

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PETROKİMYA ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN BİR BASINÇLI
KABIN ASME STANDARTLARINDA TASARIMI VE SAYISAL
YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Sami TOKSÖZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

MAYIS 2023

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**PETROKİMYA ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN BİR BASINÇLI
KABIN ASME STANDARTLARINDA TASARIMI VE SAYISAL
YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Sami TOKSÖZ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Enerji Bilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hakan Serhad SOYHAN

MAYIS 2023

Sami TOKSÖZ tarafından hazırlanan “Petrokimya Endüstrisinde Kullanılan Bir Basınçlı Kabın Asme Standartlarında Tasarımı ve Sayısal Yöntemlerle İncelenmesi ” adlı tez çalışması 12.05.2023 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Bilim Dalı’nda Doktora tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Jürisi

Jüri Başkanı :	Prof. Dr. Hakan Serhad SOYHAN (Danışman)
	Sakarya Üniversitesi
Jüri Üyesi :	Prof. Dr. İmdat TAYMAZ
	Sakarya Üniversitesi
Jüri Üyesi :	Doç. Dr. Mustafa YILMAZ
	Marmara Üniversitesi
Jüri Üyesi :	Prof. Dr. Cenk ÇELİK
	Kocaeli Üniversitesi
Jüri Üyesi :	Doç.Dr. Gökhan COŞKUN
	Sakarya Üniversitesi



ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ

Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Eğitim-Öğretim Yönetmeliğine ve Yükseköğretim Kurumları Bilimsel Araştırma ve Yayın Etiği Yönergesine uygun olarak hazırlamış olduğum “PETROKİMYA ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN BİR BASINÇLI KABIN ASME STANDARTLARINDA TASARIMI VE SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ” başlıklı tezin bana ait, özgün bir çalışma olduğunu; çalışmamın tüm aşamalarında yukarıda belirtilen yönetmelik ve yönergeye uygun davrandığımı, tezin içerdiği yenilik ve sonuçları başka bir yerden almadığımı, tezde kullandığım eserleri usulüne göre kaynak olarak gösterdiğimi, bu tezi başka bir bilim kuruluna akademik amaç ve unvan almak amacıyla vermediğimi ve 20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince Sakarya Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Enstitü tarafından belirlenmiş ölçütlere uygun rapor alındığını, çalışmamla ilgili yaptığım bu beyana aykırı bir durumun ortaya çıkması halinde doğabilecek her türlü hukuki sorumluluğu kabul ettiğimi beyan ederim.

(12/05/2023).

(imza)

Sami TOKSÖZ





Eşime ve çocuklarıma



TEŞEKKÜR

Teşekkür Doktora tez sürecinin tamamında bilgisi ve tecrübesiyle hiçbir desteği esirgemeyen danışman hocam Sayın Prof. Dr. Hakan Serhad SOYHAN'a teşekkürlerimi sunarım. Doktora tez izleme komitesinde bulunan değerli hocalarım, Prof. Dr. İmdat TAYMAZ ve Doç. Dr. Mustafa YILMAZ'a tez çalışmamda göstermiş oldukları desteklerinden ve ilgilerinden dolayı teşekkürlerimi sunarım.

Süreç içerisinde her türlü desteğini esirgemeyen değerli eşim Şerife YILMAZ TOKSÖZ'e ve neşe kaynağım olan kızım İpek Sare TOKSÖZ ile oğlum Ali Sami TOKSÖZ'e teşekkür ederim.

Sami TOKSÖZ



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ETİK İLKE VE KURALLARA UYGUNLUK BEYANNAMESİ	v
TEŞEKKÜR	ix
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xv
SİMGELER	xvii
TABLO LİSTESİ	xxi
ŞEKİL LİSTESİ	xxiii
ÖZET	xxvii
SUMMARY	xxix
1. GİRİŞ	1
1.1. Basıncılı Kaplara Etkiyen Yükler	2
1.2. Tasarım Yöntemleri	3
1.3. Sonlu Elemanlar Analizi	5
1.4. Stres (Gerilme) Analizi	5
1.5. Membran Stres (Gerilme) Analizi	6
1.6. Maksimum Stres (Gerilme) Teorisi	7
1.7. Maksimum Kesme Stres (Gerilme) Teorisi	8
1.8. İki Teorinin Karşılaştırılması	10
1.9. Termal Gerilmeler	11
1.10. Süreksizlik Gerilmeleri	13
2. YÖNTEMLER	15
2.1. Elastik Stres(Gerilim) Analizi [Asme Kısım VIII Bölüm 2; 2019]	15
2.1.1. Genel bilgiler	15
2.1.2. Yük durumları	16
2.1.3. Malzeme özellikleri	17
2.1.4. Plastik dağılmaya karşı koruma	17
2.1.4.1. Stress kategorileri	18
2.1.4.2. Değerlendirme prosedürü	21
2.1.5. Bölgesel hasara karşı koruma	22
2.1.6. Burkulma nedeniyle dağılmaya (yırılma) karşı koruma	23
2.1.7. Döngüsel yüklemekten kaynaklanan hasara karşı koruma	24
2.1.7.1. Yorulma analizi için tarama kriterleri	24
2.1.7.2. Elastik stres analizi yöntemini kullanarak yorulmanın belirlenmesi	27
2.1.8. Yorulma bozunumu değerlendirmesi	31
2.2. Elastik-Plastik Analiz - [Asme Kısım VIII Bölüm.2: 2019]	31
2.2.1. Genel bilgiler	31
2.2.2. Yük durumları	32
2.2.3. Malzeme özellikleri	33
2.2.4. Plastik dağılmaya karşı koruma	35
2.2.5. Bölgesel hasarlara karşı koruma	37
2.2.6. Burkulmadan kaynaklı dağılmaya karşı koruma	40

2.2.7. Döngüsel yüklerden kaynaklanan hasara karşı koruma	41
2.2.8. Yorulma bozunumu değerlendirmesi	44
3. TASARIM ESASLARI	47
3.1. Genel Tanıtım	47
3.2. Ekipman İmalat Resimleri	48
3.3. Malzeme Özellikleri	50
3.4. Tasarım Yükleri	51
4. SONLU ELEMANLAR SİMULASYONLARI VE HESAPLAR.....	53
4.1. Yükler ve Yük Durumları [ASME KısımVIII Bölüm2, Tablo 5.2 & Tablo 5.3'e Göre]	53
4.2. Malzeme ve Kabuller	54
4.3. Plastik Deformasyona Karşı Koruma	56
4.3.1. Tasarım basıncındaki yük kombinasyonları (LC-01).....	56
4.3.1.1. Geometri.....	56
4.3.1.2. Yük ve sınır koşulları	57
4.3.1.3. Sonlu elemanlar metodu.....	58
4.3.1.4. Dizayn basıncı için plastik deformasyona karşı koruma sonuçları (LC-01).....	60
4.3.2. Ağ (Mesh), deformasyon ve gerilme kontrolü (LC-01).....	70
4.3.3. Sonuçlar (LC-01).....	73
4.4. Hidro Basınç Test Koşulu Yük Kombinasyonları (LC-03).....	74
4.4.1. Geometri.....	74
4.4.2. Yük ve sınır koşulları	75
4.4.3. Plastik deformasyona karşı koruma sonuçları (LC-03).....	77
4.4.3.1. Toplam elastik deformasyon	77
4.4.3.2. Eşdeğer von mises gerilmesi	78
4.4.3.3. Konum-1 karşısında gerilme sınıflandırma hattı (SCL-1)	79
4.4.3.4. Konum-2 karşısında gerilme sınıflandırma hattı (SCL-2)	80
4.4.3.5. Konum-3 karşısında gerilme sınıflandırma hattı (SCL-3)	82
4.4.3.6. Konum-4 karşısında gerilme sınıflandırma hattı (SCL-4)	83
4.4.3.7. Konum-5 karşısında gerilme sınıflandırma hattı (SCL-5)	84
4.4.4. Ağ (Mesh), deformasyon ve gerilme kontrolü (LC-03).....	85
4.4.5. Sonuçlar (LC-03).....	88
4.5. Bölgesel Hasarlara Karşı Koruma	88
4.5.1. Dizayn / işletme basıncı yük kombinasyonu (LC 01).....	89
4.5.1.1. Gerilme konumu.....	89
4.6. Burkulmadan Kaynaklı Deformasyona Karşı Koruma	90
4.7. Döngüsel Yüklerden Kaynaklanan Hasarlara Karşı Koruma (Yorulma Düzensizliği ve Yorulma).....	92
4.8. ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.5.2 Uyarınca Yorulma Analizi için Tarama Kriterleri	92
4.9. ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.5.3'e Göre Yorulma Ömrü (Döngü) Hesaplaması	94
4.10. ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.5.6 and 5.5.6.1'ye Göre Yorulma Bozunumu Değerlendirmesi Hesaplaması	96
4.11. Kalınlık Hesabı	98
4.12. Asme Kısım .VIII Bölüm .1 - Ug-27'e Göre Tüp Hesaplamaları.....	98
4.13. Kaldırma Sırasında Civatada Oluşacak Gerilme Hesabı	99
4.14. Kaldırma Mapası Hesabı	100
5. GENEL YORUMLAMALAR.....	101

5.1. Basınçlı Kaplarda Hasarlar.....	101
5.2. Yorumlar	101
5.2.1. Elastik stres analizi [asme kısım VIII bölüm 2; 2019].....	102
5.2.2. Elastik plastik analiz [asme kısım VIII bölüm 2; 2019]	102
6. SONUÇLAR	105
6.1. Ekipmanın İmal Edilmesi.....	108
6.2. İleriki Çalışmalar	109
KAYNAKLAR	111
ÖZGEÇMİŞ.....	115





KISALTMALAR

ASME	: Amerikan Makine Mühendisleri Topluluğu
CAD	: Bilgisayar destekli tasarım
DBA	: Analize Göre Tasarım
DBF	: Formüle Göre Tasarım
DBR	: Kurala Göre Tasarım
DOF	: Serbestlik Derecesi
ID	: İç çap
LRFD	: Yük Direnç Faktörü
NDT	: Tahribatsız Muayene Testleri
OD	: Dış çap
SCL	: Gerilim Sınıflandırma Hattı



SİMGELER

A_1	: Gerilim-gerinim eğrisinin elastik bölgesi için eğri denkleştirme sabiti
A_2	: Gerilim-gerinim eğrisinin plastik bölgesi için eğri denkleştirme sabiti
a	: Bir plaka içindeki sıcak noktanın yarı çapı [mm]
D_f	: Kümülatif yorgunluk hasarı
$D_{f,k}$	: k'inci döngü için yorulma hasarı
D_ε	: Kümülatif gerinim sınırı hasarı.
$D_{\varepsilon \text{ form}}$	: Şekillendirmeden kaynaklanan gerinim sınırı hasarı.
$D_{\varepsilon,k}$	: k'inci yükleme koşulu için gerinim limiti hasarı.
E	: Young / Elastise modülü [GPa]
E_d	: Çeşitli eylemlerin birleşik dizayn etkileri.
E_y	: İlgili sıcaklıkta değerlendirilen esneklik modülü [GPa]
$E_{ya,k}$	: K'inci döngüde incelenen noktanın esneklik modülü değeri [GPa]
F	: Stres konsantrasyonu tarafından üretilen ek stres [MPa]
H_1	: Gerilim-gerinim eğrisi denkleştirme parametresi
K_1	: Gerilim-gerinim eğrisi modeli için malzeme parametresi
$K_{e,k}$	: K'inci döngü için yorulma kayıp faktörü
$K_{v,k}$	: K'inci döngü için bölgesel termal ve termal eğilme stresleri için Plastik Poisson oranı ayarı.
K_f	: Döngüsel gerilim genliğini veya aralığını hesaplamak için kullanılan yorulma mukavemeti azaltma faktörü.
M	: Döngü hesaplama prosedüründen türetilen bir noktadaki toplam gerilim aralığı sayısı.

M_1	: Orantılı limitte gerçek gerinime ve büyük gerinim bölgesindeki gerinim sertleşme katsayısına eşit gerilim-gerinim eğrisi için eğri denkleştirme ifadesi.
M_2	: Gerçek nihai stresteki gerçek gerinime eşit gerilim-gerinim eğrisi için eğri denkleştirme ifadesi.
N_k	: K'inci döngü için izin verilen döngü sayısı.
n_k	: K'inci döngü için gerçek tekrar sayısı
$N_{\Delta FP}$	: Tam kapsamlı döngülerin dizayn sayısı
$N_{\Delta PO}$	: Aralığın belirli bir değeri aştığı beklenen çalışma döngüsü sayısı.
$N_{\Delta TE}$	: ΔT_E ile ilişkili döngü sayısı
$N_{\Delta T\alpha}$	: Farklı genleşme katsayılarına sahip bileşenler için sıcaklık döngüsü sayısı
P	: Belirtilen tasarım basıncı [MPa]
P_b	: Birincil eğilme eşdeğer gerilimi [MPa]
P_M	: Birincil membran eşdeğer gerilimi [MPa]
P_L	: Bölgesel birincil membran eşdeğer gerilimi [MPa]
Q	: Çalışma yüklerinden kaynaklanan ikincil eşdeğer stres [MPa]
R	: İç yarıçap [mm]
R_1	: Mühendislik akmasının mühendislik çekme oranına oranı
R_d	: Dizayn direnci [MPa]
S	: Malzeme ve sıcaklığa bağlı olarak izin verilen stres [MPa]
S_e	: Hesaplanmış eşdeğer stres [MPa]
S_{PS}	: Birincil artı ikincil gerilim aralığında izin verilen sınır [MPa]
S_u	: Minimum nihai güç [MPa]
S_y	: Tasarım sıcaklığında belirtilen minimum akma dayanımı [MPa]
$S_{a,k}$	: Tasarım yorulma eğrisinden elde edilen alternatif gerilim değeri [MPa]

$S_{alt,k}$	: K'inci döngü için alternatif eşdeğer gerilim [MPa]
$S_{y,k}$	: K'inci döngüde değerlendirilen malzeme için akma dayanımı [MPa]
t	: Et kalınlığı [mm]
$\Delta S_{n,k}$	: Birincil + ikincil eşdeğer gerilim aralığı [MPa]
$\Delta S_{p,k}$	: K'inci döngü için birincil artı ikincil artı tepe eşdeğer gerilim aralığı [MPa]
$\Delta S_{LT,k}$	: K'inci döngü için yerel termal eşdeğer stres [MPa]
ΔT	: Çalışma sıcaklığı aralığı [$^{\circ}C$]
ΔT_E	: Bitişik herhangi iki nokta arasındaki malzeme sıcaklığındaki etkili değişim sayısı.
$\Delta \sigma_{ij}$	: Stres tensör aralığı
$\Delta \sigma_{ij,k}$	: K'inci döngü için değerlendirilen noktada gerilim tensör aralığı
$\Delta \epsilon_{peq,k}$	: K'inci döngüsü için eşdeğer plastik gerinim aralığı [MPa]
$\Delta \epsilon_{eff,k}$	: K'inci döngüde etkin gerinim [MPa]
$\Delta P_{ij,k}$	: K'inci döngü için plastik gerinim aralığı bileşenlerindeki değişim
Φ_B	: Burkulma için tasarım faktörü
α	: Malzemenin termal genleşme katsayısı
α_1	: Döngünün ortalama sıcaklığında değerlendirilen malzeme 1'in termal genleşme katsayısı
α_2	: Döngünün ortalama sıcaklığında değerlendirilen malzeme 2'nin termal genleşme katsayısı
α_{s1}	: Çok eksenli gerinim limiti için malzeme faktörü
B_{cr}	: Kapasite azaltma faktörü
γ_1	: Gerilim-gerinim eğrisinin mikro gerinim bölgesindeki gerçek gerinim [MPa]
γ_2	: Gerilim-gerinim eğrisinin makro-gerinim bölgesindeki gerçek gerinim [MPa]

ϵ	: Gerinim [MPa]
ϵ_1	: Gerilim-gerinim eğrisinin mikro-gerinim bölgesindeki gerçek plastik gerinim [MPa]
ϵ_2	: Gerilim-gerinim eğrisinin makro-gerinim bölgesindeki gerçek plastik gerinim [MPa]
ϵ_{cf}	: Soğuk şekillendirme gerinimi [MPa]
ϵ_e	: Elastik gerinim [MPa]
ϵ_L	: Üç eksenli gerinimi sınırlama [MPa]
ϵ_{LU}	: Tek eksenli gerinim limiti [MPa]
ϵ_p	: Plastik gerinim [MPa]
ϵ_p	: Gerilim-gerinim eğrisi denkleştirme parametresi
ϵ_t	: Toplam gerçek gerinim [MPa]
ϵ_{ys}	: %0,2 mühendislik denge gerinimi [MPa]
ρ	: Malzeme yoğunluğu [kg/m ³]
ν	: Poisson oranı
σ_t	: Gerinimin değerlendirileceği gerçek stres [MPa]
σ_{YS}	: İlgili sıcaklıkta değerlendirilen mühendislik akma stresi [MPa]
σ_{UTS}	: Gerçek nihai çekme stresi değerlendirilen gerçek nihai çekme gerinimi [MPa]

TABLO LİSTESİ

Sayfa

Tablo 3.1. Malzeme mekanik değerleri	51
Tablo 3.2. Tasarım gereklilikleri	51
Tablo 4.1. Yük kombinasyonları [4]	53
Tablo 4.2. Malzeme Özellikleri-1.....	55
Tablo 4.3. Malzeme Özellikleri-2.....	55
Tablo 4.4. Tasarım Basıncı Yük Kombinasyonları Sonucu	73
Tablo 4.5. Hidro Test Yüğü Kombinasyonu Sonuç	88
Tablo 4.6. SCL-5 Gerilim değerleri	89
Tablo 4.7. Histogram yük değerleri.....	92
Tablo 4.8. SCL-5 için gerilim değerleri	94



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1. Gerilme-Gerinim Diyagramı [2].....	5
Şekil 1.2. Maksimum stres teorisin I: çift eksenli gerilim; II: gerilim; III: çift eksenli sıkıştırma; IV: sıkıştırma.....	8
Şekil 1.3. Maksimum kayma gerilmesi teorisi.....	9
Şekil 1.4. Kap (ekipman) duvarı boyunca termal doğrusal gradyan [3].....	12
Şekil 2.1. Yük Durumu Kombinasyonları [4].....	17
Şekil 2.2. Doğrusal olmayan bir stres alanının ayrıştırılması [5]	19
Şekil 2.3. Stres sınıflandırma yöntemi sonuç grafiği örneği [5].....	20
Şekil 2.4. Stres sınıflandırma örnekleri [4].....	21
Şekil 2.5. Çökme (a) ve çatallaşan burkulma (b) noktaları ile yüke karşı uç kısalması [7]	24
Şekil 2.6. Yorulma tarama kriterleri için sıcaklık faktörleri, [4]	26
Şekil 2.7. Yöntem A için yorgunluk tarama kriterleri, [4]	27
Şekil 2.8. Kaynak yüzeyi yorulma dayanımı azaltma faktörleri, [4]	28
Şekil 2.9. Kaynak yüzeyi yorulma dayanımı azaltma faktörleri, [4]	29
Şekil 2.10. Yorulma kayıp faktörleri, [4].....	30
Şekil 2.11. Yük durumu kombinasyonları, [4]	33
Şekil 2.12. Asme Kısım VIII Bölüm 2 için geçerli malzeme değerleri (Asme Kısım II Bölüm D, 2019) [6]	33
Şekil 2.13. Asme Kısım VIII Bölüm 1 için geçerli malzeme değerleri (Asme Kısım II Bölüm D, 2019) [6]	34
Şekil 2.14. Tek eksenli gerinim limiti, [4].....	38
Şekil 2.15. Yük kombinasyon parametreleri, [4]	39
Şekil 3.1. Ekipmana ait genel görünüş imalat çizimi	48
Şekil 3.2. Ekipmana ait yan görünüş-1 imalat çizimi	49
Şekil 3.3. Ekipmana ait yan görünüş-2 imalat çizimi	50
Şekil 4.1. Model ve Geometri	57
Şekil 4.2. Yük Durumu 01 Tasarım Basıncı (İç Basıncı ve Vakum).....	57
Şekil 4.3. Yük Durumu 02 Çalışma Basıncı	58
Şekil 4.4. Modeldeki Yük ve Sınır Durumu	58
Şekil 4.5. Örgülü (ağlı) CAD Modeli	59
Şekil 4.6. Ağ (mesh) değerleri	59
Şekil 4.7. Toplam Deformasyon	60
Şekil 4.8. Eşdeğer Von Mises Gerilmesi	61
Şekil 4.9. SCL-1 Konumundaki Yol (Alt Demet Alt Ayna.....	62
Şekil 4.10. SCL-1 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna).....	62
Şekil 4.11. SCL-1 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna).....	63
Şekil 4.12. SCL-1 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna).....	63

Şekil 4.13. SCL-2 Konumundaki Yol (Alt Demet Üst Ayna)	63
Şekil 4.14. SCL-2 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna).....	64
Şekil 4.15. SCL-2 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna)	64
Şekil 4.16. SCL-2 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna).....	64
Şekil 4.17. SCL-3 Konumundaki Yol (Daha Yüksek Demet Alt Ayna)	65
Şekil 4.18. SCL-3 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Alt Ayna).....	65
Şekil 4.19. SCL-3 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Alt Ayna)	66
Şekil 4.20. SCL-3 Lokasyon Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Alt Ayna).....	66
Şekil 4.21. SCL-4 Konumundaki Yol (Daha Yüksek Demet Ayna)	67
Şekil 4.22. SCL-4 Konumunda Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Demet Üst Ayna).....	67
Şekil 4.23. SCL-4 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Demet Ayna)	68
Şekil 4.24. SCL-4 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Demet Üst Ayna)	68
Şekil 4.25. SCL-5 Konumundaki Yol (Alt Tüp).....	69
Şekil 4.26. SCL-5 Konumunda Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Boru).....	69
Şekil 4.27. SCL-5 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Tüp)	70
Şekil 4.28. SCL-5 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Tüp)	70
Şekil 4.29. Ağ (Mesh) Karşılaştırması.....	70
Şekil 4.30. Toplam Deformasyon Karşılaştırması	71
Şekil 4.31. Eşdeğer Gerilim (Gerilme) Karşılaştırması	72
Şekil 4.32. Model ve geometri	74
Şekil 4.33. Yük Durumu 03 Hidro-Test Basıncı.....	75
Şekil 4.34. CAD Modelinde Yük ve Sınır Durumu	75
Şekil 4.35. Örgülü (ağlı) CAD Modeli	76
Şekil 4.36. Ağ (mesh) değerleri	77
Şekil 4.37. Toplam Elastik Deformasyon	77
Şekil 4.38. Eşdeğer Von Mises Gerilmesi	78
Şekil 4.39. SCL-1 Konumundaki Yol (Alt Demet Alt Ayna).....	79
Şekil 4.40. SCL-1 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna).....	79
Şekil 4.41. SCL-1 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna).....	80
Şekil 4.42. SCL-1 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna)	80
Şekil 4.43. SCL-2 Konumundaki Yol (Alt Demet Üst Ayna)	80
Şekil 4.44. SCL-2 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna).....	81
Şekil 4.45. SCL-2 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna)	81

Şekil 4.46. SCL-2 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna).....	81
Şekil 4.47. SCL-3 Konumundaki Yol (Daha Yüksek Paket Alt Ayna).....	82
Şekil 4.48. SCL-3 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Alt Ayna).....	82
Şekil 4.49. SCL-3 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Alt Ayna).....	82
Şekil 4.50. SCL-3 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Paket Alt Ayna).....	83
Şekil 4.51. SCL-4 Konumundaki Yol (Daha Yüksek Demet Üst Ayna)	83
Şekil 4.52. SCL-4 Konumunda Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Paket Üst Ayna)	83
Şekil 4.53. SCL-4 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Üst Tüp Ayna)	84
Şekil 4.54. SCL-4 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Paket Üst Ayna).....	84
Şekil 4.55. SCL-5 Konumundaki Yol (Alt Tüp).....	84
Şekil 4.56. SCL-5 Konumunda Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Tüp).....	85
Şekil 4.57. SCL-5 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Tüp)	85
Şekil 4.58. SCL-5 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Tüp).....	85
Şekil 4.59. Ağ (mesh) Karşılaştırması	85
Şekil 4.60. Toplam Deformasyon Karşılaştırması	86
Şekil 4.61. Eşdeğer Gerilim Karşılaştırması.....	87
Şekil 4.62. Gerilme Yeri İncelemesi (LC-01).....	89
Şekil 4.63. 22. Mod grafiği	91
Şekil 4.64. 41. Mod grafiği	91
Şekil 4.65. Yöntem B için yorulma faktörleri.....	92
Şekil 4.66. Yorulma hesap denklemleri	93
Şekil 4.67. SCL-1 için Lineer Gerilme Bileşenleri.....	97
Şekil 4.68. SCL-2 için Lineer Gerilme Bileşenleri.....	97
Şekil 4.69. SCL-3 için Lineer Gerilme Bileşenleri.....	97
Şekil 4.70. SCL-4 için Lineer Gerilme Bileşenleri.....	98
Şekil 4.71. SCL-5 için Lineer Gerilme Bileşenleri.....	98
Şekil 5.1. Yaygın hasar türleri [9].....	101
Şekil 6.1. Dizayn basıncı için plastik deformasyona karşı koruma sonuçları	106
Şekil 6.2. Eşdeğer Von Mises Gerilimi karşılaştırılması	107
Şekil 6.3. Hidro test yükü kombinasyonu karşılaştırılması	107
Şekil 6.4. Ekipman resmi -1.....	108
Şekil 6.5. Ekipman resmi -2.....	109
Şekil 6.6. Ekipman resmi -3.....	109



PETROKİMYA ENDÜSTRİSİNDE KULLANILAN BİR BASINÇLI KABIN ASME STANDARTLARINDA TASARIMI VE SAYISAL YÖNTEMLERLE İNCELENMESİ

ÖZET

Basınçlı kaplar, özellikle endüstriyel alanlar için önemli bir unsurdur. Basınçlı kapların kullanılmasındaki temel amaç; sıvı, gaz ve parçacık içerikli bir çok maddeyi muhafaza etmektir. Bu sebepten dolayı basınçlı kaplarla ilgili bir çok standart ortaya çıkmıştır. Bu standartların bazıları yaygın olarak bir çok sektörde kullanılmaktadır. Yapılan çalışmalarda ortaya çıkan değerlendirmelere göre, basınçlı kapların kullanım alanının genişliği, tasarımın önemini artırmaktadır. Yapıları gereği içerdikleri yüksek basınçlı, yanıcı ve patlayıcı maddelerin insan sağlığını tehlikeye atmayacak şekilde muhafazası en önemli tasarım kriteridir. Tasarım aşamasında her türlü yük (sıcaklık, basınç, vakuum etkisi, vb.) dikkate alınmıştır. Bu tez çalışmasında özel bir ekipman olan hava ön ısıtıcısı tüp demeti yüksek sıcaklıkta tasarlanıp durum değerlendirilmesi yapılmıştır. Bir tüp demeti alt ve üstü toplam 3056 adet borudan oluşmaktadır. Tasarım öncelikle katı modelleme ile tanımlanmış ardından da sonlu elemanlar metodu ile modellenmiştir. Bu kapsam içerisinde ekipman için plastik deformasyona karşı koruma, bölgesel hasarlara karşı koruma, burkulmadan kaynaklı oluşan deformasyona karşı koruma ve döngüsel yüklerden kaynaklanan hasarlara karşı koruma durumuna bakılmıştır. Ekipman tüp demetlerinden oluştuğu için tüp içerisinde ful vakum da dikkate alınmıştır.

Tasarım için sonlu elemanlar yöntemi sırasında ANSYS versiyon 19.2 kullanılmıştır. Eğme gerilimi kalınlık boyunca sonlu eleman analizi sırasında yok sayılmıştır. Analizin ardından tasarım kodu olarak belirlenen ASME Kısım VIII Bölüm 1 ve 2'ye göre kontrolleri sağlanmıştır. Analiz edilen yük koşulları için ASME kodu limit doğrulaması, tüm verilen yük koşulları için tasarımın güvenli olduğunu göstermiştir. Basınçlı ekipman bir birine flanşlı bağlıdır. Bu flanşlı bağlantıdan dolayı ekipmanın önemli bir parçası olan conta gerilmeleri için, conta gerilmelerinin conta genişliğinde olması gerekenin üzerinde olduğu ve her iki hidrotest koşulunda da contayı sızdırmaz hale getirmeye yeterli olduğu görülmüştür. Ayrıca cıvatalı bağlantının rijitliği karşılandığı da görülmüştür. Ekipman için en son olarak yorulma durumuna bakılmıştır. 50000 döngü sayısı için yapılan analizlerde tasarım için oluşturulan malzeme kalınlıkları ve gelebilecek ek yükler dikkate alındığında bu döngü sayısını karşıladığı da görülmüştür. Yapılan analizlere göre ekipmanın imalatı gerçekleştirilmiş ve bir petro kimya tesisinde çalıştığı gözlemlenmiştir.



DESIGN AND NUMERICAL ANALYSIS OF A PRESSURE VESSEL USING THE PETROCHEMICAL INDUSTRY ACCORDING TO ASME STANDARDS

SUMMARY

Especially for the industrial areas, pressure vessels are an important element. The main purpose of using pressure vessels; to preserve many substances containing for liquids, gases and particles. For this reason, there are many standards related pressure vessels. Some of these standards/codes are used widely in many industries. According to the evaluations revealed in the studies, the width of the usage area of the pressure vessels increases the importance of the design. The most important design criterion is the preservation of high-pressure, flammable and explosive materials in a way that does not endanger human health due to their structure. Several codes are currently available for design and analysis of pressure vessels. One of the main contributor is the American Society of Mechanical Engineers providing the ASME Section VIII codes.

The ASME Section VIII code contains three divisions covering different pressure ranges:

Division 1: up to 20 MPa

Division 2: in general

Division 3: for pressure above 69 MPa

Methods Division 1 and 2 will be considered in this thesis. Especially, in this thesis the ASME Section VIII Division 2 Part 5 will be considered. And Here different analysis methods are described, such as:

- Elastic Stress Analysis
- Limit Load Analysis
- Elastic Plastic Analysis

Elastic Stress Analysis and Elastic Plastic Analysis will be considered in this thesis.

The Elastic Stress Analysis method with stress categorization has been introduced to the industry for many years and has been widely used in the design of pressure vessels. this method is not recommended for heavy wall constructions as it might generate non-conservative analysis results by ASME. In the case of heavy wall constructions, the Limit Load Analysis or the Elastic-plastic method shall be used. In this thesis focus will be on the Elastic-plastic method and the Limit Load Analysis will not be considered.

The thesis presented some theories and examples to gain a general understanding of the content to be presented. The methods are described in detail with references to the standard they are adopted from. The advantages and disadvantages of the different methods shall be included where applicable.

All kinds of loads (temperature, pressure, vacuum effect, etc.) were taken into account during the design phase. In this thesis study, air preheater tube bundle, which is a special equipment, was designed at high temperature and its condition was evaluated. A tube bundle consists of a total of 3056 pipes at the top and bottom. The design was first defined by solid modeling and then modeled with the finite element method. Since the equipment consists of tube bundles, full vacuum is also taken into account in the tube.

The Air Preheater Tube Bundle utilizes pressure loaded components for which complete details of construction are not given and complete design rules do not exist in ASME Sec. VIII Div.1 2019 Edition.

With reference to ASME Sec. VIII Div.1 U-2(g)(1)(-a) and Mandatory Appendix 46, Design-by-Analysis is performed as specified in ASME Sec. VIII Div.1 46-4 and ASME Sec. VIII Div.2 Part 5 as evaluating the failure modes (a) Protection Against Plastic Collapse, (b) Protection Against Local Failure, (c) Protection Against From Buckling and (d) Protect Against Failure From Cyclic Loading. The allowable material design stress values used in these calculations have been obtained from ASME Sec. VIII Div.1 UG-23 and 46-2(b). Adoption of these techniques provides solutions as safe as those provided by ASME Sec. VIII Div.1 and 2 rules, as required by U-2 (g).

ANSYS Version 19.2 is used during Finite Element Analysis, Through-Thickness Bending Stress options are selected as Ignored during Finite Element Analysis.

(Finite Element Analysis using ANSYS for pressure vessels enables those to perform thorough evaluations of their structural behavior, ensuring their safety, reliability, and compliance with industry codes and standards. It empowers designers to make informed decisions, leading to efficient designs and improved performance of pressure vessels in various industrial applications.)

Follow the condition

- The deformation in the assembly is very minimal and it is elastic deformation.
- The stress induced on the component for the design load combinations are below of the material limits.
- The ASME code limits verification for analyzed load conditions are shows that the design is safe for given load conditions for all SCLs.
- Besides, for gasket stresses, it is seen that the gasket stresses are above the required at the gasket width and that is sufficient to seal the gasket for both the gasket seating and design (operating) conditions. Rigidity of the bolted connection is satisfied.
- Overall the design of component is safe for given load conditions.

Finally, the fatigue status of the equipment was checked. In the analyzes made for the number of 50000 cycles, according yo the material thicknesses created for the design and the additional loads that may come, it has been seen that this cycle number is met.

According to the analyzes made, the equipment was manufactured and it was observed that it was working in a petrochemical plant.

Future studies of this pressure vessel should focus on several key areas, including material selection, thermal and mechanical design, manufacturing processes, and

inspection and testing methods. New materials, such as advanced ceramics and composites, may be able to improve the performance and longevity of pressure vessels.

The thermal and mechanical design of pressure vessel should consider factors such as the operating conditions, heat transfer mechanisms, and mechanical stresses, to optimize their performance and minimize the risk of failure. Manufacturing processes, such as welding and heat treatment, should be carefully controlled to ensure the integrity of the this vessel.

Inspection and testing methods, including non-destructive testing and monitoring techniques, can help detect potential defects or damage in the pressure vessel before they lead to failure. Future studies should also consider the impact of operating conditions, such as temperature and humidity, on the performance and longevity of pressure vessels.

Overall, future studies of vessel should aim to improve their safety, reliability, and efficiency, while reducing their environmental impact. Advances in materials, design, manufacturing, and inspection techniques can help achieve these goals, making vessels an increasingly important component of sustainable industrial processes.

A complete design basis for a heavy wall pressure vessel and a thin wall pressure vessel will be established. Future construction and production of the pressure vessels for testing purposes shall be possible using the information provided in this thesis.

The analysis tools used are described in detail and model simplifications shall be explained. The calculation shall be carried out with respect

1. GİRİŞ

Birinci Basınçlı ekipmanlar/kaplar hem iç ve hem de dış tarafında basınç farkı olan ve hiçbir şekilde dışarıya sızma gözlemlenmeyen ekipmanlardır. İçerisinde akışkan veya parçacık taşıyan veya depolayan her türlü ekipmanlar, tanklar ve boru hatları basınçlı ekipman olarak adlandırılır. Bir çok uluslar arası standart / kodlara göre 0.5 bardan daha yüksek basınca sahip sıvı, gaz ve parçacıkların üretiminde, depolanması ya da taşınması amacı ile kullanılan silindir, küre, konik veya prizmatik biçimli ekipmanların birleştirilmesinden oluşan atmosfere kapalı elemanlardır. Özetle, iç ve/veya dış kısmından basınca maruz kapalı ekipmanlara basınçlı kap denir [1].

Basınçlı kaplar sıvı, parçacık ve gazların depolanmasında, iletilmesinde ve taşınmasında kullanılırlar. Günümüzde kullanım alanları geniş kapsamda olup, sadece üretimde veya sanayi de değil, birçok alanda kullanılmaya başlanmıştır.

Çok geniş bir kullanım alanına sahip olmaları, yapıları gereği içermiş oldukları basınçlı sıvı, parçacık ve gazlardan doğabilecek zararlarında önlenmesi zarüretini gerektirir. Güvenlik probleminin sıfır düzeyinde tutulması için tasarımdan başlayıp son kullanıcıya kadar olan süreçte birçok önlemin alınması gerekir.

Basınçlı kaplar, insanların sağlığını direkt etkileyen (sağına karşı bir tehdit) ve güvenliğini, çevreye verilebilecek zararlarla birlikte etkileyecek potansiyel tehlikeler içerdikleri için kullanım ve test sırasında doğabilecek sorunlar gözden geçirilip nihai duruma gelmeden çözüme kavuşturulmalıdır. Bu sebepten, basınçlı kapların tasarımında çok dikkatli ve ayrıntılı bir analiz yapılmalıdır. Sistem üzerinde etkili olabilecek her türlü yük direkt olarak hesaplamalara dahil edilmelidir.

Farklı kod ve standartlarla açıklanan tasarım kriterlerinin genel karakteristikleri verilerek daha bütüncül bir değerlendirme ortaya konmuştur. Ayrıca, basınçlı kap tasarımında etkin olan yükler dikkate alınarak bu yüklerin tasarıma olan etkiler incelenmiştir.

1.1. Basınçlı Kaplara Etkiyen Yükler

Bir basınçlı kaba etkiyen tüm kuvvetlere tasarım yükleri denir. Tasarıma başlarken; ekipmanın çalışma şartlarında ki mevcut tasarım yüklerinin belirlenmesi gerekir. Bu yükler belirlendikten sonra, sisteme üzerindeki etkileri incelenmelidir. Bu incelemeler yapılırken geliştirilmiş standartlar, deneysel sonuçlar ve teorik yaklaşımlar göz önünde bulundurulur.

Bir basınçlı kaba etki eden ve tasarım sırasında dikkate alınması gereken minimum yükleme şekilleri şunlardır:

1. Tasarım basıncı (iç ve dış basınç)
2. Rüzgâr
3. Tasarım Sıcaklığı
4. Statik ve dinamik yükler
5. Korozyon

Basınçlı kapların hesaplanan kalınlıkları, çaplarına oranla oldukça düşüktür. Bu sebepten ötürü basınçlı kapların gövdelerinin gerilme hesaplarında genellikle hem iç hem de dış basınca maruz ince cidarlı yaklaşım kullanılır.

Tasarım sıcaklığı, bazı ekipmanlarda tasarıma direkt olarak etki etmeyip genellikle çevre şartlarının bir sonucu olarak sisteme etkilerinin analizinde dikkate alınması gereken bir özelliktir. Yüksek sıcaklık değerlerinde çalışan basınçlı ekipmanlarda sıcaklık farkı, basınçlı ekipmanın üzerinde sıcaklık gradyanına sebebiyet verir. Bu durum ısı gerilmelerin oluşmasına sebep olur. Isıl gerilmeleri daha uygun tasarım malzemeler seçilerek minimize etmek mümkündür. Fakat her durum için tüm termal gerilmeler hesaplanarak toplam gerilmelere ilave edilir. Basınçlı kaba temas eden içerdiği ürüne ait sıcaklık değerleri muhakkak tasarım hesaplarına eklenmelidir.

Yüksek basınç ve sıcaklıkta çalışan basınçlı kaplarda tepkimeye girme olasılığı var ise bu tepkimeden dolayı ortaya çıkabilecek en yüksek çalışma sıcaklığı dikkate alınarak hesaplamalar yapılmalıdır. Bu tip durumlarda tepkimeler endotermik ise genellikle sistem içerisinde kalıcıdır. Test sırasında tasarım sıcaklığına göre hesaplar yapılarak oluşabilecek hataların önüne geçilmelidir.

Sıcaklık değerleri basınçlı kabın malzemelerindeki mukavemetleri azaltıcı yönde etkili olduğundan yorulma mukavemetinin de azalması beklenene bir durumdur. Yarı kararlı bir içyapıya sahip alaşımlı malzemeler, yüksek sıcaklıkta ayrışma durumuna geçmesi

ile içyapı değişimine uğrarlar. Bu ayrışma durumu yorulma mukavemetine direkt etki eder.

Rüzgâr yükü, farklı hızlarda gerçekleşe bilen çok türbülanslı bir akıştır. Hesaplamalar yapılırken yatay yönlü olarak (yeryüzüne paralel) kabul edilir. Rüzgar kuvveti veya hızı, yer yüzeyi sürtünmesinden direkt olarak etkilenir ve ekipmanın yüksekliği arttıkça aynı oradan artarak etki eder.

Statik ve dinamik yükler; eğer ekipman üzerinde, mevcutta olan yüklerin dışında, statik veya dinamik yükler de varsa bu yüklerde toplam tasarım yüküne ilave edilmelidir. Özellikle, taşıma amaçlı kullanılacak basınçlı kapların hareketi sırasında, sarsıntılardan ve ani gelişebilecek çalkantılardan ötürü (uzun veya kısa süreli, statik veya dinamik) yüklerin artacağı unutulmamalı ve bu yüklerin tasarım sırasında hesaplamalara eklenmesi sağlanmalıdır. Deprem, yağmur, kar yükü de örnek verilebilir.

Korozyona bağlı olarak, basınçlı kapların ve parçalarının korozyon, erozyon ve mekanik aşınma nedenleriyle basınçlı ekipman için kullanılan malzemenin incelmesi ile karşılaşmaları durumunda, malzeme kalınlığı, tasarım hesapları sonucunda bulunan kalınlığından daha fazla olmalıdır. Büyük basınçlı ekipmanlar genellikle daha uzun (20-25) yıl küçük kaplar ise daha kısa (10-12) yıl çalışma durumuna göre tasarlanırlar. Basınçlı ekipmanın farklı bölümlerine (nozullar ve bağlantı elemanları gibi) korozyon farklı farklı etki ediyorsa ekipmanın her tarafında eş korozyon payını hesaplanan kalınlığa eklemek gerekmez.

1.2. Tasarım Yöntemleri

Basınçlı kap tasarım yöntemleri, kategorilerine bakılmaksızın iki temel kategoriye ayrılabilir.

Kurala Göre Tasarım (KGT) yöntemi ve tasarım kuralları

Analiz (AYT) yöntemi ile tasarım

Kategoriler arasındaki temel farklar şunlardır:

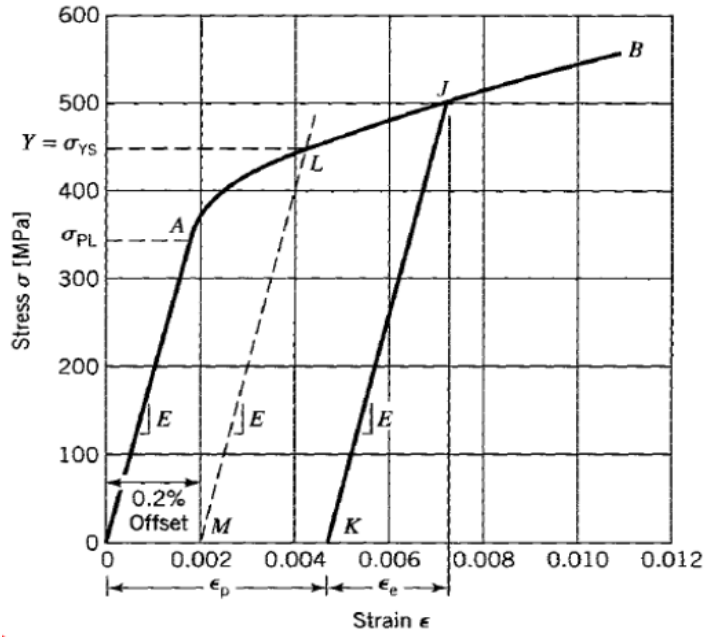
- Kurala Göre Tasarım
- Genel boyutlar ve yükler belirtilir.

- Gövde kalınlığı önceden tanımlanmış prosedürler, formüller ve çizelgelerle hesaplanır. (rn. Standartlar)
- Analize Göre Tasarım
- Tank geometrisi ve genel boyutları tanımlanır.
- İzin verilen yükler detaylı yapısal analizlerle değerlendirilir.

Bu tezde ana odak, her iki yaklaşımında değerlendirilmesidir. Bu yöntemlerden yapısal analiz, beklenen malzeme davranışına bağlı olarak elastik analiz ve elastik olmayan veya plastik analiz olarak ikiye ayrılır.

Bu kavrama göre malzeme davranışları arasındaki farklılıklar, şekil 1.1’de [2] belirtilen gerilme-gerinim diyagramı referans alınarak açıklanacaktır.

- Bir malzemede, 0-A izgisi boyunca yükleme ve boşaltma meydana gelirse, doğrusal elastik davranış gösterdiği kabul edilir.
- 0-L hattı boyunca yükleme ve L-M boyunca boşaltma da %0,2 karşılık aralığında elastik davranış gösterdiği kabul edilir.
- 0-L hattı boyunca yükleme ve boşaltma, doğrusal olmayan elastik davranış gösterdiği kabul edilir.
- 0-J hattı boyunca yükleme ve J-K boyunca boşaltma plastik deformasyon gösterdiği kabul edilir.
- 0-J hattı boyunca yükleme ve J-K-0 boyunca boşaltma, viskoelastik davranış gösterdiği kabul edilir.
- 0-J hattı boyunca yükleme ve J-K-M boyunca boşaltma, viskoplastik davranış gösterdiği kabul edilir.



Şekil 1.1. Gerilme-Gerinim Diyagramı [2]

1.3. Sonlu Elemanlar Analizi

Artık günümüzde sonlu elemanlar analizi (FEA), tasarım mühendisliğinin bir parçası olmuştur. Bazı basınçlı ekipmanların tasarımı FEA yöntemi kullanılarak çözüme ulaştırılmaktadır [11].

Elastik veya lineer analiz yöntemini kullanan FEA, tasarım mühendisliği ile ilgili çoğu problem için gerçek yaşam özelliklerine kabul edilebilir bir yaklaşım sağlar. Elastik analiz, gövde tipi membran ve eğilme gerilimi dağılımlarını varsayar. Bu yöntemde, gövde elemanlarının veya gerilim doğrusallaştırma prosedürlerinin kullanılmasını gerektirir [12].

Esnek olmayan veya lineer olmayan analiz yöntemlerinde daha zorlu problemler ortaya çıktığında FEA kullanımı ön safhaya çıkmaktadır [13]. Lineer olmayan analiz, gövde elemanlara veya katı elemanlara dayalı olabilir [11]. İyileştirilmiş çözüm algoritmaları ve bilgisayarlar ile bu analizlerin makul bir zaman çerçevesi içinde yapılmasını daha uygun hale getirmiştir.

1.4. Stres (Gerilme) Analizi

Gerilme analizi, bir kaba uygulanan dış kuvvetler ile karşılık gelen gerilim arasındaki ilişkinin belirlenmesidir.

Gerilme analizinin başlangıç noktası, belirli bir problem için tüm tasarım koşullarını ve ardından ilgili tüm dış kuvvetleri belirlemektir. Daha sonra, karşılık gelen gerilmeleri bulmak için bu dış kuvvetleri bu kuvvetlerin direnmesi gereken basınçlı ekipmana ait parçalarla kombine edilmesi gerekir. Bu sayede mevcutta olan dış yükler ve gerilmeler daha doğru bir şekilde belirlenebilir.

Bu gerilimlerin nasıl yorumlanacağı / birleştirileceği, basınçlı ekipmanın genel güvenliği için ne kadar önemli oldukları ve hangi kabul edilebilir gerilimlerin uygulanacağı üç durum tarafından belirlenir. Bunlar;

1. Kullanılan gerinim ve yıkım hatası teorisi.
2. Yük türleri ve kategorileri.
3. Basınçlı ekipman içerisindeki stresin oluşturduğu tehlikedir.

1.5. Membran Stres (Gerilme) Analizi

Basınçlı kaplar genellikle küreler, silindirler, koniler, bombeler veya bunların bileşimleri şeklindedir. İnce cidarlı basınçlı ekipmanlarda $R_m / t > 10$ ise basınçlı ekipman membran ve içerilen basınçtan kaynaklanan ilgili gerilimler ise membran gerilimleri olarak adlandırılır [21]. Bu membran gerilimleri, ortalama gerilim veya sıkıştırma gerilimleridir. Ekipman gövdesi çeperi boyunca üniform oldukları ve yüzeyine teğet olarak hareket ettikleri varsayılır. Membran veya gövde çeperi bükülmeye karşı direnç göstermediği varsayılır. Gövde çeperi eğilmeye karşı direnç gösterdiğinde, membran gerilmelerine ek olarak eğilme gerilmeleri oluşur [3].

İç basınca maruz kalan karmaşık şekilli bir basınçlı ekipmanda, basit membran - gerilme kavramları, gerçek gerilim durumu hakkında yeterli bir fikir vermek için yeterli değildir. Basınçlı ekipmanı kapatan bombe tipleri, desteklerin etkileri, kalınlık ve enine kesitteki değişimler, nozullar, dış ataşmanlar ve ağırlık, rüzgar ve sismik aktiviteden kaynaklanan genel bükülme, basınçlı ekipmanda değişen stres dağılımlarına neden olur. Gerçek bir membran şeklinden sapmalar, gövde çeperinde bükülme oluşturur ve doğrudan yüklemenin bir noktadan diğerine değişmesine neden olur. Bu sayede doğrudan yükleme, basınçlı ekipmanın daha esnek kısımlarından daha sert kısımlarına yönlendirilir. Bu etkiye "stresin yeniden dağıtılması" denir [36].

İç veya dış basınca maruz kalan herhangi bir basınçlı kapta, gövde çeperinde gerilmeler oluşur. Gerilim durumu üç eksenlidir ve üç ana gerilim şunlardır:

σ_x = Boyuna / Meridyanal Stres

σ_θ = Çevresel / Enlemsel Stres

σ_r = Radyal Stres

Ayrıca eğilme ve kayma gerilmeleri de olabilir. Radyal gerilim, doğrudan gövde çeperine etki eden basıncın bir sonucu olan ve basınca eşit basınç gerilimine neden olan doğrudan gerilimdir. İnce cidarlı basınçlı kaplarda bu gerilim diğer ana gerilimlere göre o kadar küçüktür. Bu sebepten dolayı genellikle göz ardı edilir. Bu nedenle, analiz amaçları için gerilme durumunun çift eksenli olduğu varsayılmaktadır. Bu durum, üç eksenli gerilim durumlarına kıyasla gerilimleri birleştirme yöntemini büyük ölçüde basitleştirir.

Kalın cidarlı basınçlı kaplar için $R_m/t < 10$ ise radyal gerilim göz ardı edilemez ve ilgili formüller, ince cidarlı basınçlı ekipmanlardaki “membran gerilimlerini” bulmada kullanılan formüllerden oldukça farklıdır [14].

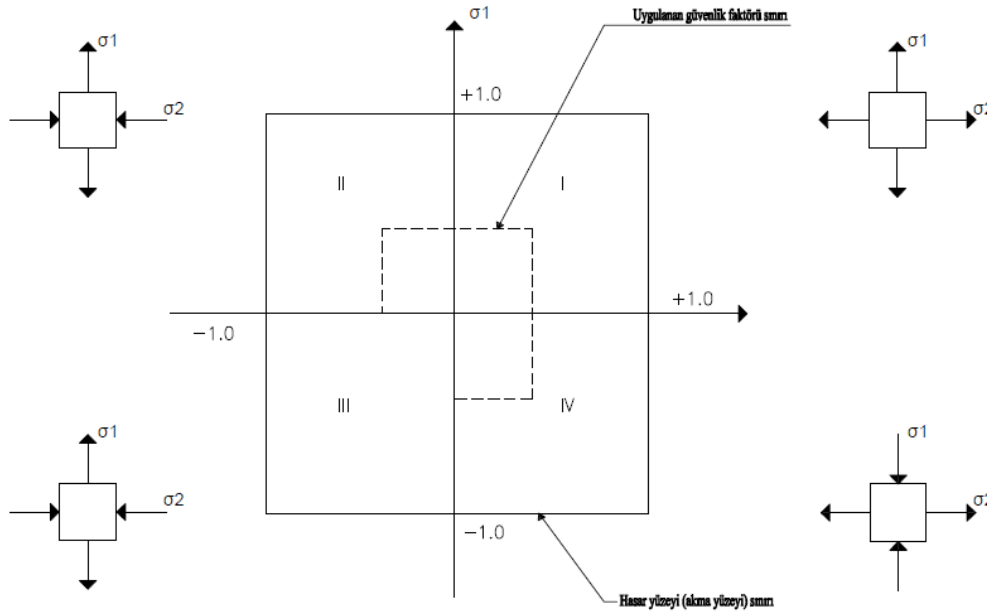
Sonuç olarak, "membran stres analizi" tam olarak tek başına bir doğrulama için kullanılamaz. Fakat detaylı bir analiz için varsayımları doğrulayarak korurken bazı basitleştirici varsayımların yapılmasına izin verir. Temel basitleştirici varsayımlar, gerilmenin çift eksenli olduğu ve gerilmelerin gövde çeperi boyunca tekdüze olduğudur. İnce cidarlı basınçlı ekipmanlar için bu varsayımların güvenilir olduğu kanıtlanmıştır.

1.6. Maksimum Stres (Gerilme) Teorisi

Bu teori en eski, en yaygın kullanılan ve uygulaması en basit olanıdır. Bu teori basitçe, malzemenin parçalanmasının yalnızca maksimum ana veya normal gerilmenin sayısal büyüklüğüne bağlı olduğunu ileri sürer. Diğer yönlerdeki gerilmeler dikkate alınmaz. Bu kriteri uygulamak için yalnızca maksimum ana gerilim belirlenmelidir. Bu teori, ince cidarlı bir basınçlı kapta varsayılan çift eksenli stres durumları için kullanılır. Bazı durumlarda koruyucu değildir ve kullanımı için daha yüksek bir güvenlik faktörü gerektirir. Maksimum gerilme teorisi, kırılma malzemelerde hasara yol açacak bir şekilde tahmin ederken, sünek malzemeler için her zaman doğru değildir. Sünek malzemeler genellikle, çekme veya basma gerilmeleri maksimuma ulaşmadan çok önce, kesme yoluyla uygulanan kuvvete 45° lik hatlar boyunca bozulur.

Bu teori, Şekil 1.2 'de gösterilen iki eksenli gerilimin dört durumu için grafiksel olarak gösterilebilir.

Tek eksenli çekme veya sıkıştırmanın iki eksen üzerinde baskı yaptığı görülebilir. Kutunun içinde (dış sınırlar) malzemenin elastik aralığı bulunur. Akma, dış hat tarafından gerilim kombinasyonları için tahmin edilir.



Şekil 1.2. Maksimum stres teorisin I: çift eksenli gerilim; II: gerilim; III: çift eksenli sıkıştırma; IV: sıkıştırma.

1.7. Maksimum Kesme Stres (Gerilme) Teorisi

Bu teori, malzemenin parçalanmasının yalnızca bir elemanda elde edilen maksimum kayma gerilimine bağlı olduğunu ileri sürer. Akmanın maksimum kesme gerilimi düzlemlerinde başladığını varsayar. Bu teoriye göre akma, o noktadaki maksimum kayma gerilmesinin tek eksenli akma dayanımının yarısına ulaştığı noktada başlayacaktır. F_y Böylece, $\sigma_1 > \sigma_2$ olduğu çift eksenli bir gerilim durumu için, maksimum kayma gerilimi $(\sigma_1 - \sigma_2)/2$ olacaktır [20].

Malzemenin akmaya başlaması şu şekilde gerçekleşecektir;

$$\frac{\sigma_1 - \sigma_2}{2} = \frac{F_y}{2}$$

Bu teori, deneysel sonuçlara çok yakındır ve kullanımı da kolaydır. Bu teori ayrıca üç eksenli stres durumları için de geçerlidir. Üç eksenli bir gerilim durumunda, bu teori

maksimum ve minimum gerilim arasındaki cebirsel farkın yarısının akma geriliminin yarısına eşit olduğu her durumda akmanın gerçekleşeceğini öngörür. Bu durumda; $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ ve maksimum kesme gerilmesi $(\sigma_1 - \sigma_3)/2$ olacaktır.

Malzemenin akmaya başlaması şu şekilde gerçekleşecektir;

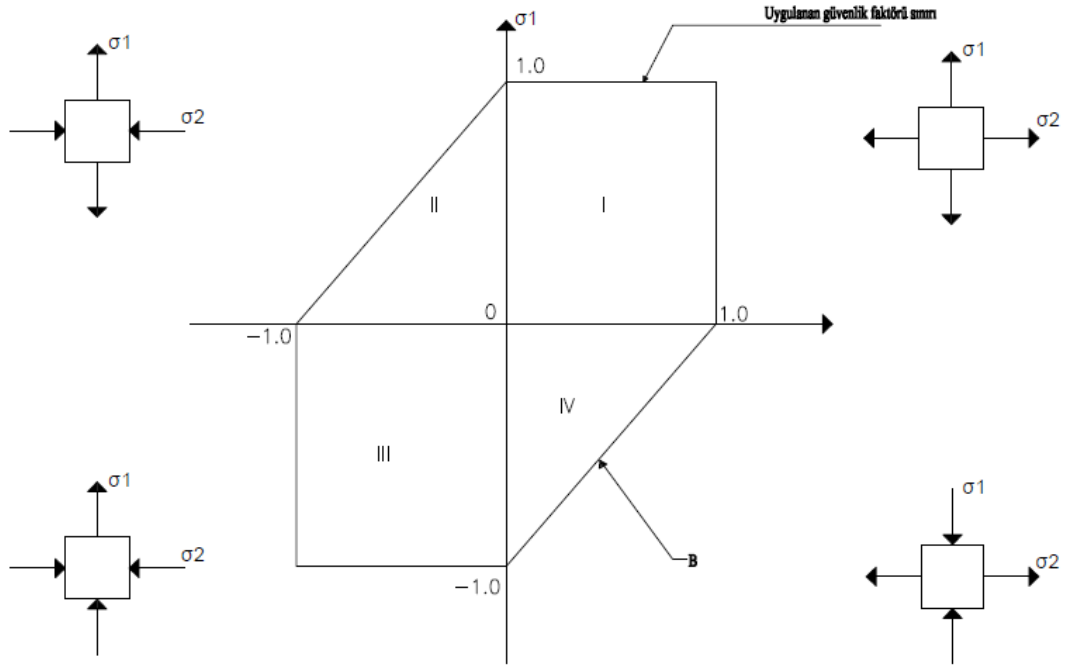
$$\frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{F_y}{2}$$

Bu teori, Şekil 1.3'de iki eksenli gerilimin dört durumu için grafiksel olarak gösterilmektedir.

Şekil 1.2 ve Şekil 1.3 'ün karşılaştırılması, iki teori arasındaki ana farklılıkları hızlı bir şekilde gösterecektir.

Şekill 1.3, II. ve IV. Alanlarda tanımlanan ilk noktalarda tahmini akma sınırını göstermektedir.

Örnek olarak, Şekill 1.3'deki B noktasını dikkate alındığında $\sigma_2 = -\sigma_1$ olarak görülür. Bu nedenle kesme gerilimi $\sigma_2 = (-\sigma_1)/2$ 'ye eşittir, bu da $\sigma_2 + \sigma_1/2$ 'ye veya gerilimin yarısına eşittir.



Şekil 1.3. Maksimum kayma gerilmesi teorisi

1.8. İki Teorinin Karşılaştırılması

Her iki teori de tek eksenli gerilim için veya ana gerilimlerden biri diğerlerine kıyasla büyük olduğunda hemfikirdir. Teoriler arasındaki tutarsızlık, her iki ana gerilim sayısal olarak eşit olduğunda en fazladır.

Örneğin, maksimum gerilim teorisine göre, bir silindirin kalınlığını yöneten kontrol gerilimi σ_{θ} , çevresel gerilimdir, çünkü bu üç ana gerilimden en büyüğüdür. Maksimum kayma gerilimi teorisine göre, kontrol gerilimi, maksimum ve minimum gerilim arasındaki cebirsel farkın yarısı olacaktır:

Maksimum gerilim, çevresel streştir.

$$\sigma_{\theta} = PR/t$$

Minimum gerilim, radyal gerilimdir σ_r ,

$$\sigma_r = -P$$

Bu nedenle, maksimum kesme gerilmesi;

$$\frac{\sigma_{\theta} - \sigma_r}{2}$$

Son durum olarak karşımıza aşağıdaki denklem çıkmaktadır:

$$\sigma_{\theta} - \sigma_r = PR/t - (-P) = PR/t + P$$

Yukarıda açılan durumlara göre iki nokta açıktır:

- İnce cidarlı basınçlı kaplar için her iki teori de yaklaşık olarak aynı sonuçları verir.
- İnce cidarlı basınçlı kaplar için radyal gerilim, diğer ana gerilimlere kıyasla o kadar küçüktür ki ihmal edilebilir ve çift eksenli bir gerilim durumu olduğu varsayılır.

Kalın cidarlı basınçlı kaplar için $R_m/t < 10$, radyal gerilim, basınçlı ekipmanın nihai düzensizliğini tanımlamada önemli hale gelir. Maksimum gerilme teorisi, bu ekipmanları tasarlamak için uygun bir yöntem değildir. Bu nedenle, bu teori iki eksenli bir gerilim durumunun var olduğu varsayılan ince cidarlı basınçlı kaplarla sınırlamıştır.

1.9. Termal Gerilmeler

Bir cismin ısınması veya soğuması sonucunda normal olarak meydana gelen genişleme veya büzülme önlemediğinde, termal gerilmeler oluşur. Strese her zaman bir tür mekanik sınırlandırma neden olur. Termal gerilimler, kendi kendilerini sınırladıkları için "ikincil gerilimlerdir". Yani, parçanın akması veya deformasyonu gerilimi azaltır (termal gerilim yorulma bozunumu hariç) [18]. Termal gerilmeler, tekrarlanan kullanımlar üzerindeki yorulma dışında, sünek malzemelerde kopma yoluyla hasara neden olmaz. Ancak fazla deformasyonlar nedeniyle hasara neden olabilirler.

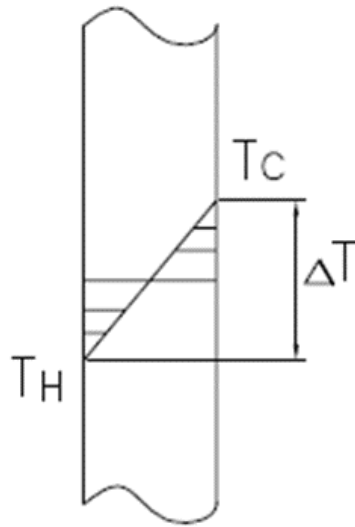
Mekanik sınırlandırmalar iç veya dış yüklere bağlıdır. Dış yüklere bağlı olan sınırlandırmalar; bir nesne veya bileşen termal hareketi kısıtlayacak bir durum içerdiğinde veya bu duruma oluşmasını desteklediğinde meydana gelir. Dış yüklere bağlı olan sınırlandırmanın bir örneği, borulaması yapılmış nozul içindeki genişleme kabın gövdesinde bir radyal yük oluşturur. İç yüklere bağlı olan sınırlandırmalar, bir nesnenin içindeki sıcaklık değişken olduğunda ortaya çıkar. Bir "termal gradyan (ısı eğimi)"dan kaynaklanan gerilimler, iç yüklere bağlı olan sınırlandırmalardan kaynaklanır. Bir eleman içindeki sıcaklık dağılımı veya değişimi, bir kılcal yapının doğal genişlemesinin, birleşik kılcal yapıların farklı genişleme gereksinimlerinden etkilendiği için olması gerekenden farklı bir genişleme yarattığında, bu gerilime bir termal gradyan neden olur. Sonuç olarak bu olay bozulma veya çarpılmadır.

Termal gradyanın zamanla değiştiği ısınma ve soğuma döngüleri sırasında geçici bir termal gradyan oluşur.

Termal gradyanlar, bir kabın duvarı (cidarı) boyunca logaritmik veya doğrusal olabilir. Bir tüpün içine veya dışına sabit bir ısı girdisi verildiğinde, tüpün içi ve dışı arasında bir sıcaklık farkı varsa, ısı dağılımı logaritmik olacaktır. Bu etki kalın cidarlı kaplar(ekipmanlar) için önemlidir. Cidar inceyse doğrusal bir sıcaklık dağılımı oluşur. Doğrusal dağılım için gerilme hesaplamaları çok daha basittir. Termal stres yorulma bozunumu, mekanik ve termal stres varyasyonlarına maruz kalan bir bileşende meydana gelen ilerleyici ve artımlı elastik olmayan deformasyon veya gerinimdir. Döngüsel gerinim birikmesi nihayetinde kademeli olarak artan çökmeye veya dağılmaya yol açabilir. Termal stres yorulma bozunumu, sürekli bir yükün ve döngüsel olarak uygulanan bir sıcaklık dağılımının sonucudur.

Mekanik gerilmeler ile termal gerilmeler arasındaki temel fark, yüklerin doğasında yatmaktadır. Daha önce belirtildiği gibi termal gerilmeler, sınırlandırma veya sıcaklık dağılımının bir sonucudur. Yüksek sıcaklıktaki kılcal yapılar sıkıştırılır ve düşük sıcaklıklarda olanlar gerilir. Gerilimli numune yalnızca iç kuvvetlerin denge gereksinimlerini karşılamalıdır. Sonuç olarak; akma, oluşacak termal stresi rahatlatacaktır. Bir parça mekanik olarak akma dayanımının üzerinde yüklenmeye devam ederse, gerinim sertleşmesi veya gerilimin dağılımı ile sınırlanmadığı sürece parça kırılana kadar akmaya devam edecektir. Dış yük sabit kalır, dolayısıyla iç gerilmeler rahatlayamaz [28].

Termal stres için temel denklemler basittir ancak termal gradyanlar, geçici termal gradyanlar, logaritmik gradyanlar ve kısmi sınırlandırmalar gibi değişkenlere tabi tutulduğunda giderek daha karmaşık hale gelir. Temel denklemler aşağıdaki gibidir. Bir birim küpün sıcaklığı değiştirilirse



Şekil 1.4. Kap (ekipman) duvarı boyunca termal doğrusal gradyan [3]

T_1 ' den T_2 'ye ve küpün büyümesi tamamen sınırlandırılmıştır:

T_1 = İlk Sıcaklık, C°

T_2 = Şuanki Sıcaklık, C°

α = Termal genleşme katsayısı mm/mm/ C°

E = Esneklik katsayısı, MPa

ν = Poisson oranı, Çelik için = 0.3

ΔT = Ortalama sıcaklık farkı

Durum 1: Çubuk yalnızca bir yönde kısıtlanmışsa ancak diğer yönde genişlemekte serbestse, ortaya çıkan tek eksenli gerilim, σ ,

$$\sigma = E \alpha (T_2 - T_1)$$

- Eğer $T_2 > T_1$ ise σ sıkıştırıcıdır (genişleme).
- Eğer $T_1 > T_2$ ise σ gerilmelidir (büzülme)

Durum 2: Sınırlandırma x ve y yönlerinde ise, o zaman:

$$\sigma_x = \sigma_y = -\alpha E \Delta T / (1 - \nu)$$

Durum 3: Sınırlandırma her üç yönde de, x, y ve z ise, o zaman

$$\sigma_x = \sigma_y = \sigma_z = -\alpha E \Delta T / (1 - 2\nu)$$

Durum 4: İnce bir kabın (ekipmanın) duvarı boyunca bir termal doğrusal gradyan varsa (bkz. Şekil 1.4), o zaman:

$$\sigma_x = \sigma_\theta = \sigma_z = \pm \alpha E \Delta T / 2 (1 - \nu)$$

Bu bir eğilme gerilimidir ve membran gerilimi değildir. Sıcak taraf gerilim, soğuk taraf sıkışma halindedir. Bunun kabın (ekipmanın) çapından veya kalınlığından bağımsız olduğunu ortaya çıkar. Stres, içsel sınırlandırmadan kaynaklanır.

1.10. Süreksizlik Gerilmeleri

Farklı kalınlık, malzeme, çap ve yön değişikliğine sahip kap kısımlarının tümü, serbestçe genişlemesine izin verilirse farklı yer değiştirmelere sahip olacaktır. Ancak sürekli bir yapıda bağlı oldukları için birlikte yön değiştirmeleri ve sapmaları gerekir. Bağlantı noktasındaki veya yakınındaki ilgili kısımlardaki gerilmelere süreksizlik gerilmeleri denir. Bu bölgelerdeki deformasyon uyumluluğunu sağlamak için süreksizlik gerilmeleri gereklidir. Kısmi bir bölgede bulunurlar ancak çok yüksek büyüklükte olabilirler. Süreksizlik gerilmeleri “ikincil gerilimlerdir” ve kendi kendini sınırlandırır. Yani parça aktıktan sonra gerilmeler azalır. Ortalama bir kullanımda hasara yol açmazlar. Süreksizlik gerilmeleri, döngüsel yüklemenin dikkate alındığı yorulma dizaynında önemli bir faktör haline gelir. İki parçanın bağlantı noktasının dizaynı, süreksizlik gerilmelerinin azaltılmasında önemli bir husustur.

Bir basınçlı kaptaki gerilme durumunu bulmak için hem membran gerilmelerini hem de süreksizlik gerilmelerini bulmak gerekir. Bu iki gerilim durumunun üst üste binmesinden, toplam gerilimler elde edilir. Genellikle birleştirildiğinde, izin verilen daha yüksek bir gerilime izin verilir. Süreksizlik stresini belirlemenin karmaşıklığı nedeniyle, çözümler burada ayrıntılı olarak ele alınmayacaktır. Tasarımcı, yüksek basınçlı (>10.3 MPa), kırılkan malzemeli veya döngüsel yüklemeli dizayn için süreksizlik gerilmelerinin önemli bir husus olabileceğinin farkında olmalıdır.

Süreksizlik gerilmeleri kendi kendini sınırladığından, izin verilen gerilmeler çok yüksek olabilir. Süreksizlik gerilmelerini belirlemek için iki ana yöntem vardır:

1. Yer Değiştirme Metodu:Denge koşulları, yer değiştirme cinsinden ifade edilir.
2. Kuvvet Metodu:Yer değiştirmelerin uyumluluk koşulları, kuvvet cinsinden ifade edilir.

2. YÖNTEMLER

2.1. Elastik Stres(Gerilim) Analizi [Asme Kısım VIII Bölüm 2; 2019]

2.1.1. Genel bilgiler

Elastik stres analizinde, malzemenin lineer-elastik olduğu varsayılır. Malzemenin plastik sertleşmesi dikkate alınmaz. Bu yöntem, elastik streslerin sınıflandırılma prosedüründen dolayı “stres sınıflandırma yöntemi” olarak da bilinir. Stresler birincil stres, ikincil stres ve en yüksek stres olarak sınıflandırılır.

Gerilmeler, plastik dağılma meydana gelmeyecek şekilde oluşturulmuş izin verilen değerlerle sınırlıdır. Kodda verilen gereksinimler, farklı hasar modlarına karşı korumaya dayanmaktadır.

Dikkate alınan arıza modları şunlardır: [4]

- Plastik dağılmaya karşı koruma.
- Bölgesel hasara karşı koruma.
- Burkulma nedeniyle dağılmaya karşı koruma.
- Döngüsel yüklerden veya yorulmadan kaynaklanan hasara karşı koruma.
- Yorulma bozunumu değerlendirmesi

Elastik stres analizi yönteminin dezavantajları: [5]

- En büyük sorun stresi sınıflandırmaktır. Stres kendi kategorilerinde tanımlanmalı ve sıralanmalıdır.
- Basınçlı kabın belirli bölgeleri üzerindeki streslerin doğrusallaştırılması teorik bir sebebe dayanmaz.
- Stres dağılımının karmaşık olduğu alanlarda, dizayncı, önemli bilgi ve uzman görüşü gerektirdiğinden, stresleri uygun kategoriye atamakta sorun yaşayabilir.
- Bu yöntem, kalınlık kaynaklı streslerde önemli, doğrusal olmayan varyasyona sahip geometriler için kullanılamaz. (Örn. kalın cidarlı basınçlı kaplar).

Asme Kısım VIII Bölüm 2, 5.2.1.3 göre: [4]

Kalın cidarlı, ($\frac{R}{t} \leq 4$) basınç içeren kapların yapısal bütünlüğünü göstermek için stres sınıflandırma prosedürleriyle birleştirilmiş elastik stres analizinin kullanılması, ölçülü olmayan sonuçlar üretebilir ve önerilmez.

Elastik stres analizi yönteminin avantajları:

- Doğrusal elastik analizin yararlı bir yönü, birleşik hareketlerin etkilerinin süperpozisyonuna izin vermesidir.
- Bu yöntem, basınçlı kap endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır ve bu nedenle iyi bilinmekte ve kabul edilmektedir.
- ASME Kısım VIII Bölüm 2 bu yöntemin kullanımı için ayrıntılı ve izlemesi kolay bir yaklaşım sunar.
- Dizayn hedefleri için genellikle hızlı hesaplama süresi istenir ve bu yöntemin kullanılması hesaplama sürelerini önemli ölçüde azaltır.

2.1.2. Yük durumları

Bileşene uygulanan tüm yükler analizde dikkate alınmalıdır. Yüklerin ve zaman içinde değişen yüklerin kombinasyonu da dikkate alınmalıdır. Zaman içinde değişen yükler için, her belirli yükün zaman değişimini göstermek için bir yük histogramı.

Normal çalışmalar için aşağıdaki yük durumları dikkate alınır:

- İlgili yerdeki kabın boş ağırlığı, içeriği ve ekleri (**D**).
- Akışkan momentumunun etkisi dahil hareketli yük. (**L**).
- İç ve dış dizayn basıncı (**P**).
- Sıvı veya dökme malzemelerden kaynaklanan hidrostatik basınç. (**P_s**)
- Deprem yükleri (**E**)
- Rüzgar yükleri (**W**)
- Kar yükleri (**S_s**)
- Termal yükler ve uygulanan yer değiştirmeler gibi kendi kendini sınırlandıran yükler. (**T**)

Önerilen yük durumu kombinasyonları, kodda verilmiş ve Şekil 2.1'de [4] gösterilmiştir.

Table 4.1.2 Design Load Combinations	
Design Load Combination [Note (1)], [Note (2)]	General Primary Membrane Allowable Stress [Note (3)]
(1) $P + P_x + D$	S
(2) $P + P_x + D + L$	S
(3) $P + P_x + D + S_x$	S
(4) $\Omega_P P + P_x + D + 0.75L + 0.75S_x$	S
(5) $\Omega_P P + P_x + D + (0.6W \text{ or } 0.7E)$	S
(6) $\Omega_P P + P_x + D + 0.75(0.6W \text{ or } 0.7E) + 0.75L + 0.75S_x$	S
(7) $0.6D + (0.6W \text{ or } 0.7E)$ [Note (4)]	S
(8) $P_x + D + F$	See Annex 4-D
(9) Other load combinations as defined in the User's Design Specification	S

NOTES:

(1) The parameters used in the Design Load Combination column are defined in Table 4.1.1.

(2) See 4.1.5.3 for additional requirements.

(3) S is the allowable stress for the load case combination [see 4.1.5.3(c)].

(4) This load combination addresses an overturning condition for foundation design. It does not apply to design of anchorage (if any) to the foundation. Refer to ASCE/SEI 7-10, 2.4.1 Exception 2 for an additional reduction to W that may be applicable.

Şekil 2.1. Yük Durumu Kombinasyonları [4]

2.1.3. Malzeme özellikleri

Young modülü, termal genleşme katsayısı, termal iletkenlik, termal yayılma, yoğunluk ve Poisson oranı gibi fiziksel özellikler; Asme Kısım VIII Bölüm 2, 3'de bulunur [4].

Müsaade edilebilir Stres (**S**), belirtilen minimum akma dayanımı ve belirtilen minimum çekme dayanımı gibi güç parametreleri ASME Kısım II Bölüm D; 2019 (Kazan ve Basınçlı Kap Kodu, Malzeme özellikleri),’de bulunur [6].

2.1.4. Plastik dağılmaya karşı koruma

Elastik stres analizi yöntemini kullanarak bir yapının plastik dağılmaya karşı korumasını değerlendirmek için, yukarıda verilen yük koşullarına maruz kalan bileşenin elastik analizinden elde edilen sonuçlar kategorize edilir ve bir sınır değerle karşılaştırılır.

Eşdeğer stres, bileşenin amaçlanan dizayn koşullarına uygun olup olmadığını belirlemek için bileşendeki seçilen konumlarda hesaplanmalı ve izin verilen değerlerle karşılaştırılmalıdır.

Von Mises' (maksimum bozulma enerjisi) akma kriteri, eşdeğer stresi oluşturmak için kullanılacaktır:

$$S_e = \sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{1/2}$$

Plastik dağılmaya karşı yapısal değerlendirme için elastik stres analizi yönteminin kullanılması yaklaşık bir değer sağlar. Daha doğru tahminler için, limitleri ve plastik ayrılma yüklerini geliştirmek için elastik-plastik analiz yöntemi kullanılmalıdır.

2.1.4.1. Stress kategorileri

Plastik yırtılma için karşılanması gereken üç temel kategori ve limitler, tanımlamaya göre: [4]

1. Genel Birincil Membran eşdeğer stresi (P_M)

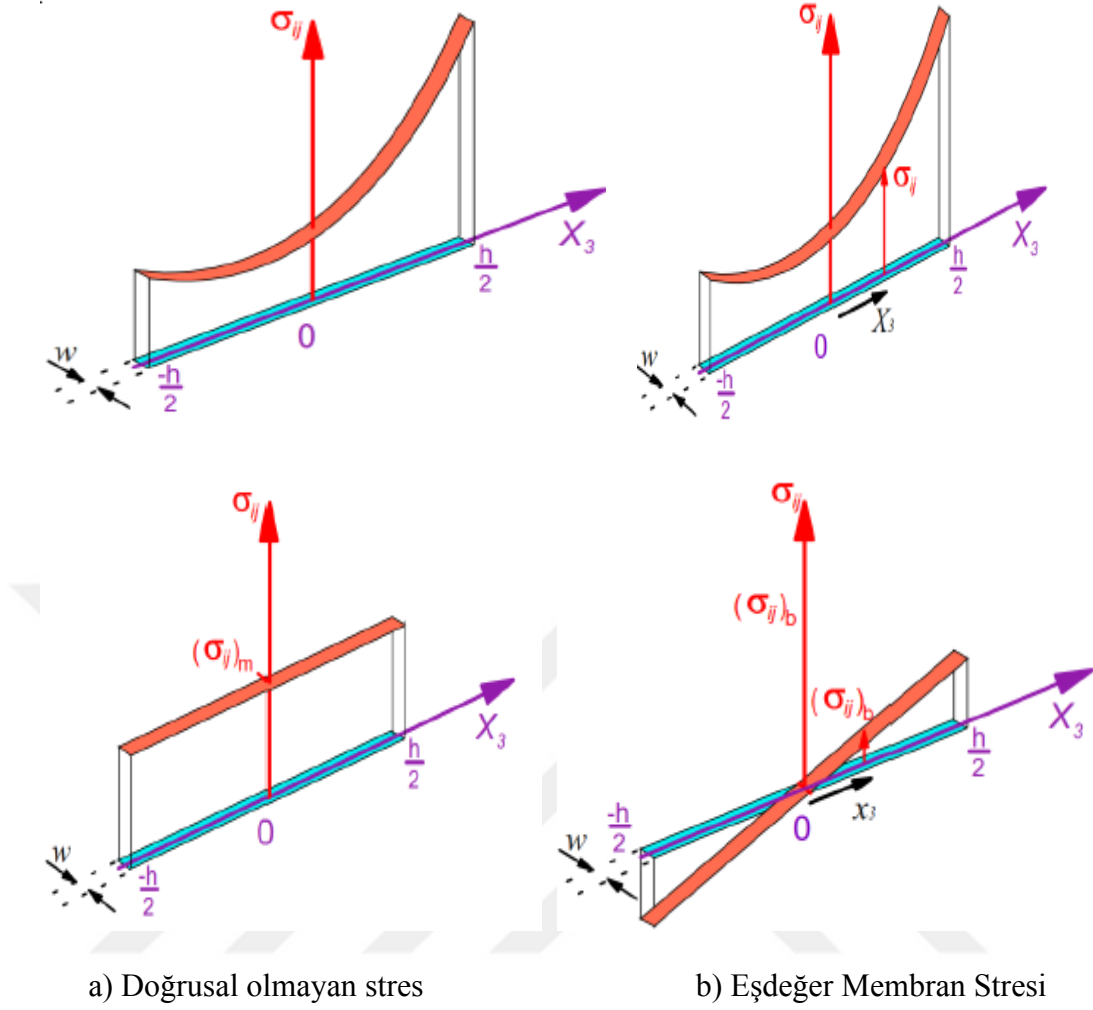
- Bir bölümün kalınlığı boyunca ortalama stres.
- Süreksizlikler ve gerilim yoğunlaşmaları hariç.
- Tasarım iç basıncı ve diğer belirtilen mekanik yükler tarafından üretilir.

2. Bölgesel Birincil Membran eşdeğer stresi (P_L)

- Herhangi bir katı bölüm boyunca ortalama stres.
- Mekanik yükler tarafından üretilir.
- Süreksizlikler dahil ve stres konsantrasyonları hariç.
- Eşdeğer gerilimin $1.1 \times S'$ 'yi aştığı mesafe $\sqrt{R \times t}$ 'den büyükse bir bölge yerel kabul edilir.
- $1.1 \times S'$ 'yi aşan yerel birincil membran gerilimi bölgeleri $1,25 \times \sqrt{(R_1 + R_2)(t_1 + t_2)}$ 'ten daha büyük bir mesafeyle ayrılmalıdır.

3. Birincil membran (genel veya bölgesel) + birincil bükülme eşdeğer gerilimi

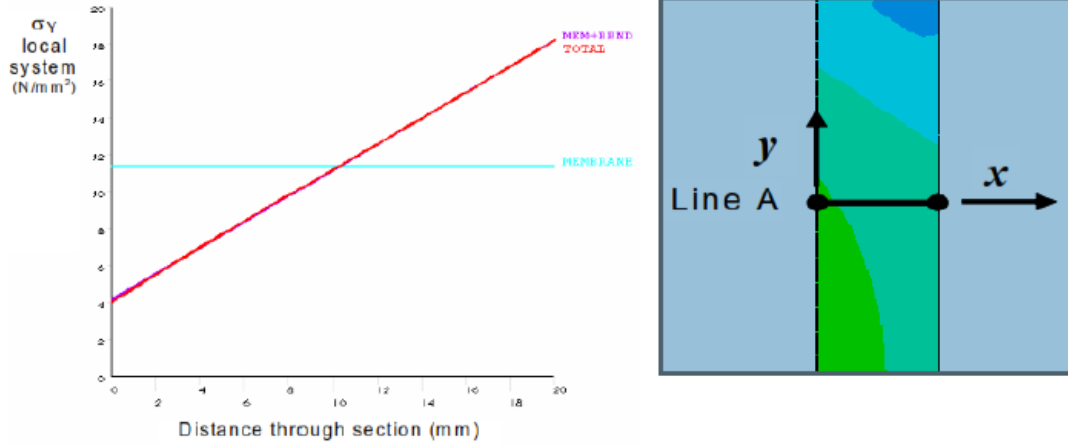
- Bir kesitin kalınlığı boyunca en yüksek değerden türetilmiştir.
- Membranın süperpozisyonu ve bükülme stresleri ile elde edilir.
- Doğrusal olmayan bir stres alanının eşdeğer membran stresi ve eşdeğer bükülme stresine ayrışması Şekil 32'de grafiksel olarak gösterilmiştir [5].



Şekil 2.2. Doğrusal olmayan bir stres alanının ayrıştırılması [5]

Yukarıda bahsedilen prosedür, Asme Kısım VIII Bölüm 2, 5.A.4.1.2'ye göre matematiksel olarak belirtilmiştir. Bunu elle yapmak için gereken sayısal çalışma bu tezin kapsamı dışındadır ancak bilgi amaçlı olarak prosedürün anlaşılması için grafiksel bir örnek verilmiştir [4].

Sayısal hesaplamalar, x 'in her değeri için yapılmalıdır (yani, gerilme sınıflandırma çizgisi boyunca enine kesit boyunca olan mesafe). Sonuçlar, kesit kalınlığının bir fonksiyonu olarak Şekil 2.3.'de gösterildiği gibi bir grafikte çizilebilir [5].



Şekil 2.3. Stres sınıflandırma yöntemi sonuç grafiği örneği [5]

İki ikincil kategori de mevcuttur, ancak plastik dağılmaya karşı korumayı değerlendirmek için bunlara gerek yoktur. Ancak bu bileşenler, yorulma ve yorulma bozunumu değerlendirmeleri için gereklidir.

Bunlar şu şekilde tanımlanır:

1. İkincil eşdeğer stres (**Q**).

- Yapının sürekliliğini sağlamak için gerekli olan kendi kendini dengeleyen stres.
- Yapısal süreksizliklerde oluşur.
- Mekanik yükler veya termal genişleme etkilerinden kaynaklanır.

2. Pik veya stres konsantrasyonu (**F**).

- Bir konsantrasyon tarafından birincil veya ikincil strese eklenen artış.
- Yorgunluğa neden olabilen ancak kap şeklinin bozulmasına neden olmayan belirli termal gerilimler.

Stres sınıflandırması örneklerini içeren bir tablo, stres sınıflandırma prosedürüne yardımcı olması için koda dahil edilmiştir. Tablonun kısa bir özeti Şekil 2.4'de sunulurken, okuyucu tablonun tam içeriği için koda yönlendirilir.

Table 5.6 Examples of Stress Classification				
Vessel Component	Location	Origin of Stress	Type of Stress	Classification
Any shell including cylinders, cones, spheres, and formed heads	Shell plate remote from discontinuities	Internal pressure	General membrane	P_m
			Gradient through plate thickness	Q
		Axial thermal gradient	Membrane	Q
			Bending	
	Near nozzle or other opening	Net-section axial force and/or bending moment applied to the nozzle, and/or internal pressure	Local membrane	P_L
			Bending	Q
			Peak (fillet or corner)	F
	Any location	Temperature difference between shell and head	Membrane	Q
			Bending	
	Shell distortions such as out-of-roundness and dents	Internal pressure	Membrane	P_m
			Bending	Q

Şekil 2.4. Stres sınıflandırma örnekleri [4]

2.1.4.2. Değerlendirme prosedürü

Aşağıdaki prosedür, yapıdaki belirli bir noktadaki eşdeğer gerilimi hesaplamak, kategorize etmek ve ortaya çıkan gerilim durumunun kabul edilebilirliğini belirlemek için kullanılır.

1. Adım:

- Bileşene etki eden farklı yük kombinasyonları da dahil olmak üzere tüm yük türlerini belirleyin. Önerilen yük kombinasyonları Şekil 2.1'de gösterilmiştir.

2. Adım:

- İlgili noktada, her bir yük türü için stres tensörü hesaplanmalıdır. Hesaplanan stres tensörleri, stres kategorisi bölümünde tanımlandığı şekilde kategorize edilmelidir.
- Genel birincil membran eşdeğer stresi P_M
- Bölgesel Birincil Membran eşdeğer stresi P_L
- Birincil eğilme eşdeğer stresi P_b
- İkincil eğilme eşdeğer stresi Q
- Nominal ($P+Q$) seviyesinin (F) üzerinde ve fazla ek stres.

3. Adım:

- Her eşdeğer stres kategorisine atanan stres tensörleri özetlenecektir. Özetleme, bileşen bazında yapılır ve nihai sonuç, ilgili gerilim kategorisine atanan tüm yüklerin birleşik etkisini temsil eden bir gerilim tensörüdür. Sonlu elemanlar

analizi gibi sayısal yöntemler kullanılırken, P_L+P_b ve P_L+P_b+Q+F kombinasyonları genellikle doğrudan sağlanır.

- Yalnızca "kontrollü-yük" yükleri, yani basınç ve ağırlık etkilerini içeren bir yük durumu için, hesaplanan eşdeğer gerilim doğrudan P_M , P_L+P_b veya P_L+P_b+Q 'yu temsil etmek için kullanılmalıdır.
- Termal gradyanlar gibi yalnızca "gerinim kontrollü" yükleri içeren bir yük durumu için hesaplanan eşdeğer gerilim yalnızca Q 'yu temsil eder.
- stresin bir stres konsantrasyonu veya termal gerilim tarafından üretildiği durumlarda F miktarı, nominal membran stresi artı bükülme stresini aşan ek strestir.

4. Adım :

- Her kategori için, gerilim tensörlerinin toplamının temel gerilimlerinin hesaplanması gerekir. Ardından, araştırılan konumdaki eşdeğer gerilimi hesaplamak için von Mises' (maksimum bozulma enerjisi) akma kriteri kullanılacaktır.

5. Adım:

- Plastik çökmeye karşı korumayı değerlendirmek için, hesaplanan eşdeğer gerilme şu şekilde karşılaştırılmalıdır:
- $P_M \leq S$
- $P_L \leq 1.5 \times S$
- $P_L + P_b \leq 1.5 \times S$

Bu koşullar karşılanırsa, plastik yırtılma karşı koruma sağlanmış kabul edilir.

2.1.5. Bölgesel hasara karşı koruma

Elastik gerilim analizi yönteminin kullanılması, bölgesel hasara karşı yaklaşık bir koruma sağlar. Plastik yırtılmaya karşı korumada verilen koşulların sağlanmasına ek olarak, bileşendeki her bir nokta için aşağıdaki kriter sağlanmalıdır.

$$\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3 \leq 4 \times S$$

Bu kriteri kontrol etmek için bölgesel birincil membran + bükülme ana stresinin ($P_L + P_b$) toplamı kullanılacaktır.

2.1.6. Burkulma nedeniyle dağılmaya (yırtilma) karşı koruma

Plastik dağılmaya karşı koruma için dizayn kriterleri, burkulma nedeniyle dağılmaya karşı koruma için bir dizayn faktörü ile birlikte sağlanmalıdır. Burkulmaya karşı koruma kriteri, uygulanan dizayn yükleri altında basınç stresi alanına maruz kalan bileşenlerin burkulmasını önlemelidir.

Bükülme yükünü elde etmek için çözümde geometrik doğrusal olmayan sapmalar olmadan elastik gerilme analizi kullanılarak bir çatallaşan burkulma analizi yapılırsa, minimum dizayn faktörü şöyle olacaktır:

$$\Phi_B = \frac{2}{\beta_{cr}}$$

Aşağıdaki kapasite azaltma faktörleri kullanılacaktır:

- Eksenel sıkıştırma altındaki sertleştirilmemiş veya halka ile sertleştirilmiş silindirler ve koniler için:

$$\beta_{cr} = 0.207 \text{ for } \frac{D_0}{t} \geq 1247$$

$$\beta_{cr} = \frac{338}{389 + \frac{D_0}{t}} \text{ for } \frac{D_0}{t} < 1247$$

- Dış basınç altında sertleştirilmemiş veya halka ile sertleştirilmiş silindirler ve koniler için:

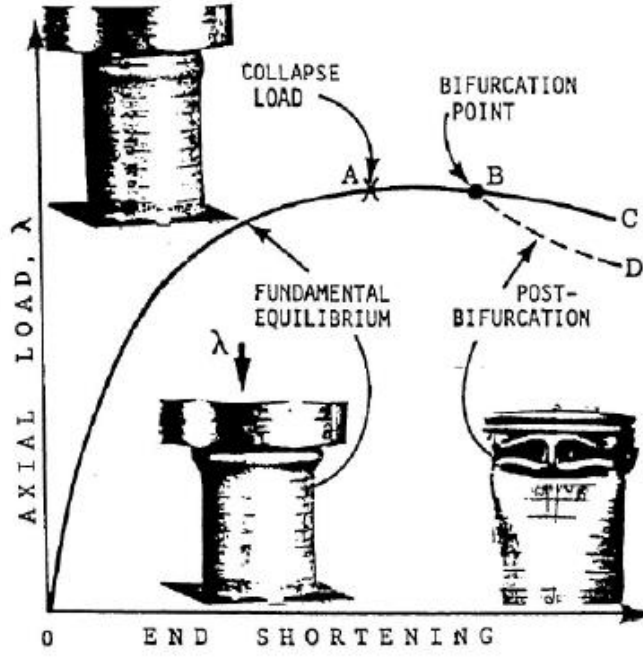
$$\beta_{cr} = 0,80$$

- Dış basınç altındaki küresel, tori-küresel ve eliptik başlıklar için:

$$\beta_{cr} = 0,124$$

Bu analiz için, bileşendeki ön gerilim, ve Şekil 2.1.'de verilen yük kombinasyonlarına göre belirlenecektir. Sayısal analiz için, minimum burkulma yükünün belirlenmesinde tüm olası burkulma methodları dikkate alınmalıdır. Model sadeleştirmelerinin kritik burkulma modunun hariç tutulmasıyla sonuçlanmamasını sağlamak için geometrik model dikkatlice incelenmelidir.

Kapasite azaltma faktörü, olası gövde kusurlarının etkilerini dikkate almak için kullanılır. Dağılma yükü ile çatallaşan burkulma noktası arasındaki fark Şekil 2.5'te gösterilmektedir [7].



Şekil 2.5. Çökme (a) ve çatallaşan burkulma (b) noktaları ile yüke karşı uç kısalması [7]

2.1.7. Döngüsel yüklemeden kaynaklanan hasara karşı koruma

Bileşen döngüsel yükleme işlemine tabi tutulursa yorulma analizi gerekir. Bir yorgunluk analizinin gerekli olup olmadığını belirlemek için tarama kriterleri sağlanır. Belirtilen döngü sayısının 10^6 'dan büyük olduğu tasarım durumları için tarama kriterleri uygulanamaz ve bir yorulma analizi gerekir.

2.1.7.1. Yorulma analizi için tarama kriterleri

Karşılaştırılabilir ekipmanla deneyime dayalı tarama:

Karşılaştırılabilir ekipmanla başarılı bir deneyim elde edilirse ve benzer bir yükleme histogramını takip ettiği belgelenebilirse, kap tasarımının bir parçası olarak bir yorulma analizi yapmaya gerek kalmaz.

Yorulma analizi taraması, Yöntem A:

Bu basitleştirilmiş tarama yöntemi, yalnızca 552 MPa'ya (80000 psi) eşit veya daha düşük belirli bir gerilme mukavemetine sahip malzemeler için kullanılabilir. Gerilme mukavemeti belirtilen sınırın üzerinde olan malzemeler için kitap, Yöntem B, ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.5.2.4'e atıfta bulunur [4]. Yöntem B daha ayrıntılıdır ve bu tezde ele alınmayacaktır.

Adım 1:

Bileşene uygulanan tüm döngüsel yüklerin ve olayların ayrıntılı bir yük geçmişinin belirlenmesi.

Adım 2:

Yük geçmişine bağlı olarak, başlatma ve kapatma dahil olmak üzere beklenen tam aralıklı basınç deviri sayısını belirleyin. Bu değer şu şekilde belirlenir: $N_{\Delta FP}$

Adım 3:

Yük geçmişine bağlı olarak, basınç aralığının dizayn basıncını aştığı durumlarda beklenen çalışma deviri sayısını şu şekilde belirlenir:

- Entegre yapı için %20.
- Entegre olmayan yapı için %15.

Bu değer şu şekilde belirlenir: $N_{\Delta P0}$

Adım 4:

Yük geçmişine bağlı olarak, herhangi iki bitişik nokta arasındaki malzeme sıcaklığındaki etkin değişiklik sayısını belirleyin. Sayı, belirli bir büyüklükteki malzeme sıcaklık farkındaki değişim sayısının Şekil 2.6'da [4] verilen bir faktörle çarpılması ve ardından elde edilen sayıların toplanmasıyla belirlenir. Bu değer şu şekilde belirlenir: $N_{\Delta TE}$

Table 5.8 Temperature Factors for Fatigue-Screening Criteria		
Metal Temperature Differential		Temperature Factor for Fatigue-Screening Criteria
°C	°F	
28 or less	50 or less	0
29 to 56	51 to 100	1
57 to 83	101 to 150	2
84 to 139	151 to 250	4
140 to 194	251 to 350	8
195 to 250	351 to 450	12
Greater than 250	Greater than 450	20

GENERAL NOTES:

(a) If the weld metal temperature differential is unknown or cannot be established, a value of 20 shall be used.

(b) As an example illustrating the use of this table, consider a component subject to metal temperature differentials for the following number of thermal cycles:

Temperature Differential	Temperature Factor Based on Temperature Differential	Number of Thermal Cycles
28°C (50°F)	0	1,000
50°C (90°F)	1	250
222°C (400°F)	12	5

The effective number of thermal cycles due to changes in metal temperature is: $N_{ATE} = 1,000(0) + 250(1) + 5(12) = 310$ cycles

Şekil 2.6. Yorulma tarama kriterleri için sıcaklık faktörleri, [4]

Dikkate alınan bitişik noktalar arasındaki uzunluk:

- $L = 2,5\sqrt{Rt}$, gövde ve bombeler için
- $L = 3,5a$, düz plakalar için
- Kalınlık boyunca sıcaklık farkları için, bileşenin yüzeyine normal olan bir çizgi üzerindeki herhangi iki nokta bitişik olarak tanımlanır.

Adım 5:

Yük geçmişine bağlı olarak, malzemelerin termal genleşme katsayılarının, aşağıdakilere neden olarak farklı olduğu kaynaklı bileşenler için sıcaklık döngülerinin sayısını belirleyin:

$$(\sigma_1 - \sigma_2) \Delta T > 0,00034$$

Bu değer şu şekilde belirlenir: $N_{\Delta Ta}$

Adım 6:

Adım 2, 3, 4 ve 5'te elde edilen tüm değerleri Şekil 2.7.'de [4] sunulan kriterle karşılaştırılmasıdır.

Table 5.9
Fatigue-Screening Criteria for Method A

Type of Construction	Component Description	Fatigue-Screening Criteria
Integral construction	Attachments and nozzles in the knuckle region of formed heads	$N_{\Delta FP} + N_{\Delta PD} + N_{\Delta TE} + N_{\Delta TC} \leq 350$
	All other components	$N_{\Delta FP} + N_{\Delta PD} + N_{\Delta TE} + N_{\Delta TC} \leq 1,000$
Nonintegral construction	Attachments and nozzles in the knuckle region of formed heads	$N_{\Delta FP} + N_{\Delta PD} + N_{\Delta TE} + N_{\Delta TC} \leq 60$
	All other components	$N_{\Delta FP} + N_{\Delta PD} + N_{\Delta TE} + N_{\Delta TC} \leq 400$

Şekil 2.7. Yöntem A için yorgunluk tarama kriterleri, [4]

Yukarıda sunulan kriterler karşılanırsa, kap dizaynı için yorulma analizi yapılmasına gerek yoktur.

2.1.7.2. Elastik stres analizi yöntemini kullanarak yorulmanın belirlenmesi

Yorulma belirlenmesinde kullanılacak kontrol stresi, şu şekilde tanımlanan etkin toplam stres genliğidir:

$$0.5 (P_L + P_B + F + Q)$$

Belirleme Prosedürü

Adım 1:

Bileşene uygulanan tüm önemli yükler ve olaylar dahil olmak üzere yük geçmişi belirlenir.

Adım 2:

Bireysel gerilim-gerinim döngüleri belirlenir ve sabit sayı M olarak tanımlanır. Döngü (devir, çevrim) sayma yöntemleri Asme Kısım VIII Bölüm 2 Ek 5.B'de mevcuttur [4].

Adım 3:

Adım 2'de sayılan k^{th} döngüsü için eşdeğer stres aralığı belirlenir. Kod, bunu yapmak için iki farklı yaklaşım sunar. Bu tezde sadece bir yöntem sunulmuştur.

Başlangıç ve bitiş noktaları için gerilim tensörü ($\mathbf{m}_{\sigma_{ij,k}}, \mathbf{n}_{\sigma_{ij,k}}$)'in belirlenmesi gerekir (k^{th} döngüsü için zaman noktaları n_t ve m_t). Aynı zaman noktalarındaki yerel termal stres ($\mathbf{m}_{\sigma_{ij,k}}^{LT}, \mathbf{n}_{\sigma_{ij,k}}^{LT}$) de belirlenmelidir.

Bu duruma göre aşağıdaki nicelikler hesaplanır:

$$(\Delta\sigma_{ij,k} = (m_{\sigma_{ij,k}} - m_{\sigma_{ij,k}}^{LT}) - (n_{\sigma_{ij,k}} - n_{\sigma_{ij,k}}^{LT}))$$

$$\Delta S_{p,k} - \Delta S_{LT,k}$$

$$= \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{22,k})^2 + (\Delta\sigma_{11,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + (\Delta\sigma_{22,k} - \Delta\sigma_{33,k})^2 + 6(\Delta\sigma_{12,k}^2 + \Delta\sigma_{13,k}^2 + \Delta\sigma_{23,k}^2) \}^{0.5}$$

$$\Delta\sigma_{ij,k}^{LT} = m_{\sigma_{ij,k}}^{LT} - n_{\sigma_{ij,k}}^{LT}$$

$$\Delta S_{LT,k} = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (\Delta\sigma_{11,k}^{LT} - \Delta\sigma_{22,k}^{LT})^2 + (\Delta\sigma_{11,k}^{LT} - \Delta\sigma_{33,k}^{LT})^2 + (\Delta\sigma_{22,k}^{LT} - \Delta\sigma_{33,k}^{LT})^2 \}^{0.5}$$

Adım 4:

Adım 3'te oluşturulan miktarlar aracılığıyla k^{th} döngüsü için etkin alternatif eşdeğer stres genliğini belirlenir.

$$S_{alt,k} = \frac{K_f \times K_{e,k} \times (S_{p,k} - \Delta S_{LT,k}) + K_{v,k} \times \Delta S_{LT,k}}{2}$$

Bölgesel stres ve kaynakların etkileri sayısal modele dahil edilirse, mukavemet azaltma faktörü $K_f=1.0$ olur. Değilse, mukavemet azaltma faktörü için değerler Şekil 2.8 ve 2.9'da verilmiştir [4].

Table 5.11 Weld Surface Fatigue-Strength-Reduction Factors								
Weld Condition	Surface Condition	Quality Levels (See Table 5.12)						
		1	2	3	4	5	6	7
Full penetration	Machined	1.0	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0
	As-welded	1.2	1.6	1.7	2.0	2.5	3.0	4.0
Partial penetration	Final surface machined	NA	1.5	1.5	2.0	2.5	3.0	4.0
	Final surface as-welded	NA	1.6	1.7	2.0	2.5	3.0	4.0
	Root	NA	NA	NA	NA	NA	NA	4.0
Fillet	Toe machined	NA	NA	1.5	NA	2.5	3.0	4.0
	Toe as-welded	NA	NA	1.7	NA	2.5	3.0	4.0
	Root	NA	NA	NA	NA	NA	NA	4.0

Şekil 2.8. Kaynak yüzeyi yorulma dayanımı azaltma faktörleri, [4]

Şekil 2.8'den elde edilen kalite seviyeleri, mukavemet azaltma faktörünü oluşturmak için aşağıdaki Şekil 2.9'da kullanılacaktır.

Table 5.12 Weld Surface Fatigue-Strength-Reduction Factors		
Fatigue-Strength-Reduction Factor	Quality Level	Definition
1.0	1	Machined or ground weld that receives a full volumetric examination, and a surface that receives MT/PT examination and a VT examination
1.2	1	As-welded weld that receives a full volumetric examination, and a surface that receives MT/PT and VT examination
1.5	2	Machined or ground weld that receives a partial volumetric examination, and a surface that receives MT/PT examination and VT examination
1.6	2	As-welded weld that receives a partial volumetric examination, and a surface that receives MT/PT and VT examination

Table 5.12 Weld Surface Fatigue-Strength-Reduction Factors (Cont'd)		
Fatigue-Strength-Reduction Factor	Quality Level	Definition
1.5	3	Machined or ground weld surface that receives MT/PT examination and a VT examination (visual), but the weld receives no volumetric examination inspection
1.7	3	As-welded surface that receives MT/PT examination and a VT examination (visual), but the weld receives no volumetric examination inspection
2.0	4	Weld has received a partial or full volumetric examination, and the surface has received VT examination, but no MT/PT examination
2.5	5	VT examination only of the surface; no volumetric examination nor MT/PT examination
3.0	6	Volumetric examination only
4.0	7	Weld backsides that are nondefinable and/or receive no examination

GENERAL NOTES:
(a) Volumetric examination is RT or UT in accordance with Part 7.
(b) MT/PT examination is magnetic particle or liquid penetrant examination in accordance with Part 7.
(c) VT examination is visual examination in accordance with Part 7.
(d) See WRC Bulletin 432 for further information.

Şekil 2.9. Kaynak yüzeyi yorulma dayanımı azaltma faktörleri, [4]

Yorulma faktörü $K_{e,k}$, aşağıdaki denklemler kullanılarak hesaplanır.

$$K_{e,k} = 1.0 \text{ for } \Delta S_{n,k} \leq S_{P,S}$$

$$K_{e,k} = 1.0 + \frac{1-n}{n(m-1)} \left(\frac{\Delta S_{n,k}}{S_{P,S}} - 1 \right) \text{ for } S_{P,S} < \Delta S_{n,k} < mS_{P,S}$$

$$K_{e,k} = \frac{1}{n} \text{ for } \Delta S_{n,k} \geq mS_{P,S}$$

m ve n faktörleri Şekil 2.10.'dan [4] belirlenir ve $S_{P,S}$ ve $\Delta S_{n,k}$ değerleri Kilitleme değerlendirmesi altında tanımlanır.

Table 5.13 Fatigue Penalty Factors for Fatigue Analysis				
Material	K_e [Note (1)]		T_{max} [Note (2)]	
	m	n	$^{\circ}\text{C}$	$^{\circ}\text{F}$
Low alloy steel	2.0	0.2	371	700
Martensitic stainless steel	2.0	0.2	371	700
Carbon steel	3.0	0.2	371	700
Austenitic stainless steel	1.7	0.3	427	800
Nickel-chromium-iron	1.7	0.3	427	800
Nickel-copper	1.7	0.3	427	800

NOTES:
 (1) Fatigue penalty factor.
 (2) The fatigue penalty factor should be used only if all of the following are satisfied:
 • The component is not subject to thermal ratcheting.
 • The maximum temperature in the cycle is within the value in the table for the material.

Şekil 2.10. Yorulma kayıp faktörleri, [4]

Poisson doğrulama faktörü $K_{e,k}$, aşağıdaki denklem kullanılarak hesaplanır:

$$K_{e,k} = \frac{1 - v_e}{1 - v_p}$$

$$v_p = \max\left[0.5 - 0.2 \left(\frac{S_{y,k}}{S_{a,k}}\right), v_e\right]$$

Adım 5:

Adım 4'te hesaplanan alternatif eşdeğer stres için izin verilen döngü sayısı belirlenir. Bu değer, Asme Kısım VIII Bölüm 2 Ek 3.F'de sağlanan yorulma eğrilerinden elde edilir [4].

Adım 6:

Döngünün gerçek tekrar sayısının olduğu döngü için yorulma hasarı faktörü belirlenir.

$$D_{f,k} = \frac{n_k}{N_k}$$

Adım 7:

3. adımdan 6. adıma kadar olan adım, 2. adımda tanımlanan tüm stres aralıkları için tekrarlanmalıdır.

Adım 8:

Son olarak, tüm stres aralıkları için toplam birikmiş yorulma hasarı hesaplanmalıdır. Yorulma hasarı için araştırılan konum, aşağıdaki denklem karşılanırsa sürekli çalışma için kabul edilebilir:

$$D_f = \sum_k^m D_{f,k} \leq 1.0$$

Adım 9:

Yorulma değerlendirmesine tabi tutulan yapıdaki her nokta için bu kontrolün tekrarlanması gerekir.

2.1.8. Yorulma bozunumu değerlendirmesi

Yorulma bozunumu analizi için elastik yaklaşım kullanılırken, aşağıdaki sınır karşılanmalıdır:

$$\Delta S_{n,k} \leq S_{P,S}$$

$\Delta S_{n,k}$ miktarı, $(P_L + P_b + Q)$ 'nin bir bölümünün kalınlığı boyunca en yüksek değerden türetilen eşdeğer gerilim aralığıdır.

İzin verilen $S_{P,S}$ sınırı, aşağıdakilerden en büyüğü olarak hesaplanır: [4]

- Çalışma döngüsü boyunca en yüksek ve en düşük sıcaklık için Asme Kısım VIII Bölüm 2 Ek 3.A'daki malzeme için S değerinin ortalamasının üç katıdır.
- Çalışma döngüsü sırasında en yüksek ve en düşük sıcaklıkta m Kısım VIII Bölüm 2 Ek 3.D'deki malzeme için S_y değerlerinin iki katıdır.

2.2. Elastik-Plastik Analiz - [Asme Kısım VIII Bölüm.2: 2019]

2.2.1. Genel bilgiler

Elastik-plastik gerilme analizinde, bileşenin hem yükleme hem de deformasyon özellikleri dikkate alınarak bir dağılma yükü elde edilir. İzin verilen yük, hesaplanan plastik dağılma yüküne dizayn faktörleri uygulanarak belirlenir. Kodda verilen gereksinimler, farklı hasar modlarına karşı korumaya dayanmaktadır.

ASME Kısım VIII Bölüm 2, 2019'da ele alınan ana arıza modları: [4]

- Plastik dağılmaya karşı koruma.
- Bölgesel hasara karşı koruma.
- Burkulma nedeniyle dağılmaya karşı koruma.
- Döngüsel yüklerden veya yorulmadan kaynaklanan hasara karşı koruma.

Yorulma bozunumu değerlendirmesi

Elastik-plastik gerilme analizi yönteminin dezavantajları: [5]

- Elastik-plastik analiz daha karmaşıktır ve hesaplamalar daha fazla hesaplama süresi gerektirir.
- Analistin, önemli bir deneyim ve yapısal davranışın mükemmel bir şekilde anlaşılmasını gerektiren yapı için uygun hizmet kriterlerini tanımlaması gerekmektedir.

Elastik-plastik gerilme analizi yönteminin avantajları:

- Esnek olmayan analiz, stresleri kategorize etme problemini ortadan kaldırır.
- üç boyutlu stres alanları ve karmaşık geometriye sahip modeller için geçerlidir.
- Gerçek yapı davranışı, bu yöntem kullanılarak daha doğru bir şekilde sunulur.
- Yöntem, geleneksel tasarımda iyileştirmelere izin verir.
- Özel tasarlanmış çözümlere ve ayrıntılara daha esnek bir yaklaşım sağlar.

2.2.2. Yük durumları

Bileşene uygulanan tüm yükler analizde dikkate alınacaktır. Yüklerin ve zamanla değişen yüklerin kombinasyonu da dikkate alınmalıdır. Zamanla değişen yükler için, her belirli yükün zaman değişimini göstermek için bir yük histogramı geliştirilmelidir.

Normal çalışmalar için aşağıdaki yük durumları dikkate alınır:

- İlgili yerdeki kabın boş ağırlığı, içeriği ve ekleri (**D**).
- Akışkan momentumunun etkisi dahil hareketli yük. (**L**).
- İç ve dış dizayn basıncı (**P**).
- Sıvı veya dökme malzemelerden kaynaklanan hidrostatik basınç. (**P_s**)
- Deprem yükleri (**E**)
- Rüzgar yükleri (**W**)
- Kar yükleri (**S_s**)
- Termal yükler ve uygulanan yer değiştirmeler gibi kendi kendini sınırlandıran yükler. (**T**)

Elastik-plastik analizi için önerilen tasarım yük durumu kombinasyonları Şekil 2.11'de verilmiştir [4].

Table 5.5 Load Case Combinations and Load Factors for an Elastic-Plastic Analysis	
Criteria	Required Factored Load Combinations
	Design Conditions
Global	(1) $\beta(P + P_s + D)$ (2) $0.88\beta(P + P_s + D + T) + 1.13\beta L + 0.36\beta S_s$ (3) $0.88\beta(P + P_s + D) + 1.13\beta S_x + 0.71\beta L$ or $0.36\beta W$ (4) $0.88\beta(P + P_s + D) + 0.71\beta W + 0.71\beta L + 0.36\beta S_s$ (5) $0.88\beta(P + P_s + D) + 0.71\beta E + 0.71\beta L + 0.14\beta S_s$
Local	$1.7(P + P_s + D)$
Serviceability	Per User's Design Specification, if applicable; see 5.2.4.3(b)
	Test Condition
Global	$\frac{\beta}{1.5} \times \frac{1}{\beta_T} (P_T + P_s + D + 0.6W_{pt})$
Serviceability	Per User's Design Specification, if applicable
GENERAL NOTES:	
(a) The parameters used in the Design Load Combination column are defined in Table 5.2.	
(b) See 5.2.4.3 for descriptions of global and serviceability criteria.	
(c) S is the allowable membrane stress at the design temperature.	
(d) S_T is the allowable membrane stress at the pressure test temperature.	
(e) Loads listed herein shall be considered to act in the combinations described above; whichever produces the most unfavorable effect in the component being considered. Effects of one or more loads not acting shall be considered.	

Şekil 2.11. Yük durumu kombinasyonları, [4]

2.2.3. Malzeme özellikleri

Young modülü, termal genleşme katsayısı, termal iletkenlik, termal yayılma, yoğunluk ve Poisson oranı gibi fiziksel özellikler Asme Kısım VIII Bölüm 2 İçerik 3'te bulunur [4].

Farklı sıcaklıklarda farklı malzemeler [29] için izin verilen gerilim (S), minimum belirtilen akma dayanımı ve minimum belirtilen çekme dayanımı gibi güç parametreleri Şekil 2.12 'de bulunur [6].

Table 5A (Cont'd) Section VIII, Division 2 Maximum Allowable Stress Values, S , for Ferrous Materials							
Allowable Stress Values, S , for Ferrous Materials							
36	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Smls. tube	SA-213	T5	K41545	...	5B 1
37	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Fittings	SA-234	WP5	K41545	...	5B 1
38	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Smls. pipe	SA-335	P5	K41545	...	5B 1
39	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Forged pipe	SA-369	FP5	K41545	...	5B 1
40	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Plate	SA-387	5	K41545	1	5B 1
41	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Forgings	SA-336	F5	K41545	...	5B 1
Table 5A (Cont'd) Section VIII, Division 2 Maximum Allowable Stress Values, S , for Ferrous Materials							
36	415	205	649	CS-2	T6		
37	415	205	649	CS-2	T6		
38	415	205	649	CS-2	T6		
39	415	210	649	CS-2	T6		
40	415	210	649	CS-2	T6		
41	415	250	649	CS-2	T6		

Şekil 2.12. Asme Kısım VIII Bölüm 2 için geçerli malzeme değerleri (Asme Kısım II Bölüm D, 2019) [6]

Table 5A (Cont'd)
Section VIII, Division 2
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials

Maximum Allowable Stress, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature, °C, Not Exceeding																		
36	138	129	124	122	120	119	119	118	118	117	117	116	114	112	110	106	103	80.6
37	138	129	124	122	120	119	119	118	118	117	117	116	114	112	110	106	103	80.6
38	138	129	124	122	120	119	119	118	118	117	117	116	114	112	110	106	103	80.6
39	138	129	124	122	120	119	119	118	118	117	117	116	114	112	110	106	103	80.6
40	138	129	124	122	120	119	119	118	118	117	117	116	114	112	110	106	103	80.6
41	165	155	149	146	144	143	142	142	141	141	140	139	137	134	131	128	123	80.6

Table 5A (Cont'd)
Section VIII, Division 2
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials

Maximum Allowable Stress, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature, °C, Not Exceeding																	
36	61.7	46.4	34.7	25.5	17.8	11.4	6.73	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
37	61.7	46.4	34.7	25.5	17.8	11.4	6.73	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
38	61.7	46.4	34.7	25.5	17.8	11.4	6.73	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
39	61.7	46.4	34.7	25.5	17.8	11.4	6.73	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
40	61.7	46.4	34.7	25.5	17.8	11.4	6.73	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
41	61.7	46.4	34.7	25.5	17.8	11.4	6.73	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...

Şekil 2.12.(Devamı) Asme Kısım VIII Bölüm 2 için geçerli malzeme değerleri (Asme Kısım II Bölüm D, 2019) [6]

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

19	5Cr-1/2Mo	Smls. tube	SA-213	T5	K41545	...	...	5B	1
20	5Cr-1/2Mo	Smls. & wld. fittings	SA-234	WP5	K41545	...	...	5B	1
21	5Cr-1/2Mo	Smls. pipe	SA-335	P5	K41545	...	...	5B	1

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

19	415	205	649	371	649	NP	CS-2	T4
20	415	205	649	371	649	NP	CS-2	T4, W14
21	415	205	649	371	649	NP	CS-2	T4

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

19	118	118	118	116	114	114	113	112	111	109	107	104	100	96.1	81.4
20	118	118	118	116	114	114	113	112	111	109	107	104	100	96.1	81.4
21	118	118	118	116	114	114	113	112	111	109	107	104	100	96.1	81.4

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
(*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

19	61.7	46.4	34.7	25.8	18.0	11.5	6.68	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
20	61.7	46.4	34.7	25.8	18.0	11.5	6.68	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
21	61.7	46.4	34.7	25.8	18.0	11.5	6.68	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...

Şekil 2.13. Asme Kısım VIII Bölüm 1 için geçerli malzeme değerleri (Asme Kısım II Bölüm D, 2019) [6]

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Nominal Composition	Product Form	Spec. No.	Type/Grade	Alloy Desig./ UNS No.	Class/ Condition/ Temper	Size/ Thickness, mm	P-No.	Group No.
19	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Smls. tube	SA-213	T5	K41545	...	...	5B	1
20	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Smls. & wld. fittings	SA-234	WP5	K41545	...	...	5B	1
21	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Smls. pipe	SA-335	P5	K41545	...	...	5B	1
22	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Forged pipe	SA-369	FP5	K41545	...	...	5B	1
23	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Plate	SA-387	5	K41545	1	...	5B	1
24	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Wld. pipe	SA-691	5CR	K41545	...	...	5B	1
25	5Cr- $\frac{1}{2}$ Mo	Forgings	SA-336	F5	K41545	...	...	5B	1

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Min. Tensile Strength, MPa	Min. Yield Strength, MPa	Applicability and Max Temperature Limits (NP = Not Permitted) (SPT = Supports Only)				External Pressure Chart No.	Notes
			I	III	VIII-1	XII		
22	415	205	649	371	649	NP	CS-2	T4
23	415	205	649	371	649	NP	CS-2	T4
24	415	205	NP	371	NP	NP	CS-2	G26, W10, W12
25	415	250	649	NP	649	NP	CS-2	T4

Table 1A (Cont'd)
Section I; Section III, Classes 2 and 3;* Section VIII, Division 1; and Section XII
Maximum Allowable Stress Values, S, for Ferrous Materials
 (*See Maximum Temperature Limits for Restrictions on Class)

Line No.	Maximum Allowable Stress, MPa (Multiply by 1000 to Obtain kPa), for Metal Temperature, °C, Not Exceeding															
	500	525	550	575	600	625	650	675	700	725	750	775	800	825	850	900
22	61.7	46.4	34.7	25.8	18.0	11.5	6.68	...	...	...	...	...	...	...	...	...
23	61.7	46.4	34.7	25.8	18.0	11.5	6.68	...	...	...	...	...	...	...	...	...
24	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...	...
25	61.7	46.4	34.7	25.8	18.0	11.5	6.68	...	...	...	...	...	...	...	...	...

Şekil 2.13. (Devamı) Asme Kısım VIII Bölüm 1 için geçerli malzeme değerleri (Asme Kısım II Bölüm D, 2019) [6]

2.2.4. Plastik dağılmaya karşı koruma

Plastik dağılma yükü, sonlu elemanlar yöntemi gibi sayısal bir analiz kullanılarak belirlenebilir. Bir çözüm elde etmek için elastik-plastik bir modelin dahil edilmesi gerekir. Doğrusal olmayan geometrinin etkisi, geometrik güçlendirme/zayıflamanın yanı sıra dahil edilecektir. Plastik dağılma yükü, genel yapısal kararsızlığa neden olan yük olarak tanımlanır. Bu nokta, yükte küçük bir artışın çözüm için denge koşullarının elde edilememesi ile gösterilir. Sayısal hesaplama için çözümün yakınsamayacağı noktadır.

Kabul Kriteri

Elastik-plastik analizinde kullanılmak üzere iki kabul kriteri vardır: Genel kriterler ve işletme kriterleri.

Genel kriter, genel plastik dağılma yükünü sınırlayıcı bir değer olarak kullanır. Plastik dağılma yükü, genel yapısal kararsızlığa neden olan yük veya yük kombinasyonu olarak tanımlanır. Bir yapı için plastik dağılma yükünü elde etmek için gereken titiz hesaplamalara ve yinelemelere bir alternatif olarak, Yük Direnç Faktörü Tasarımı (LRFD) kavramı kullanılabilir.

YDFT prosedürü, belirsizliği hesaba katmak için bir dizayn faktörü dahil olmak üzere Şekil 2.11'de gösterildiği gibi çarpanlarına ayrılmış yükleri kullanır. Daha sonra bileşenin bu faktörlü yüklere karşı direnci, elastik-plastik analizi kullanılarak belirlenir.

İşletme kriterleri, bileşen dizayn yüklerine maruz kaldığında yapıdaki her konumun kabul edilebilir performans limiti içinde olması gerektiğini belirtir. Plastik dağılma kriterleri karşılanabilir ancak bileşen, tatmin edici olmayan performansa neden olan büyük deformasyonlara sahip olabilir. Bu durumda, dizayn yüklerinin deformasyon veya sapma kriterlerine göre azaltılması gerekebilir.

Değerlendirme Prosedürü

Elastik-plastik stres analizi kullanılarak bileşenin kabul edilebilirliğini belirlemek için aşağıdaki prosedür kullanılır.

Adım 1:

Bileşenin doğru bir sayısal modelinin oluşturulması gerekir. Model, ilgili tüm geometrik özelliklerini, sınır koşullarını ve bileşenin uygulanan yüklerini içerecektir. Karmaşık geometri alanları, gerilmelerin (streslerin) ve gerinimlerin doğru bir tanımını elde etmek için ek sayısal modeller edinebilir.

Adım 2:

İlgili tüm yükler ve yük kombinasyonları belirlenecektir. Dikkate alınacak yükler, yükleme koşulları adı verilen bölümde tanımlanmış ve sunulmuştur.

Adım 3:

Sertleşme veya yumuşama içeren bir malzeme modeli veya elastik-mükemmel plastik bir model kullanılabilir. Plastisite bekleniyorsa, Von Mises akma fonksiyonu ve ilgili akış kuralı kullanılmalıdır. Doğrusal olmayan geometrinin etkisi dikkate alınacaktır. Asme Kısım VIII Bölüm 2 Ek 3.D [4], sıcaklığa bağlı sertleşmeyi dikkate alan gerçek gerilim-uzama eğrisi modellerini içerir. Bu modeli kullanırken, sertleşme davranışı gerçek nihai gerilme sınırına kadar dikkate alınmalı ve bu sınırın ötesinde mükemmel plastiklik davranışı kullanılmalıdır. Mükemmel plastisite davranışı, gerilim-uzama eğrilerinin eğimsiz olmasına eşdeğerdir.

Adım 4:

Analizde kullanılacak farklı yük durumu kombinasyonlarını Şekil 2.11'de belirlenir. Yük durumlarının her biri incelenmeli ve değerlendirilmelidir.

Adım 5:

Adım 4'te oluşturulan yük durumlarının her biri için bir elastik-plastik analizi gerçekleştirilir. Yakınsama elde edilirse, uygulanan yük durumu altında bileşen karardır. Analiz yakınsamaya ulaşmıyorsa, bileşen konfigürasyonu değiştirilmeli veya uygulanan yükler azaltılmalı ve analiz tekrarlanmalıdır.

Elastik-plastik analizinin çözümü için yakınsama, plastik dağılmaya karşı koruma olarak kabul edilir.

2.2.5. Bölgesel hasarlara karşı koruma

Elastik plastik yöntemi kullanılarak bölgesel hasara karşı korumayı değerlendirmek için aşağıdaki prosedür kullanılmalıdır.

Adım 1:

Asme Kısım VIII Bölüm 2 Şekil 2.1'de verilen yük kombinasyonlarına dayalı bir elastik-plastik stres analizi yapılacaktır. Yerel kriterler için kombinasyonlar, doğrusal olmayan geometrinin (büyük sapmalar) etkileriyle birlikte kullanılmalıdır.

Adım 2:

Araştırılacak yer için asal stresler belirlenmelidir [32]. Von Mises' (maksimum sapma (bozulma) enerjisi) akma kriteri, eşdeğer stresi oluşturmak için kullanılacaktır:

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]^{0.5}$$

Toplam eşdeğer plastik gerinim, eşdeğer stresden elde edilmeli ve ϵ_{peq} olarak gösterilmelidir.

Adım 3:

Sınırlayıcı üç eksenli gerilim, aşağıdaki denklemle belirlenir:

$$\epsilon_{peq} = \epsilon_{Lu} \times \exp\left[-\left(\frac{a_{sl}}{1 + m_2}\right) \left(\frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3\sigma_e}\right) - \frac{1}{3}\right]$$

Değerler (ϵ_{Lu} , m_2 and a_{sl}) Asme Kısım VIII Bölüm 2 Şekil 2.14'den [4] belirlenir.

Table 5.7 Uniaxial Strain Limit for Use in Multiaxial Strain Limit Criterion					
Material	Maximum Temperature	Uniaxial Strain Limit, ϵ_{Lu} [Note (1)], [Note (2)], [Note (3)]			
		m_2	Elongation Specified	Reduction of Area Specified	α_{sl}
Ferritic steel	480°C (900°F)	0.60(1.00 - R)	$2 \cdot \ln\left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$\ln\left[\frac{100}{100 - RA}\right]$	2.2
Stainless steel and nickel base alloys	480°C (900°F)	0.75(1.00 - R)	$3 \cdot \ln\left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$\ln\left[\frac{100}{100 - RA}\right]$	0.6
Duplex stainless steel	480°C (900°F)	0.70(0.95 - R)	$2 \cdot \ln\left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$\ln\left[\frac{100}{100 - RA}\right]$	2.2
Precipitation hardenable nickel base alloys	540°C (1,000°F)	1.09(0.93 - R)	$\ln\left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$\ln\left[\frac{100}{100 - RA}\right]$	2.2
Aluminum	120°C (250°F)	0.52(0.98 - R)	$1.3 \cdot \ln\left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$\ln\left[\frac{100}{100 - RA}\right]$	2.2
Copper	65°C (150°F)	0.50(1.00 - R)	$2 \cdot \ln\left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$\ln\left[\frac{100}{100 - RA}\right]$	2.2
Titanium and zirconium	260°C (500°F)	0.50(0.98 - R)	$1.3 \cdot \ln\left[1 + \frac{E}{100}\right]$	$\ln\left[\frac{100}{100 - RA}\right]$	2.2

NOTES:
(1) If the elongation and reduction in area are not specified, then $\epsilon_{Lu} = m_2$. If the elongation or reduction in area is specified, then ϵ_{Lu} is the maximum number computed from columns 3, 4, or 5, as applicable.
(2) R is the ratio of the minimum specified yield strength divided by the minimum specified ultimate tensile strength.
(3) E is the % elongation and RA is the % reduction in area determined from the applicable material specification.

Şekil 2.14. Tek eksenli gerinim limiti, [4]

Table 5.2 Load Combination Parameters		
Design Load Parameter	Operating Load Parameter [Note (1)]	Description
P	P_o	Internal and external specified design or operating pressure
P_S	P_{So}	Design or operating static head from liquid or bulk materials (e.g., catalyst)
P_T	...	Selected hydrostatic or pneumatic test pressure [see 8.2.1(d) or 8.3.1]. Used only in the pressure test load combinations.
D	D_o	Deadweight of the vessel, contents, and appurtenances at the location of interest, including the following: • weight of vessel including internals, supports (e.g., skirts, lugs, saddles, and legs), and appurtenances (e.g., platforms, ladders, etc.) • weight of vessel contents design, operating, and test conditions • refractory linings, insulation • static reactions from the weight of attached equipment, such as motors, machinery, other vessels, and piping • transportation loads (the static forces obtained as equivalent to the dynamic loads experienced during normal operation of a transport vessel [see 1.2.1.3(b)])
L	L_o	• Appurtenance live loading • Effects of fluid momentum, steady state, and transient • Loads resulting from wave action
E	Same as design parameter	Earthquake loads (see 5.1.3.2)
W		Wind loads (see 5.1.3.2)
W_{pt}		The pressure test wind load case. The design wind speed for this case shall be specified by the Owner-User. Used only in the pressure test load combinations.
S_s		Snow loads
T	T_o	The self-restraining load case (i.e., thermal loads, applied displacements). This load case does not typically affect the collapse load, but should be considered in cases where elastic follow-up causes stresses that do not relax sufficiently to redistribute the load without excessive deformation.
NOTE: (1) The operating load parameters do not necessarily represent single quantities, but rather each operating load parameter may represent multiple operating conditions as specified in the User's Design Specification [see 2.2.1.1(e) and 2.2.1.1(f)].		

Şekil 2.15. Yük kombinasyon parametreleri, [4]

Adım 4:

Bölüm 6'daki malzemelere ve imalat yöntemine dayalı biçimlendirme gerilimi belirlenmeli ve ϵ_{cf} olarak gösterilmelidir. Isıl işlem yapılırsa biçimlendirme geriniminin sıfır olduğu varsayılabilir.

Adım 5:

Araştırılan konumda aşağıdaki denklem sağlanırsa, bileşenin bölgesel hasara karşı korunduğu kabul edilir.

$$\epsilon_{peg} + \epsilon_{cf} \leq \epsilon_L$$

Bir dizi yüklemeye maruz kalan bir bileşenin bölgesel hasara karşı korumasını değerlendirmek için bir prosedür de sağlanmaktadır. Bu prosedürde, yük sırası k yük artışına bölünür. Ardından, her artış için:

$$\sigma_{1,k}, \sigma_{2,k}, \sigma_{3,k}$$

Her bir artış için eşdeğer stres, 2. adımda sunulan von Mises formülü ile hesaplanır. Ardından, önceki yük artışından eşdeğer stresdeki ve eşdeğer plastik gerinimdeki değişim şu şekilde olacaktır:

$$\Delta\sigma_{e,k}$$

$$\Delta\epsilon_{peq,k}$$

k^{th} yük artışı için gerinim limiti aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır:

$$\epsilon_{L,k} = \epsilon_{Lu} \times \exp\left[-\left(\frac{a_{sl}}{1+m_2}\right)\left(\frac{\sigma_{1,k} + \sigma_{2,k} + \sigma_{3,k}}{3\sigma_{e,k}}\right) - \frac{1}{3}\right]$$

Değerler (ϵ_{Lu} , m_2 and a_{sl} Asme Kısım VIII Bölüm 2 Şekil 2.14'den belirlenir.

Her artış için gerinim sınırı hasarı şu şekilde hesaplanır:

$$D_{\epsilon,k} = \frac{\Delta\epsilon_{peq,k}}{\epsilon_{L,k}}$$

Şekillendirmeden kaynaklanan gerinim sınırı hasarı şu şekilde hesaplanır:

$$D_{\epsilon,form} = \frac{\epsilon_{cf}}{\epsilon_{Lu} \times \exp\left[-0.67\left(\frac{a_{sl}}{1+m_2}\right)\right]}$$

Isıl işlem Asme Kısım VIII Bölüm 2, 6'ya göre yapılırsa, şekillendirmeden kaynaklanan gerinim sınırı hasarının sıfır olduğu varsayılır [4].

Aşağıdaki denklem sağlanırsa, bileşendeki konum belirtilen yükleme sırası için kabul edilebilir:

$$D_{\epsilon} = D_{\epsilon,form} + \sum_{k=1}^m D_{e,k} \leq 1.0$$

2.2.6. Burkulmadan kaynaklı dağılmaya karşı koruma

Plastik dağılmaya karşı koruma için dizayn kriterleri, burkulma nedeniyle dağılmaya karşı koruma için bir dizayn faktörü ile birlikte sağlanmalıdır. Burkulmaya karşı koruma kriteri, uygulanan dizayn yükleri altında basınç gerilmesi alanına maruz kalan bileşenlerin burkulmasını önlemelidir [30].

Burkulma yükünü elde etmek için çözümdeki geometrik doğrusal olmayanların etkisiyle elastik-plastik stres analizi kullanılarak bir çatallanma burkulma analizi yapılırsa, minimum dizayn faktörü şöyle olacaktır:

$$\Phi_B = \frac{1.667}{\beta_{cr}}$$

Aşağıdaki kapasite azaltma faktörleri kullanılacaktır:

$$\beta_{cr} = 0.207 \text{ for } \frac{D_0}{t} \geq 1247$$

$$\beta_{cr} = \frac{338}{389 + \frac{D_0}{t}} \text{ for } \frac{D_0}{t} < 1247$$

Dış basınç altında sertleştirilmemiş ve halka ile sertleştirilmiş silindirler ve koniler için:

$$\beta_{cr} = 0.80$$

Dış basınç altındaki küresel, tori-küresel, eliptik başlıklar için:

$$\beta_{cr} = 0.124$$

Bu analiz için, bileşendeki ön stres, elastik analiz için sunulan yük kombinasyonlarına dayalı olarak oluşturulmalıdır. Sayısal analiz için, minimum burkulma yükünün belirlenmesinde tüm olası burkulma modları dikkate alınmalıdır [33]. Model basitleştirmelerinin kritik burkulma modunun hariç tutulmasıyla sonuçlanmamasını sağlamak için geometrik model dikkatlice incelenmelidir [34].

Asme Kısım VIII Bölüm 2 Şekil 2.1'de verilen faktörlü yük kombinasyonları kullanılarak “plastik dağılmaya karşı koruma” bölümünde gösterildiği gibi bir plastik çökme analizi yapılırsa, burkulma için tasarım faktörü hesaba katılır.

2.2.7. Döngüsel yüklerden kaynaklanan hasara karşı koruma

Bileşen döngüsel yük işlemine tabi tutulursa yorulma analizi gereklidir. Yorulma analizinin gerekli olup olmadığını belirlemek için, elastik analiz yöntemini içeren bölümde sunulan tarama kriterleri kullanılabilir. Belirtilen döngü sayısının 10^6 'dan büyük olduğu dizayn durumları için tarama kriterleri uygulanamaz ve yine de bir yorulma analizi gerekir.

Yorulma hasarı değerlendirmesinde elastik plastik stres analizi kullanılırken, etkin gerinim aralığı olarak bilinen bir parametre kullanılır. Bu hesaplama için iki yöntem önerilir, yani döngü-döngü analizi veya iki kez akma yöntemi. Döngü-döngü yöntemi, kinematik sertleştirme ile döngüsel bir plastiklik algoritması gerektirirken, iki kez

akma yöntemi, döngüsel plastiklik özelliği olmayan bir analiz programı ile kullanılabilir.

İki kez akma yöntemi, döngüyü temsil eden bir yük ile belirli bir döngüsel "gerilme aralığı-gerinim aralığı" eğrisine dayanır. Döngüsel eğri, malzeme testi ile elde edilebilir veya daha tutucu olduğu bilinen eğriler kullanılabilir. Belirli malzemeler ve sıcaklıklar için döngüsel gerilim-gerinim eğrileri de Asme Kısım VIII Bölüm 2 Ek 3.D'de verilmektedir [4].

Değerlendirme Prosedürü

Adım 1:

Bileşenin maruz kalabileceği tüm önemli çalışma yükleri ve olayları belirlenir.

Adım 2:

Araştırılmakta olan konum için bireysel gerilim-uzama döngüleri belirlenir ve busayı M olarak tanımlanır. Döngü sayma yöntemleri Asme Kısım VIII Bölüm 2 Ek 5.B'de mevcuttur [4].

Adım 3:

Adım 2'de sayılan döngülerin her biri için başlangıç ve bitiş noktalarındaki yükleri belirlenir. k^{th} döngüsü için yükleme aralıklarını (başlangıç ve bitiş noktasındaki yükler arasındaki farklar) hesaplamak için bu verileri kullanılır.

Adım 4:

k^{th} döngüsü için bir elastik-plastik gerilim analizi yapılır. Döngü-döngü analizi için, kinematik sertleştirme ile plastiklik algoritması kullanılarak sabit genlikli bir yükleme döngülenir. İki kez akma yöntemi için, başlangıç noktasındaki yükleme sıfır olarak kabul edilirken bitiş noktasındaki yükleme 3. adımda belirlenen aralıktır. Asme Kısım VIII Bölüm 2 Ek 3.D'deki [4] döngüsel gerilim-gerinim eğrileri kullanılabilir.

Adım 5:

Aşağıdaki denklemi kullanarak k 'inci döngü için etkin gerinim aralığı hesaplanır:

$$\Delta \epsilon_{ef,k} \leq \frac{\Delta S_{p,k}}{E_{ya,k}} + \Delta \epsilon_{peq,k}$$

Etkin von Mises gerilim aralığı şu şekilde hesaplanır:

$$\Delta S_{P,k} = \frac{1}{\sqrt{2}} \{ (\Delta \sigma_{11,k} - \Delta \sigma_{22,k})^2 + (\Delta \sigma_{11,k} - \Delta \sigma_{33,k})^2 + (\Delta \sigma_{22,k} - \Delta \sigma_{33,k})^2 + 6(\Delta \sigma_{12,k}^2 + \Delta \sigma_{13,k}^2 + \Delta \sigma_{23,k}^2) \}^{0.5}$$

Ve k'inci adım için eşdeğer plastik gerinim aralığı şu şekilde hesaplanır:

$$\Delta \epsilon_{peq,k} = \frac{\sqrt{2}}{3} \{ (\Delta P_{11,k} - \Delta P_{22,k})^2 + (\Delta P_{22,k} - \Delta P_{33,k})^2 + (\Delta P_{33,k} - \Delta P_{11,k})^2 + 1.5(\Delta P_{12,k}^2 + \Delta P_{23,k}^2 + \Delta P_{31,k}^2) \}^{0.5}$$

kth döngüsü için bileşen gerilimi ve plastik gerinim aralıkları, sırasıyla $\Delta \sigma_{ij,k}$ ve $\Delta P_{ij,k}$ olarak belirlenmiştir.

İki kez akma yöntemi kullanılarak, eşdeğer plastik gerinim aralığı ve von Mises eşdeğer stres aralığı, doğrudan bir stres analizinden elde edilebilen çıktılarıdır.

Adım 6:

Aşağıdakileri kullanarak kth döngü için etkili alternatif gerilimi hesaplanır:

$$S_{alt,k} = \frac{E_{y,k} \times \Delta \epsilon_{ef,k}}{2}$$

Adım 7:

Adım 6'da hesaplanan alternatif eşdeğer stres için izin verilen N_k çevrim sayısını belirleyin. Değer, Kısım VIII Bölüm 2 Ek 3.F'de [4] sağlanan yorulma eğrilerinden elde edilir.

Adım 8:

Döngünün gerçek tekrar sayısının n_k olduğu döngü için yorulma hasar faktörü belirlenir.

$$D_{f,k} = \frac{N_k}{n_k}$$

Adım 9:

Adım 3 ila adım 8, adım 2'de tanımlanan tüm gerilim aralıkları için tekrarlanmalıdır.

Adım 10:

Tüm stres aralıkları için toplam birikmiş yorulma hasarı hesaplanmalıdır. Yorulma hasarı için araştırılan konum, aşağıdaki denklem karşılanırsa sürekli çalışma için kabul edilebilir:

$$D_f = \sum_{k=1}^m D_{f,k} \leq 1.0$$

Adım 11:

Yorulma değerlendirmesine tabi tutulan bileşendeki her nokta için 2'den 10'a kadar olan adımlar tekrarlanır.

2.2.8. Yorulma bozunumu değerlendirmesi

Kararlı durum yükleri ve döngüsel yüklemelerin özel kombinasyonları altında yorulma bozunumu olasılığı vardır [31]. Yorulma bozunumunun uygun şekilde değerlendirilmesi, bileşenin elastik-plastik analizini gerektirecektir.

Yorulma bozunumuna karşı korumayı değerlendirmek için elastik-plastik yöntemi kullanıldığında, yükler bir döngüde uygulanır ve kaldırılır. Gerilme-gerinim histerezis (gecikme) döngüsünün ilerlemesi stabilize edilirse, kilitlenmeye karşı korumanın yerine getirildiği kabul edilir.

Değerlendirme Prosedürü

Adım 1:

İlgili tüm geometriyi, uygulanan yükleri ve sınır koşullarını içeren sayısal bir model geliştirilecektir.

Adım 2:

İlgili tüm yükler ve yük durumları tanımlanmalıdır.

Adım 3:

Analizde elastik-tamamen plastik malzeme modeli kullanılacaktır. Doğrusal olmayan geometrinin etkisi (büyük sapmalar) dikkate alınacaktır. Plastik sınırın tanımı için akma dayanımı, belirtilen sıcaklıkta minimum akma dayanımı olacaktır.

Adım 4:

Yorulma bozunumu olasılığı en yüksek olan yük için elastik-plastik analiz, bir dizi tekrar için yapılmalıdır.

Adım 5:

Aşağıdaki yorulma bozunmu kriterleri, çözüm yakınsamasını göstermek için gereken en az üç tam tekrardan sonra değerlendirilmelidir. Aşağıda sunulan kriterlerden herhangi biri karşılanırsa kilitleme koruması karşılanmış kabul edilir.

- Bileşende plastik hareket veya sıfır plastik gerinim yoktur.
- Bileşenin birincil yük taşıma sınırındaki çekirdek elastiktir.
- Bileşenin genel boyutlarında kalıcı bir değişiklik olmaz.
- Döngü süresine karşı ilgili bileşen boyutlarının grafiği ile doğrulanmıştır.



3. TASARIM ESASLARI

3.1. Genel Tanıtım

Dizayn Metodolojisi:

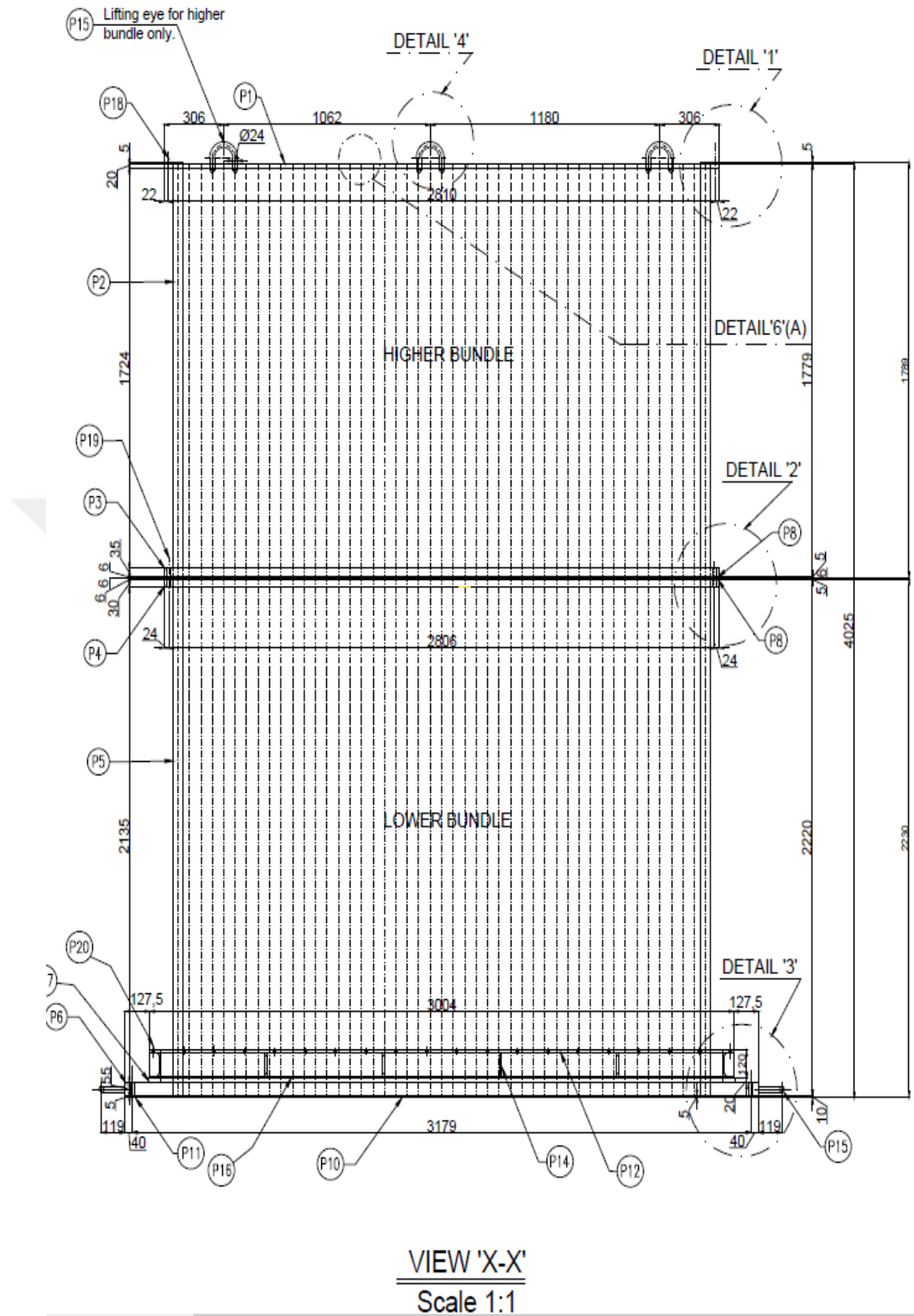
Hava Ön Isıtıcı Tüp Demetin, ASME Kısım VIII Bölüm 1 ve 2, 2019 [8] versiyonunda tam tasarım kurallarının verilmediği ve detaylı imalat kurallarının olmadığı basınç taşıyan parçalardan faydalanır.

Hasar biçimlerini belirlerken; ASME Kısım VIII Bölüm 1 U-2(g)(1)(-a) ve Zorunlu Ek 46'ya istinaden analiz ile tasarım ASME Kısım VIII Bölüm 1 Zorunlu Ek 46-4 [8] ve ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5 [4] içinde belirtildiği gibi gerçekleştirilir. Bu kapsam içerisinde Plastik deformasyona karşı koruma, bölgesel hasarlara karşı koruma, burkulmadan kaynaklı oluşan deformasyona karşı koruma ve döngüsel yüklerden kaynaklanan hasarlara karşı koruma irdelenecektir. Bu hesaplamalarda kullanımına izin verilen malzeme tasarım gerilimi değerleri ASME Kısım VIII Bölüm 1 UG-23 ve Zorunlu Ek 46-2(b)'den [8] alınmıştır. Bu tekniklerin benimsenmesi, U-2(g) gereğince ASME Kısım VIII Bölüm 1 ve 2 nin kombine birleşiminde tüm süreç için güvenli çözümler sağlar.

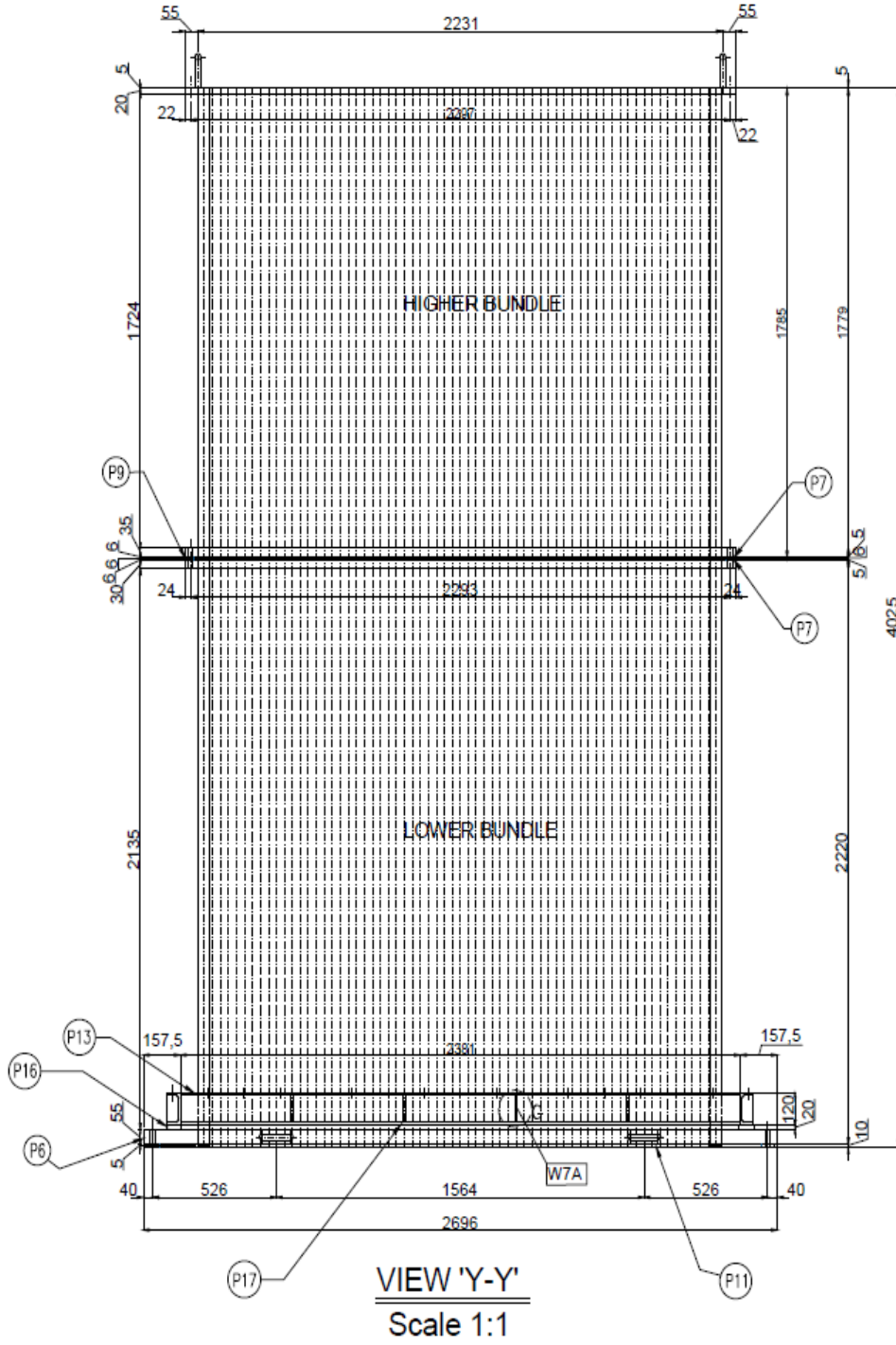
Sonlu Elemanlar Analizi sırasında ANSYS Versiyon 19.2 kullanılmıştır. Eğme gerilimi kalınlık boyunca sonlu eleman analizi sırasında yok sayılmıştır [22]

[illegible]

48



Şekil 3.2. Ekipmana ait yan görünüş-1 imalat çizimi



Şekil 3.3. Ekipmana ait yan görünüş-2 imalat çizimi

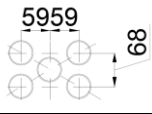
3.3. Malzeme Özellikleri

Tasarımda kullanılan malzemelere ait Asme Kısım II D ye [6] göre oda sıcaklığındaki mekanik değerleridir.

Tablo 3.1. Malzeme mekanik değerleri

Malzeme	SA-213 T5	SA-387 Gr. 5 Cl. 2	SA-193 Gr. B7	SA-194 Gr. 2H
Elastise Modülü, E [GPa]	176.5	176.5	166.5	166.5
Poisson Oranı, ν [-]	0.3	0.3	0.3	0.3
Malzeme Yoğunluğu [kg/m ³]	7850	7850	7850	7850
Minimum Akma Dayanımı, S_y [MPa]	205	310	295	-
Minimum Çekme Dayanımı, S_t [MPa]	480	515	640	-

3.4. Tasarım Yükleri**Tablo 3.2. Tasarım gereklilikleri**

	Tüpler Arasındaki Boşluk	Tüplerdeki Boşluk
İmalat Kodu		ASME Kısım VIII Bölüm 1, 2019 Ed.
Ekipman Adı		HAVA ÖN ISITICISI TÜP DEMETİ
Ürün	HAVA	SAF GAZ
Dolaşımdaki Ürün		GROSS COUNTER - CURRENT
Isı Değişim Yüzeyi		
Tüp Dış Çapı X Et Kalınlığı		D.Ç.: 50mm x t Average: 2.96mm
Tüp Uzunluğu		Alt: 2230mm, ÜST: 1789mm
Demet Başına Tüp Sayısı		ALT TÜP: 1528 adet, ÜST TÜP: 1528 adet
Tüp Dağılımı		
Geçiş Sayısı		1
Geçiş Bölümü Alanı		-
Maks. İşletme Sıcaklığı		525°C (İÇ)/ 480°C (DİŞ)
Isı Yalıtım Kalınlığı		Yok
Malzeme		Tüp: SA-213 T5 Ayna: SA-387 Gr. 5 Cl. 2 Cıvata/ Somun: SA-193 Gr. B7/ SA-194 Gr. 2H Conta: Paslanmaz Çelik Güçlendirilmiş Grafit Levha
Korozyon Payı		Tüpler: 0 mm / Ayna: 1.5 mm
MAWP (İç) MAWP (Dış).	Atmosferik (Basıncsız)	0.1 MPa at 525°C FV at 480°C
MDMT at MAWP		-22.4°C at 0.1 MPa
NDE (Tahribatsız Muayene Yöntemi)		Ayna içindeki alın kaynaklı bağlantılar için Full RT UW-11(a) Tüp - Ayna bağlantıları için PT
Kaynak Faktörü		1.00 (UW-12)
Kaynak Sonrası Isıl İşlemi		Yok (Şekillendirme Yok)
Darbe Testi		Poz.6 için UCS-66(a) uyarınca gereklidir Poz.6 haricinde UCS-66(a) uyarınca gerekli değildir.
Test Plakası		UG-84'e göre gereklidir(i)
Ölümçül Sıvı		Evet, Ölümçül
Basınc Döngüsü Sismik / Rüzgar		50000 Yok/Yok
Ağırlık		Üst Demet: 11022 kg Alt Demet: 15821,28 kg



4. SONLU ELEMANLAR SİMULASYONLARI VE HESAPLAR

4.1. Yükler ve Yük Durumları [ASME Kısım VIII Bölüm 2, Tablo 5.2 & Tablo 5.3'e Göre]

Tablo 4.1. Yük kombinasyonları [4]

Yük Kombinasyonları			
Dizayn			
1.	$P + P_s + D$	0.1	MPa
2.	$P + P_s + D + L$	0.1	MPa
3.	$P + P_s + D + L + T$	0.1	MPa
4.	$P + P_s + D + S_s$	0.1	MPa
5.	$0.6D + (0.6W \text{ or } 0.7E)$	0	MPa
6.	$\Omega PP + P_s + D + (0.6W \text{ veya } 0.7E)$	0.1	MPa
7.	$\Omega PP + P_s + D + 0.75(L + T) + 0.75S_s$	0.1	MPa
8.	$\Omega PP + P_s + D + 0.75(0.6W \text{ veya } 0.7E) + 0.75L + 0.75S_s$	0.1	MPa
9.	Kullanıcı Tasarım Gereksinimlerine göre diğer çalışma yükü kombinasyonları	Yok	-
İşletme			
10.	$P_o + P_{So} + D_o$	Yok	-
11.	$P_o + P_{So} + D_o + L_o$	Yok	-
12.	$P_o + P_{So} + D_o + L_o + T_o$	Yok	-
13.	$P_o + P_{So} + D_o + S_s$	Yok	-
14.	$P_o + P_{So} + D_o + (0.6W \text{ veya } 0.7E)$	Yok	-
15.	$P_o + P_{So} + D_o + 0.75(L_o + T_o) + 0.75S_s$	Yok	-
16.	$P_o + P_{So} + D_o + 0.75(0.6W \text{ or } 0.7E) + 0.75 L_o + 0.75S_s$	Yok	-
17.	Kullanıcı Tasarım Gereksinimlerine göre diğer çalışma yükü kombinasyonları	Yok	-
Basınç Testi			
18.	$PT + P_s + D + 0.6W_{pt}$	0.33	MPa
Hata Koşulları			
19.	$P + P_s + D$	1	MPa
20.	$P + P_s + D + L$	1	MPa
21.	$P + P_s + D + L + T$	1	MPa
22.	$P + P_s + D + S_s$	1	MPa
23.	$0.6D + (0.6W \text{ or } 0.7E)$	0	MPa
24.	$\Omega PP + P_s + D + (0.6W \text{ veya } 0.7E)$	1	MPa
25.	$\Omega PP + P_s + D + 0.75(L + T) + 0.75S_s$	1	MPa
26.	$\Omega PP + P_s + D + 0.75(0.6W \text{ or } 0.7E) + 0.75L + 0.75S_s$	1	MPa
27.	Kullanıcı Tasarım Gereksinimlerine göre diğer çalışma yükü kombinasyonları	Yok	-
Yük Parametreleri			
1.	P, Belirtilen iç veya dış tasarım basıncı	1	MPa
2.	P _o , Belirtilen iç veya dış çalışma basıncı	0	MPa
3.	P _s , Sıvı veya dökme malzemelerden kaynaklanan statik yük	0.038	MPa
4.	PT, UG-99(b)'ye göre Hidrostatik test basıncı	0.125	MPa
5.	P _{so} , Belirtilen çalışma basıncında sıvı veya dökme malzemelerden kaynaklanan statik yük	0	MPa
6.	D, Ekipmanın ölü ağırlığı	0	MPa
7.	DO, Ekipmanın çalışma basıncı ölü ağırlığı	0	MPa
8.	L, ilave canlı (hareketli) yük	0	MPa
9.	LO, Çalışma basıncında canlı (Hareketli) yük	0	MPa
10.	E, Deprem yükleri	0	MPa
11.	W, Rüzgar yükleri	0	MPa
12.	W _{pt} , Basınç testi Rüzgar yükleri	0	MPa
13.	S _s , Kar yükleri	0	MPa
14.	F, Deflagrasyondan kaynaklanan yükler	0	MPa
15.	T, Çalışma basıncı serbest Gerilim (yani termal yükler, uygulanan yer değiştirmeler)	0	MPa
16.	TO, Serbest Gerilim (yani termal yükler, uygulanan yer değiştirmeler)	0	MPa
17.	ΩPP, Beklenen maksimum çalışma basıncı	0	MPa

Not: Basıncı içeren yukarıdaki yük koşullarını (durumları) değerlendirirken, P'nin sifıra eşit olduğu ek durumlar dikkate alınır. Varsa, hareket etmeyen bir veya daha fazla yükün etkileri de dikkate alınır. Bileşende en zorlayıcı etkiyi hangisi üretiyorsa, analiz edilir [35].

Statik yük hesabı (Çalışma);

$$P_{so} = \rho \times g \times h$$

ρ = Ürünün yoğunluğu

g = yerçekimi ivmesi

h = Sıvının yüksekliği; (h = aşınmış iç çap)

$$P_{so} = 0.425 \text{ (kg/m}^3\text{)} \times 9.81 \text{ (m/sec}^2\text{)} \times 4.025 \text{ (m)}$$

$$P_{so} = 16.78 \text{ Pa}$$

Not: Statik yük çalışma şartı anında ihmal edilir.

Statik yük hesabı (Hidrostatik Test);

$$P_s = \rho \times g \times h$$

ρ = Ürünün yoğunluğu

g = yerçekimi ivmesi

h = Sıvının yüksekliği; (h = aşınmış iç çap)

$$P_s = 1000 \text{ (kg/m}^3\text{)} \times 9.81 \text{ (m/sec}^2\text{)} \times 4.025 \text{ (m)}$$

$$P_s = 0.039 \text{ MPa (0.398 kg/cm}^2\text{)}$$

Not: Statik yükün bu değeri, analizde girdi olarak doğrudan girilmez. Yazılım, ekipmanın yüksekliğine göre bu değeri otomatik olarak hesaplamıştır.

4.2. Malzeme ve Kabuller

Tüp için “ASME SA-213 T5” malzemesi belirlenmiştir. Malzeme özellikleri ASME Kısım II Bölüm.D.M-2019'dan [6] alınmıştır. Malzeme özellikleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir;

Tablo 4.2. Malzeme Özellikleri-1

ASME SA-213 T5		
Özellikler	Birim	Değer
ASME Kısım II D Tablo PRD 'ye göre yoğunluk	kg/m ³	7850
ASME Kısım II D Tablo TM-1'e (525 °C) göre tasarım sıcaklığında Young Modülü (ET)	MPa	176.5 x 10 ³
ASME Kısım II D Tablo PRD'ye göre Poisson's oranı	-	0.3
ASME Kısım II D Tablo U'ya göre oda sıcaklığında belirtilen minimum Nihai Çekme Mukavemeti (UTS)	MPa	415
ASME Kısım II D Tablo U'ya (525 °C) göre tasarım sıcaklığında Minimum Çekme Dayanımı (SU)	MPa	280
ASME Kısım I D Tablo Y-1'e göre oda sıcaklığında Minimum Belirtilen Akma Dayanımı (YS)	MPa	205
ASME Kısım II D Tablo Y-1'e (525 °C) göre tasarım sıcaklığında Minimum Belirtilen Akma Dayanımı (SY)	MPa	132
525 °C'de İzin Verilen Maksimum Gerilme Değerleri (S)	MPa	46.4
Kriter Kontrolü	Cevap	Değer
Is Sy / Su ≤ 0.70?	EVET	132/280=0.47
S, zamana bağlı özellikler tarafından kontrol ediliyor mu?	EVET	-

Ayna için “ASME SA-387 Gr. 5 Cl2” malzemesi belirlenmiştir. Malzeme özellikleri ASME BPVC.II.D.M-2019'dan [6] alınmıştır. Malzeme özellikleri aşağıdaki tabloda gösterilmiştir;

Tablo 4.3. Malzeme Özellikleri-2

ASME SA-387 Gr. 5 Cl2		
Özellikler	Birim	Değer
Yoğunluk	kg/m ³	7850
ASME Kısım II D Tablo TM-1'e (525 °C) göre tasarım sıcaklığında Young Modülü (ET)	MPa	176.5 x 10 ³
ASME Kısım II D Tablo PRD'ye göre Poisson's oranı	-	0.3
ASME Kısım II D Tablo U'ya göre oda sıcaklığında belirtilen minimum Nihai Çekme Mukavemeti (UTS)	MPa	515
ASME Kısım II D Tablo U'ya (525 °C) göre tasarım sıcaklığında Minimum Çekme Dayanımı (SU)	MPa	350
ASME Kısım II D Tablo Y-1'e göre oda sıcaklığında Minimum Belirtilen Akma Dayanımı (YS)	MPa	310
ASME Kısım II D Tablo Y-1'e (525 °C) göre tasarım sıcaklığında Minimum Belirtilen Akma Dayanımı (SY)	MPa	198
525 °C'de İzin Verilen Maksimum Gerilme Değerleri (S)	MPa	46.3
Kriter Kontrolü	Cevap	Değer
Is Sy / Su ≤ 0.70?	EVET	198/350=0.57
S, zamana bağlı özellikler tarafından kontrol ediliyor mu?	EVET	-

- Metrik birimler sistemi olarak “ mm, kg, N, s” olarak kullanılmıştır.
- Ağ (Mesh) bozulmasını önlemek için model, Ansys Design Modeller'da temizlenmiştir.

- Bunu yapabilmek için çeşitli geometrik işlemler gerçekleştirilmiş ve FE analizi için nihai CAD Şekil 4.1'de gösterilmiştir.

4.3. Plastik Deformasyona Karşı Koruma

Plastik deformasyona karşı koruma için ASME KısımVIII Bölüm 2, 5.2.2'ye [4] göre Elastik Gerilme Analiz Yöntemi seçilmiştir.

4.3.1. Tasarım basıncındaki yük kombinasyonları (LC-01)

Yük kombinasyonlarını ASME KısımVIII Bölüm 2 için, Şekil 2.15'de açıklandığı ve daha önce gösterildiği gibi tasarlanır. Bu analiz için "1, 2, 3, 4, 6, 7 ve 8" senaryoları aynı değere sahiptir ve "5 ve 9" senaryoları "0 ve Yok" değerine sahiptir. Bu nedenle, bu durum için senaryo 1'i düşünüldü ve devam edildi.

Aynada ki borular arasındaki cıvatalı bağlantı, senaryo 1'de conta oturması ve çalışma koşulları olarak da analiz edilir. Conta özellikleri, veri sayfasına göre ve $m=0$ (conta faktörü) & $y=0$ (min. tasarım oturma gerilimi) değerleri ile kabul edilir [38].

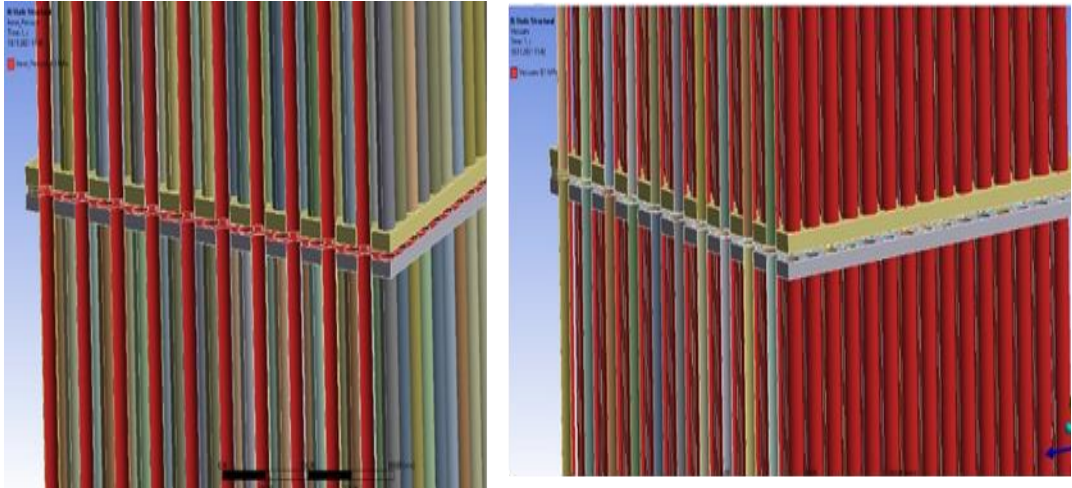
4.3.1.1. Geometri

Ekipmanın geometrisi 1/4 simetri ile oluşturulmuştur. X ve Z ekseni simetri ekseni olarak kabul edilmiştir

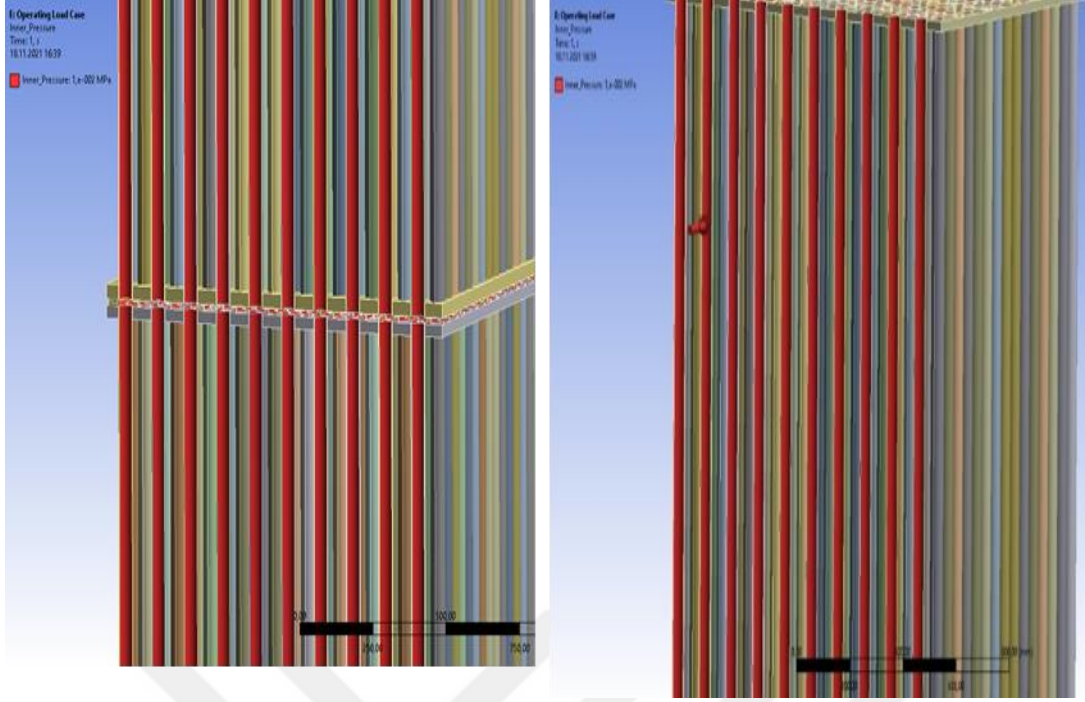


Şekil 4.1. Model ve Geometri

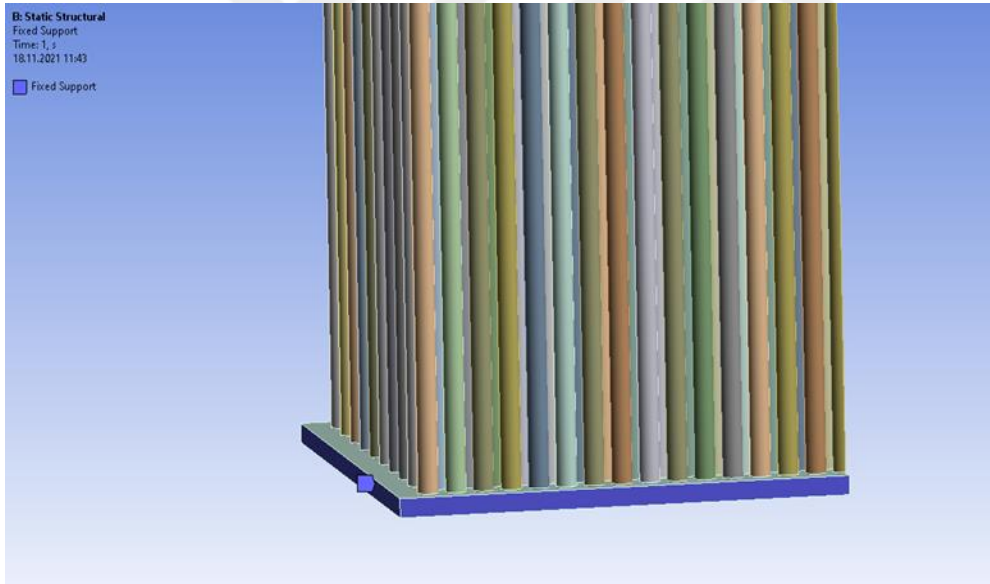
4.3.1.2. Yük ve sınır koşulları



Şekil 4.2. Yük Durumu 01 Tasarım Basıncı (İç Basınç ve Vakum)



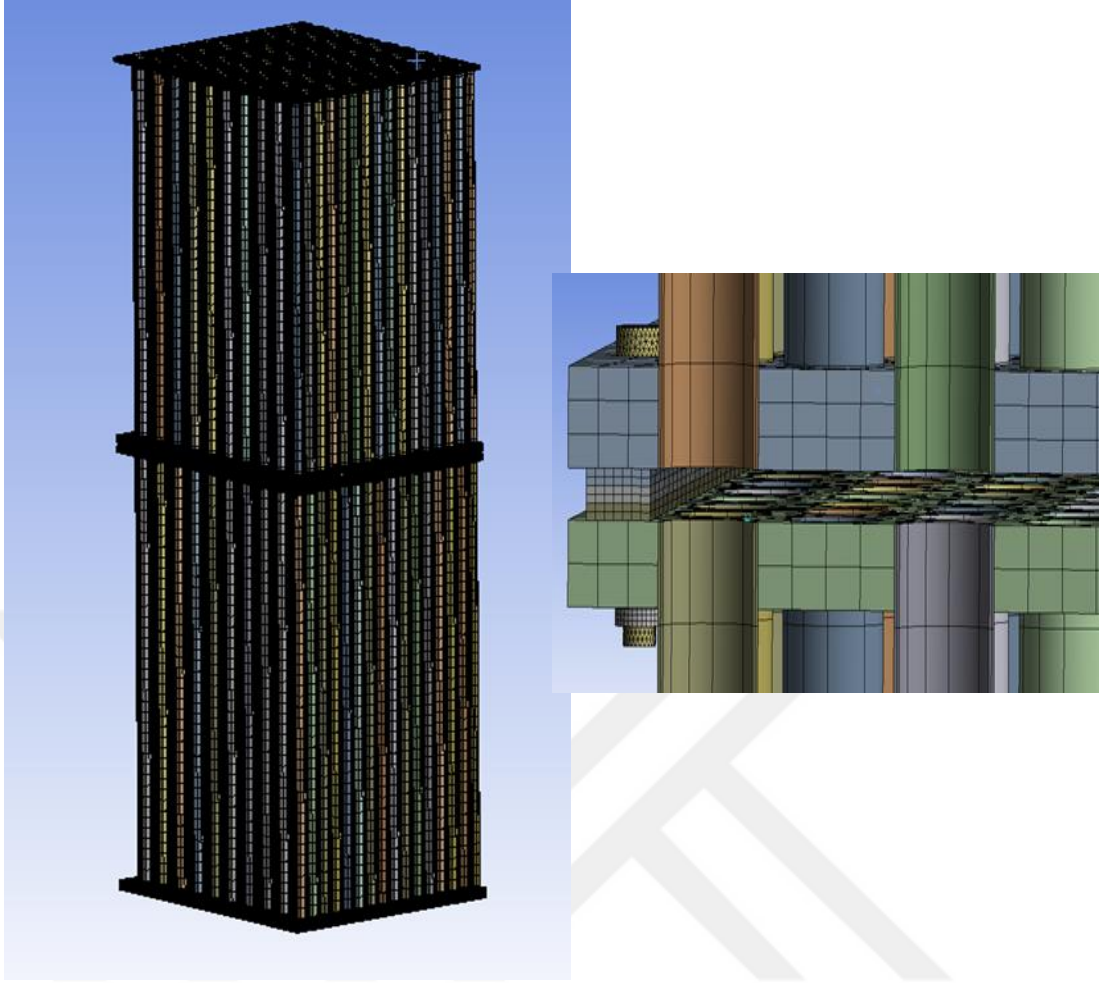
Şekil 4.3. Yük Durumu 02 Çalışma Basıncı



Şekil 4.4. Modeldeki Yük ve Sınır Durumu

4.3.1.3. Sonlu elemanlar metodu

Aşağıda şekilde gösterildiği gibi, model 3D katı altı yüzlü elemanlarla birbirine bağlanır.



Şekil 4.5. Örgülü (ağlı) CAD Modeli

Aşağıdaki mesh statigi;

☐ Nodes	4583548
☐ Elements	874706

Şekil 4.6. Ağ (mesh) değerleri

Tüp-Ayna kaynakları yalnızca sızdırmaz kaynaktır (Mukavemet kaynağı değildir). Borudan boruya birleştirmeler genişletilmiş bağlantıdır ve genişletme tam uzunlukta yapılmalıdır.

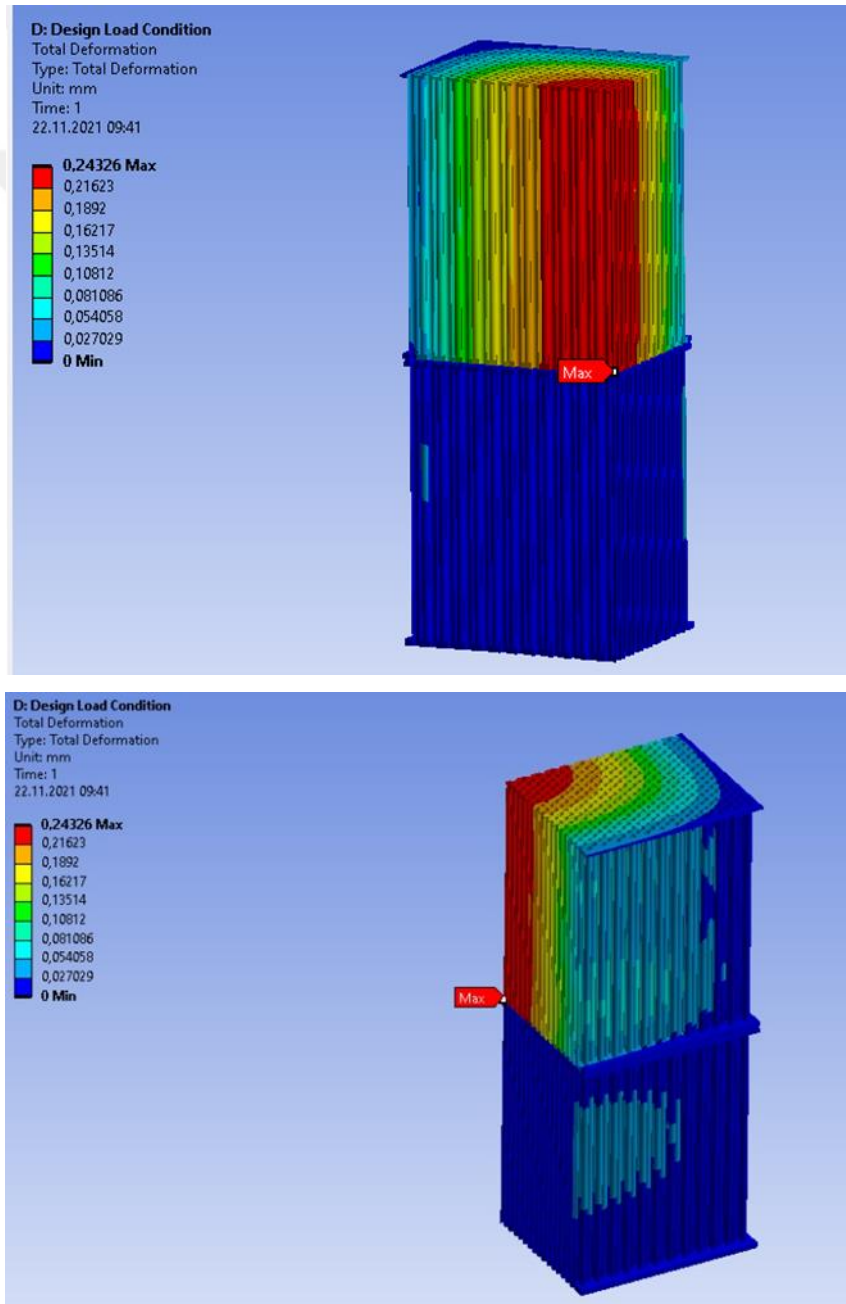
Ayna ve tüpler arasındaki tüm temaslar, bu analiz için sürtünmesiz (Ayrırma Teması Yok) olarak atanmıştır. Ayırmasız temas için, yüzler veya kenarlar arasında nüfuz etme, ayırma ve kaymaya izin verilmez.

Ayna ile conta arasındaki tüm temaslar, bu analiz için sürtünmesiz (Ayrırma Teması Yok) olarak atanmıştır. Ayırmasız temas için, yüzler veya kenarlar arasında nüfuz etme, ayırma ve kaymaya izin verilmez.

En kötü durum senaryosunu dikkate almak ve gerçek gerilimleri belirlemek için ayırma kontağı kullanmıyoruz.

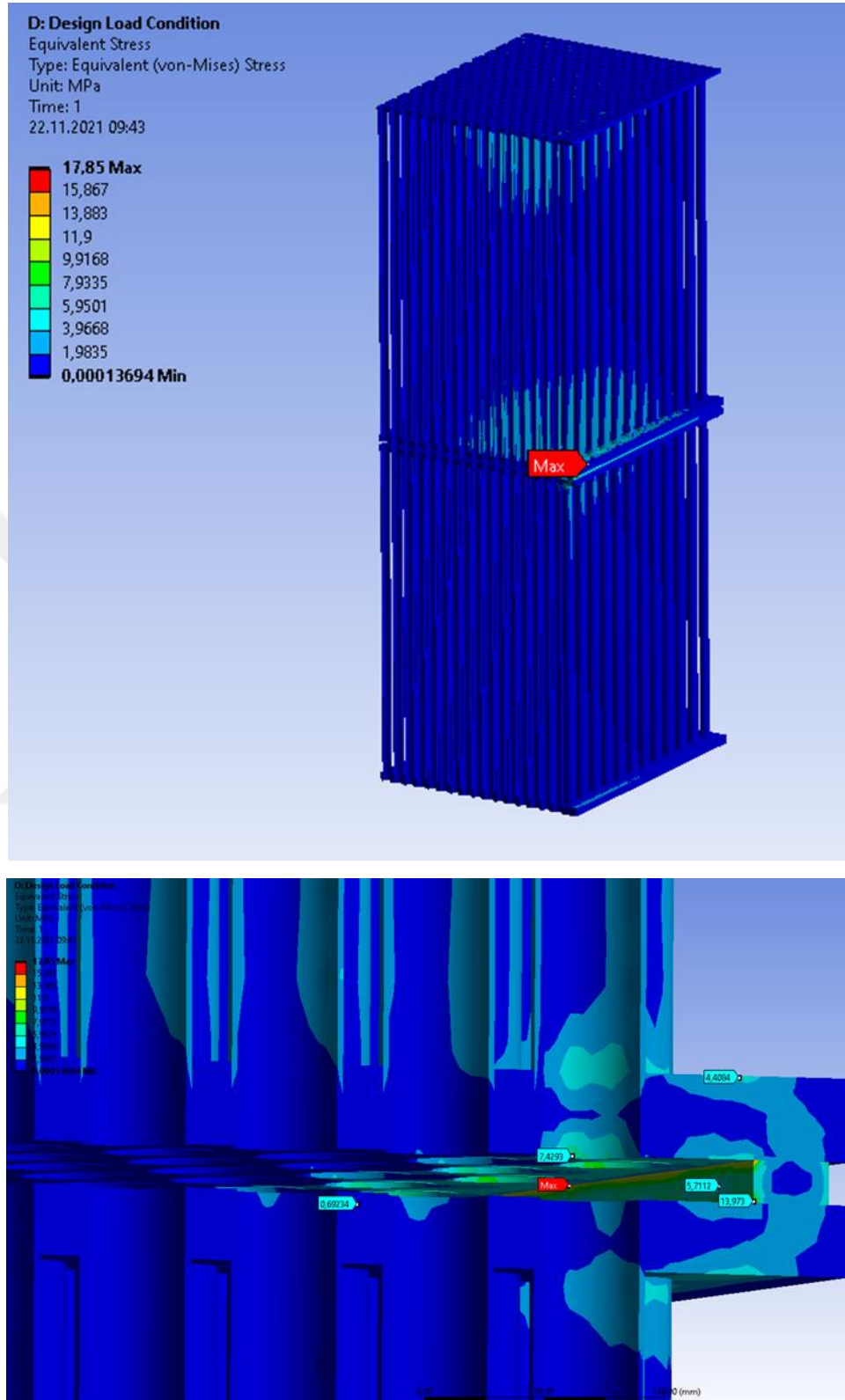
4.3.1.4. Dizayn basıncı için plastik deformasyona karşı koruma sonuçları (LC-01)

Toplam Elastik Deformasyon



Şekil 4.7. Toplam Deformasyon

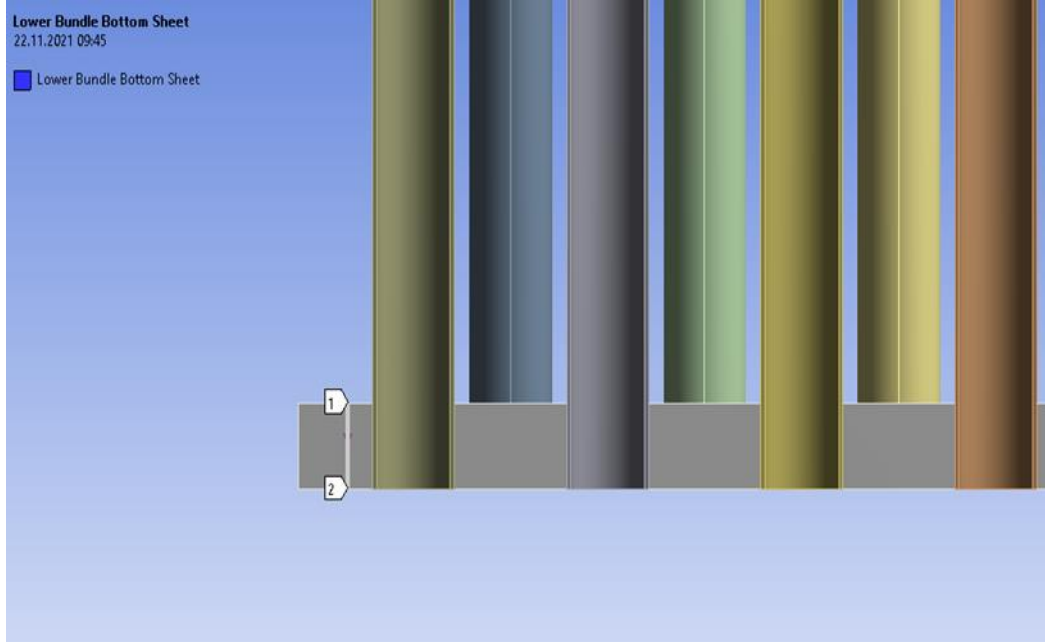
Eşdeğer Von Mises Gerilmesi



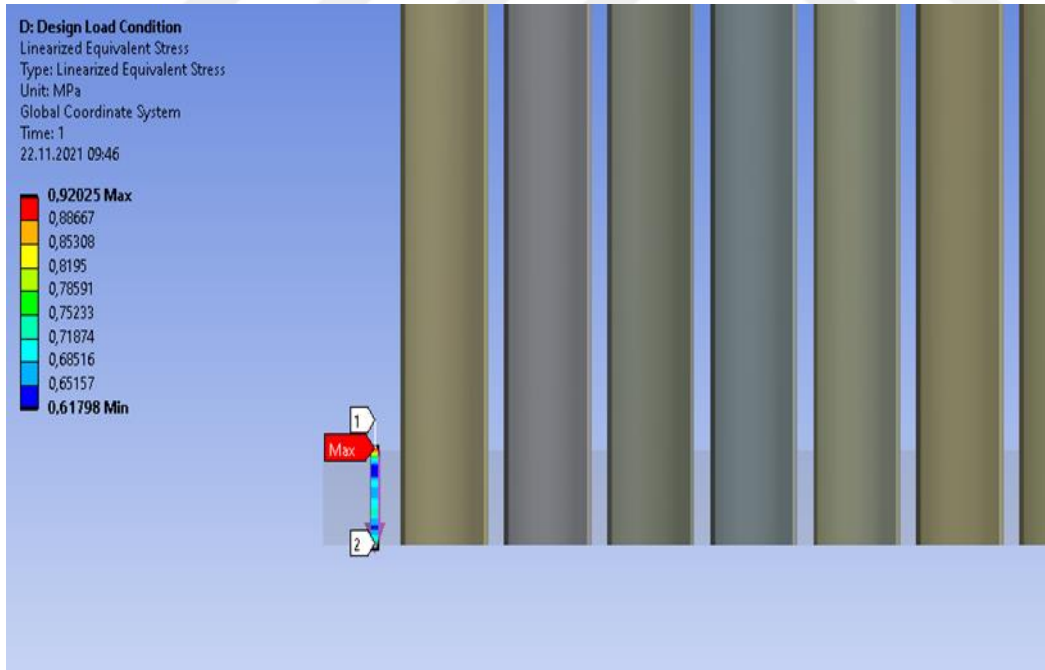
Şekil 4.8. Eşdeğer Von Mises Gerilmesi

Konum-1 Karşısında Gerilme Sınıflandırma Hattı (SCL-1)

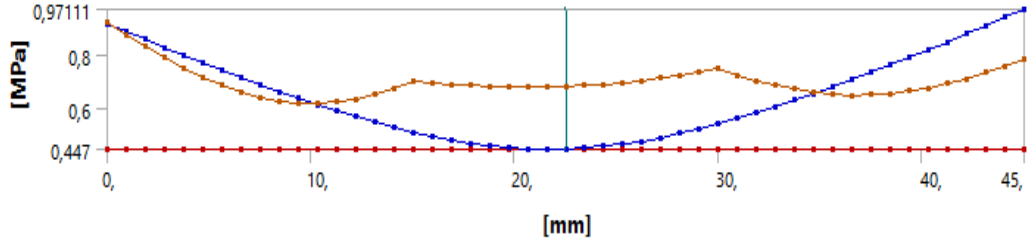
Gerilme sınıflandırma çizgileri (SCL) seçimi sırasında ASME Kısım VIII Bölüm 2 5-A.1'den [4] takip edilir.



Şekil 4.9. SCL-1 Konumundaki Yol (Alt Demet Alt Ayna)



Şekil 4.10. SCL-1 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna)



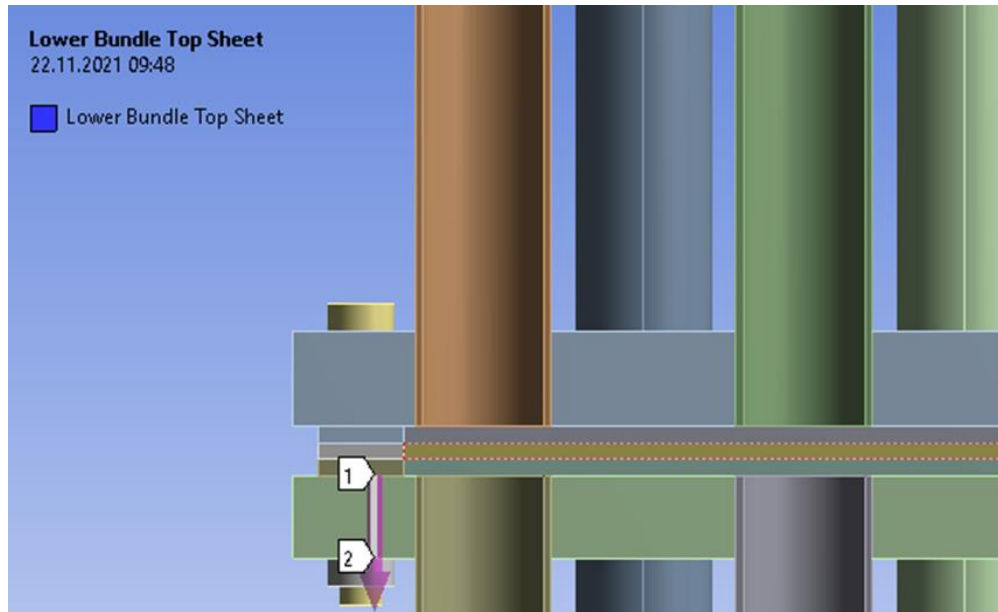
Şekil 4.11. SCL-1 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna)

☐ Membrane	0,44798 MPa
☐ Bending (Inside)	0,83211 MPa
☐ Bending (Outside)	0,83211 MPa
☐ Membrane+Bending (Inside)	0,91823 MPa
☐ Membrane+Bending (Center)	0,44798 MPa
☐ Membrane+Bending (Outside)	0,97111 MPa
☐ Peak (Inside)	0,48218 MPa
☐ Peak (Center)	0,23668 MPa
☐ Peak (Outside)	0,46522 MPa
☐ Total (Inside)	0,92025 MPa
☐ Total (Center)	0,68133 MPa
☐ Total (Outside)	0,78782 MPa

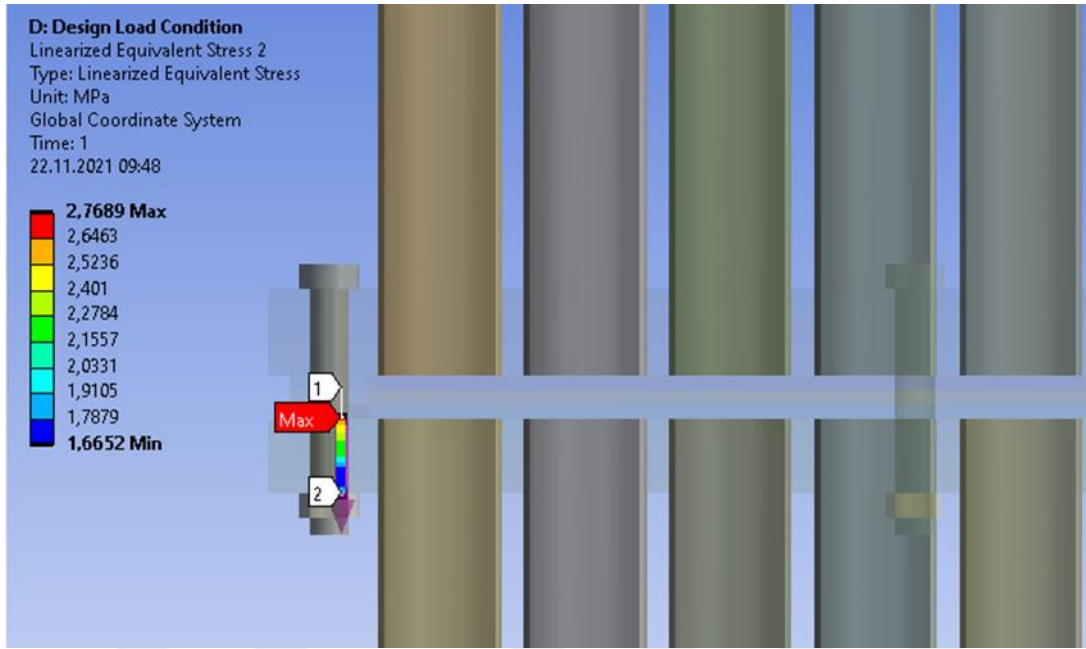
Şekil 4.12. SCL-1 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna)

Konum-2 Karşısında Gerilme Sınıflandırma Hattı (SCL-2)

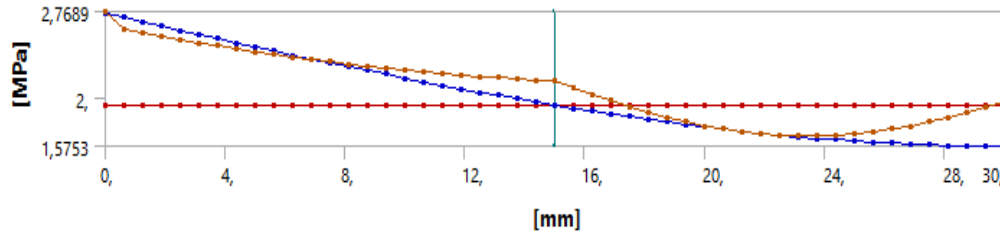
Gerilme sınıflandırma çizgileri (SCL) seçimi sırasında ASME Kısım VIII Bölüm 2 5-A.1'den [4] takip edilir.



Şekil 4.13. SCL-2 Konumundaki Yol (Alt Demet Üst Ayna)



Şekil 4.14. SCL-2 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna)



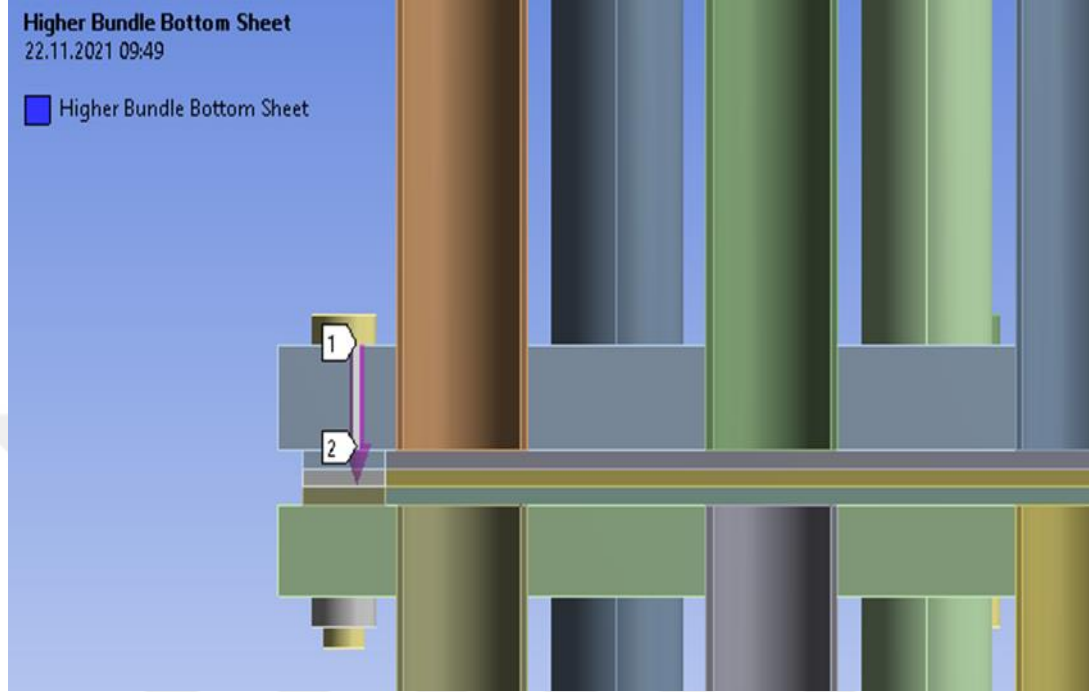
Şekil 4.15. SCL-2 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna)

☐ Membrane	1,9381 MPa
☐ Bending (Inside)	1,1292 MPa
☐ Bending (Outside)	1,1292 MPa
☐ Membrane+Bending (Inside)	2,7534 MPa
☐ Membrane+Bending (Center)	1,9381 MPa
☐ Membrane+Bending (Outside)	1,5753 MPa
☐ Peak (Inside)	1,8482 MPa
☐ Peak (Center)	0,77795 MPa
☐ Peak (Outside)	0,77209 MPa
☐ Total (Inside)	2,7689 MPa
☐ Total (Center)	2,1546 MPa
☐ Total (Outside)	1,973 MPa

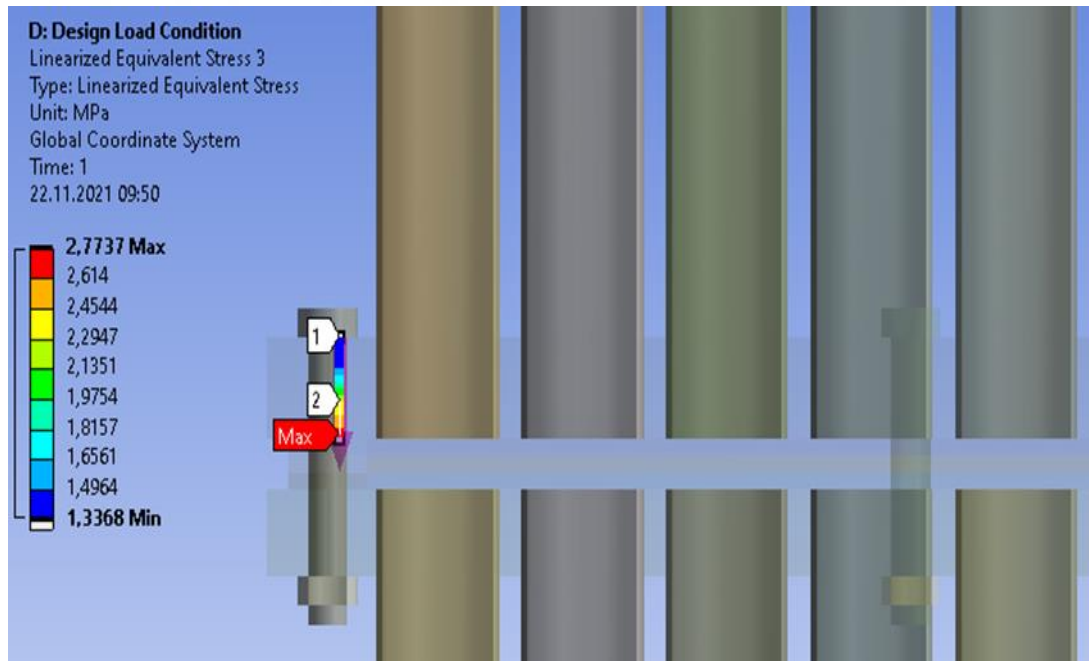
Şekil 4.16. SCL-2 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna)

Konum-3 Karşısında Gerilme Sınıflandırma Hattı (SCL-3)

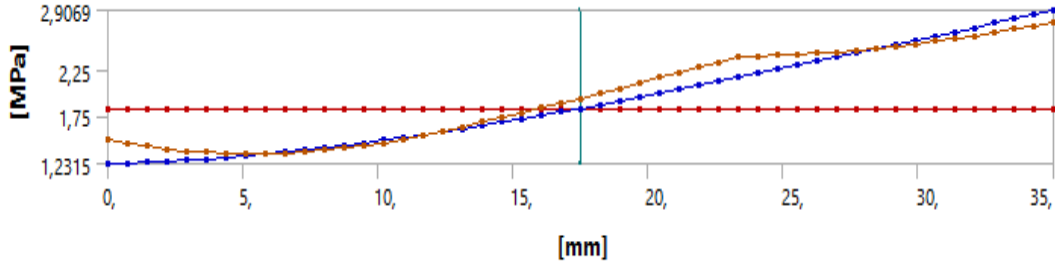
Gerilme sınıflandırma çizgileri (SCL) seçimi sırasında ASME Kısım VIII Bölüm 2 5-A.1'den [4] takip edilir.



Şekil 4.17. SCL-3 Konumundaki Yol (Daha Yüksek Demet Alt Ayna)



Şekil 4.18. SCL-3 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Alt Ayna)



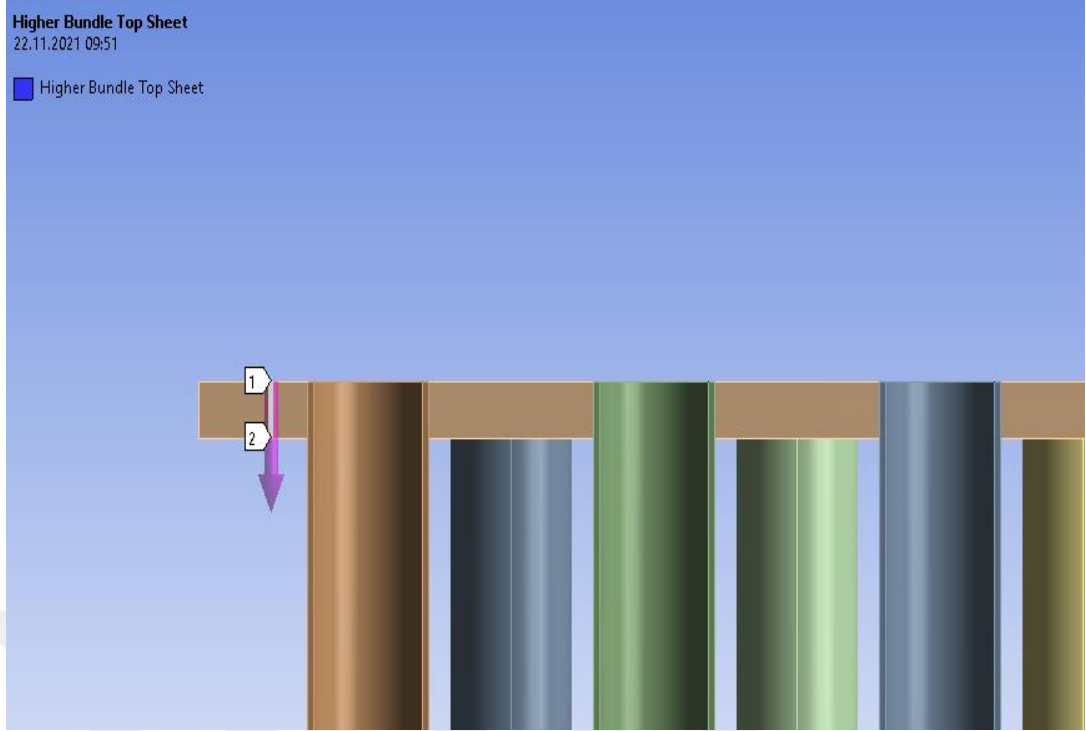
Şekil 4.19. SCL-3 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Alt Ayna)

☐ Membrane	1,8363 MPa
☐ Bending (Inside)	1,2693 MPa
☐ Bending (Outside)	1,2693 MPa
☐ Membrane+Bending (Inside)	1,2315 MPa
☐ Membrane+Bending (Center)	1,8363 MPa
☐ Membrane+Bending (Outside)	2,9069 MPa
☐ Peak (Inside)	0,65179 MPa
☐ Peak (Center)	0,36377 MPa
☐ Peak (Outside)	2,1764 MPa
☐ Total (Inside)	1,4962 MPa
☐ Total (Center)	1,9461 MPa
☐ Total (Outside)	2,7737 MPa

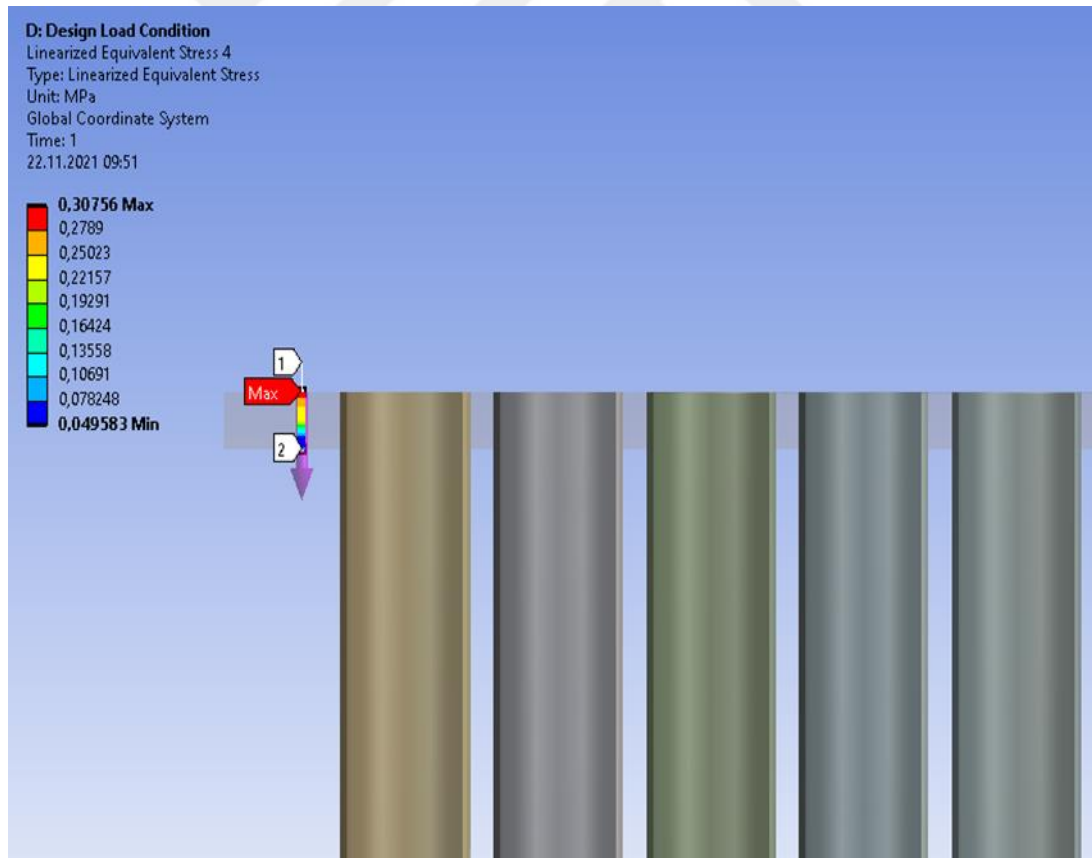
Şekil 4.20. SCL-3 Lokasyon Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Alt Ayna)

Konum-4 Karşısında Gerilme Sınıflandırma Hattı (SCL-4)

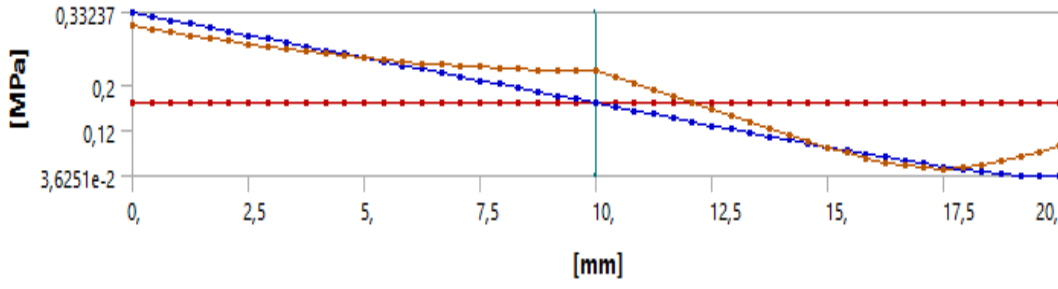
Gerilme sınıflandırma çizgileri (SCL) seçimi sırasında ASME Kısım VIII Bölüm 2 5-A.1'den [4] takip edilir.



Şekil 4.21. SCL-4 Konumundaki Yol (Daha Yüksek Demet Ayna)



Şekil 4.22. SCL-4 Konumunda Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Demet Üst Ayna)



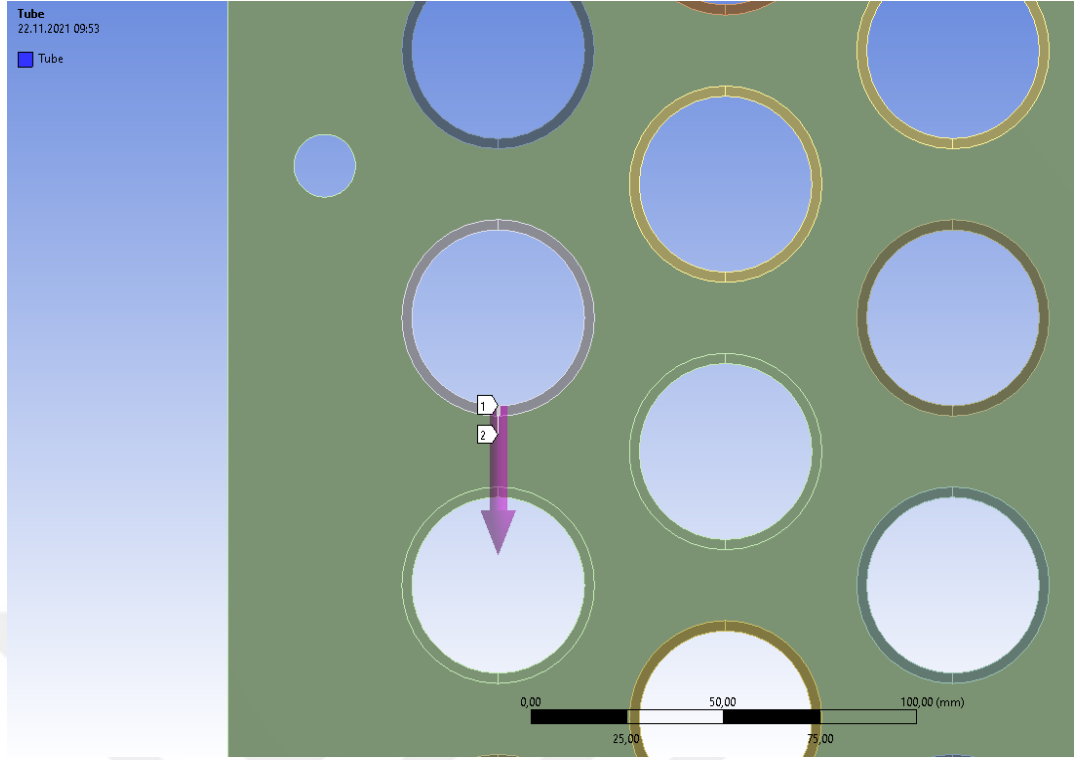
Şekil 4.23. SCL-4 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Demet Ayna)

☐ Membrane	0,16792 MPa
☐ Bending (Inside)	0,16641 MPa
☐ Bending (Outside)	0,16641 MPa
☐ Membrane+Bending (Inside)	0,33237 MPa
☐ Membrane+Bending (Center)	0,16792 MPa
☐ Membrane+Bending (Outside)	3,6251e-002 MPa
☐ Peak (Inside)	9,7697e-002 MPa
☐ Peak (Center)	9,7722e-002 MPa
☐ Peak (Outside)	9,7748e-002 MPa
☐ Total (Inside)	0,30756 MPa
☐ Total (Center)	0,22765 MPa
☐ Total (Outside)	9,0429e-002 MPa

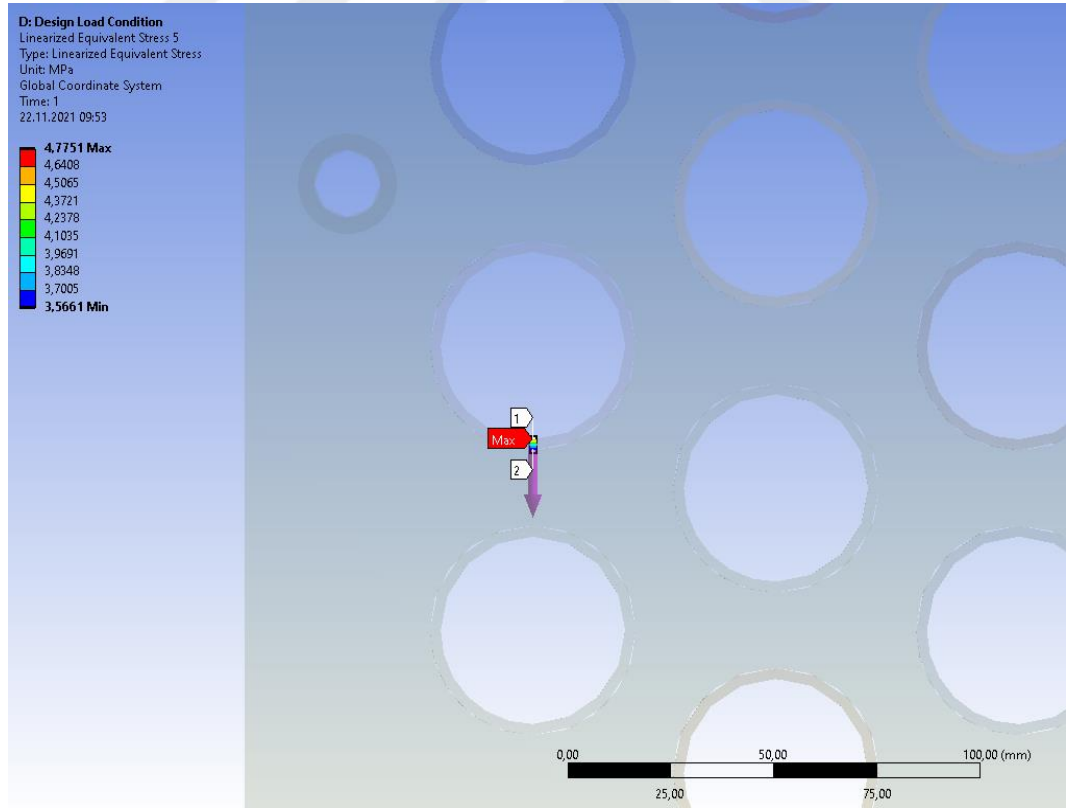
Şekil 4.24. SCL-4 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Demet Üst Ayna)

Konum-5 Karşısında Gerilme Sınıflandırma Hattı (SCL-5)

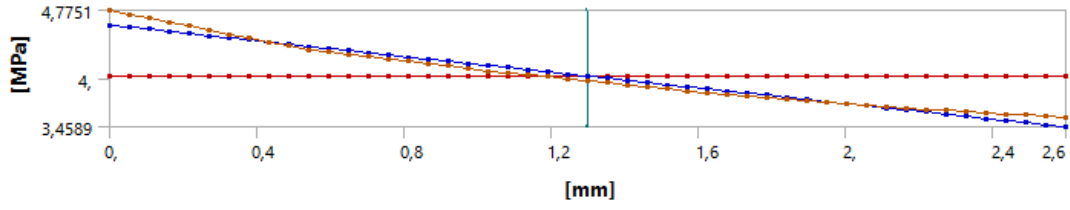
Gerilme sınıflandırma çizgileri (SCL) seçimi sırasında ASME Kısım VIII Bölüm 2 5-A.2'den [4] takip edilir.



Şekil 4.25. SCL-5 Konumundaki Yol (Alt Tüp)



Şekil 4.26. SCL-5 Konumunda Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Boru)



Şekil 4.27. SCL-5 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Tüp)

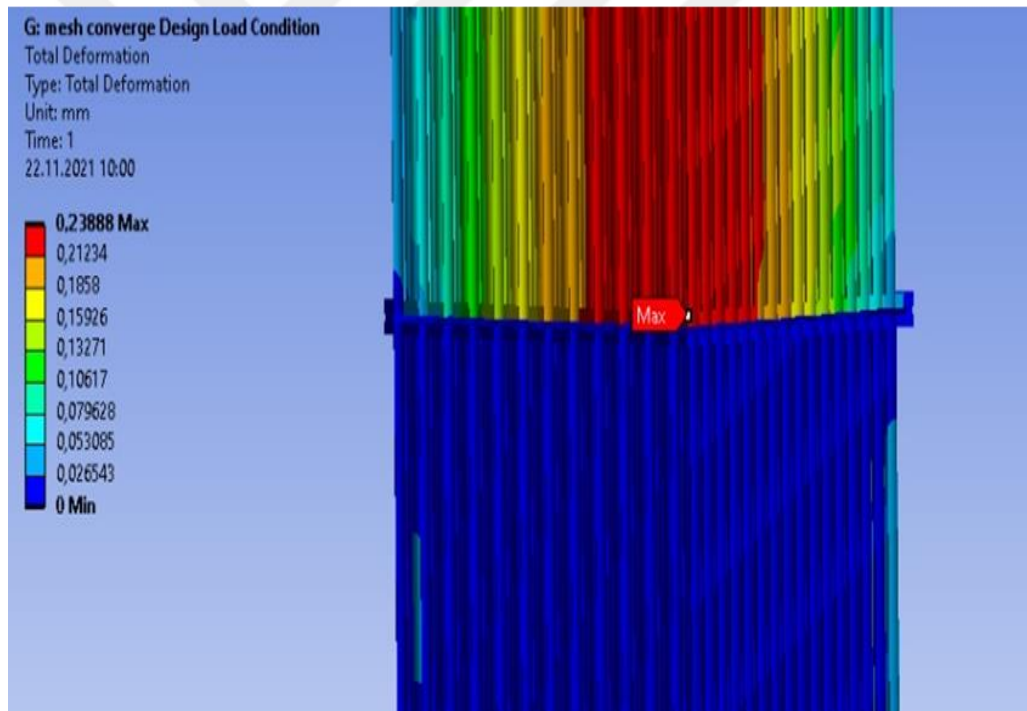
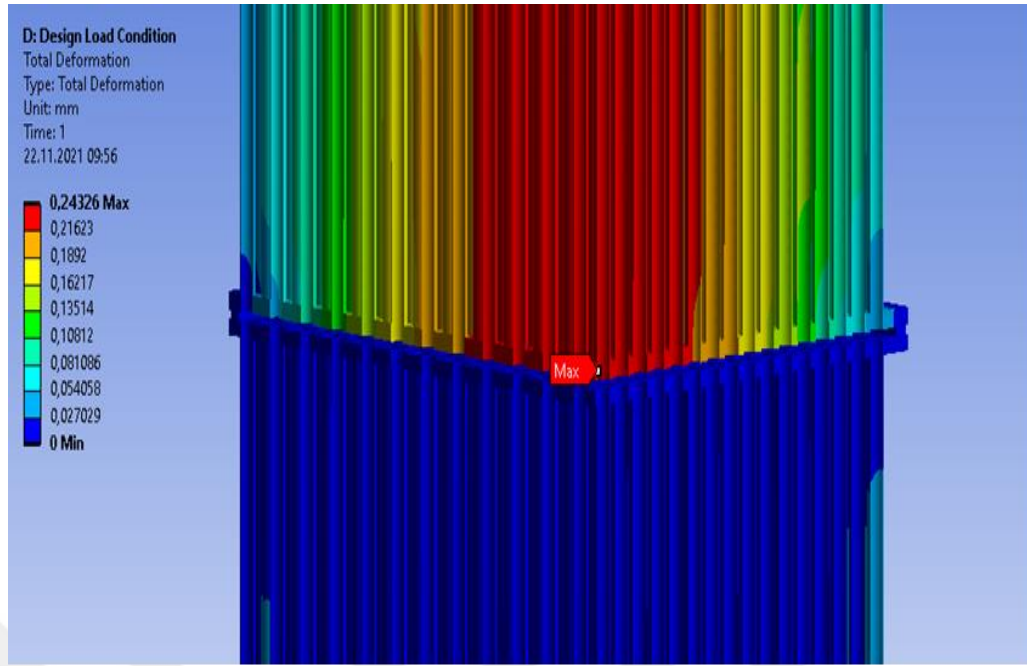
☐ Membrane	4,0302 MPa
☐ Bending (Inside)	0,59381 MPa
☐ Bending (Outside)	0,59381 MPa
☐ Membrane+Bending (Inside)	4,6072 MPa
☐ Membrane+Bending (Center)	4,0302 MPa
☐ Membrane+Bending (Outside)	3,4589 MPa
☐ Peak (Inside)	0,21705 MPa
☐ Peak (Center)	7,1917e-002 MPa
☐ Peak (Outside)	0,22078 MPa
☐ Total (Inside)	4,7751 MPa
☐ Total (Center)	3,9769 MPa
☐ Total (Outside)	3,5661 MPa

Şekil 4.28. SCL-5 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Tüp)

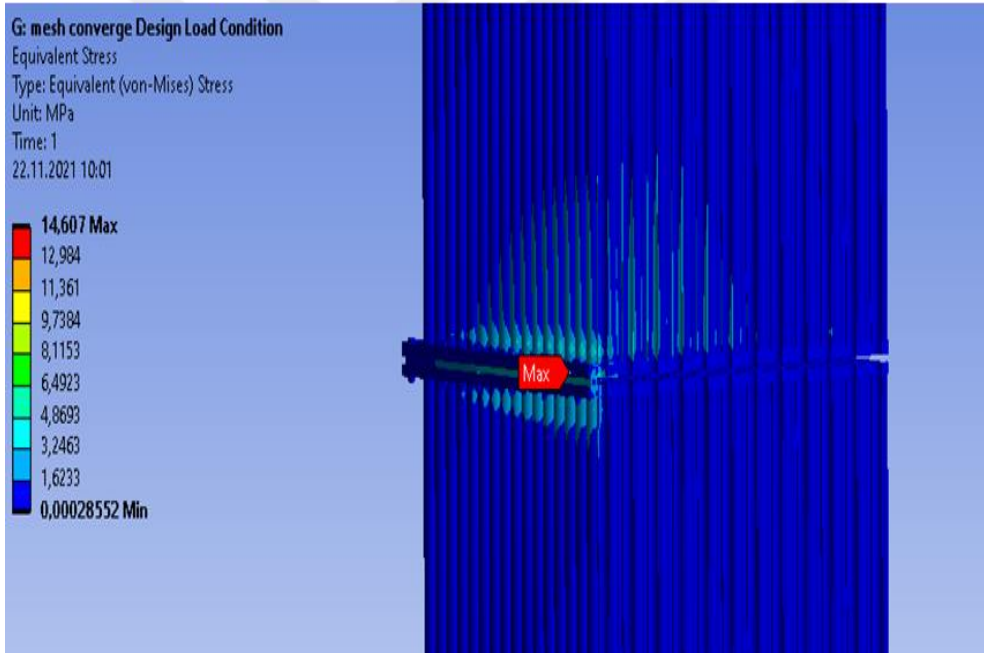
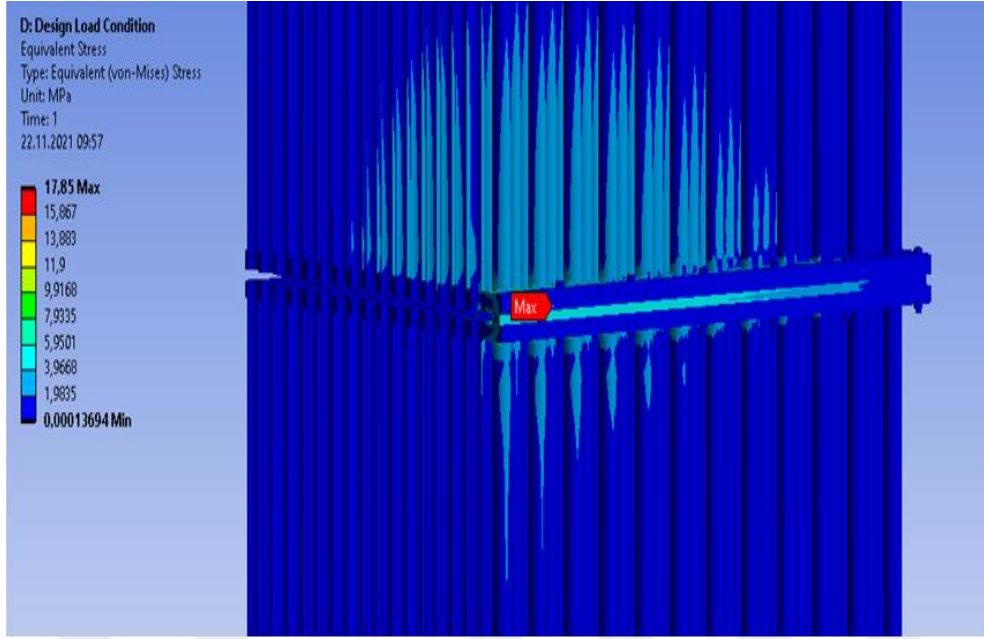
4.3.2. Ağ (Mesh), deformasyon ve gerilme kontrolü (LC-01)

☐ Nodes	4583548	☐ Nodes	2032399
☐ Elements	874706	☐ Elements	374550

Şekil 4.29. Ağ (Mesh) Karşılaştırması



Şekil 4.30. Toplam Deformasyon Karşılaştırması



Şekil 4.31. Eşdeğer Gerilim (Gerilme) Karşılaştırması

Yukarıdaki sonuç karşılaştırmasına göre, birinci ve ikinci mesh boyutları arasında önemli farklar olmadığını gözlemledik. Ağ (mesh) boyutunu daha iyi bir boyuta değiştirmek, analizi çok fazla etkilemedi.

Ağ (mesh) doğrulamasına göre sonuçlar tatmin edicidir.

4.3.3. Sonuçlar (LC-01)

Tablo 4.4. Tasarım Basıncı Yük Kombinasyonları Sonucu

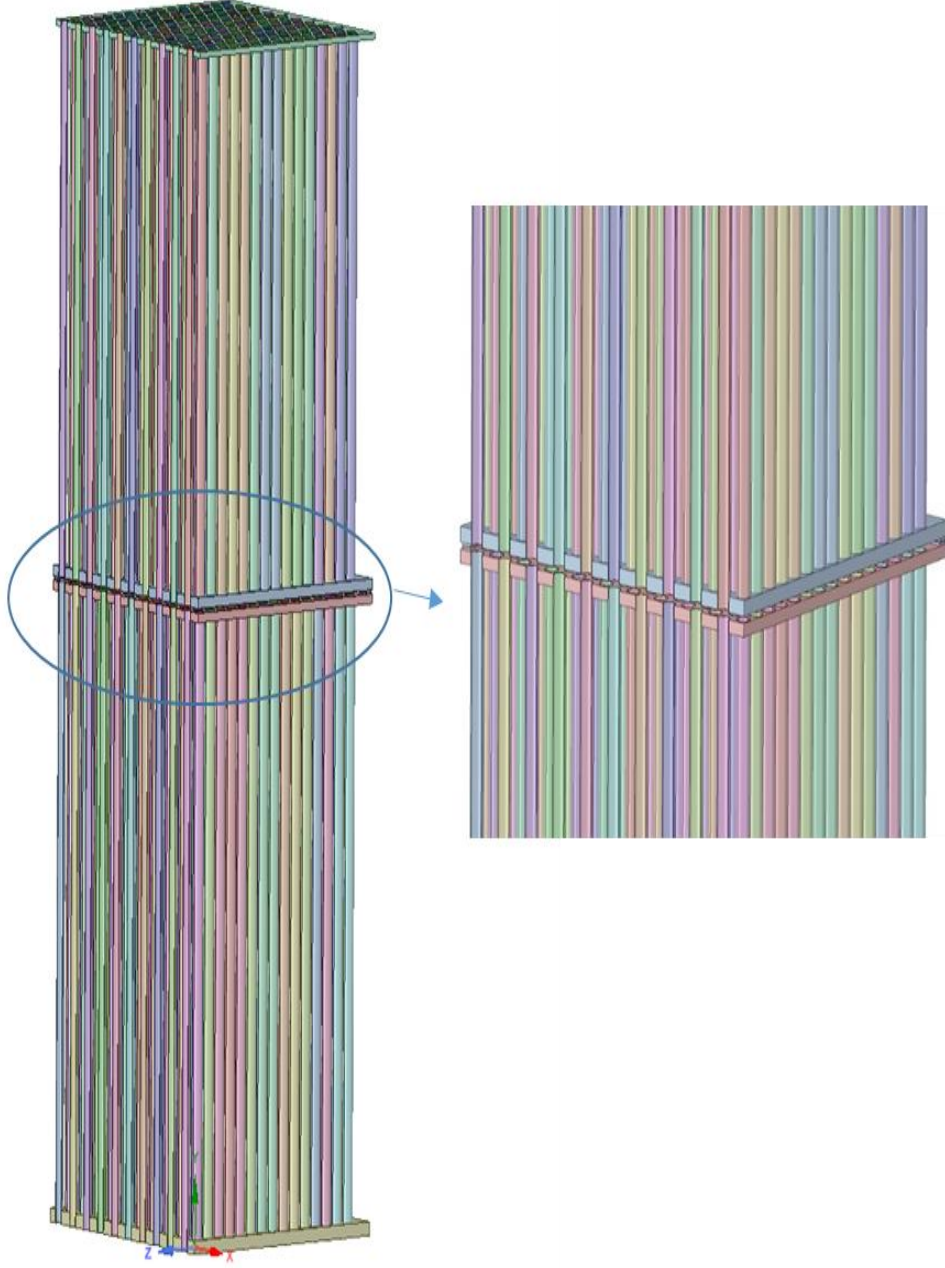
Stres Kategorisi→	Genel Birincil Membran			Yerel Birincil Membran			Yerel Birincil Membran Artı Bükme		
Kriter→	$P_m < S$			$P_L \leq S_y$			$P_L + P_b \leq S_y$		
Gerilim Sınıflandırma Çizgileri (SCL'ler) / Gerilim Doğrusallaştırma Yolları ↓	FEA'dan Gerilim Değeri (MPa)	Sınırlama Gerilim Değeri (MPa) S	Sonuçların Kontrol ü	FEA'dan Gerilim Değeri (MPa)	Sınırlama Gerilim Değeri (MPa) S_y	Sonuçların Kontrol ü	FEA'dan Gerilim Değeri (MPa)	Sınırlama Gerilim Değeri (MPa) S_y	Sonuçların Kontrol ü
LES – SCL1	0.448	46.3	Geçer	0.448	69.45	Geçer	0.97	69.45	Geçer
LES – SCL2	1.94	46.3	Geçer	1.94	69.45	Geçer	2.75	69.45	Geçer
LES – SCL3	1.83	46.3	Geçer	1.83	69.45	Geçer	2.9	69.45	Geçer
LES – SCL4	0.167	46.3	Geçer	0.167	69.45	Geçer	0.33	69.45	Geçer
LES – SCL5	4.03	46.4	Geçer	4.03	69.60	Geçer	4.6	69.60	Geçer

Önceki bağlama göre, aşağıdaki sonucu elde ederiz:

- Montajdaki deformasyon çok az olup elastik deformasyondur.
- Tasarım yük kombinasyonları için bileşen üzerinde oluşan gerilim, malzeme limitlerinin altındadır.
- Analiz edilen yük koşulları için ASME kodu limit doğrulaması, tasarımın tüm SCL'ler için verilen yük koşulları için güvenli olduğunu gösterir.
- Ayrıca conta gerilmeleri için, conta gerilmelerinin conta genişliğinde olması gerekenin üzerinde olduğu ve hem conta oturması hem de tasarım (çalışma) koşulları için contayı sızdırmaz hale getirmeye yeterli olduğu görülmektedir. Cıvatalı bağlantının rijitliği karşılanmıştır.
- Genel olarak bileşenin tasarımı, verilen yük koşulları için güvenlidir.

4.4. Hidro Basınç Test Koşulu Yük Kombinasyonları (LC-03)

4.4.1. Geometri

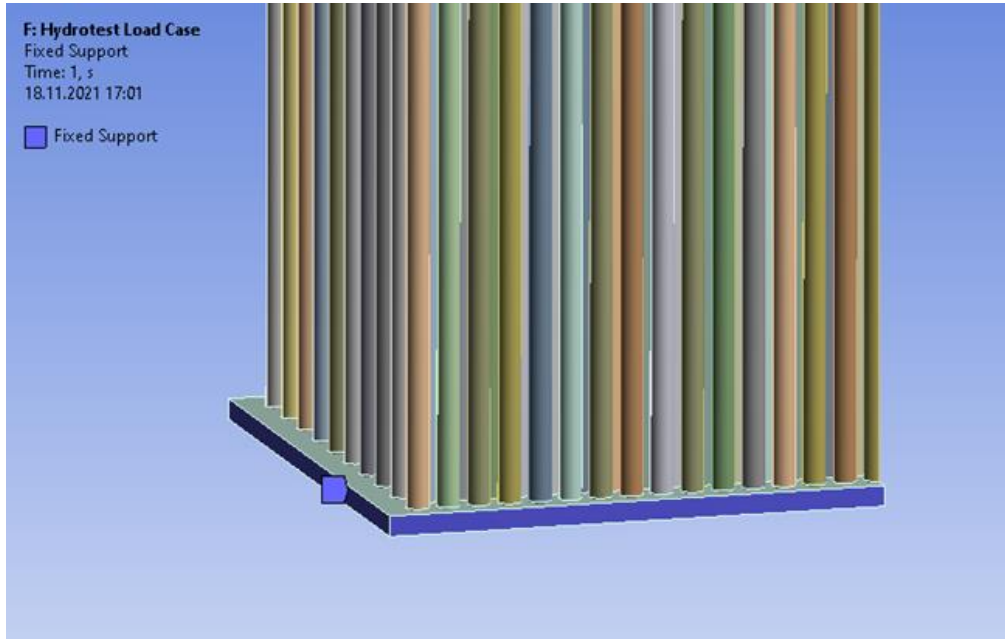


Şekil 4.32. Model ve geometri

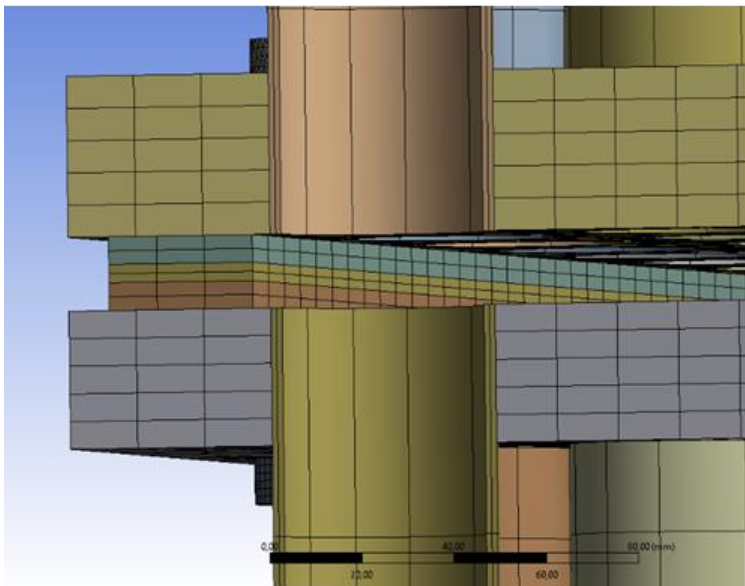
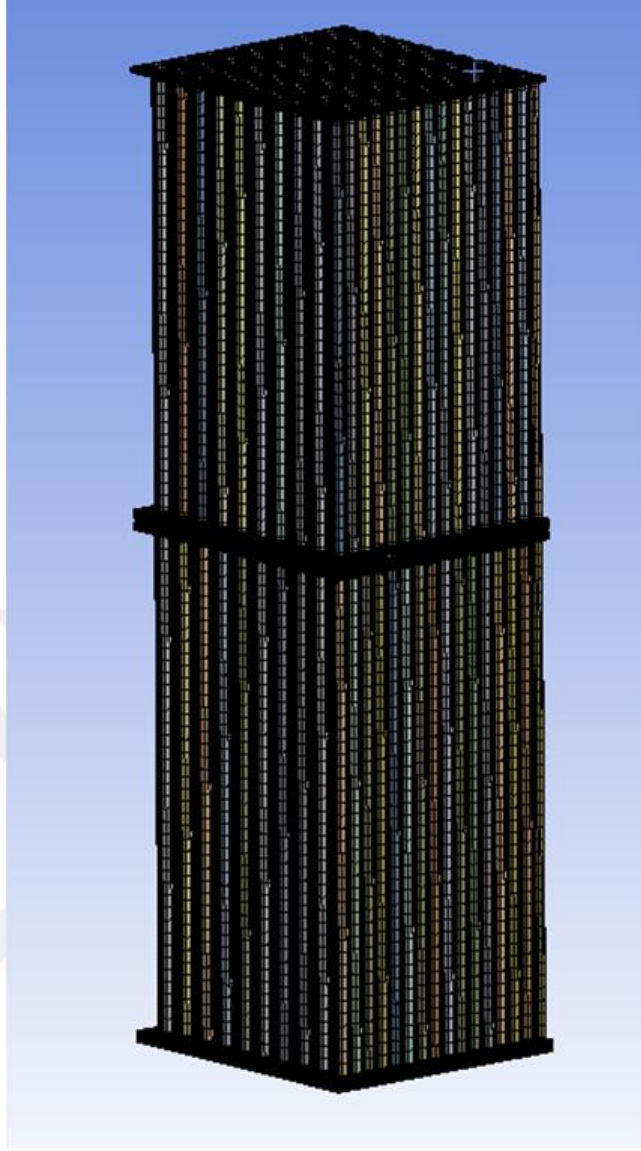
4.4.2. Yük ve sınır koşulları



şekil 4.33. Yük Durumu 03 Hidro-Test Basıncı



şekil 4.34. CAD Modelinde Yük ve Sınır Durumu



Şekil 4.35. Örgülü (ağı) CAD Modeli

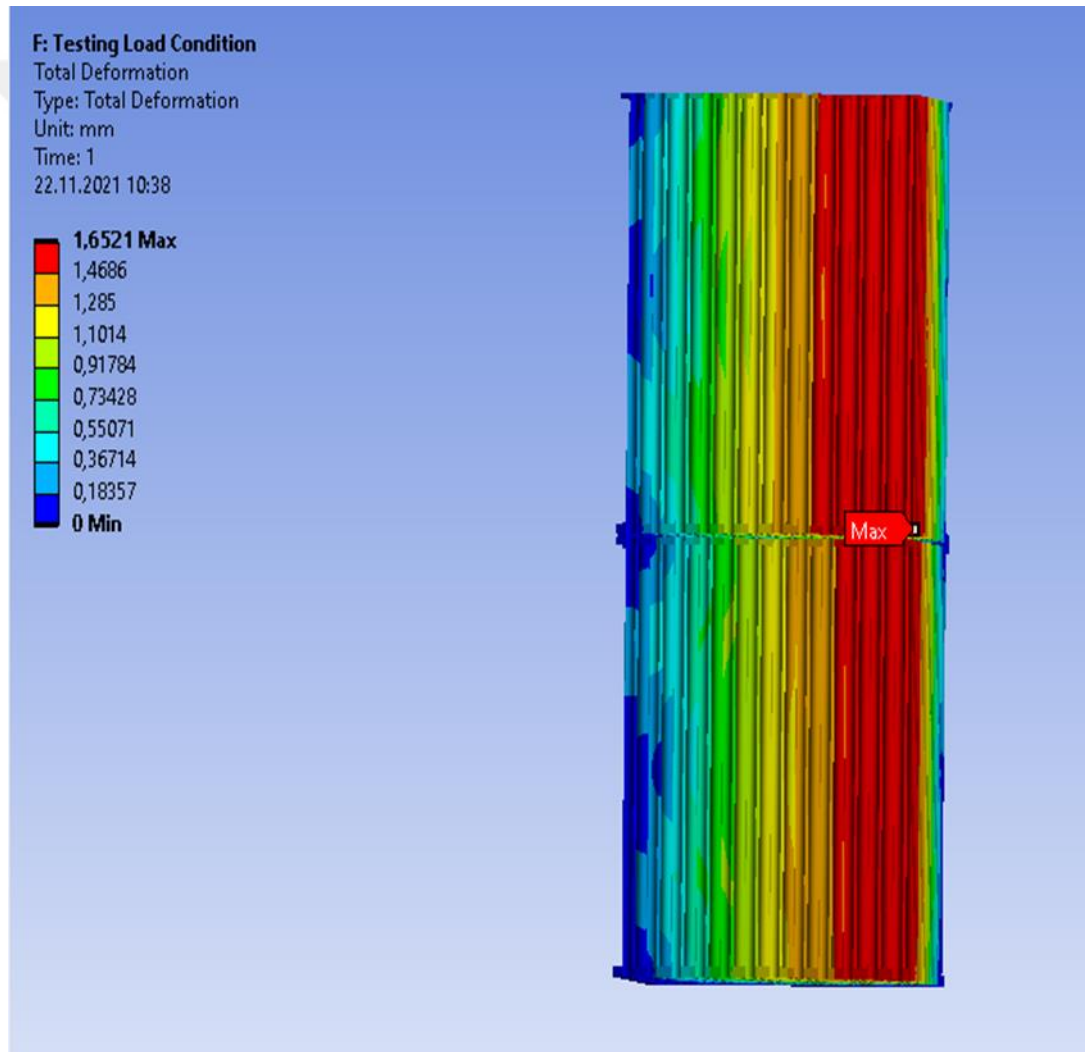
Yukarıdaki şekilde gösterildiği gibi, model 3D katı altı yüzlü elemanlarla birbirine bağlanmaktadır. Mesh istatistiği;

☐ Nodes	4583548
☐ Elements	874706

Şekil 4.36. Ağ (mesh) değerleri

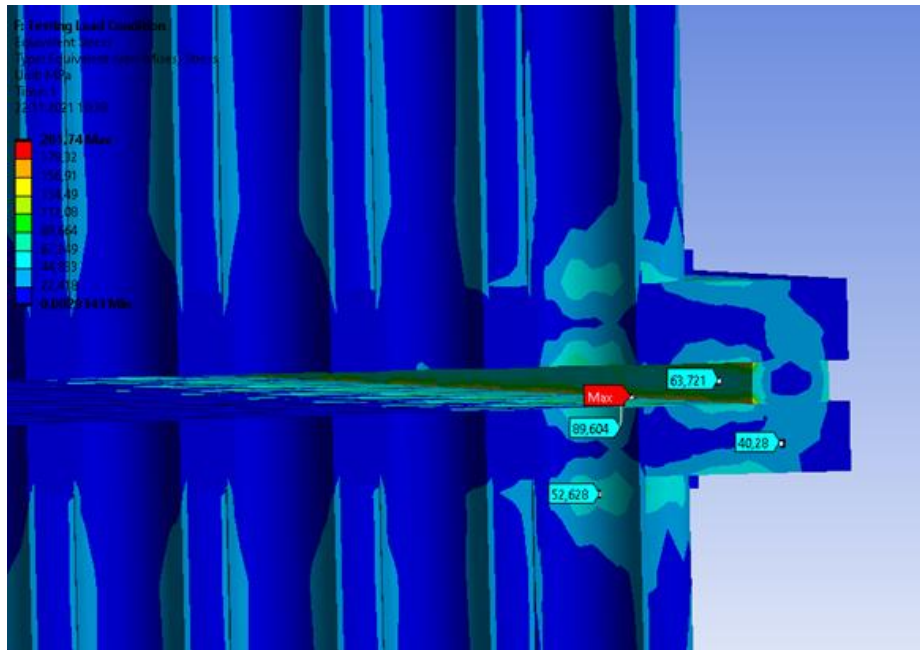
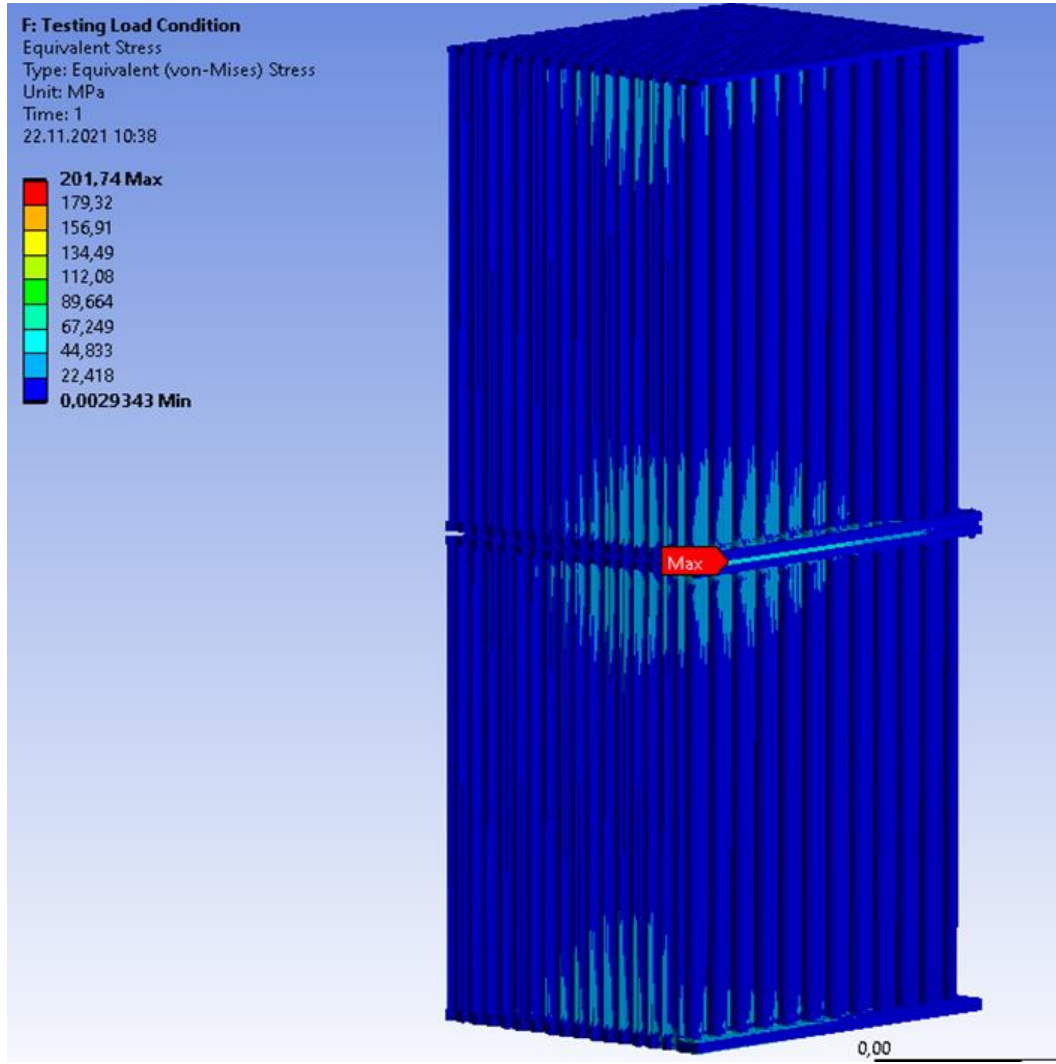
4.4.3. Plastik deformasyona karşı koruma sonuçları (LC-03)

4.4.3.1. Toplam elastik deformasyon



Şekil 4.37. Toplam Elastik Deformasyon

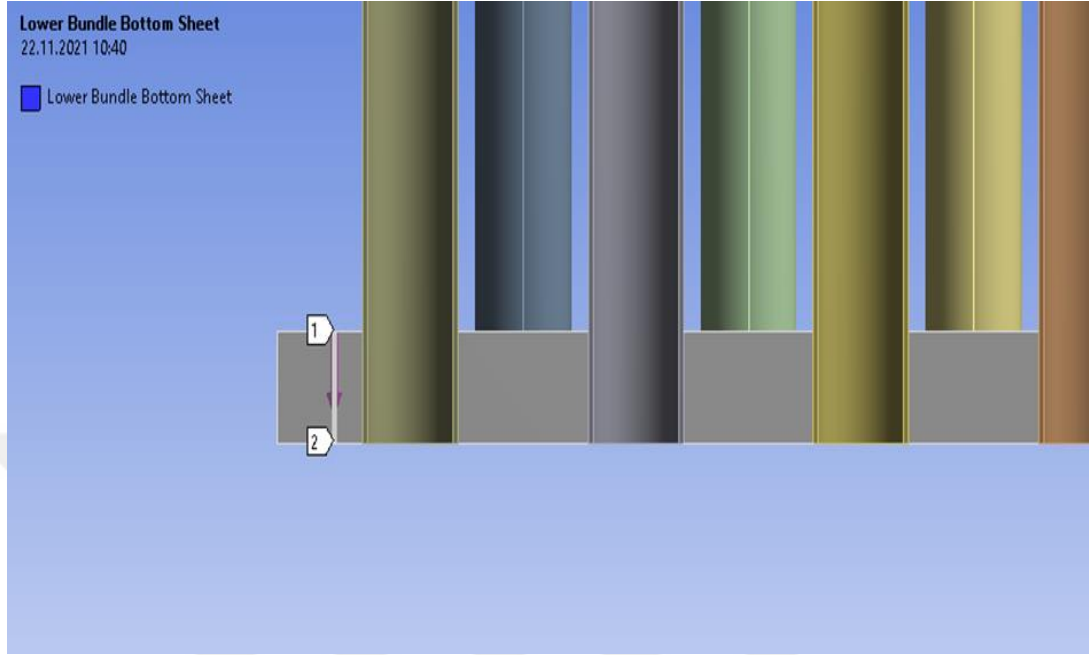
4.4.3.2. Eşdeğer von mises gerilmesi



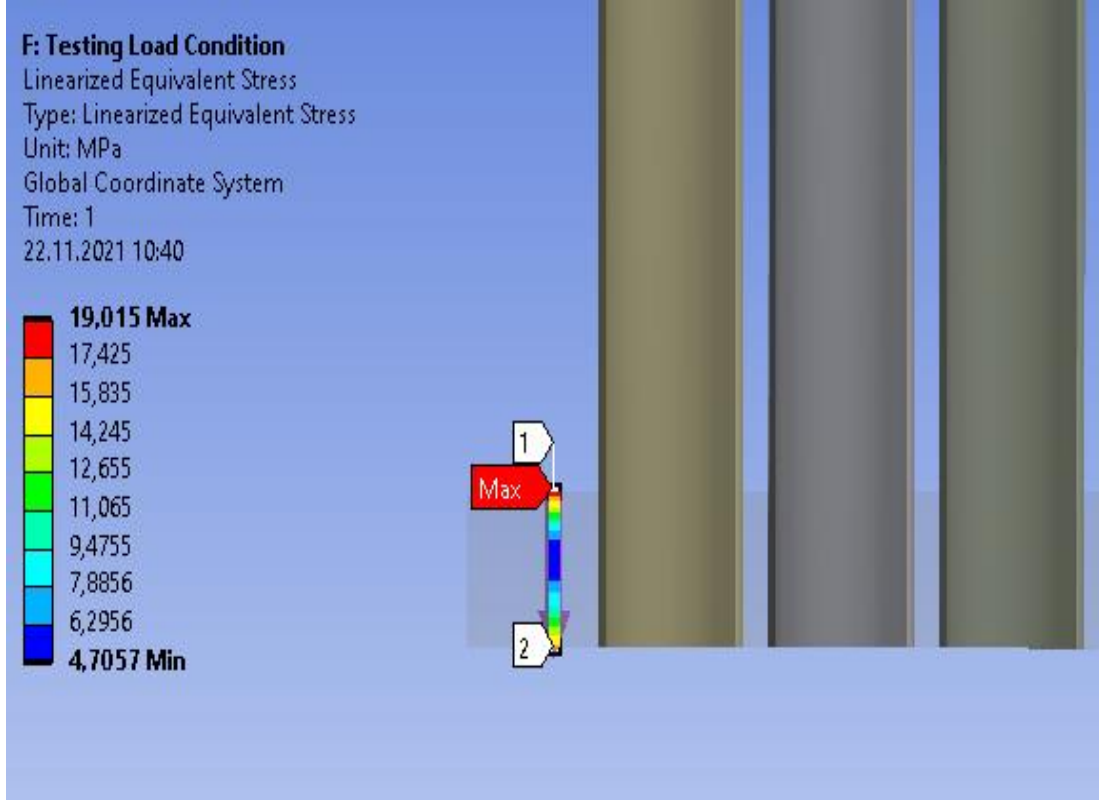
Şekil 4.38. Eşdeğer Von Mises Gerilmesi

4.4.3.3. Konum-1 karşısında gerilme sınıflandırma hattı (SCL-1)

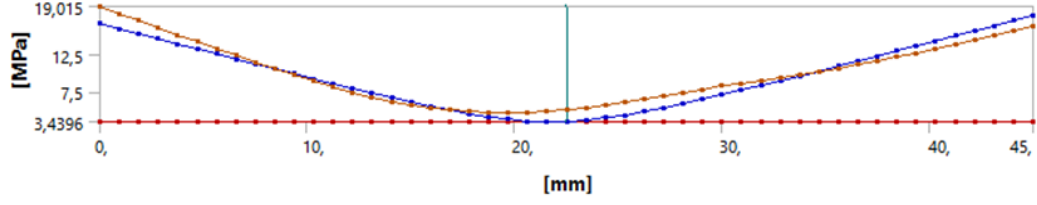
Gerilme sınıflandırma çizgileri (SCL) seçimi sırasında ASME Kısım VIII Bölüm 2 5-A.1'den takip edilir.



Şekil 4.39. SCL-1 Konumundaki Yol (Alt Demet Alt Ayna)



Şekil 4.40. SCL-1 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna)



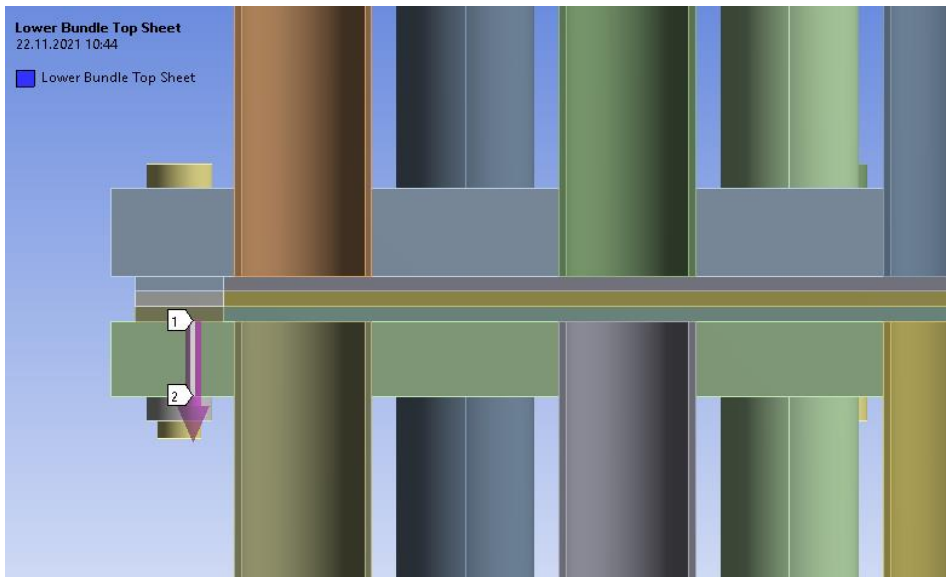
Şekil 4.41. SCL-1 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna)

☐ Membrane	3,4807 MPa
☐ Bending (Inside)	16,904 MPa
☐ Bending (Outside)	16,904 MPa
☐ Membrane+Bending (Inside)	16,707 MPa
☐ Membrane+Bending (Center)	3,4807 MPa
☐ Membrane+Bending (Outside)	17,793 MPa
☐ Peak (Inside)	3,8839 MPa
☐ Peak (Center)	1,8162 MPa
☐ Peak (Outside)	3,5597 MPa
☐ Total (Inside)	19,015 MPa
☐ Total (Center)	5,072 MPa
☐ Total (Outside)	16,267 MPa

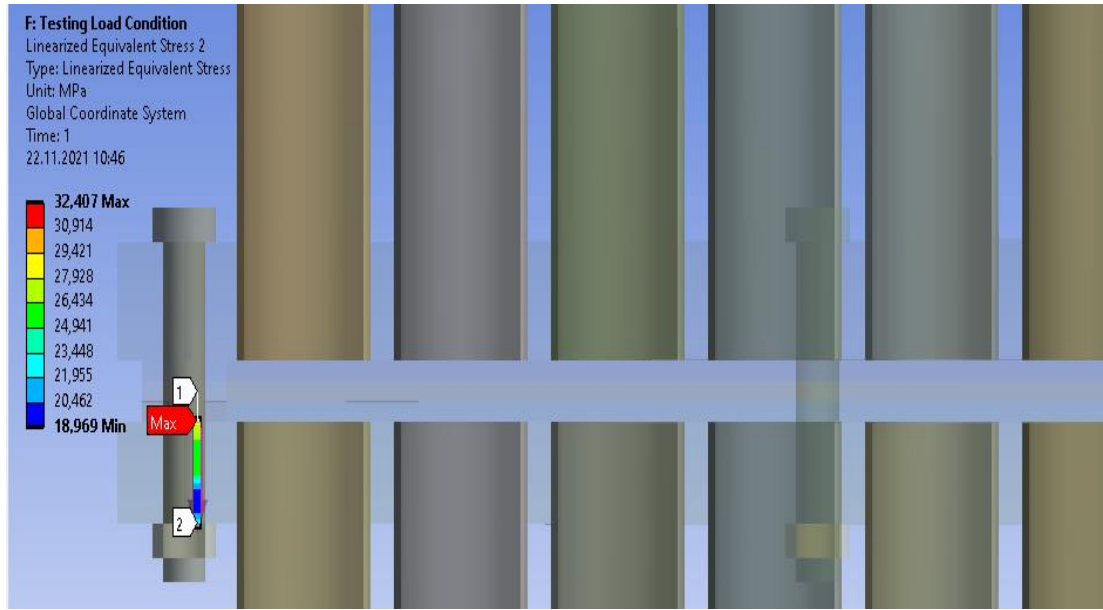
Şekil 4.42. SCL-1 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Alt Ayna)

4.4.3.4. Konum-2 karşısında gerilme sınıflandırma hattı (SCL-2)

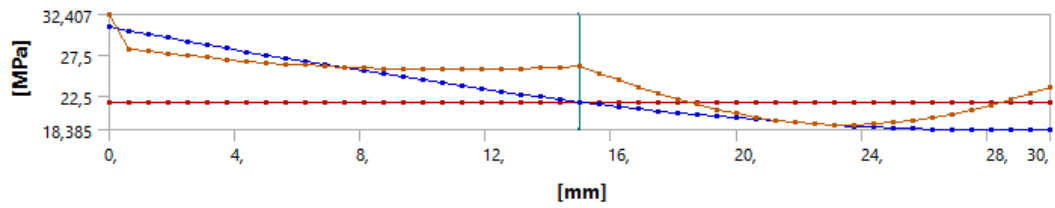
Gerilme sınıflandırma çizgileri (SCL) seçimi sırasında ASME Kısım VIII Bölüm 2 5-A.1'den [4] takip edilir.



Şekil 4.43. SCL-2 Konumundaki Yol (Alt Demet Üst Ayna)



Şekil 4.44. SCL-2 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna)



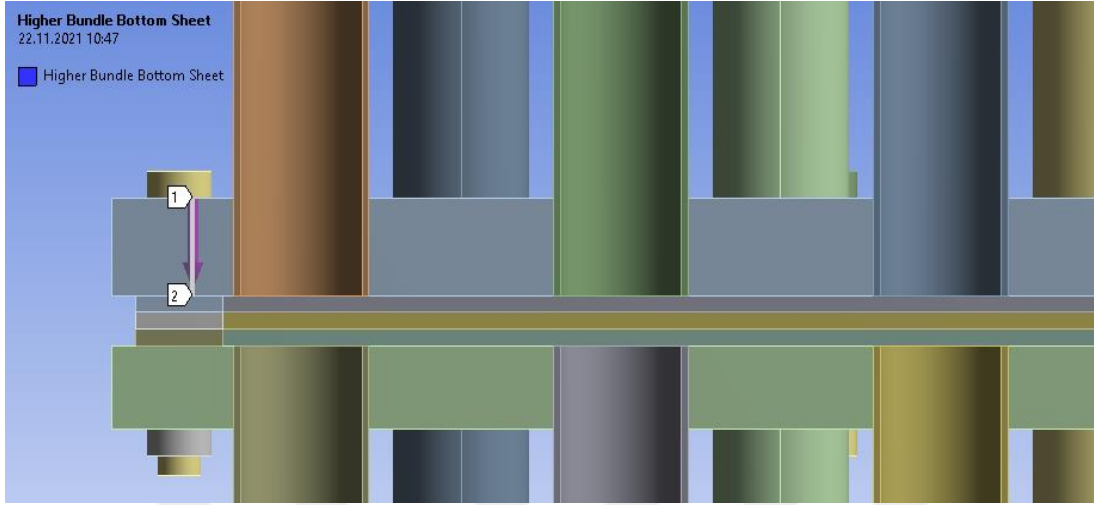
Şekil 4.45. SCL-2 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna)

☐ Membrane	21,776 MPa
☐ Bending (Inside)	13,12 MPa
☐ Bending (Outside)	13,12 MPa
☐ Membrane+Bending (Inside)	30,864 MPa
☐ Membrane+Bending (Center)	21,776 MPa
☐ Membrane+Bending (Outside)	18,441 MPa
☐ Peak (Inside)	25,36 MPa
☐ Peak (Center)	10,805 MPa
☐ Peak (Outside)	10,734 MPa
☐ Total (Inside)	32,407 MPa
☐ Total (Center)	26,142 MPa
☐ Total (Outside)	23,539 MPa

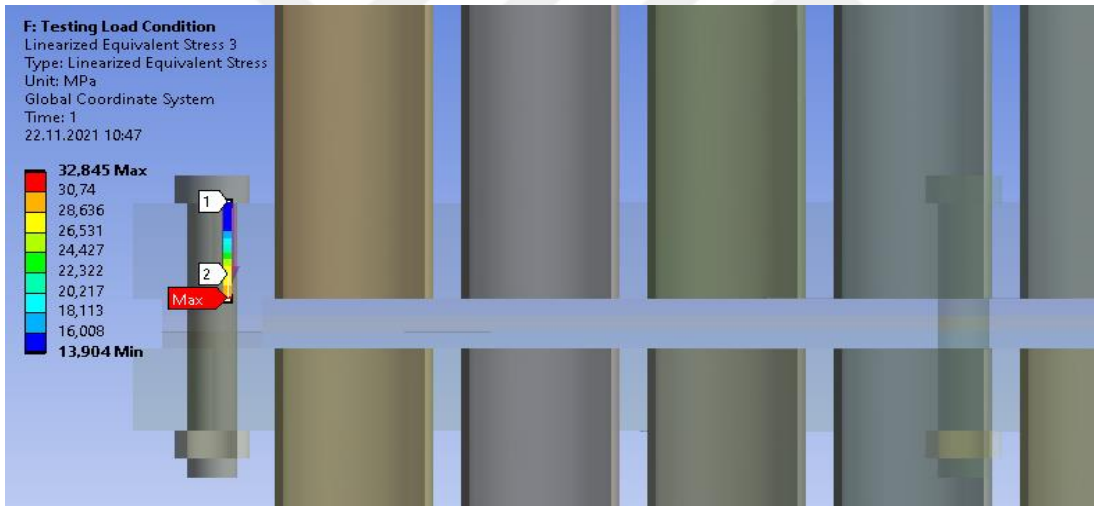
Şekil 4.46. SCL-2 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Demet Üst Ayna)

4.4.3.5. Konum-3 karşısında gerilme sınıflandırma hattı (SCL-3)

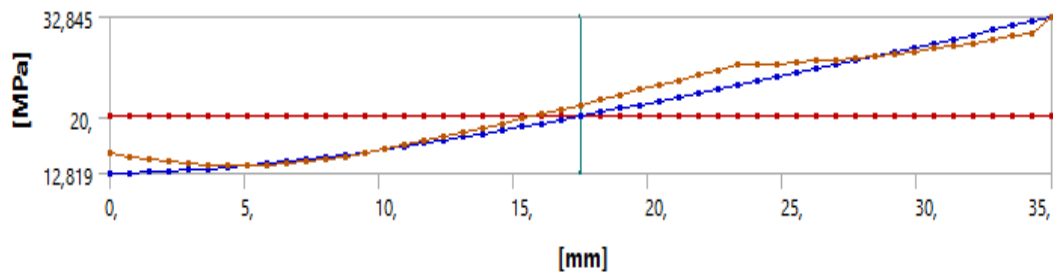
Gerilme sınıflandırma çizgileri (SCL) seçimi sırasında ASME Kısım VIII Bölüm 2 5-A.1'den [4] takip edilir.



Şekil 4.47. SCL-3 Konumundaki Yol (Daha Yüksek Paket Alt Ayna)



Şekil 4.48. SCL-3 Konumundaki Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Alt Ayna)



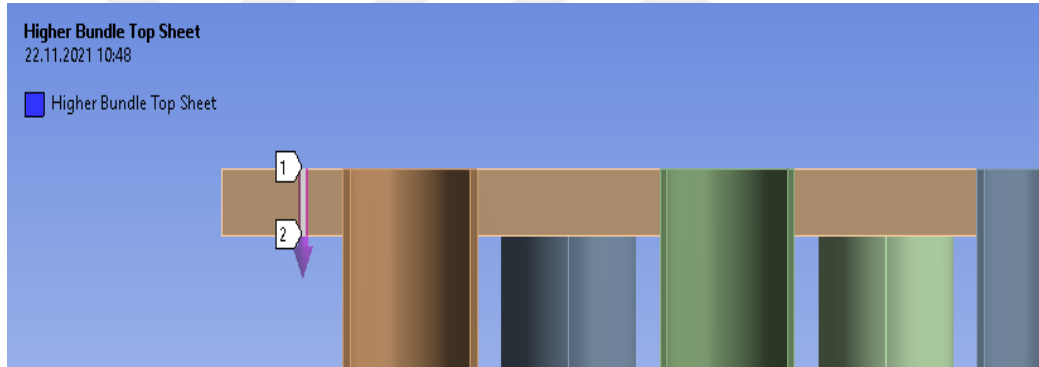
Şekil 4.49. SCL-3 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Alt Ayna)

☐ Membrane	20,176 MPa
☐ Bending (Inside)	14,623 MPa
☐ Bending (Outside)	14,623 MPa
☐ Membrane+Bending (Inside)	12,819 MPa
☐ Membrane+Bending (Center)	20,176 MPa
☐ Membrane+Bending (Outside)	32,824 MPa
☐ Peak (Inside)	7,5151 MPa
☐ Peak (Center)	4,1794 MPa
☐ Peak (Outside)	26,099 MPa
☐ Total (Inside)	15,493 MPa
☐ Total (Center)	21,644 MPa
☐ Total (Outside)	32,845 MPa

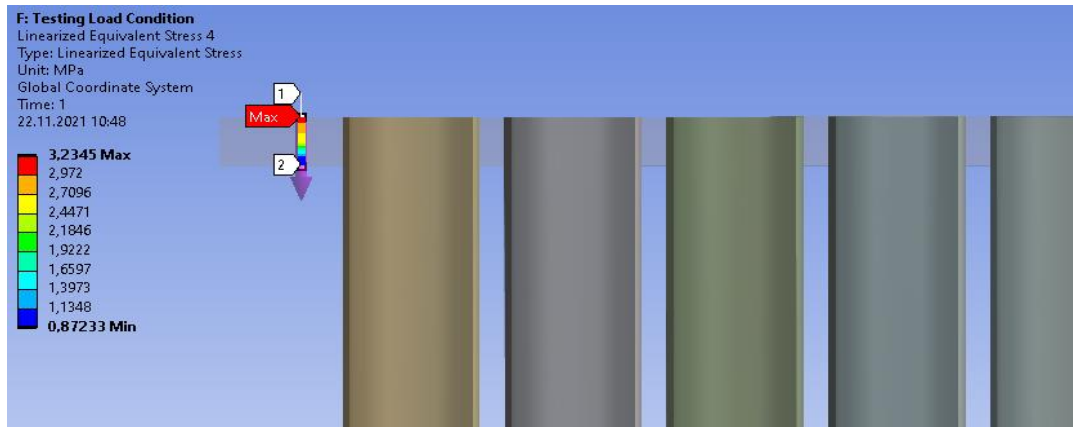
Şekil 4.50. SCL-3 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Paket Alt Ayna)

4.4.3.6. Konum-4 karşısında gerilme sınıflandırma hattı (SCL-4)

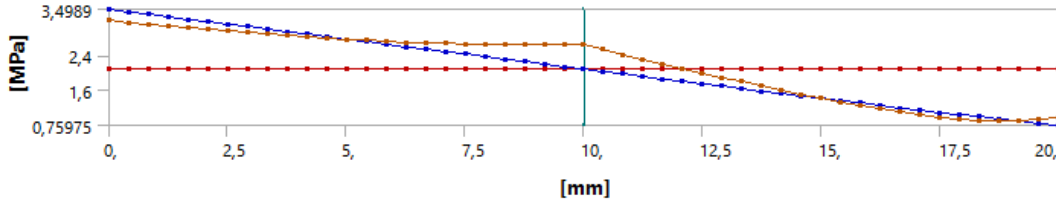
Gerilme sınıflandırma çizgileri (SCL) seçimi sırasında ASME Kısım VIII Bölüm 2 5-A.1'den [4] takip edilir.



Şekil 4.51. SCL-4 Konumundaki Yol (Daha Yüksek Demet Üst Ayna)



Şekil 4.52. SCL-4 Konumunda Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Paket Üst Ayna)



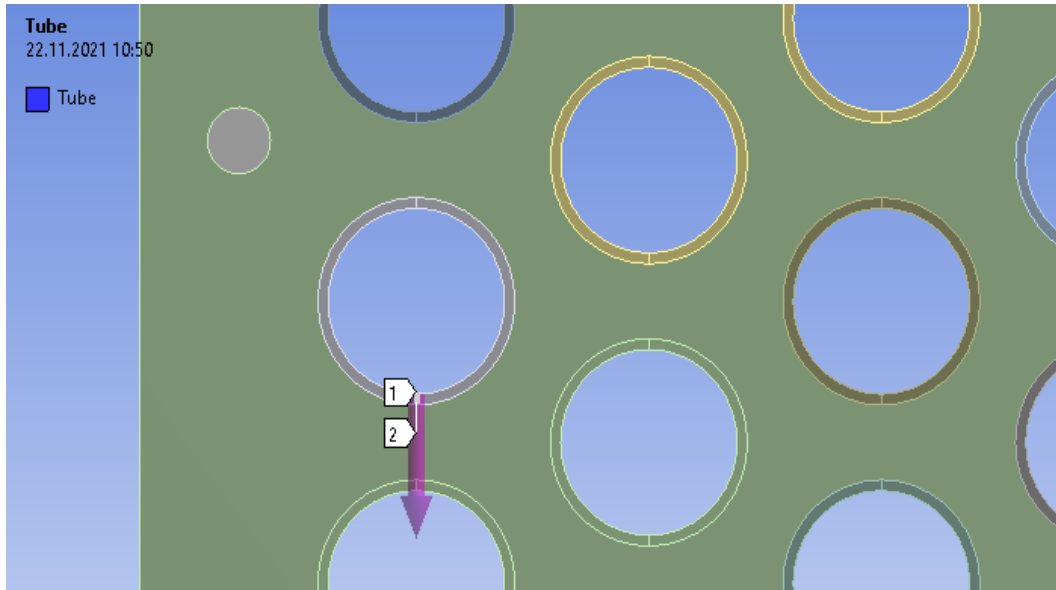
Şekil 4.53. SCL-4 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Yüksek Demet Üst Tüp Ayna)

☐ Membrane	2,0856 MPa
☐ Bending (Inside)	1,4353 MPa
☐ Bending (Outside)	1,4353 MPa
☐ Membrane+Bending (Inside)	3,4989 MPa
☐ Membrane+Bending (Center)	2,0856 MPa
☐ Membrane+Bending (Outside)	0,75975 MPa
☐ Peak (Inside)	0,99016 MPa
☐ Peak (Center)	0,99038 MPa
☐ Peak (Outside)	0,99061 MPa
☐ Total (Inside)	3,2345 MPa
☐ Total (Center)	2,6566 MPa
☐ Total (Outside)	0,93237 MPa

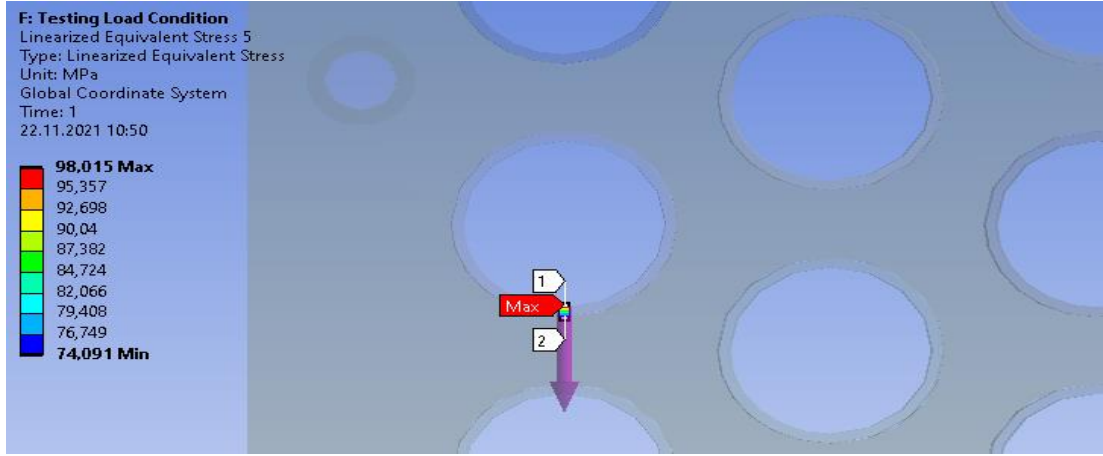
Şekil 4.54. SCL-4 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Daha Yüksek Paket Üst Ayna)

4.4.3.7. Konum-5 karşısında gerilme sınıflandırma hattı (SCL-5)

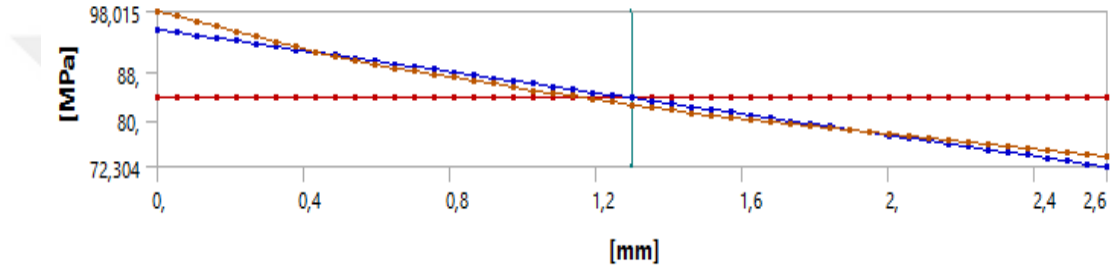
Gerilme sınıflandırma çizgileri (SCL) seçimi sırasında ASME Kısım VIII Bölüm 2 5-A.2'den [4] takip edilir.



Şekil 4.55. SCL-5 Konumundaki Yol (Alt Tüp)



Şekil 4.56. SCL-5 Konumunda Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Tüp)



Şekil 4.57. SCL-5 Konum Grafiğinde Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Tüp)

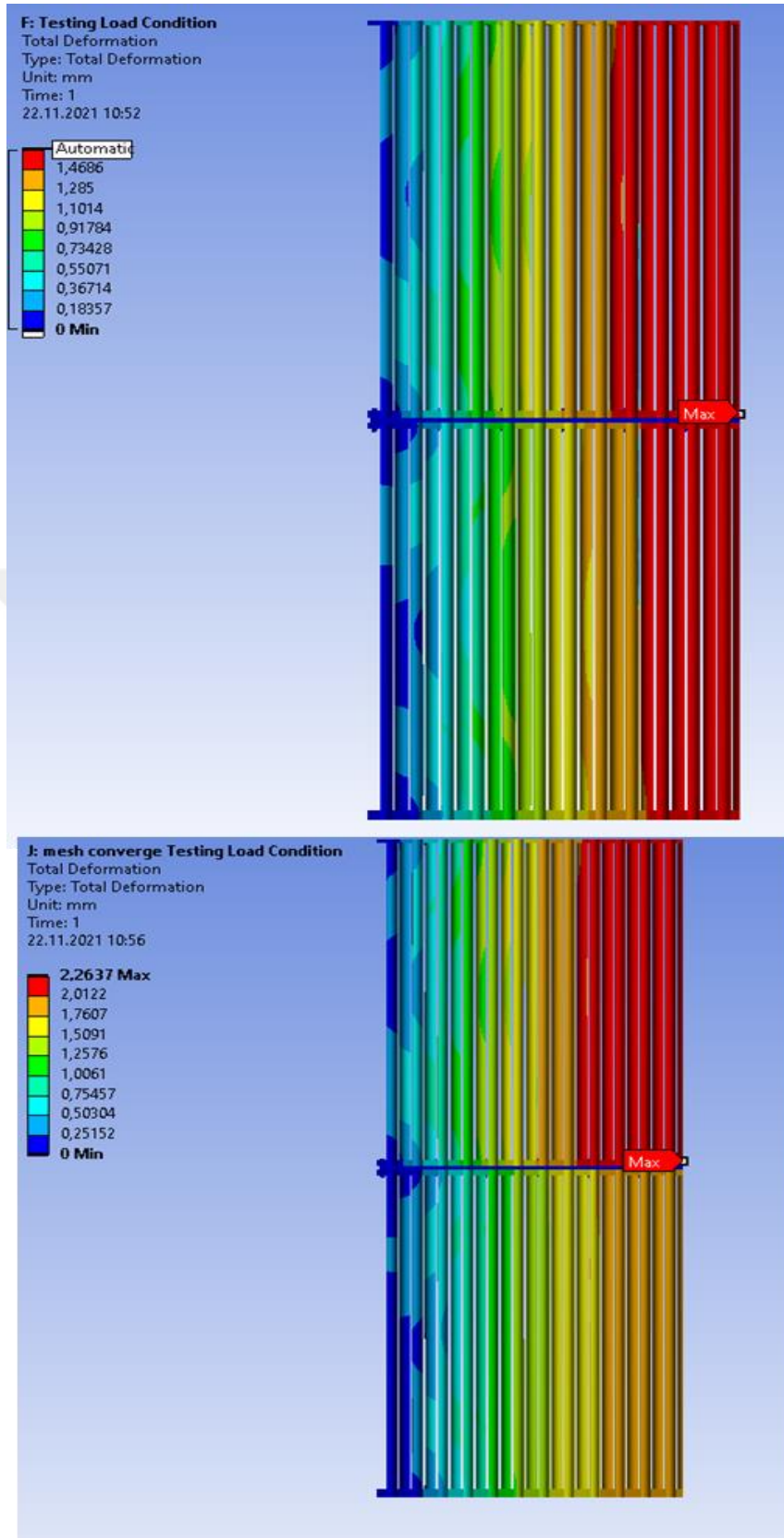
☐ Membrane	83,652 MPa
☐ Bending (Inside)	11,676 MPa
☐ Bending (Outside)	11,676 MPa
☐ Membrane+Bending (Inside)	95,079 MPa
☐ Membrane+Bending (Center)	83,652 MPa
☐ Membrane+Bending (Outside)	72,304 MPa
☐ Peak (Inside)	3,4593 MPa
☐ Peak (Center)	1,1873 MPa
☐ Peak (Outside)	3,4823 MPa
☐ Total (Inside)	98,015 MPa
☐ Total (Center)	82,607 MPa
☐ Total (Outside)	74,091 MPa

Şekil 4.58. SCL-5 Konum Sonuçlarında Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Gerilme (Alt Tüp)

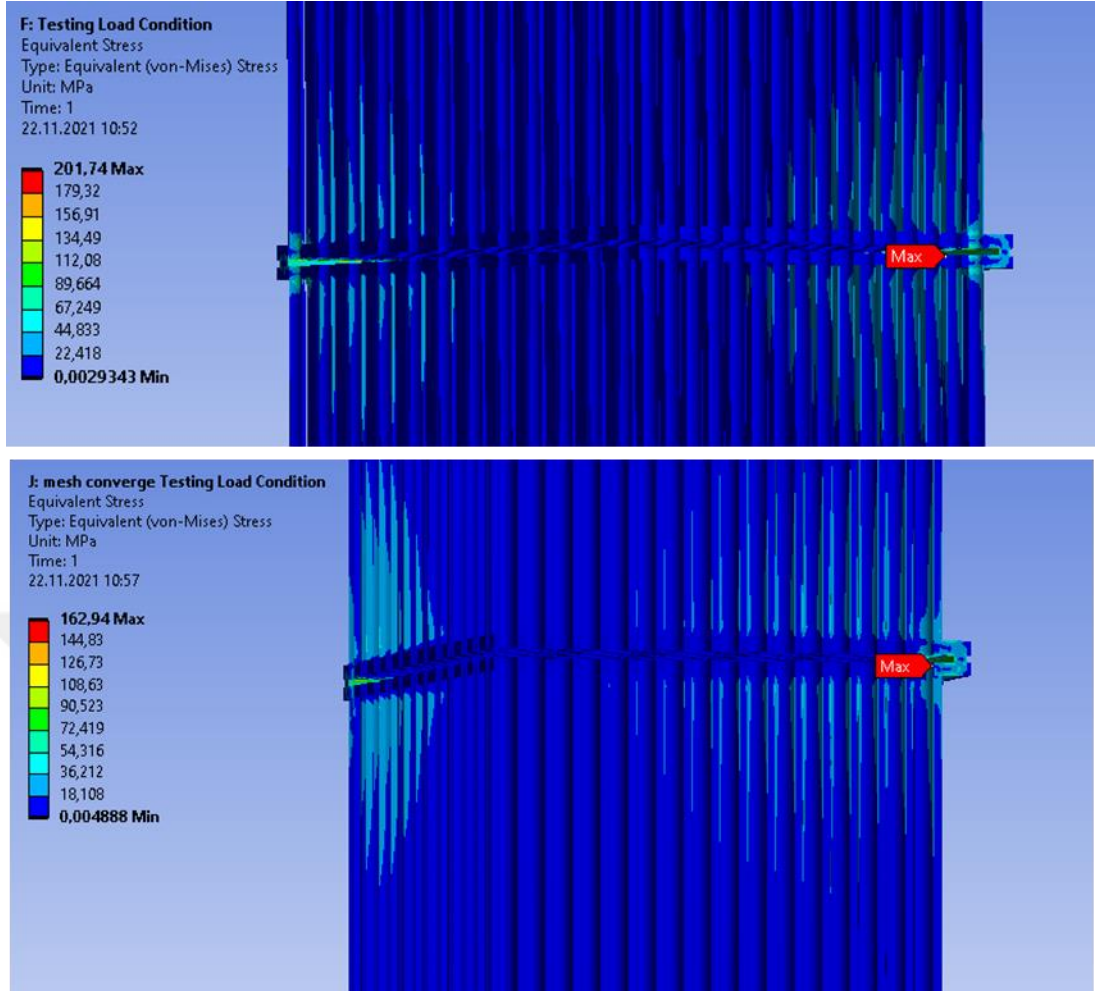
4.4.4. Ağ (Mesh), deformasyon ve gerilme kontrolü (LC-03)

☐ Nodes	3596387	☐ Nodes	4583548
☐ Elements	683166	☐ Elements	874706

Şekil 4.59. Ağ (mesh) Karşılaştırması



Şekil 4.60. Toplam Deformasyon Karşılaştırması



Şekil 4.61. Eşdeğer Gerilim Karşılaştırması

Yukarıdaki sonuçların karşılaştırmasına göre, birinci ve ikinci mesh boyutları arasında önemli bir fark olmadığı gözlemlenmiştir. Mesh boyutunu daha iyi bir boyuta değiştirmek, analizi çok fazla etkilememiştir.

Mesh doğrulamasına göre de sonuçlar tatmin edicidir [24].

4.4.5. Sonuçlar (LC-03)

Tablo 4.5. Hidro Test Yüğü Kombinasyonu Sonuç

Stres Kategorisi→	Genel Birincil Membran			Lokal Birincil Membran artı Bükme		
Kriter→	$P_m < \beta T \cdot S_y$			$P_L + P_b < Y_{min} \cdot S_y$		
Gerilim Sınıflandırma Çizgileri (SCL'ler) / Gerilim Doğrusallaştırma Yolları ↓	FEA'dan Gerilim Değeri (MPa)	Sınırlama Gerilim Değeri (MPa) $\beta T \cdot S_y$ [0.95 * S_y]	Sonuçların Kontrolü	FEA'dan Gerilim Değeri (MPa)	Sınırlama Gerilim Değeri (MPa) $Y_{min} \cdot S_y$ [1.5*0.95* S_y]	Sonuçların Kontrolü
Yük Hali (01) - SCL-1	3.48	294.5	Geçer	17.79	441.75	Geçer
Yük Hali (01) - SCL-2	21.77	294.5	Geçer	30.86	441.75	Geçer
Yük Hali (01) - SCL-3	20.17	294.5	Geçer	32.82	441.75	Geçer
Yük Hali (01) - SCL-4	2.08	294.5	Geçer	3.49	441.75	Geçer
Yük Hali(01) - SCL-5	83.65	194.75	Geçer	95.08	292.125	Geçer

Önceki bağlama göre, aşağıdaki sonucu elde ederiz;

- Montajdaki deformasyon çok az olup elastik deformasyondur.
- Tasarım yük kombinasyonları için bileşen üzerinde oluşan gerilim, malzeme limitlerinin altındadır.
- Analiz edilen yük koşulları için ASME kodu limit doğrulaması, tüm SCL'ler için verilen yük koşulları için tasarım kimliğinin güvenli olduğunu gösterir.
- Ayrıca conta gerilmeleri için, conta gerilmelerinin conta genişliğinde olması gerekenin üzerinde olduğu ve her iki hidrotest koşulunda da contayı sızdırmaz hale getirmeye yeterli olduğu görülmektedir. Cıvatalı bağlantının rijitliği karşılanmıştır.
- Genel olarak bileşen, verilen yük koşulları için güvenlidir.

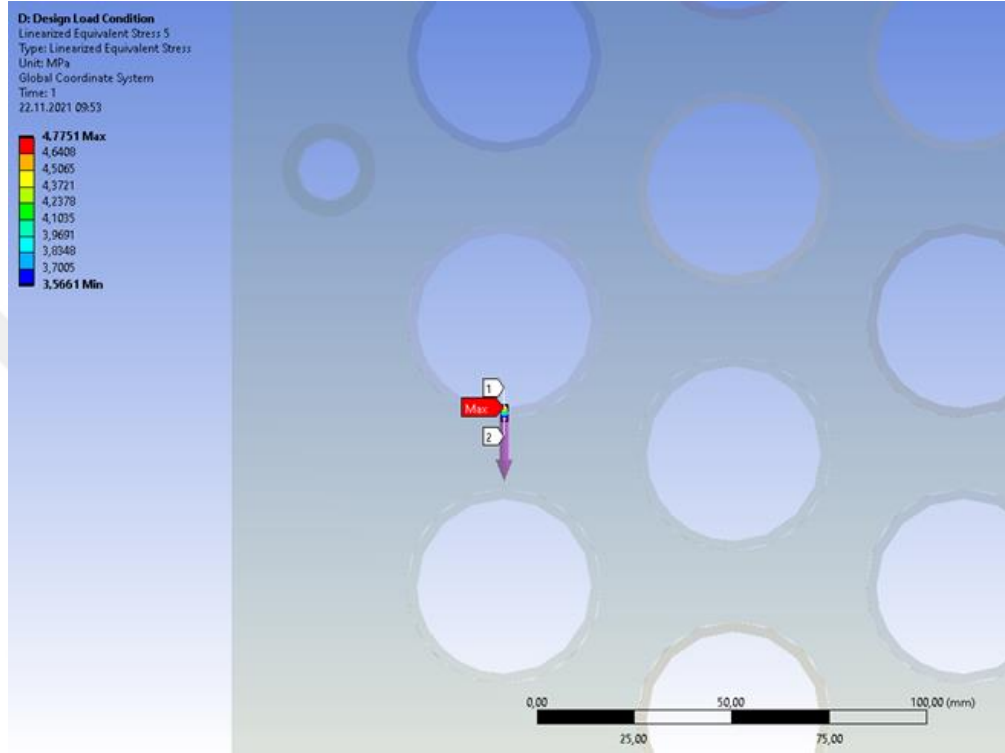
4.5. Bölgesel Hasarlara Karşı Koruma

Pastik deformasyona karşı korumanın gösterilmesine ek olarak, ASME KısımVIII Bölüm 2, 5.3'te açıklanan geçerli bölgesel hasar kriterleri karşılanmalıdır. ASME KısımVIII Bölüm 2, 5.3.2 uyarınca Elastik Analiz – Üç Eksenli Gerilme Limit Yöntemi seçilir [23].

4.5.1. Dizayn / işletme basıncı yük kombinasyonu (LC 01)

4.5.1.1. Gerilme konumu

Yük histogramı ve Dizayn/İşletme Basıncı Yük Kombinasyonlarına göre, 1 kg/cm² ve en yüksek gerilimde SCL-5 konumu olarak gözlemlendi. Aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi;



Şekil 4.62. Gerilme Yeri İncelemesi (LC-01)

Tasarım Yük Kombinasyonları (LC-01) durumu için SCL-5 sonuçları için gerilme aralığı aşağıdaki gibidir;

Tablo 4.6. SCL-5 Gerilim değerleri

SCL-5 (Load 0 to 1 kg/cm ²)	S_1 MPa	S_2 MPa	S_3 MPa
Gerilme Aralıkları	4.03	4.03	4.6

ASME KısımVIII Bölüm 2, 5.3.2'ye [4] göre bu kriteri kontrol etmek için Tasarım Yüğü Kombinasyonundan (1) üç doğrusallaştırılmış birincil ana gerilimin cebirsel toplamı kullanılacaktır.

$$S_1 + S_2 + S_3 \leq 4S$$

$$4.3+4.3+4.6 = 13.2 \text{ MPa}$$

$$4S = 4 \times 46.4 = 185.6 \text{ MPa}$$

$$13.2 \leq 185.6 \text{ DOĞRU}$$

Üç Eksenli Gerilme Limit Yöntemine göre incelenen gerilme konumu güvenli taraf altındadır.

4.6. Burkulmadan Kaynaklı Deformasyona Karşı Koruma

Plastik deformasyona karşı korumanın değerlendirilmesine ek olarak, uygulanan tasarım yükleri altında bir basınç gerilimi alanı ile bileşenlerin burkulmasını önlemek için burkulmadan kaynaklanan deformasyona karşı koruma için bir tasarım faktörü karşılanmalıdır [16].

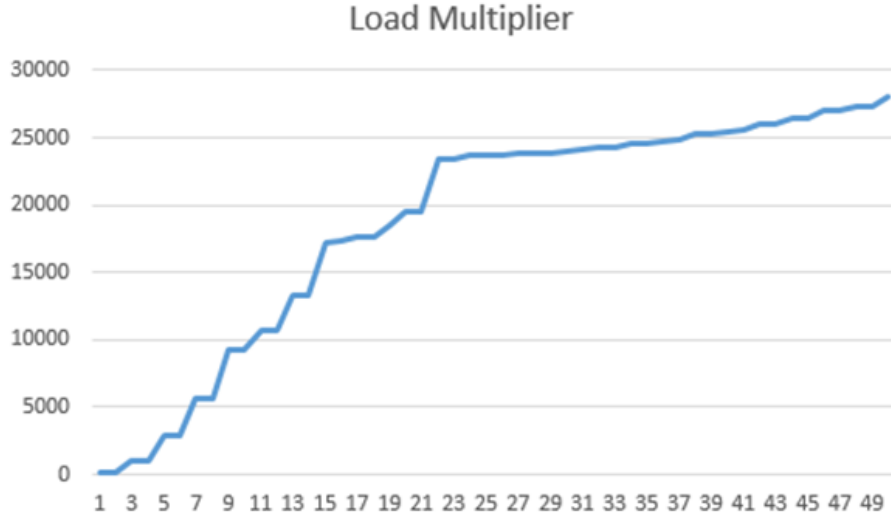
Bu analizde, bileşendeki ön gerilimi belirlemek için çözümde geometrik doğrusal olmayanlar dışında bir elastik gerilim analizi kullanılarak çatallanma burkulma analizi yapılır, minimum tasarım faktörü $\Phi_B = 2/\beta_{cr}$ kullanılmalıdır [25].

Eksenel basınç altındaki sertleştirilmemiş veya halka sertleştirilmiş silindirler ve koniler için; 338 338 338

$$\frac{D_o}{t} = \frac{50}{2.59} = 19.31 < 1247 \quad \beta_{cr} = \frac{338}{389 + \frac{D_o}{t}} = \frac{338}{389 + 19.31} = \frac{338}{408.31} = 0.827$$

$$\Phi_B = \frac{2}{\beta_{cr}} = \frac{2}{0.827} = 2.42 \text{ eksenel basınç için minimum tasarım faktörüdür.}$$

Analizde, tüm üst demet, alt demetin üst Ayna ve bir tüp başına alt tüplerde oluşan diğer tüm ağırlıklar, bir tüpe yaklaşık 100 N uygulamıştır. Toplam 50 mod, aşağıda gösterildiği gibi programda analiz edilmiştir.

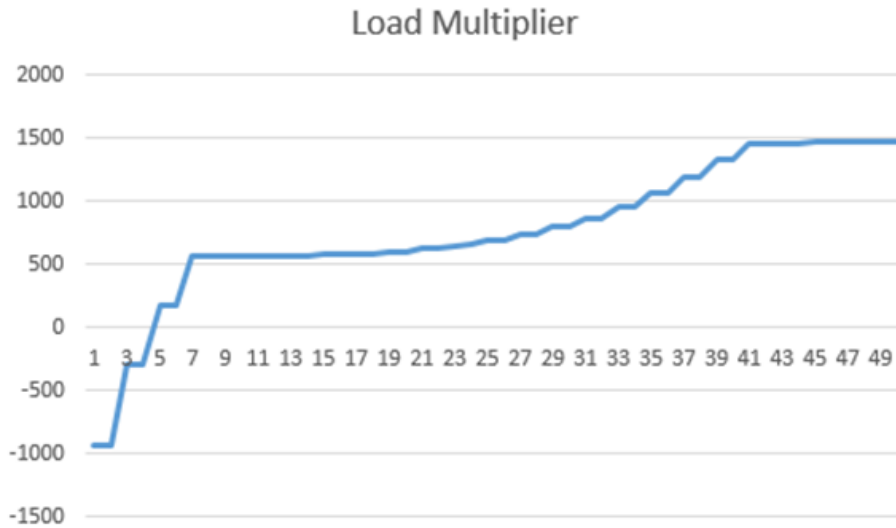


Şekil 4.63. 22. Mod grafiği

22. modda, grafik 23452 yük çarpanı değerine sahip yakınsamıştır. Sonuç olarak, bu yük çarpanı faktörü, minimum tasarım faktörünün çok üzerindedir.

- Dış basınç altındaki sertleştirilmemiş ve halka sertleştirilmiş silindirler ve koniler için;

$$\beta_{cr} = 0.8, \Phi_B = \frac{2}{\beta_{cr}} = \frac{2}{0.8} = 2.5 \text{ dış basınç için minimum tasarım faktörüdür.}$$



Şekil 4.64. 41. Mod grafiği

41. modda grafik 1459 yük çarpanı değerine sahip yakınsamıştır. Sonuç olarak, bu yük çarpanı faktörü, minimum tasarım faktörünün çok üzerindedir.

4.7. Döngüsel Yüklerden Kaynaklanan Hasarlara Karşı Koruma (Yorulma Düzensizliği ve Yorulma)

Bu hasar modu için değerlendirme prosedürü, çalışma yükü aralıklarının kullanılmasını gerektirir. Bu durum sağlanacak olan çalışma yük döngüsü hakkında bilgi gerektirir [19].

Hava Önısıtıcı Tüp Demetinin tüm kullanım ömrü 50000 belirlenmiştir. Vakum durumu (dış basınç) ayrıca etki etmektedir.

4.8. ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.5.2 Uyarınca Yorulma Analizi için Tarama Kriterleri

ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.5.2.4'e [4] göre: Bu yapı için Yorulma Analizi Tarama Yöntemi B kullanılmıştır.

Adım 1: Yük histogramının tanımı;

Tablo 4.7. Histogram yük değerleri

Histogram Yükü			
Çalışma Basıncı	:	0 – 0.1	MPa
Döngüsel Gereksinim (Kapatma/Başlatma Sayısı dahil)	:	50000	Döngü(devir)

Table 5.10 Fatigue-Screening Criteria Factors for Method B			
Type of Construction	Component Description	Fatigue-Screening Criteria Factor	
		C_1	C_2
Integral construction	Attachments and nozzles in the knuckle region of formed heads	4	2.7
	All other components	3	2
Nonintegral construction	Attachments and nozzles in the knuckle region of formed heads	5.3	3.6
	All other components	4	2.7

Şekil 4.65. Yöntem B için yorulma faktörleri

Adım 2: ASME Kısım VIII Bölüm 2 Şekil 4.65'e göre $C_1 = 4$ ve $C_2 = 2.7$ olarak dikkate alınmıştır.

Adım.3: $N_{\Delta FP}$ tam aralıklı basınç döngülerinin sayısı belirlenir ve ilk tarama kriterleri kontrol edilir.

$N_{\Delta FP} = \text{Tam Aralıklı Basınç Döngüsü Sayısı} + \text{Kapatma Sayısı}$

$N_{\Delta FP} = 50000 + 0 = 50000$ Döngü.

İlk tarama kriterlerini kontrol etmek için;

$$N_{\Delta FP} \leq N (C_1 S)$$

C₁S Basınç aralığı için izin verilen döngü sayısı Asme Kısım VIII Bölüm 2 Ek 3.F'den alınmalıdır; burada **S**, tasarım sıcaklığında izin verilen gerilimdir ve **C₁** i, Adım 2'den gelir.

Her bileşen için izin verilen döngü sayısı, Denklem (Asme Kısım VIII Bölüm 2 Ej 3.F.1 ve Şekil 4.66) kullanılarak hesaplanır:

Table 3-F.1 Smooth Bar Fatigue Curve Stress Amplitude Correction Equations		
Fatigue Curve	Temperature-Corrected Stress Amplitude, $S_{a,c}$	
	MPa	ksi
Figure 3-F.1 Figure 3-F.2 Figure 3-F.3	$195.0 E3 \left(\frac{S_a}{E_{T,p}} \right)^{1/3}$	$28.3 E3 \left(\frac{S_a}{E_{T,p}} \right)^{1/3}$
Figure 3-F.4 Figure 3-F.5 Figure 3-F.6	$138.0 E3 \left(\frac{S_a}{E_{T,p}} \right)^{1/3}$	$20.0 E3 \left(\frac{S_a}{E_{T,p}} \right)^{1/3}$
Figure 3-F.7	$195.0 E3 \left(\frac{S_a}{E_{T,p}} \right)^{1/3}$	$28.3 E3 \left(\frac{S_a}{E_{T,p}} \right)^{1/3}$
Figure 3-F.8 Figure 3-F.9	$206.0 E3 \left(\frac{S_a}{E_{T,p}} \right)^{1/3}$	$30.0 E3 \left(\frac{S_a}{E_{T,p}} \right)^{1/3}$

Şekil 4.66. Yorulma hesap denklemleri

$$N = 10^X$$

$$Y = \text{Log} \left[28.3 E3 \left(\frac{S_a}{E_T} \right) \right]$$

$S_{uts} \leq 552$ MPa için ve $48 \text{ MPa} \leq S_a \leq 3999$ MPa için

$$X = -4706,5245 + 1813,6228 Y + \frac{6785,5644}{Y} - 368,12404 Y^2 - \frac{5133,7345}{Y^2} + 30,708204 Y^3 + \frac{1596,1916}{Y^3} \text{ için } 10^Y \geq 20$$

Not: $S_a = \text{Tarama kriterleri için } (C_1 S)_x$

Yukarıdaki denklemlere göre sonuçlar aşağıdaki gibidir;

$$S_a = (4 \times 46.4) = 185.2 \text{ MPa}, Y = 1.472 \quad X = 4.3468 \quad N = 22223.45$$

$$22223.45 \leq 50000$$

Kriter karşılanmamıştır ve bu nedenle ayrıntılı bir yorulma analizi gereklidir.

ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.5.2.4 [4] için sonraki tarama adımlarının değerlendirilmesine gerek yoktur.

4.9. ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.5.3'e Göre Yorulma Ömrü (Döngü) Hesaplaması

Yorgunluk tarama sonuçlarına göre, yorulma ömrü hesaplaması zorunlu bir gerekliliktir [17].

Yük histogramı ve dizayn yükü kombinasyonlarına göre, 0.1 MPa ve en yüksek strese, SCL-5 konumu olarak gözlenmiştir. Bu nedenle, SCL-5 stres sonuçları için mevcut ömrü döngüler cinsinden tahmin etmek gerekecektir.

Tasarım yükü kombinasyonları (LC-01) durumu için SCL-5 sonuçları için stres aralığı aşağıdadır;

Tablo 4.8. SCL-5 için gerilim değerleri

SCL-5 (0 ila 0,1 MPa arası yük)	S_{11} MPa	S_{22} MPa	S_{33} MPa	S_{12} MPa	S_{13} MPa	S_{23} MPa
Stres aralığı	91,572	-5,8103	-4,3432	-8,7371	1,3313	-3,156

Eşdeğer stres aralığı:

$$\sigma_{ij,k} = m \sigma_{ij,k} - n \sigma_{ij,k} \quad (5.28)$$

$$\Delta S_{P,k} = \frac{1}{\sqrt{2}} [(\Delta S_{11,k} - \Delta S_{22,k})^2 + (\Delta S_{11,k} - \Delta S_{33,k})^2 + (\Delta S_{22,k} - \Delta S_{33,k})^2 + 6(\Delta S_{12,k}^2 + \Delta S_{13,k}^2 + \Delta S_{23,k}^2)]^{0,5} \quad (5.29)$$

$$\Delta S_{P,k} = 98,01 \text{ MPa}$$

Yukarıdaki sonuçlardan elde edilen bilgiler kullanılarak k^{th} döngü için etkili alternatif eşdeğer stres genliğinin belirlenmesi;

$$S_{alt,k} = \frac{K_f * K_{e,k} * \Delta S_{P,k}}{2} \quad (5.36)$$

Bu bileşen için termal yükler uygulanamaz ve bunun için

$$\Delta S_{LT,k} = 0$$

Birincil + ikincil eşdeğer stres aralığı

$$\Delta S_{n,k} = P_L + P_b + Q$$

Bu eşdeğer gerilimin maksimum aralığı,

$$S_{PS} = \max (3S, 2S_y) \text{ (En yüksek olanı seçilecektir)}$$

$$S_{PS} = 396 \text{ MPa}$$

ASME Kısım VIII Bölüm 2'den ilgili denklem ve Şekil 2.10.'a göre

$$\Delta S_{n,k} \leq S_{PS}, K_{e,k} = 1.0$$

$$K_{e,k} = 1$$

Bölgesel çentik veya kaynağın etkisi sayısal modelde dikkate alınmaz, ardından ASME Kısım VIII Bölüm 2 için Şekil 2.8. ve 2.9.'dan bir yorulma mukavemeti azaltma faktörü, K_f seçilir.

Köşe Kaynağı, alın kaynağı, Kalite Seviyesi 5 olarak dikkate alınması durumunda NDT (yalnızca yüzeyin VT Muayenesi; hacimsel muayene veya MT/PT muayenesi yok); [26]

$$K_f = 2.5 \text{ dir.}$$

Yukarıdaki sonuca göre, etkin alternatif eşdeğer stres genliği denklemi şuna dönüşür;

$$S_{alt,k} = 122.51 \text{ MPa}$$

Her bileşen için izin verilen döngü sayısı, Denklem (ASME Kısım VIII Bölüm 2 3.F.1) kullanılarak hesaplanır:

$$N = 10^X$$

$$Y = \text{Log}[28,3 E3 \left(\frac{S_a}{E_T}\right)]$$

Suts için $\leq 552 \text{ MPa (80 ksi)}$ ve 48 MPa (7 ksi) için $\leq S_a \leq 3999 \text{ MPa (580 ksi)}$

$$X = -4706,5245 + 1813,6228 Y + \frac{6785,5644}{Y} - 368,12404 Y^2 - \frac{5133,7345}{Y^2} + 30,708204 Y^3 + \frac{1596,1916}{Y^3} \text{ For } 10^Y \geq 20$$

$$X = \frac{38,1309 - 60,1705 Y^2 + 25,0352 Y^4}{1 + 1,80225 Y^2 - 4,68904 Y^4 + 2,26536 Y^6} \text{ For } 10^Y < 20$$

$$Y = 1.2, X = 5.03, N = 107223,9$$

Yorulma hasarı ve birikmiş yorgunluk hasarı aşağıdaki gibi hesaplanır:

$$D_{f,k} = \frac{n_k}{N_k} \quad (5.37)$$

$$D_{f,k} = \sum_{k=1}^M D_{f,k} \leq 1.0 \quad (5.38)$$

$$\frac{50000}{107223,9} = 0.47$$

$$0.47 + 0 + 0 \leq 1$$

Denklem sağlandığında, bileşendeki konumun çalışmaya devam etmesi için kabul edilebilir.

4.10. ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.5.6 and 5.5.6.1'ye Göre Yorulma Bozunumu Değerlendirmesi Hesaplaması

Yine aynı şekilde yük histogramı ve dizayn yükü kombinasyonlarına göre, 0,1 MPa ve en yüksek strese, SCL-5 konumu olarak gözlenmiştir..

“SCL-5 Lokasyon Sonuçlarında SCL-5 için hem Doğrusallaştırılmış Eşdeğer Stresler”de verilen değerler ile hemde ikincil eşdeğer gerilmeler de dikkate alınarak;

Birincil + ikincil eşdeğer gerilim aralığı:

$$\Delta S_{n,k} = P_L + P_b + Q$$

$$\Delta S_{n,k} = 122.51 \text{ MPa}$$

Bu eşdeğer gerilimin maksimum aralığı,

$$S_{PS} = \max(3S, 2S_y) \text{ (En yüksek olanı seçilecektir)}$$

$$S_{PS} = 396 \text{ MPa}$$

$$\Delta S_{n,k} \leq S_{PS} \text{ Bu denklem sağlanır.}$$

İntegral olmayan bağlantı tipine sahip olan ekipman için gevşemesine neden olabilecek kavrama montajı veya diğer aşamalı deformasyon türleri nedeniyle hasara tabi olmadığı kabul edilir. (ASME Kısım VIII, Bölüm 2 5.5.6.4). Ancak Sy, kriterleri de kontrol edilmiştir.

Sonuç olarak

$\Delta S_{n,k} \leq S_y$ Bu denklem sağlanmıştır

	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	S1	S2	S3	SINT	SEQV
Membrane	7,56E-02	0,32376	-0,42487	-1,9701	-8,26E-03	0,10779	2,1761	-0,42338	-1,7783	3,9544	3,4807
Bending (Inside)	19,089	0,52006	13,801	0,4761	-2,86E-02	-1,8697	19,695	13,207	0,50783	19,187	16,904
Bending (Outside)	-19,089	-0,52006	-13,801	-0,4761	2,86E-02	1,8697	-0,50783	-13,207	-19,695	19,187	16,904
Membrane+Bending (Inside)	19,165	0,84382	13,376	-1,494	-3,69E-02	-1,7619	19,767	12,897	0,72022	19,047	16,707
Membrane+Bending (Center)	7,56E-02	0,32376	-0,42487	-1,9701	-8,26E-03	0,10779	2,1761	-0,42338	-1,7783	3,9544	3,4807
Membrane+Bending (Outside)	-19,014	-0,1963	-14,225	-2,4462	2,03E-02	1,9775	0,12026	-13,56	-19,995	20,116	17,793
Peak (Inside)	1,7017	-1,4101	-0,62834	1,5485	3,67E-02	-9,09E-02	2,3426	-0,62668	-2,0527	4,3954	3,8839
Peak (Center)	-0,61724	0,51538	0,23779	-0,8657	-3,14E-02	2,37E-02	0,98556	0,2358	-1,0854	2,071	1,8162
Peak (Outside)	0,76726	-0,65137	-0,32282	1,9143	8,87E-02	-3,93E-03	2,1003	-0,32036	-1,9869	4,0872	3,5597
Total (Inside)	20,867	-0,56632	12,747	5,45E-02	-1,65E-04	-1,8528	21,27	12,345	-0,56646	21,836	19,015
Total (Center)	-0,54166	0,83913	-0,18708	-2,8358	-3,96E-02	0,13151	3,0713	-0,18855	-2,7723	5,8436	5,072
Total (Outside)	-18,246	-0,84767	-14,548	-0,53196	0,10905	1,9735	-0,83124	-13,694	-19,117	18,286	16,267

Şekil 4.67. SCL-1 için Linear Gerilme Bileşenleri

	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	S1	S2	S3	SINT	SEQV
Membrane	-4,5308	5,1676	0,16669	11,568	0,6137	0,59403	12,917	0,11328	-12,227	25,144	21,776
Bending (Inside)	14,749	8,6967	16,563	5,821	0,22542	-2,5453	19,704	15,346	4,9592	14,745	13,12
Bending (Outside)	-14,749	-8,6967	-16,563	-5,821	-0,22542	2,5453	-4,9592	-15,346	-19,704	14,745	13,12
Membrane+Bending (Inside)	10,218	13,864	16,73	17,389	0,83912	-1,9513	29,562	16,874	-5,624	35,186	30,864
Membrane+Bending (Center)	-4,5308	5,1676	0,16669	11,568	0,6137	0,59403	12,917	0,11328	-12,227	25,144	21,776
Membrane+Bending (Outside)	-19,28	-3,5291	-16,396	5,7469	0,38827	3,1393	-1,5304	-15,161	-22,514	20,984	18,441
Peak (Inside)	2,0505	5,3559	-4,1903	-3,8237	-13,108	2,1069	15,894	0,70351	-13,382	29,276	25,36
Peak (Center)	4,4368	-5,7513	-1,8653	3,4554	-0,44255	0,5888	5,5237	-1,8198	-6,8837	12,407	10,805
Peak (Outside)	-4,3764	5,7434	1,7956	-3,4618	0,30276	-0,55989	6,8553	1,782	-5,4746	12,33	10,734
Total (Inside)	12,269	19,22	12,539	13,565	-12,269	0,15562	34,349	12,573	-2,8934	37,242	32,407
Total (Center)	-9,39E-02	-0,58371	-1,6986	15,023	0,17115	1,1828	14,743	-1,7185	-15,401	30,144	26,142
Total (Outside)	-23,656	2,2143	-14,601	2,2852	0,69103	2,5794	2,4642	-14,012	-24,495	26,959	23,539

Şekil 4.68. SCL-2 için Linear Gerilme Bileşenleri

	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	S1	S2	S3	SINT	SEQV
Membrane	-3,8556	6,4403	1,6752	-10,434	-5,66E-02	0,51097	12,936	1,6798	-10,356	23,293	20,176
Bending (Inside)	-7,592	-10,223	-16,362	6,6745	0,30774	2,5253	-1,7855	-14,761	-17,63	15,845	14,623
Bending (Outside)	7,592	10,223	16,362	-6,6745	-0,30774	-2,5253	1,763	14,761	1,7855	15,845	14,623
Membrane+Bending (Inside)	-11,448	-3,7822	-14,687	-3,7597	0,25119	3,0363	-2,1745	-10,842	-16,9	14,725	12,819
Membrane+Bending (Center)	-3,8556	6,4403	1,6752	-10,434	-5,66E-02	0,51097	12,936	1,6798	-10,356	23,293	20,176
Membrane+Bending (Outside)	3,7364	16,663	18,037	-17,109	-0,3643	-2,0143	28,557	18,101	-8,2217	36,779	32,824
Peak (Inside)	-2,646	4,1602	0,95617	2,6519	-0,38226	0,22922	5,0915	0,96185	-3,5829	8,6743	7,5151
Peak (Center)	1,2573	-2,1935	-0,60035	-1,569	0,56819	-0,23511	1,9361	-0,58441	-2,8883	4,8244	4,1794
Peak (Outside)	6,4147	3,5697	-4,1911	4,1424	13,226	2,1985	15,772	4,1422	-14,121	29,892	26,099
Total (Inside)	-14,094	0,37798	-13,73	-1,1078	-0,13107	3,2655	0,47292	-10,707	-17,212	17,685	15,493
Total (Center)	-2,5983	4,2468	1,0748	-12,003	0,51163	0,27587	13,311	1,0919	-11,679	24,99	21,644
Total (Outside)	10,151	20,233	13,846	-12,966	12,862	0,18419	34,818	12,278	-2,8666	37,685	32,845

Şekil 4.69. SCL-3 için Linear Gerilme Bileşenleri

	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	S1	S2	S3	SINT	SEQV
Membrane	0,22828	0,14002	2,2317	0,21195	7,28E-02	1,37E-02	2,2345	0,39891	-3,34E-02	2,2679	2,0856
Bending (Inside)	-6,38E-02	-0,27793	1,1998	0,13081	2,33E-02	0,17695	1,2252	-2,52E-02	-0,34196	1,5672	1,4353
Bending (Outside)	6,38E-02	0,27793	-1,1998	-0,13081	-2,33E-02	-0,17695	0,34196	2,52E-02	-1,2252	1,5672	1,4353
Membrane+Bending (Inside)	0,16453	-0,13791	3,4315	0,34276	9,61E-02	0,19066	3,4464	0,37323	-0,36148	3,8079	3,4989
Membrane+Bending (Center)	0,22828	0,14002	2,2317	0,21195	7,28E-02	1,37E-02	2,2345	0,39891	-3,34E-02	2,2679	2,0856
Membrane+Bending (Outside)	0,29204	0,41795	1,032	8,11E-02	4,95E-02	-0,16325	1,0679	0,45665	0,21736	0,85058	0,75975
Peak (Inside)	0,44076	0,32203	0,12964	-0,54604	-4,21E-02	4,71E-02	0,9356	0,12469	-0,16787	1,1035	0,99016
Peak (Center)	-0,44079	-0,32215	-0,12912	0,5461	4,21E-02	-4,70E-02	0,16784	-0,12418	-0,93572	1,1036	0,99038
Peak (Outside)	0,44081	0,32227	0,1286	-0,54616	-4,21E-02	4,69E-02	0,93583	0,12367	-0,16782	1,1037	0,99061
Total (Inside)	0,60529	0,18412	3,5612	-0,20328	5,40E-02	0,23776	3,5806	0,67367	9,63E-02	3,4843	3,2345
Total (Center)	-0,2125	-0,18213	2,1026	0,75805	0,11489	-3,33E-02	2,1084	0,55866	-0,95907	3,0675	2,6566
Total (Outside)	0,73285	0,74023	1,1606	-0,46502	7,41E-03	-0,11631	1,273	1,0959	0,26476	1,0082	0,93237

Şekil 4.70. SCL-4 için Lineer Gerilme Bileşenleri

	SX	SY	SZ	SXY	SYZ	SXZ	S1	S2	S3	SINT	SEQV
Membrane	82,315	-1,8602	1,2183	-7,2246	0,84177	-1,0044	82,945	1,3525	-2,6241	85,569	83,652
Bending (Inside)	7,2241	-3,929	-3,8284	-1,3657	0,44515	-1,5113	7,6002	-3,8068	-4,3267	11,927	11,676
Bending (Outside)	-7,2241	3,929	3,8284	1,3657	-0,44515	1,5113	4,3267	3,8068	-7,6002	11,927	11,676
Membrane+Bending (Inside)	89,54	-5,7892	-2,6101	-8,5902	1,2869	-2,5157	90,381	-2,4141	-6,827	97,208	95,079
Membrane+Bending (Center)	82,315	-1,8602	1,2183	-7,2246	0,84177	-1,0044	82,945	1,3525	-2,6241	85,569	83,652
Membrane+Bending (Outside)	75,091	2,0688	5,0467	-5,8589	0,39662	0,50698	75,562	5,0978	1,5474	74,014	72,304
Peak (Inside)	2,033	-2,11E-02	-1,7331	-0,14688	4,43E-02	-0,6403	2,1495	-3,15E-02	-1,8392	3,9887	3,4593
Peak (Center)	-0,70569	9,67E-02	0,57628	7,81E-02	-0,14405	0,15319	0,62848	7,34E-02	-0,73465	1,3631	1,1873
Peak (Outside)	3,3172	3,0067	0,23808	-0,60382	-0,89246	8,55E-02	3,8982	2,6908	-2,71E-02	3,9253	3,4823
Total (Inside)	91,572	-5,8103	-4,3432	-8,7371	1,3313	-3,156	92,46	-4,0263	-7,0148	99,475	98,015
Total (Center)	81,61	-1,7635	1,7946	-7,1464	0,69773	-0,85117	82,228	1,8757	-2,463	84,691	82,607
Total (Outside)	78,408	5,0754	5,2848	-6,4627	-0,49583	0,59246	78,979	5,4809	4,3087	74,67	74,091

Şekil 4.71. SCL-5 için Lineer Gerilme Bileşenleri

4.11. Kalınlık Hesabı

Plastik deformasyona karşı korumanın gösterilmesine ek olarak, ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.3'te açıklanan geçerli yerel hasar kriterleri karşılanmalıdır. ASME Kısım VIII Bölüm 2, 5.3.2 [4] uyarınca Elastik Analiz – Üç Eksenli Gerilim Limit Yöntemi seçilir.

4.12. Asme Kısım .VIII Bölüm .1 - Ug-27'e Göre Tüp Hesaplamaları

E = Kaynak Faktörü, silindirik veya küresel gövdelerde uygun bağlantı. açıklıklar arasındaki bağların etkinliği, hangisi daha azsa.

Kaynaklı kaplar için UW-12'de belirtilen verimlilik kullanılır [8].

Açıklıklar arasındaki bağlar için UG-53'te verilen kurallara göre hesaplanan verimi kullanılır.

P = İç dizayn Basıncı (UG-21)

R = Gövdenin iç yarıçapı,

S = İzin verilen maksimum Gerilme değeri (bkz. UG-23 ve UG-24'te belirtilen Gerilim sınırlamaları)

t = gerekli minimum gövde kalınlığı

(c) Silindirik Gövdeler. Silindirik gövdelerin minimum kalınlığı veya izin verilen maksimum çalışma basıncı, aşağıda (1) ile verilen daha büyük kalınlık veya daha düşük basınç olacaktır.

(1) Çevresel Gerilme (Boyuna Birleşim Yerleri)

Kalınlık iç yarıçapın yarısını geçmediğinde veya $P \leq 0.385S$ E'yi geçmediğinde, aşağıdaki formüller uygulanacaktır:

$$t = \frac{PR}{SE - 0.6P} \text{ or } P = \frac{SEt}{R + 0.6t}$$

$P = \sim 0.1 \text{ MPa}$

$R = \sim 22.5 \text{ mm}$

$S = 46.4 \text{ MPa}$

$E = 1$

$C.A. = 0 \text{ mm}$

$$t = \frac{0.1 \times 22.5}{46.4 \times 1 - 0.6 \times 0.1} = 0.05 \text{ mm}$$

Seçilen Kalınlık yeterlidir ($2,96 \times 0,875 = 2,59 \text{ mm}$ uygundur)

4.13. Kaldırma Sırasında Cıvatada Oluşacak Gerilme Hesabı

44 adet M16 civata olacaktır.

Cıvatalara etki eden toplam ağırlık 15822 kg'dır.

Cıvatalara etki eden toplam yük;

$$\begin{aligned} \text{Kaldırma sırasında cıvatalara etki eden toplam yük} &= 15822 \times 9.806 \\ &= 155150.53 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\text{Civata alanı} = \frac{16^2 \times \pi}{4} = 201.06 \text{ mm}^2$$

$$\text{Toplam civata alanı} = 201.06 \times 44 = 8870,4 \text{ mm}^2$$

$$\text{Cıvatalarda Çekme Gerilmesi} = \frac{155150.53}{8870,4} = 17.49 \text{ MPa}$$

SA 193 Gr. B7'nin Akma Dayanımı, ASME Kısım II Bölüm D, 2019 Ed.'e göre 725 MPa'dır. Kaldırma işlemi sırasında oluşan çekme geriliminden çok daha yüksektir.

4.14. Kaldırma Mapası Hesabı

Ekipmanın Toplam Ağırlığı 26844kg'dır. Toplam yük;

$$26844 \times 9.806 = 263232.26 \text{ NN}$$

Bu ekipmanda dikey kaldırma işlemi için 6 adet Mapa bulunmaktadır. Bir mapa etki eden toplam yük;

$$\frac{263232.26}{6} = 43872 \text{ N}$$

Kaldırma kulpları, SA-387 Gr. 5 Cl. 2'den yapılmış 24 mm çapında çubuk şeklindedir. Bir kaldırma mapasında çekme gerilimi [37].

$$\text{Çekme Alanı} = \frac{24^2 \times \pi}{4} \times 2 = 904.32 \text{ mm}^2$$

$$\sigma = \frac{43872}{904.32} = 48.51 \text{ MPa}$$

Bir kaldırma mapasında kesme gerilimi;

$$\text{Tensile Area} = 24 \times 24 \times 2 = 1152 \text{ mm}^2$$

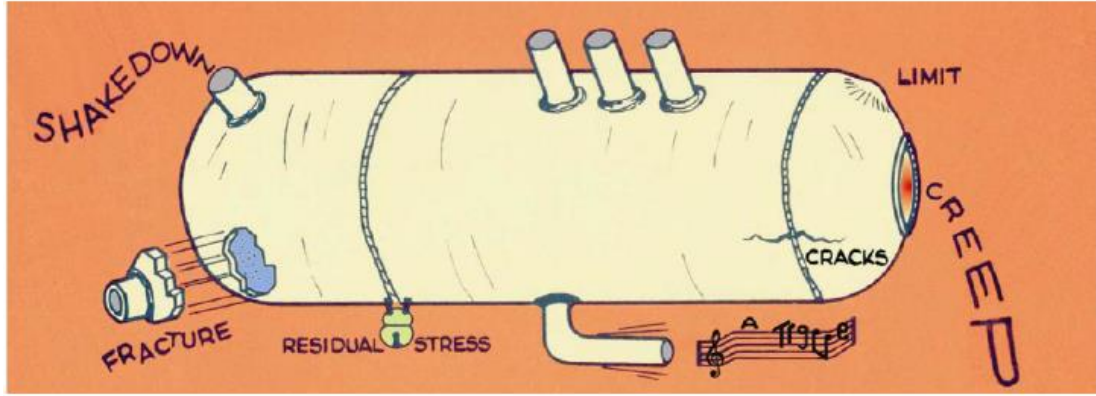
$$\tau = \frac{43872}{1152} = 38.1 \text{ MPa}$$

ASME Kısım II Bölüm D, 2019 Ed.' [6] a göre SA-387 Gr. 5 Cl 2'nin hem çekme hem de kesme gerilmesi 310 MPa akma gerilmesinin altındadır.

5. GENEL YORUMLAMALAR

5.1. Basınçlı Kaplarda Hasarlar

Hesaplama yöntemleri, kodlar veya standartlar zamanla değişse bile, basınçlı kapların hasarlarının şeklinin asla değişmediği daima unutulmamalıdır. Basınçlı kaplarda görülen en aygın hasar türleri Şekil 5.1’de [9] gösterilmiştir. Hesaplama veya analiz sonuçlarını değerlendirirken, sonuçların herhangi bir anlam ifade edip etmediğini veya tahmin edilen gerçek fiziksel davranışa kıyasla makul olup olmadığına karar vermek için iyi bir mühendislik düşüncesi kullanılmalıdır.



Şekil 5.1. Yaygın hasar türleri [9]

5.2. Yorumlar

Normalde, bir yöntemden ortaya çıkan dizaynın başka bir yöntemden ortaya çıkan dizayndan daha iyi olduğunu varsaymak için hiçbir neden yoktur, özellikle de yöntem yaygın olarak kullanılmışsa ve dizaynlar tatmin edici bir şekilde uygulanmışsa bu durum göz ardı edilmemelidir [27].

Bazen bir yöntemi teknik altyapısına göre tercih etmek veya etmemek için sebepler olabilir. Örneğin, bir yapıda büyük stres yoğunlaşması bekleniyorsa, bir elastik-plastik analiz yöntemi önerilir. Daha önce deneyimi olmayan, tamamen yeni ve kanıtlanmamış bir dizayn için, farklı yöntemler kullanmak ve sonuçları karşılaştırmak akıllıca olacaktır.

Farklı ve kabul edilebilir dizayn yaklaşımları arasındaki tüm çelişkileri çözmek muhtemelen mümkün olmayacaktır, ancak tutarlılığı mümkün olduğunca sağlamaya önem gösterilmelidir [15].

Farklı kaynaklardan birkaç örnek, bir yöntemin çok ihtiyatlı olduğunu veya ölçülü olmayan sonuçlar ürettiğini gösteriyorsa, uygun bir uyarlama yapılmalıdır.

Muhtemel uyarlama biçiminde, metodolojide bir değişiklik veya güvenlik faktörlerinde bir değişiklik olabilir.

5.2.1. Elastik stres analizi [asme kısım VIII bölüm 2; 2019]

Elastik Stres analiz yöntemi hem kurulum hem de hesaplama süresi açısından çok hızlıdır. Kullanımı çok kolaydır limitleri ve kabul kriterleri için net yönergeler sunar.

Bu yöntemle ilgili temel sorun, hesaplamaların yalnızca gerilim sınıflandırma çizgileri (veya yolları) boyunca yapmasıdır. Bu nedenle, analiz sonucu büyük ölçüde bu çizgilerin yerleşimine bağlıdır. Basınçlı kaptaki "zayıf" bir bölgeden geçen bu çizgilere bir yol oluşturmamak, ciddi tasarım hatalarına neden olabilir [37]. Gerilme sınıflandırma çizgileri için "doğru" bölgelerin belirlenmesi, büyük bir yapısal analiz deneyimi gerektirir.

Doğrusallaştırma prosedürü, kalınlık boyunca gerilim gradyanında önemli doğrusal olmayan varyasyona sahip yapılar için başarısız olabilir. (Örneğin, kalın cidarlı basınçlı kaplar veya karmaşık geometriler için).

5.2.2. Elastik plastik analiz [asme kısım VIII bölüm 2; 2019]

Bu yöntemin ana dezavantajı, modelin analizini gerçekleştirmek için gereken süredir. Yapıda bulunan her bir malzeme türü için "doğru gerilim-doğru gerinim" malzeme eğrisi oluşturulmalıdır.

Plastik dağılmaya karşı koruma için herhangi bir kullanım faktörü elde edilmez, ya çözüm yakınsar ve tasarım kabul edilir ya da çözüm yakınsamaz ve tasarım kabul edilmez ve modifikasyonlar gerekir. Bununla birlikte, kullanım faktörü, bölgesel hasara karşı korumadan elde edilebilir, ancak hesaplamalar oldukça zaman alır [10].

Bu yöntemin en büyük avantajlarından biri, malzemenin plastik kapasitesinin kullanılmasıdır ve bu da malzeme maliyetleri açısından daha optimize bir dizayna yol açabilir.

Yapılandırılmış malzeme eğrileri ile birlikte büyük deformasyon değerlendirmesi, yapıların gerçek davranışına daha yakın bir model verir.





6. SONUÇLAR

Tezde belirtildiği gibi, özellikle yöntem yaygın olarak kullanılmışsa ve dizaynlar tatmin edici bir şekilde uygulanmışsa, bir yöntemden kaynaklanan tasarımın başka bir yöntemden kaynaklanan tasarımdan daha iyi olduğunu varsaymak için hiçbir neden yoktur.

Ancak dikkat edilmesi gereken önemli farklılıklar ve sınırlamalar vardır.

Elastik Stres Analizi: ASME Kısım VIII Bölüm 2; 2019

- Stresleri yalnızca "stres sınıflandırma çizgisi" boyunca değerlendirilmelidir ve bu nedenle sonuçlar büyük ölçüde bu çizgilerin doğru yerleştirilmesine bağlıdır. Yanlış yerleştirme kabul edilemeyecek sonuçların kabulüne neden olabilir.
- Modelleme süresi ve hesaplama süresi, dikkate alınan yöntemlerden açık ara en kısa olanıdır, bu nedenle basit yapılar için, zaman kullanımına bağlı maliyet açısından önemli tasarruflar sağlanabilir.
- Doğrusallaştırma prosedürü, kalınlık boyunca stres gradyanında önemli bir doğrusal olmayan varyasyona sahip yapılar için başarısız olabilir.

Elastik Plastik Analizi: - ASME Kısım VIII Bölüm 2; 2019

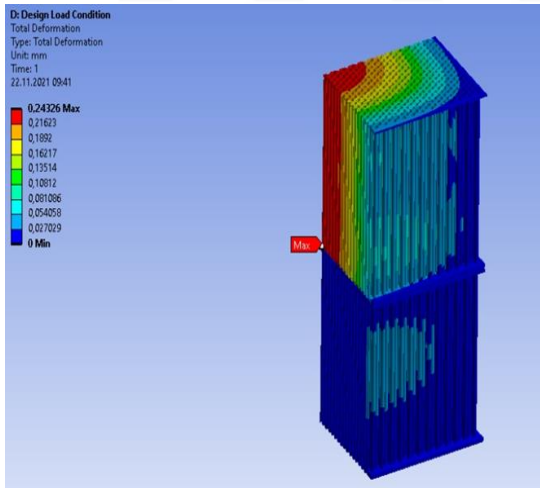
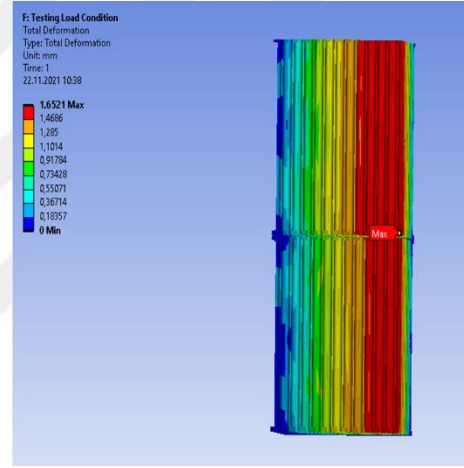
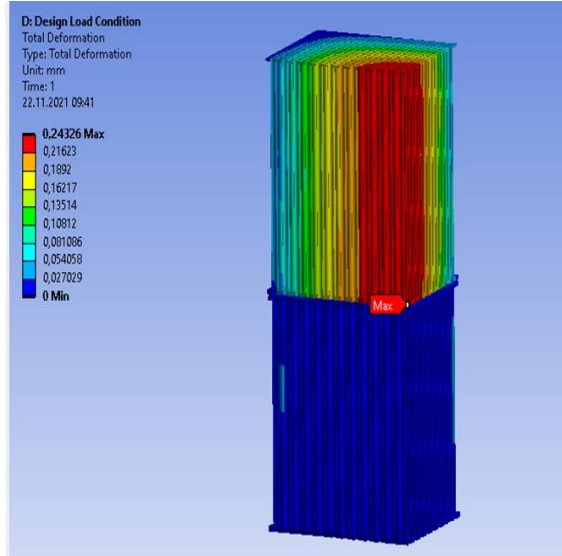
- Modelleme için çok fazla zaman gerekir ve geometrik karmaşık yapılar için hesaplama süresi önemli olabilir. Hesaplamalar yüksek performanslı bilgi işlem gücü gerektirir, bu nedenle pahalı bilgisayar ekipmanına ihtiyaç vardır. Bu durumda göz önüne alınmalıdır.
- Bu yöntemin büyük bir avantajı, malzemenin plastik kapasitesinin kullanılmasıdır ve bu da malzeme maliyetleri açısından daha optimize bir tasarıma yol açabilir.
- İmal edilen malzeme eğrileri, yapıların gerçek davranışına daha yakın bir modeli temsil eder.

- Bu karşılaştırma araştırmasında, bu yöntem doğruya en yakın sonuçları temsil eder.

Aşağıdaki şekillerde, basınçlı kaba uygulanan iki ayrı yük duruma ait ortaya çıkan sonuçların karşılaştırma grafiği ve analiz görselleri özet olarak bilgi vermektedir.

(LC-01)

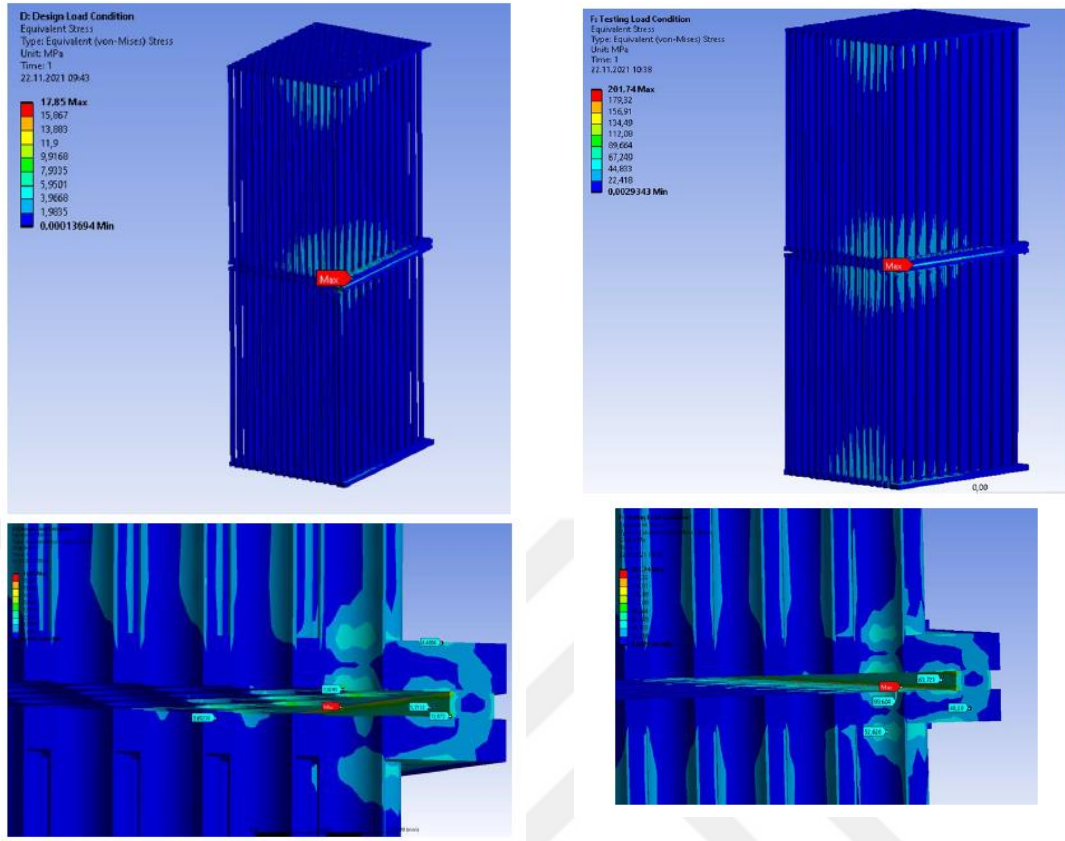
(LC-03)



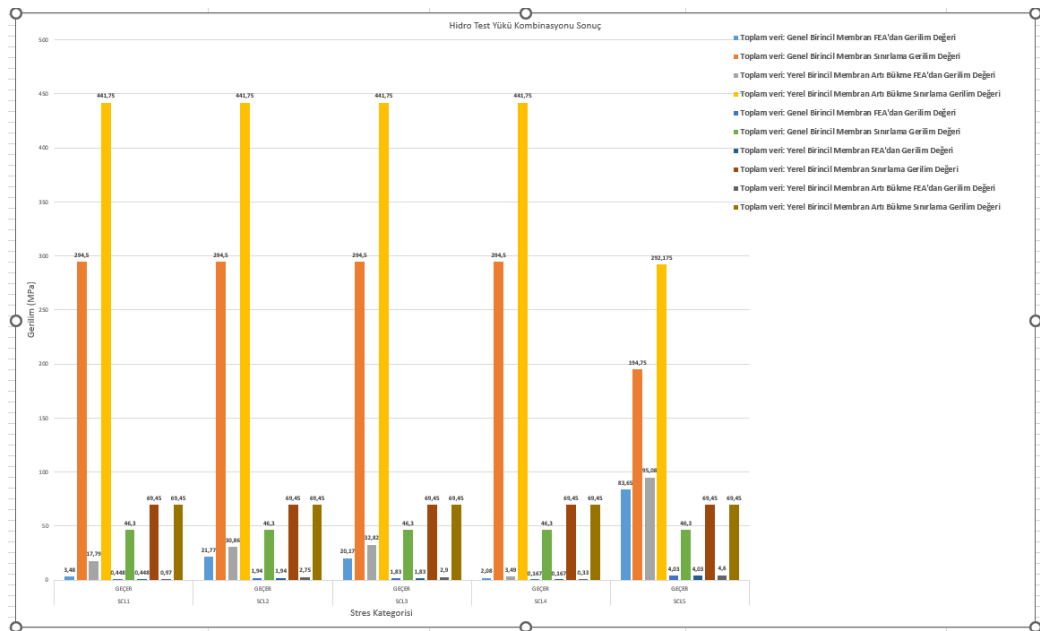
Şekil 6.1. Dizayn basıncı için plastik deformasyona karşı koruma sonuçları

(LC-01)

(LC-03)



Şekil 6.2. Eşdeğer Von Mises Gerilimi karşılaştırılması



Şekil 6.3. Hidro test yükü kombinasyonu karşılaştırılması

Yapılan yeni tip tasarım ile mevcut durumda çalışan bir ekipmana göre verimlilik artmış ve güvenlik hat safyaha çıkmıştır. Seçilen yeni malzeme ile ekipmanın ömrü uzatılmış, proses güvenliği arttırılmış ve enerji kaybının en alt seviyeye inmesi sağlanmıştır.

Basınçlı ekipmanın yüzey alanı arttırılarak, daha uniform bir yapı sağlanmış ve çalışma sırasında oluşabilecek çökmelerin önüne geçilmiştir.

6.1. Ekipmanın İmal Edilmesi

Yukarıda tanımlanan ve tasarımı yapılan basınçlı ekipmanın imalatı gerçekleştirilmiştir.

İmalat sonucunda gerçekleştirilen tüm testler başarılı olarak sonuçlanmıştır. Tasarım kriterleri dikkate alınarak imalat edilen basınçlı ekipman şu anda bir petro-kimya tesisinde hali hazırda kullanılmaktadır.

Yapılan yorulma analizine göre basınçlı ekipmanın ömrü 30 yıl olarak hesaplanmıştır. 30 yılın ardında ekipmanın gerekli kontrolleri yapılarak mevcut duruma göre yeniden ömür tayini yapılabilir.



Şekil 6.4. Ekipman resmi -1



Şekil 6.5. Ekipman resmi -2



Şekil 6.6. Ekipman resmi -3

6.2. İleriki Çalışmalar

Bu tez için zaman ve boyut kısıtlamaları nedeniyle, her yöntem için yalnızca bir tasarım kontrolü gerçekleştirildi ve karşılaştırıldı. Yapılan bu çalışma ile toplam plastik çökme kontrolü dikkate alındı.

ASME Kısım VIII Bölüm 2; 2019 ile plastik dağılmaya karşı korumaya bakılmıştır.

ASME Kısım VIII Bölüm 2; 2019 tarafından bölgesel hasara karşı korumaya ve yorulma bozunumu bakılmıştır.

Tasarımı gerçekleştirilen bu tip basınçlı kapların en önemli özelliği; prosesin verimliliğini arttırmak ve enerji tüketimini azaltmaktadır.

Bu tip basınçlı kaplar tasarlanırken; malzeme seçimi, termal ve mekanik tasarım, üretim süreçleri, muayene ve test yöntemleri dahil olmak üzere birkaç kilit alana odaklanmalıdır. Gelişmiş seramikler ve kompozitler gibi yeni malzemeler, ekipmanın performansını ve ömrünü artırabilir.

Basınçlı kabın termal ve mekanik tasarımı yapılırken, performanslarını optimize etmek ve arıza riskini en aza indirmek için çalışma koşulları, ısı transfer mekanizmaları ve mekanik stresler gibi faktörleri dikkate alınmalıdır. Kaynak ve ısıtma işlemi gibi üretim süreçleri, ekipmanın bütünlüğünü sağlamak için dikkatle kontrol edilmelidir.

Tahribatsız test ve izleme teknikleri dahil olmak üzere inceleme ve test yöntemleri, ekipmandaki potansiyel kusurların veya hasarın arızaya yol açmadan önce tespit edilmesine yardımcı olabilir. Bu basınçlı kap formundaki ekipmanların yeni tasarımları yapılırken, sıcaklık ve nem gibi çalışma koşullarının, performansı ve ömrü üzerindeki etkisini de dikkate alınarak yapılmalıdır.

Genel olarak, yeni bir tasarım yapılması durumunda, çevresel etkilerini azaltırken güvenliklerini, güvenilirliklerini ve verimliliklerini artırmayı hedeflemelidir. Malzemeler, tasarım, üretim ve denetim tekniklerindeki gelişmeler, bu tip basınçlı kapların sürdürülebilir endüstriyel süreçlerin giderek daha önemli bir bileşeni haline getirilerek bu hedeflere ulaşılmasına yardımcı olacaktır.

Farklı standartlarda bahsedilen diğer dizayn kontrolleri için bu tezde sunulan aynı prosedürün tekrarlanması, sonuçların karşılaştırılması ve bulunan farklılıkların değerlendirilmesi ve yorumlanması önerilir (kesinlikle tavsiye edilir).

KAYNAKLAR

- [1] Mestan F., “Basınçlı Kapların Deneysel ve Teorik Olarak İncelenmesi ”, Yüksek Lisans Tezi, Hava Harp Okulu Kütüphanesi İstanbul, 2010
- [2] Boresi, A. P. and Schmidt, R. J., Advanced Mechanics of Materials, sixth edition, John Wiley and Sons, 2003.
- [3] DENNIS R. MOSS., Pressure Vessel Design Manual, third edition
- [4] ASME (American Society of Mechanical Engineers) Kısım VIII Bölüm 2; 2019, Boiler and Pressure Vessel Code, New York.
- [5] Mackenzie, D., The Finite Element Method in Pressure Vessel Design by Analysis, University of Strathclyde, Glasgow, Scotland, presented at FENet conference in Budapest, 2005.
- [6] ASME (American Society of Mechanical Engineers) Kısım II D; 2019, Boiler and Pressure Vessel Code, Material properties, New York.
- [7] Bushnell, D., Computational Buckling Analysis of Shells, Martinus Nijhof Publishers, 1985.
- [8] ASME (American Society of Mechanical Engineers) Kısım VIII Bölüm 1; 2019, Boiler and Pressure Vessel Code, New York.
- [9] Strathclyde training course Scanscot Technology – Nuclear Engineering, <http://www.scanscot.com/services/nuclear-engineering/>
- [10] Porter M. A., Reinhardt W. D., Martens D. H.; Comparison of limit load, linear and non-linear FE analysis of a typical vessel nozzle, 2001.
- [11] Institution of mechanical engineers; Advanced design and life assessment methods for pressure plants, London, 2010.
- [12] Peng-fei LIU, Jin-yang ZHENG, Li MA, Cun-jian MIAO, Lin-lin WU; Calculations of plastic collapse load of pressure vessel using FEA, Zhejiang University, Hangzhou, China.
- [13] Zeman, J. L., The European Approach to Design by Analysis, Institute for Pressure Vessel and Plant Technology, Proceedings of the 2020 ASME PVP Conference Vancouver, Canada.
- [14] Weichert, D, A historical view on the development of shakedown theory, Presentation, Institute of General Mechanics RWTH Aachen University, Graz, 2011.
- [15] Nak Hyun Kim, Jong Bum Kim, Sung Kyun Kim, Development of a structural integrity evaluation program for elevated temperature service according to ASME code, 2021
- [16] Gavin Towler, Ray Sinnott, Chapter 14 - Design of pressure vessels, 2022

- [17] Jabbari, M., Sohrabpour, S., Eslami, M. R. 2002, Mechanical and Thermal Stresses in a Functional Graded Hollow Cylinder due to Radially Symmetric Loads, *Int. J. Pressure Vessels and Piping*, 79: 493-497.
- [18] Kalnins, A., Rana, M. ve Karcher, G., G., (2006). "Design Fatigue Life Comparison of ASME Section VIII and EN 13445 Vessels with Welded Joints", *ASME Pressure Vessels and Piping Division Conference*, 23-27 July 2006, Vancouver.
- [19] Popov, E. P., *Mechanics of Materials*, Prentice Hall, Inc., 1952.
- [20] Tovler, G. ve Sinnott, R., (2013). *Chemical Engineering Design*, Second Edition Elsevier, Oxford.
- [21] Hill, E. H. *The Finite Element Method for Mechanics of Solids with ANSYS Applications*, 1st Editio.; Benaroya, H., Ed.; CRC Press, 2011.
- [22] Murugesan, N.; Rajamohan, V. Prediction of Progressive Ply Failure of Laminated Composite Structures: A Review. *Arch. Comput. Methods Eng.* 2017, 24 (4), 841–853. <https://doi.org/10.1007/s11831-016-9191-2>.
- [23] Wilhelm André Beyers, Gerhard Venter, *Modelling the structural behaviour of a round nozzle to flat plate interface in pressure vessels*, 2021
- [24] Xiang, H., Shi, Z., *Elastic Analyses of Heterogenous Hollow Cylinders*, *Mechanics Research Communications*, Elsevier, in press, 2006.
- [25] Gholizadeh S., A review of non-destructive testing methods of composite materials, *Procedia Structural Integrity*, 1, 2016
- [26] Güzel Tuğçe, "Calculation Of Stress Intensity Factor Of Cracks In Pressure Vessel Using Finite Elements Method", *Master of Science Thesis*, Hacettepe University, Nuclear Engineering Department, 2010.
- [27] Naser, M. Q. and Gupta, A. V. S. S. K. S. (2013). Structural and Thermal Analysis of Pressure Vessel by using Ansys. *International Journal of Scientific Engineering and Technology Research*, 02(08), 740-744.
- [28] Ryzhov, S. B., Zubchenko A. S., Kashyrskiy Yu.V., Banyuk G. F., Koloskov M. M. and Degtyarev A. F. (2008). *Steel and Alloys of Power Equipment Handbook*. Moscow, Mashinostroenie: Gidropress.
- [29] Devaraju, A. and Pazhanivel K. (2015). Study on Stress Analysis for Design of Pressure Vessel. *International Journal of Mechanical and Production Engineering*, 3(11), 98- 101.
- [30] Design by Analysis versus Design by Formula of High Strength Steel Pressure Vessels: a Comparative Study; Diamantoudis A. T., Kermanidis T.; *International Journal of Pressure Vessels and Piping*; volume 82, 2005; pg 43-50
- [31] Milestones in Pressure Vessel Technology; Spence J., Nash D. H.; *International Journal of Pressure Vessels and Piping*; volume 81, 2004; pg 89-118
- [32] B. Prabu, A. V. Raviprakash, and A. Venkatraman, "Parametric study on buckling behaviour of dented short carbon steel cylindrical shell subjected to uniform axial compression," *Thin Walled Struct.*, vol. 48, no. 8, pp. 639–649, 2010, doi: 10.1016/j.tws.2010.02.009.

- [33] A. Siqueira, A. A. Alvarez, R. R. Jr, and E. A. De Barros, "Buckling Analysis of an AUV Pressure Vessel with Sliding Stiffeners," J. Mar. Sci. Eng., vol. 8, no. 515, 2020.
- [34] Artur Siqueira Nóbrega de Freitas and Ettore A de Barros, "Mechanical Design of external pressure vessel to an AUV," Proc. 23rd ABCM Int. Congr. Mech. Eng., 2015, doi: 10.20906/cps/cob-2015-0361.
- [35] Brownell, L. E., and Young, E. H., Process Equipment, Design, John Wiley and Sons, 1959.
- [36] Bathias, C., 1999, There is no infinite fatigue life in metallic materials, Fatigue & fracture of engineering materials & structures, 22 (7), 559-565.
- [37] Sushil Chapai, Local stress analysis of tailing lugs in a vertical pressure vessel, International Journal of Pressusure Vessels and Piping, 2023
- [38] Muhammed Elkhlaidy, Alberto Carnicero, Ricardo Perera, Influence of flange geometric configuration and bolt stress on joint integrity during assembly using FEA, International Journal of Pressusure Vessels and Piping, 2023



ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Sami TOKSÖZ

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2007, Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yükseklisans** : 2010, Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Enerji
- **Doktora** : Devam ediyor, Sakarya Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Enerji

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2014 - Halen, ALP DESIGN Ltd. Şti. – Dizayn ve Ar-Ge Müdürü
- 2013 – 2014, Karbonsan Basınçlı Kaplar San. Tic. Ve A.Ş. – Dizayn Müdürü
- 2012 – 2013, Emas Basınçlı Kaplar Isı Ağır Makine San. – Dizayn Müdürü
- 2007 – 2012, Emirallar Mühendislik Ar&Ge Ltd. Şti. – Proje Müdürü

DİĞER ESERLER:

1. **Toksoz, S;** Coskun, G; Celik, C; Soyhan, HS; Buyukkaya, E; Halici, F "**Modeling of an HCCI engine by using CFD and detailed chemical kinetic model**" ,ENERGY EDUCATION SCIENCE AND TECHNOLOGY PART A-ENERGY SCIENCE AND RESEARCH ,Vol. 29 ,pp. 427 - 432 ,ISSN:1308-772X , DOI: ,APR ,2012
2. Coşkun G. , **Toksöz S. ,** Soyhan H. S., Halıcı F." **Combustion Analysis of An HCCI Engine By Using CFD**" 6th International Advanced Technologies Symposium (IATS'11), 16-18 May 2011, Elazığ, Turkey, page:141-145
3. Sami Toksöz, Hakan S. Soyhan, Gökhan Coşkun and Emre Mersin, "Sustainable Energy Strategies In Turkey" ICCE-2010, 10th International Conference on Clean Energy, 15-17 September 2010, Reference NO: 7-38, Famagusta, North Cyprus
4. Gulsen Soyhan, **Sami Toksoz,** Gokhan Coskun, Yalcın Topacoglu, Burak Gokalp, Dundar Bayram, "**Design And Application Of An Eco House By Using Renewable Energy Sources**", Information Techonologies&Knowledge, 2009; Issue:11, page:39-44.

5. Furkan Özkan, **Sami Toksöz**, Achim Wenka, Martin Wörner, Hakan S. Soyhan, **“Dar Bir Kanalda Hava Kabarcığı Dizisi Simülasyonlarında Hesaplamalı Akışkanlar Mekaniği Yazılımlarının Performans Değerlendirilmesi”**, 17th National Congress of Thermal Science and Technology, Page 123-129, 24-27 June 2009, Sivas
6. **Sami Toksöz**, Gökhan Coşkun, Hakan S. Soyhan, Fethi Halıcı, **“Fischer-Tropsch Tekniğinin Monolith Reaktörlerde Uygulamaları”**, 17th National Congress of Thermal Science and Technology, Page 1153-1159, 24-27 June 2009, SİVAS.
7. **Sami Toksöz**, Hakan Serhad Soyhan, Yalçın Topaçoğlu, **“Toprak Kaynaklı Isı Pompasında İkinci Yasa Verimi”**, 2011 National Climate Congress, Page, 257-270, 18-20 November, 2011, Antalya.
8. Hakan Serhad Soyhan, **Sami Toksöz**, Yalçın Topaçoğlu, Abdullah Demir, Burak Gokalp, **“Yenilenebilir Enerji Kaynakları İle EKO-EV Modeli”**, 4th Solar Energy Systems Symposium, Part 1, Page 84-94, 6-7 November, 2009, Mersin.
9. Toksoz S., Soyhan H. S., Coşkun G., Köten H., Yılmaz M. “CFD Analysis of Combustion and Performance in a Diesel Engine” 7th International Conference on Computational Heat and Mass Transfer, İstanbul, Türkiye, 18 - 22 Temmuz 2011

PROJELER:

1. Proje Adı: Basınçla Dayanım Arttırma Yöntemiyle Hacmi Genişletilmiş IMO ve ADR Sertifikalı 20' Kreyojenik ISO Tank Konteyner Üretimi
Destekleyen Kuruluş: TÜBİTAK – TEYDEB
Projedeki Görevi: Proje Yürütücüsü
Proje Süresi: 6 Ay
2. Proje Adı: Orman Atıklarının Nemi Alınarak, Kurutulması İle Birlikte Yüksek Basınçla Sıkıştırıp Biriket Haline Getiren ve Bu İşlem Sonrasında Karbonlaştırma Yapan Prototip Makinanın İmalatı
Destekleyen Kuruluş: KOSGEB
Projedeki Görevi: Proje Yürütücüsü
Proje Süresi: 24 Ay