

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**CAM LAMİNASYON OTOKLAVINDA SIZDIRMAZLIK İÇİN KULLANILAN
KAPAK CONTASININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZ
EDİLMESİ VE GEOMETRİSİNİN BELİRLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Cengiz BEYÇAYIRI

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

HAZİRAN 2019

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**CAM LAMİNASYON OTOKLAVINDA SIZDIRMAZLIK İÇİN KULLANILAN
KAPAK CONTASININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZ
EDİLMESİ VE GEOMETRİSİNİN BELİRLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Cengiz BEYÇAYIRI
(503071222)**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Konstrüksiyon Programı

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Zeynep PARLAR

HAZİRAN 2019

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503071222 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Cengiz BEYÇAYIRI, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**CAM LAMİNASYON OTOKLAVINDA SIZDIRMAZLIK İÇİN KULLANILAN KAPAK CONTASININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZ EDİLMESİ VE GEOMETRİSİNİN BELİRLENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Yrd. Doç. Dr. Zeynep PARLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd. Doç. Dr. Atakan ALTINKAYNAK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd. Doç. Dr İlknur Koçuş KOZBE**
Gedik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **Mayıs 2019**
Savunma Tarihi : **Haziran 2019**



Aileme,





ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca yardımlarını esirgemeyen değerli tez hocam ve tez danışmanım Yrd. Doç. Dr. Zeynep PARLAR'a, tezimin başından sonuna kadar teknik konularda desteklerini esirgemeyen Akar Makine Sanayi A.Ş. firmasına, meslektaşlarım Muhammed Atacan, Çisem Erdoğan Kılıç, Salih Şener Balcı ve Erdi Bozdağ'a, Yasin Sarıkulak'a tez yazım sürecinde beni yalnız bırakmayan arkadaşlarım Hakan Erten'e, Gürkan Aksoy'a teşekkür ederim.

Hayatıma girdiği günden beri her türlü desteğini benden esirgemeyen Ayşe Aynacı'ya teşekkür ederim.

Ayrıca gerek lisans eğitimim gerekse yüksek lisans eğitimim süresince bana her türlü desteği sağlayan aileme sonsuz teşekkür ederim.

Mayıs 2019

Cengiz BEYÇAYIRI
(Makine Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
2. SIZDIRMAZLIK	5
2.1 Sızdırmazlık Kavramı	5
2.1.1 Statik Sızdırmazlık	6
2.1.1.1 O-Ringler	7
2.1.1.2 Sıvı sızdırmazlık elemanları ve macunlar	8
2.1.1.3 Contalar	8
2.2 Conta Malzemesi Olarak Kullanılan Elastomer Malzemeler	9
2.2.1 Silikon (VMQ)	9
2.2.2 Florosilikon (FVMQ)	9
2.2.3 Tabii kauçuk (NR)	9
2.2.4 Nitril kauçuk (NBR)	10
2.2.5 Stiren butadien kauçuk (SBR)	10
2.2.6 Florokarbon kauçuk (FKM)	10
2.2.7 Etilen propilen (EPDM)	11
2.2.8 Poliamid (PA)	11
2.2.9 Poliüretan (PU)	11
2.2.10 Termoplastik poliüretan (TPU)	11
2.2.11 Neopren (CR)	12
2.2.12 Politetrafloretilen (PTFE)	12
2.3 Basınçlı Kaplar	14
2.3.1 Otoklav	16
2.3.1.1 Lamine cam otoklavı	17
2.4 Lamine cam	18
3. KAPAK CONTASI GEOMETRİLERİ VE MODELLENMESİ	23
3.1 Sonlu Elemanlar Metodu ve Analizi	23
3.2 Hiperelastik Malzeme Modelleri	24
3.2.1 Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme modeli	26
3.2.2 Neo-Hookean hiperelastik malzeme modeli	27
3.2.3 Yeoh hiperelastik malzeme modeli	27

3.2.4 Ogden hiperelastik malzeme modeli	27
3.3 Sonlu elemanlar analizi için sınır şartlarının belirlenmesi	28
3.3.1 Kapak contası modelleri.....	30
3.3.2 Sonlu elemanlar analizi için 3 boyutlu modellerin hazırlanması	32
3.4 Multistep sonlu elemanlar analizi için verilerin ansys'e girilmesi.....	34
3.4.1 Engineering data verilerinin girilmesi.....	34
3.4.2 Tasarlanan 3 boyutlu modelin .step doyası olarak ansys'e yüklenmesi....	37
3.4.3 SEA için ANSYS'te gerekli olan ayarların yapılması	38
3.4.3.1 Sabit destek ayarları	46
3.4.3.2 Kapağın yerdeğiştirmesi ayarları	46
3.4.3.3 Basınç ayarları.....	47
3.4.3.4 Sürtünmesiz destek ayarları	48
3.4.4 SEA çözüm aşamaları	49
4. SONLU ELEMANLAR ANALİZ SONUÇLARI.....	51
4.1 Conta Model-1 İçin Normal Çalışma Basıncında SEA Sonuçları.....	52
4.1.1 Conta Model-1 için hidrostatik test basıncında SEA sonuçları.....	55
4.2 Conta Model-2 İçin Normal Çalışma Basıncında SEA Sonuçları.....	58
4.2.1 Model-2 için hidrostatik test basıncında SEA sonuçları	61
4.3 Conta Model-3 İçin Normal Çalışma Basıncında SEA Sonuçları.....	64
4.3.1 Conta Model-3 için hidrostatik test basıncında SEA sonuçları.....	67
4.4 Conta Model-4 İçin Normal Çalışma Basıncında SEA sonuçları	70
4.4.1 Conta Model-4 için hidrostatik test basıncında SEA sonuçları.....	73
4.5 Conta Model-5 İçin Normal Çalışma Basıncında SEA Sonuçları.....	76
4.5.1 Conta Model-5 için hidrostatik test basıncında SEA sonuçları.....	79
4.6 Analiz İstatistikleri	82
4.6.1 Geometri-1 için SEA sonuçları	85
4.6.2 Geometri-2 için SEA sonuçları	86
4.6.3 Geometri-3 için SEA sonuçları	87
4.6.4 Geometri-4 için SEA sonuçları	88
4.6.5 Geometri-5 için SEA sonuçları	89
4.6.6 Geometri-6 için SEA sonuçları	90
4.6.7 Geometri-7 için SEA sonuçları	91
4.6.8 Geometri-8 için SEA sonuçları	92
4.6.9 Geometri-9 için SEA sonuçları	93
5. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER.....	95
5.1 Sonuçların Değerlendirilmesi	95
KAYNAKLAR.....	99
EKLER	101
ÖZGEÇMİŞ.....	109

KISALTMALAR

SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu
SEA	: Sonlu Elemanlar Analizi
FEM	: Finite Element Method
FEA	: Finite Element Analysis
ASME	: American Society of Mechanical Engineering
CE	: Conformité Européenne
EAC	: Eurasian Commission
PED	: Pressure Equipment Directives
NDT	: Nondestructive testing
UT	: Ultrasonik Test
RT	: Radografik Test
PT	: Penetrasyon Testi
PVB	: Poly-Vinyl Butyral
EVA	: Ethylene-Vinyl Acetate
SGP	: Sentry Glass Plus
STEP	: Standard for the Exchange of Product Data
VMQ	: Silikon
FVMQ	: Florosilikon
NR	: Tabii Kauçuk
NBR	: Nitril Kauçuk
SBR	: Stiren Bautadien Kauçuk
FKM	: Florokarbon Kauçuk
EPDM	: Etilen Propilen
PA	: Poliamin
PU	: Poliüretan
TPU	: Termoplastik poliüretan
CR	: Neopren
NÇB	: Normal çalışma basıncı
HSTB	: Hidrostatik test basıncı



SEMBOLLER

W	: Birim Şekil değişimi iÇin gerekli olan enerji
I	: Uzama invaryantları
J	: Deforme hacmin deforme olmamış hacme oranı
N, C_{ij}, D_i	: Elastomer malzeme sabitleri
λ	: Uzama oranı
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$: Yüzey gerilmeleri
C₀₁, C₁₀	: Mooney-Rivlin katsayıları
S_f	: Güvenlik faktörü



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Elastomer malzemelerin genel özellikleri	13
Çizelge 3.1 : Kapak contası tasarım parametreleri tablosu.....	32
Çizelge 3.2 : Mesh istatistikleri.	43
Çizelge 3.3 : Normal çalışma basıncı (a) ve hidrostatik test basıncı (b) için multistep analiz şartları.....	45
Çizelge 4.1 : Normal çalışma basıncı (a) ve hidrostatik test basıncı (b) için Analiz istatistikleri.....	82
Çizelge 4.2 : Tasarım parametreleri.....	84
Çizelge 4.3 : Yeni Geometriler için SEA Sonuçları.....	94



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Genel sızdırmazlık tanımı	5
Şekil 2.2 : Sızdırmazlık elemanları.....	6
Şekil 2.3 : Flanşlı bağlantıda sızdırmazlık elemanı kullanılması	7
Şekil 2.4 : Silindir kapak contası	7
Şekil 2.5 : Lamine camın temel bileşenleri	19
Şekil 2.6 : Örnek bir otoklav reçetesi	21
Şekil 3.1 : Lineer elastik ve elastomer malzemelerin gerilme – birim şekil değiştirme eğrileri.....	24
Şekil 3.2 : Homojen uzama (a) malzemenin uzamadan önceki hali (b) uzamadan sonraki hali.....	25
Şekil 3.3 : Cam laminasyon otoklavı gövde flanşı ve kapak flanşının kapanma (a) ve basınç altındaki (b) konumları	29
Şekil 3.4 : Kapak contası modelleri.	30
Şekil 3.5 : Kapak contası tasarım parametreleri.	31
Şekil 3.6 : Model-1 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları	33
Şekil 3.7 : ANSYS Static Structural modülü adımları.	34
Şekil 3.8 : Mukavemet değerleri (a) Yapısal çelik, (b) P355GH.....	35
Şekil 3.9 : Ansys'in Engineering Data kısmına yeni malzeme ekleme.....	36
Şekil 3.10 : Hiperelastik deneysel datalar ve Mooney-Rivlin parametrelerinin eklenmesi.	36
Şekil 3.11 : Mooney-Rivlin katsayılarının hesaplanması.	37
Şekil 3.12 : .STEP uzantılı 3 boyutlu modelin ANSYS'e yüklenmesi.....	37
Şekil 3.13 : Conta (a) ve otoklav kapağı (b) için malzeme seçimi.	38
Şekil 3.14 : Sonlu eleman analizi için Model'in başlatılması.	38
Şekil 3.15 : Manuel olarak temas yüzeyi ekleme.	39
Şekil 3.16 : Contact ve Target ayarları.	40
Şekil 3.17 : Mesh işlemi	40
Şekil 3.18 : Coarse Mesh (a) ve Midum Mesh (b) işlemleri	41
Şekil 3.19 : Generate Mesh (a), Meshlenmiş model (b).	42
Şekil 3.20 : Multistep analiz ayarları	43
Şekil 3.21 : Sınır şartları için gerekli ayarların eklenmesi.....	44
Şekil 3.22 : Sabit destek ayarları	46
Şekil 3.23 : Kapağın yerdeğiştirme ayar menüsü.	46
Şekil 3.24 : Kapağın multistep yerdeğiştirme ayarlarının girilmesi.	47
Şekil 3.25 : Basınç ayarlar menüsü.	47
Şekil 3.26 : Multistep basınç ayarları.	48
Şekil 3.27 : Sürtünmesiz destek ayarları.	49
Şekil 3.28 : SEA çözüm ayarları eklenecek olan analizler (a) ve çözümler (b).	50
Şekil 4.1 : Gasket Model-1 için NÇB'da SEA: Toplam Deformasyon.	52

Şekil 4.2 : Gasket Model-1 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.	53
Şekil 4.3 : Gasket Model-1 için NÇB’da SEA: Maksimum Gerilme.	53
Şekil 4.4 : Gasket Model-1 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme. ..	54
Şekil 4.5 : Gasket Model-1 için NÇB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.	54
Şekil 4.6 : Gasket Model-1 için HSTB’da SEA: Toplam Deformasyon.	55
Şekil 4.7 : Gasket Model-1 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.	56
Şekil 4.8 : Gasket Model-1 için HSTB’da SEA: Maksimum Gerilme.	56
Şekil 4.9 : Gasket Model-1 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.	57
Şekil 4.10 : Gasket Model-1 için HSTB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.	57
Şekil 4.11 : Gasket Model-2 için NÇB’da SEA: Toplam Deformasyon.	58
Şekil 4.12 : Gasket Model-2 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.	59
Şekil 4.13 : Gasket Model-2 için NÇB’da SEA: Maksimum Gerilme.	59
Şekil 4.14 : Gasket Model-2 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.	60
Şekil 4.15 : Gasket Model-2 için NÇB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.	60
Şekil 4.16 : Gasket Model-2 için HSTB’da SEA: Toplam Deformasyon.	61
Şekil 4.17 : Gasket Model-2 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.	62
Şekil 4.18 : Gasket Model-2 için HSTB’da SEA: Maksimum Gerilme.	62
Şekil 4.19 : Gasket Model-2 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.	63
Şekil 4.20 : Gasket Model-2 için HSTB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.	63
Şekil 4.21 : Gasket Model-3 için NÇB’da SEA: Toplam Deformasyon.	64
Şekil 4.22 : Gasket Model-3 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.	65
Şekil 4.23 : Gasket Model-3 için NÇB’da SEA: Maksimum Gerilme.	65
Şekil 4.24 : Gasket Model-3 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.	66
Şekil 4.25 : Gasket Model-3 için NÇB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.	66
Şekil 4.26 : Gasket Model-3 için HSTB’da SEA: Toplam Deformasyon.	67
Şekil 4.27 : Gasket Model-3 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.	68
Şekil 4.28 : Gasket Model-3 için HSTB’da SEA: Maksimum Gerilme.	68
Şekil 4.29 : Gasket Model-3 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.	69
Şekil 4.30 : Gasket Model-3 için HSTB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.	69
Şekil 4.31 : Gasket Model-4 için NÇB’da SEA: Toplam Deformasyon.	70
Şekil 4.32 : Gasket Model-4 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.	71
Şekil 4.33 : Gasket Model-4 için NÇB’da SEA: Maksimum Gerilme.	71
Şekil 4.34 : Gasket Model-4 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.	72
Şekil 4.35 : Gasket Model-4 için NÇB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.	72
Şekil 4.36 : Gasket Model-4 için HSTB’da SEA: Toplam Deformasyon.	73
Şekil 4.37 : Gasket Model-4 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.	74
Şekil 4.38 : Gasket Model-4 için HSTB’da SEA: Maksimum Gerilme.	74
Şekil 4.39 : Gasket Model-4 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.	75
Şekil 4.40 : Gasket Model-4 için HSTB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.	75
Şekil 4.41 : Gasket Model-5 için NÇB’da SEA: Toplam Deformasyon.	76
Şekil 4.42 : Gasket Model-5 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.	77
Şekil 4.43 : Gasket Model-5 için NÇB’da SEA: Maksimum Gerilme.	77
Şekil 4.44 : Gasket Model-5 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.	78
Şekil 4.45 : Gasket Model-5 için NÇB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.	78
Şekil 4.46 : Gasket Model-5 için HSTB’da SEA: Toplam Deformasyon.	79
Şekil 4.47 : Gasket Model-5 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.	80

Şekil 4.48 : Gasket Model-5 için HSTB’da SEA: Maksimum Gerilme.....	80
Şekil 4.49 : Gasket Model-5 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değiştirme.....	81
Şekil 4.50 : Gasket Model-5 için HSTB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değiştirme.....	81
Şekil 4.51 : Tasarım Parametreleri.....	83
Şekil 4.52 : Geometri-1 için NÇB’da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme.....	85
Şekil 4.53 : Geometri-2 için NÇB’da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme.....	86
Şekil 4.54 : Geometri-3 için NÇB’da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme.....	87
Şekil 4.55 : Geometri-4 için NÇB’da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme.....	88
Şekil 4.56 : Geometri-5 için NÇB’da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme.....	89
Şekil 4.57 : Geometri-6 için NÇB’da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme.....	90
Şekil 4.58 : Geometri-7 için NÇB’da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme.....	91
Şekil 4.59 : Geometri-8 için NÇB’da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme.....	92
Şekil 4.60 : Geometri-9 için NÇB’da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme.....	93
Şekil A.1 : Conta model-1 ve tasarım parametreleri.....	102
Şekil A.2 : Conta model-2 ve tasarım parametreleri.....	102
Şekil A.3 : Conta model-3 ve tasarım parametreleri.....	102
Şekil A.4 : Conta model-4 ve tasarım parametreleri.....	103
Şekil A.5 : Conta model-5 ve tasarım parametreleri.....	103
Şekil A.6 : Model-1 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları.....	104
Şekil A.7 : Model-2 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları.....	104
Şekil A.8 : Model-3 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları.....	105
Şekil A.9 : Model-4 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları.....	105
Şekil A.10 : Model-5 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları.....	105
Şekil A.11 : Geometri – 1.....	106
Şekil A.12 : Geometri – 2.....	106
Şekil A.13 : Geometri – 3.....	106
Şekil A.14 : Geometri – 4.....	107
Şekil A.15 : Geometri – 5.....	107
Şekil A.16 : Geometri – 6.....	107
Şekil A.17 : Geometri – 7.....	108
Şekil A.18 : Geometri – 8.....	108



CAM LAMİNASYON OTOKLAVINDA SIZDIRMAZLIK İÇİN KULLANILAN KAPAK CONTASININ SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE ANALİZ EDİLMESİ VE GEOMETRİSİNİN BELİRLENMESİ

ÖZET

Sızdırmazlık elamanları gününüzde makine tasarımlarında, içten yanmalı motorlarda, sanayide ve günlük hayatta kullandığımız birçok alette oldukça yaygın olarak kullanılmaktadır. Gerek malzeme özellikleride gerekse sanayinin talepleri doğrultusunda özellikle son 50 yılda ortaya çıkan gelişmelerle sızdırmazlık elemanlarının performanslarında ciddi ilerlemeler sağlanmıştır. Çalışma koşullarına uygun sızdırmazlık elemanının seçilmesi için çalışma basıncı, çalışma sıcaklığı, temas yüzeyinin pürüzlülüğü, sızdırmazlık contasının malzemesi gibi birçok parametre dikkate alınarak yapılmalıdır. Bu seçimin doğru yapılmaması durumunda ciddi kayıplar ve iş kazaları meydana gelebilir. Bu tür endüstriyel kazalar, fabrikada çalışan işçiler ve fabrika binası dışındaki insanlar için çok tehlikelidir.

Sızdırmazlık sistemleri, birçok mühendislik uygulamasında kullanılmaktadır. İki ayrılabilir mekanik bağlantı arasında herhangi bir akışkan akışı, hava akışı veya basınç farkı varsa, herhangi bir sızdırmazlık elemanının kullanılması kesinlikle gereklidir. Uygulamaya bağlı olarak, geçmişten günümüze farklı standart sızdırmazlık elemanları (O-Ringler, X-Ringler, U-Ringler vb.) geliştirilmiştir. Standart sızdırmazlık elemanları birçok sızdırmazlık uygulaması için kullanılabilir, ancak bazı uygulamalar standart sızdırmazlık elemanlarının kullanılması için uygun değildir. Bu tür uygulamalar için, çalışma koşulları dikkate alınarak özel sızdırmazlık elemanlarının tasarlanması gerekir.

Sızdırmazlık, tüm basınçlı kap uygulamalarında çok önemlidir. Basınçlı kapta herhangi bir yerde herhangi bir sızıntı varsa, bu sızıntıya bağlı olarak çok ciddi sorunlar oluşabilir. Basınçlı kaplara bağlı tüm parça ve sistemlerin montajı, tüm güvenlik kuralları dikkate alınarak dikkatlice yapılmalıdır.

Basınçlı kaplar endüstrideki birçok uygulama için kullanılmaktadır. Basınçlı kaplar için literatürdeki ilk kayıtlı teorik çalışma, 1495'te Leonardo da Vinci tarafından yapılmıştır. Ancak, basınçlı kapların kullanımı 1800'lerde sanayi devrimi ile başlamış ve zaman içinde yaygınlaşarak yeni uygulama alanları bulmuştur. Basınçlı kapların endüstrideki ilk uygulamalarından biri, buharın bir kazan içinde üretilmesidir. Bundan sonra, gemilerin veya lokomotifler hareket ettirilmesi gibi birçok mühendislik uygulamasında buhar kullanılmıştır. Bu uygulamalar basınçlı kapların kullanımına örnektir. Endüstrideki basınçlı kapların kullanımı iki ana bölüme ayrılabilir. Bunlardan ilki, basınçlı kaplar depolama amaçlı olarak kullanılırlar. Bu tür basınçlı kaplar, ortam basıncından farklı bir basınçta gazların (doğal gaz, propan vb.), Sıvıların (likid doğal gaz, likid petrol gazı vb.) veya sıkıştırılmış havanın depolanması (kompresörler) için kullanılmıştır. İkinci uygulama alanı ise, basınçlı kaplar kontrollü yüksek basınç ve yüksek sıcaklık uygulayarak ürünlerin mekanik özelliklerini geliştirmek için kullanılır. Bu tip basınçlı kaplar özel

bir isimle "Otoklav" olarak adlandırılırlar. Otoklavlar birçok mühendislik uygulaması için kullanılmaktadır.

Genel olarak, otoklavlar fabrikalarda çok tehlikeli ve yüksek riskli sınıf makineler grubundadırlar. Bunun nedenden dolayı, otoklavlar belirli malzemeler ve iyi bilinen uluslararası talimatlar ve direktifler PED, CE (Avrupa için), ASME (Kuzey Amerika için), EAC (Rusya için) vb. kullanılarak üretilmektedirler. Tasarım, üretim ve test süreçleri bağımsız test şirketleri tarafından yapılır ve aşamaların talimatlara ve direktiflere uygun olması gerekir, aksi takdirde otoklavın üretim sürecinde bir sonraki adıma geçilmez. Otoklavda kullanılacak olan sacların kalınlığı talimatlara ve direktiflere göre hesaplanır. Kaynak işleminden önce malzeme kalınlığına göre saclara kaynak ağzı açılarak kaynak işlemi için hazırlanırlar. Kaynak işlemi için farklı kaynak yöntemleri kullanılabilir. Kaynak işleminin tamamlanmasından sonra, kaynak alanları UT, RT, PT ve benzeri gibi NDT yöntemleri kullanılarak kontrol edilir. Bundan sonra, otoklava hidrostatik test uygulanmalıdır. Hidrostatik test için tasarım basıncının 1,5 katı basınç uygulanır ve bağımsız uzman bir kişi tarafından kaynak alanlarından su sızıntısı olup olmadığı kontrol edilir. Sonuç olarak, tüm adımlar talimatlara ve direktiflere göre uygunsa, montaj işlemine geçilebilir.

Günümüzde otoklavlar kompozit malzeme üretimi, lamine cam üretimi, lastiklerin kaplanması, gazbeton tuğla üretimi, tıbbi atık sterilizasyonu, kauçuk ve endüstriyel hortum üretimi ve bunların dışında birçok uygulamada kullanılmaktadır. Otoklav prosesi, bu üretim süreçlerinde en önemli kısımdır, çünkü otoklava yüklenen ürünlerin mekanik özelliklerinin geliştirilmesine katkıda bulunur. Otoklavlar, kullanılacakları uygulamaya göre farklı çap, gövde uzunluğu, akışkan tipi, ısıtma sistemi, soğutma sistemi gibi farklı özelliklere sahip olabilir.

Otoklavın kapağı, otoklavın kolay ve hızlı bir şekilde yüklenmesini ve boşaltılmasını sağlayan "Bayonet Kapak Sistemi" olarak adlandırılan özel bir mekanizmaya sahiptir. Bu sistem, özel tasarımına bağlı olarak hızlı açma - kapama ve kilitleme mekanizmasına sahiptir ve otoklav kapağın kapanmasını ve açılmasını sağlayan cıvata ve somun yoktur. Bu sebepten dolayı O-Ringler, X-Ringler, U-Ringler gibi standart sızdırmazlık elemanları, otoklav kapağının sızdırmazlığının sağlanması için kullanılamazlar. Otoklav kapağının sızdırmazlığında özel tasarlanmış bir sızdırmazlık contası kullanılmalıdır. Bu özel conta, gövde flanşı üzerindeki yuvasına yerleştirilmiştir. Conta, otoklav kapağı açıldığında sabit kalır ve kapak kapatılıp kilitlendiğinde, otoklav kapağı sızdırmazlık sağlamak için kapak contasına baskı yapar. Flanş üzerinde conta yuvası, conta geometrisi ile ilişkilidir ve conta geometrisi göz önünde bulundurularak tasarlanmalıdır.

Lamine cam, kırıldığında dağılmayan bir tür güvenlik camını tanımlanabilir. Lamine camlar; binalarda, havalanlarında, gökdelenlerde güvenlik camı olarak, otomotiv endüstrisi için ön cam olarak, güvenliğin önemli olduğu yerlerde kurşungeçirmez cam olarak veya diğer birçok uygulamada kullanılır. Lamine cam üretimi için en etkili ve hızlı yöntemlerden biri de otoklav kullanımınıdır. Otoklav işlemi, bu üretim yönteminin en önemli parçasıdır. Lamine camlar bazı ek makineler kullanılarak otoklav prosesi için hazırlanır. Bu işlem, ön-lamine işlemi olarak adlandırılır. Ön lamine işleminde, PVB, EVA veya SGP gibi arakatman filmlerden biri lamine cam üretmek için iki veya daha fazla cam tabakası arasına serilerek yerleştirilir. Lamine cam üretimi için kullanılan arakatman filmler plastik esaslı malzemelerdir. Bu tür malzemeler, ısı ve yüksek basınç uygulandıktan sonra cam yüzeylere sıkıca

yapıştırılırlar. Ön-lamine işlemi ile hazırlanmış olan camlar otoklava yüklendikten sonra otoklav çalıştırılır.

Otoklav işlemi sırasında, camların arasındaki arakatman film, uygulanan ısı ile yüksek sıcaklıkla erirken ortamda bulunan yüksek basınç camların erimiş filme iyice yapışmasını sağlar. Lamine cam üretimi sırasında, otoklavın içindeki kararlı hava dolaşımı ürünleri kalitesi açısından çok önemlidir. Otoklavın içinde kararlı hava dolaşımını sağlayabilmek için, otoklav iyi şekilde izole edilmeli ve otoklavın herhangi bir yerinden hava kaçağı olmamalıdır. Otoklav üzerindeki tüm elemanların sızdırmazlığı standart sızdırmazlık elemanları kullanılarak ya da özel tasarlanmış sızdırmazlık elemanları kullanılarak sağlanmalıdır.

Kararlı hava sirkülasyonu ve izolasyon, lamine cam üretimi için kritik parametrelerdir. Sıcaklık dağılımının, cam levhaların başlangıcı ile cam levhaların sonu arasında $\pm 2^{\circ}\text{C}$ civarında olması gerekir. Aksi takdirde, lamine camın kenarlarında delaminasyon meydana gelir. Ön laminasyon işlemi, lamine cam için daha iyi kalite sağlar ve ön laminasyon işlemi doğru şekilde uygulandığında, cam levhalar arasındaki delaminasyon ve kabarcıklar azalır. Lamine camın özelliklerine göre dikey veya yatay yükleme yöntemi uygulanmaktadır. Ayrıca, cam levhaların arasında mesafe bırakılarak otoklava yüklenmesi gerekir. Sıcak ve basıçlı hava cam plakaların aralarında geçerek kürlenme işleminin tamamlanmasını sağlar.

Otoklavda, lamine cam üretimi 3 ana kısma ayrılır. Bunlar ısıtma, proses ve soğutma kısımları olarak adlandırılır. Otoklav ısıtma kısmında, içine yüklenmiş olan camların arasında kullanılan film malzemesinin teknik özelliklerine, cam kalınlığına ve tipine göre hazırlanmış olan özel reçetelere uygun olarak basınçlandırılır ve ısıtılır. Yani, otoklavın sıcaklığı ve basıncı zamana bağlı olarak arttırılır. Otoklav çalışma sıcaklığına ve çalışma basıncına ulaştığı zaman, bu parametreler proses kısmı sonuna kadar sabit tutulur. Proses kısmı bittiğinde soğutma kısmına geçilir. Soğutma kısmı sırasında basınç sabit tutulurken sıcaklık azaltılır. Lamine cam üretimi süresi boyunca, otoklavın kapak contası sızdırmazlık sağlamalı ve otoklavın içindeki kararlı hava akışına zarar vermemelidir. Tüm bu işlemler sırasında otoklav çapına ve çalışma basıncına bağlı olarak otoklav kapağına çok büyük bir itme kuvveti uygulanır. Otoklav kapağı, bu büyük itme kuvvetine karşı sızdırmaz olmalıdır. Sonlu elemanlar analizi yapmak için, otoklav kapağı ve gövde flanşı arasında mesafe ve conta geometrisi dikkate alınarak mevcut çalışma koşullarına benzer basitleştirilmiş bir sonlu eleman modeli oluşturulmuştur.

Sızdırmazlık contası geometrisinin belirlenmesi, malzeme özellikleri, tasarım basıncı, çalışma basıncı, çalışma sıcaklığı, çalışma ortamı (gaz, sıvı, buhar vb.), kapı geometrisi ve kapının temas yüzeyinin pürüzlülüğü gibi birçok parametreye bağlıdır. Bu çalışmada, 5 adet farklı sızdırmazlık contası geometrisi, en uygun geometriyi belirleyebilmek için Sonlu Elemanlar Metodunu kullanan Ansys programı ile analiz edilecektir. Contalarının kesitleri Autocad programı kullanılarak tasarlanmıştır. Contaların 3 boyutlu katı modelleri Autodesk Inventor programı kullanılarak oluşturulmuştur. Ayrıca .STEP dosyaları yine Autodesk Inventor programı kullanılarak oluşturulmuştur. Contaların SEM analizi için otoklavın çalışma ve sınır koşulları dikkate alınarak Ansys Workbench programı kullanmıştır. Tüm analizlerde çalışma basıncı 13 bar, tasarım basıncı 14 bar, hidrostatik test basıncı 21 bar olarak kabul edilmiştir.

Genellikle cam laminasyon otoklavlarında conta malzemesi olarak hiper-elastik malzemeler kullanılır. Hiper elastik malzemelerin mekanik davranışları metallere

ve diğ er plastik malzemelerden farklıdır. Hiper-elastik malzemeler Hooke Yasasına uymazlar ve lineer olmayan malzeme özelliklerine sahiptirler. Hiper-elastik malzemeler, küçük kuvvetler uygulandığında büyük sapmalara sahip olabilir. Gerilme-Şekil değ iştirme diyagramlarını göz önüne alarak Hiper-elastik malzemelerin elastik davranış larını belirleyebilmek için bazı deneysel ve sayısal çalışmalar (Mooney-Rivlin, Noe-Hookean, Ogden, Yeoh vb.) vardır. Bu çalışmada Mooney-Rivlin hiper elastik malzeme modeli kullanılmıştır.

Analizler; Toplam Deformasyon, Eşdeğ er Gerilme, Maksimum Gerilme, Eşdeğ er Elastik Şekil Değ iştirme ve Maksimum Elastik Şekil Değ iştirme değ erleri için yapılmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. En uygun conta geometrisi, simülasyonlar ve Sonlu Eleman Analizi sonuçları dikkate alınarak belirlenmiştir. Hem sızdırmazlık contası hem de otoklav gövdesinin flanşı üzerindeki conta yuvası, analiz sonucuna bağ lı olarak üretilecektir.

Bu çalış ma, daha yüksek sıcaklık, daha yüksek basınç ve benzeri basınçlı kaplar için farklı çalış ma koşulları dikkate alınarak farklı conta geometrisinin tasarımına atıfta bulunabilir ve katkıda bulunabilir. Öte yandan, bu çalış ma herhangi bir statik sızdırmazlık uygulaması için referans olabilir.

ANALYSIS AND DETERMINATION OF THE GASKET GEOMETRY BY USING FINITE ELEMENT METHOD FOR SEALING ON THE DOOR OF GLASS LAMINATION AUTOCLAVE

SUMMARY

Sealing elements are widely used for designing of machines, on the internal combustion engines, for different industrial applications and on the some of the small devices which are used for daily life. Performance of sealing elements has been developed especially in the last 50 years as a result of both improvements of material properties and industrial applications. A lot of different parameters have to be considered such as working pressure, working temperature, the roughness of the contact surface, sealing gasket material in order to select suitable sealing element according to the operating conditions. Determining of the suitable sealing element is very important for sealing performance; otherwise, very serious problems may be occurred in terms of employment-industrial accidents. These kinds of industrial accidents are very dangerous for the employees in the factory and people around of the factory building.

Sealing systems have been used for many applications of engineering. Using a sealing element is absolutely necessary if there is any fluid flow, air flow or pressure difference between two separable mechanical connections. Depending on the application, different standard sealing elements such as O-Rings, X-Rings, U-Rings, and so on have been developed from past to present. One of the standard sealing elements may be used for many sealing applications but, some applications are not suitable for using standard sealing elements. For such applications, special sealing elements have to be designed by considering the operating conditions.

Sealing is very important subjects for all of the pressure vessel applications. If there is any leakage in any place on the pressure vessel, very serious problems may occur depending on this leakage. Installation of all parts and systems connected to the pressure vessels has to be carried out carefully by considering all safety rules.

Pressure vessels have been used for many applications in the industry. The first theoretical study in literature for pressure vessels was conducted by Leonardo da Vinci in 1495. However, using of pressure vessels started with the industrial revolution in 1800s and became widespread over time and found new application areas. One of the first applications of pressure vessels in industry was generation of the steam in the boiler. After that, steam has been used for many engineering applications such as moving of steam-boat or steam-locomotives. All of these applications are examples of using of pressure vessels. Using of pressure vessels in industry can be divided into two main areas. The first one, pressure vessels are used for storage purposes. These kinds of pressure vessels have been used for storing of gases (natural gas, propane, etc.), liquids (liquid natural gas, liquid petroleum gas, etc.) or compressed air (compressors) at a pressure which is different from the ambient pressure. The second application area using of pressure vessels, is used to

improve the mechanical properties of the products by applying and controlling of high pressure and high temperature. These types of pressure vessels are specifically called as autoclaves, and they are used for many engineering applications.

Generally, autoclaves are called very dangerous and high risk class machines on the factories. That's the reason why, autoclaves have to be manufactured by using specific materials and well-known international instructions and directives such as PED, CE (for Europe), ASME (for North America), EAC (for Russia) and so on. Designing, manufacturing and testing processes of the autoclaves are controlled by independent testing companies and all steps have to be suitable for instructions and directives, otherwise, it is not possible to proceed the next step during the manufacturing process of an autoclave. Thickness of the sheets is calculated according to instructions and directives. Afterwards, depending on the material thickness, sheets are prepared by applying special form on the edges before welding process. Different welding methods may be used for welding process. After completing of the welding process, welding areas are controlled by using NDT methods such as UT, RT, PT and so on. After that, hydro-static test has to be applied to the autoclave. 1,5 times higher pressure than the design pressure is applied for hydrostatic test and it is checked is there any water leakage from the welding areas by independent specialized person. As a result, if all steps are suitable according to instructions and directives, it is proceed to assembling process.

Nowadays, autoclaves are used for composite material production, laminated glass production, retreading of tires, production aerated concrete bricks, medical waste stylization, rubber and industrial hose production and many additional application. Autoclave process is most important part for these production processes, because, it contributes to improve mechanic properties of the goods which are loaded into the autoclave for process. Autoclaves may have different properties such as different diameter, body length, operating pressure, operating temperature, fluid type, heating system, cooling system according to the applications that will be used.

Door of the autoclave has a special mechanism which is called "Byonette Door System" to allow both loading and unloading of the autoclave easily and quickly. This system has quick open - close and locking mechanism depending on its special design and there is not any bolts and nuts to be able to lock and unlock the door. That's the reason why standard sealing elements such as O-Rings, X-Rings, U-Rings are not able to use efficiently for sealing on the autoclave door. A special designed sealing gasket has to be used for the sealing of the autoclave door. This special sealing gasket has been located to its housing of the body flange. When the door is open it remains fixed and when the door is closed and locked, the autoclave door presses to the sealing gasket in order to provide sealing. Housing of gasket on the flange, is associated with the gasket geometry and it has to be design by considering gasket geometry.

Laminated glass is able to describe as a kind of safety glass that stays together when it breaks. Laminated glasses are used on the buildings, airports, shopping malls skyscrapers as security glass, for the automotive industry as windshield, for bullet resistance glass industry as high security purposes, besides, they are used for many other applicaitons. One of the most effective and fast methods for the laminated glass production is implemented by autoclave process. Autoclave process is the most important part of this production method. Laminated glasses have to prepared previously by using some additional machines. This process is called as pre-

lamination process. One of interlayer film (such as PVB, EVA or SGP) is interlayered between two or more glass sheets during pre-lamination process. Interlayer films are plastic based materials and they are firmly adhered to glass surfaces under high temperature and high pressure. The autoclave is operated after the pre-laminated glasses are loaded into the autoclave. During autoclave process plastic basis interlayer film is molten with high temperature as a result of applying heat, meantime glass sheets are adhered to the molten film strongly by means of high pressure. Steady air circulation in autoclave is very important in terms of products quality through laminated glass production process. To be able to provide steady air circulation inside of the autoclave, it has to be well insulated and has not any leakage in any place of on the autoclave body. Sealing of all elements on the autoclave have to be provided either by using standard sealing elements or by using specially designed sealing elements.

Steady air circulation and insulation are critical parameters for laminated glass production. Temperature distribution has to be around ± 2 °C between beginning of the glass sheets and end of the glass sheets. Otherwise, delamination is occurred on the edges of the laminated glass. Laminated glasses are loaded into the autoclave after the pre-lamination process. Pre-lamination process provides better quality for laminated glass production on the other hand, risk of delamination and bubbles between glass sheets are reduced, if all steps are applied correctly. Vertical or horizontal loading method is applied depending on the specifications of the laminated glass. In addition, glass sheets have to be loaded in to the autoclave by locating some distance between glass sheets. Hot and pressurised air passes through these gaps between glass sheets and provides the curing process to be complete.

Laminated glass production is divided mainly 3 sections by using of the autoclave. These are called as heating, process, and cooling. Autoclave is pressurised and heated up during heating section, according to its special recipes which are prepared by considering technical specification of interlayer material, types and thickness of the glass sheets. It means that, pressure and temperature of the autoclave have been increased with respect to time up to working pressure. When the autoclave reaches to the working pressure and working temperature, these parameters are fixed until end of the process section. After completing of process section, cooling section is started. During cooling section, temperature is decreased with respect to time while pressure is fixed. During the entire laminated glass production period, sealing gasket on the autoclave door provides sealing and it has not to damage steady air circulation inside of the autoclave. During the process, big compressive force is applied to the door of the autoclave, depending on diameter of the autoclave and working pressure. Door of the autoclave has to be sealed against for this compressive force. In order to make finite element analysis, a simplified and similar finite element model has been created by considering both gaps between autoclave door and its housing and also, geometry of sealing gasket.

Generally, hyper-elastic based materials are used as sealing gasket for glass laminating autoclaves. Mechanical behaviors of hyper-elastic materials are different than the metals and other plastic materials. Hyper-elastic materials are not suitable according to Hooke's Law because they have non-linear characteristics in terms of material properties. Hyper-elastic materials may have big deflection by applying of small forces. There are some experimental and numerical studies (such as Mooney-Rivlin, Neo-Hookean, Ogden, Yeoh and so on) to be able to determine elastic

behaviors of Hyper-elastic materials by considering stress-strain diagrams. Mooney-Rivlin hyper-elastic material model was used for this study.

Determining of sealing gasket geometry is associated with, some parameters such as material properties, design pressure, working pressure, working temperature, working environment (such as gas, liquid, steam etc), door geometry and roughness of the contact surface of the door. In this study, 5 pieces of different sealing gasket geometry, will be analysed by using of FEM to be able to determine most suitable geometry. Sections of the sealing gaskets were designed by using Autocad. 3D models of the gasket geometry were created by using Autodesk Inventor. Also, STEP files were created by using Autodesk Inventor. FEM analysis of the gaskets were carried out by using Ansys Workbench by considering boundary conditions according to autoclave working conditions. Working pressure has been considered as 13 bar, design pressure has been considered as 14 bar and hydrostatic test pressure has been considered as 21 bar for all analysis.

Analysis have been done in order to get results for Total Deformation, Equivalent Stress, Maximum Principle Stress, Equivalent Elastic Strain, Maximum Principle Elastic Strain. The most suitable gasket geometry has been determined by considering the FEA results and simulations. Both sealing gasket and its own housing on flange of the autoclave body will be produced depending on the analysis results.

This study is able to be refer and contribute to design different gasket geometry by considering different operating conditions for the pressure vessels such as higher temperature, higher pressure and so on. On the other hand, this study is able to refer for any kind of static sealing application.

1. GİRİŞ

Sızdırmazlık elemanları gerek sanayide gerekse günlük hayatta bir çok noktada kullanılmaktadır. Çalışma şartlarına bağlı olarak bir çok standart sızdırmazlık elemanı kataloglardan uygun parametrelere göre seçilip kullanılabilir ancak özel uygulamalar için standart olmayan ve özel üretilmesi gereken sızdırmazlık elemanları da yaygın olarak kullanılmaktadır. Sızdırmazlık kavramı temel olarak iki ortam arasında akışkanın temas alanından geçmesini engellemek, kontrol etmek olarak tanımlanabilir. Sızdırmazlık için çalışma ortamının statik ve ya dinamik olması farklı analizlerle incelenir ve duruma uygun sızdırmazlık elemanları seçilerek sızdırmazlık sağlanmaya çalışılır. Otoklavın kapak tipine göre uygun sızdırmazlık elemanı eğer mümkünse standart sızdırmazlık elemanlarından biri kullanılarak; mümkün değilse çalışma koşulları dikkate alınarak, özel olarak tasarlanıp, uygun malzemelerden üretilerek seçilir.

Bu tez çalışmasının 1. Bölümünde tezin amacı verilmiş ve literatürde bulunan çalışmalar incelenmiştir. 2. Bölümde sızdırmazlık türleri ve sızdırmazlıkla ilgili kavramlar anlatılmıştır. Conta malzemesi olarak kullanılacak malzemenin seçiminin yapılmıştır. Basıncılı kaplar, cam laminasyon otoklavı ve lamine cam hakkında genel bilgiler verilmiştir. 3. Bölümde cam laminasyon otoklavında kullanılacak olan kapak contasının analiz edilebilmesi için gerekli olan sınır şartları belirlenmiştir. Ayrıca SEA için kullanılacak olan hiperelastik malzeme modelleri hakkında bilgi verilmiştir. Ayrıca SEA için kullanılacak olan kapak contaları için 5 farklı kesit geometrisi tanımlanmıştır. Bu kesit geometrilerinden biri mevcut sistemde kullanılan kapak contası olarak referans model olarak alınmış, diğer modeller ise yeni oluşturulan kesit geometrileridir. 4. Bölümde kapak contası için yapılan SEA sonuçları verilmiştir. Bu sonuçlar ve kesit geometrilerindeki tasarım parametreleri kullanılarak kesit geometrileri için Geometri yapılmış ve oluşturulan kesit geometrileri için aynı sınır şartları kullanılarak SEA yapılmış ve sonuçlar tablolar halinde verilmiştir. 5. Bölümde ise analiz sonuçları değerlendirilerek kıyaslamaları yapılmış en uygun conta geometrisi belirlenmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, bayonet kapak sistemini kullanan cam laminasyon otoklavında kullanılacak olan kapak contasının; 5 farklı kesit geometrisi dikkate alınarak sonlu elemanlar yöntemini kullanan ANSYS Workbench programı ile analiz edilerek çalışma şartlarına en uygun olan kesit geometrinin seçilmesi sağlamaktır. Otoklavın kapağında kullanılacak olan contanın analiz edilebilmesi için otoklavın çalışma şartlarının ANSYS Workbench programıyla tanımlayıp, otoklavın çalışması sırasında contada meydana gelen deformasyonlar ve gerilmeler incelenecektir. İncelenen conta modelleri arasında en uygun geometrinin seçilmesi için yapılan analiz ile çalışma koşullarından daha yüksek basınçlar için analizler yaparak contanın daha yüksek basınçlar altındaki davranışı analiz edilebilir. Otoklavın kapağı için ise farklı conta geometrileri tasarlanıp sınır şartlarına göre incelenebilir. Bu tezin sonucunda hem conta geometrisi hem de conta yuvasının geometrisi belirlenerek otoklavın üretimi için zorunlu olarak uygulanan hidrostatik basınç testi sırasında otoklava uygulanan tasarım basıncının 1,5 katı kadar olan basınç altındaki sızdırmazlık davranışının karşılaştırılması hedeflenmiştir.

1.2 Literatür Araştırması

Bu çalışma için birçok makale, yüksek lisans ve doktora tezi incelenmiştir. Literatürde statik sızdırmazlık uygulaması olarak çok fazla özgün benzer çalışma bulunmadığından bu çalışmada incelenen çalışmalar içersinden statik sızdırmazlık ile ilgili kısımlar temel alınarak bu çalışma yapılmıştır. Bu çalışma için yapılan literatür çalışmasında statik sızdırmazlık, elastomer malzemelerin sızdırmazlık elemanı olarak kullanılırken seçim kriterleri, basınçlı kaplar ve otoklavlarda sızdırmazlık, lamine cam üretimi, hiperelastik sızdırmazlık malzemelerinin sonlu elemanlar metodu ile analiz edilmesi ile ilgili çalışmalar incelenmiştir.

Guruchannabasavaiah N G, Prof.Shanmugam ve Arun L R' nin çalışmalarında [1] 250 °C – 300 °C çalışma sıcaklığında ve yüksek basınç altında çalışan bir basınçlı kapta kullanılan bir contanın SEM ile analizi yapılmıştır. Bu çalışmada bağlantı tipi olarak cıvatalı bağlantı kullanılmış ve contada oluşan deformasyonlar SEM'ünü kullanan ANSYS Workbench yazılımı ile gerekli sınır şartları ve başlangıç koşulları girilerek elde edilmiştir. Akışkanın sıcaklık değişimine bağlı olarak contada meydana

gelen elasto-plastik deformasyonlar, civatalara uygulanan yük ve buna bağlı olarak contada oluşan termal gerilmelerin sızdırmazlık sağlamadaki etkileri incelenmiştir. Bu çalışma bize, bir basınçlı kaptaki SEA yapabilmek için gerekli olan sınır koşullarının ve sızdırmazlık malzemesi olarak kullanılan malzemenin ve farklı conta geometrilerinin lineer olmayan şekil değişimlerini analiz etme konusunda yardımcı olmuştur.

Mohammadreza Mofidi'ye ait olan doktora tezinde [2] sızdırmazlık malzemesi olarak kullanılan elastomer malzemelerin genel özellikleri, çalışma koşullarına göre uygun sızdırmazlık malzemesinin nasıl seçileceği ve elastomer malzemelerin tribolojik davranışları hakkında detaylı araştırma yapılmıştır. Bu çalışmada, aynı çalışma koşullarında farklı malzemeler incelenmiştir. Bu çalışma conta malzemesi olarak kullanılacak olan malzemenin seçimi konusunda yardımcı olmuştur.

Weiqing Li, Yu Wang ve Detian Miao [3]'e ait olan çalışmada, döner bir makine elemanında kullanılan kauçuk esaslı (Fluorine rubber) sızdırmazlık elemanının SEM ile çalışma şartlarındaki şekil değiştirmesi incelenmiştir. Bu çalışmada sonlu elemanlar analizi için Abaqus programı kullanılmıştır. Bu çalışmada özel geometriye sahip bir dudaklı keçe ele alınmış ve çalışma şartlarına uygun başlangıç ve sınır koşulları sonlu elemanlar analizi için kullanılan Abaqus programına girilmiş ve analiz olarak lineer olmayan malzeme davranışı analizi yapılmıştır. Bu çalışmada aksel yüklemeye sahip olan çalışma şartlarında dudaklı keçede meydana gelen gerilmeler SEA ile elde edilmiştir. Ayrıca, maksimum kontak gerilmesinin daima çalışma basıncından daha büyük olduğu bunda sızdırmazlık performansına olumlu yönde katkı sağladığı sonucu elde edilmiştir. Dudaklı keçede oluşan gerilme dağılımı SEA ile elde edilmiş ve çalışma şartlarında problem çıkarabilecek kısımlar verimli bir şekilde tahmin edilmeye çalışılmıştır.

Ketut B. Putra, Jeff Plott ve Albert J. Shih [4]'e ait olan makalede biaxial test yapılarak silikon contanın Mooney-Rivlin parametrelerinin elde edilebilmesi deneysel olarak incelenmiştir. Hiperelastik malzeme modelleri için gerekli olan gerilme-şekil değiştirme ölçümleri deneysel olarak birkaç farklı yöntemle yapılmaktadır. Kullanılacak olan hiperelastik malzeme modeline göre bu deneysel yöntemlerden biri ve ya daha hassas analizler için birkaçı kullanılarak hiperelastik malzeme modeline göre katsayılar elde edilebilir.

Kalle Hanhi, Minna Poikelispää ve Hanna-Mari Tirilä [5] tarafından yapılan çalışmada hiperelastik malzemelerin genel özellikleri ve kullanım alanları ile ilgili detaylı bilgiler verilmiştir. Bu çalışmadan yola çıkılarak farklı çalışma şartlarına sahip uygulamalar için hangi hiperelastik malzemenin kullanılması gerektiği konusunda fikir edinilebilmektedir.

Mohammed Qazam Naser ve A.V.S.S.Kumara Swamı Gupta [6] ait olan çalışmada ANSYS ile bir basınçlı kabın yapısal ve termal olarak analiz edilmesi incelenmiştir. Bu çalışmada civatalı kapak dikkate alınmış ve conta malzemesi olarak silikon conta seçilmiştir. Bu çalışmada da güvenlik katsayısı 1,5 olarak alınmış ve sonlu elemanlar analizi yapılmıştır.

İsmail Sancaklı [7]'ya ait olan yüksek lisans tezinde 4 önemli basınçlı kap standardına göre basınçlı kapların tasarım aşamasında gerekli olan hesaplamalar ile ilgili detaylı bilgiler verilmiş bu standartlar arasındaki farklılıklar incelenmiştir. Bu çalışma referans alınarak basınçlı kapların kullanılacağı ülkelere göre farklı malzemelerle üretildiklerinden analiz yapılırken CE standartına göre malzeme seçimleri yapılmıştır. Basınçlı kapların kullanımları sırasında meydana gelen kazalar genellikle çok tehlikeli ve ölümlü sonuçlanan kazalar olduğundan basınçlı kapların tasarım ve üretim süreçlerinde güvenlik en ön plandadır.

Burhan Kılınç [8]'a ait olan yüksek lisans tezinde PVB ara katman malzemesi kullanılarak lamine cam üretim prosesi hakkında bilgiler verilmiş ve lamine cam üretim aşamalarından otoklav prosesi detaylı olarak anlatılmıştır. Bu çalışmada lamine cam üretiminin başlangıcından sonuna kadar olan aşamalar hakkında detaylı bilgiler verilmiştir. Bu çalışma referans alınarak otoklavın çalışma basınçları ve sınır şartları analiz için belirlenmiştir.

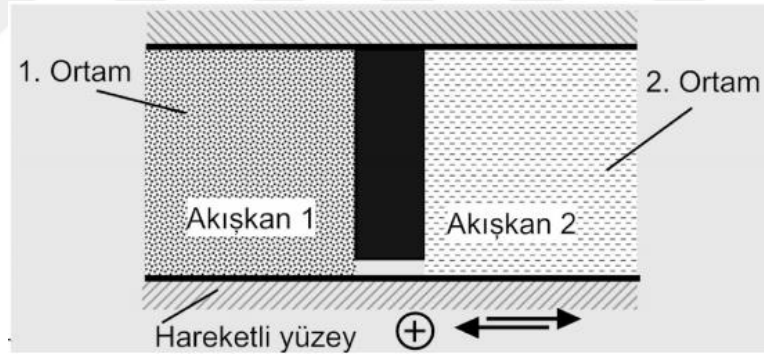
Görkem Tok [9] tarafından yapılan yüksek lisans tezinde dinamik sızdırmazlık için sonlu elemanlar analizi yapılarak incelenmiştir. Bu çalışmada referans alınarak statik ve dinamik sızdırmazlık arasındaki farklar incelenmiştir.

2. SIZDIRMAZLIK

2.1 Sızdırmazlık Kavramı

Sızdırmazlık, en genel anlamda ortak bir temas alanı bulunan yüzeyler arasında akışkan (sıvı, yağlayıcı madde, hava vb) geçişini kontrol etmek veya engellemek olarak tanımlanabilir. Şekil 2.1’de [10] ortak temas yüzeyi bulunan, iki farklı akışkan içeren ve biri sabit diğeri hareketli olan bir sistem şematik olarak verilmiştir.

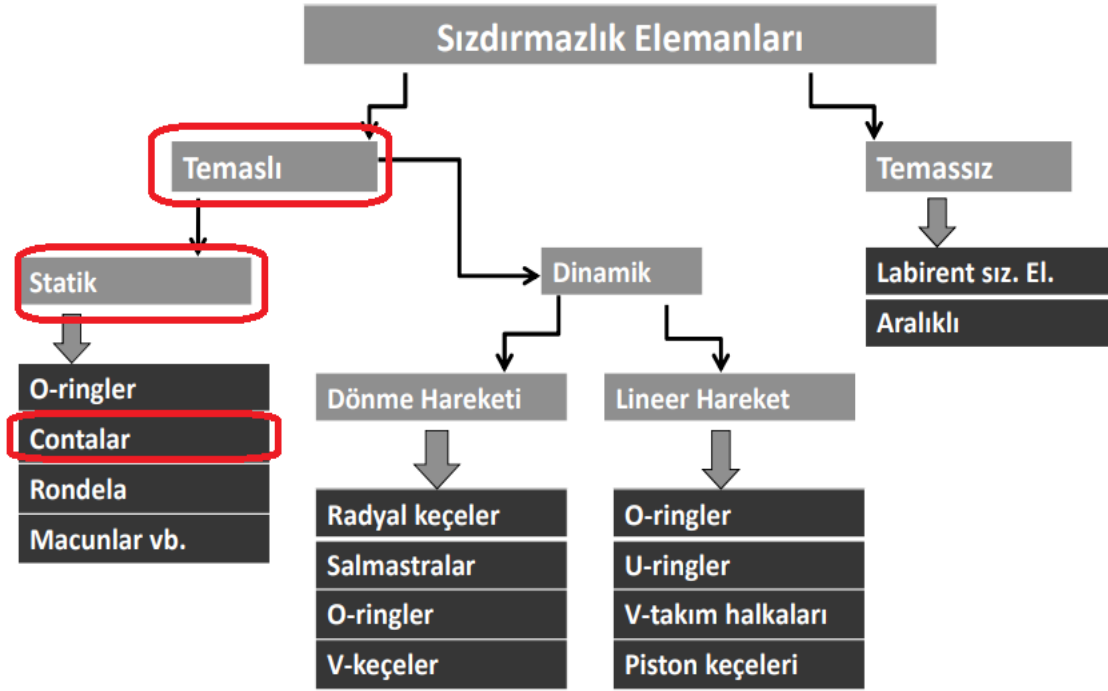
Temas yüzeyleri birbirlerine göre izafi hareketli veya sabitlenmiş durumda olabilir. Sızdırmazlığın sağlanabilmesi için temas yüzeylerinin çok hassas şekilde işlenmesi gerekir. Temas yüzeyleri her ne kadar hassas işlenirse işlensin ve buna ek olarak sızdırmazlık elemanları da kullanılsın, mikro boyutlarda da olsa mutlaka iki ortam arasında madde geçişi olmaktadır.



Şekil 2.1 : Genel sızdırmazlık tanımı. [10]

Yüzeylerin yüksek hassasiyetle çok düşük toleranslarla işlenmesi sızdırmazlık açısından fayda sağlar ancak bu işlemler maliyet açısından çok yüksek maliyetler ortaya çıkarır. Bunun yerine temas yüzeyleri arasına elemanlar yerleştirilerek sızdırmazlık sağlanır. Sızdırmazlık için kullanılan bu elemanlara genel olarak sızdırmazlık elemanları denir ve çalışma koşullarına uygun bir çok standart sızdırmazlık elemanı mevcuttur. Standart sızdırmazlık elemanları ile çözüm bulunamadığı durumlarda ise özel sızdırmazlık elemanları tasarlanıp ile sızdırmazlık sağlanmaya çalışılır.

Sızdırmazlık elemanları temel olarak Temaslı Sızdırmazlık ve Temassız Sızdırmazlık olmak üzere iki kısımda incelenir. Temaslı sızdırmazlık ise; yüzeylerinin sabit veya birbirine göre hareketli olmasına göre; statik sızdırmazlık ve dinamik sızdırmazlık olarak iki genel ana kısma ayrılmaktadır. Şekil 2.2’de [10] sızdırmazlık elemanlarının genel açıklanması verilmiştir.



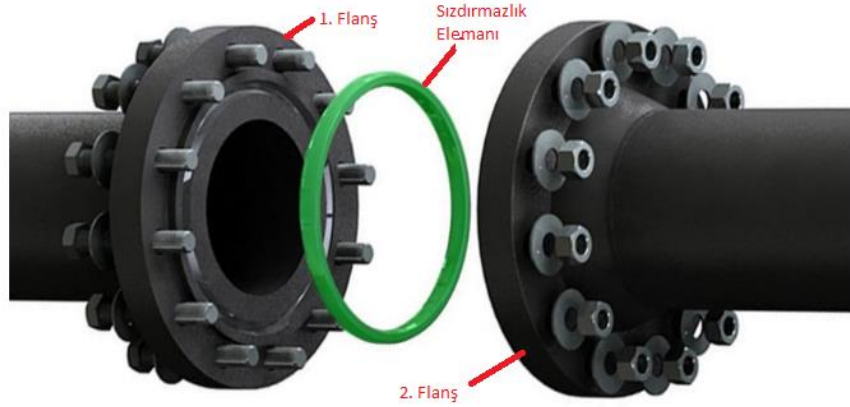
Şekil 2.2 : Sızdırmazlık elemanları. [10]

Bu çalışma kapsamında, temaslı sızdırmazlık elemanları içerisinde bulunan ve statik sızdırmazlık sistemi için kullanılacak olan özel bir contanın analizi yapılacaktır.

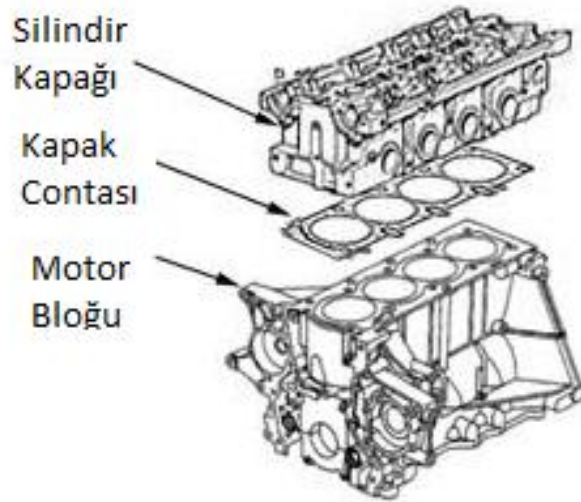
2.1.1 Statik Sızdırmazlık

Statik sızdırmazlık; birbiri ile temasta olan iki yüzey arasında birbirlerine göre izafi hareket olmadan iki ortam arasında akışkanın geçişini engellemek veya kontrol etmek olarak tanımlanır [2]. Statik sızdırmazlık; genellikle mekanik olarak birbirine flanşla veya civata ile bağlanan makina elemanlarında, çeşitli sızdırmazlık elemanları kullanılarak sağlanır. Statik sızdırmazlık, günümüzde birçok uygulamada karşımıza çıkmaktadır. Özellikle petrol boru hatları, doğalgaz boru hatları, basınçlı kaplar, LNG tankları, hidrolik akışkanların depolanması ve aktarılması gibi akışkan hareketinin veya depolamasının yapıldığı sistemlerde yoğun olarak kullanılmaktadır.

Şekil 2.3'te flanşlı bağlantıda sızdırmazlık elemanı kullanılması gösterilmiştir. Şekil 2.4'te (Url-1) ise Silindir kapak contası şematik olarak verilmiştir.



Şekil 2.3 : Flanşlı bağlantıda sızdırmazlık elemanı kullanılması. (Url-1)



Şekil 2.4 : Silindir kapak contası. (Url-1)

Şekil 2.3 ve Şekil 2.4 statik sızdırmazlık uygulamalarına örnek olarak verilebilir.

2.1.1.1 O-Ringler

O-Ring'ler sökülebilen bağlantılarda kullanılan basit yapılı, ucuz ve kolay temin edilebilen genellikle elastomer malzemelerden üretilen sızdırmazlık elemanlarıdır. Statik sızdırmazlık uygulamalarında kullanılmasının yanı sıra bazı dinamik sızdırmazlık uygulamalarında da ucuz ve basit yapılı olmaları nedeniyle tercih edilirler.

2.1.1.2 Sıvı sızdırmazlık elemanları ve macunlar

Kolay bakım ve onarım için kağıt, fiber, mantar gibi ince contalar yerine kullanılan macunlar veya özel kimyasal bileşime sahip sıvı sızdırmazlık elemanlarıdır. Bu tip sızdırmazlık elemanları, kimyasal yapılarından dolağı uygulandıkları yerdeki çevre sıcaklığında kendiliğinden sertleşmektedirler. Bu tip sızdırmazlık elemanları uygulanmadan önce uygulanacağı yüzeyler üretilirken hassas toleranslarla işlenmeli ve sızdırmazlık elemanı uygulanmadan önce iyi temizlenmelidir.

2.1.1.3 Contalar

Statik sızdırmazlık sistemlerinde sökülebilen bağlantılantılarda kullanılan sızdırmazlık elemanlarından biridir. Contalar en yaygın kullanılan sızdırmazlık elemanlarındandır. Malzeme özelliklerine göre; Metalik, Yarı Metalik ve Esnek malzemeler (Metal Dışı) malzemelerden olmak üzere 3 farklı malzeme grubundan olan contalar, uygulamaya göre boyut, akışkan sıcaklığı, akışkan basıncı, akışkanın kimyasal özellikleri bağlantı tipi gibi parametreler göz önünde bulundurularan seçilip kullanılırlar. [11]

Conta malzemesi olarak, elastomer malzemeler diğer malzeme tiplerine göre daha yaygın olarak kullanılmaktadırlar. Elastomerler, polimer malzemeler sınıfında yer alan malzemelerdir. Elastomer malzemelerin temel özelliğı yüksek elastik şekil değıştirme kabiliyetine sahip olmalarıdır. Elastomer kelimesi, yüksek esnekliğe sahip ve uygulanan yük kaldırıldığında orijinal şekline dönen anlamına gelen “Elasto” ve tekrar eden yapısal birimlerden oluşan bir maddedir, veya kovalent kimyasal bağlarla bağlanmış monomerlerden meydana gelen Polimer kelimesindeki “mer” kelimelerin biraraya getirilmesi ile oluşturulmuştur. [2]

Esnek malzemelerden üretilmiş olan contalar, diğer malzeme tiplerinden üretilmiş olan contalara göre daha ucuzdur. Çok farklı şekillerde üretilip düşük ve yüksek sıcaklıklarda çalışabilmektedirler. Çalışma şartlarına göre düşük ve orta basınçlarda, sıvı ve gaz akışkanların sızdırmazlığında standart sızdırmazlık elemanları olarak yaygın olarak kullanılırlar.

2.2 Conta Malzemesi Olarak Kullanılan Elastomer Malzemeler

Sızdırmazlık uygulamalarında en yaygın olarak elastomer malzemeler kullanılır. Elastomer malzemeler çok çeşitli geometriye sahip olarak standart olarak üretilibilmeleri, değişik çalışma sıcaklıklarında çalışabilmeleri, düşük ve yüksek basınç altında çalışabilmeleri, kimyasal malzemelerle çalışabilmeleri, uygun maliyetli olmaları ve daha gibi birçok bakımdan avantajlı olmaları sebebiyle en çok tercih edilen sızdırmazlık elemanı malzemeleridir. Bu malzemeler esnek yapıya sahip olduklarından uygulanan yük altında lineer olmayan şekil değişimleri sergilerler. Bu çalışmada sızdırmazlık elemanı malzemesi olarak kullanılan elastomer malzemelerden bazıları hakkında genel bilgiler vermiştir.

2.2.1 Silikon (VMQ)

-60°C ile 225°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). Isı, karbon, kimyasal madde ve çözücülere karşı iyi direnç gösterir. Mineral yağları, kuru hava ve ozona karşı çok iyi sızdırmazlık performansı sergiler. Konsantre asitler, 120°C'nin üzerindeki su buharı, petrol yağları ve yakıtlarına karşı ise kötü sızdırmazlık performansı sergiler. Özel geometrilerde üretilip sızdırmazlık elemanı olarak yaygın kullanımı vardır. Özellikle kuru hava ve basınç altında çok iyi sızdırmazlık performansı sergiler.

2.2.2 Florosilikon (FVMQ)

-90°C ile 177°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). Standart VMQ'ya kıyasla daha iyi yakıt ve mineral direnci sağlar. Düşük sıcaklıklarda mükemmel esneklik gösterir. Yakıtlar, aromatik mineral yağlar, benzen ve toülen, ozon ve havaya karşı iyi performans gösterir. Ketonlar ve hidrojene karşı ise kötü performans sergiler.

2.2.3 Tabii kauçuk (NR)

-60°C ile 80°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). Alkol ve doğal asitlere karşı iyi performans sergiler, petrol türevi yağlar, armomatik ve sıvı yağlara karşı ise kötü performans gösterir. Yüksek esneklik, yüksek mukavemet, yüksek aşınma direncinin yanı sıra bir çok üstün fiziksel özelliğe sahiptir.

2.2.4 Nitril kauçuk (NBR)

-50°C ile 120°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). Fiyat ve performans olarak en çok tercih edilen malzemedir. Polar olmayan kauçuklara göre yüksek elektrik özelliği gösterir. NBR contalar, hortum taşıyıcı bant, mil, silindir ve kazan kaplamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. İyi mekanik özelliklere sahiptir. Yaşlanma özelliği orta değerlerdedir. Petrol esaslı yakıtlar ve yağlar, bitkisel yağlar, silikon yağları ve gresleri, seyreltik asitlere karşı iyi performans sergiler. Güçlü asitler, aromatik hidrokarbonlar, ererler, fosfat özlü hidrolik sıvılar, keton, güneş ışığına karşı ise kötü performans sergiler.

2.2.5 Stiren butadien kauçuk (SBR)

-50°C ile 100°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). En çok kullanılan sentetik kauçuk türüdür. Aşınmaya karşı dirençsiz olmasından dolayı karbon takviye edilerek kullanılır. Su, alkol, silikon gresleri ve yağları, hafif asitler ve mineral yağlarına karşı kullanıldığında iyi performans sergiler. Petrol yakıtları ve yağları, güçlü asitler ve madeni yağlara karşı kötü performans sergiler. (Url-2)

2.2.6 Florokarbon kauçuk (FKM)

-40°C ile 250°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). İyi bilinen yüksek performanslı bir kauçuktur. Özellikle yüksek sıcaklık, hava, ozon, oksijen, mineral yağ, yakıtlar, hidrolik sıvılar, aromatik sıvılar, birçok organik çözücü ve kimyasala karşı mükemmel direnç gösterir. Yoğun kimyasallar ve çözücülere karşı çok iyi direnç göstermesi nedeniyle kimya endüstrisinde çok yaygın olarak tercih edilmektedir. Yaşlanma özelliği en üst düzeylerdedir. Tüm bu üstün özellikleri nedeniyle pahalı bir sızdırmazlık elemanıdır. Petrol ürünleri, yakıt, etanol veya etanol karışımları, dizel ve biodizel yakıtlar, silikon yapı ve gresleri, madeni yağlar ve gresleri, yüksek sıcaklıklar ve yüksek basınçlar ve güçlü asitlere karşı kullanıldığında çok iyi sızdırmazlık performansı sergiler. Ketonlar (Aseton'un da içinde bulunduğu organik maddeler), Formik ve asetik asitler (düşük molekül ağırlıklı organik asitler), aşırı yüksek buhar, düşük molekül ağırlıklı ester ve etiller, fosfat ve ester bazlı hidrolik sıvılara karşı kullanıldığında ise düşük sızdırmazlık performansı sergiler. Florokarbon kauçuk endüstride Viton olarak da bilinmektedir. Ancak, Viton ismi bir firmanın özel tescilli ticarai markasıdır. Hammaddesi bu firmaya ait olmayan ürünler kesinlikle Viton değildir.

2.2.7 Etilen propilen (EPDM)

-55°C ile 150°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). Alkol, seyreltik asitler ve alkaliler, silikon yağlar ve gresler, su, ozon, fosfat ester bazlı hidrolik sıvılar, 200°C'nin altındaki buhar sistemlerine karşı kullanıldığında iyi performans sergiler. Petrol esaslı yağlar ve gresler, halojen çözücüler, Di-ester bazlı yağlayıcılar, aromatik karbonlara karşı ise kötü performans sergiler. EPDM sızdırmazlık elemanı malzemesi, 200°C'nin altındaki sıcaklıklarda su buharı içeren sistemlerde çok iyi sızdırmazlık performansı sergilemektedir.

2.2.8 Poliamid (PA)

-40°C ile 250°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). Özellikle yüksek sıcaklıklardaki sızdırmazlık uygulamalarında kullanılan özel bir kauçuktur. Ayrıca, yağ solventleri, kimyasallar ve hava koşullarına karşı kullanıldığı uygulamalarda çok iyi sızdırmazlık performansı sergiler. Tüm bu üstün özelliklerinden dolayı pahalı bir sızdırmazlık malzemesidir.

2.2.9 Poliüretan (PU)

-55°C ile 100°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). Poliüretan, diğer elastomerle karşılaştırıldığında mükemmel aşınma direncine, yüksek gerilme mukavemetine ve yüksek elastikliğe sahip bir elastomer malzemedir. Mineral yağ ve greslere, silikon yağ ve greslere, ozona ve 50°C ye kadar su ve su buharına karşı iyi sızdırmazlık performansı sergiler. Ketonlar, alkol, ester ve eter, asitler ve glikoz, 50°C'nin üzerindeki su ve su buharı için ise kötü sızdırmazlık performansı sergiler.

2.2.10 Termoplastik poliüretan (TPU)

-70°C ile 260°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). Aşınmaya karşı yüksek gösterir. Geniş bir sıcaklık aralığında esnekliğini koruyabilme özelliğinden dolayı bu tip uygulamalarda çok tercih edilir. Mineral yağlara, greslere ve birçok çözücüye karşı dirençlidir. Kırılma ve aşınma direnci yüksek ve esnek bir yapıya sahiptir. En kuvvetli fiziksel ve kimyasal özelliklere sahip malzemedir. Özellikle hidrolik ve havalı piston keçesi olarak kullanılmaktadır. Döner mil keçelerinde ise toz dudağı olarak çok yaygın kullanımı vardır.

2.2.11 Neopren (CR)

-40°C ile 100°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). Güneş, ozon ve hava koşullarına karşı iyi direnç gösterir. Yağ ve birçok kimyasala karşı çok iyi performans gösterir.

2.2.12 Politetrafloretlen (PTFE)

-260°C ile 260°C çalışma sıcaklığı aralığında kullanılabilir (Url-2). Çok düşük sürtünme katsayısına sahip bir malzemedir. Yüzeyle yapışma özelliği göstermediğinden yağlamasız yatak malzemesi olarak çok yaygın olarak kullanılır. Sanayide genelde dinamik sızdırmazlık uygulamalarında tercih edilir.

Bu malzemeler en yaygın olarak kullanılan sızdırmazlık elemanı malzemeleridir. Bunların dışında daha birçok elastomer içerikli malzeme sızdırmazlık elemanı malzemesi olarak değişik uygulamalar için kullanılmaktadır.

Conta malzemesi olarak kullanılan elastomer malzemelerin teknik özellikleri dikkate alınarak Çizelge 2.1 hazırlanmıştır. Buna göre, özet olarak verilen sızdırmazlık elemanı malzemeleri arasında yüksek çalışma sıcaklığında iyi sızdırmazlık performansı göstermesi, yüksek sıcaklıkta Shore A sertlik değerine bağlı olarak esnekliğini koruması, istenilen her türlü geometride üretilebilmesi, yüksek basınçlarda kuru hava ile iyi sızdırmazlık performansı sergilemesi gibi özellikleri bakımından cam laminasyon otoklavının kapağı için sızdırmazlık contası olarak Silikon (VMQ) malzeme diğer malzemelere göre daha iyi sızdırmazlık performansı sağlamaktadır.

Çizelge 2.1 : Elastomer malzemelerin genel özellikleri.

	Elastomer Malzeme	Minimum Çalışma Sıcaklığı (°C)	Minimum Çalışma Sıcaklığı (°C)	İyi Performans Gösterilen Maddeler	Kötü Performans Gösterilen Maddeler
1	VMQ	-60	225	Isı, kuru hava, kimyasal madde ve çözücüler	Konsantre asitler, 120°C'nin üzerindeki su buharı, petrol yağları ve yakıtları
2	FVMQ	-90	177	Yakıtlar, aromatik mineral yağlar, benzen ve toülen, ozon ve hava	Ketonlar ve hidrojen
3	NR	-60	80	Alkol ve doğal asitler	Petrol türevi yağlar, armomatik ve sıvı yağlar
4	NBR	-50	120	Petrol esaslı yakıtlar ve yağlar, bitkisel yağlar, silikon yağları ve gresleri, seyreltik asitler	Güçlü asitler, aromatik hidrokarbonlar, ererler, fosfat özlü hidrolik sıvılar, keton, güneş ışığı
5	SBR	-50	100	Su, alkol, silikon gresleri ve yağları, hafif asitler ve mineral yağlar	Petrol yakıtları ve yağları, güçlü asitler ve madeni yağlar
6	FKM	-40	250	Petrol ürünleri, yakıt, dizel ve yakıtlar, madeni yağlar ve gresleri ve güçlü asitler	Ketonlar, formik ve asetik asitler, aşırı yüksek buhar, hidrolik sıvılar
7	EPDM	-55	150	Alkol, seyreltik asitler ve alkaliler, silikon yağlar ve gresler, su, ozon,	Petrol esaslı yağlar ve gresler, halojen çözücüler, aromatik karbonlar
8	PA	-40	250	Yağ solventleri, kimyasallar, hava	
9	PU	-55	100	Mineral yağ ve gresleri, silikon yağ ve gresleri, ozon	Ketonlar, alkol, ester ve eter, asitler ve glikoz,
10	TPU	-70	260	Mineral yağlara, greslere ve birçok çözücü	
11	CR	-40	100	Güneş, ozon ve hava	

2.3 Basınçlı Kaplar

Basınçlı kaplar kısaca içerisinde ortam basıncından daha farklı basınca (genellikle iç basınç dışarıdaki basınçtan daha yüksektir) sahip sıvı veya gaz akışkan bulunduran kapalı özel tanklar olarak tanımlanabilir. Basınçlı kaplar ile ilgili ilk teorik bilgiler Leonardo da Vinci'nin 1495 yılında yazdığı the Codex Madrid I adlı kitapta geçmektedir (Url-3). Bu çalışmada su altında bulunan ağırlıkları kaldırmak için kullanılacak olan bir basınçlı kap hakkında teorik bilgiler verilmiştir.

Basınçlı kaplarla ilgili ilk mühendislik uygulamaları 1700 yılların başlarında Thomas Newcomen tarafından tasarlanan buhar makinesi ile başlamıştır. Thomas Newcomen'in buhar makinesi, madenlerde biriken suyun kolayca tahliye edilmesi amacı ile kullanılmaktaydı. Yıllar içinde bu buhar makinesi yaygınlaşmış ve birçok yerde kullanılmıştır. 1700'lü yılların ikinci yarısında bozulan bir buhar makinesini tamir etmek ile uğraşan İskoçya'lı mühendis James Watt, bu makinenin çok verimsiz olduğunu keşfetmiş ve üzerinde çalışmalar ve iyileştirmeler yapmış ve Watt's Engine olarak bilinen buhar makinesini geliştirmiştir. Bu makinenin geliştirilmesinin ardından su buharının hareket ettirilmesini fiziksel prensip olarak alan birçok uygulama geliştirmiştir (1769 -1781). James Watt'ın geliştirmiş olduğu buhar makinesi sayesinde, pistonun ileri geri hareketini dönme hareketine çeviren mekanizmaların kullanılmasıyla, buharlı trenler, buharlı gemiler, insanların hayatını kolaylaştıran birçok icat ortaya çıkmıştır. James Watt'ın çalışmaları sanayi devriminin başlangıcı olarak kabul edilir ve yıllar içinde birçok farklı icat için ilham kaynağı olmuştur.

Basınçlı kaplar genellikle içerisinde yüksek basınçlı sıvı veya gaz akışkan bulunduran özel tanklar olmaları nedeniyle çok tehlikelidirler. Basınçlı kapların endüstride kullanılmaya başlamasıyla yıllar içinde birçok ölümlü sonuçlanan kaza meydana gelmiştir. Bu ölümcül kazalar sonucunda basınçlı kapların üretimleri, kullanılmaları çalıştırılmaları sırasında güvenli olabilmeleri için gerek mühendisler gerekse bilim insanları tarafından birçok teorik ve pratik çalışma yapılmış; bu çalışmalar sonucunda uluslararası kuruluşlarca hazırlanmış olan özel şartnameler ve direktifler oluşturulmuştur.

Basınçlı kapların üretimleri sırasında uyulması gereken kuralları içeren bazı şartname ve direktiflerden aşağıda listelenmiştir.

- Pressured Equipment Directive 97/23/EC (PED)
- CE (Avrupa)
- EAC (Rusya, Kazakistan)
- ASME SEC VII D.1. (Kuzey Amerika)
- EN 3834-2 (Kaynaklı İmalata Uygunluk)
- 98/37/AT (Makine Emniyet Yönetmeliği)

Yukarıda verilen şartname ve direktifler ülkeden ülkeye farklılıklar gösterebilmektedir. CE standartları ülkemizde dahil olmak üzere dünyada birçok ülke tarafından kabul edilmektedir. CE standartları dikkate alınarak bir otoklav üretilirken ek olarak 97/23/EC, EN 3834, 98/37/AT şartnameleride dikkate alınarak üretim yapılmaktadır. Ayrıca yıldan yıla güncellemeler yapıp yenileri yayınlanır.

Basınçlı kaplar çalışma basıncına, çalışma sıcaklığına, güvenlik katsayısına, korozyon etkileri gibi parametreler dikkate alınarak tasarlanırlar. Genel olarak silindirik yapıda üretilmelere rağmen değişik uygulamalar için farklı geometrilere sahip basınçlı kaplarda vardır. İlk uygulamalarda basınçlı kaplar için kaynak yöntemleri henüz gelişmediğinden perçinli bağlama yöntemleri kullanılmıştır. Günümüzde basınçlı kapların gövdeleri kaynaklı birleştirme yöntemi kullanılarak yapılır. Genel olarak kaynak yöntemi olarak toz altı kaynak ile gövde sacları birleştirilir. Basınçlı kapların üretimleri sırasında özel üretim yöntemleri kullanılır ve yapılan her aşama bağımsız denetim kuruluşları tarafından denetlenir. İmalatları sırasında UT (Ultrasonik Test), RT (Radyografik Test), PT (Penetrasyon Testi) gibi birçok tahribatsız malzeme testi uygulanır. Tüm aşamalara tam uygunluk sağlanmadan bir sonraki aşamaya geçilmez.

Basınçlı kaplar günümüzde, buhar kazanları, kompresör tankları, LPG tankları, LNG tankları, petrol tankları, oksijen tüpleri, yangın söndürme tüpleri, deodorant kutuları, evlerde ve sanayide kullanılan LPG tüpleri gibi birçok uygulamada kullanılmaktadır. Bu tip uygulamalarda basınçlı kaplar depolama amaçlı olarak kullanılmaktadır. Bunların dışında farklı sanayi dallarında kullanılan ürünlerin üretim proseslerinin bir parçası olarak kullanılan basınçlı kaplarda vardır. Bu tür basınçlı kaplar özel olarak otoklav adlandırılırlar.

2.3.1 Otoklav

Otoklav ortam basıncından daha yüksek basınç ve sıcaklık uygulanarak belirli işlemleri gerçekleştirmek için kullanılan özel bir basınçlı kap türüdür. Otoklav kelimesi; Yunanca kendi kendine anlamına gelen “auto” ve Latince anahtar anlamına gelen”clavis” kelimelerinin bir araya getirilmesi ile kendi kendine kilitlenebilen anlamına gelen “autoclavis” kelimesinden türetilmiştir. Günümüzde kullandığımız otoklavların ilk uygulaması 1884 yılında Fransız bilim adamı Charles Chamberland tarafından yapılmıştır. (Url-3)

Otoklavlar belirli bir proses süresi içinde, prosese özel hazırlanan reçeteye bağlı olarak basınç ve sıcaklığın kontrollü olarak artırılması, sabit tutulması ve azaltılmasını temel prensip olarak kullanan özel basınçlı kaplardır. Otoklavlar üretim proseslerinde kullanıldıkları için, üretilecek malzemelerin otoklavın içine kolay ve hızlı bir şekilde yüklenmesi ve işlem bittiğinde işlemleri bitmiş olan malzemelerin otoklavdan kolay ve hızlı bir şekilde boşaltılması gerekir. Bu sebeplerden dolayı otoklavların kapakları açılıp kapanan ve kitlenen özel kapaklardır.

Otoklavlar endüstride birçok alanda kullanılmaktadır. Aşağıda otoklavın kullanıldığı alanlardan bazıları listelenmiştir:

- Lamine cam imalatı (Otomotiv sanayisinde ön camlar, mimari dış cephe camları, korkuluk camları, kurşun geçirmez camlar, lamine plaka camlar)
- Kompozit malzeme imalatı (Havacılık sanayisinde kullanılan parçaların üretimi, savunma sanayisinde kullanılan özel ekipmanlar, yat imalatı ve özel parçaların üretimi, motor sporlarında kullanılan özel parçaların imalatı vs)
- Kauçuk malzeme imalatı (Otomotiv sanayisi için endüstriyel hortumlar, sızdırmazlık elemanları imalatı, körükler ve her türlü kauçuk parça vs)
- Yapı endüstrisi (Yapı endüstrisinde kullanılan hafif ve yalıtımlı gaz beton tuğlaların imalatı)
- Sağlık Sanayisi (Şişe ve plastik torba içindeki serumların sterilize edilmesi, tıbbi atıkların sterilize edilmesi, tıbbi işlemlerde kullanılan malzemelerin sterilize edilmesi vs)
- Soğuk lastik kaplama işlemleri (Kamyon, iş makinası, otobüs gibi ticari araçların lastiklerinin soğuk kaplama yöntemi ile yeniden kaplanması)

- Gıda sanayisi (Konserve imalatı, kedi ve köpek mamaları)
- Ağaç endüstrisi (Özel işenmiş ağaç plakaların imalatı)

Tüm bu sektörlerde otoklavlar yoğun olarak kullanılmaktadır. Bu otoklavlar, her sektörde farklı parametrelere sahip olsalarda temel olarak yüksek basınç ve yüksek sıcaklık altında çalışan özel basınçlı kaplardır. Cam laminasyon otoklavı, kompozit malzeme otoklavı gibi otoklavlarda kuru hava akışı ile proses gerçekleştirilirken, kauçuk malzemelerin üretilmesi için kullanılan otoklavda ve gaz beton otoklavlarında su buharı akışkan olarak kullanılmaktadır. Ayrıca, çalışma sıcaklıkları, çalışma basınçları, proses süreleri gibi parametrelerde sektörden sektöre değişiklik göstermektedir.

Bu çalışmada, cam laminasyonu için kullanılan bir otoklavın kapak kısmında kullanılan kapak contasının SEM (Sonlu Elemanlar Metodu) ile analizi yapılacak ve en uygun kapak contası geometrisi belirlenecektir.

2.3.1.1 Lamine cam otoklavı

Lamine cam otoklavı, ön laminasyon işlemi tamamlanmış olan camların nihai ürün haline gelmesi için kullanılan otoklavdır. Cam laminasyon otoklavlarında akışkan tipi olarak kuru hava kullanılır. Lamine cam otoklavlarında ısıtma sistemi olarak elektrik ısıtmalı, kızgın yağ ısıtmalı, kızgın buhar ısıtmanı ve doğal gaz ısıtmalı olarak farklı ısıtma sistemlerinden biri kullanılır. Soğutma sistemi olarak ise otoklavın içinde bulunan soğutma radyatöründe su sirküle edilmesi ile kontrollü soğutma işlemi gerçekleştirilir.

Cam laminasyon otoklavları genel olarak 14 bar çalışma basıncı, 15 bar tasarım basıncı, 150°C çalışma sıcaklığı, 175°C tasarım sıcaklığı dikkate alınarak tasarlanır ve üretilirler. Otoklavın çapı, içine yüklenecek maksimum cam ebadına göre belirlenir. Otoklavın ısıtma ve soğutma sisteminin kapasitesi ise otoklavın içine yüklenecek cam ağırlığına göre belirlenir. Lamine cam otoklavlarında kapak tipi olarak klasik kapak veya David Kol tipi kapaklar kullanılır. Otoklav çapına ve çalışma basıncına bağlı olarak otoklav kapaklarında 2 ring veya 3 ring şeklinde tasarlanan kapak sistemleri kullanılır. Lamine cam otoklavının hidrostatik testleri tasarım basıncının 1,5 katı dikkate alınarak yapılır.

Günümüzde lamine cam otoklavlarında fan motoru olarak, basınç altında çalışan ve özel soğutma sistemine sahip fan motorları kullanılmaktadır. Bu fan motoru, otoklav içerisinde motor miline monte edilmiş olan radyal pervaneyi çevirerek otoklav içindeki hava sirkülasyonunu sağlar.

Fan motoru ve otoklava monte edilen tüm diğer sistemlerde sızdırmazlık çok önemlidir. Bu sistemlerde sızdırmazlık elemanı olarak birçok standart ve özel sızdırmazlık elemanı kullanılmaktadır. Ancak cam laminasyon otoklavlarında sızdırmazlık için en önemli kısım otoklav kapağıdır. Cam laminasyon otoklavlarının kapakları çaplarına bağlı olarak genellikle 1800mm, 2200mm, 2600mm, 3000mm, 3300mm, 3900mm ve daha büyük ölçülerde olduğundan kapak contası olarak kullanılacak olan sızdırmazlık elemanını standart olarak temin etmek oldukça zordur. Bu nedenle bu kadar büyük çaplar için kullanılacak olan sızdırmazlık elemanları özel olarak üretirmek gerekmektedir.

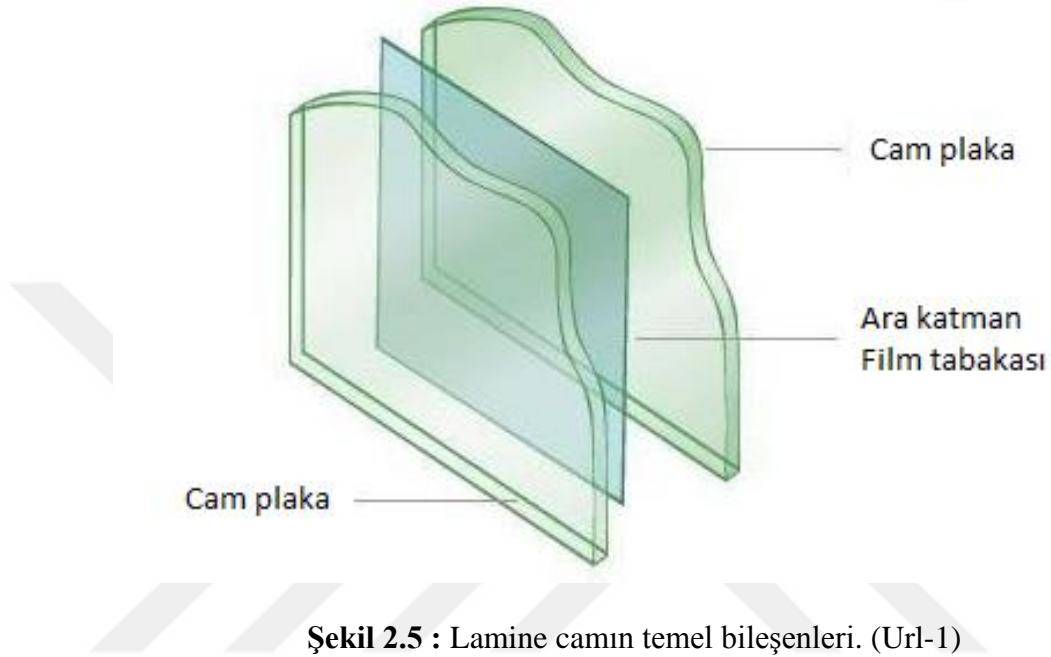
Bu çalışmada cam laminasyon otoklavı için kullanılacak olan kapak contasının malzemesi ve geometrisi, otoklavın çalışma koşulları dikkate alınarak analiz edilecektir. Bu analiz sonucunda kapak contası ve buna bağlı olarak conta kanalının geometriside ortaya çıkacaktır. Kapak contası kanalı otoklavın gövde flanşı üzerinde bulunduğundan, gövde flanşının talaşlı imalatı buna göre yapılmıştır.

Kapak contası malzemesi olarak otoklavın çalışma şartlarına göre Çizelge 2.1 dikkate alındığında en uygun sızdırmazlık malzemesi olarak Silikon (VMQ) malzeme kullanılacaktır.

2.4 Lamine cam

Lamine cam temel olarak kırıldığında dağılmayan güvenlik camı olarak tanımlanır. Lamine cam en az iki cam plaka arasına yerleştirilen polimer içerikli yüzeylere yapışma özelliği çok iyi olan ara katman olarak kullanılan bir filmin (PVB, SGP, EVA vs) özel reçetelere göre belirli bir süre yüksek sıcaklık ve yüksek basınç altında bekletilerek içerisindeki hava kabarcıklarının tamamen atılması ile cam yüzeylere yapışması ile elde edilir. Lamine cam üretim sürecinde birçok farklı parametre bulunmaktadır ve oldukça karmaşık bir üretim süreci sonunda lamine cam üretilir.

Lamine cam üretiminde ara katman olarak kullanılacak olan film kalınlıkları genel olarak 0.38mm, 0.76mm, 1.52mm şeklindedir. Lamine camı oluşturan kısımlar aşağıda şematik olarak verilmiştir. Ara film tabakası kalınlığı lamine camın kullanılacağı yere göre değişiklik göstermektedir. Lamine camın temel üretim prensibi Şekil 2.5'te (Url-1) gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Lamine camın temel bileşenleri. (Url-1)

Lamine cam 1900'lü yılların başında Fransız kimyacı Édouard Bénédictus tarafından tesadüfen keşfedilmiştir. Üzeri plastik film kaplı bir şişenin elinden düşmesi ancak kırılıp dağılmamasından esinlenen Édouard Bénédictus bu konu üzerinde çalışmaya başlamıştır. 1927'de Kanadalı kimyagerler Howard W. Matheson ve Frederick W. Skirrow plastik polivinil bütiral'i (PVB) icat ettiler. 1936 yılında ABD'de PVB kullanılarak üretilen otomobil ön camının kazarlarda kolay kırılmadığı; kırıldığında ise dağılmadığı keşfedildikten sonra lamine camın otomobillerde kullanımı yaygınlaşmıştır (Url-3).

Günümüzde otomotiv sanayisinde ön cam, mimari uygulamalarda (dış cephe camı, korkuluk camı, plaka lamine cam, vitrinler, çatı ve tavan camları, iç bölme camları, ve benzeri) ve kurşun geçirmez cam uygulamaların tümünde lamine cam kullanılmaktadır. Ayrıca güneş enerjisi elde etmek için kullanılan yeni nesil güneş panelleri (photovoltaic panel or solar panel) lamine camlar kullanılarak üretilmektedir.

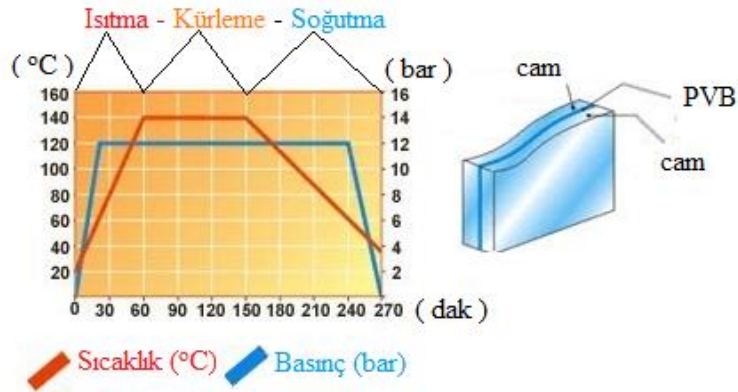
Ara katman malzemesi EVA film kullanılan uygulamalarda otoklav prosesi kullanılmaz. EVA film ile hazırlanan camlar otoklav yerine yüksek basınç gerektirmeyen özel fırınlarda, tamamen kapalı plastik vakum çantaları kullanılarak lamine edilir. Genelde bu camlar dekoratif amaçlı uygulamalar için kullanılır. Üretimleri sırasında yüksek basınç altında cam yüzeylere baskı yapılmadığından EVA film ile üretilmiş olan lamine camların dış cephelerde kullanımı çok fazla tercih edilmez. EVA filmin erime sıcaklığı genellikle 120°C - 130°C aralığındadır. Plakalar arasında kalan hava kabarcıkları vakum ile emilirken 120°C - 130°C ortam sıcaklığında EVA film eriyerek vakum çantası içerisindeki vakum sayesinde cam yüzeylere iyice yapışır. EVA film ile üretilen lamine camların hazırlanmaları uzun sürdüğünden dolayı büyük miktarda üretilmeleri PVB film ile kıyaslandığında daha maliyetli olmaktadır. Bu sebeple büyük miktarlarda üretim için ara katman malzemesi olarak genellikle PVB film kullanılmaktadır.

Lamine camlar üretimi, ön laminasyon işlemi olarak adlandırılan işlem sırasında cam plakaların arasına ara katman filmi olarak kullanılan malzemenin gerek operatörler yardımıyla gerekse otomatik sistemler tarafından yerleştirilmesinden sonra 200°C - 210 °C [8] dereceye kadar ısıtılmış olan fırınlardan ve fırınların arkasında yer alan pnömomatik veya hidrolik olarak baskı uygulayan preslerden geçerek otoklav prosesi için hazırlanırlar. Ön laminasyon işlemi bittiğinde cam plakalar arasında kalan film, mat ve dalgalı bir görünüme sahiptir. Ön laminasyon işleminden sonra üretilmiş olan camlar son aşama olan otoklav aşaması için özel olarak tasarlanmış olan ve otoklavın içine girebilen otoklav sehpaahalarına yüklenir. Otoklav işleminde ara katman olarak kullanılan film (PVB, SGP vs) malzemesinin tamamen eriyip cam yüzeylere iyice yapışır. Bu yöntemle üretilen camlarda cam yüzeylerin birbirinden ayrılması olarak bilinen delaminasyon çok fazla görülmez. Ön laminasyon işleminde fırın ve preslerden geçen camlar otoklav içerisinde genelde 12bar – 13bar çalışma basıncı ve ortam sıcaklığında yüzeylerinden baskıya maruz kalırlar. Bu yüksek baskı kuvveti sayesinde ara katman filmi olarak kullanılan malzeme cam yüzeylere çok iyi şekilde yapışma sağlar. Bu işlemleri gerçekleştirebilmek için kullanılan ara katman malzemesi üretici firmalar tarafından belirlenen özel reçetelere uygun olacak şekilde otoklavın çalışma reçeteleri oluşturulur. Bu reçeteler kullanılan ara katman filmi kalınlığına, otoklava yüklenen cam tiplerine, malzeme üreticilerine göre farklılıklar göstermektedir.

Ara katman filmi üreticilerinin laboratuvarlarda yaptıkları deneyler ve testler sonucu oluşturdukları özel reçetelere uygun olacak şekilde otoklavın kontrol sistemine gerekli ayarlar girilerek otoklavın çalıştırılması sağlanır. Lamine cam üretimi sırasında genel olarak otoklav prosesi 3 ana aşamadan oluşur. Bu 3 aşama PVB ara katmanlı lamine cam üretimi için aşağıda verilmiştir:

- Isıtma prosesi (Genellikle 20°C başlangıç sıcaklığından başlayarak reçeteye ve ısıtma rampasına(°C / min) göre 140°C - 145°C ye kadar sıcaklığın lineer olarak arttırıldığı aşamadır)
- Kürleme Prosesi (Reçeteye göre belirlenmiş süre boyunca sabit sıcaklıkta bekletilere erimiş olan ara katman filminin cam yüzeylere iyice yapışmasının gerçekleştiği aşamadır)
- Soğutma Prosesi (Reçeteye ve soğutma rampasına (°C / min) göre 140°C - 145°C'den 50°C - 45°C'ye kadar lineer veya kademeli olarak soğutmanın yapıldığı son aşamadır)

Yukarıda tanımlanmış olan aşamalar için otoklav prosesi sonunda grafikler elde edilir ve girilen ayarlar ile otoklav prosesi sırasında oluşan grafikler karşılaştırılır. Şekil 2.6'da PVB ara katman filmi için hazırlanmış olan bir grafik gösterilmektedir. (Url-4)



Şekil 2.6 : Örnek bir otoklav reçetesi. (Url-4)

Otoklav işleminden sonra camlar otoklavdan çıkartılır ve kontrol edilir. Lamine camların arasında hava kabarcıkları olmamasına özellikle dikkat edilir. Otoklav prosesinden önce dalgalı ve mat halde olan camlar otoklav işleminden sonra tamamen şeffaf hale gelir.

Ön lamine işlemleri ile hazırlanmış olan camların özelliklerine göre otoklava yatay veya dikey olarak otoklav arabaları vasıtasıyla yüklenirler. Genel olarak mimari lamine camlar, otocamlar, plaka lamine camlar dikey yüklenirken kurşun geçirmez lamine camlar yatay olarak yüklenmektedir. Otoklav arabaları üzerine camlar yüklenirken aralarında sıcak ve basınçlı havanın rahatça dolaşabilmesi için aralarına seperatörler koyularak yerleştirilirler.

Kullanılan PVB kalınlığına, cam kalınlığına ve camların özelliklerine göre özel reçeteler uygulansa da genel olarak lamine cam üretimi için otoklavın içindeki hava sıcaklığı 140°C - 145°C, hava basıncı ise 13 bar (1,3MPa) olarak uygulanır. Lamine camların otoklav prosesi sırasında cam yüzeyleri arasında kalan hava kabarcıklarını elemine etmek için vakum sistemide uygulanmaktadır. Özellikle bombeli lamine camlar ön laminasyon işleminde kullanılan fırın ve preslerden geçemedikleri için manuel yöntemlerle hazırlanır ve plastik vakum poşetleri ile otoklav içine yüklenerek lamine edilirler.

3. KAPAK CONTASI GEOMETRİLERİ VE MODELLENMESİ

3.1 Sonlu Elemanlar Metodu ve Analizi

Sonlu elemanlar metodu (SEM), sonlu elemanlar analizi (SEA) yapmak için kullanılan sayısal bir yöntemdir. Sonlu elemanlar analizi (SEA), çözümü karmaşık olan problemlerin sonlu sayıda daha basit olan alt sistemlere ayrıştırılıp teker teker çözülüp toplanmasını temel prensip olarak alan bir analiz yöntemidir. Sonlu elemanlar analizi (SEA) sayesinde, yapısal analizler, ısı transferi analizleri, akışkanlar mekaniği analizleri ve diğer birçok mühendislik problemi çözülebilmektedir. Bilgisayarların günlük hayatta yaygın olarak kullanılmaya başlamasıyla sonlu elemanlar metodunun kullanan birçok analiz programı geliştirilmiştir. Hem mühendislerin hem de bilim insanları çalışmalarında yaygın olarak SEA programlarını kullanmaktadırlar.

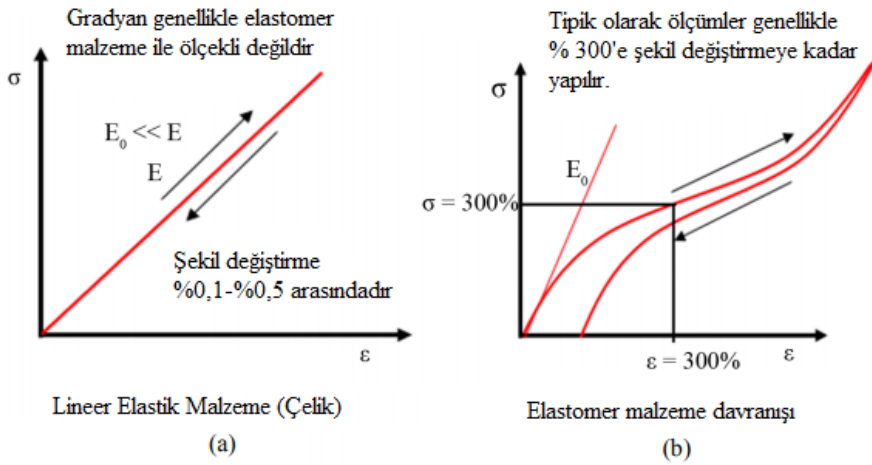
Sonlu elemanlar metodunu (SEM) kullanan sonlu elemanlar analiz (SEA) programları sayesinde 3 boyutlu olarak bilgisayar ortamında tasarlanan parçalar, mekanik sistemler, termal sistemler veya diğer birçok uygulama üretime geçmeden önce analiz edilerek olası problemler ortaya çıkmadan elemine edilir.

Bu çalışmada cam laminasyon otoklavında kullanılacak olan kapak contası için 5 farklı geometri ilk olarak Autocad programı kullanılarak 2 boyutlu olarak tasarlanmıştır. Tasarlanan conta kesitleri içinden mevcut otoklavda kullanılan bir conta kesiti referans alınmıştır. 5 farklı conta kesit geometrisi içinden uygulanan basınca karşı en iyi sızdırmazlık performansını hangi kesitin verdiği analiz edilecektir. Autocad programı kullanılarak 2 boyutlu olarak tasarlanan kesitler, Autodesk Inventor programı kullanılarak ve otoklav kapağının çalışma şartları dikkate alınarak 3 boyutlu hale getirilmiş ve hem Autodesk Inventor programının formatı olan .IPT ve farklı tasarım programları tarafından ortak olarak kullanılan format olan .STEP formatında kayıt edilmiştir.

Bu işlemlerden sonra hazırlanan 3 boyutlu modeller ANSYS Workbench programına yüklenmiş, analiz edilmiş ve analiz sonuçları elde edilmiştir. Conta malzemesi olarak kullanılan malzeme elastomer bir malzeme olan Silikon (VMQ), uygulanan kuvvete karşı lineer olmayan davranışlar sergilediği için analizler hiperelastik malzeme analizi olarak yapılmıştır. Bu çalışmada cam laminasyonu otoklavının çalışma şartları olarak sıcaklık, conta malzemesi, gövde ve kapak geometrileri sabit tutulmuş, sadece otoklav kapak contasının normal çalışma basıncı ve hidrostatik test basıncı altındaki deformasyonu, gerilme ve şekil değiştirme değerleri incelenmiştir.

3.2 Hiperelastik Malzeme Modelleri

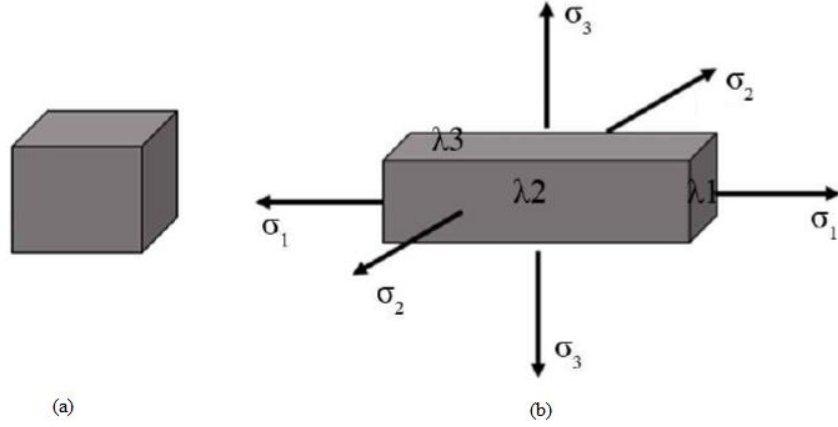
Sızdırmazlık elemanı olarak kullanılan malzemeler genel olarak elastik malzemelerdir. Bu malzemeler metal malzemelerden farklı olarak uygulanan kuvvet karşısında Hooke Kanununa göre davranmazlar. Küçük kuvvetler uygulandığında bile büyük miktarlarda şekil değişimi gösterebilirler. Ayrıca uygulanan kuvvetin büyüklüğüne ve uygulanma özelliklerine göre çok büyük miktarda şekil değiştirme (%300 den fazla) özelliği gösterirler (Şekil 3.1) [12].



Şekil 3.1 : Lineer elastik ve elastomer malzemelerin gerilme – birim şekil değiştirme eğrileri. [12]

Hiperelastik malzemelerde modellerinde birim şekil değişimi potansiyel enerjisi (W), esas alınır. Birim şekil değişimi potansiyel enerjisi (W), invaryanlatların (I) veya invaryantları oluşturan uzama oranlarının (λ) birer fonksiyon olarak tanımlanabilir. [9]. Malzemeye tek ekseninde çekme kuvveti uygulandığında oluşan boyun, malzemenin ilk boyuna oranı (λ) olarak alınır.

İnvaryantlar Şekil 3.2’ de gösterildiği gibi 3 yöndeki uzama oranlarıyla, $W = f(I_1, I_2, I_3)$ ya da $W = f(\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3)$ gibi tanımlanmaktadır [9].



Şekil 3.2 : Homojen uzama (a) malzemenin uzamadan önceki hali (b) uzamadan sonraki hali. [9]

$$\text{Birim şekil değişimi (e)} = (L_f - L_0) / L_0 \quad (3.1)$$

$$\text{Uzama oranı } (\lambda) = (l_f - l_0 + l_0) / l_0 = e + 1 \quad (3.2)$$

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (3.3)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_1^2 \lambda_3^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (3.4)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \cdot \lambda_2^2 \cdot \lambda_3^2 \quad (3.5)$$

Hiperelastik malzemelerin birim şekil değişimi için gerekli olan enerji denklemi (W) (3.6)’da verilmiştir.

$$W = \sum_{i+j=1}^N C_{ij} (I_1 - 3)^i (I_2 - 3)^j + \sum_{i=1}^N \frac{1}{D_i} (J - 1)^{2i} \quad (3.6)$$

Bu denklemde;

W = Birim şekil değişimi için gerekli olan enerji

J = Deforme olan hacmin deforme olmamış olan hacme oranı

I_1, I_2 = Uzama invaryantları

N, C_{ij} , D_i = Deney verilerinden elde edilecek olan malzeme sabitleri

Sıkıştırılmaz ise $J=1$ ve $I_3=1$ olarak alınır [9].

Hiperelastik malzemelerin mekanik davranışları metal malzemelerin mekanik davranışlarından farklıdır. Bu nedenle hiperelastik malzemelerin mekanik davranışları uzun yıllar boyunca birçok bilim insanının tarafından incelenmiş ve yapılan deneysel ve teorik çalışmalar sonucunda hiperelastik malzemelerin mekanik davranışlarını tanımlayan modeller geliştirilmiştir. Mooney-Rivlin, Neo-Hookean, Ogden, Yeoh vb. bilim insanları tarafından geliştirilmiş olan bu malzeme modelleri birim şekil değişimi enerjisi fonksiyonlarını kullanmaktadır. Bu hiper elastik malzeme modellerinin haricinde, Arruda-Boyce, Blatz-Ko, Gent, Extended Tube gibi farklı uygulamalar için özel olarak geliştirilmiş olan malzeme modelleride vardır.

Bu çalışmada bu hiperelastik malzeme modelleri hakkında bilgiler verilecektir. Mooney-Rivlin, Neo-Hookean, Ogden, Yeoh hiperelastik malzeme modelleri hakkında bilgiler verilecektir.

3.2.1 Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme modeli

1940 yılında Melvin Mooney tarafından geliştirilen ve 1948 yılında Ronald Rivlin tarafından geliştirilen hiperelastik malzeme davranışı modelidir. Bu modelde 3 temel varsayım bulunmaktadır.

- Malzeme sıkıştırılmazdır,
- Uzamadan önce isotropik yapıdadır,
- Homojendir.

Bu varsayımlara göre birim şekil değişimi enerjisi fonksiyonu 2, 3, 5 ve 9 parametrelilik olarak tanımlanabilir. Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme modeli uzama invariantlarının bir fonksiyonu olan birim şekil değişim enerjisi denklemi (W),

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + C_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{D_1}(J - 1)^2 \quad (3.7)$$

şeklinde denklem (3.7)'de tanımlanmıştır. Denklemde verilen C_{01} ve C_{10} katsayıları deneysel değerlerdir [9].

3.2.2 Neo-Hookean hiperelastik malzeme modeli

Neo-Hookean, hiperelastik malzemelerin uzama ve gerilme davranışlarını tahmin etmek için kullanılan ve Hooke yasasına benzeyen bir modeldir. Genellikle malzemeler için gerilme ve uzama arasındaki ilişki başta doğrusaldır, belli bir noktadan sonra ise doğrusal olmayan davranış sergilerler. Neo-Hookean modeli çok yüksek uzamalarda doğru cevap veremediği bilinmektedir. Neo-Hookean modeli Mooney Rivlin modelinin sadeleştirilmiş hali gibidir. Neo-Hookean hiperelastik malzeme modelinde birim şekil değişim enerjisi denklemi (W),

$$W = C_{10}(I_1 - 3) + \frac{1}{D_1}(J - 1)^2 \quad (3.8)$$

şeklinde denklem (3.8)'de tanımlanmıştır [10]. Denklemden verilen C_{01} katsayısı deneysel değerdir [9].

3.2.3 Yeoh hiperelastik malzeme modeli

Yeoh tarafından 1993 yılında geliştirilmiş bu modelde hiperelastik malzemeler sadece birinci invariyanta göre modellenir. Yeoh modeli Neo-Hookean hiperelastik malzeme modelinden ve Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme modelinden daha büyük uzamalara sahip olan elastik malzemelerde kullanılabilir. Ayrıca tek eksenli çekme ve basit kesme altındaki elastomer malzemelerin davranışlarını, oldukça doğru bir şekilde tahmin edebilmektedir. Seri açılımına dayanan bu hiperelastik malzeme modelinin birim şekil değişim enerjisi denklemi (W),

$$W = \sum_{i=1}^N C_{i0}(I_1 - 3)^i + \sum_{k=1}^N \frac{1}{D} (J - 1)^{2k} \quad (3.9)$$

şeklinde denklem (3.9)'da tanımlanmıştır [9].

3.2.4 Ogden hiperelastik malzeme modeli

Ogden tarafından 1972 yılında geliştirilen bu hiper elastik malzeme modeli, O-Ring ve keçeler için en yaygın olarak kullanılan modellerden biridir. Ogden hiperelastik malzeme modelinde deney verileri direk olarak kullanılabilir. Bu model %700 uzamaya kadar başarılı sonuçlar vermektedir.

Ogden hiperelastik malzeme modelinde uzama oranının üsleri gerçek sayılardan, Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme modelinin uzama oranları ise tam sayılardan

oluşur. Bu nedenle Ogden'in eğrileri Mooney-Rivlin'den daha iyi esnekliğe sahiptir. Ogden hiperelastik malzeme modelinin birim şekil değişim enerjisi denklemi (W),

$$W = \sum_{i=1}^N \frac{\mu_n}{a_n} (\lambda_1^{a_n} + \lambda_2^{a_n} + \lambda_3^{a_n} - 3) \quad (3.10)$$

şeklinde denklem (3.10)'da tanımlanmıştır [9]. Ogden birim şekil değişimi enerji fonksiyonu çoğunlukla N=3 değerini alır. N=2 olduğunda ise Ogden fonksiyonu Mooney-Rivlin fonksiyonuna dönüşür.

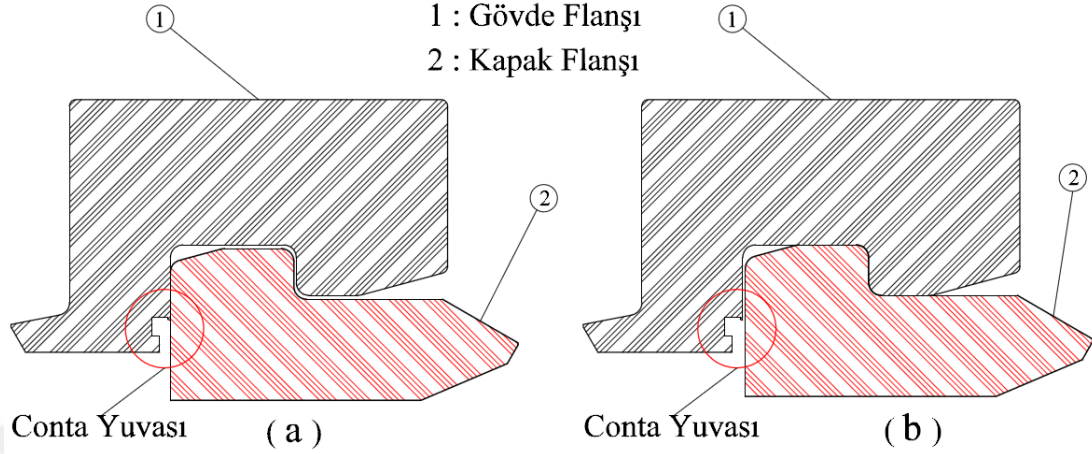
3.3 Sonlu elemanlar analizi için sınır şartlarının belirlenmesi

Cam laminasyon otoklavında kullanılan gövde flanşı ve kapak flanşları otoklavın en önemli kısımlarıdır. Hem gövde flanşı hem de kapak flanşı otoklavın tasarım basıncı dikkate alınarak şartname ve direktiflere göre tasarlandıktan sonra, özel basınçlı kap malzemeleri kullanılarak analiz edilir. Analiz sonucunda şartname ve direktiflere uygun olan gövde flanşı ve kapak flanşları lazer kesim, bükme, kaynak ve talaşlı imalat yöntemleri kullanılarak üretilir. Bu çalışmada kapak contası için sonlu elemanlar analizi yapılırken ve çalışma şartlarına uygun olarak basite indirgenmiş birim kesitler kullanılacaktır. Bu sayede kapak contası için kullanılacak olan conta modellerinin daha hassas bir şekilde analiz edilmesi hedeflenmektedir.

Cam laminasyon otoklavları genellikle 2000mm ve daha büyük çapa, 6000mm, 7500mm veya daha fazla gövde uzunluklarına sahip oldukları için birebir olarak ANSYS Workbench programı ile yapılan analizlerde, mesh (çözüm ağı) işlemi sırasında çok fazla sayıda eleman oluşmaktadır. Ayrıca, bu kadar çok sayıdaki düğüm noktası ve çözüm elemanı için yapılan lineer analizler bile çok uzun sürmektedir. Hiperelastik malzemelerin sonlu elemanlar analizleri için kullanılan modeller linner olmayan analizler olduğundan çözümleri lineer analizlere göre çok daha karmaşık ve uzun sürmektedir. Bu sebeplerden dolayı bu çalışmada otoklavın temel çalışma prensiplerine uygun olacak şekilde basite indirgenmiş şekilde kapak contası ve otoklav kapağı modellemesidir.

Analizi yapılan otoklavda kullanılan kapak sistemi bayonet kapak olduğundan, kapak hidrolik sistemle kapatılır ve döndürülerek kilitlenir. Bu işlem evlerde kullanılan düdüklü tencerelerin kapanıp açılması ile aynı şekilde yapılmaktadır.

Otoklav kapağının kapanıp kilitlenebilmesi için kapak ve gövde flanşı arasında 2mm'lik mesafe bulunmaktadır. Şekil 3.3'de gövde flanşı ve kapak flanşının kapanma sırasındaki ve basınç altındaki konumları sembolik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.3 : Cam laminasyon otoklavı gövde flanşı ve kapak flanşının kapanma (a) ve basınç altındaki (b) konumları

Şekil 3.3 (a) otoklavın kapağı kapatıldığı anda ve henüz basınç uygulanmadan önceki durumunu göstermektedir. Gövde flanşı ile kapak flanşı arasındaki boşluk 2mm dir. Bu boşluk sayesinde hem klasik kapağa sahip olan otoklavlar hem de davit kol kapak sistemine sahip olan otoklav kapakları rahatça kilitlenip açılabilir.

Otoklav çalışmaya başladıktan sonra basıncın etkisi ile otoklavın kapağının konumu değişmektedir. Şekil 3.4 (b)'de çalışma basıncı uygulandığında otoklav kapağının konumu verilmiştir. Otoklavın hacmi çok büyük olduğu için lamine cam üretim işlemi sırasında 13bar (1,3MPa) çalışma basıncı nedeniyle çok büyük bir itme kuvveti ortaya çıkmaktadır. Bu kuvvet dikkate alınarak hesaplamalar ve analizler yapılarak şartname ve direktiflere uygun şekilde tüm test işlemleri tamamlanır.

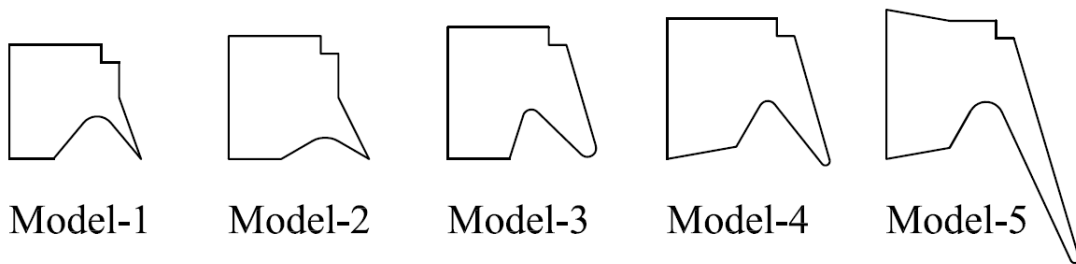
Bu çalışmada kapak contasının 2 boyutlu 5 farklı conta kesiti, Autocad programı kullanılarak tasarlanmıştır. Kapak contasının SEA yapılırken, conta üzerinde oluşan toplam deformasyonu ve gerilmeleri daha iyi analiz edebilmek, conta üzerindeki mesh (çözüm ağı) sayısını arttırabilmek ve daha hassas analiz yapabilmek için otoklavın çalışma prensibine uygun olacak şekilde basite indirgenmiş bir model kullanılacaktır. Bu basite indirgenmiş modelde 1mm kalınlığında kapak contası ve otoklav kapağı 3 boyutlu olarak Autodesk Inventor programı ile modellenip analiz edilmek üzere ANSYS Workbench programına yüklenecektir.

Tüm conta kesitleri için Silikon (VMQ) Shore A 71 malzeme, otoklav kapak malzemesi olarak ise P355GH malzemeye ait mukavemet değerleri ANSYS Workbench programına yüklenecektir. Çalışma basıncı olarak 13 bar (1.3MPa), hidrostatik test basıncı olarak 21bar (2.1MPa) basınç uygulanarak her conta modeli için normal çalışma basıncı ve hidrostatik test basıncı için analizler yapılacaktır. Kapak yüzeyi ve conta yüzeyi arasındaki sürtünme katsayısı ortalama bir değer olarak 0.2 alınacaktır. Sıcaklık bu çalışma kapsamındaki analizlerde dikkate alınmayacaktır. Sonlu elemanlar analizi için multistep yöntemi ile 3 aşamada çözüm yapılacaktır.

Conta malzemesi olarak kullanılan malzeme için 3 parametrelilik Mooney-Rivlin hiperelastik malzeme modeli kullanılacaktır. Mooney-Rivlin modeli için kullanılacak olan katsayılar ANSYS Workbench programına yüklenen deneysel değerlerden Curve Fitting yöntemi ile elde edilecektir ve bu işlem ile elde edilen katsayılar analiz için kullanılacaktır. Analiz sırasında kapak contası malzemesi için malzeme davranışı olarak asimetrik seçilecektir.

3.3.1 Kapak contası modelleri

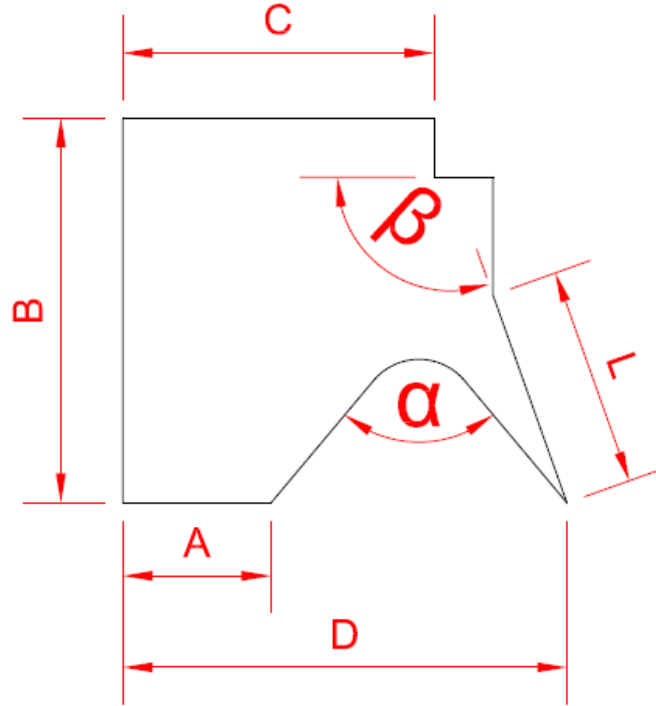
Kapak contası olarak kullanılacak olan kesitler Model-1, Model-2, Model-3, Model-4, Model-5 olarak adlandırılmıştır. Kapak contası kesitleri Autocad programı kullanılarak cam laminasyon otoklavı gövde flanşı ve kapak kesitleri dikkate alınarak 2 boyutlu olarak tasarlanmıştır. Şekil 3.4'te verilen kapak contası modellerinin detaylı teknik resimleri EK-A'da verilmiştir. Bu modellerden Model-5 mevcut sistemde kullanılan kapak contası modeli olarak refrans model olarak alınacaktır. Diğer conta kesitleri için elde edilen analiz sonuçları Model-5 için yapılan analiz sonuçları ile karşılaştırılacaktır.



Şekil 3.4 : Kapak contası modelleri.

Bu conta modellerinin tasarlanması sırasında contanın gövde flanşı üzerindeki conta yuvası ölçüleri Şekil 3.5'te bir conta modeli üzerinde gösterildiği gibi parametrik olarak dikkate alınmıştır. Ayrıca basınça maruz kalan yüzeyi oluşturan basınç açısı, temas yüzeyi ve temas yüzeyi açısı ana parametreler olarak belirlenmiştir. Ana parametreler olarak belirlenen parametreler aşağıda açıklanmıştır.

- A, B, C, parametreleri kapak contasının gövde flanşı üzerindeki conta yuvasının tasarımı için kullanılacak olan parametrelerdir. Bu yüzeyler basınç uygulanmayan yüzeylerdir.
- D parametresi conta yuvası ile kapak contası ile otoklav kapağının ilk temas noktasına kadar olan mesafedir.
- L parametresi kapak contası ile otoklav kapağının basınç uygulandığında temasta olan yüzeyi tanımlayan parametredir.
- α açısı basınç aşısını oluşturan parametredir. Otoklav içindeki basınç bu açının oluşturduğu yüzeye uygulanarak basınç kuvveti oluşturur.
- B temas açısı olarak tanımlanan parametredir. Temas yüzeyinin yatay eksen ile yaptığı açı temas açısı olarak tanımlanmıştır.



Şekil 3.5 : Kapak contası tasarım parametreleri.

Ayrıca 5 conta modeli için kullanılan ana parametreler toplu olarak Çizelge 3.1’de verilmektedir.

Çizelge 3.1 : Kapak contası tasarım parametreleri tablosu.

Conta Model No	A (mm)	B (mm)	C (mm)	D (mm)	L (mm)	α (°)	β (°)
Model-1	5	13	10,5	15	7,7	80	110
Model-2	6	14	10,5	16	7,8	120	117
Model-3	7	15	11,5	17	12	64	106
Model-4	8	16	12,5	19,2	14,7	69	106
Model-5 (Referans Model)	7,3	17	12,5	22	26	55	107

Bu paramerelerden sızdırmazlığın sağlanması için basınca maruz kalan yüzeyleri oluşturan α , ve β açıları ile temas yüzeyini oluşturan L parametreleri değiştirilerek daha farklı conta geometrileride oluşturulabilir. Bu ana parametreler dışında kullanılan diğer ölçüler yardımcı parametreler olarak kullanılır ve ana parametrelere bağlı olarak tasarlanmışlardır.

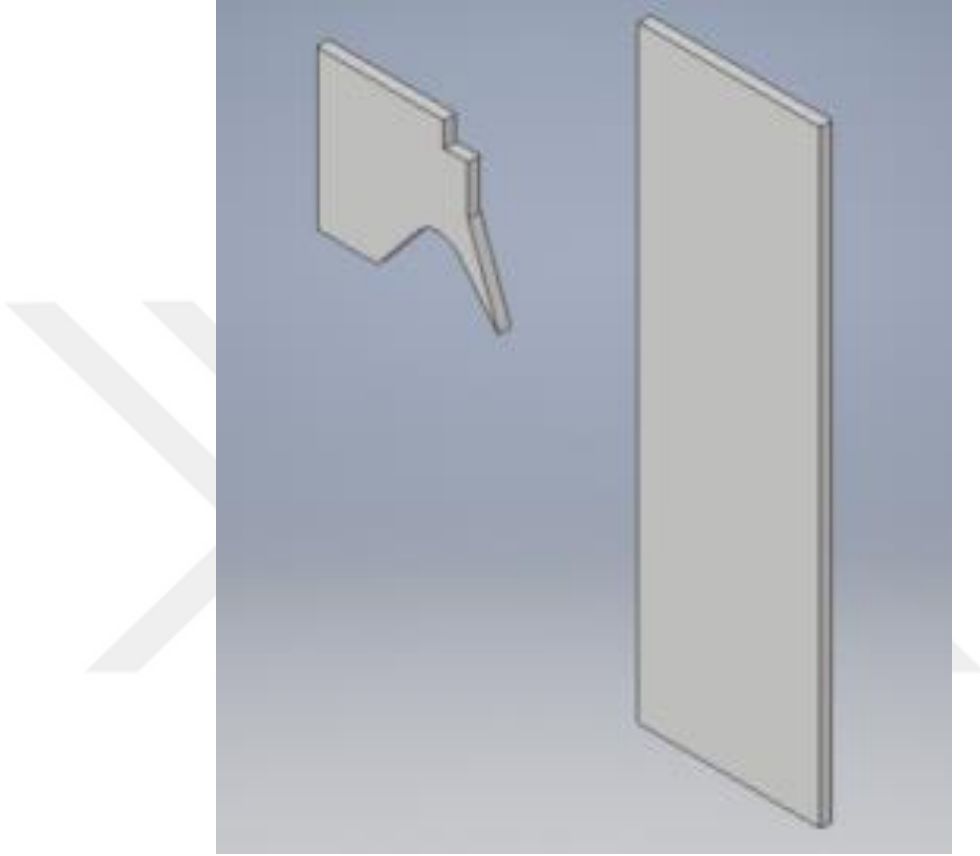
Tüm conta modellerinin detaylı tasarımlarını içeren teknik resimler EK A’da verilmiştir. Analizler sonucunda seçilen conta geometrisi için bu teknik resimler kullanılarak contanın üretilmesi için silikon conta imalatı yapan firmalarla paylaşılarak istenen contanın eksiz olarak imal edilmesi sağlanabilir.

3.3.2 Sonlu elemanlar analizi için 3 boyutlu modellerin hazırlanması

5 farklı kapak contası geometrisinin ve cam laminasyon otoklavının çalışma şartlarına uygun olarak 3 boyutlu olarak Autodesk Inventor programında hazırlanıp analiz edilmesi için ANSYS Workbench programına yüklenecektir. ANSYS Workbench programı 3 boyutlu tasarım programlarından .STEP uzantılı dosyaları okuyabildiği için analiz için gerekli olan 3 boyutlu çizimler .STEP formatında ANSYS Workbench’e yüklenecektir. Bu tezin amacı lamine cam üretimi esnasında kapak contasında meydana gelen deformasyonların analiz edilmesi olduğundan otoklavın diğer kısımları dikkate alınmayacak, hassas mesh işlemi kapak contası ve otoklav

kapağının basit modeli üzerinde yapılacaktır. Bu sayede gerçek değerlere en yakın sonuçların elde edilmesi hedeflenmektedir.

Şekil 3.6'da Model-1 conta kesiti ve otoklav kapağının kesitinin 3 boyutlu tasarımı gösterilmektedir. Diğer 4 farklı Conta modeli ve otoklav kapağı kesitleri EK-B'de verilmiştir.



Şekil 3.6 : Model-1 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları

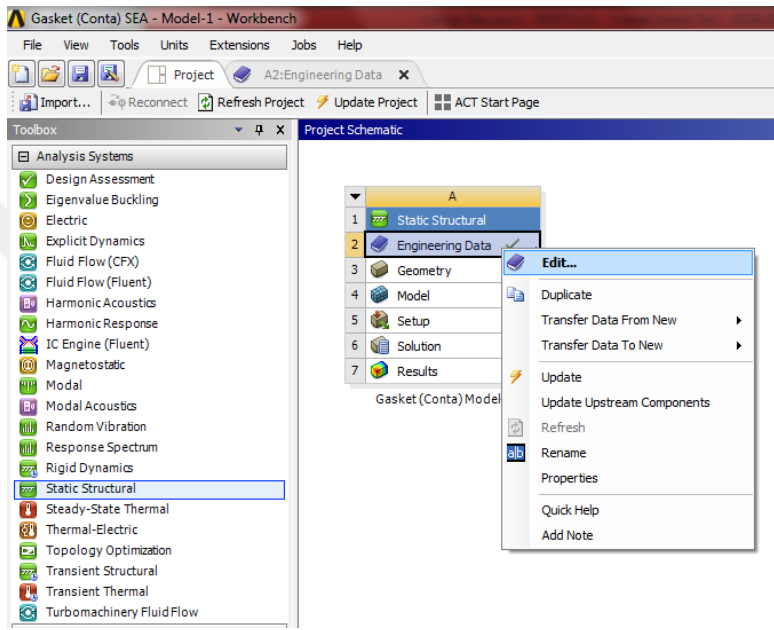
3 boyutlu tasarımda otoklavın kapak flanşı yüzeyi ile gövde flanşı arasında 14mm boşluk bırakılmıştır. Sonlu elemanlar analizinde her bir conta modeli için, otoklav kapağı 14mm hareket ettirilip kapatılacak ve conta yüzeyine çalışma basıncı olan 13bar (1,3MPa) basıncı uygulanacak ve bu esnada otoklav kapağı 2mm geri hareket edecek şekilde fiziksel prensibine uygun şekilde hareket ettirilecektir. Daha sonra aynı işlem hidrostatik test basıncı olan 21bar (2,1MPa) için tekrardan yapılacaktır.

Bu sınır şartları ANSYS Workbench ¹ kullanılarak yapılacak olan tüm analizlerde aynı şekilde kullanılmıştır.

¹ ANSYS Workbench programı tezin bundan sonraki kısmında kısaca ANSYS olarak anılacaktır.

3.4 Multistep sonlu elemanlar analizi için verilerin ansys'e girilmesi

Sonlu elemanlar analizi için ANSYS'in Static Structural modülü kullanılacaktır. Bu modül kullanılarak bir çok yapısal analiz gerçekleştirilebilmektedir. ANSYS'in Static Structural modülünde analiz yapabilmek için gerekli adımlar sıra ile takip edilmelidir. Şekil 3.7'de ANSYS'in Static Structural modülünde analiz yapabilmek için girilmesi gereken verileri içeren ve takip edilmesi gereken adımlar gösterilmektedir.



Şekil 3.7 : ANSYS Static Structural modülü adımları.

3.4.1 Engineering data verilerinin girilmesi

Engineering Data kısmına veri girişi ve malzeme tanımlaması yapılırken kullanılacak olan malzemeler ANSYS'in standart malzeme kütüphanesinde varsa gerekli düzenlemeler yapılarak kullanılabilir. Eğer analizlerde kullanılacak olan malzemeler standart malzeme kütüphanesinde yoksa bu malzemeler manuel olarak girilecektir. Bu tez çalışmasında kullanılacak olan conta malzemesi olarak Silikon (VMQ) Shore A 71 için ve kapak malzemesi olarak kullanılacak olan P355GH malzemeleri standart malzeme kütüphanesinde yer almadığından bu malzemelerin girişi manuel olarak yapılacaktır.

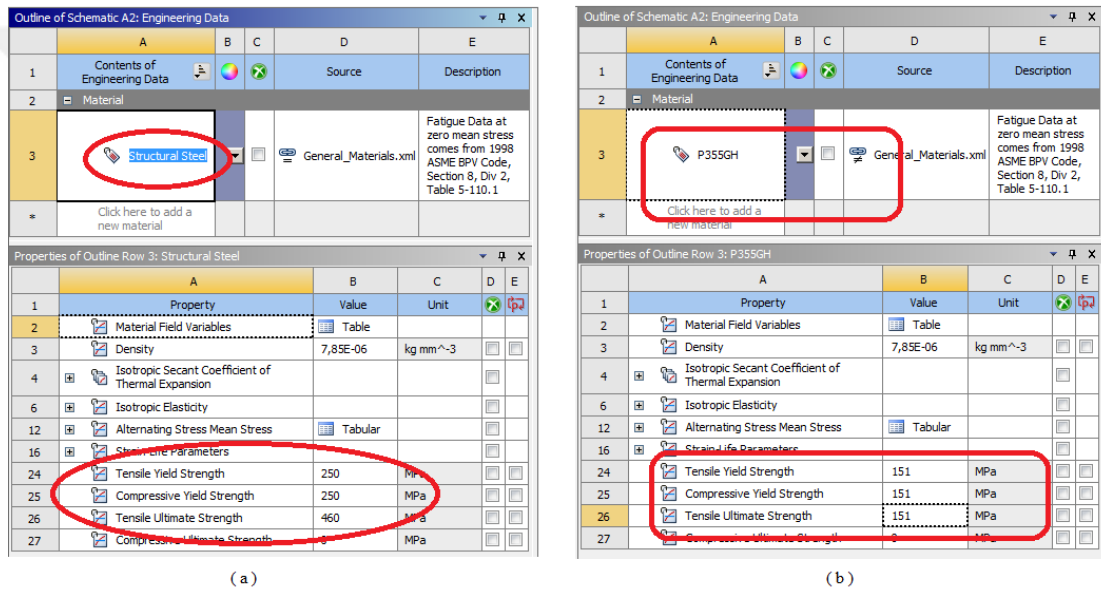
P355GH basınçlı kap sacı için gerekli olan mukavemet değerleri [13]'de verilen tablolar kullanılarak malzeme nominal kalınlığı olarak $150 \leq t \leq 200$ aralığı, tasarım sıcaklığı olarak 175°C dikkate alınarak interpolasyon yöntemi ile

malzemenin akma dayanımı $R_{p0,2}=226,5\text{MPa}$ olarak hesaplanmıştır. Hesaplanan değer, $S_f=1,5$ (güvenlik katsayısı) alınarak emniyetli akma dayanımı

$$R_{p0,2}' = \frac{R_{p0,2}}{S_f} = \frac{226,5}{1,5} = 151\text{MPa} \quad (3.10)$$

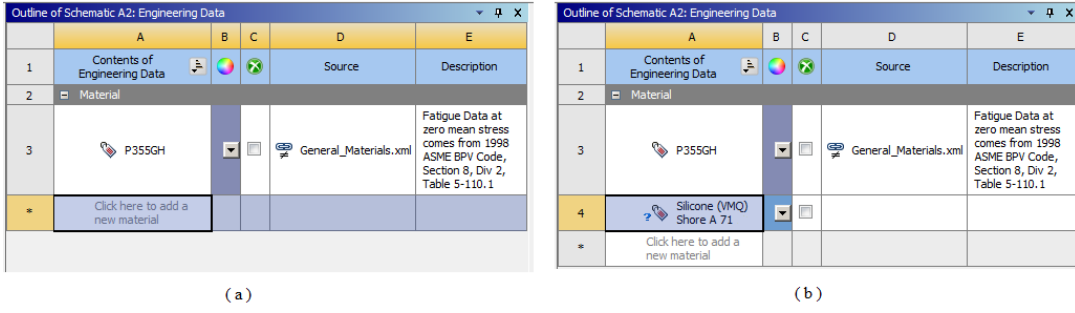
Denklem (3.10) kullanılarak P355GH malzemesi için ANSYS programında Tensile Yield Strength, Compressive Yield Strength ve Tensile Ultimate Strength değerleri olarak 151MPa değeri girilecektir.

Şekil 3.8 (a)'da standart malzeme kütüphanesinde bulunan yapısal çelik için mukavemet değerleri, Şekil 3.8 (b)'de ise P355GH basınçlı kap sacına ait hesaplanan ve girilen mukavemet değerleri gösterilmektedir.



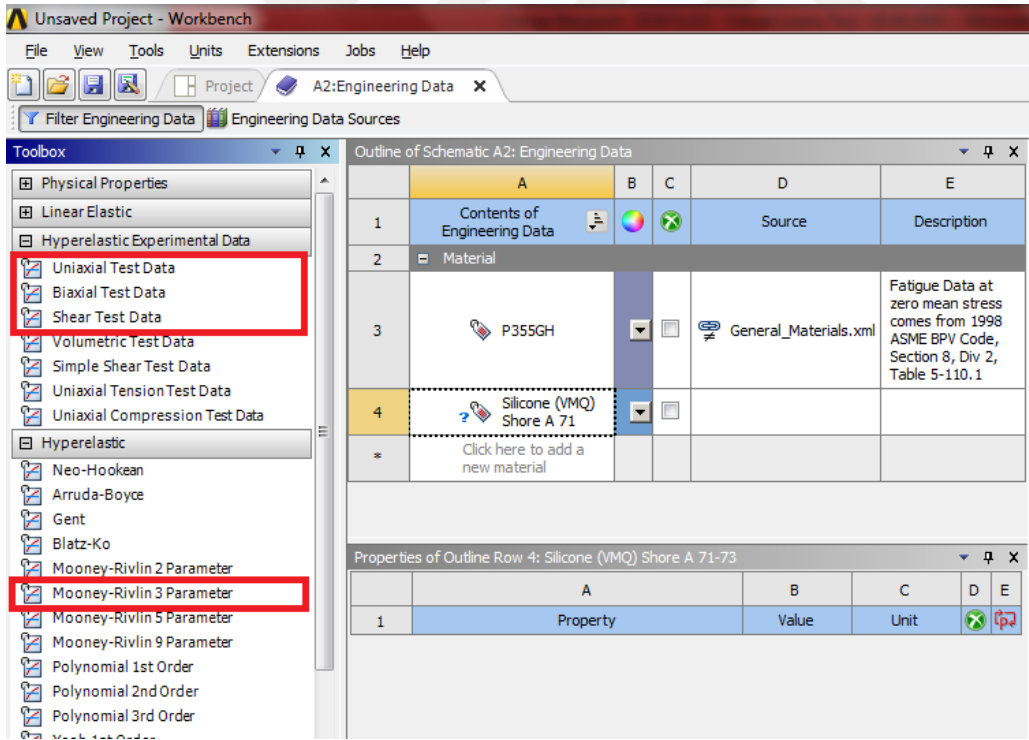
Şekil 3.8 : Mukavemet değerleri (a) Yapısal çelik, (b) P355GH.

Conta malzemesi ise ANSYS içinde yerlan standart malzeme kütüphanesinde bulunmadığından dolayı conta malzemesi olarak kullanılacak olan Silikon malzemeye ait bilgiler yeni malzeme olarak tanımlanacaktır. Bu işlemi yapabilmek için Outline of Schematic A2 : Engineering Data kısmında P355GH malzemenin alt kısmındaki Click here to add a new material kısmı üzerine gelinerek yeni eklenecek malzeme ismi olarak Silicone (VMQ) Shore A 71 yazılır. Bu işleme için gerekli adımlar Şekil 3.9'da gösterilmiştir.

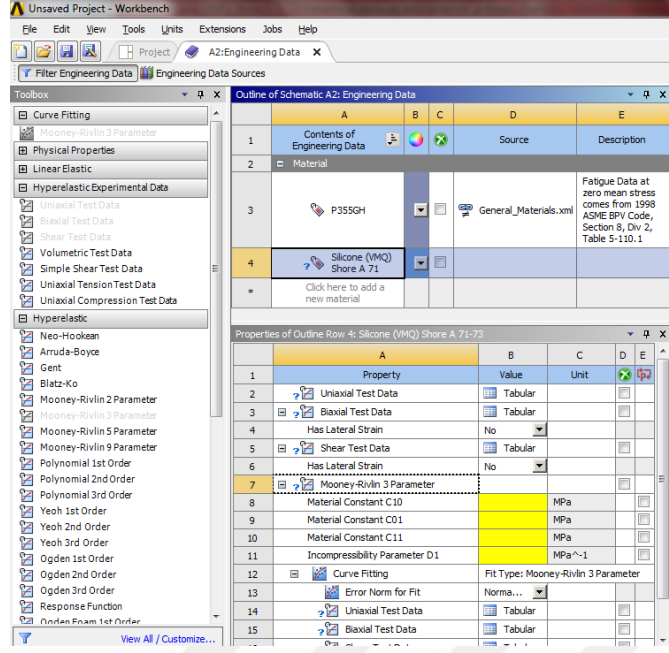


Şekil 3.9 : Ansys'in Engineering Data kısmına yeni malzeme ekleme.

Silikon (VMQ) Shore A 71 malzemesi için kullanılacak olan 3 parametrelili Mooney-Rivlin katsayıları hesaplayabilmek için ekranda sol kısımda yer alan Toolbox altındaki Hyperelastic Experimental Data Tool'unun içinde yer alan "Uniaxial Test Data", "Biaxial Test Data", "Shear Test Data" parametreleri ve Hyperelastic Tool'un altında olan "Mooney-Rivlin 3 parameter" parametresi sürükleyip bırak yöntemi ile Properties of Outline Row: Silicone (VMQ) Shore A 71 penceresinin içine yerleştirilir. Bu işlemler Şekil 3.10'da gösterilmektedir.



Şekil 3.10 : Hiperelastik deneysel datalar ve Mooney-Rivlin parametrelerinin eklenmesi.

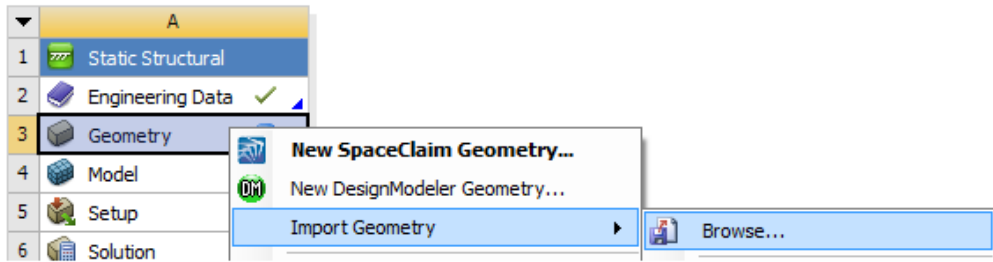


Şekil 3.11 : Mooney-Rivlin katsayılarının hesaplanması.

Şekil 3.11’de sarı renkle gösterilen Mooney-Rivlin katsayıların hesaplanması için deneysel değerlerle elde edilen Uniaxial Test Data, Biaxial Test Data ve Shear Test Data dosyaları ilgili menüler yardımıyla ANSYS’e yüklenerek Mooney-Rivlin katsayıları programa hesaplatılır.

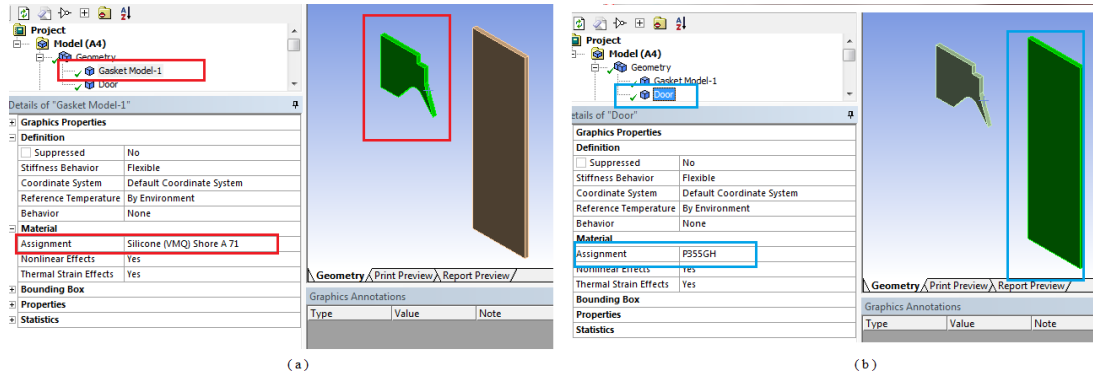
3.4.2 Tasarlanan 3 boyutlu modelin .step dosyası olarak ansys’e yüklenmesi

ANSYS programı ile 3 boyutlu tasarım programları ile tasarlanmış olan parçalar veya sistemler .STEP uzantılı olarak ANSYS’e yüklenebilir. ANSYS’in basit analizler ve parça çizimleri için kendi içinde bir çizim aracı vardır ancak bu çizim aracı ile çizim yapmak daha zor olduğundan genellikle farklı programlarla tasarlanan parçalar ANSYS’e yüklenerek analizler gerçekleştirilir. Şekil 3.12’de .STEP uzantılı dosyanın yüklenmesi işlemi gösterilmiştir.



Şekil 3.12 : .STEP uzantılı 3 boyutlu modelin ANSYS’e yüklenmesi.

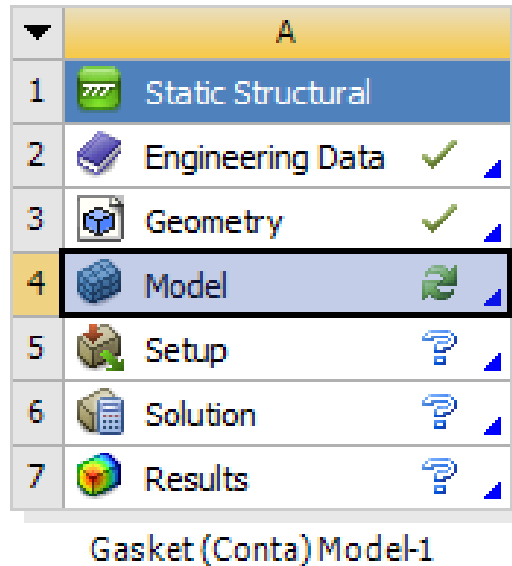
3 boyutlu olan model ANSYS'e yüklendikten sonra parçalar için malzeme ataması ve parçaları isim verilmesi ile ilgili olan ayarlar yapılır. Şekil 3.13'de gösterildiği gibi kapak contası olarak Silicone (VMQ) Shore A 71, kapak malzemesi olarak ise P355GH seçilir.



Şekil 3.13 : Conta (a) ve otoklav kapağı (b) için malzeme seçimi.

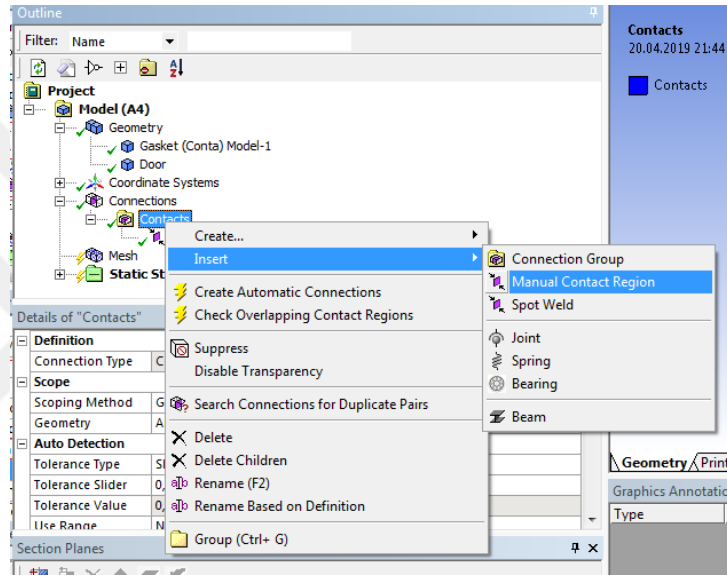
3.4.3 SEA için ANSYS'te gerekli olan ayarların yapılması

Analiz için .STEP uzantılı olarak kayıt edilmiş olan 3 boyutlu model, ANSYS'e yüklendikten sonra Şekil 3.14'de gösterilen ana ekrandan Model kısmına gidilir. Bu menü ile analiz için gerekli olan sınır şartları otoklavın fiziksel prensibine uygun olarak girilecektir.



Şekil 3.14 : Sonlu eleman analizi için Model'in başlatılması.

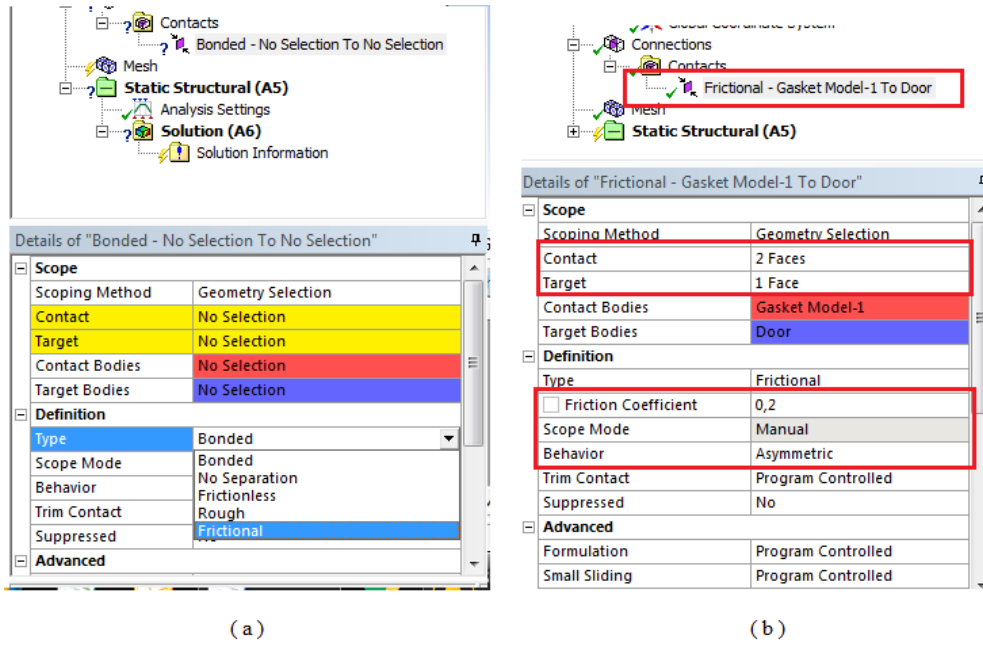
Model kısmı çalıştırıldığında ANSYS'in mekanik analiz modülü başlar ve Şekil 3.15'te gösterilen ekran karşımıza gelir. İlk olarak sol kısımda bulunan Outline penceresinde bulunan Model (A4) menüsü altındaki Geometry kısmında bulunan parçaların adları değiştirilir. İkinci olarak Connections kısmının altında bulunan Contacts kısmına parçalar birbirinden uzakta konumlandığı için manuel olarak Contact eklemesi yapılmalıdır. Birbirine temasta olan parçalar için ANAYS temas yüzeylerini otomatik olarak tanımlar. Ancak bu analiz için kullanılacak olan 3 boyutlu modelde parçalar birbirinden uzakta bulunduğu için temas işlemi manuel olarak yapılmalıdır. Bu işlem Şekil 3.14'te gösterilmektedir.



Şekil 3.15 : Manuel olarak temas yüzeyi ekleme.

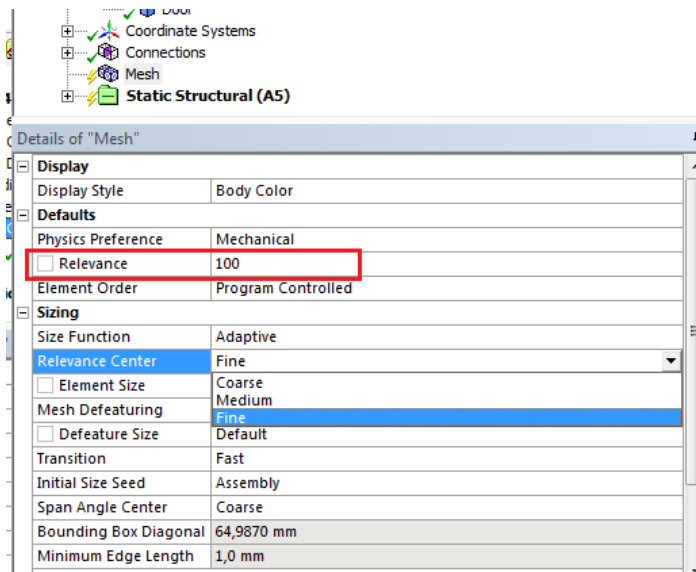
Manuel Contact Region menüsü kullanılarak analiz için gerekli olan temas yüzeyleri seçilmelidir. Bu işlemden sonra temas olarak program tarafından Bonded – No Selection To No Selection otomatik olarak seçili gelmektedir. Bu analiz için biz Frictional temas modelini seçilecektir. Details of “Bonded – No Selection To No Selection” kısmında bulunan Definition menüsünden Type kısmı Frictional olarak değiştirilir. Bu işlemden sonra temas yüzeyi olarak contanın ön iki yüzeyi seçilir ve Details of “Contacts” menüsü altında bulunan Contact kısmına eklenir, Target olarak ise kapağın ön yüzeyi seçilir ve yine aynı menüde bulunan Target kısmına eklenir.. Bu işlemler yapıldıktan sonra Defination kısmında bulunan Type menüsünden ve Friction Coefficient olarak 0,2 girilir. Ayrıca yine aynı menüde bulunan Behavior kısmı Asymmetric olarak seçilir.

Bu aşamada yapılacak olan ayarlar Şekil 3.16'da gösterilmiştir.

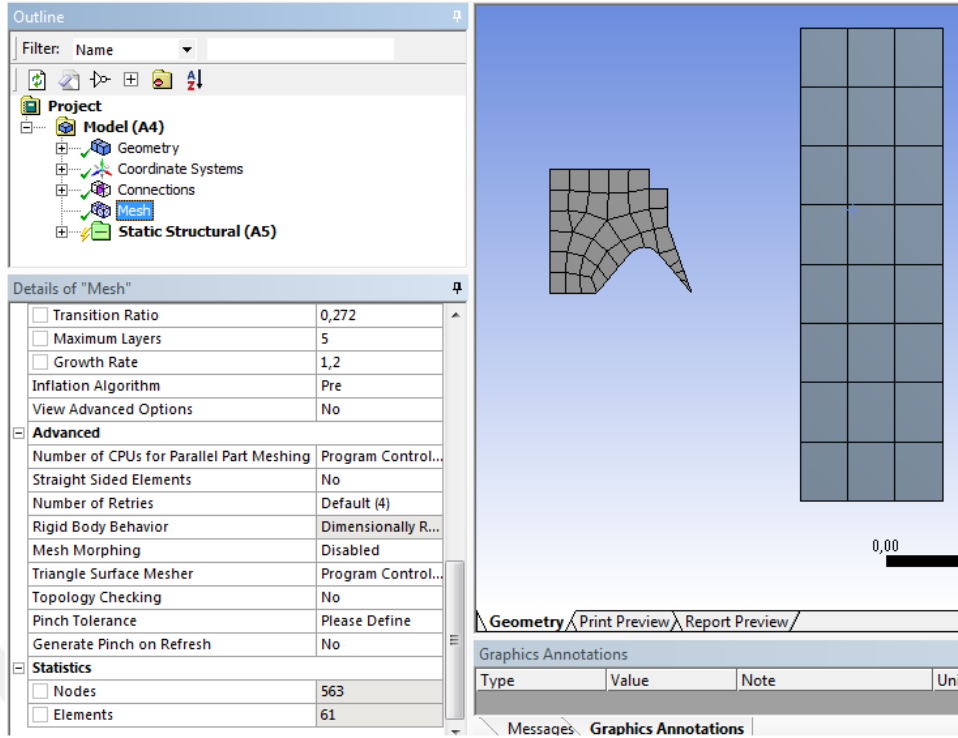


Şekil 3.16 : Contact ve Target ayarları.

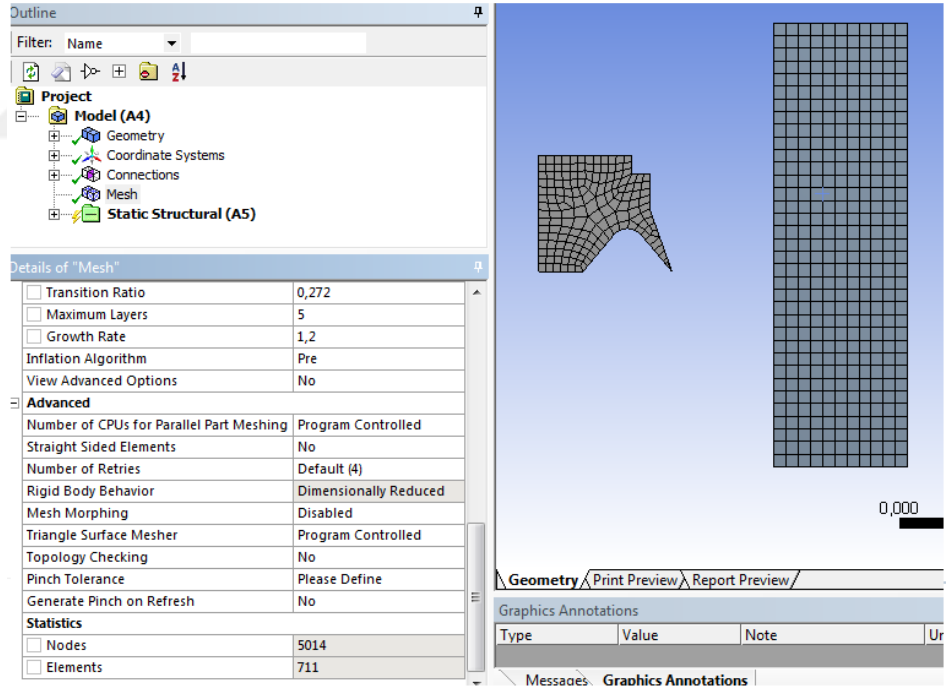
Bu işlemlerden sonra sonlu elemanlar analizi için en önemli kısımlardan biri olan Mesh işlemi yapılır. Mesh işlemi yapılırken birçok farklı yöntem uygulanabilmektedir. Bu çalışma kapsamında mesh işlemi için tüm analizlerde aynı yöntemle mesh işlemi yapılmıştır. Hiperelastik davranışa sahip olan kapak contasının uygulanan basınç altındaki gerilmelerini ve şekill değişimlerini daha iyi görebilmek için ANSYS programında bulunan standart mesh komutları kullanılarak mesh işlemi yapılmaktadır. Mesh işlemi ile ilgili detaylar Şekil 3.17'de gösterilmiştir.



Şekil 3.17 : Mesh işlemi.



(a)



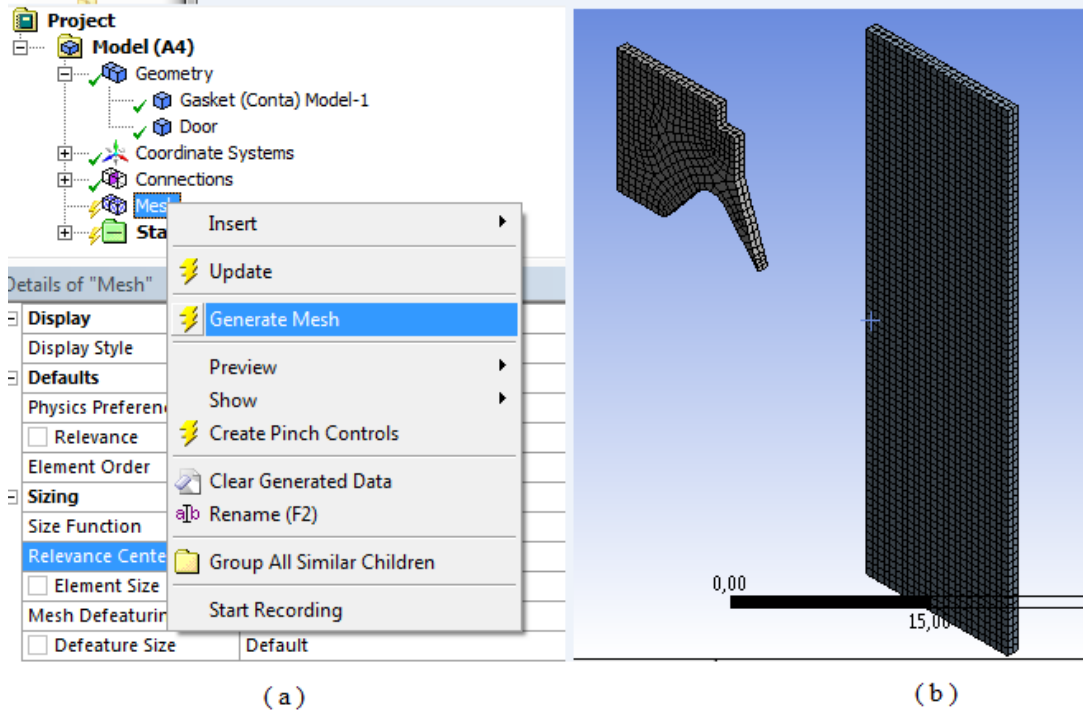
(b)

Şekil 3.18 : Coarse Mesh (a) ve Midum Mesh (b) işlemleri.

analizlerde farklılıklarını gösterebilmek için daha kaba mesh (coase) ve orta mesh (midium) işlemleride yapılmıştır ve Şekil 3.18 (a) ve (b)' de gösterilmektedir.

Bu çalışmada kullanılacak olan hassas mesh işlemi için Details of “Mesh” penceresindeki Defaults kısmında bulunan Physics Preference Mechanical, Relevance değeri ise 100 olarak seçilir. Bu sayede daha analiz edilecek olan parçalar daha da küçük sayıda sonlu elemana bölünecektir. Ayrıca Relevance Center kısmından Fine seçilerek daha hassas bir analiz yapılacak şekilde Mesh oluşturulması sağlanır. Bu işlem tüm analizler için aynı şekilde yapılacaktır.

Bu işlemlerden sonra Generate Mesh işlemi yapılır ve analizde kullanılacak olan Meshlenmiş model oluşturulur. Şekil 3.19 (a) ve (b)'de Meshleme işlemi gösterilmektedir.



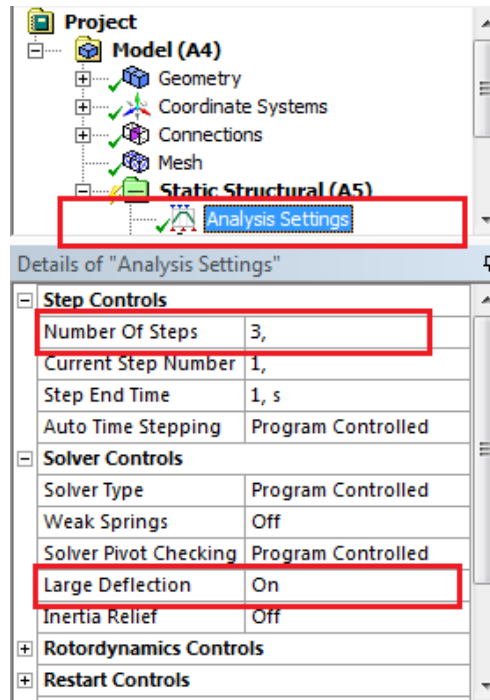
Şekil 3.19 : Generate Mesh (a), Meshlenmiş model (b).

Çizelge 3.2’de analizlerde kullanılan 3 boyutlu modeller için oluşturulan çözüm ağlarının sayıları verilmiştir.

Çizelge 3.2 : Mesh istatistikleri.

Gasket (Conta) Model No	Conta Sonlu Eleman Sayısı (Elements)	Conta Düğüm Sayısı (Nodes)	Kapak Sonlu Eleman Sayısı (Elements)	Kapak Düğüm Sayısı (Nodes)	Toplam Sonlu Eleman Sayısı (Elements)	Toplam Düğüm Sayısı (Nodes)
Model-1	688	4181	3696	21141	4384	25322
Model-2	1160	6777	3696	21141	4856	27918
Model-3	572	3535	3542	20286	4114	23821
Model-4	722	4416	3496	20025	4218	24441
Model-5 (Referans Model)	1020	6231	3496	20025	4516	26256

Bu işlemlerin tamamlanmasından sonra Outline penceresinde bulunan Static Structural (A5) menüsü altında bulunan Analysis Settings kısmında multistep analiz için gerekli olan ayarlamalar yapılmıştır. Şekil 3.20’de Multistep analiz için yapılması gereken ayarlar gösterilmektedir.

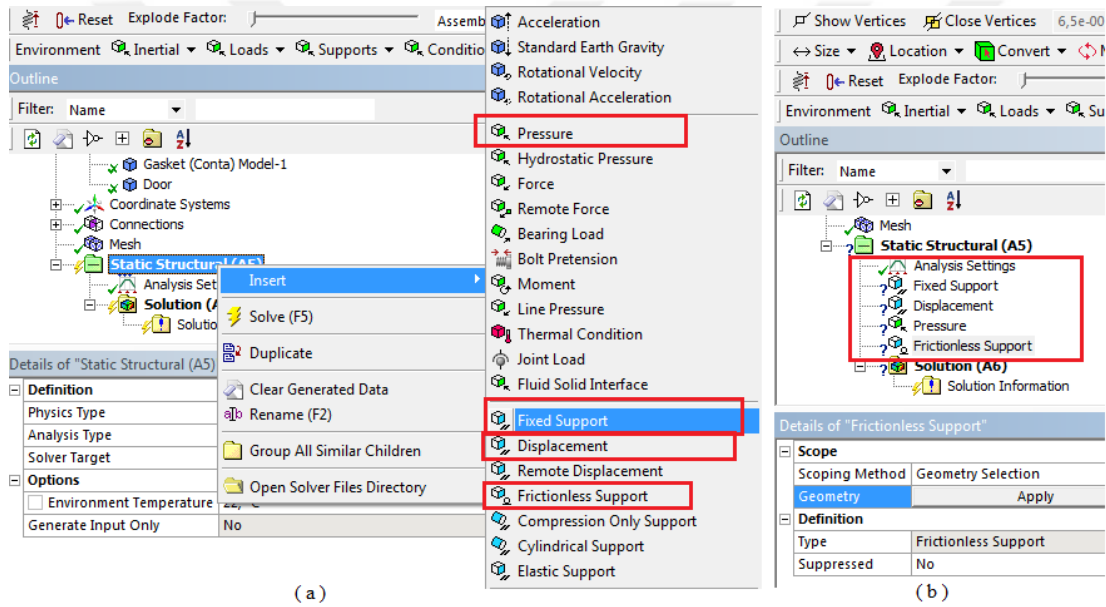


Şekil 3.20 : Multistep analiz ayarları.

Bu kısımda Details of “Analysis Settings” kısmında bulunan Numbers Of Steps değeri “3” olarak girilir. Bu ayar ile analiz 3 parçaya bölünerek otoklavın basınçlandırılması otoklav kapağın kapanmasından sonra yapılır. Ayrıca contada meydana gelen deformasyonlar ve gerilmeleri daha iyi görebilmek için Large Deflection değeri “On” olarak girilerek aktive edilir.

Bu aşamadan sonra analizde kullanılacak olan sınır şartları, kapağın yerdeğiştirmesi, ve basınçlandırılması için gerekli olan menüler analize eklenir.

Şekil 3.21’de gösterildiği gibi analiz için gerekli olan menüler Static Structural (A5) kısmının altına eklenir.



Şekil 3.21 : Sınır şartları için gerekli ayarların eklenmesi.

Eklenen menüler analiz için gerekli olan sınır şartlarının girileceği alt menülere sahiptir. Çizelge 3.3’de ANSYS ile yapılacak olan analiz için normal çalışma basıncı ve hidrostatik test basıncı için multistep analiz şartları gösterilmektedir.

Çizelge 3.3 : Normal çalışma basıncı (a) ve hidrostatik test basıncı (b) için multistep analiz şartları.

Step No	Step Aralığı	Başlangıç Konumu (mm)	Son Konumu (mm)	Başlangıç Basıncı (bar)	Proses Basıncı (bar)
1	0 - 1	0	-14	0	0
2	1 - 2	-14	-14	0	13
3	2 - 3	-14	-12	13	13

(a)

Step No	Step Aralığı	Başlangıç Konumu (mm)	Son Konumu (mm)	Başlangıç Basıncı (bar)	Proses Basıncı (bar)
1	0 - 1	0	-14	0	0
2	1 - 2	-14	-14	0	21
3	2 - 3	-14	-12	21	21

(b)

Multistep ayarları sayesinde otoklavın kapağının kapanması, basınçlandırılması ve basınçlandırma işlemi sonrasında otoklav kapağının kapak boşluğu (2 mm) kadar geri hareket etmesi SEA için modellenmektedir.

Step Aralığı 0 – 1 sırasında otoklavın kapağı referans konumundan hareket ederek conta teması eder ve contanın temas yüzeyine baskı oluşturarak kapağın kapanması sağlanır.

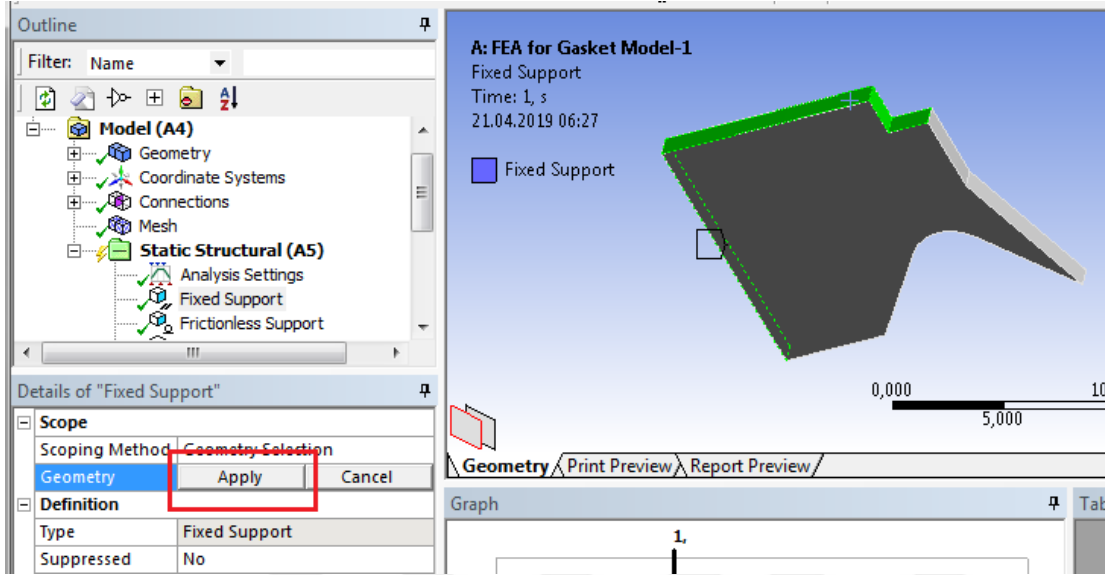
Step Aralığı 1 – 2 sırasında otoklav basınçlandırılır. NÇB için yapılan SEA’de 13bar (1,3MPa), HTTB için yapılan SEA’de ise 21bar (2,1MPa) olarak basınçlandırma sağlanacaktır.

Step Aralığı 2 – 3 sırasında ise otoklav kapağı çalışma basıncına ulaştığında kapak boşluğu kadar geri hareket eder ve bu esnada conta üzerinde basınç kuvveti meydana gelir. Kapak contası, üzerinde oluşan basınç kuvvetine karşı sızdırmaz olmalıdır.

Kapak contası elastik bir malzeme olduğundan uygulanan kuvvet karşısında linner olmayan davranışlar sergiler. Bu çalışma ile farklı conta kesitleri üzerinde meydana gelen etkileri inceleyerek sızdırmazlık performansları karşılaştırılacaktır.

3.4.3.1 Sabit destek ayarları

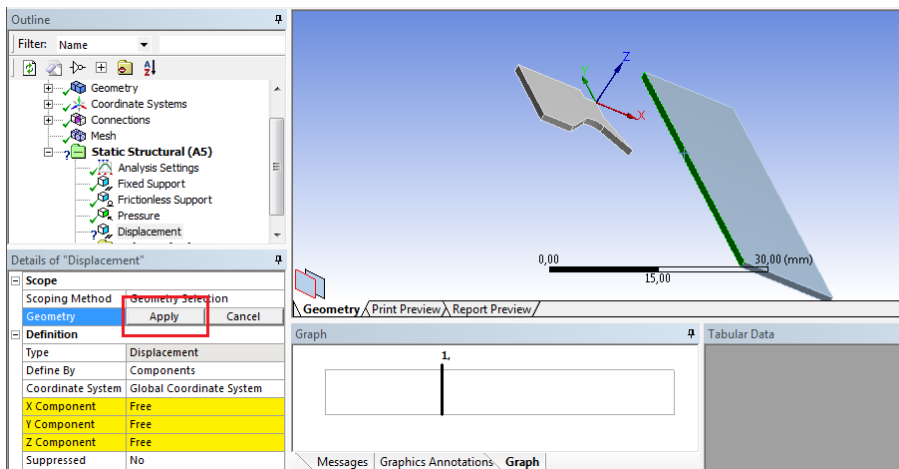
Sabit destek olarak kapak contasının gövde falanşı içinde kalacak olan 4 adet yüzeyi sabit destek noktası olarak seçilir. Details of “Fixed Support” kısmı altında bulunan Geomery kısmına seçilen yüzeyler eklendikten sonra sabit destek ayarları tamamlanmış olur. Şekil 3.22’de sabit destek ayarları gösterilmektedir.



Şekil 3.22 : Sabit destek ayarları.

3.4.3.2 Kapağın yerdeğiştirmesi ayarları

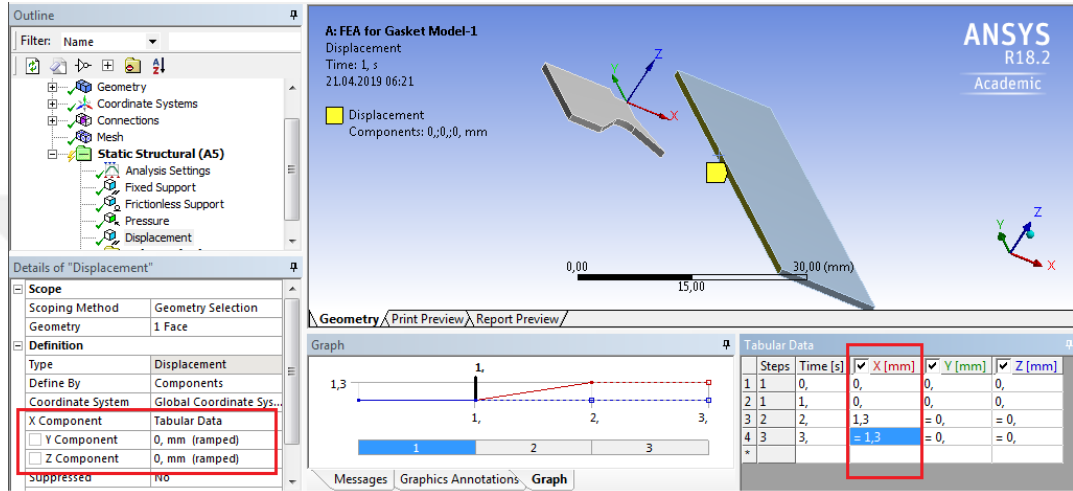
Otoklavın kapağının Çizelge 3.3’de verildiğ i şekilde hareket etmesi için kapak yüzeyi sadece X ekseninde tek eksenli yerdeğiştirecektir. Y ve Z eksenlerindeki yer değ iştirmeleri engellenecektir. Ş ekil3.21’de otoklav kapağ ının yerdeğiştirme ayar menüsünde girilmesi gereken veriler gösterilmektedir.



Ş ekil 3.23 : Kapağ ın yerdeğiştirme ayar menüsü.

Otoklavın kapağı çalışma prensibine uygun olarak X ekseninde kapak contası ile temas yüzeyine kadar hareket edecektir. Kapak contasının X ekseninde hareket edebilmesi için Details of "Displacement" kısmında X Component kısmı Tabular Data olarak seçilir. Y Component ve Z Component ise 0 mm (ramped) olarak seçilecektir.

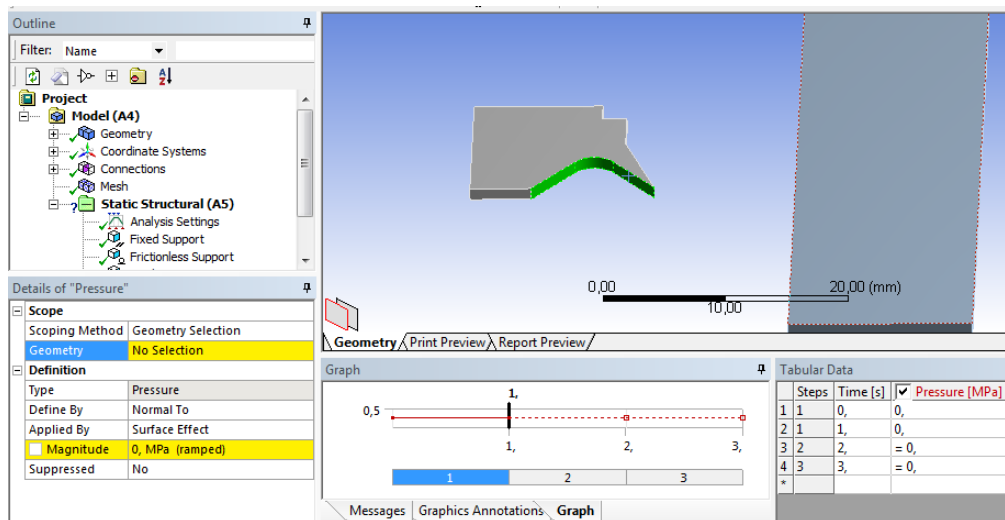
Çizelge 3.3'de verilen konumlara göre yerdeğiştirme ayarları sağ alt köşedeki Tabular Data penceresinden Şekil 3.24'te gösterildiği şekilde yapılır.



Şekil 3.24 : Kapağın multistep yerdeğiştirme ayarlarının girilmesi.

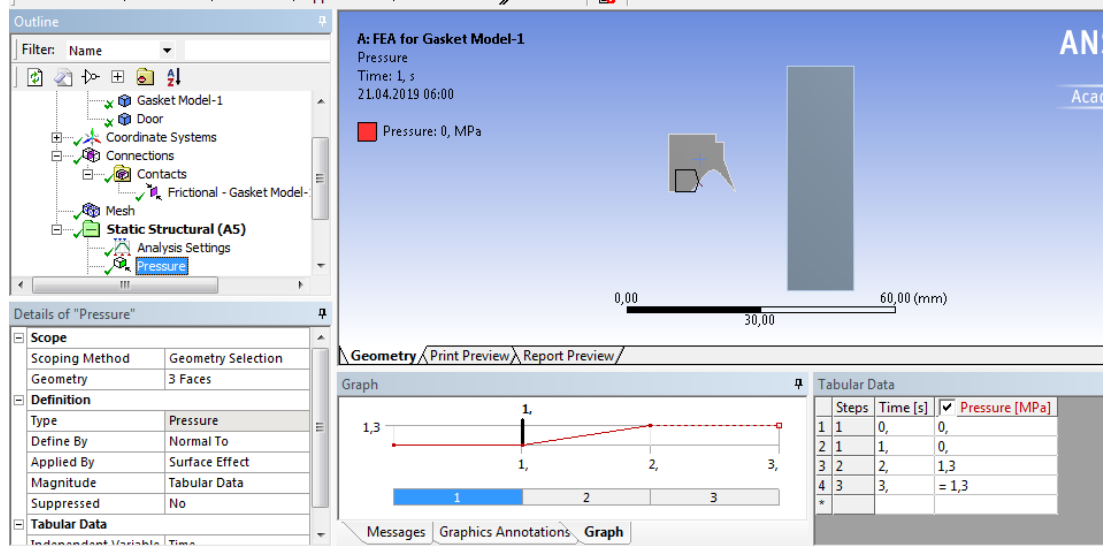
3.4.3.3 Basınç ayarları

Basınç yüzeyi olarak kapak contasının iç yüzeyi seçilecek ve Çizelge 3.3'de verilmiş olan basınç ayarlarına göre basınç ayarları analiz için girilecektir. Şekil 3.25'de basınç ayarlarının girilmesi için gerekli olan menü gösterilmektedir.



Şekil 3.25 : Basınç ayarlar menüsü.

Bu aşamada ilk olarak normal çalışma şartlarındaki basınç olan 1,3MPa (13bar) için multistep analiz için gerekli ayarlar yapılacak ve aynı işlemler hidrostatik test basıncı olan 2,1MPa (21bar) içinde tekrar edilecektir. Şekil 3.26'da girilen basınç ayarları gösterilmektedir.

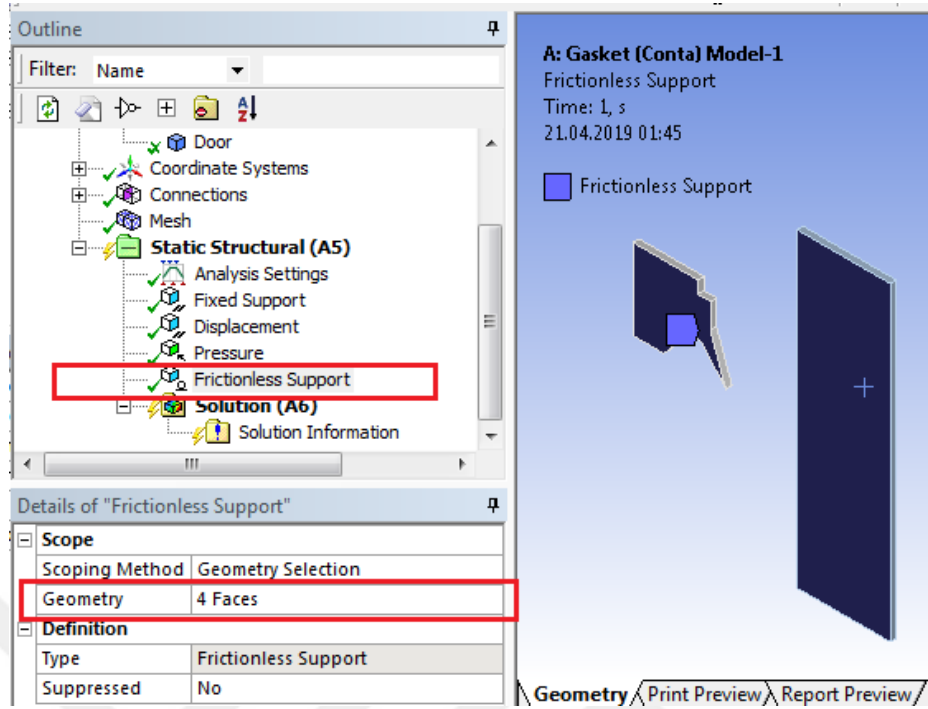


Şekil 3.26 : Multistep basınç ayarları.

Basınçlandırma işlemi, otoklavın çalışma prensibine uygun olarak kapak kapandıktan ve kitlendikten sonra başlayacak analiz basıncına kadar çıkarılacak ve analiz sonuna kadar sabit kalacaktır. Basınç yüzeyi olarak kapak contasının basınç uygulanan yüzeyleri seçilecektir.

3.4.3.4 Sürtünmesiz destek ayarları

Analiz için yapılması gereken son ayar ise sürtünmesiz destek ayarıdır. Bu ayar sayesinde analizde parçaların kaymadan analiz edilmesi sağlanır. Bu ayar için kapak contası ve otoklav kapağının toplam 4 adet yüzeyi seçilmelidir. Bu seçimleri yapılması ile ilgili ayarlar Şekil 3.27'de gösterilmektedir. Sürtünmesiz destek ayarı yapılmadığında conta çalışma şartlarına uygun olmayan şekilde deforme olacak ve gerilmelere maruz kalacaktır. Buda analizde hata oluşmasına neden olacaktır. Bunu engellemek için seçilen 4 yüzeyde herhangi bir deformasyon olmadan analiz gerçekleştirilecektir.



Şekil 3.27 : Sürtünmesiz destek ayarları.

Bu kısma kadar otoklav kapak contasının sonlu elemanlar analizi için gerekli veri girişlerinin yapılması anlatılmıştır.

3.4.4 SEA çözüm aşamaları

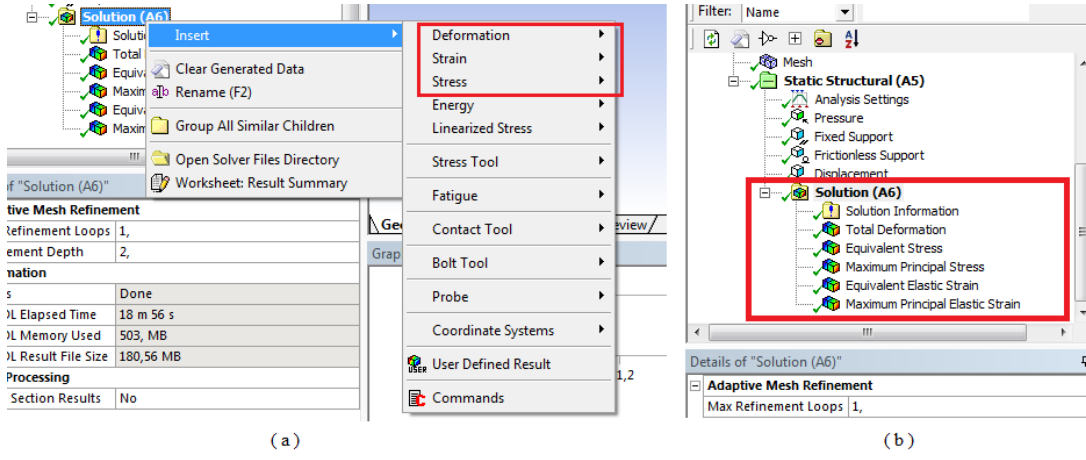
Analiz sonuçlarında;

- Toplam deformasyon (Total Deformation)
- Eşdeğer gerilme (Equivalent Stess, Von-Mises)
- Maksimum gerilme (Maximum Principle Stress)
- Eşdeğer elastik şekil değiştirme (Equivalent Elastic Strain, Von-Mises)
- Maksimum elastik şekil değiştirme (Maximum Principle Elastic Strain)

gibi analizler sonuç kısmına eklenir. Bunların haricinde daha birçok sonuç SEA ile analiz edilip sonuç kısmında görüntülenebilir.

Analiz edilecek olan mekanik özelliklerin eklenmesi iki yöntemle yapılabilir. Önce SEA yapılır ve istenen sonuçlar daha sonrada eklenip görüntülenebilir. Ayrıca tüm bu analizler çözüme başlanmadan eklenebilir ve çözüm bu şekilde yaptırılır. Her iki

durumda da çözüm süresi değişmemektedir. Şekil 3.28’de SEA çözüm aşamalarını göstermektedir.



Şekil 3.28 : SEA çözüm ayarları eklenecek olan analizler (a) ve çözümler (b).

Bu aşamaya kadar olan tüm ayarların doğru yapılması durumunda Solution (A6) kısmının altında bulunan çözümlerin hepsi yeşil renkli onay simgesi olarak gösterilmektedir.

4. SONLU ELEMENLAR ANALİZ SONUÇLARI

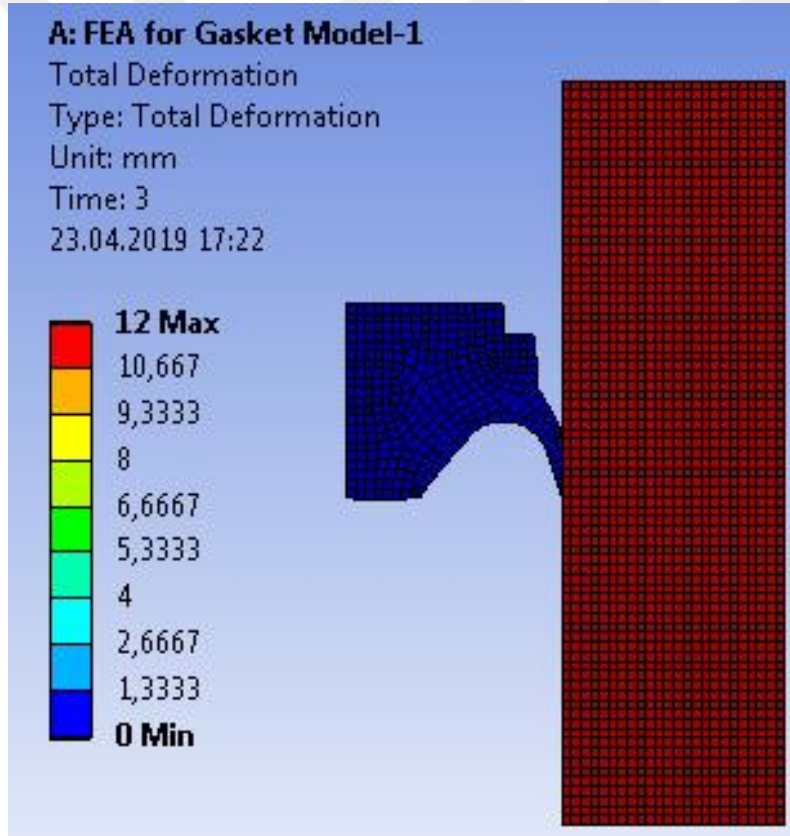
Bu bölümde her conta modeli için SEA sonuçları verilecektir. Her conta modeli için normal çalışma basıncı için 13 bar (1,3MPa), hidrostatik test basıncı için ise 21bar (2,1MPa) basınç uygulanarak toplam 10 adet analiz yapılmıştır. Tüm analizlerde aşağıda verilmiş olan parametreler incelenmiştir.

- Toplam deformasyon (Total Deformation)
- Eşdeğer gerilmeler (Equivalent Stress, Von-Mises)
- Maksimum gerilme (Maximum Principle Stress)
- Eşdeğer elastik şekil değiştirmeler (Equivalent Elastic Strain, Von-Mises)
- Maksimum elastik şekil değiştirme (Maximum Principle Elastic Strain)

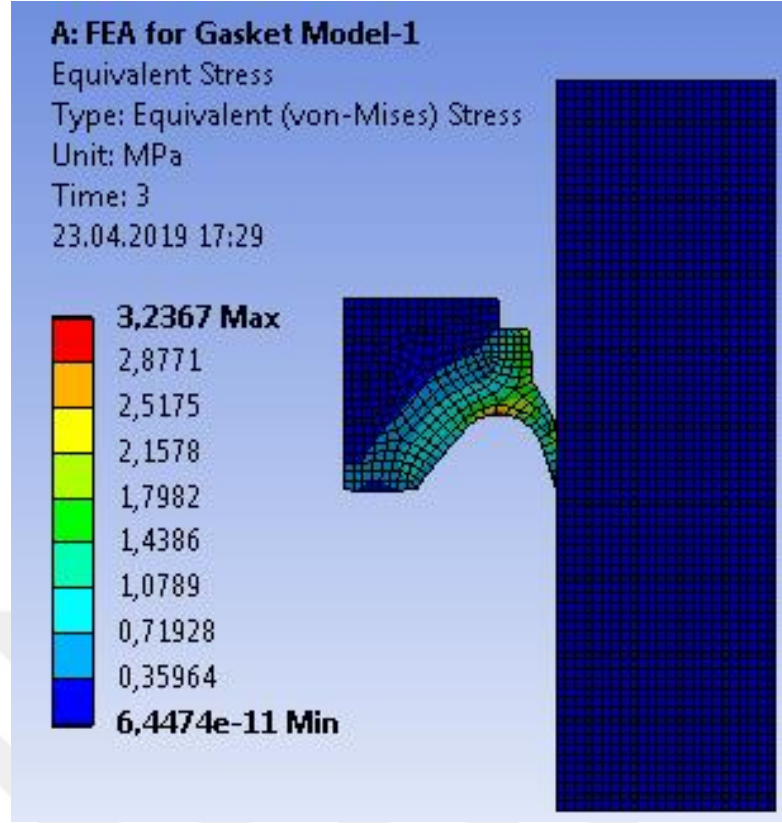
Tüm bu parametreler için sonuçlar bu çalışmada paylaşılmıştır.

4.1 Conta Model-1 İçin Normal alışma Basıncında SEA Sonuçları

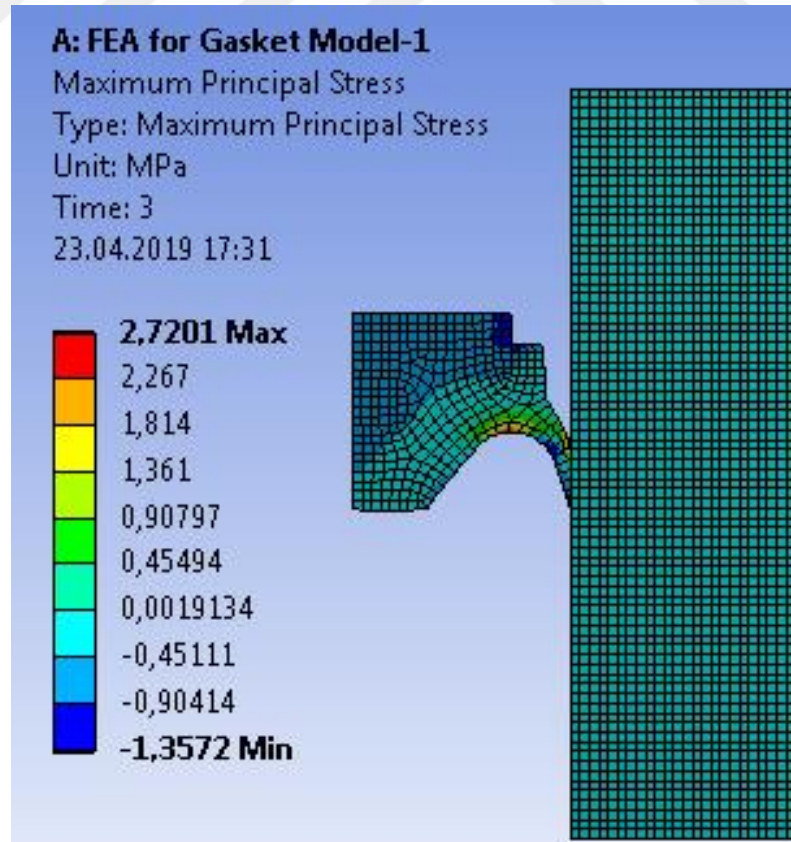
Conta Model-1 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olarak Şekil 4.1'de gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 3,2367 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.2'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 2,7201 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.3'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,1902 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.4'de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,16507 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.5'de gösterilmiştir.



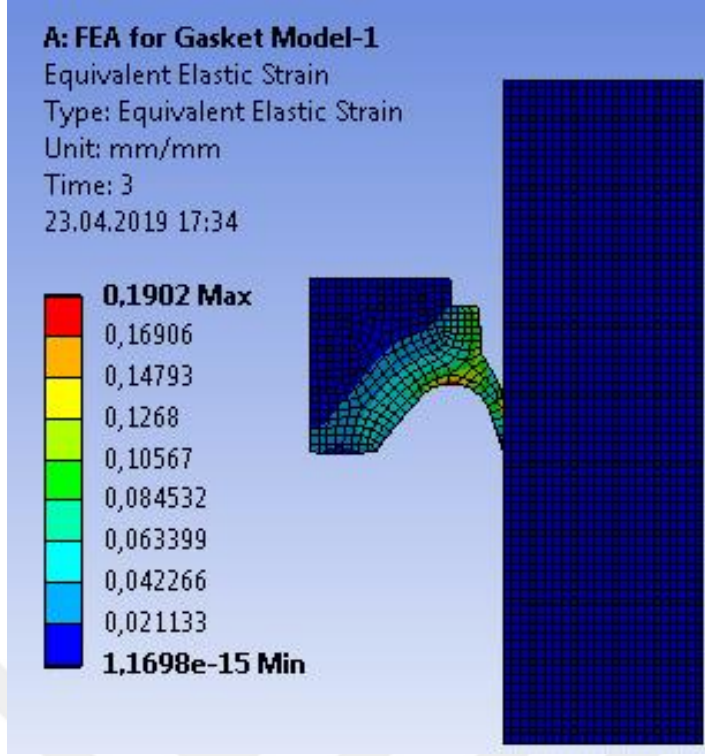
Şekil 4.1 : Gasket Model-1 için NB'da SEA: Toplam Deformasyon.



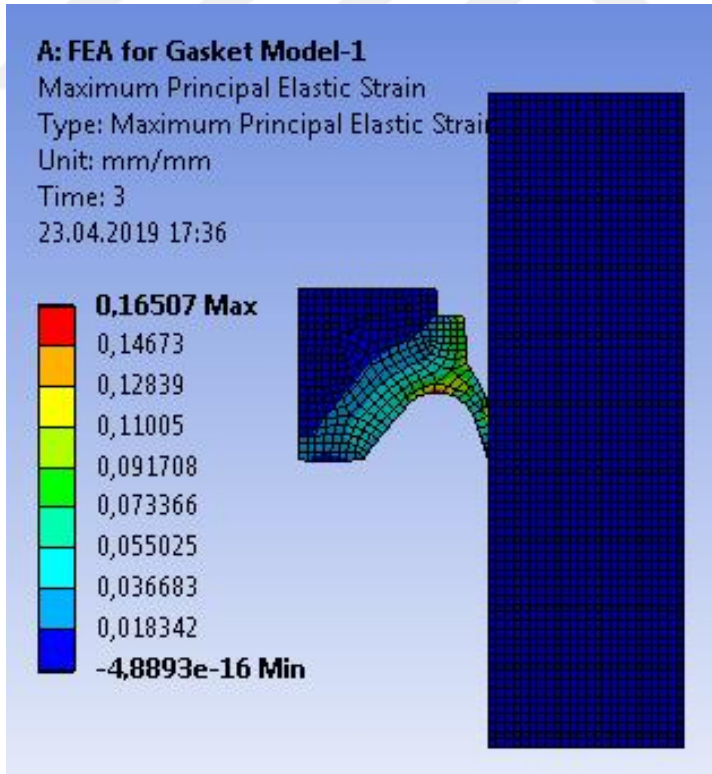
Şekil 4.2 : Gasket Model-1 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.



Şekil 4.3 : Gasket Model-1 için NÇB’da SEA: Maksimum Gerilme.



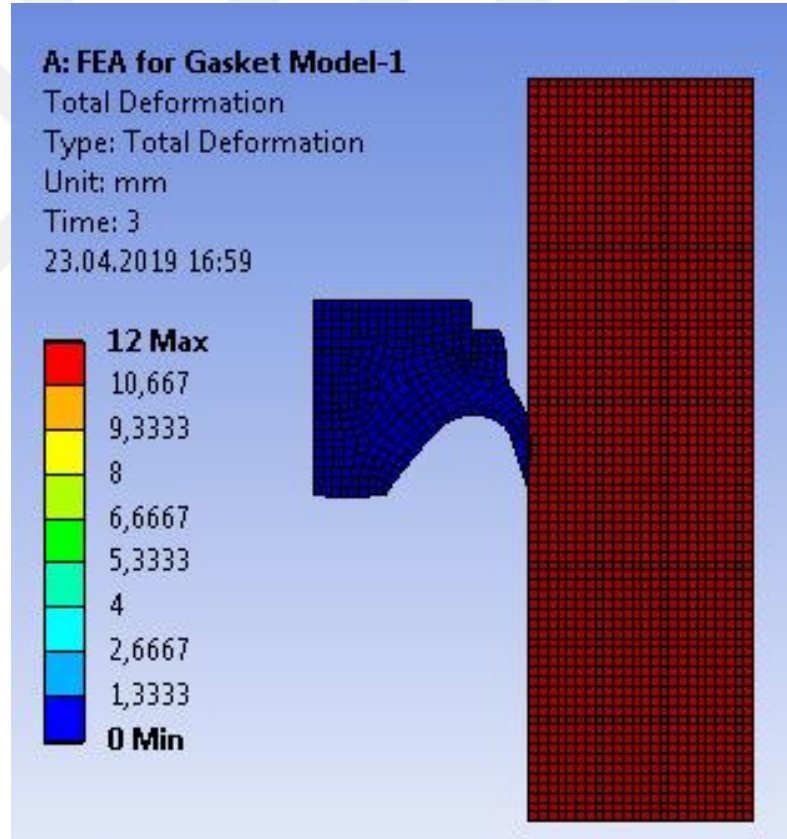
Şekil 4.4 : Gasket Model-1 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.



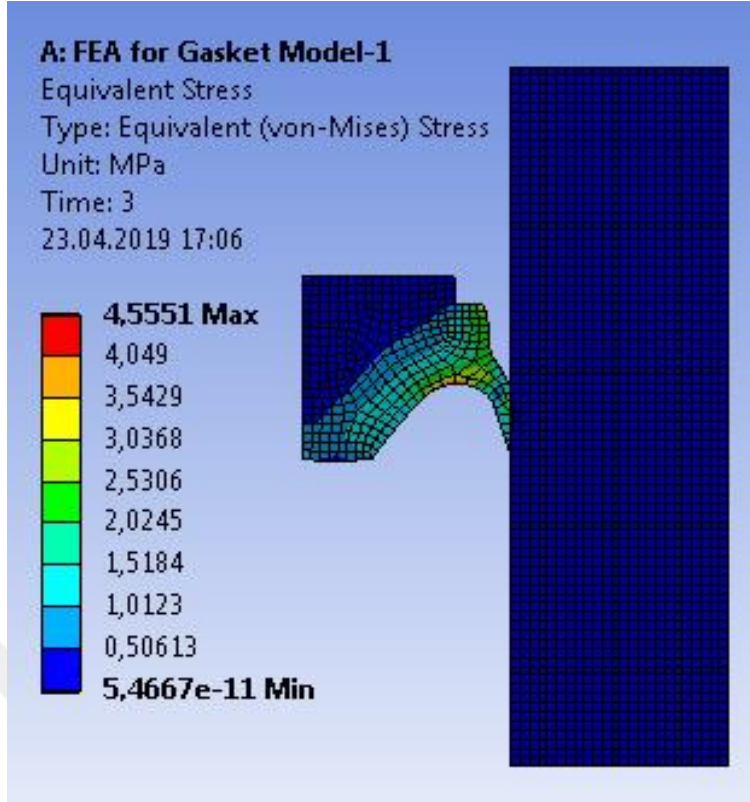
Şekil 4.5 : Gasket Model-1 için NÇB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.

4.1.1 Conta Model-1 için hidrostatik test basıncında SEA sonuçları

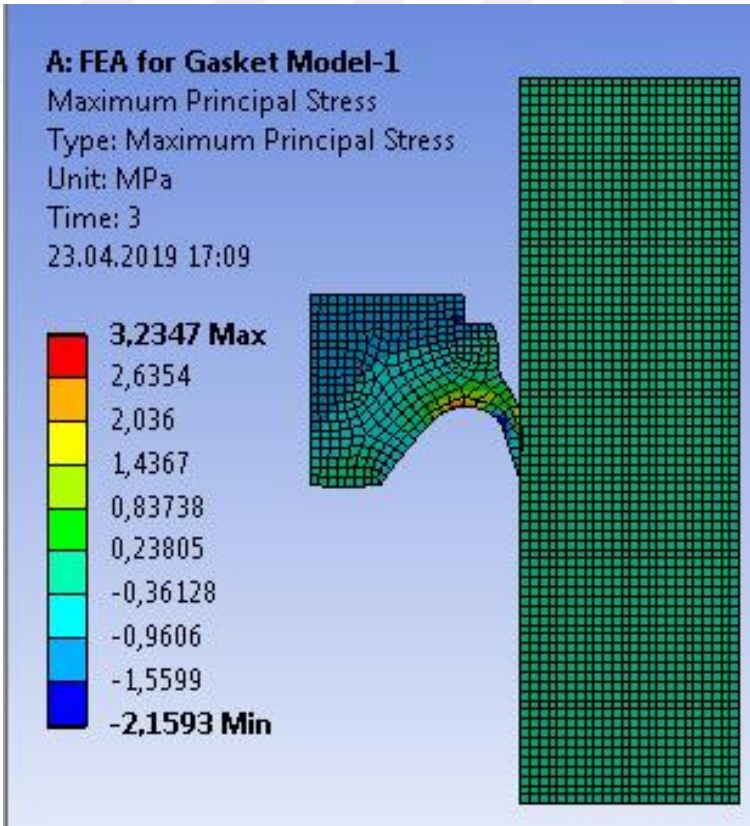
Conta Model-1 için yapılan hidrostatik test basıncı SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olarak Şekil 4.6'da gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 4,5551 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.7'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 3,2347 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.8'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,2599 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.9'de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,22559 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



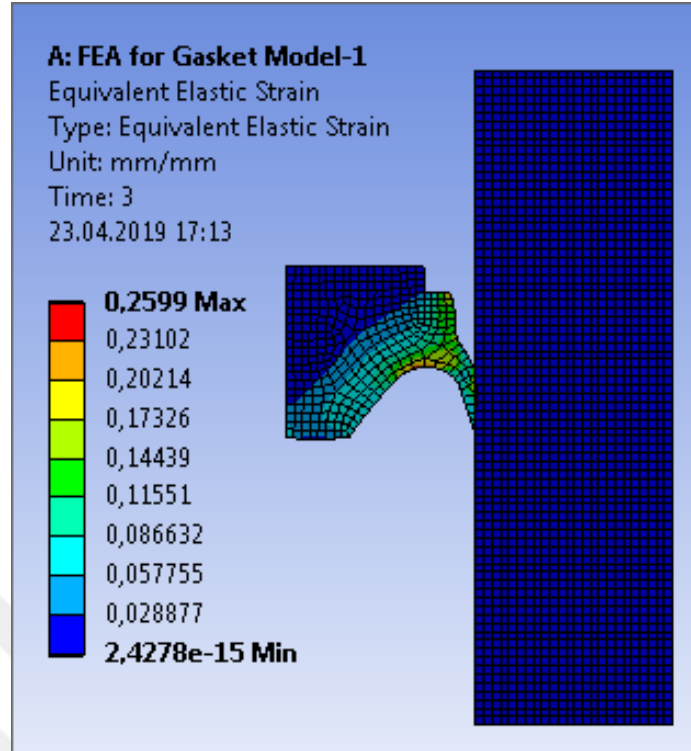
Şekil 4.6 : Gasket Model-1 için HSTB'da SEA: Toplam Deformasyon.



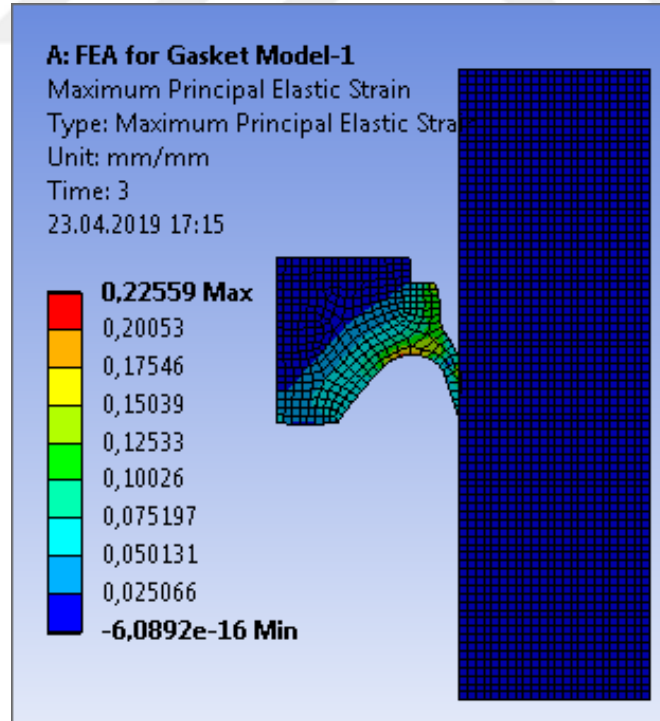
Şekil 4.7 : Gasket Model-1 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.



Şekil 4.8 : Gasket Model-1 için HSTB’da SEA: Maksimum Gerilme.



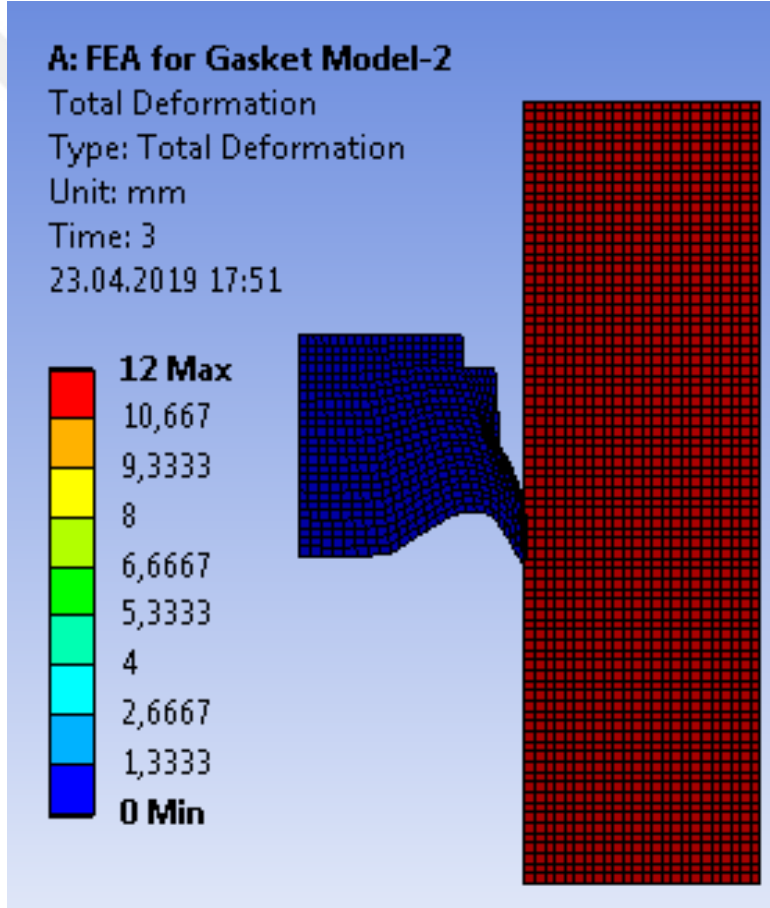
Şekil 4.9 : Gasket Model-1 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.



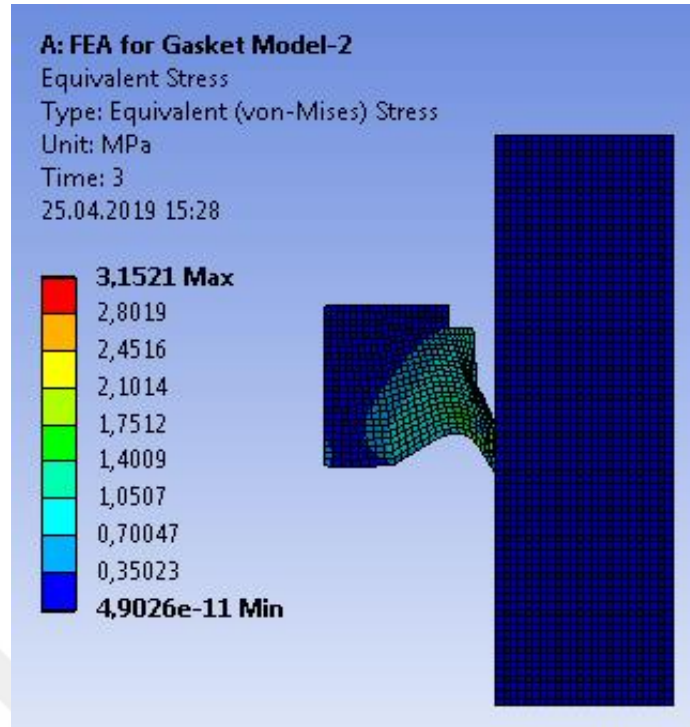
Şekil 4.10 : Gasket Model-1 için HSTB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.

4.2 Conta Model-2 İçin Normal alışma Basıncında SEA Sonuçları

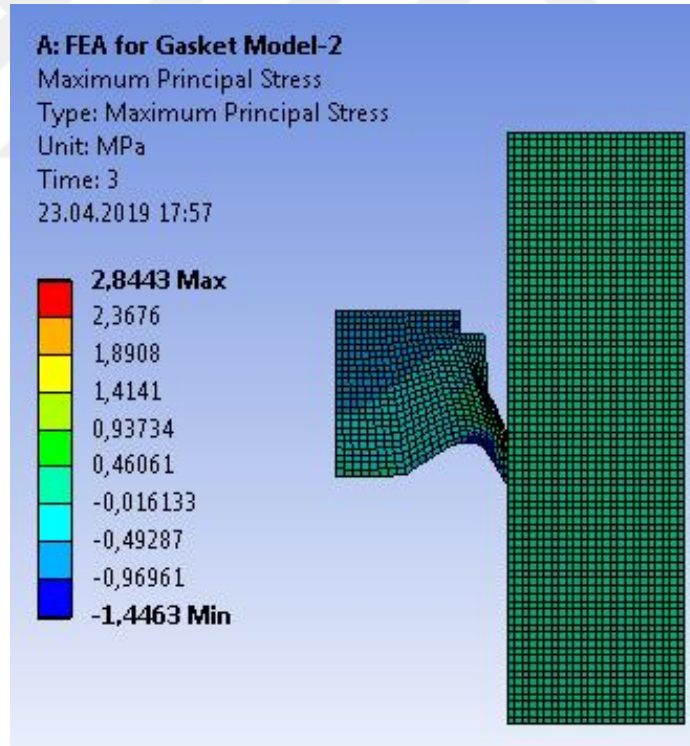
Conta Model-2 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olarak Şekil 4.11’de gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 3,1521 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.12’de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 2,8344 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.13’de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,18474 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.14’de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,15928 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.15’de gösterilmiştir.



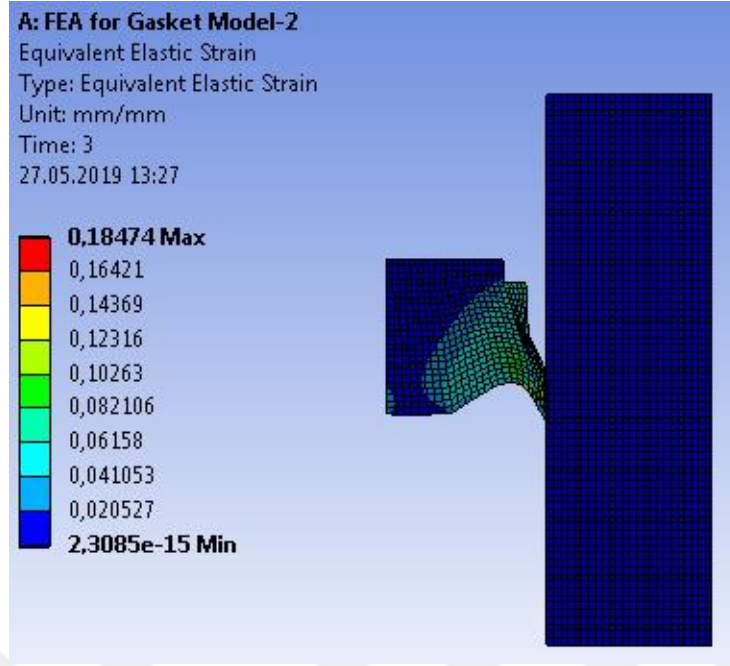
Şekil 4.11 : Gasket Model-2 için NB’da SEA: Toplam Deformasyon.



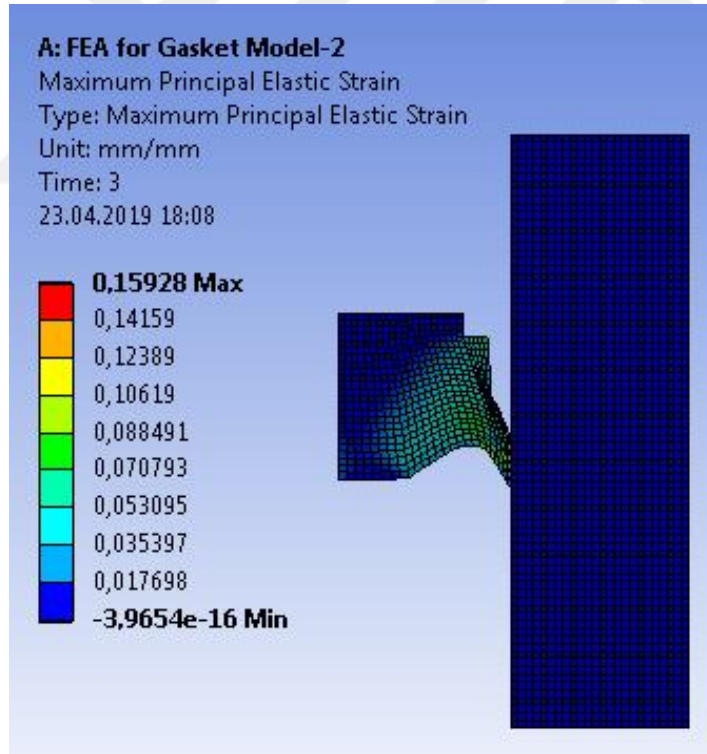
Şekil 4.12 : Gasket Model-2 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.



Şekil 4.13 : Gasket Model-2 için NÇB’da SEA: Maksimum Gerilme.



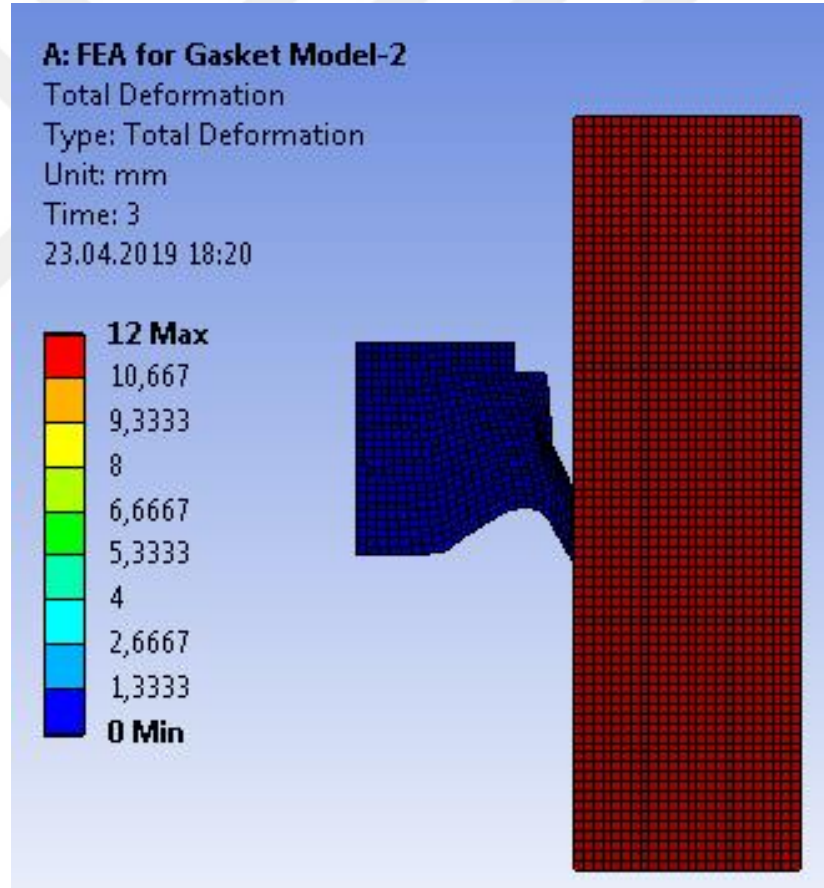
Şekil 4.14 : Gasket Model-2 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.



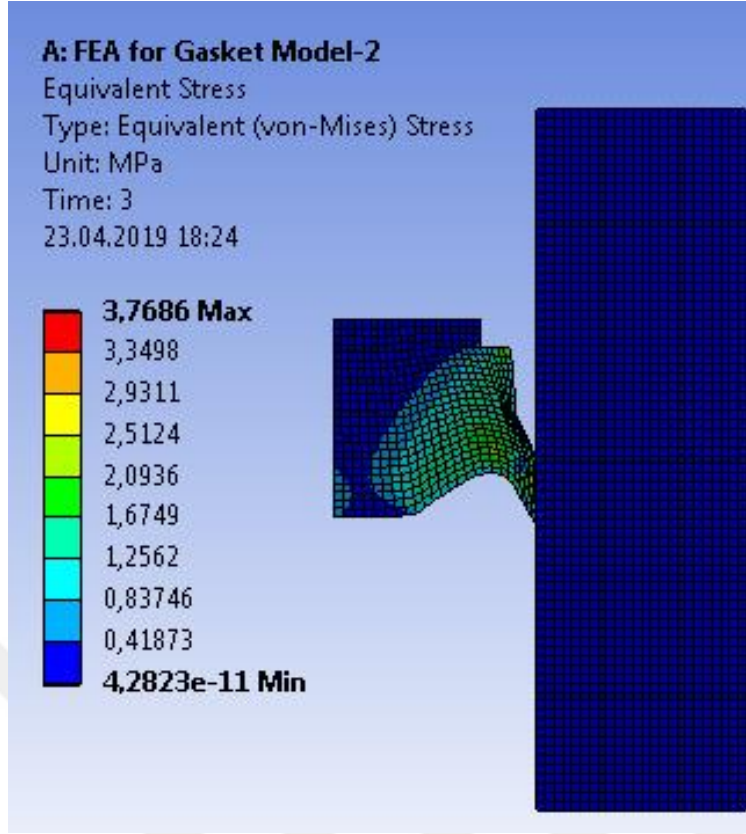
Şekil 4.15 : Gasket Model-2 için NÇB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.

4.2.1 Model-2 için hidrostatik test basıncında SEA sonuçları

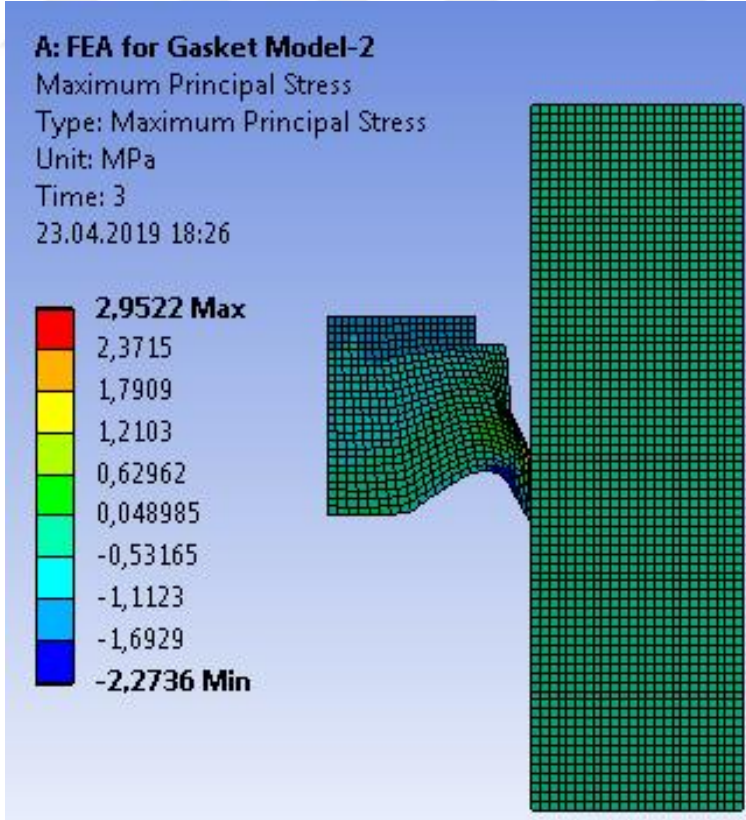
Conta Model-2 için yapılan hidrostatik test basıncı SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olarak Şekil 4.16'da gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 3,7686 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.17'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 2,9522 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.18'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,21837 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.19'da gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,18583 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.20'de gösterilmiştir.



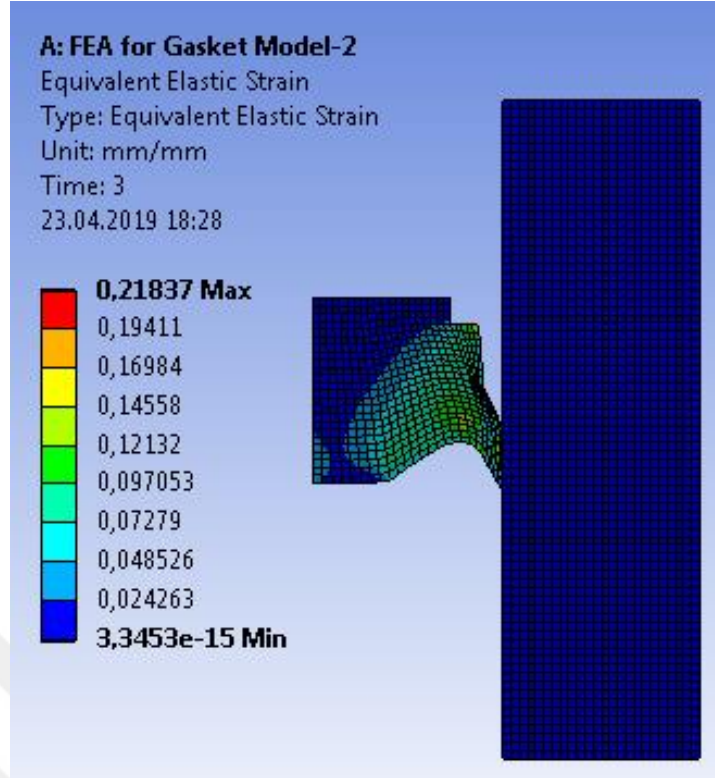
Şekil 4.16 : Gasket Model-2 için HSTB'da SEA: Toplam Deformasyon.



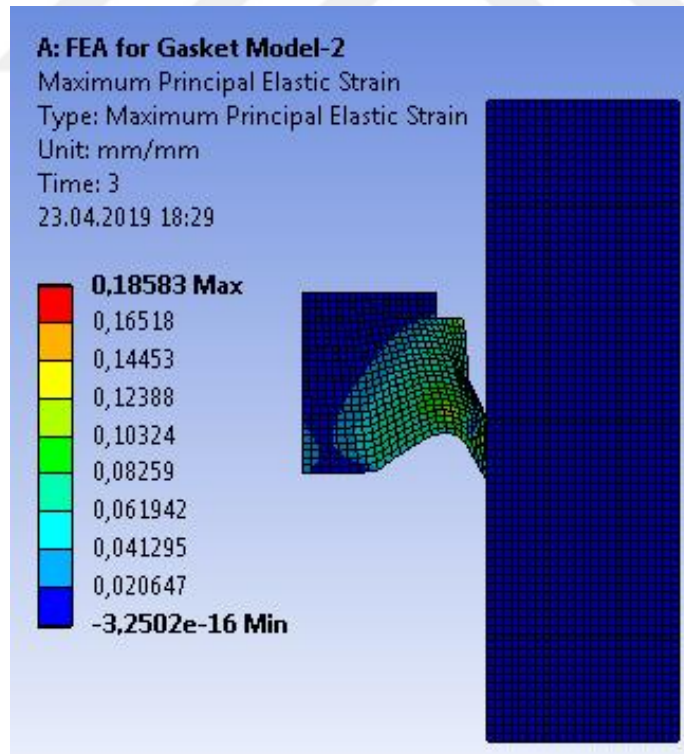
Şekil 4.17 : Gasket Model-2 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.



Şekil 4.18 : Gasket Model-2 için HSTB’da SEA: Maksimum Gerilme.



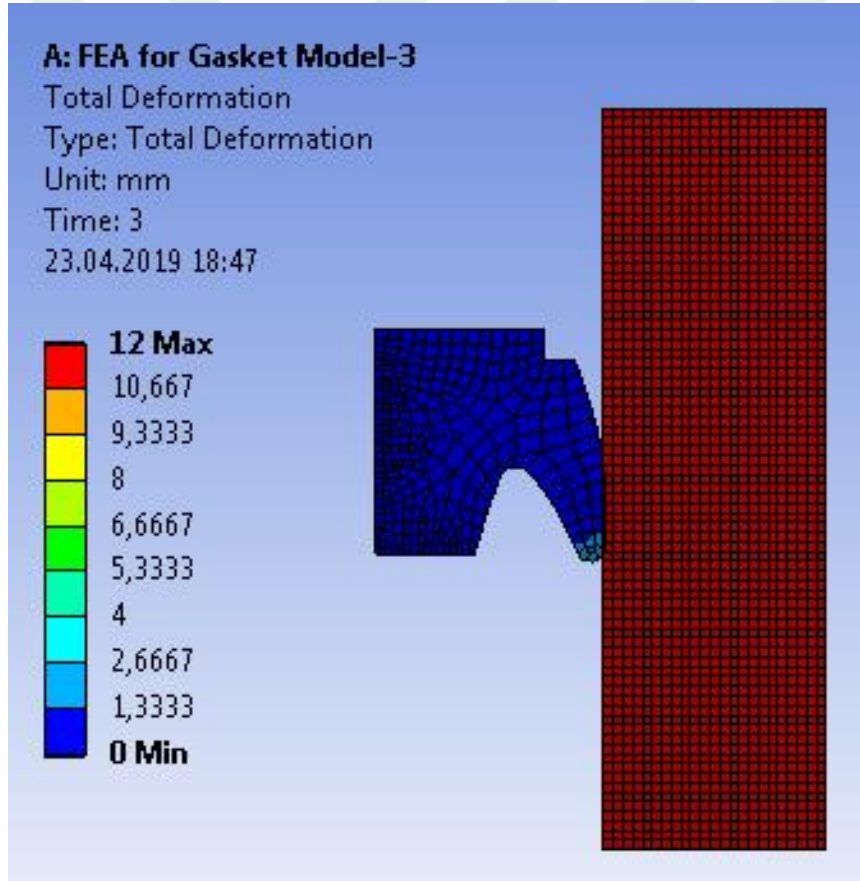
Şekil 4.19 : Gasket Model-2 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.



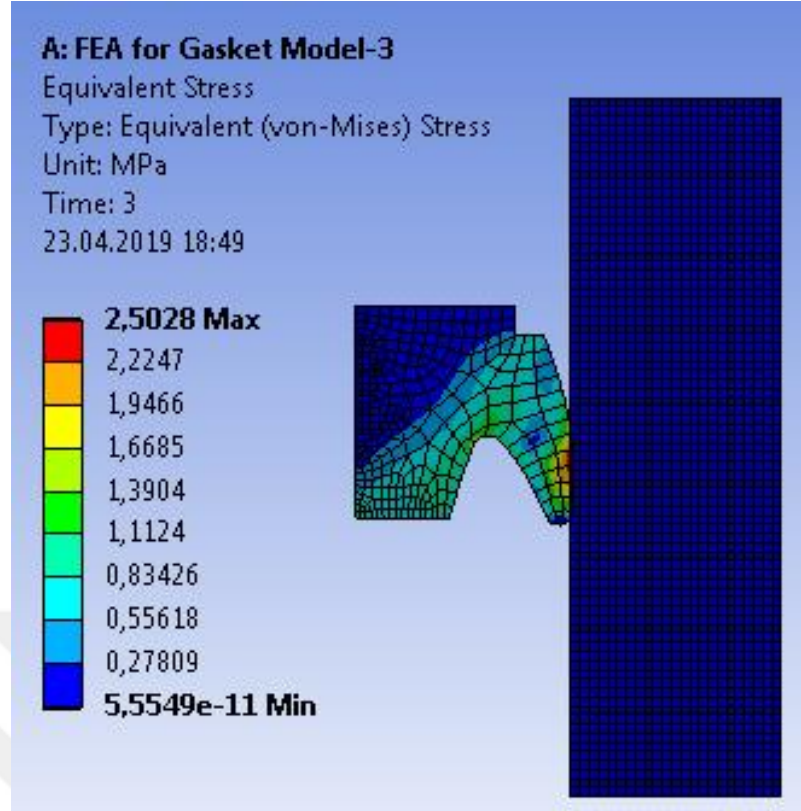
Şekil 4.20 : Gasket Model-2 için HSTB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.

4.3 Conta Model-3 İçin Normal alışma Basıncında SEA Sonuçları

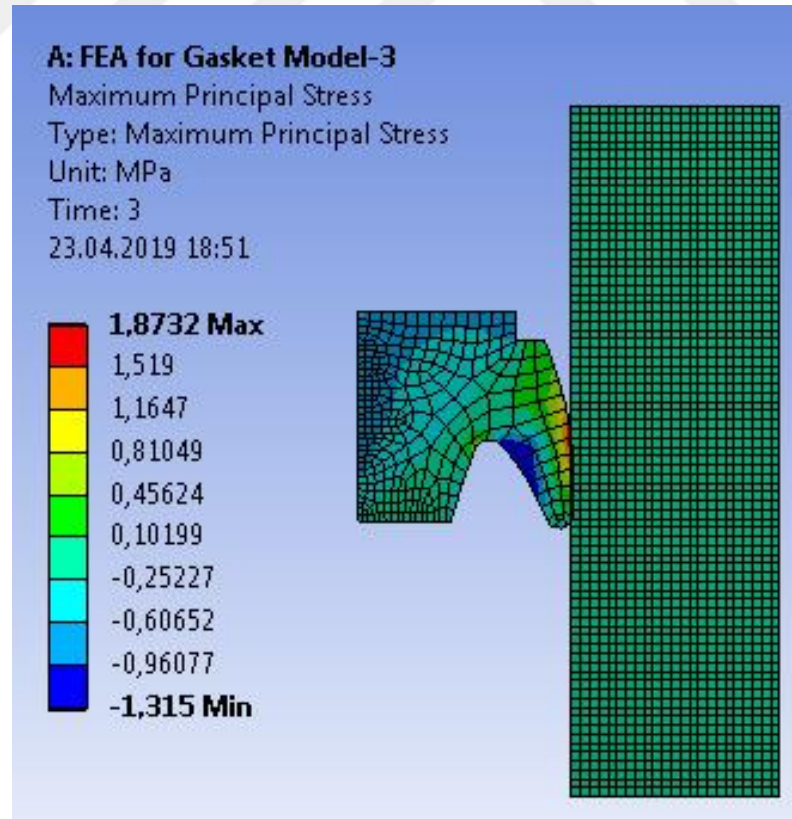
Conta Model-3 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olarak Şekil 4.21'de gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 2,5028 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.22'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 1,8732 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.23'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,14792 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.24'de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,12879 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.25'de gösterilmiştir.



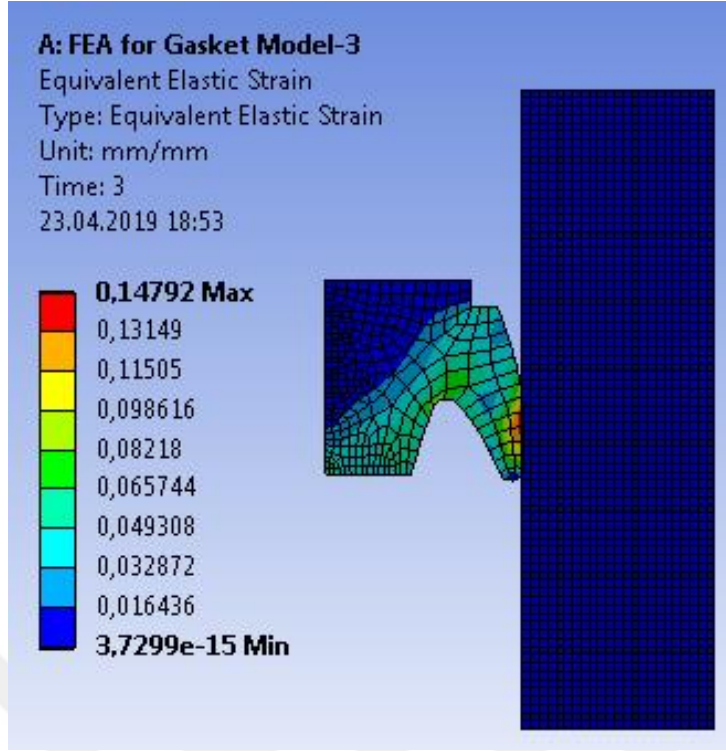
Şekil 4.21 : Gasket Model-3 için NB'da SEA: Toplam Deformasyon.



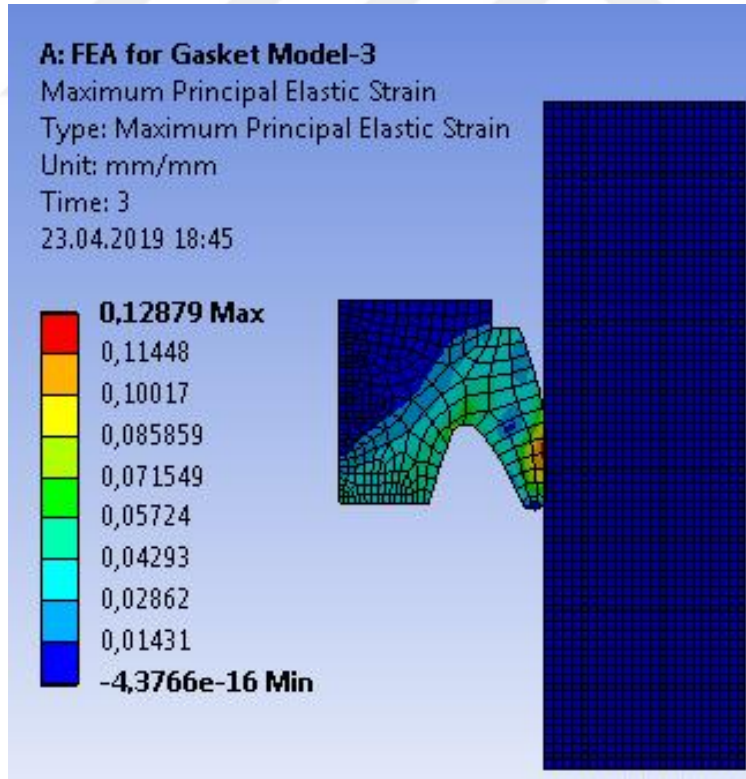
Şekil 4.22 : Gasket Model-3 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.



Şekil 4.23 : Gasket Model-3 için NÇB’da SEA: Maksimum Gerilme.



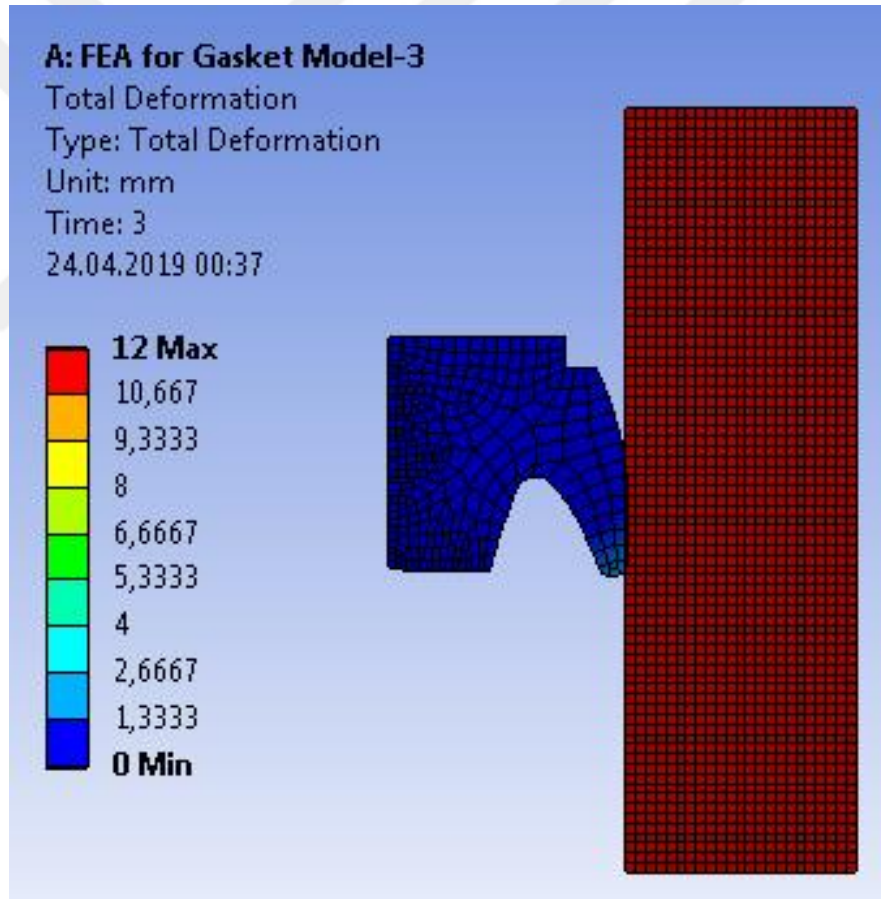
Şekil 4.24 : Gasket Model-3 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.



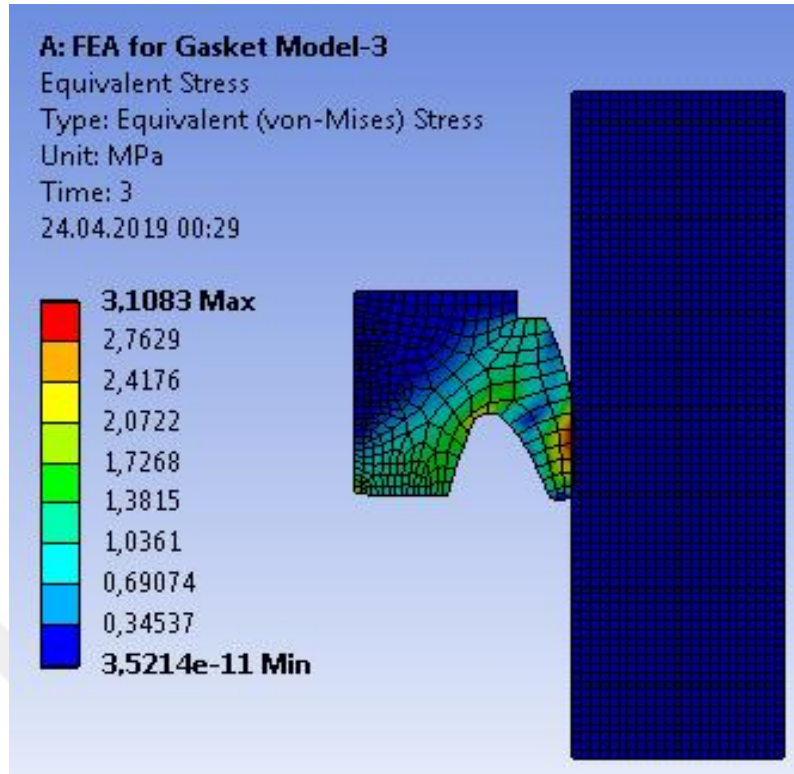
Şekil 4.25 : Gasket Model-3 için NÇB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.

4.3.1 Conta Model-3 için hidrostatik test basıncında SEA sonuçları

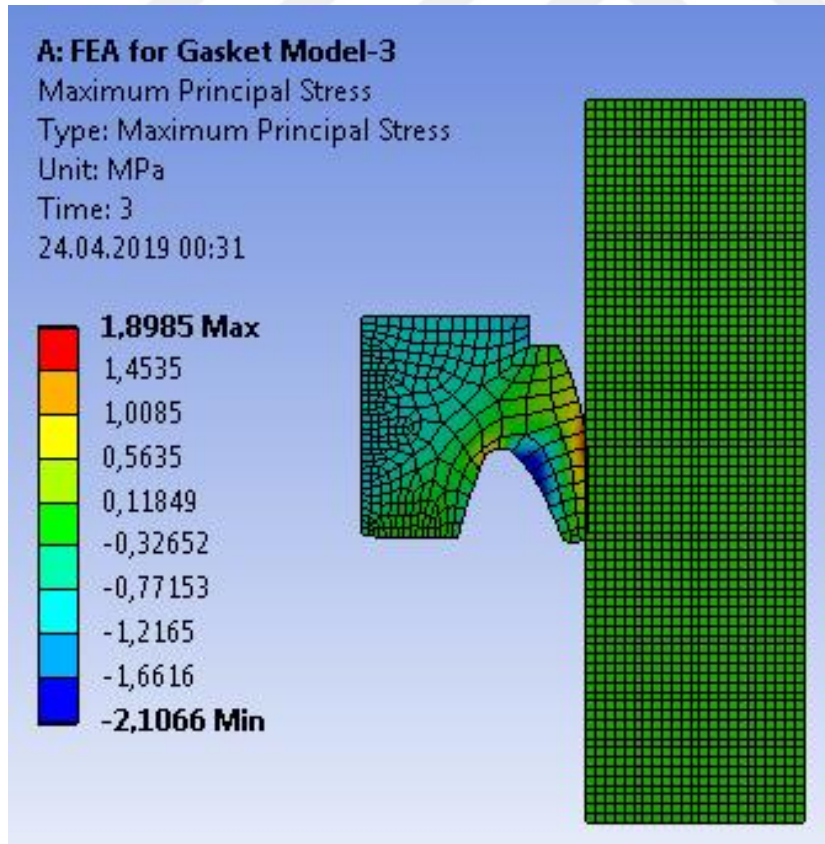
Conta Model-3 için yapılan hidrostatik test basıncı SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olarak Şekil 4.26'da gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 3,1083 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.27'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 1,8985 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.28'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,18307 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.29'da gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,15746 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.30'da gösterilmiştir.



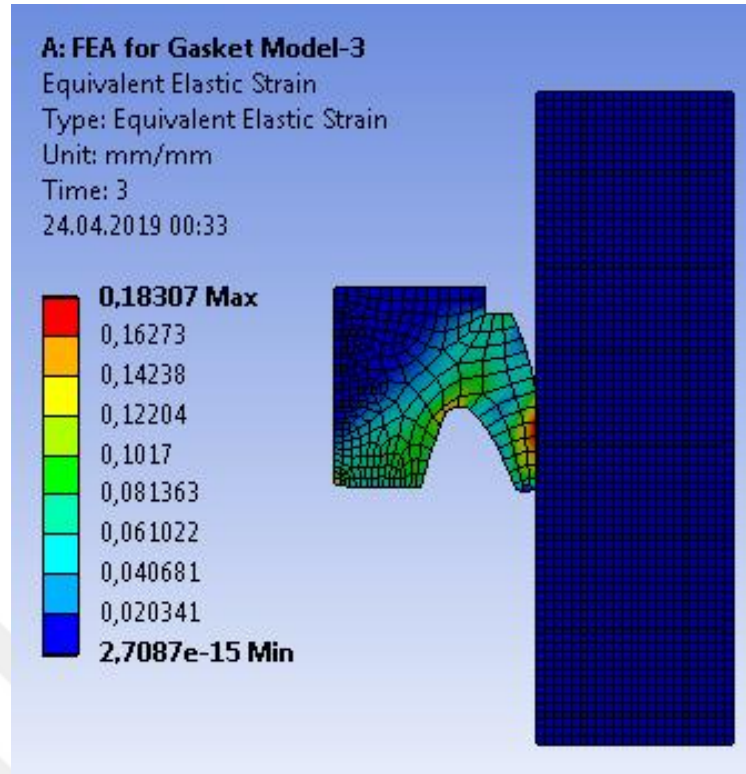
Şekil 4.26 : Gasket Model-3 için HSTB'da SEA: Toplam Deformasyon.



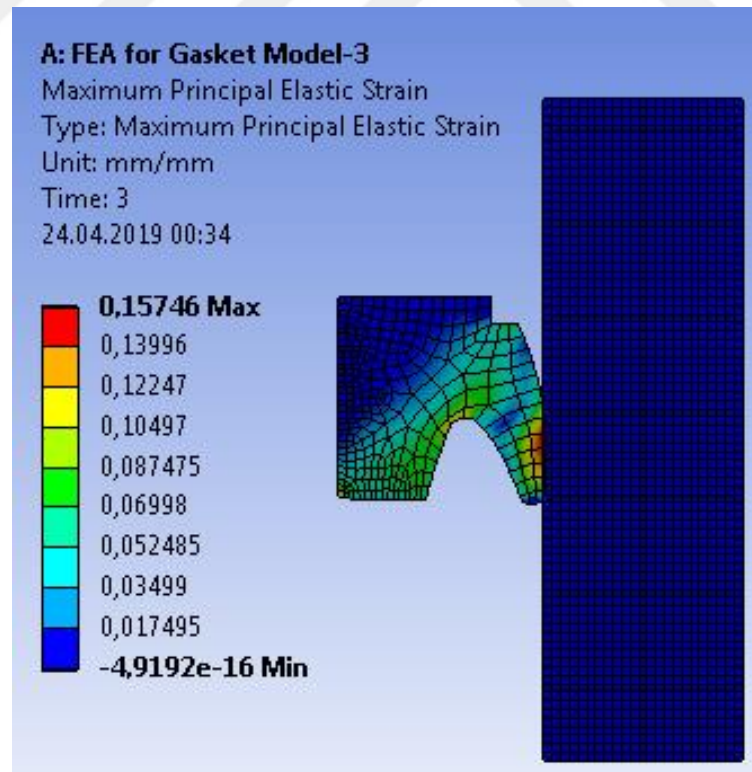
Şekil 4.27 : Gasket Model-3 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.



Şekil 4.28 : Gasket Model-3 için HSTB’da SEA: Maksimum Gerilme.



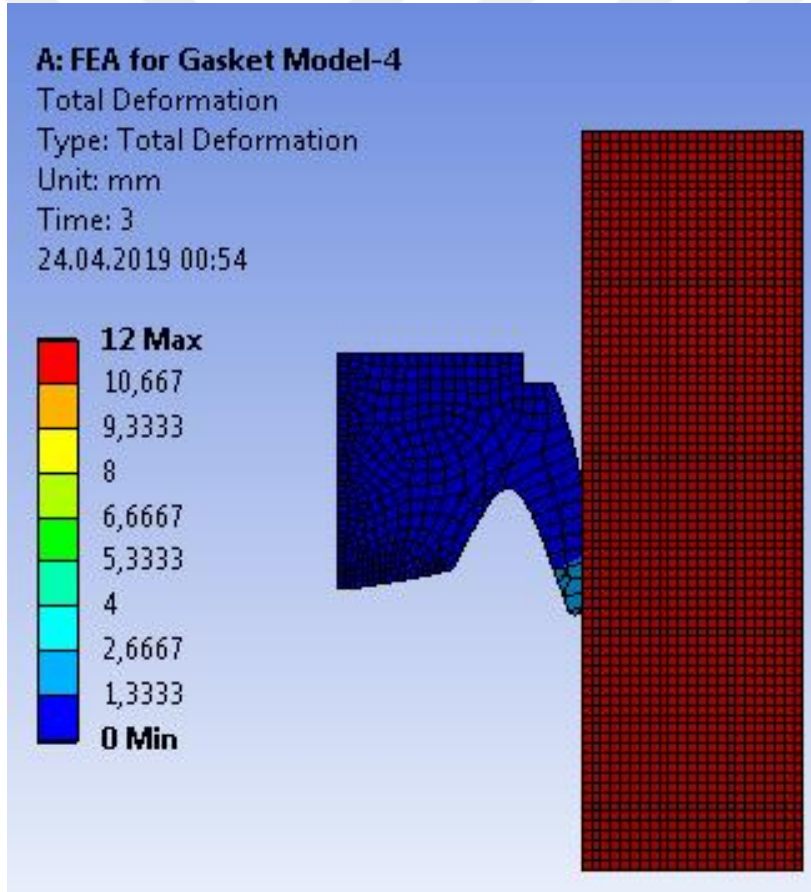
Şekil 4.29 : Gasket Model-3 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.



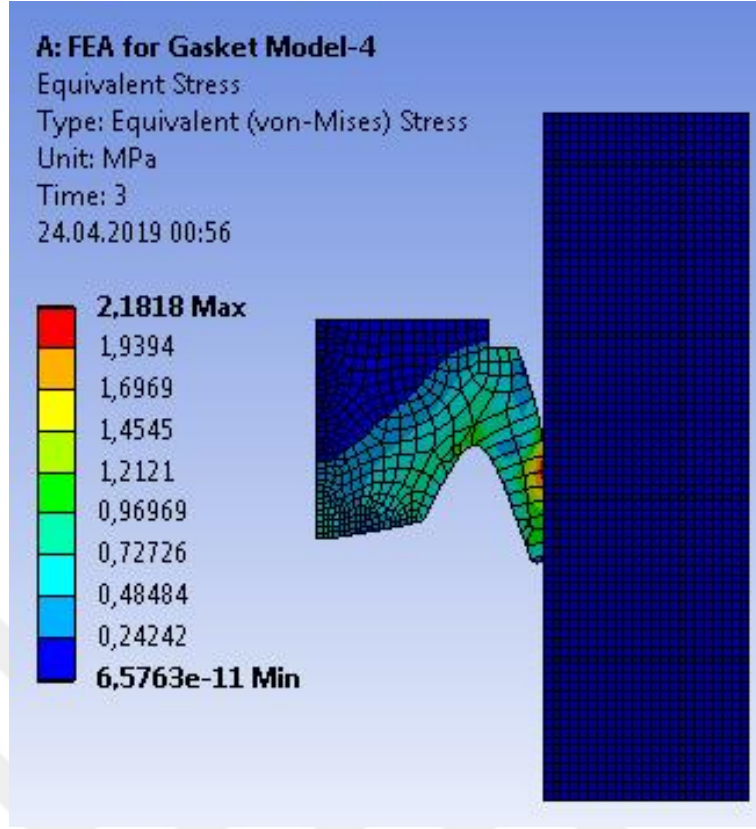
Şekil 4.30 : Gasket Model-3 için HSTB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.

4.4 Conta Model-4 İçin Normal alışma Basıncında SEA sonuçları

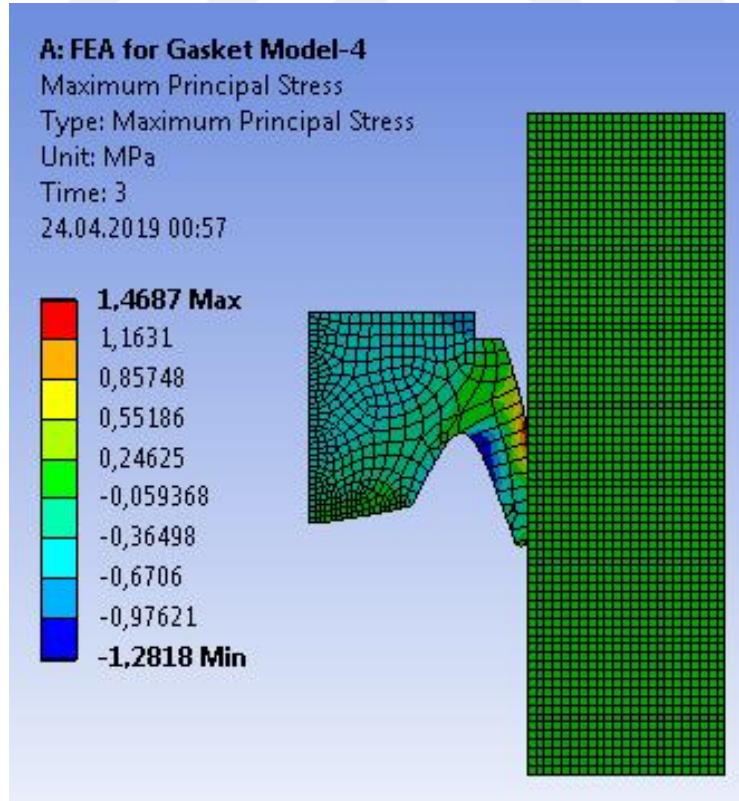
Conta Model-4 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olarak Şekil 4.31'de gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 2,1818 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.32'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 1,4687 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.33'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,1292 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.34'de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,11137 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.35'de gösterilmiştir.



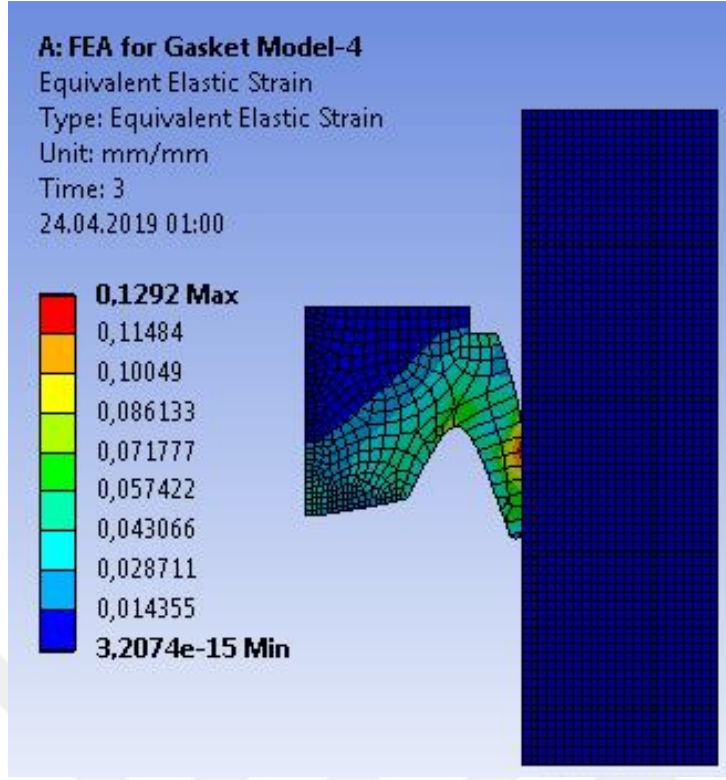
Şekil 4.31 : Gasket Model-4 için NB'da SEA: Toplam Deformasyon.



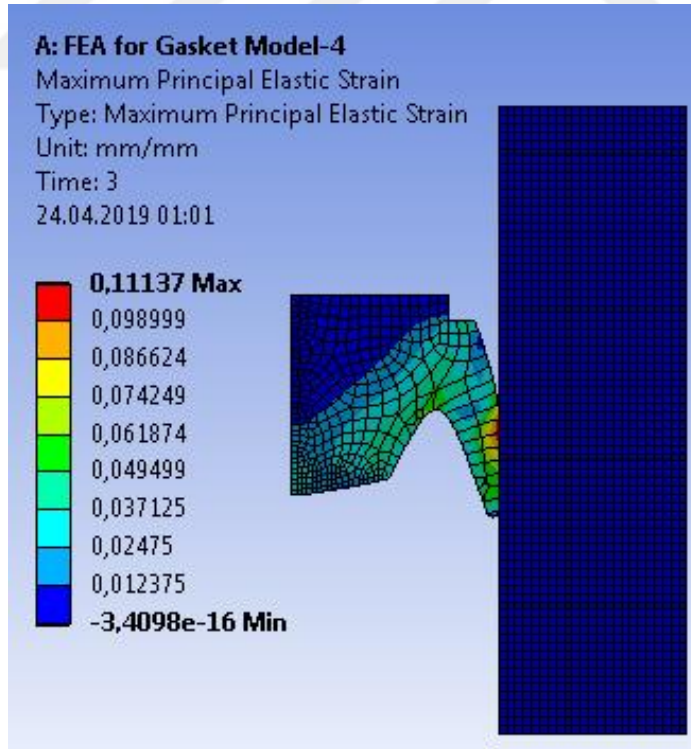
Şekil 4.32 : Gasket Model-4 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.



Şekil 4.33 : Gasket Model-4 için NÇB’da SEA: Maksimum Gerilme.



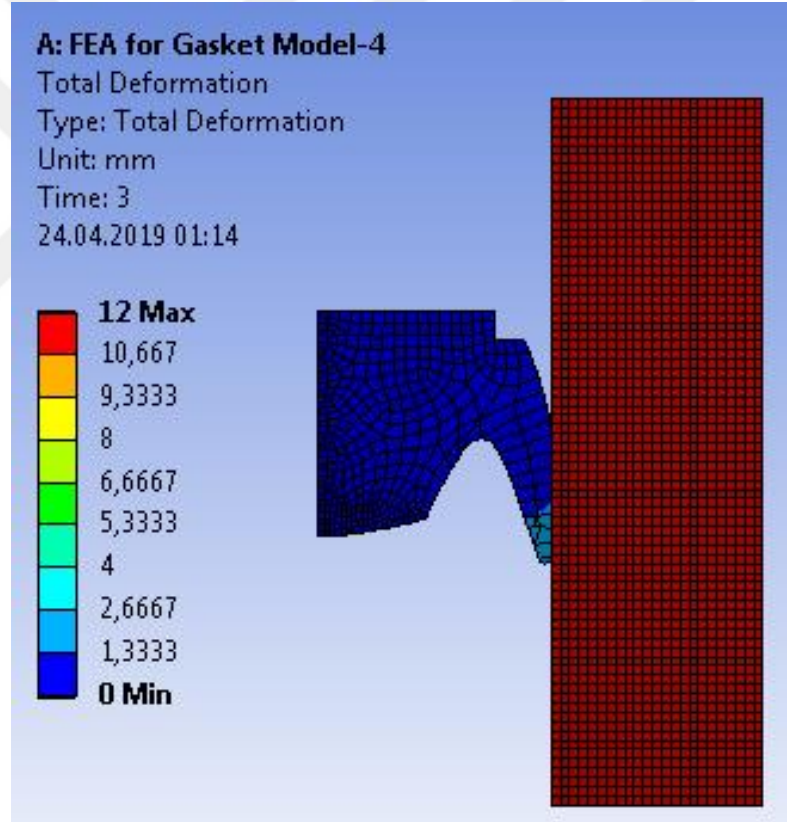
Şekil 4.34 : Gasket Model-4 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.



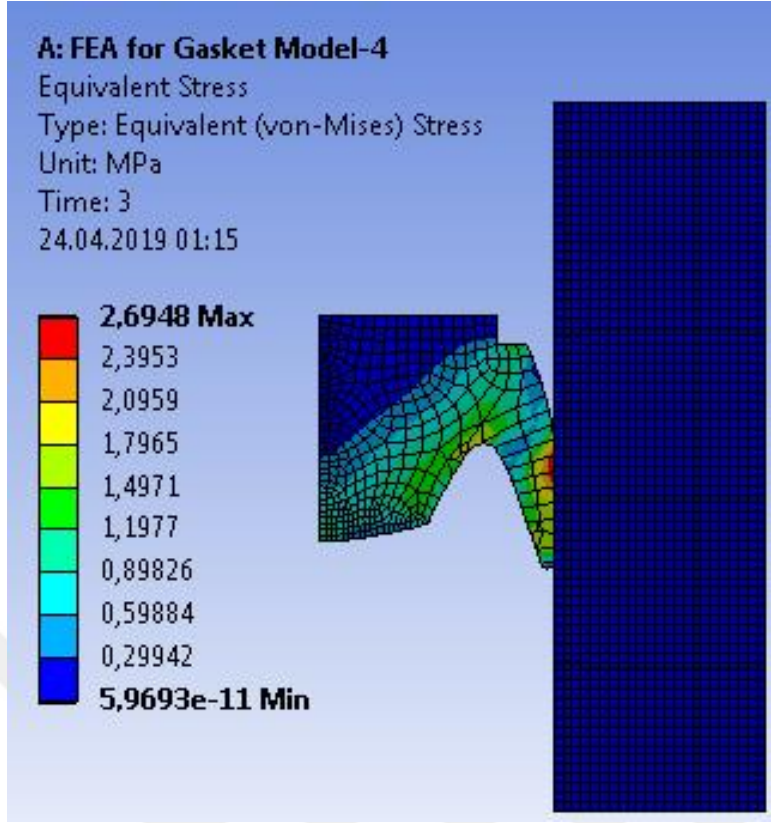
Şekil 4.35 : Gasket Model-4 için NÇB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.

4.4.1 Conta Model-4 için hidrostatik test basıncında SEA sonuçları

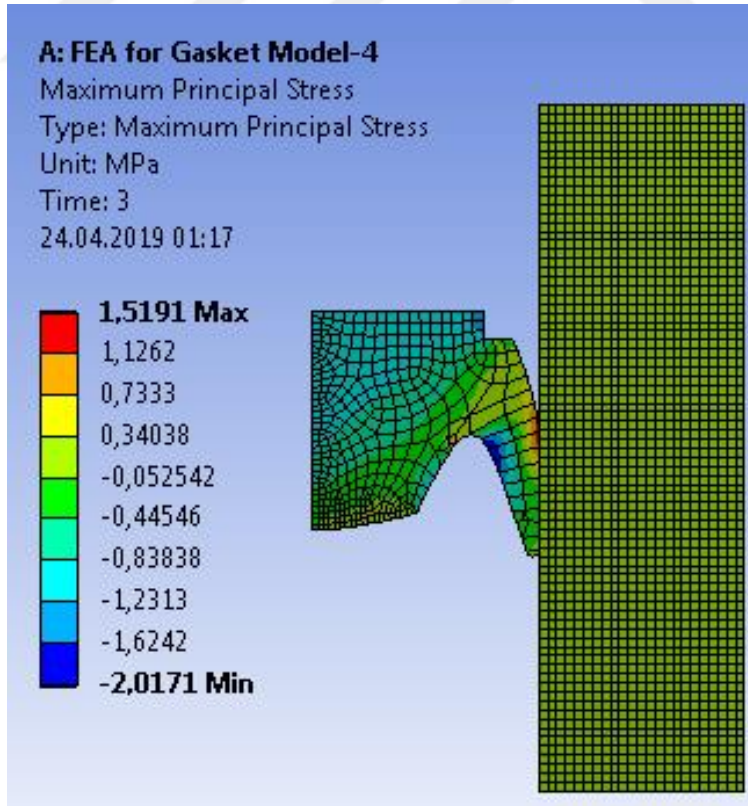
Conta Model-4 için yapılan hidrostatik test basıncı SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olarak Şekil 4.36'da gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 2,6948 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.37'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 1,5191 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.38'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,15887 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.39'de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,13792 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.40'da gösterilmiştir.



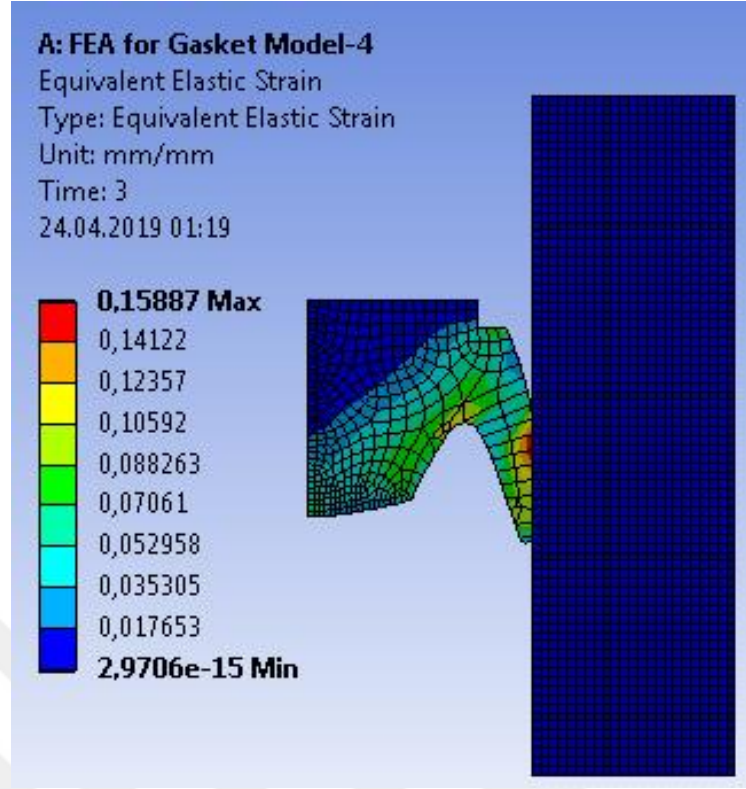
Şekil 4.36 : Gasket Model-4 için HSTB'da SEA: Toplam Deformasyon.



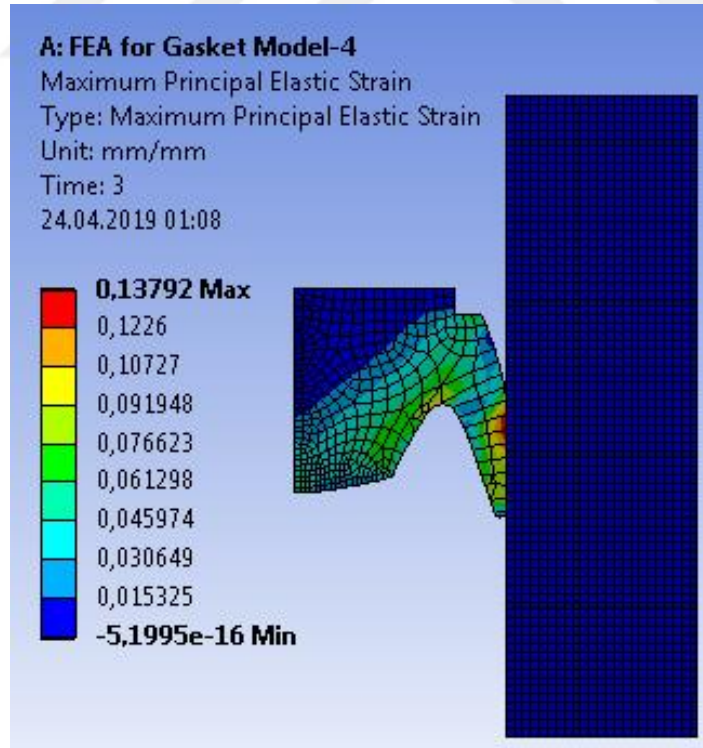
Şekil 4.37 : Gasket Model-4 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.



Şekil 4.38 : Gasket Model-4 için HSTB’da SEA: Maksimum Gerilme.



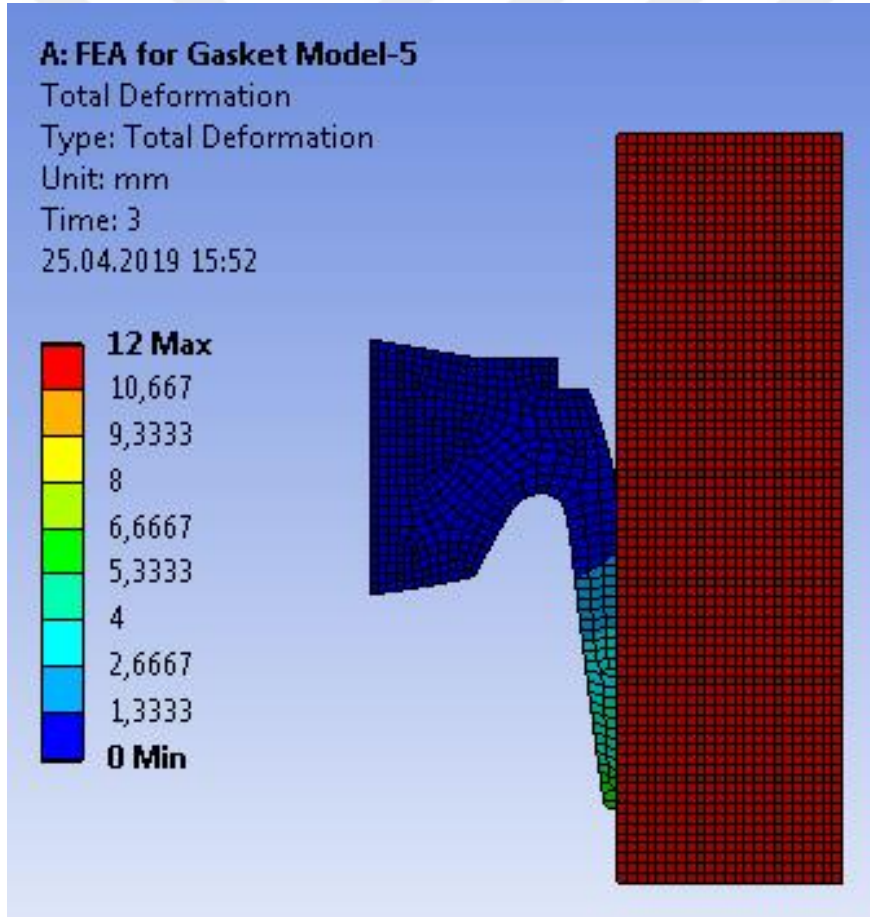
Şekil 4.39 : Gasket Model-4 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.



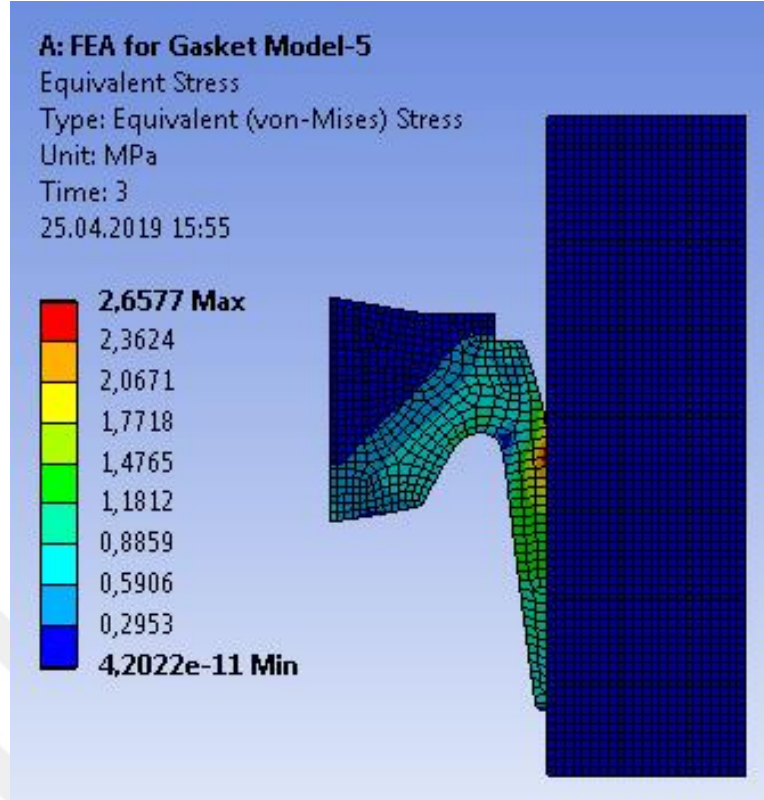
Şekil 4.40 : Gasket Model-4 için HSTB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.

4.5 Conta Model-5 için Normal Çalışma Basıncında SEA Sonuçları

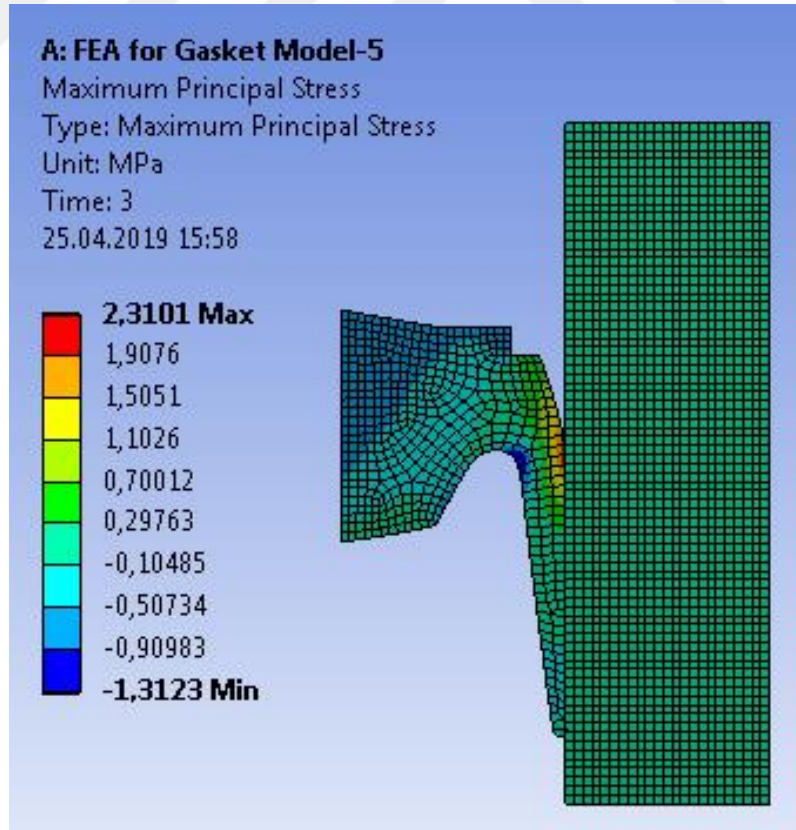
Conta Model-5 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olarak Şekil 4.41’de gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 2,6577 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.42’de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 2,3101 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.43’de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,15673 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.44’de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,13587 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.45’de gösterilmiştir.



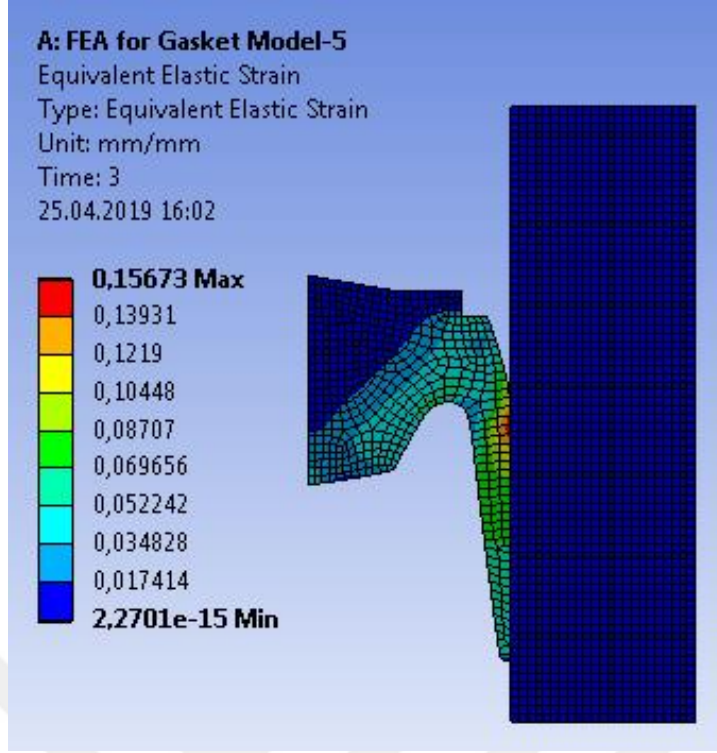
Şekil 4.41 : Gasket Model-5 için NÇB’da SEA: Toplam Deformasyon.



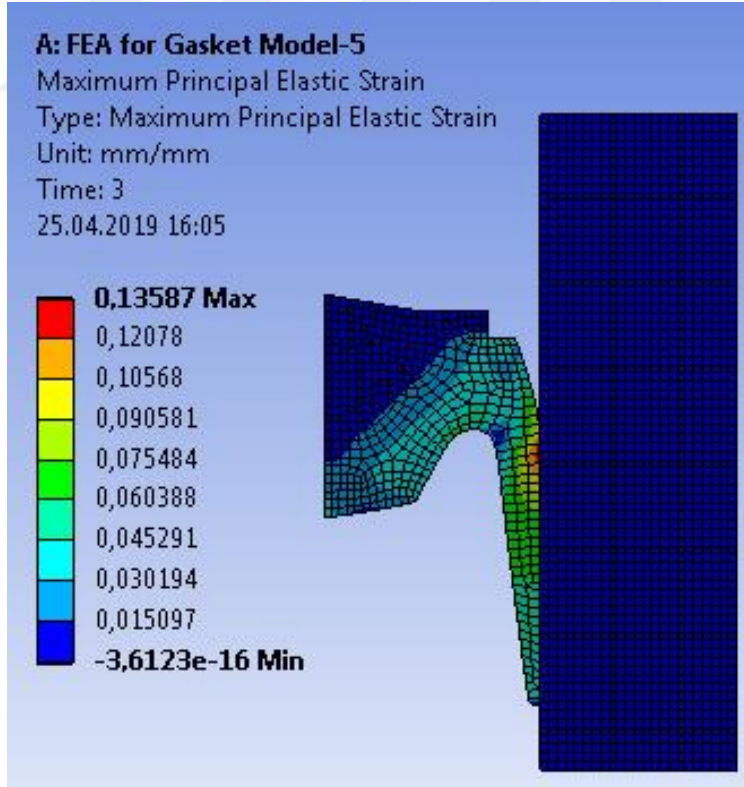
Şekil 4.42 : Gasket Model-5 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.



Şekil 4.43 : Gasket Model-5 için NÇB’da SEA: Maksimum Gerilme.



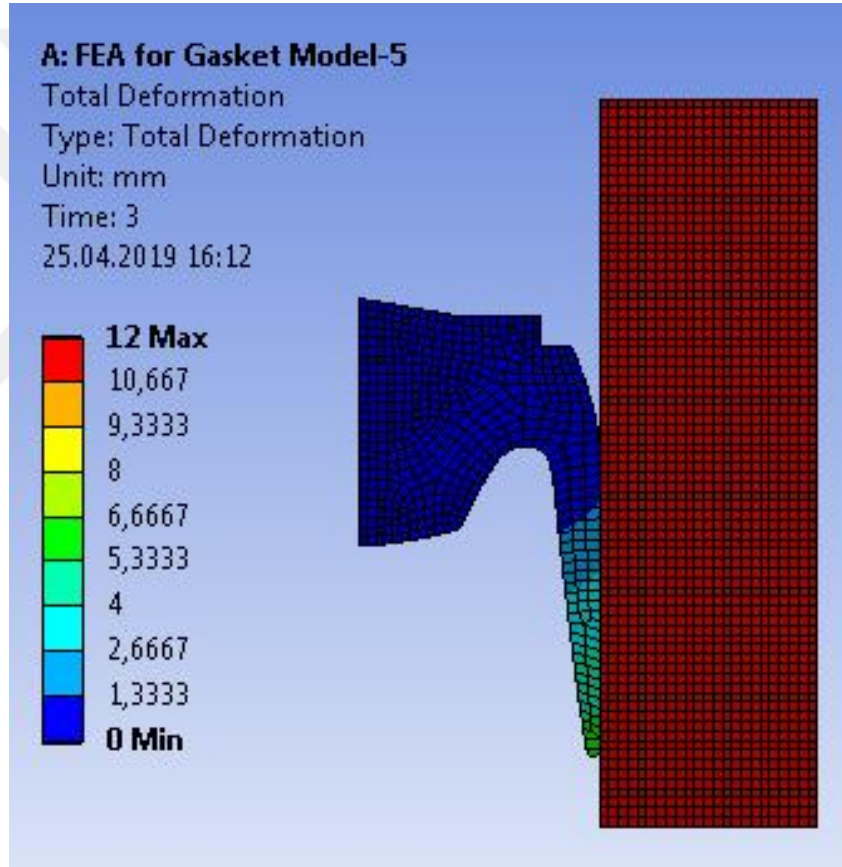
Şekil 4.44 : Gasket Model-5 için NÇB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.



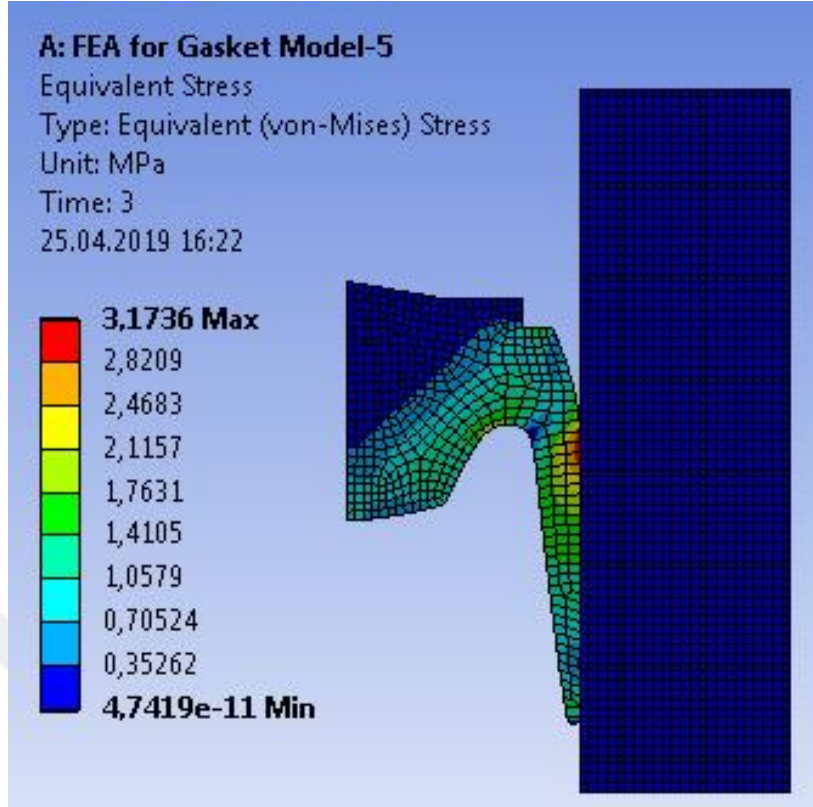
Şekil 4.45 : Gasket Model-5 için NÇB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.

4.5.1 Conta Model-5 için hidrostatik test basıncında SEA sonuçları

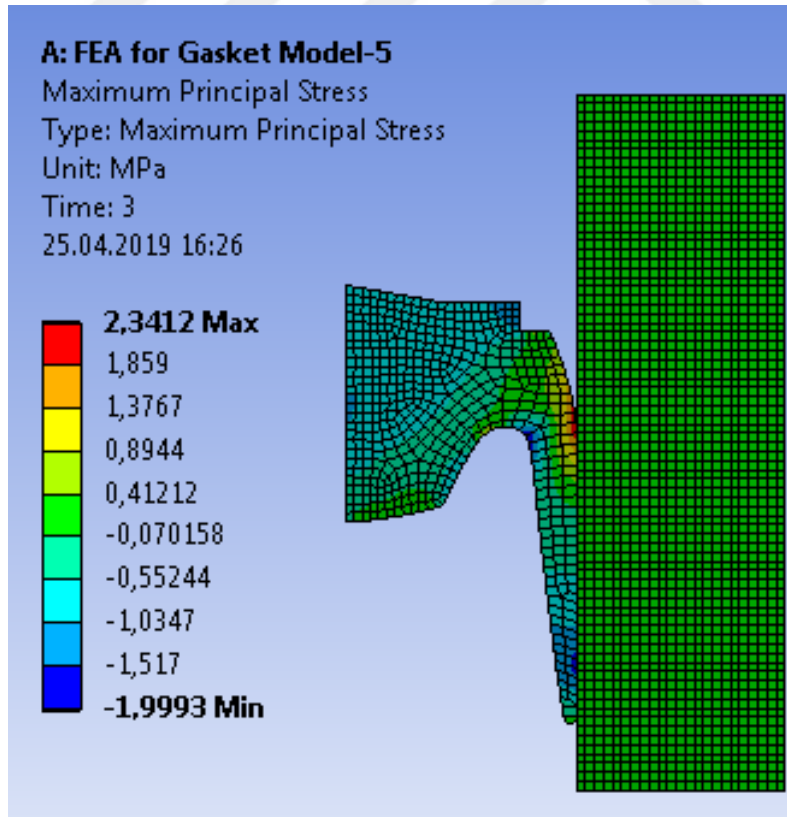
Conta Model-5 için yapılan hidrostatik test basıncı SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olarak Şekil 4.46'da gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 3,1736 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.47'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 2,3412 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.48'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,18604 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.49'da gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,16147 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.50'da gösterilmiştir.



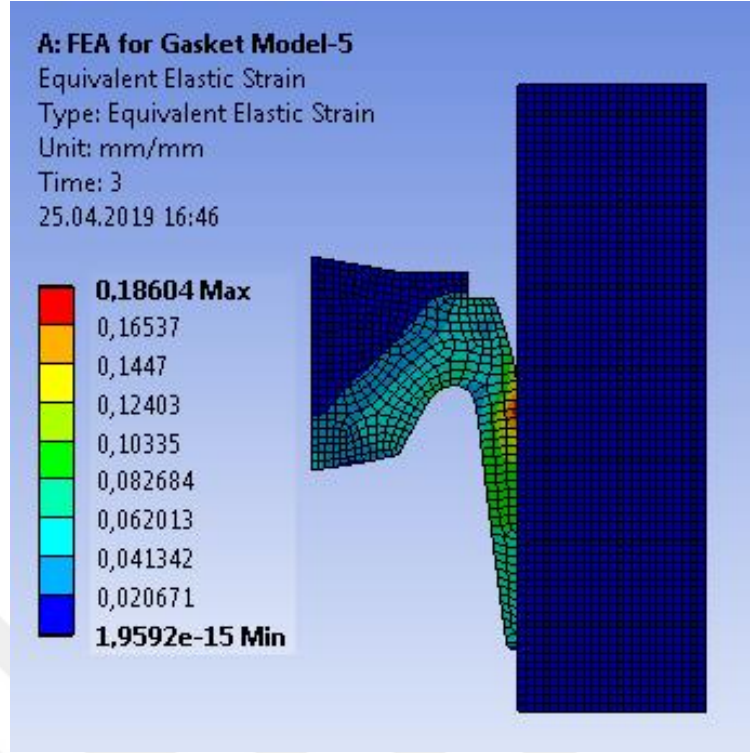
Şekil 4.46 : Gasket Model-5 için HSTB'da SEA: Toplam Deformasyon.



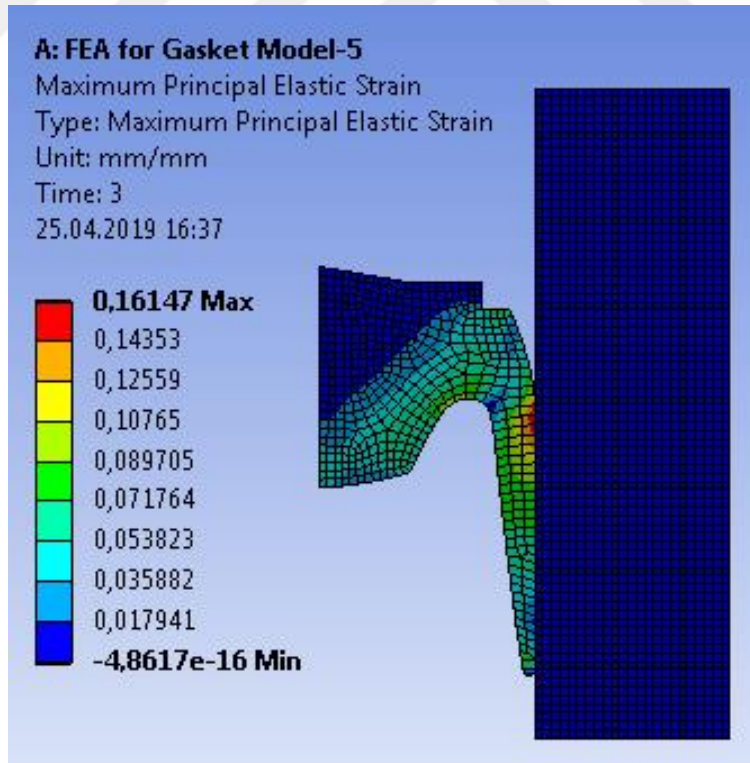
Şekil 4.47 : Gasket Model-5 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Gerilme.



Şekil 4.48 : Gasket Model-5 için HSTB’da SEA: Maksimum Gerilme.



Şekil 4.49 : Gasket Model-5 için HSTB’da SEA: Eşdeğer Elastik Şekil Değişirme.



Şekil 4.50 : Gasket Model-5 için HSTB’da SEA: Maksimum Elastik Şekil Değişirme.

4.6 Analiz İstatistikleri

Analizler sonucunda elde edilen değerler kullanılarak hazırlanan Çizelge 4.1’de conta kesitleri için yapılan tüm analizlerden elde edilen maksimum değerler gösterilmektedir. Toplam Deformasyon (Total Deformation) tüm analizlerde 12mm değerine sahip olduğu için çizelgede belirtilmemiştir.

Çizelge 4.1 : Normal çalışma basıncı (a) ve hidrostatik test basıncı (b) için Analiz istatistikleri.

Gasket (Conta) Model No	Eşdeğer Gerilme (Equivalent Stress) MPa	Maksimum Gerilme (Maximum Principal Stress) MPa	Eşdeğer Şekil Değişirme (Equivalent Strain) mm	Maksimum Şekil Değişirme (Maximum Principal Strain) mm
Model-1	32367×10^{-4}	27201×10^{-4}	19020×10^{-5}	16507×10^{-5}
Model-2	31521×10^{-4}	28344×10^{-4}	18474×10^{-5}	15928×10^{-5}
Model-3	25028×10^{-4}	18732×10^{-4}	14792×10^{-5}	12879×10^{-5}
Model-4	21818×10^{-4}	14687×10^{-4}	12920×10^{-5}	11137×10^{-4}
Model-5 (Referans Model)	26577×10^{-4}	23101×10^{-4}	15673×10^{-5}	13587×10^{-5}

(a)

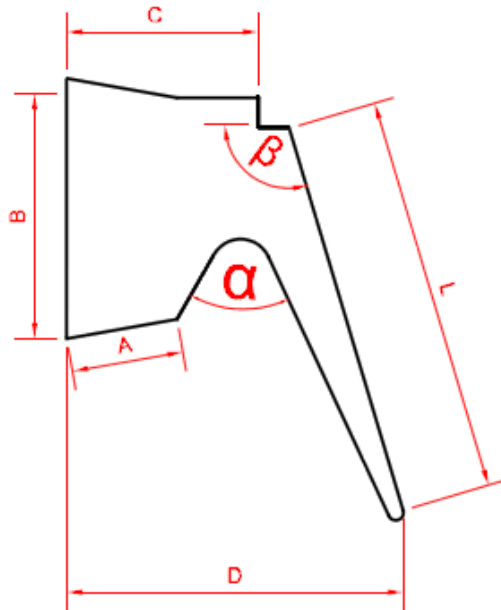
Gasket (Conta) Model No	Eşdeğer Gerilme (Equivalent Stress) MPa	Maksimum Gerilme (Maximum Principal Stress) MPa	Eşdeğer Şekil Değişirme (Equivalent Strain) mm	Maksimum Şekil Değişirme (Maximum Principal Strain) mm
Model-1	45551×10^{-4}	32347×10^{-4}	25990×10^{-5}	22559×10^{-5}
Model-2	37686×10^{-4}	29522×10^{-4}	21837×10^{-5}	18583×10^{-5}
Model-3	31083×10^{-4}	18985×10^{-4}	18307×10^{-5}	15746×10^{-5}
Model-4	26948×10^{-4}	15191×10^{-4}	15887×10^{-5}	13792×10^{-5}
Model-5 (Referans Model)	31736×10^{-4}	23412×10^{-4}	18604×10^{-5}	16147×10^{-5}

(b)

Conta geometrisi olarak Şekil A.2’de verilmiş olan detaylar incelendiğinde ana tasarım parametrelerinden basınç yüzeyini oluşturan α açısı, temas açıcı β ve temas yüzeyini oluşturan L parametreleri değiştirilerek daha farklı geometriler tasarlanabilir.

SEA sonuçlarına göre en iyi değerler referans model olan Model-5 ve Model-4’te elde edilmiştir. Conta geometrileri için en kritik parametreler olan basınç yüzeyini oluşturan α açısı ve temas yüzeyini oluşturan L parametreleri ana parametreler kabul edilmiştir. Buna göre, α açısı için 3 değer, L uzunluğu için 3 değer olacak şekilde 9 farklı yeni geometri geliştirilmiştir. Bu geometriler numerik olarak analiz edilip en uygun geometri belirlenmeye çalışılmıştır. Her bir geometride parametrelerin etkisini açıkça görebilmek adına bir sabit tutulurken diğer parametreler değiştirilmiştir. Geliştirilen modeller için SEA yapılarak conta geometrisi üzerinde en kritik parametrenin hangisi olduğu ve buna bağlı olarak yapılacak iyileştirmeler için hangi parametre üzerinde değişiklik yapılması gerektiği tespit edilmeye çalışılacaktır.

Yeni geometriler için kullanılacak olan tasarımlarda Şekil 4.51’te verilmiş olan kapak contası parametelerinden A, B ve C parametreleri referans model olan Model-5 değerleri kullanılarak sabit tutulacaktır. Basınç yüzeyi açısı α ve L bağımsız parametreler, temas açıcı β ve D uzunluğu ise α ve L’ye bağlı parametreler olarak alınacaktır.



Şekil 4.51 : Tasarım Parametreleri.

Geometri için kullanılacak olan kesitlerin ölçüleri Çizelge 4.2'deki Geometri parametreleri dikkate alınarak Autocad programında çizilmiş, 3 boyutlu modeller Autodesk Inventor programı ile Autocad programı ile çizilen modellerden oluşturulmuştur.

Çizelge 4.2 : Tasarım parametreleri.

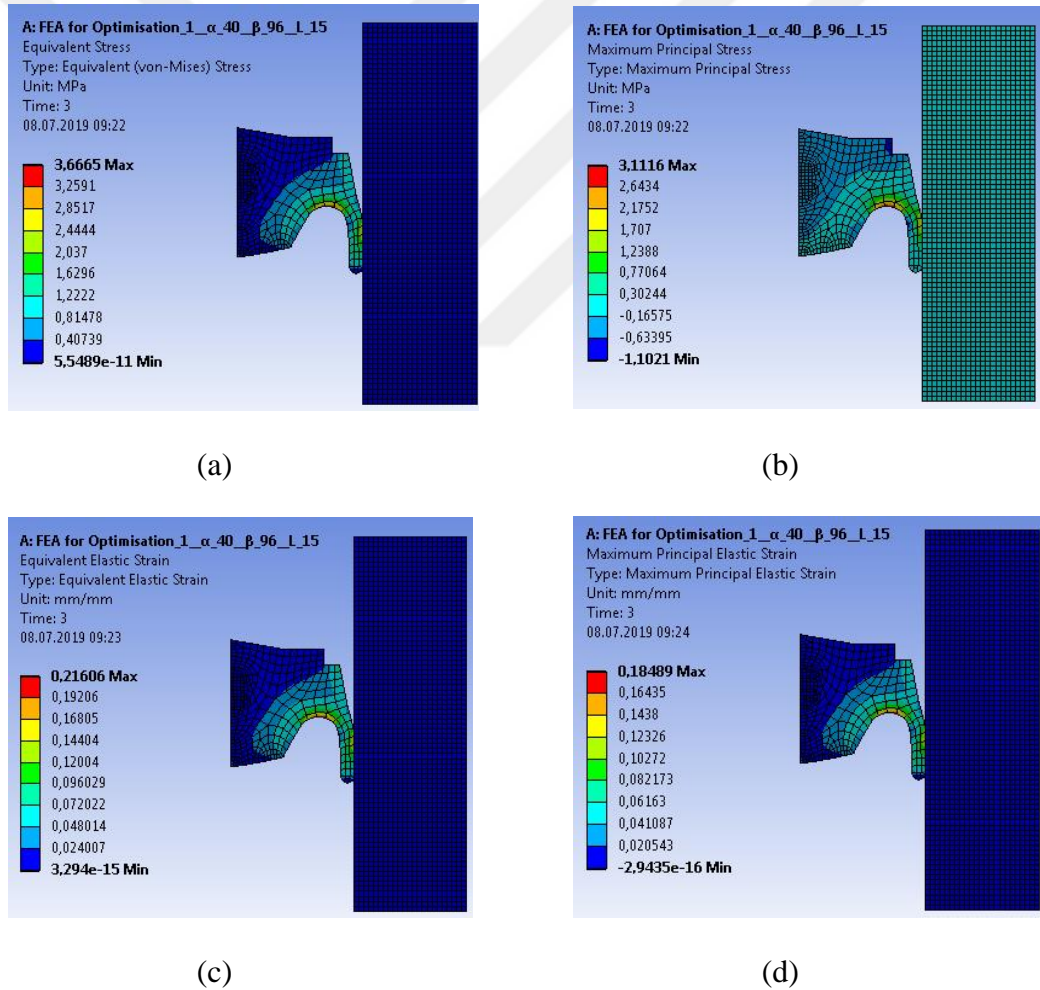
Geometri No	α (°)	L (mm)	β (°)	D (mm)
Geometri - 1	40	15	96	16,1
Geometri - 2	55	15	107	18,8
Geometri - 3	70	15	112	20,2
Geometri - 4	40	20	96	16,6
Geometri - 5	55	20	107	20,2
Geometri - 6	70	20	112	22,1
Geometri - 7	40	26	96	17,3
Geometri - 8	55	26	107	21,9
Geometri - 9	70	26	112	24,1

Analizlerin yapılabilmesi için gerekli olan .STEP uzantılı dosyalar ile yine Autodesk Inventor programı kullanılarak yapılmıştır. Oluşturulan .STEP dosyaları ANSYS'e yüklenerek önceki conta için kullanılan sınır şartları kullanılarak analizler yapılarak bağımsız parametrelerdeki değişimlerin conta kesiti üzerindeki etkisi incelenmiştir. Bu sayede, referans conta modeli ve diğer 4 conta modeli için yapılan analizlerin doğrulanması hedeflenmiştir. Geometri yapılan modellerin SEA ile conta kesitleri için yapılan SEA karşılaştırılarak conta geometrisine etki eden ana parametreler ve bu parametrelerdeki değişimlerin conta kesiti üzerinde oluşan gerilme ve şekil değişimlerine etkisi tespit edilebilir ve bu sayede doğrulama yapılabilir.

Yeni oluşturulan Geometriler yapılan modellerin SEA için Normal Çalışma basıncı olan 13bar (1,3MPa) kullanılacaktır. Yeni geometriler için oluşturulan 9 farklı modele ait detaylı çizimler EK C'de verilmiştir.

4.6.1 Geometri-1 için SEA sonuçları

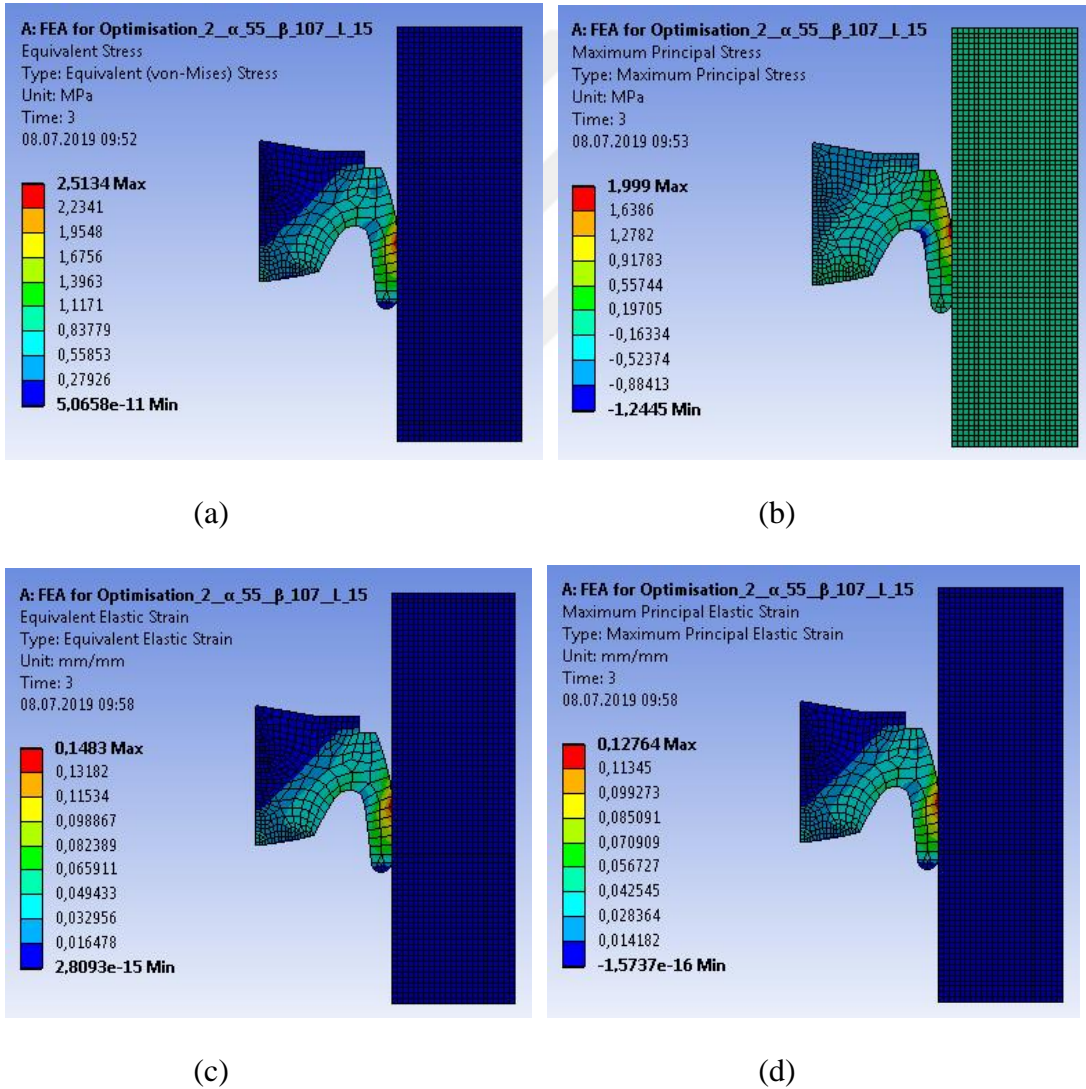
Geometri-1 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm olduğundan tüm analizlerde 12mm olmaktadır. Bu nedenle diğer sonuçlara ait değerlere ait sonuçlar aşağıda gösterilmiştir. Eşdeğer Gerilme değeri 3,6665 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.52 (a)'da gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 3,1116 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.52 (b)'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,21606 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.52 (c)'de'de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,18489 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.52 (d)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.52 : Geometri-1 için NÇB'da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme

4.6.2 Geometri-2 için SEA sonuçları

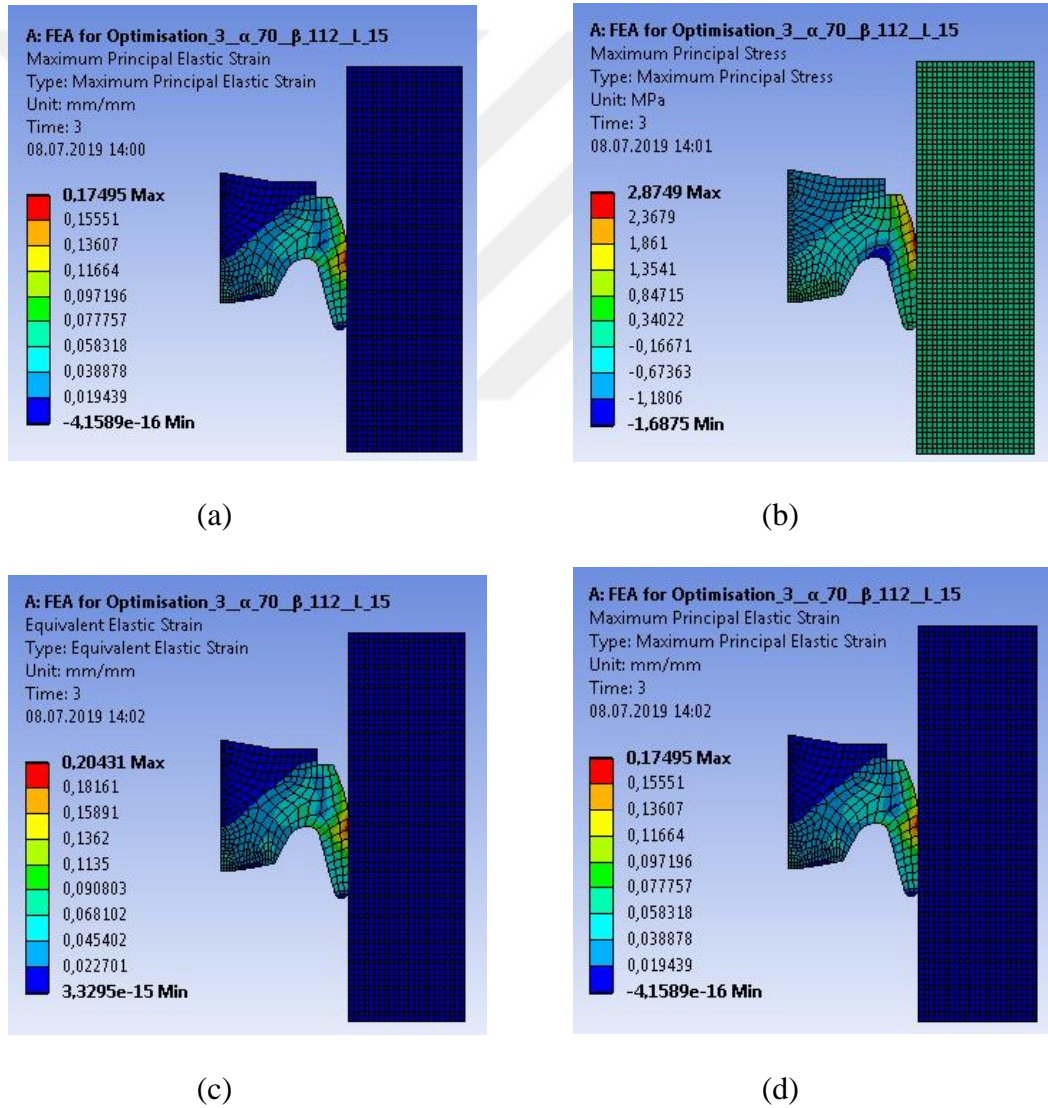
Geometri-2 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm'dir. Eşdeğer Gerilme değeri 2,5134 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.53 (a)'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 1,9990 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.53 (b)'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,14830 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.53 (c)'de de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,12764 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.53 (d)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.53 : Geometri-2 için NÇB'da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme

4.6.3 Geometri-3 için SEA sonuçları

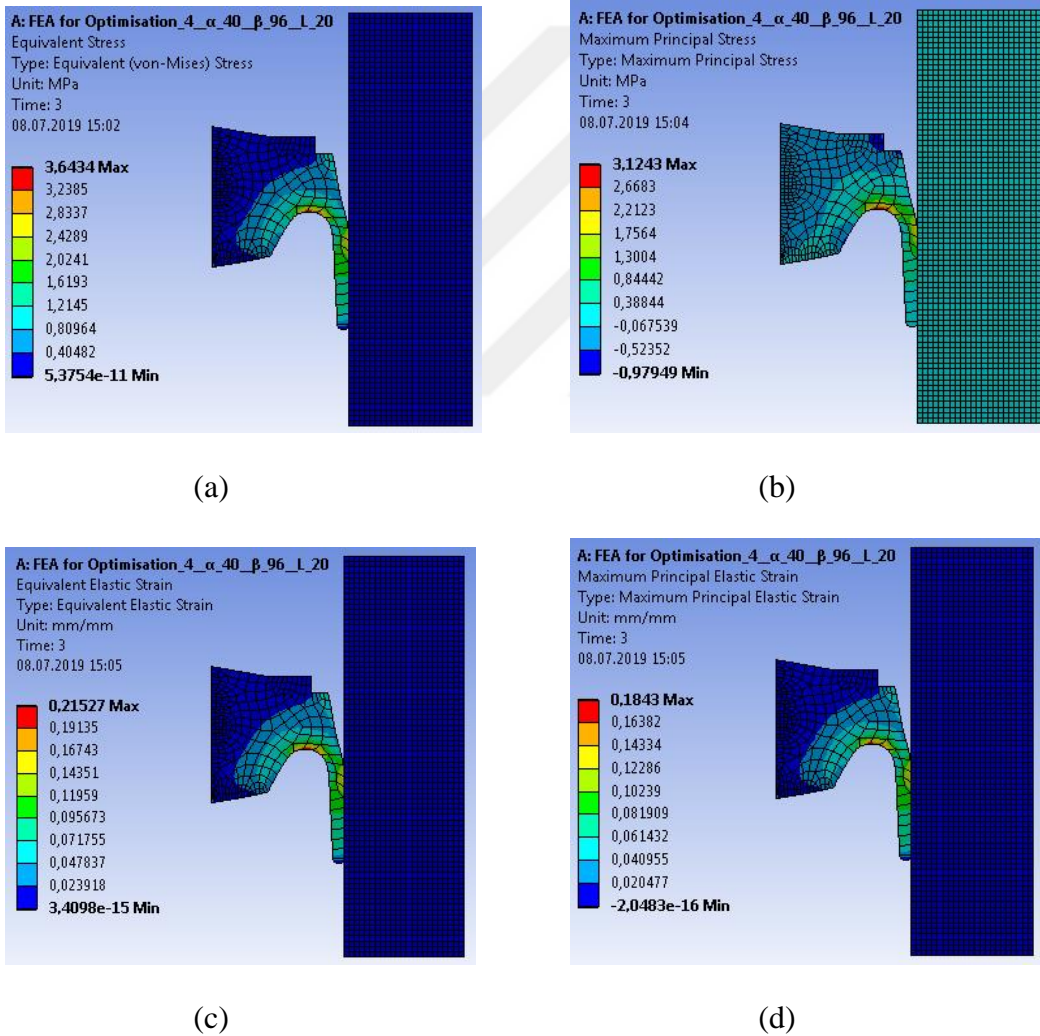
Geometri-3 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm'dir. Eşdeğer Gerilme değeri 3,5091 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.54 (a)'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 2,8749 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.54 (b)'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil Değiştirme 0,20431 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.54 (c)'de de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,17495 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.54 (d)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.54 : Geometri-3 için NÇB'da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme

4.6.4 Geometri-4 için SEA sonuçları

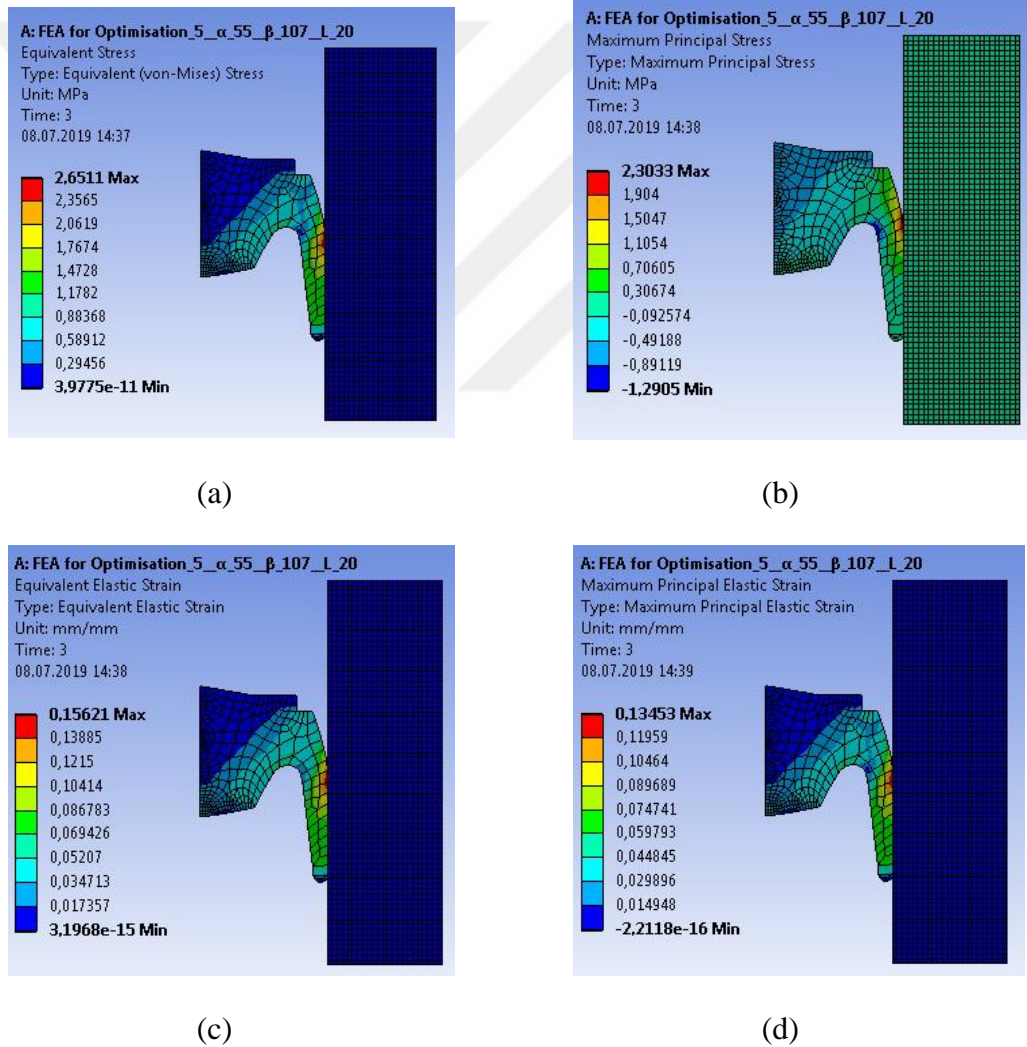
Geometri-4 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm'dir. Eşdeğer Gerilme değeri 3,6434 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.55 (a)'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 3,1243 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.55 (b)'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,21507 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.55 (c)'de'de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,18430 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.55 (d)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.55 : Geometri-4 için NÇB'da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme

4.6.5 Geometri-5 için SEA sonuçları

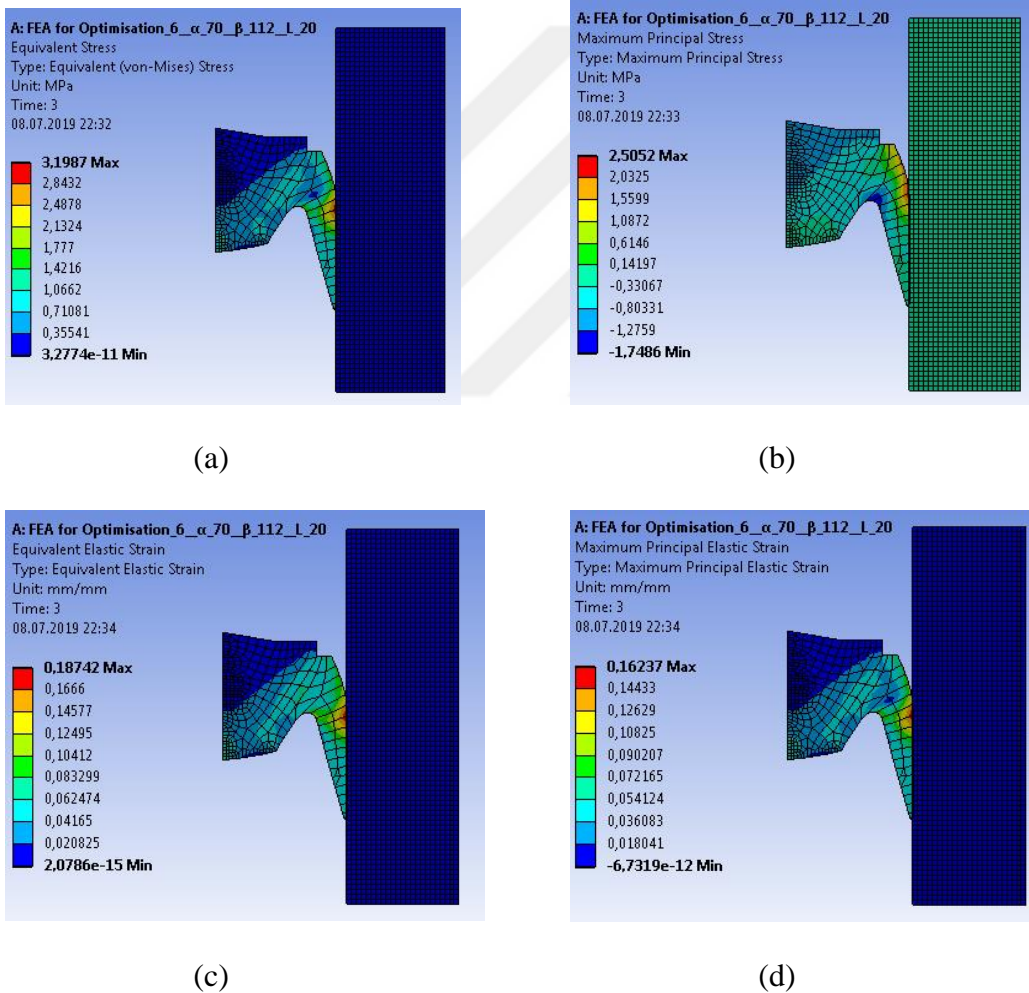
Geometri-5 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm'dir. Eşdeğer Gerilme değeri 2,6511 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.56 (a)'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 2,3033 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.56 (b)'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,15621 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.56 (c)'de'de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,13453 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.56 (d)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.56 : Geometri-5 için NÇB'da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme

4.6.6 Geometri-6 için SEA sonuçları

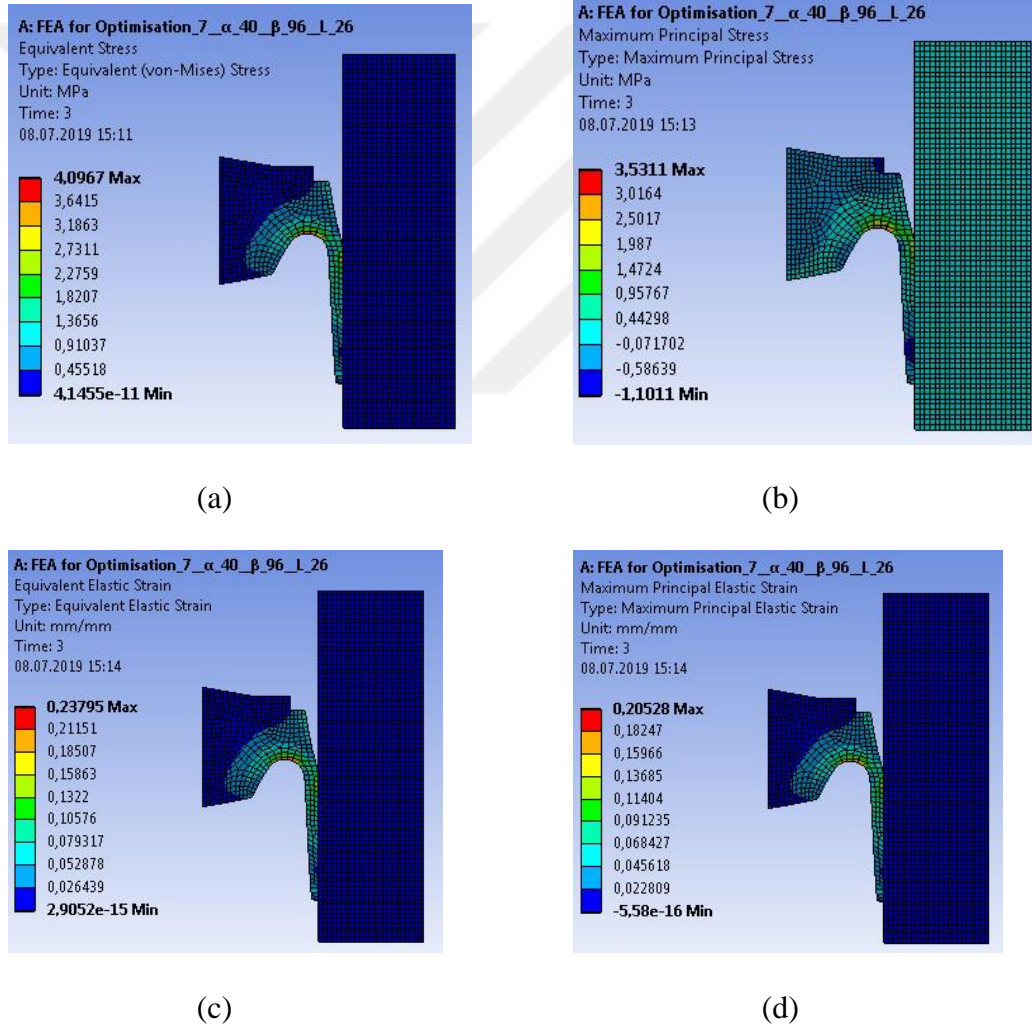
Geometri-6 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm'dir. Eşdeğer Gerilme değeri 3,1987 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.57 (a)'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 2,5052 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.57 (b)'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,18742 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.57 (c)'de'de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,16237 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.57 (d)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.57 : Geometri-6 için NÇB'da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme

4.6.7 Geometri-7 için SEA sonuçları

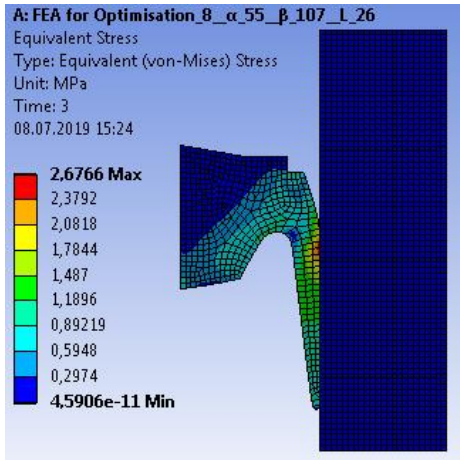
Geometri-7 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm'dir. Eşdeğer Gerilme değeri 4,0967 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.58 (a)'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 3,5311 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.58 (b)'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,23795 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.58 (c)'de'de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,20528 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.58 (d)'de gösterilmiştir.



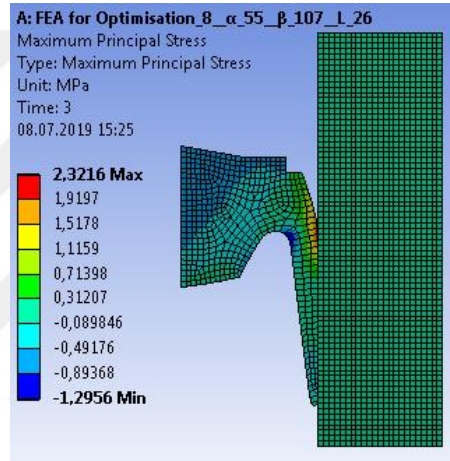
Şekil 4.58 : Geometri-7 için NÇB'da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme

4.6.8 Geometri-8 için SEA sonuçları

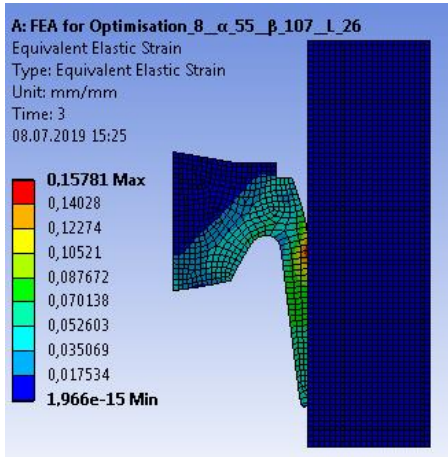
Geometri-8 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm'dir. Eşdeğer Gerilme değeri 2,6766 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.59 (a)'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 2,3216 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.59 (b)'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,15781 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.59 (c)'de' de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,13684 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.59 (d)'de gösterilmiştir.



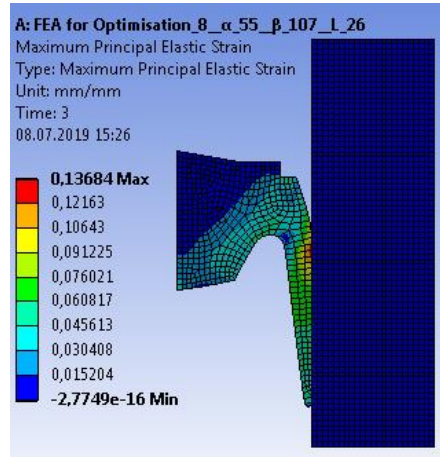
(a)



(b)



(c)

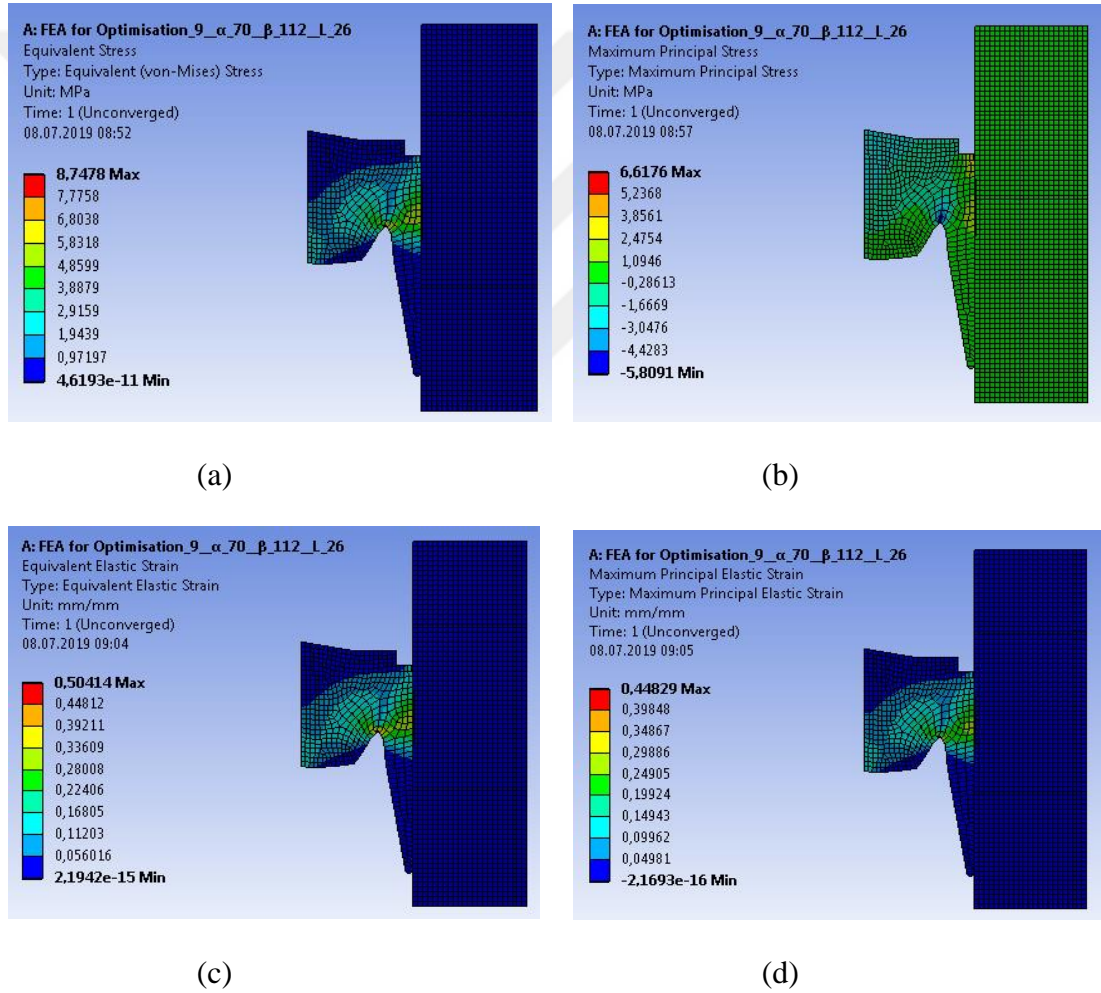


(d)

Şekil 4.59 : Geometri-8 için NÇB'da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme

4.6.9 Geometri-9 için SEA sonuçları

Geometri-9 için yapılan normal basınç SEA sonucunda Toplam Deformasyon değeri otoklavın çalışma prenbine uygun olarak 12 mm'dir. Eşdeğer Gerilme değeri 8,7478 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.60 (a)'de gösterilmiştir. Maksimum Gerilme değeri 6,6176 MPa olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.60 (b)'de gösterilmiştir. Eşdeğer Şekil değiştirme 0,50414 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.60 (c)'de de gösterilmiştir. Maksimum Şekil Değiştirme değeri 0,44829 mm olarak conta kesiti üzerinde hangi noktada meydana geldiği Şekil 4.60 (d)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.60 : Geometri-9 için NÇB'da yapılan SEA sonuçları (a) Eşdeğer gerilme, (b) Maksimum gerilme, (c) Eşdeğer elastik şekil değiştirme, (d) Maksimum elastik şekil değiştirme

Çizelge 4.3’de oluşturulan yeni geometriler için yapılan SEA sonuçları toplu olarak verilmiştir.

Çizelge 4.3 : Yeni Geometriler için SEA Sonuçları.

Geometri No	Eşdeğer Gerilme (Equivalent Stress) (MPa)	Maksimum Gerilme (Max. Principal Stress) (MPa)	Eşdeğer Şekil Değişirme (Equivalent Strain) (mm)	Maksimum Şekil Değişirme (Max. Principal Strain) (mm)
Geometri - 1 $\alpha=40, \beta=96,$ L=15	36665×10^{-4}	31116×10^{-4}	21606×10^{-5}	18489×10^{-5}
Geometri - 2 $\alpha=55, \beta=107,$ L=15	25134×10^{-4}	19990×10^{-4}	14830×10^{-5}	12764×10^{-5}
Geometri - 3 $\alpha=70, \beta=112,$ L=15	35091×10^{-4}	28749×10^{-4}	20431×10^{-5}	17495×10^{-5}
Geometri - 4 $\alpha=40, \beta=96,$ L=20	36434×10^{-4}	31243×10^{-4}	31243×10^{-4}	18430×10^{-5}
Geometri - 5 $\alpha=55, \beta=107,$ L=20	26511×10^{-4}	23033×10^{-4}	15621×10^{-5}	13453×10^{-5}
Geometri - 6 $\alpha=70, \beta=112,$ L=20	31987×10^{-4}	25052×10^{-4}	18742×10^{-5}	16237×10^{-5}
Geometri - 7 $\alpha=40, \beta=96,$ L=26	40967×10^{-4}	35311×10^{-4}	23795×10^{-5}	20528×10^{-5}
Geometri - 8 $\alpha=55, \beta=107,$ L=26	26766×10^{-5}	23216×10^{-4}	15781×10^{-5}	13684×10^{-5}
Geometri - 9 $\alpha=70, \beta=112,$ L=26	87478×10^{-4}	66176×10^{-4}	50414×10^{-5}	44829×10^{-5}

5. DEĞERLENDİRME VE ÖNERİLER

5.1 Sonuçların Değerlendirilmesi

Cam laminasyon otoklavında kullanılacak en uygun kapak contası geometrisinin belirlenmesi için her conta modeli için normal çalışma basıncı ve hidrostatik test basıncı için yapılan toplam 10 adet analizden elde edilen sonuçların özeti Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Analiz istatistiklerinde Toplam deformasyon (Total Deformation) tüm analizlerde 12 mm olduğundan bize analizlerin değerlendirilmesi açısından herhangi bir bilgi vermemektedir. Eşdeğer Gerilme (Equivalent Stress), Maksimum Gerilme (Maximum Principal Stress), Eşdeğer Şekil Değiştirme (Maximum Principle Strain), Maksimum Şekil Değiştirme (Maximum Principle Strain) analiz değerleri ise mevcut conta modelleri arasından en uygun conta kesitinin belirlenebilmesi için bize yorum yapabilmek için yardımcı olmaktadır.

Kapak contası olarak kullanılacak olan conta modelleri için Şekil 3.5’te verilmiş olan ana tasarım parametrelerinden Basınç açısı α , temas yüzeyi açısı β ve temas yüzeyi L parametrelerinin değişmesinin sonuçlar üzerinde etkileri olmuştur. Mevcut otoklavlarda kullanılan Model-5 için yapılan SEA referans alındığında otoklavın çalışması sırasında conta üzerinde meydana gelen gerilmeler ve şekil değiştirmeler özet olarak Çizelge 4.1’de toplu olarak verilmiştir. Bu tabloda verilen değerler arasında Model-4 e ait olan değerlerin Model-1, Model-2, Model-3 ve Model-5’e göre daha düşük olduğu gözlenmektedir. Model-4’te gerilme değerlerinin düşük çıkmasını sağlayan temel parametre Basınç Açısı α ’ya bağlı olan basınç yüzeyidir. Bu yüzeye uygulanan çalışma basıncı yüzeyde basınç kuvveti oluşturmaktadır. Oluşan bu basınç kuvveti ile analiz sonuçlarında gösterilen gerilme ve şekil değiştirmeye yol açar.

Cam laminasyon otoklavının çalışması sırasında mekanik bir öteleme veya dönme hareketi olmadığından otoklavın çalışması sırasında meydana gelen sızdırmazlık türü

statik sızdırmazlıktır. Otoklav içerisinde bulunan yüksek basınçlı akışkan hava, conta yüzeylerine basınç kuvveti uygulayarak gerilmeler ve buna bağlı olarak şekil değişimleri meydana getirir. Gawande (2018)'e ait olan makalede [14] civatalı bağlantıya sahip bir sızdırmazlık siteminin sonlu elemanlar analizi yapılmış ve benzer bir sistem incelenmiştir. Bu çalışmada da sızdırmazlık elemanı üzerinde oluşan gerilme ve şekil değişimlerinin fazla olmasının daha fazla sızıntılara sebep olacağı vurgulanmıştır. Bu çalışmadan yola çıkarak sızdırmazlık elemanı olarak kullanılan contalarda gerilme ve gerilmelere bağlı şekil değişimlerinin oluşması sızdırmazlık performansı negatif yönde etkilemektedir. Diğer bir ifadeyle analiz sonuçlarına göre düşük gerilme ve şekil değiştirme değerine sahip olan sızdırmazlık elemanları daha iyi sızdırmazlık sağlamaktadır.

5 farklı conta geometrisi için yapılan analizlerden elde edilen sonuçlar değerlendirildikten son referans model olan Model-5 baz alınarak conta geometrisini oluşturan tasarım parametreleri, basınç açısı α (40° , 55° ve 70°) ve temas yüzeyi L parametreleri için bağımsız değişkenler (15mm, 20mm ve 26mm), temas yüzeyi açısı β ve D uzunluğu ise bağımlı değişkenler olarak belirlenip 9 farklı yeni geometri oluşturmuş ve NÇB'de SEA yapılmıştır. Yapılan analizleri sonuçları Çizelge 4.3'de verilmiştir.

Yeni modeller için yapılan analizlerde Geometri-9 için yapılan SEA sırasında açısı α açısının oluşturduğu basınç yüzeyinde aşırı derecede buruşmalar gözlemlenmiştir. L boyunun uzun olması ile ortaya çıkan bu buruşmalar analiz sırasında gerilme değerlerin aşırı artmasına sebep olmaktadır.

Çizelge 4.3'de topluca verilmiş olan değerler L= 15mm, 20mm ve 26mm için en düşük gerilme değerleri $\alpha=55^\circ$ 'de elde edilmiştir. Ayrıca α parametresini $40^\circ, 55^\circ$ ve 70° derece için sabit tutup en uygun L boyunu belirlemek istediğimizde ise en uygun değerlerin 20mm de ortaya çıktığı görülmektedir. Ancak α açısındaki değişimler sonucu ortaya çıkan değerler L boyundaki değişimlerde ortaya çıkan değerlerden daha baskın olmaktadır. Bu sonuç bize α açısının conta geometrisi belirlemedeki en önemli parametre olduğunu göstermektedir.

Bu çalışma referans alınarak farklı sektörler için kullanılan otoklavların kapak contaları için SEA yapılabilir. Farklı çalışma basıncı, farklı sıcaklığı, farklı akışkanları içeren uygulamalar (su buharı vs) gibi parameteler değiştirilerek çalışma

koşullarına uygun kapak contası malzemesi seçilerek analizler yapılabilir. Özellikle kompozit malzeme üretimi için kullanılan bazı otoklavlar 400 °C ve 25 bar (2,5 MPa) çalışma basıncında çalışmaktadır. Bu kadar yüksek sıcaklık ve basınç altında çalışacak olan otolavın kapak contası için kullanılacak olan contanın analizi bu çalışma referans alınarak yapılabilir.

Ayrıca, Bu çalışmada CE standardı referans alınarak analizler yapılmıştır. ASME, EAC vb farklı standartlar için üretilecek olan otoklavlarda da yine bu çalışma kullanılarak conta geometrisi analizi yapılabilir.

Ayrıca, mevcut kapak contasında problemler olan otoklavlar ve otoklavın çalışması sırasında contası patlayan ve tehlike oluşturan otoklavlar için gerekli incelemeler yapılarak otoklavın gövde flanşı, kapak flanşı ve kapak geometrisi (gövde flanşı ve otoklav kapak flanşı arasındaki boşluk vs) conta malzemesi gibi parametreler dikkate alınarak iyileştirmeler yapılabilir.

Kapak contasının otoklavın çalışması sırasında patlamasının meydana gelmesi durumunda otoklav içindeki basınç nedeniyle oluşan büyük basınç kuvveti sebebiyle otoklavın kapağı gövde flanşı ve kapak flanşı arasındaki boşluğa bağlı olarak hareket edip çok tehlikeli durumlar ortaya çıkartmaktadır. Buna benzer bir durumda çalışmakta olan kauçuk otoklavının gövdesinde yarıma meydana gelmiştir. Bu tür ciddi problemlerin oluşmasını engellemek amacıyla bu tez referans alınarak uygun conta geometrisi ve uygun conta malzemesi belirlenebilir.

Conta geometrisi tasarımı yapılırken, contanın gövde flanşı üzerindeki yatağının da conta geometrisine bağlı olarak tasarlanması gerekmektedir. Bazı otoklavların çapları 4000mm ve daha büyük ölçülere sahip olduğundan bu kadar büyük gövde flanşlarının talaşlı imalatına uygun olacak şekilde conta tasarımı yapılmalıdır. Conta yuvası geometrisi için conta geometrisindeki ana parametreler uygun değerler seçilerek gövde flanşı üretimi yapılabilir.

Sonuç olarak seçilen conta geometrisi, conta imalatı yapılan şirketlerle paylaşılıp uygun elastomer hammadde kullanılıp kullanılacak olan otoklav çapına göre eksiz olarak üretilmelidir. Otoklav kapak contası otoklavın çalışması sırasında basınç ve sıcaklık altında çalıştığından ortalama olarak 150 çevrim yaptığında yenisi ile değiştirilmesi önerilir.



KAYNAKLAR

- [1] **Guruchannabasavaiah N G, Prof.Shanmugam, Arun L R.** (2013), “Effect of Temperature and associated deformations on the gasket seal compression in a pressure vessel”. International Journal of Scientific & Engineering Research, Volume 4, Issue 8, August-2013. ISSN 2229-5518 (pp. 74-80)
- [2] **Mohammadreza Mofidi.** (2009) “Tribology of elastomeric seal materials”, Luleå University of Technology, Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Division of Machine Elements. ISSN: 1402-1544, ISBN 978-91-86233-26-6
- [3] **Weiqing Li, Yu Wang and Detian Miao.** (2015), “Finite Element Analysis on Rubber Sealing Ring of the Rotary Liner Hanger Bearing” School of Engineering and Technology, China University of Geosciences (Beijing), Beijing, China International Conference on Modelling, Simulation and Applied Mathematics (MSAM 2015)
- [4] **Ketut B. Putra, Jeff Plott, Albert J. Shih.** (2017), “Biaxial Mooney-Rivlin coefficient of silicone sheet by additive manufacturing” Science Direct, Procedia CIRP 65 (2017) 189 – 195, 3rd CIRP Conference on BioManufacturing
- [5] **Kalle Hanhi, Minna Poikelispää, Hanna-Mari Tirilä.** (2007), “Elastomeric Materials” Tampere University of Technology The laboratory of Plastics and Elastomer Technology
- [6] **Mohammed Qazam Naser, A.V.S.S. Kumara Swami GUPTA** (2013), “Structural & Thermal Analysis of Pressure Vessel by using Ansys” International Journal of Scientific Engineering and Technology Research Volume. 02, IssueNo.08, August-2013, Pages:740-744
- [7] **İsmail Sancaklı.** (2017), “Basınçlı Kap Konstrüksiyonlarına Etki Eden Parametrelerin İncelenmesi ve Tasarımı” (Yüksek Lisans Tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [8] **Burhan Kılıncı.** (1999), “Lamine Camlar ve PVB (Polyvinyl Butyral) Konusunda Bir Araştırma” (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

- [9] **Görkem Tok.** (2017), “Radyal Dudaklı Keçelerde Keçe Dudağı Geometrisinin Sızdırmazlık Performansına Etkisinin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Modellenmesi Ve Deneysel İncelenmesi”, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [10] **Vedat Temiz.** (2014), “Sızdırmazlık Sistemleri”, (Ders Notları), İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, İstanbul
- [11] **Fluid Sealing Association.** (2017), “Gasket Handbook 1st Edition”
- [12] **Ismail J. Abubakar, Peter Myler, Erping Zhou** (2016), “Constitutive Modelling of Elastomeric Seal Material Under Compressive Loading”, University of Bolton, United Kingdom
- [13] **BSI Standards Publication** (2017), “Flat Products Made of Steels for Pressure Purposes – Part 2: Non-alloy and alloy steels with specified elevated temperature properties” BS EN 10028-2:2017
- [14] **S. H. Gawande** (2018), “Study on the effect of gasket thickness for bolted gearbox flange joint”, Department of Mechanical Engineering, M.E.S. College of Engineering, S.P. Pune University, Pune, India.
- [15] **Url-1** <https://www.quora.com>>, erişim tarihi 13.04.2019.
- [16] **Url-2** <http://www.superiorconta.com> > erişim tarihi 13.04.2019.
- [17] **Url-3** <http://www.wikipedia.com>>, erişim tarihi 13.04.2019.
- [18] **Url-4** <https://indiamart.com/proddetail/laminated-glass-3802900488.html>>, erişim tarihi 25.04.2019.

EKLER

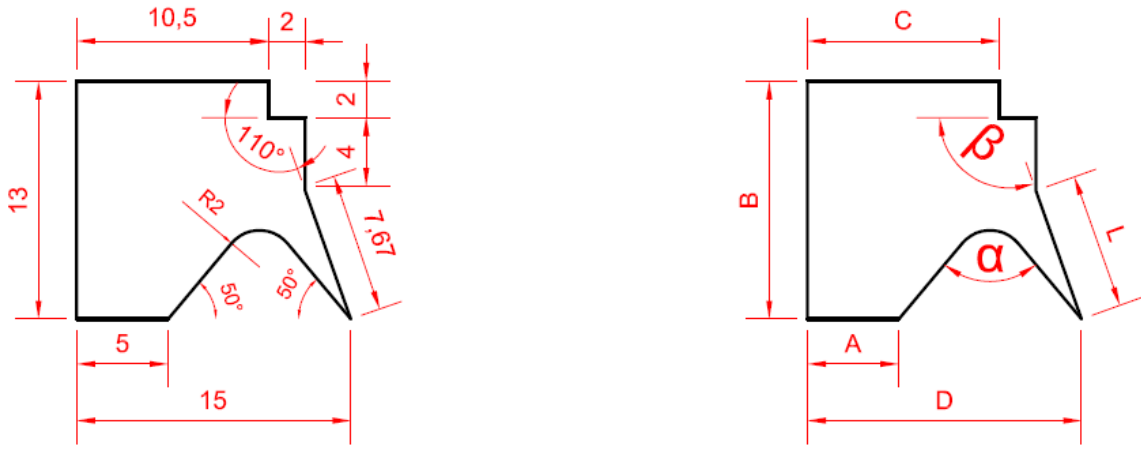
EK A: Conta Modellerinin Teknik Resimleri

EK B: Conta Modelleri ve Otoklav Kapağının 3 Boyutlu Tasarımları

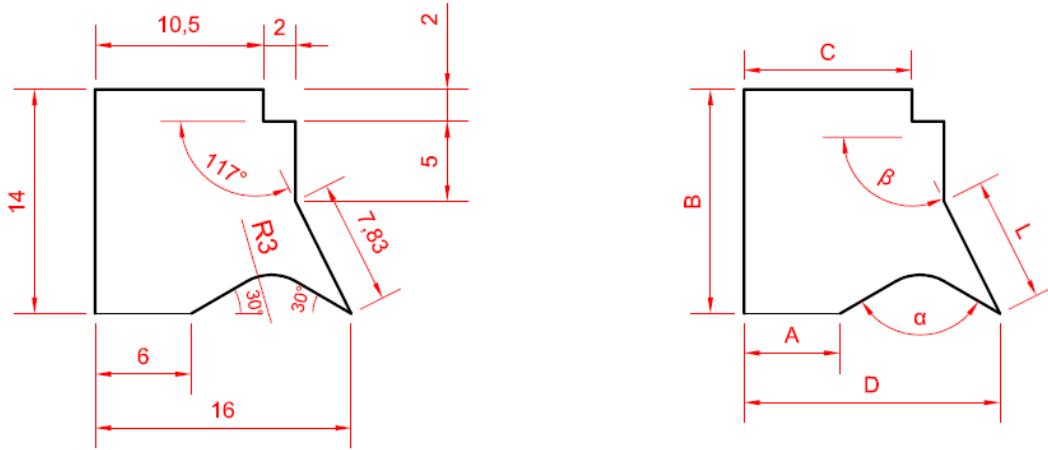
EK C: Geometri Modellerinin 2 Boyutlu Tasarımları



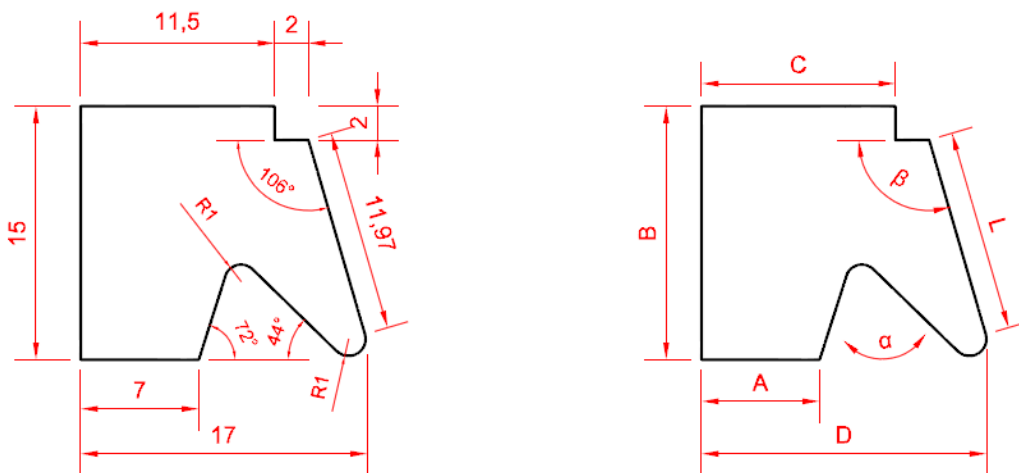
EK A:



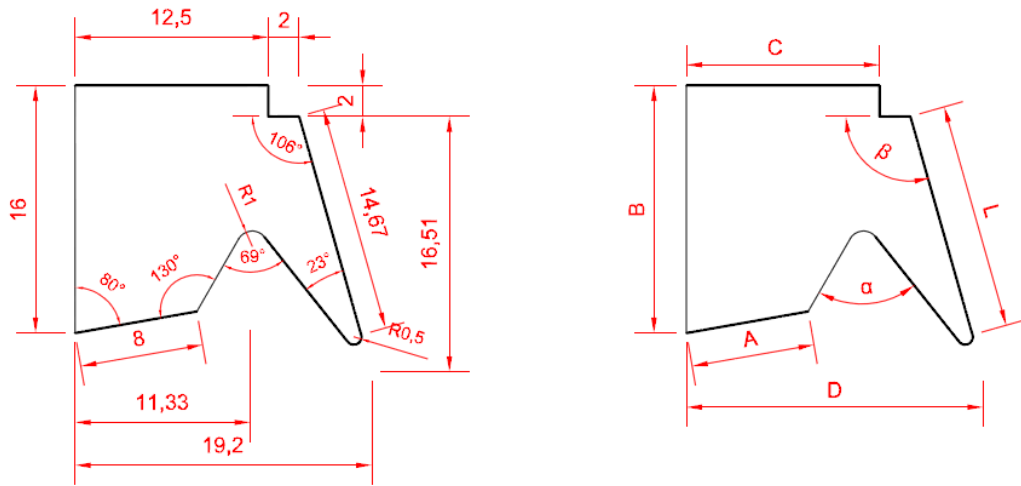
Şekil A.1 : Conta model-1 ve tasarım parametreleri.



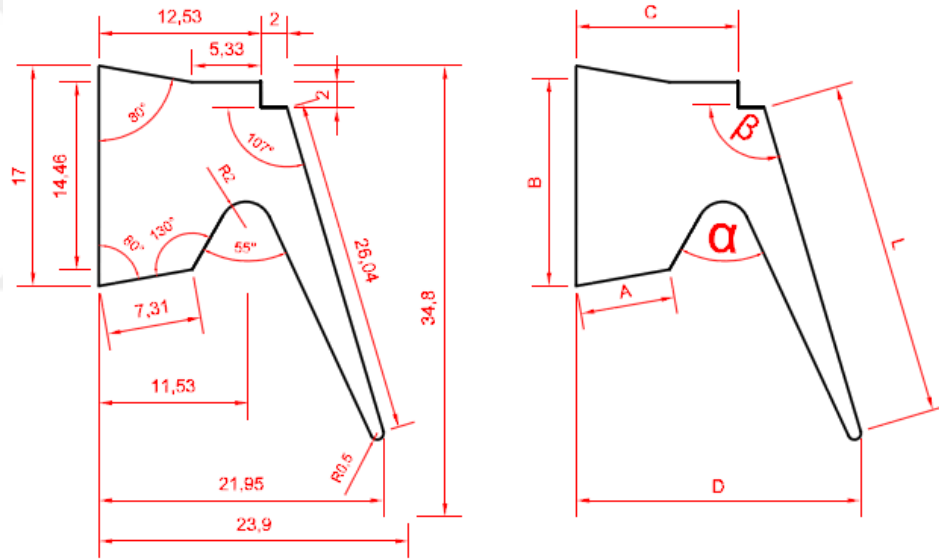
Şekil A.2 : Conta model-2 ve tasarım parametreleri.



Şekil A.3 : Conta model-3 ve tasarım parametreleri.

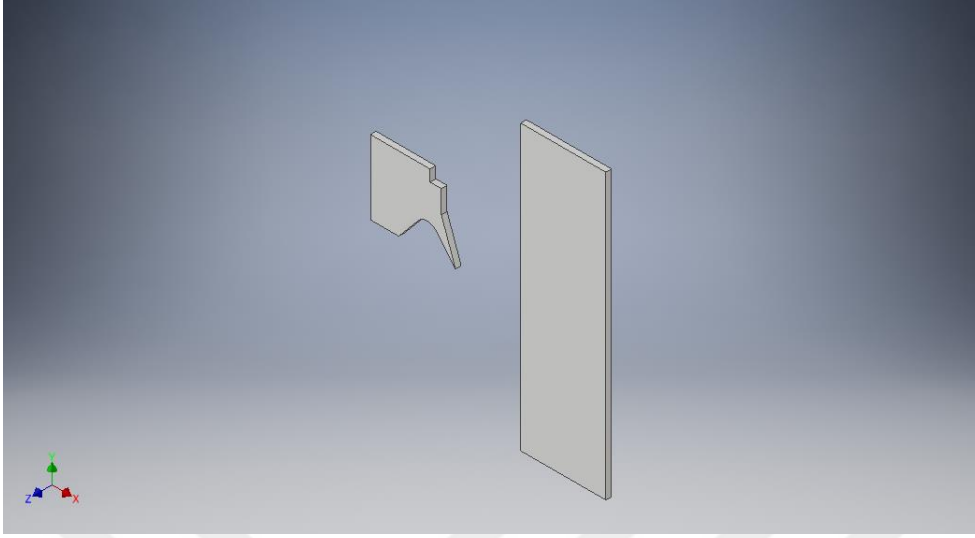


Şekil A.4 : Conta model-4 ve tasarım parametreleri.

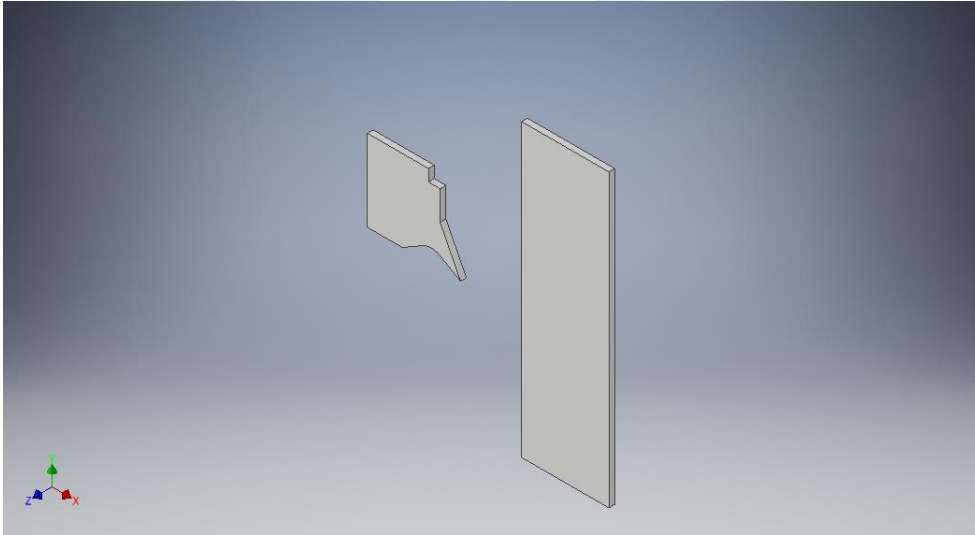


Şekil A.5 : Conta model-5 ve tasarım parametreleri.

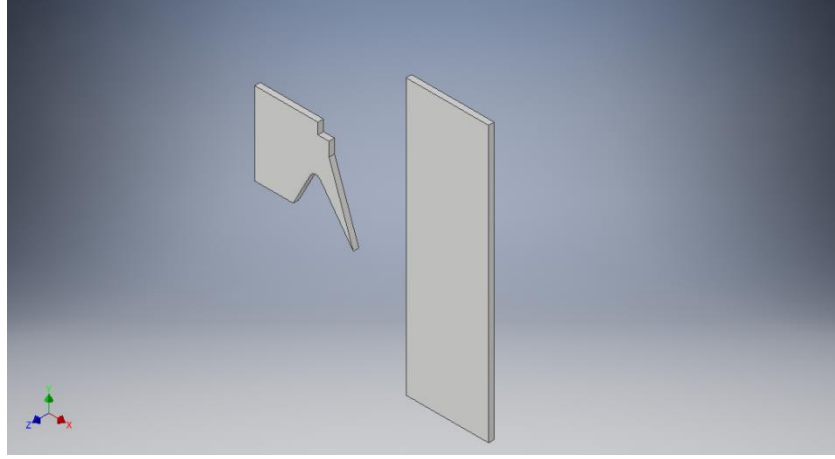
EK B



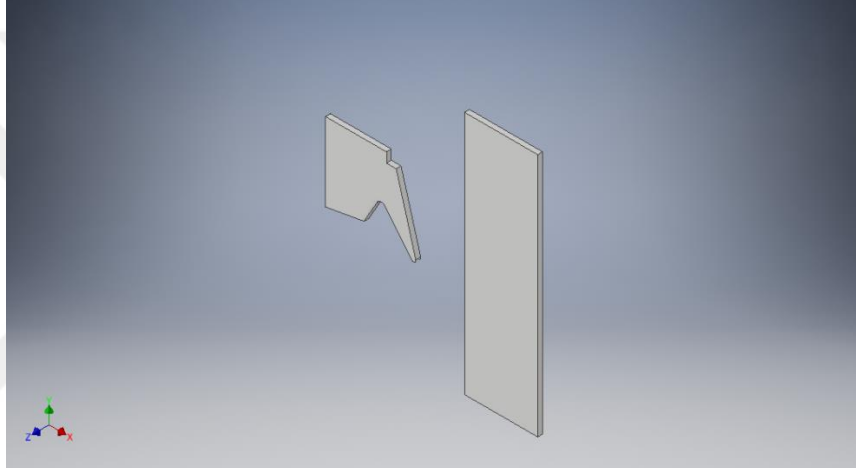
Şekil A.6 : Model-1 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları.



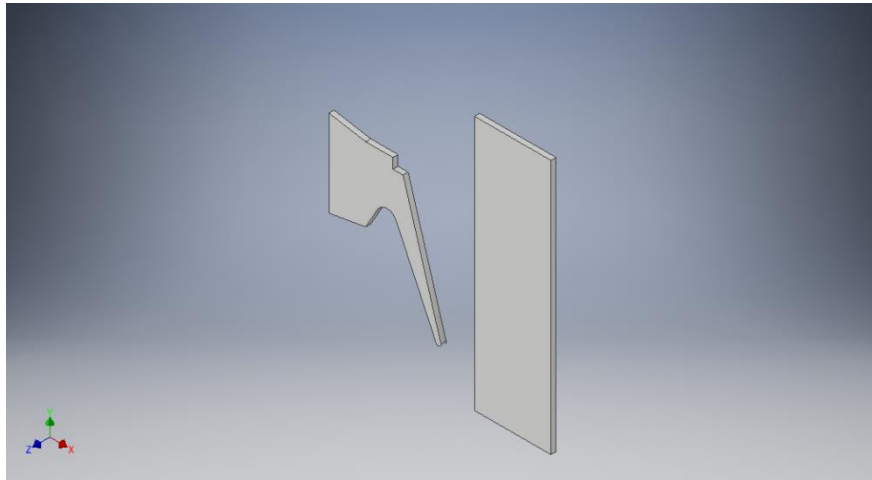
Şekil A.7 : Model-2 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları.



Şekil A.8 : Model-3 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları.

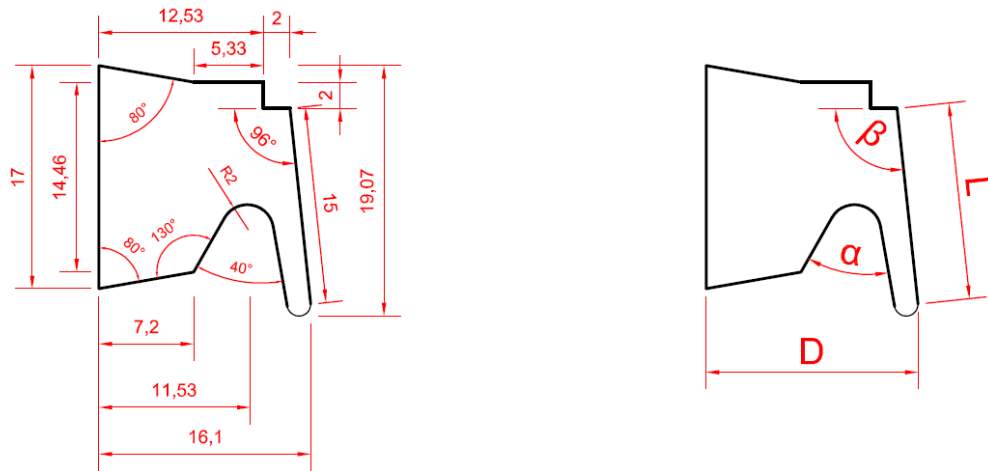


Şekil A.9 : Model-4 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları.

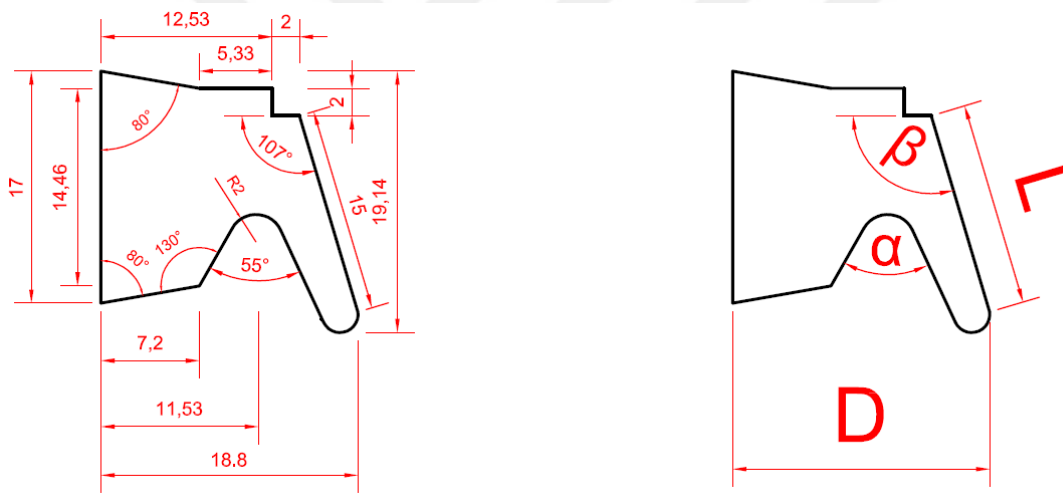


Şekil A.10 : Model-5 ve otoklav kapağının 3 boyutlu tasarımları.

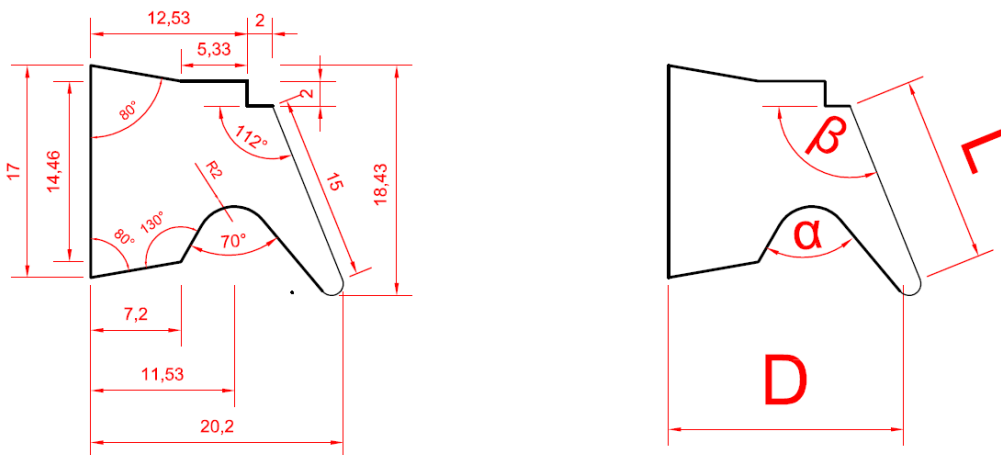
EK C



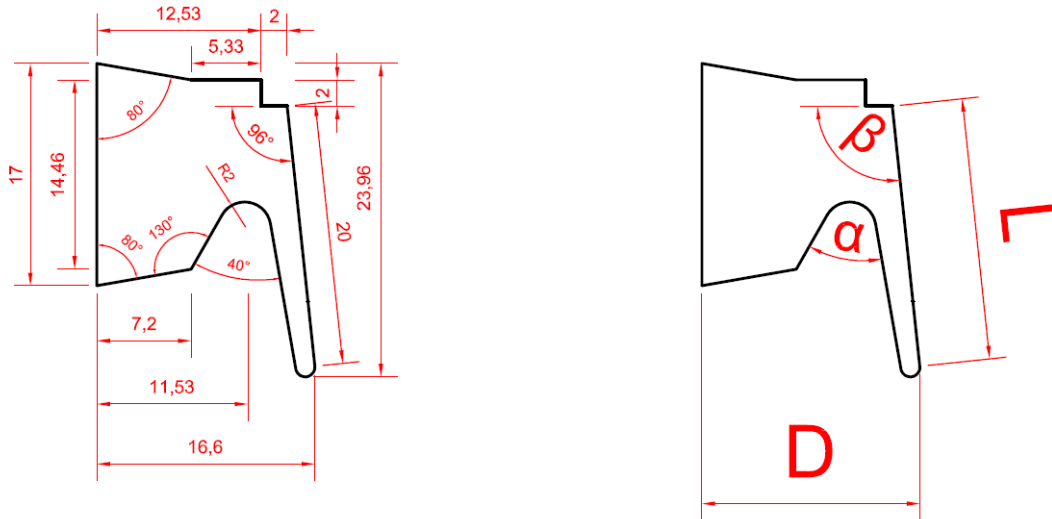
Şekil A.11 : Geometri – 1.



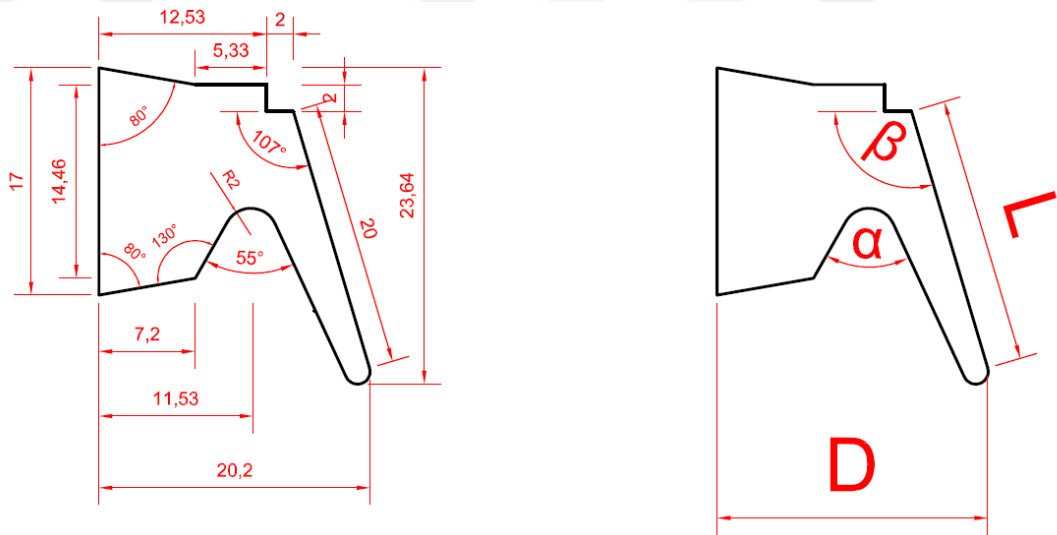
Şekil A.12 : Geometri – 2.



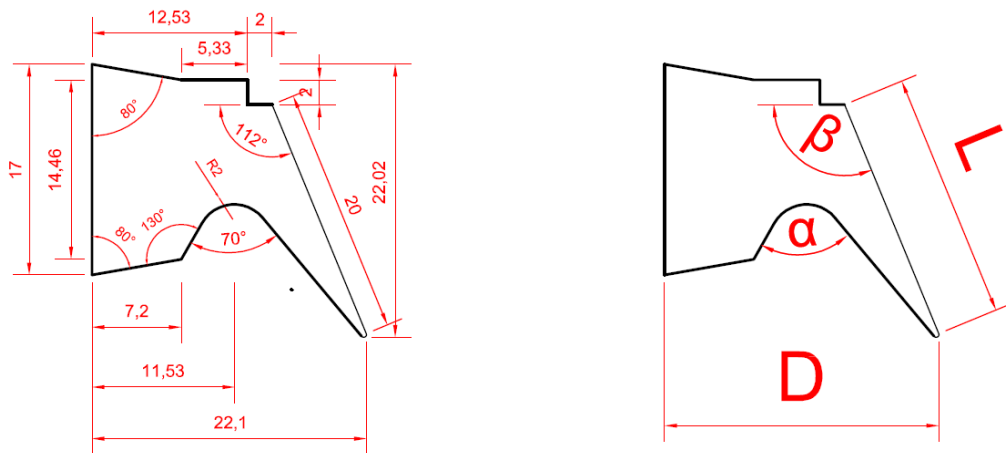
Şekil A.13 : Geometri – 3.



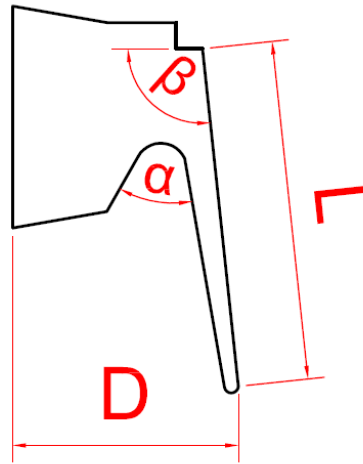
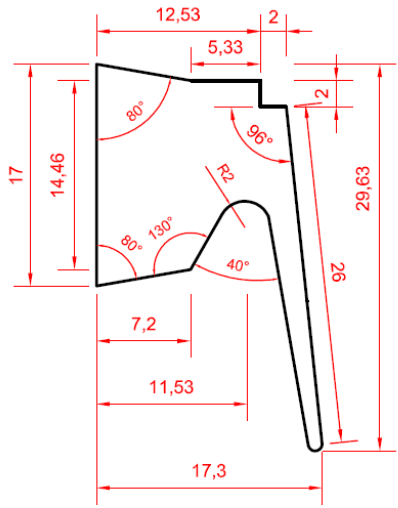
Şekil A.14 : Geometri – 4.



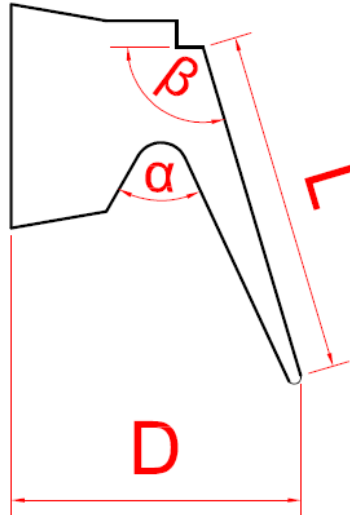
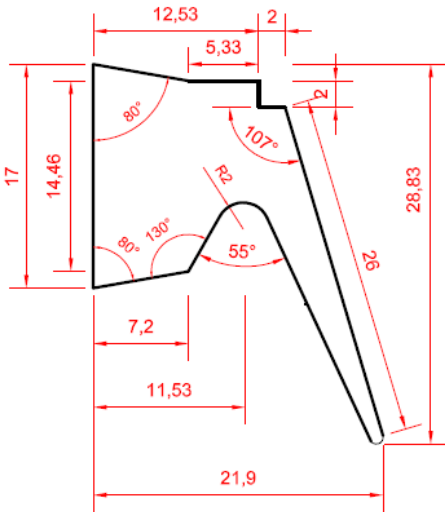
Şekil A.15 : Geometri – 5.



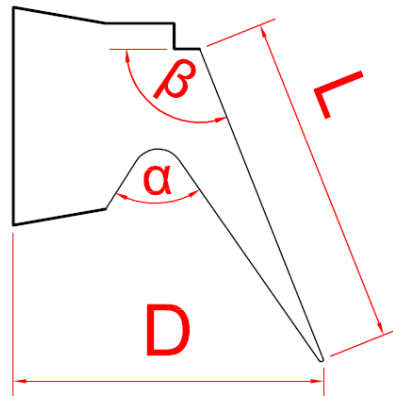
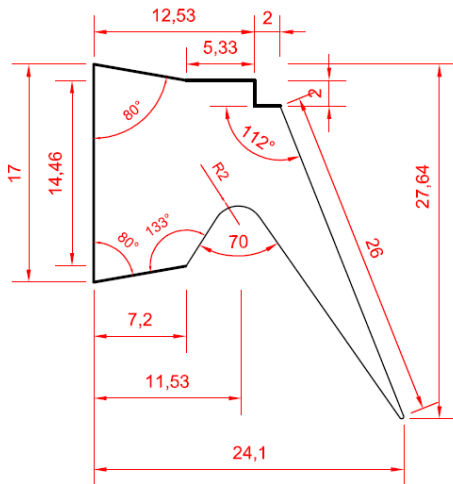
Şekil A.16 : Geometri – 6.



Şekil A.17 : Geometri – 7.



Şekil A.18 : Geometri – 8.



Şekil A.19 : Geometri – 9.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Cengiz BEYÇAYIRI
Doğum Tarihi ve Yeri : 03.09.1979 / İSTANBUL
E-posta : cengizbeycayir@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : Karadeniz Teknik Üniversitesi, Gümüşhane Mühendislik Fakültesi, Jeoloji Mühendisliği, (2000 – 2002)
- **Lisans** : Erciyes Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, (2002 – 2007)