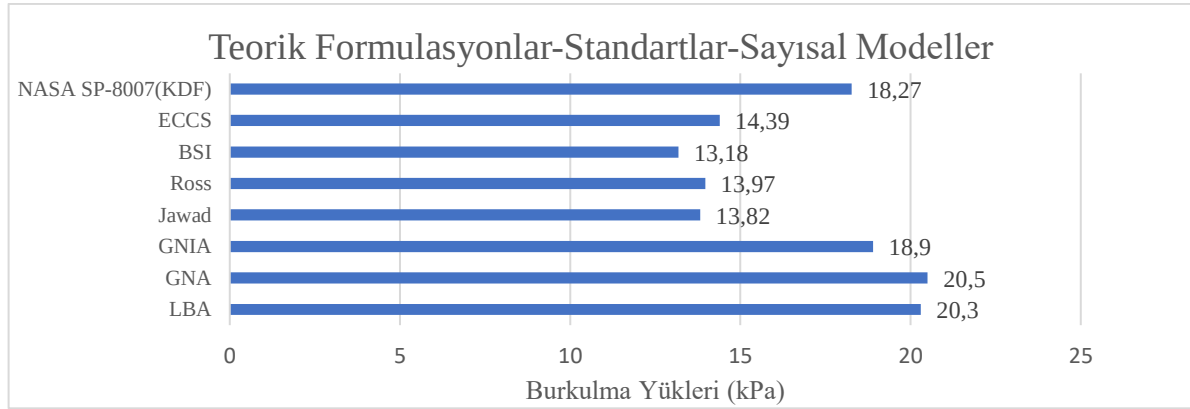
Şekil 82. M7 ve M14 modelleri Basınç-Toplam Deformasyon grafiği



Şekil 83. M7 ve M14 modelleri Basınç-Gerilme grafiği

Şekil 81 ve Şekil 82’de aynı göçük sayılarına sahip CFRP’siz ve CFRP’li M7 ve M14 modellerine ait Basınç-Toplam Deformasyon ve Basınç-Gerilme grafikleri verilmiştir. CFRP kaplama burkulma yükünde %69,1’lik bir artış sağlamıştır.

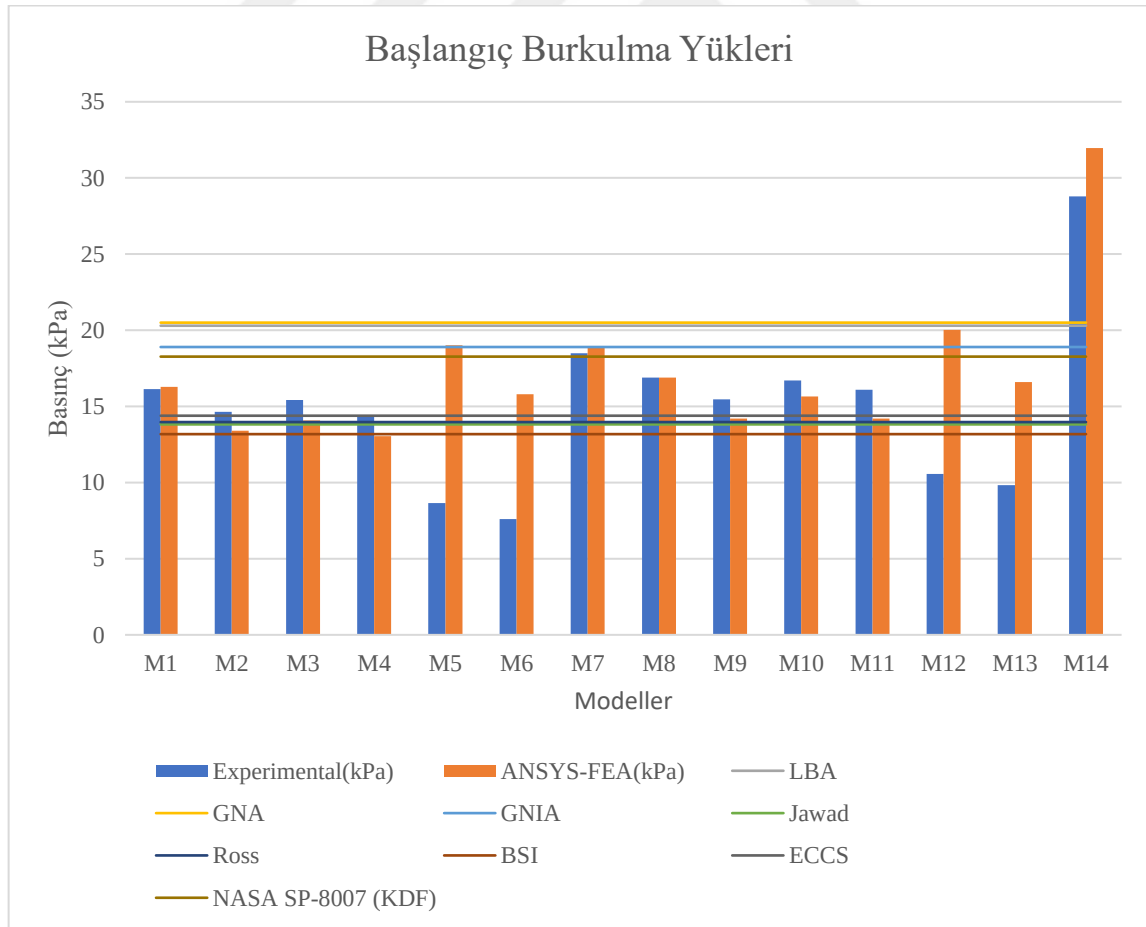
Teorik formülasyonlara, standartlara ve sayısal modellemeye göre başlangıç burkulma yükleri



Şekil 84. Teori ve standartlara göre burkulma yükü değerleri

Sayısal analiz sonuçlarına göre M7 modeli için yapılan LBA-GNA-GNIA analizlerine en yakın değeri NASA SP-8007 raporu vermiştir.

Deneyisel, teorik ve sayısal modellerin karşılaştırılması



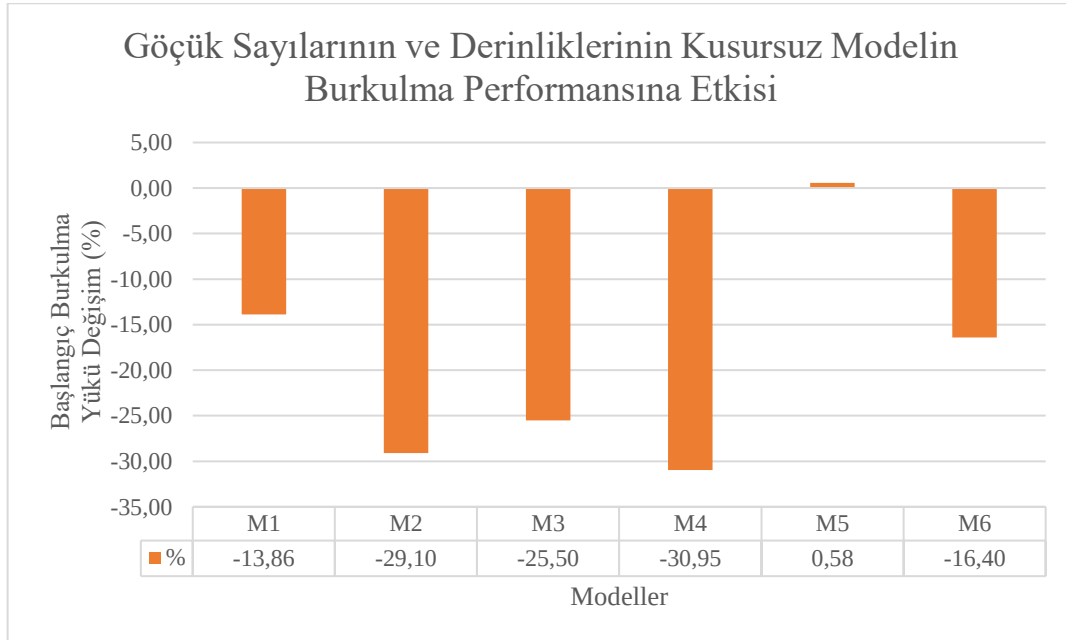
Şekil 85. Deneyisel, teorik ve sayısal modellerin karşılaştırılması

Şekil 84’te sayısal modellerden elde edilen sonuçlar, Korucuk (2019) çalışmasından alınan deneysel veriler veriler ve teorik formülasyonlardan elde edilen sonuçların karşılaştırılması yer almaktadır.

Tablo 4. Başlangıç Burkulma Yüklerinin Teorik Formülasyonlarla Karşılaştırılması

Modeller	P_1 / P_J	P_1 / P_R	P_1 / P_{BSI}	P_1 / P_{ECCS}	$P_1 / P_{SP-8007(KDF)}$
M1	1,18	1,17	1,24	1,1	0,89
M2	0,97	0,96	1,02	0,9	0,73
M3	1,02	1,01	1,07	1,0	0,77
M4	0,94	0,93	0,99	0,9	0,71
M5	1,37	1,36	1,44	1,3	1,04
M6	1,14	1,13	1,20	1,1	0,86
M7	1,37	1,35	1,43	1,3	1,03
M8	1,22	1,21	1,28	1,2	0,93
M9	1,03	1,02	1,08	1,0	0,78
M10	1,13	1,12	1,19	1,1	0,86
M11	1,03	1,02	1,08	1,0	0,78
M12	1,47	1,45	1,54	1,4	1,11
M13	1,20	1,19	1,26	1,2	0,91
M14	2,31	2,29	2,42	2,2	1,75

Tablo 5’te tüm modellerin teorik formülasyonlar karşılaştırılması görülmektedir. Yapılan analiz sonucunda sayısal modellerle teorik değerler arasında yaklaşık 0,86-2,41 kat olduğu görülmektedir.



Şekil 86. Göçük sayılarının kusursuz modelin burkulma performansına etkisi

Şekil 85'te göçük sayıları sırasıyla 2,4 ve 6 olan CFRP'siz modellerin burkulma yükünde M7(kusursuz) modeline göre M5 modeli hariç burkulma yükünü düşürdüğü görülmektedir.

Dalga sayısı

Tablo 4'te Teng et al. (2001) çalışmasında kusursuz model için verilen teorik dalga sayısı, deneysel çalışmalardan elde edilen dalga sayısı ve sayısal modellemede elde edilen dalga sayıları verilmiştir.

Tablo 5. Dalga Sayıları

	Models	ANSYS-FEA	DENEYSEL	TEORİK
CFRP'SİZ	M1	6		
	M2	6		
	M3	8		
	M4	8		
	M5	6		
	M6	6		
	M7	10		
CFRP'Lİ	M8	6	6	8
	M9	6		
	M10	8		
	M11	8		
	M12	6		
	M13	6		
	M14	10		

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ince cidarlı silindirik kabukların sayısal modellerinde, burkulma kapasiteleri, göçüklerin burkulma kapasitelerine olan etkisi ve kompozit güçlendirmenin burkulma kapasitesine olan katkısı araştırılmıştır.

Modellerin vakum etkisi altında ilk burkulma sonrası dayanım kazandığı görülmüştür. Şekil 84’te teorik formüllerden, yapılan deneysel çalışmalardan ve sayısal analizden elde edilen sonuçlar yer almaktadır. Teorik formülasyonlar kusursuz modeller için geçerli olmakla birlikte Şekil 84’te teorik, deneysel ve sayısal çalışmaların karşılaştırılması yapılmıştır. İlk burkulma yüklerinin, kusursuz modele göre göçük sayısı 2 ve 4 olan modellerde düştüğü gözlemlenmiştir.

M1,M3 ve M5 modellerinin göçük sayıları sırasıyla 2-4-6 iken burkulma yükleri kusursuz modele göre M1 ve M3 modellerinde yaklaşık %0,85-13,86 azalma görülürken M5 modelinde yaklaşık %20 ‘lik bir artış görülmektedir.

CFRP’nin genel olarak burkulma yükünü ve cidarların sünekliğini artırdığı gözlemlenirken bu en belirgin M7 ve M14 modelleri arasında görüldü.

Teorik formülasyonlarda ise en yakın sonuçlar NASA SP-8007 (KDF) raporundaki formülasyonda saptandı. FEA modellerinde ise LBA ve GNA analizlerindeki sonuçlar geometrik kusurların dahil edildiği GNIA modelinde kusurların burkulma kapasitesi üzerindeki etkisini belirgin bir şekilde göstermektedir. GNIA analizinde dahil edilen kusur boyutları özdeğer burkulmasının ilk modunun yaklaşık 10^{-3} katı olmakla birlikte ölçek faktörünün burkulma performansına negatif etki ettiği görülmektedir.

Sayısal analizdeki CFRP’siz (M_{1-7}) ve CFRP’li (M_{8-14}) modellerin burkulma performansları deneysel modellerde gözlenen CFRP bantlarının burkulma kapasitesine olumlu katkısını destekler nitelikteydi. CFRP’nin burkulma performanslarına olan etkisi incelendiğinde; M1-M8, M2-M9, M3-M10, M4-M10,M M5-M12, M6-M13 ve M7-M14 modelleri arasında sırasıyla %4.4 , %5.3, %7.7, %10.4, %18.1, %22.8 ve %35.7’lik artış görülmektedir.

CFRP’siz modeller teorik formülasyonlarda elde edilen burkulma yüklerinin yaklaşık 0,1-2,5 katı kadarken, deneylerden elde edilen burkulma yüklerinin yaklaşık 0,9-2,2 katı kadardı. CFRP’li gruplarda ise deneylerden elde edilen burkulma yüklerinin yaklaşık 0,9-1,9 katı arasında olduğu görülmektedir.

Modellerin dalga sayıları M1-M2-M8-M9-M13 sayısal modellerinde deneysel çalışmalardan elde edilen dalga sayılarıyla ($n=6$) aynıyken, M3-M4-M10-M11 sayısal

modellerinde teorik dalga sayısı ($n=8$) ile aynıydı. Dalga sayılarının göçük sayıları aynı olan modellerde eşit sayıda dalga sayısı oluştuğu görülmektedir.

İnce cidarlı silindirik kabukların burkulma kapasitelerini tahmin edilmesinde, kusurların boyut ve derinliklerinin burkulma kapasitesi üzerindeki etkisinin incelenmesinde ve kompozit malzemeyle kaplı cidarların burkulma performansının değerlendirilmesinde sayısal modellemenin avantajları görülmektedir. Bu çalışmada burkulma yüklerinin sayısal modellemelerle, deneysel ve teorik çalışmalar göz önünde bulundurularak tahmin edilebilirliği görülmüştür.

Sayısal modellemede elde edilen sonuçların teorik ve deneysel çalışmaların sonuçlarıyla yaklaşık olarak örtüşmesi cidarların tasarım aşamalarında sonlu eleman (FE) yazılımlarının kullanımının önemini göstermektedir. Son dönemlerde büyük önem arz eden ve gittikçe kullanımı yaygınlaşan kompozit malzemelerin sonlu eleman modellerinde yer almasının günümüz üretim teknolojilerinde oldukça fayda sağlayacağı düşünülmektedir. Bu aynı zamanda mühendislikte ekonomik ve zaman tasarrufu sağlayacaktır.

İnce cidarlı yapıların burkulma kapasitelerinin malzeme kriterleri de dahil edilerek, tekrarlı yükleme esnasında yorulma ömürlerinin tespit edilmesi ise gelecekteki bir çalışma olabilir. Aynı zamanda gerçek bir yapıdan elde edilecek olan titreşim verileriyle sayısal analiz gerçekleştirilerek karşılaştırılma yapılması da öngörülmektedir.

KAYNAKLAR

- Anonymous a, <https://www.mysilo.com/> (06.05.2021)
- Anonymous b, <https://www.spacex.com/vehicles/falcon-9/> (06.05.2021)
- Anonymous c, https://www.freepik.com/free-photo/white-minimal-premium-quality-can_15474281.htm#page=1&query=aluminum%20cans&position=5 (11.05.2021)
- Anonymous d, <https://www.pexels.com/photo/alternative-alternative-energy-clouds-countryside-414807/> (11.05.2021)
- Anonymous e, <https://www.best-solution.co.uk/pressure-vessels/> (13.05.2021)
- Anonymous f, <https://jenike.com/components-in-storage-structure-for-bulk-solids-pt2/> (16.05.2021)
- ANSYS, I. (2016). Workbench user's guide, Release.
- Arbocz, J. and J. H. Starnes Jr (2002). "Future directions and challenges in shell stability analysis." *Thin-Walled Structures* **40**(9): 729-754.
- Aydin, D. A. C. (2018). Buckling behavior of dented short cylindrical shells.
- Bakeer, R. M., M. E. Barber, S. E. Pechon, J. E. Taylor and S. Chunduru (1999). "Buckling of HDPE liners under external uniform pressure." *Journal of materials in civil engineering* **11**(4): 353-361.
- Batdorf, S. (1947). A simplified method of elastic-stability analysis for thin cylindrical shells. 2-modified equilibrium equation, National Advisory Committee For Aeronautics Langley Field Va Langley.
- Batikha, M., J. F. Chen, J. Rotter and J. Teng (2009). "Strengthening metallic cylindrical shells against elephant's foot buckling with FRP." *Thin-Walled Structures* **47**(10): 1078-1091.
- Boot, J. and A. Welch (1996). "Creep buckling of thin-walled polymeric pipe linings subject to external groundwater pressure." *Thin-walled structures* **24**(3): 191-210.
- Budiansky, B. (1974). Theory of buckling and post-buckling behavior of elastic structures. *Advances in applied mechanics*, Elsevier. **14**: 1-65.
- Bushnell, D. (1985). "Static collapse: a survey of methods and modes of behavior." *Finite elements in analysis and design* **1**(2): 165-205.
- Castro, S. G., R. Zimmermann, M. A. Arbelo, R. Khakimova, M. W. Hilburger and R. Degenhardt (2014). "Geometric imperfections and lower-bound methods used to calculate knock-down factors for axially compressed composite cylindrical shells." *Thin-Walled Structures* **74**: 118-132.
- Cook, R. D. (2007). Concepts and applications of finite element analysis, John wiley & sons.
- Dizaji, A. A., M. Kiliç, M. Maali and A. C. Aydin (2020). "Buckling behaviour of dented short cylindrical shells retrofitted with CFRP." *Proceedings of the Institution of Civil Engineers-Structures and Buildings*: 1-14.
- Dogangun, A., Z. Karaca, A. Durmus and H. Sezen (2009). "Cause of damage and failures in silo structures." *Journal of performance of constructed facilities* **23**(2): 65-71.

- Ebner, H. (1952). "Theoretical and experimental investigations on buckling of cylindrical tanks subjected to external pressure." *Stahlbau* **21**: 153-159.
- ECCS (2007). European recommendations on buckling of steel shells, 4th ed. Publication No. 56. Brussels.
- El-Sawy, K. and I. D. Moore (1997). Parametric study for buckling of liners: effect of liner geometry and imperfections. *Trenchless Pipeline Projects*: 416-423.
- El-Sawy, K. and I. D. Moore (1998). "Stability of loosely fitted liners used to rehabilitate rigid pipes." *Journal of Structural Engineering* **124**(11): 1350-1357.
- El-Sawy, K. M. and A. M. Sweedan (2010). "Effect of local wavy imperfections on the elastic stability of cylindrical liners subjected to external uniform pressure." *Tunnelling and underground space technology* **25**(6): 702-713.
- Farshad, M. (2011). *Plastic pipe systems: Failure investigation and diagnosis*. Elsevier.
- Greiner, R. (2004). "Cylindrical shells under uniform external pressure." Teng J and Rotter JM (eds) *Buckling of Thin Metal Shells*, London: 154-174.
- Guggenberger, W. (1995). "Buckling and postbuckling of imperfect cylindrical shells under external pressure." *Thin-walled structures* **23**(1-4): 351-366.
- Hafka, R., R. Mallet and W. Nachbar (1971). "Adaptation of Koiter's method to finite element analysis of snap-through buckling behaviour." *Int J Solids Struct* **7**: 1427-1447.
- Jawad, M. (2012). *Theory and design of plate and shell structures*, Springer Science & Business Media.
- Koiter, W. T. (1967). *On the stability of elastic equilibrium*, National Aeronautics and Space Administration.
- Korucuk, F. M. A., M. Maali, M. Kılıç and A. C. Aydın (2019). "Experimental analysis of the effect of dent variation on the buckling capacity of thin-walled cylindrical shells." *Thin-Walled Structures* **143**: 106259.
- Maali, M., M. Kılıç, Z. Yaman, E. Ağcakoca and A. C. Aydın (2019). "Buckling and post-buckling behavior of various dented cylindrical shells using CFRP strips subjected to uniform external pressure: Comparison of theoretical and experimental data." *Thin-Walled Structures* **137**: 29-39.
- Maraveas, C., G. A. Balokas and K. D. Tsavdaridis (2015). "Numerical evaluation on shell buckling of empty thin-walled steel tanks under wind load according to current American and European design codes." *Thin-Walled Structures* **95**: 152-160.
- Madutujuh, Nathan (2015). "Simple, Fast, and Unconditionally Stable Direct Nonlinear Analysis using nathan- α Method."
- Moaveni, S. (2011). *Finite element analysis theory and application with ANSYS*, 3/e, Pearson Education India.
- Musa, A. E., M. A. Al-Shugaa and H. J. Al-Gahtani (2021). "An equivalent imperfection-based FE simulation of the stability of dented cylindrical shells accounting for unintended imperfections." *Thin-Walled Structures* **158**: 107159.
- Niloufari, A., H. Showkati, M. Maali and S. M. Fatemi (2014). "Experimental investigation on the effect of geometric imperfections on the buckling and post-buckling behavior of steel tanks under hydrostatic pressure." *Thin-Walled Structures* **74**: 59-69.
- Pan, J. and S. Liang (2020). "Buckling analysis of open-topped steel tanks under external pressure." *SN Applied Sciences* **2**(4): 1-12.

- Peterson, J., P. Seide and V. Weingarten (1968). "Buckling of thin-walled circular cylinders."
- Prabu, B., A. Raviprakash and A. Venkatraman (2010). "Parametric study on buckling behaviour of dented short carbon steel cylindrical shell subjected to uniform axial compression." *Thin-Walled Structures* **48**(8): 639-649.
- Rahman, T., E. Jansen and Z. Gürdal (2011). "Dynamic buckling analysis of composite cylindrical shells using a finite element based perturbation method." *Nonlinear Dynamics* **66**(3): 389-401.
- Rathinam, N. and B. Prabu (2015). "Numerical study on influence of dent parameters on critical buckling pressure of thin cylindrical shell subjected to uniform lateral pressure." *Thin-Walled Structures* **88**: 1-15.
- Raviprakash, A., B. Prabu and N. Alagumurthi (2012). "Effect of size and orientation of a centrally located dent on the ultimate strength of a thin square steel plate under axial compression." *International Journal of Steel Structures* **12**(1): 47-58.
- Ross, C. T. (1998). *Advanced applied finite element methods*, Elsevier.
- Ross, C. T. (2007). "A proposed design chart to predict the inelastic buckling pressures for conical shells under uniform external pressure." *Marine Technology and SNAME News* **44**(2): 77.
- Schmidt, H. (2000). "Stability of steel shell structures: General Report." *Journal of Constructional Steel Research* **55**(1-3): 159-181.
- Schneider, W. and A. Brede (2005). "Consistent equivalent geometric imperfections for the numerical buckling strength verification of cylindrical shells under uniform external pressure." *Thin-Walled Structures* **43**(2): 175-188.
- Seffen, K. and S. Stott (2014). "Surface texturing through cylinder buckling." *Journal of Applied Mechanics* **81**(6).
- Seide, P., V. Weingarten and J. Petersen (1965). "NASA/SP-8007, Buckling of thinwalled circular cylinders." *Nasa Space Vehicle Design Criteria (Structures)*.
- Shokrzadeh, A. R. and M. R. Sohrabi (2016). "Buckling of ground based steel tanks subjected to wind and vacuum pressures considering uniform internal and external corrosion." *Thin-Walled Structures* **108**: 333-350.
- Taraghi, P., T. Zirakian and H. Karampour (2021). "Parametric study on buckling stability of CFRP-strengthened cylindrical shells subjected to uniform external pressure." *Thin-Walled Structures* **161**: 107411.
- Teng, J. G. (1999). *Nonlinear and Buckling Analysis of Complex Branched Shells of Revolution*. In *Computational Mechanics in Structural Engineering* (pp. 309-324). Elsevier Science Ltd.
- Teng, J. and Y. Hu (2007). "Behaviour of FRP-jacketed circular steel tubes and cylindrical shells under axial compression." *Construction and Building Materials* **21**(4): 827-838.
- Thorup, K. K. a. M. (2016). *Buckling of Steel Shell Structures*. Master, Aalborg University.
- Uematsu, Y., C. Koo and J. Yasunaga (2014). "Design wind force coefficients for open-topped oil storage tanks focusing on the wind-induced buckling." *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* **130**: 16-29.
- Uematsu, Y., T. Yamaguchi and J. Yasunaga (2018). "Effects of wind girders on the buckling of open-topped storage tanks under quasi-static wind loading." *Thin-Walled Structures* **124**: 1-12.

- Vakili, M. and H. Showkati (2016). "Experimental and numerical investigation of elephant foot buckling and retrofitting of cylindrical shells by FRP." *Journal of Composites for Construction* **20**(4): 04015087.
- Vellasco, P., S. A. L. de Andrade, L. R. O. de Lima, M. M. B. R. Vellasco and L. A. P. S. da Silva (2017). *Modeling Steel and Composite Structures*, Butterworth-Heinemann.
- Ventsel, E. and T. Krauthammer (2001). "Thin plates and shells: Theory." *Analysis, and Applications* **55**.
- Wagner, H., C. Hühne and M. Janssen (2020). "Buckling of cylindrical shells under axial compression with loading imperfections: An experimental and numerical campaign on low knockdown factors." *Thin-Walled Structures* **151**: 106764.
- Wang, B., S. Zhu, P. Hao, X. Bi, K. Du, B. Chen, X. Ma and Y. J. Chao (2018). "Buckling of quasi-perfect cylindrical shell under axial compression: a combined experimental and numerical investigation." *International Journal of Solids and Structures* **130**: 232-247.
- Wang, J. and A. Koizumi (2010). "Buckling of cylindrical shells with longitudinal joints under external pressure." *Thin-walled structures* **48**(12): 897-904.
- Yamaki, N. (1984). *Elastic stability of circular cylindrical shells*, Elsevier.
- Zhao, Y., Q.-s. Cao and L. Su (2013). "Buckling design of large circular steel silos subject to wind pressure." *Thin-Walled Structures* **73**: 337-349.
- Zhao, Y. and Y. Lin (2014). "Buckling of cylindrical open-topped steel tanks under wind load." *Thin-Walled Structures* **79**: 83-94.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler	
Adı Soyadı:	Oğuzhan AKARSU
Doğum tarihi:	
Doğum Yeri:	
Uyruğu:	
Adres:	
Tel:	
E-mail:	
Eğitim	
Lise :	Mecidiye Anadolu Lisesi
Lisans :	Atatürk Üniversitesi Mühendislik Fakültesi
Yüksek lisans:	Atatürk Üniversitesi, Fen Bil. Ens., Yapı Anabilim dalı
Yabancı Dil Bilgisi	
İngilizce :	İyi
Üye Olunan Mesleki Kuruluşlar	
İMO (İnşaat Mühendisleri Odası)	