



MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**KURUTUCU TAMBURU BAĞLANTI BÖLGESİNDE GERİLME ANALİZİ VE
İYİLEŞTİRME ÇALIŞMASI**

Göksel SARAÇOĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Antakya/Hatay

Temmuz-2013

MUSTAFA KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KURUTUCU TAMBUR YÜZEYİNDE GERİLME ANALİZİ VE
İYİLEŞTİRME ÇALIŞMASI**

Göksel SARAÇOĞLU

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Doç. Dr. Ahmet YAPICI danışmanlığında hazırlanan bu tez 01 / 07 / 2013 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Ahmet YAPICI

Başkan

Doç. Dr. Faruk Fırat ÇALIM

Üye

Yrd. Doç. Erdoğan KANCA

Üye

Bu tez Enstitümüz Makina Mühendisliği Anabilim Dalında hazırlanmıştır.

Kod No:

Doç. Dr. İsmail Hakkı KARAHAN

Enstitü Müdürü

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

İÇİNDEKİLER

ÖZET	III
ABSTRACT	IV
SİMGELER DİZİNİ	V
ÇİZELGELER DİZİNİ	VI
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VII
1. GİRİŞ	1
2. MATERYAL VE YÖNTEM	4
2.1. Materyal	4
2.1.1. Kurutucu Tamburu ve İşletmedeki Yeri	4
2.1.2. Tamburda Tespit Edilen Problemler	12
2.2. Yöntem.....	14
2.2.1. Sonlu Elemanlar Analiz Yöntemi	14
2.2.2. Tamburun SolidWorks Ortamında Modellenmesi	17
2.2.3. Tamburun ANSYS Programında Simetrisinin Oluşturulması	24
2.2.5. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi.....	24
2.2.6. Temas Şartlarının Girilmesi	25
2.2.7. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısının Oluşturulması	27
2.2.8. Detaylı İncelenecek Bölgelerin Oluşturulması	31
3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	32
3.1. Statik Analiz Değerlendirmeleri	32
3.1.1. Deformasyon Analiz Değerlendirmesi.....	32
3.1.2. Eşdeğer Gerilme Analiz Değerlendirmesi	32
3.2. Yorulma Analizinin Gerçekleştirilmesi	41
3.2.1. Yorulma Dayanımının Belirlenmesi	41

3.2.2. S-N Grafiğinde Ortalama Gerilmenin Dikkate Alınması.....	45
3.2.3. Yorulma Yükleme Tipleri	47
3.2.4. Yorulma Analizinin Çalıştırılması	50
3.2.5. Yorulma Analiz Sonucunun Değerlendirilmesi	54
3.2.6. Goodman ve Gerber Yöntemlerine Göre Ömür Hesabı.....	56
3.2.7. ASME Kurallarına Göre Ömür Hesabı	59
3.2.8. Flanş Bağlantı Dizaynının İyileştirilmesi.....	62
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	68
KAYNAKLAR	71
TEŞEKKÜR.....	72
ÖZGEÇMİŞ	73

ÖZET**KURUTUCU TAMBUR YÜZEYİNDE GERİLME ANALİZİ ve İYİLEŞTİRME
ÇALIŞMASI**

Bu çalışmada, kimyevi gübre üretim tesisinde yer alan, içerdiği ürün ağırlığıyla toplamda 160 ton ağırlığa ulaşan, 2.5 rpm devirle dönme hareketini gerçekleştiren bir kurutucu tamburun silindirik bünyesinde yer alan cıvatalı bağlantı bölgesindeki yorulma problemi incelenmiştir.

Homojen gerilme dağılımının önemli olduğu döner tambur silindirik bünyesinde, şekil bağlantısının meydana getirdiği gerilme konsantrasyonu sonucunda meydana gelen yorulma çatlaklarını önlemek için alternatif bağlantı dizaynı geliştirilmiştir. Şekil bağlantısı yerine düşünülen kaynaklı bağlantının tambura adapte edilebilmesi için, hâlihazırdaki bağlantı dizaynının ANSYS sonlu elemanlar yöntemi ile statik ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiş, elde edilen veriler, yeni dizaynın verileri ile karşılaştırılarak iyileştirme gerçekleştirilmiştir.

2013, 86 sayfa

Anahtar Kelimeler: Kurutucu tamburu, sonlu elemanlar yöntemi, ANSYS, yorulma

ABSTRACT**STRESS ANALYSIS ON THE CYLINDRICAL BODY OF A ROTARY DRYER
AND IMPROVEMENT STUDY**

In this study, the fatigue problem in the bolted connections of a rotary dryer was investigated. The rotary drum is in the process of fertilizer production and has 160 tonne weight with product in it and has revolution of 2.5 rpm. For preventing fatigue cracks occurring in the bolted connections of the drum which should have homogeneous stress distribution on its cylindrical body, an alternative design was considered. In order to adapt welded connection thought as an alternative design to the drum, the actual design was analysed firstly in static condition and in fatigue sense using the finite elements method in ANSYS code. The process of improvement was performed comparing the data of two connection designs.

2013, 86 pages

Key Words: Rotary dryer, finite elements method, ANSYS, fatigue

SİMGELER DİZİNİ

D	:Düğüm yerdeğiştirme matrisi
E	:Elastisite modülü
$\sigma_{eş}$	:Von Mises gerilmesi
σ_1	:Maksimum asal gerilmesi
σ_2	:Orta asal gerilme
σ_3	:Minimum asal gerilmesi
σ_k	:Çekme dayanımı
σ_{ak}	:Akma dayanımı
σ_{SM}	:Sürekli mukavemet (yorulma dayanım) gerilmesi
σ'_{SM}	:Ortam şartlarına indirgenmiş yorulma gerilmesi
σ''_{SM}	:Ortalama gerilmeye göre düzeltilmiş yorulma gerilmesi
σ_a	:Alternatif gerilme
σ_m	:Ortalama gerilme
$\sigma_{eş-alt}$	:Eşdeğer alternatif gerilme
K	:Rijitlik matrisi
K_f	:Yorulma dayanım limit faktörü
N	:Yük tekrar sayısı
N_0	: 10^6 çevrim sayısı
P	:Yük vektörü notasyonu
ν	:Poisson oranı
τ_{ak}	:Kesme akma gerilmesi
τ_{maks}	:Maksimum kayma gerilmesi

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 2.1. Tambur teknik özellikleri.....	11
Çizelge 2.2. Tambur modelinde yer alan malzemelerin teknik özellikleri	25
Çizelge 2.3. “ <i>Nonlinear</i> ” geometrik yapıda kullanılan temas çeşitleri	25
Çizelge 3.1. Cıvata delik yüzeyi eşdeğer ve asal gerilme değerleri.....	36
Çizelge 3.2. Cıvata delik yüzeyi eşdeğer ve asal gerilme değerleri.....	36
Çizelge 3.3. Cıvata delik yüzeyi eşdeğer ve asal gerilme değerleri.....	36
Çizelge 3.4. Cıvata deliklerinde eşdeğer gerilme değerleri	37
Çizelge 3.5. C_1 (büyüklük) faktörü seçim tablosu	43
Çizelge 3.6. C_2 (yükleme) faktörü seçim tablosu.....	44
Çizelge 3.7. C_4 (sıcaklık) faktörü seçim tablosu	45
Çizelge 3.8. C_5 (güvenlik) faktörü seçim tablosu	45
Çizelge 3.9. Tambur yorulma dayanım faktörleri tablosu	51
Çizelge 3.10. Malzeme S-N diyagramı interpolasyon formül tablosu (Nyquist/Haghighi)	52

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Kurutucu tamburunun katı modellenmiş hâli	4
Şekil 2.2. Kurutucu tamburu ürün giriş kısmı.....	5
Şekil 2.3. Tambur içerisindeki ürünün raflardan boşalması (www.simon- dryers.co.uk)5	
Şekil 2.4. Bandaj, destek ve kılavuz rulo (www.simon-dryers.co.uk).....	6
Şekil 2.5. Kurutucu tamburu destek rulo yerleşimi.....	7
Şekil 2.6. Tambur tahrik ünitesi (Henan Bailing Machinery Co. Ltd., 2010)	8
Şekil 2.7. Kurutucu tamburu taç dişli ve bandajı	8
Şekil 2.8. Tambur modelinin cıvatalı flanş bağlantısının kesit görünüşü	9
Şekil 2.9. Tamburun cıvatalı flanş bağlantı bölgesinin fotoğraf karesi	10
Şekil 2.10. Flanş bağlantı bölgelerinde karşılaşılan çatlaklar ve onarımlar.....	12
Şekil 2.11. Tambur flanş bağlantısı iç birleşim yüzeyi.....	13
Şekil 2.12. Tambur flanş bağlantısı iç yüzeyine monte edilen plaka.....	14
Şekil 2.13. Bir yapının eleman ve düğümlerle ifade edilmesi (www.biymed.com)	16
Şekil 2.14. Birinci silindirik bünyenin SolidWorks ortamında modellenmesi	18
Şekil 2.15. Tamburun bandaj kısmının modellenmesi.....	18
Şekil 2.16. Tamburun ikinci silindirik bünyesinin modellenmesi	19
Şekil 2.17. Bağlantı flanşlarının modellenmesi	20
Şekil 2.18. Flanş bağlantı bölgesine ait cıvata ve somunun modellenmesi	21
Şekil 2.19. Üçüncü silindirik bünyenin modellenmesi	21
Şekil 2.20. Tamburun taç dişli bağlantı bölgesinin modellenmesi	21
Şekil 2.21. Dördüncü silindirik bünyenin modellenmesi.....	22
Şekil 2.22. Silindirik bünyelerin flanş birleşim dilimlerinin modellenmesi	22
Şekil 2.23. Flanş bağlantı bölgesinin tepe ve köşe kaynak dikişlerinin modellenmesi ..	23
Şekil 2.24. Tamburun komple modellenmiş hâli	23
Şekil 2.25. Tamburun ANSYS Workbench'te simetrik hâli.....	24
Şekil 2.26. Temas ve hedef yüzey seçiminin etkisi (ANSYS Inc.).....	26
Şekil 2.27. Tamburun cıvatalı flanş bağlantısında temas ve hedef yüzeylerin seçilmesi	27
Şekil 2.28. Modelin ağ yapısında kullanılabilecek alternatif elemanlar (www.ansys.com).....	28
Şekil 2.29. SOLSH190 eleman yapısı (www.sharcnet.ca).....	29
Şekil 2.30. Tamburun ağ yapısından görünüm	30
Şekil 2.31. Flanş kesit bölgesinde ince ağ yapısının oluşturulması	30
Şekil 2.32. Cıvata yüzeyinde tanımlı çember (<i>path</i>) oluşturulması	31
Şekil 3.1. Tamburun orta kısımlarında meydana gelen deformasyon.....	32
Şekil 3.2. Flanş bağlantı bölgesinde eşdeğer gerilme değerleri	33
Şekil 3.3. Flanş bağlantı bölgesinde tanımlanan koordinat sistemi	34
Şekil 3.4. İncelenen lokasyonların tanımlanması.....	34

Şekil 3.5. Flanş bağlantısının sağ taraf 0° koordinatında tespit edilen eşdeğer gerilme grafiği	35
Şekil 3.6. Flanş çevresi boyunca değişen eş gerilme değerleri	38
Şekil 3.7. Sol taraf 0° koordinatındaki civata yuvası eşdeğer gerilme analizi	38
Şekil 3.8. 0° koordinatındaki civata yuvası ‘ <i>path</i> ’ eşdeğer gerilme grafiği	39
Şekil 3.9. 180° koordinatındaki civata yuvası ‘ <i>path</i> ’ eşdeğer gerilme analizi	39
Şekil 3.10. 180° koordinatındaki civata yuvası ‘ <i>path</i> ’ eşdeğer gerilme grafiği	40
Şekil 3.11. 90°/270° koordinatındaki civata deliği eşdeğer gerilme analizi	40
Şekil 3.12. Wöhler (S-N) eğrisi (http://www.nptel.iitm.ac.in).....	42
Şekil 3.13. Malzeme çekme dayanımı – yorulma dayanımı ilişkisi	42
Şekil 3.14. Malzeme çekme dayanımı – yorulma dayanımı ilişkisi	44
Şekil 3.15. Soderberg, Gerber ve Goodman eğrileri (www.nptel.iitm.ac.in)	46
Şekil 3.16. Gerber eğrisi detayı.....	47
Şekil 3.17. Tam değişken gerilme grafiği	48
Şekil 3.18. Oransal yükleme durumu (Fatemi, Multiaxial Fatigue)	48
Şekil 3.19. Oransal yüklemde gerilme değerinin değişmesi (Fatemi, Multiaxial Fatigue)	49
Şekil 3.20. Orantısız yükleme durumu (Fatemi, Multiaxial Fatigue)	49
Şekil 3.21. Orantısız yüklem durumunda gerilme değerinin değişmesi (Fatemi, Multiaxial Fatigue).....	50
Şekil 3.22. Ortalama gerilmenin Goodman yöntemine göre düzeltilmesi	51
Şekil 3.23. Goodman yöntemine göre revize edilen S-N diyagramı.....	53
Şekil 3.24. Malzeme S-N verilerinin Workbench’te girilmesi	53
Şekil 3.25. Goodman ve Von Mises’ten türetilen eşdeğer alternatif gerilme analizi	54
Şekil 3.26. Goodman ve ‘ <i>Signed</i> ’ Von Mises’ten türetilen eşdeğer alternatif gerilme...55	
Şekil 3.27. Gerber ve Von Mises’ten türetilen eşdeğer alternatif gerilme.....55	
Şekil 3.28. Gerber ve ‘ <i>Signed</i> ’ Von Mises’ten türetilen eşdeğer alternatif gerilme	56
Şekil 3.29. Goodman metoduyla eşdeğer alternatif gerilme değeri	57
Şekil 3.30. ASME Basıncılı Kaplar Kuralı gerilme – ömür grafiği.....	61
Şekil 3.31. Gömlek bağlantılı tamburun simetrik görünümü.....	63
Şekil 3.32. Gömlekli tamburda eşdeğer gerilme analizi	64
Şekil 3.33. Gömlek bölgesinde eşdeğer alternatif gerilme	65
Şekil 3.34. Gömlekte ‘ <i>Signed</i> ’ Von Mises’ten türetilen eşdeğer alternatif gerilme	65
Şekil 3.35. Gömlekte Goodman yöntemiyle yorulma dayanımı tespiti	66
Şekil 3.36. Gömlekte eşdeğer alternatif gerilmenin tespit edilmesi.....	67

1. GİRİŞ

Kimyevi gübre üretim tesisinde yer alan döner tamburlar, işletmenin kalbini oluşturan ekipmanlardır. Hammaddelerin reaksiyona sokulması, granül hale getirilmesi, kurutulması ve hatta soğutulması işlemleri, döner tamburlarda gerçekleştirilmektedir. Her bir tamburun işletmedeki yerine göre, ebatları ve dönüş devirleri farklılık göstermektedir. Tez kapsamında ele alınan tambur, içerisindeki sıcak hava akımı vasıtasıyla, saatte yaklaşık 100 ton ürünün kurutulmasını sağlayan, yaklaşık 30 metre uzunluk ve 3.75 metre çap değeri ile işletmedeki en büyük tambur olan, kurutucu tamburudur. Yaklaşık 55 ton ağırlığında olan ve içerdiği ürün ağırlığı ile beraber yaklaşık 160 ton ağırlığa ulaşan kurutucu tamburlarında, haliyle dönme devri düşük olmakta (yaklaşık 2.5 d/d), buna karşılık dönme torku yüksek seviyede gerçekleşmektedir.

Tamburlar, çelik plakaların silindirik hale getirilmesi ve kaynak edilmeleri yolu ile imâl edilmektedir. Uzunluğu fazla olmayan tamburlar, direkt imalât yerinden tek parça olarak getirilirken, kurutucu tamburu gibi uzunluğu fazla olan tamburlar, birkaç adet silindirik yapı şeklinde montaj sahasına getirilmekte ve montaj sahasında birleştirilmesi gerçekleştirilmektedir. Birleştirme şekli, üretici firmadan üretici firmaya değişim göstermekte, bazen alın kaynaklı olarak gerçekleşirken, bazen de şekil bağlantısı (cıvatalı flanş bağlantısı) olarak gerçekleşmektedir.

Ağır devirli ve tork değeri yüksek olan, büyük ebatlı döner tamburların gerek kendi silindirik yapısı ve gerekse de üzerinde taşıdığı ve torkun aktarılması ve yükün taşınmasına yarayan fener dişli¹ ve bandaj² gibi elemanların dizaynı, yorulma problemleri açısından büyük öneme sahip olmaktadır.

¹ Elektrik motoru ve redüktörden elde edilen tahrik kuvvetinin pinyon dişli vasıtasıyla tambura aktarıldığı, yay plakalarıyla tambura monte edilmiş olan çember dişli.

² Tamburun üzerinde döndüğü gale ya da destek rulolara temas eden, tamburun silindirik yapısına geçirilmiş, dövme çelikten imâl edilmiş, iki adet bilezik.

Gerek yardımcı elemanlar üzerinde ve gerekse de tamburun silindirik yapısı üzerinde kuvvet akış çizgilerini bozacak, gerilmelerin bir noktada toplanmasına neden olacak dizayna sahip ekipmanda, yorulma problemi ile karşılaşılması kaçınılmaz olmaktadır.

Bu problemlerin erken tespiti, daha büyük ve yıkıcı problemlerin oluşmaması için önemlidir. Fakat bir önemli nokta da, yorulma probleminden dolayı meydana gelen yapısal çatlakların kontrol altında tutulmasıdır. Yorulma probleminin temeli, malzeme ya da şekle (dizayna) bağlı olduğu için, çoğu zaman bu problemlerle başa çıkmak kolay olmamakta, sonlu elemanlar analiz yöntemi gibi ileri derecede analizlerin gerçekleştirilmesi yoluyla bölgesel dizayn değişikliklerine gidilmesi zarureti doğmaktadır.

Büyük ebatlı döner tamburların gerilme analizi çalışmaları ile ilgili literatür araştırması yapıldığında, çalışmaların büyük oranının, kurutucu tamburuna büyük benzerlik gösteren fakat çok daha yüksek sıcaklık çalışma şartına sahip olan ve çimento üretim prosesinde yer alan döner fırınlar için gerçekleştirildiği görülmektedir.

Chen ve arkadaşları (2008), günlük 10,000 ton üretim gerçekleştirecek döner fırının silindirik yapısında, sıcaklık faktörünü göz önüne almadan, ANSYS APDL sonlu elemanlar kodunu kullanarak gerilme ve deformasyon analizi gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, 200,000 çalışma saati (yaklaşık 25 çalışma yılı) ekipman ömrünü baz alarak, tamburun silindirik yapısında karşılaşılması gereken maksimum eşdeğer gerilme değerini 25 MPa olarak hesaplamışlar ve sonlu elemanlar analizlerinde, tamburun silindirik yapısında karşılaşılan gerilme değerlerinin 25 MPa değerinin altında olup olmadığını kontrol etmişlerdir.

Tez kapsamında, kurutucu tamburunun silindirik yapısında bulunan flanşlı cıvata bağlantı bölgesinde karşılaşılan yorulma çatlaklarının kök nedeni, sıcaklık faktörü gözönüne alınmadan, ANSYS sonlu elemanlar analiz yöntemi vasıtasıyla irdelenmiştir. Yapılan gerilme analizleri, tüm silindirik bünye için gerçekleştirilmiş ve flanşlı cıvata bağlantı bölgelerine yoğunlaştırılmış ve bağlantı bölgelerinin dizaynında değişikliğe gidilerek iyileştirme sağlanmış ve analizler tekrar edilmiş ve analizler sonuçları vasıtasıyla her iki bağlantı dizaynının kıyaslaması gerçekleştirilmiştir.

Tezin ikinci bölümünde, kurutucu tamburunun detay bilgilerine yer verilmiş, karşılaşılan problemler ve alınan önlemler sunulmuştur. Kullanılan sonlu elemanlar analiz yöntemi hakkında genel bir bilgi verildikten sonra, tamburun SolidWorks ortamında katı modellemesi ve ANSYS Workbench ortamına aktarılan tamburun sınır şartlarının ve ağ örgü yapısının oluşturulması safhalarına yer verilmiştir. Modelin, 180° ara ile sahip olacağı iki pozisyon için statik analizler çalıştırılmıştır.

Üçüncü bölümde, statik analizin eşdeğer ve asal gerilme değerleri irdelenmiştir. Tambur malzemesinin yorulma limit değeri, tamburun çalışma ortamı gözönüne alınarak tespit edilmiş, elde edilen bu değer, statik analizlerde ortaya çıkartılan ortalama gerilme değeri gözönüne alınarak Goodman metodu yolu ile düzeltilmiş ve malzemenin S-N diyagramı çıkartılmıştır. Tamburun statik analizlerinden yorulma analizi türetilerek, malzemenin eşdeğer alternatif gerilme değeri tespit edilmiş ve Goodman, Gerber ve ASME Basınçlı Kaplar Kuralına göre bağlantı bölgesinin yorulma ömrü hesaplanmıştır. Bağlantı bölgesinin iyileştirilmesi sürecinde, şekil bağlantısı terk edilerek, alın kaynaklı ve gömlek takviyeli bağlantı dizaynı geliştirilmiş ve tamburun bu hâli ile SolidWorks ortamında katı modellemesi ve ANSYS Workbench ortamında statik ve yorulma analizleri tekrar edilmiştir.

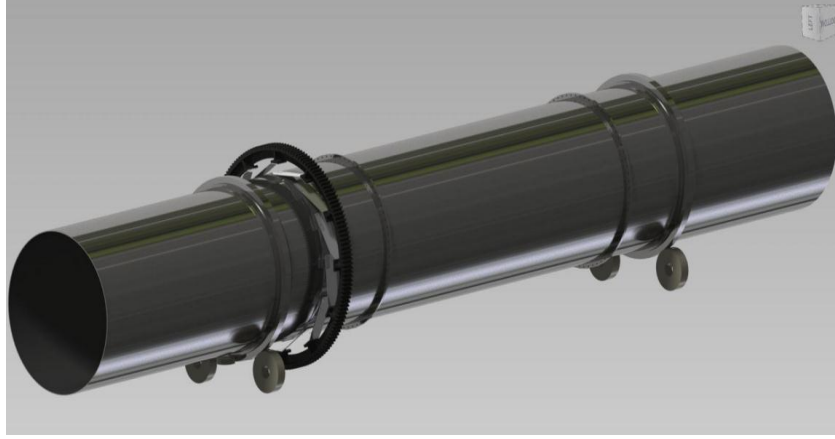
Dördüncü bölümde, her iki bağlantı dizaynına sahip tamburların analizlerden doğan gerilme ve ömür değerleri kıyaslanarak çalışma tamamlanmıştır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Materyal

2.1.1. Kurutucu Tamburu ve İşletmedeki Yeri

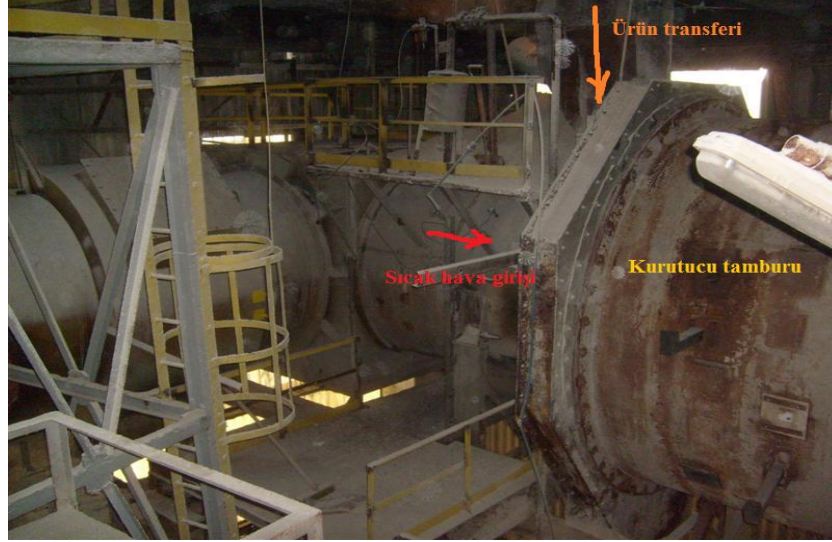
Kurutucu tamburu, kimyevi gübre üretim işletmesinde ve benzeri tesislerde, ürünün neminin giderildiği bir çeşit döner fırınlardır (Şekil 2.1.). Brülör vasıtasıyla yakılan yakıt, dış ortamdan fan yardımıyla emilen hava akımının ısıtılmasını sağlar. Elde edilen sıcak hava akımı, tamburun bir ucundan sevk edilir ve diğer uçtan, yine bir fan yardımıyla çekilir.



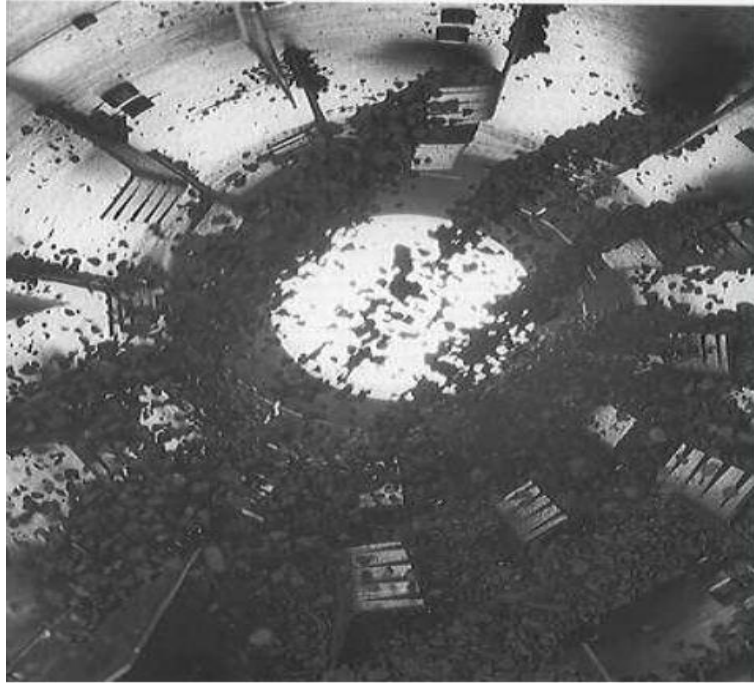
Şekil 2.1. Kurutucu tamburunun katı modellenmiş hâli

Nemli ürünün tambura sevki, üstten eğimli olarak tambur içerisine yönlendirilmiş olan bir oluk vasıtasıyla gerçekleşir. Şekil 2.2.'de, sıcak hava akımı ile ürünün tambur içerisine girişinin aynı tarafta gerçekleştiği görülmektedir. Ürünün tambur içerisinde ilerlemesi, ilk etapta, tambur iç yüzeyine kaynaklı kanatçıklar vasıtasıyla gerçekleşir ki bu kanatçıkların bulunduğu bölgeye salyangoz adı verilir. Yine tamburun silindirik bünyesine kaynaklı köşebent profillere civata bağlantılı raflara dolan ürün, Şekil 2.3.'teki duruma benzer şekilde, tamburun dönme hareketi neticesinde, üst noktaya yakın pozisyonda raflardan boşalır. Ürünün raflara dolması ve boşalması, sıcak hava akımı ile harmanlanmasını ve ürünün kurumasını sağlar. Ürünün tambur içerisinde bir

uçtan diğ er uca doğru ilerlemesi, tamburun zemin yüzeyine göre eğimli olması sayesinde gerçekleşir.



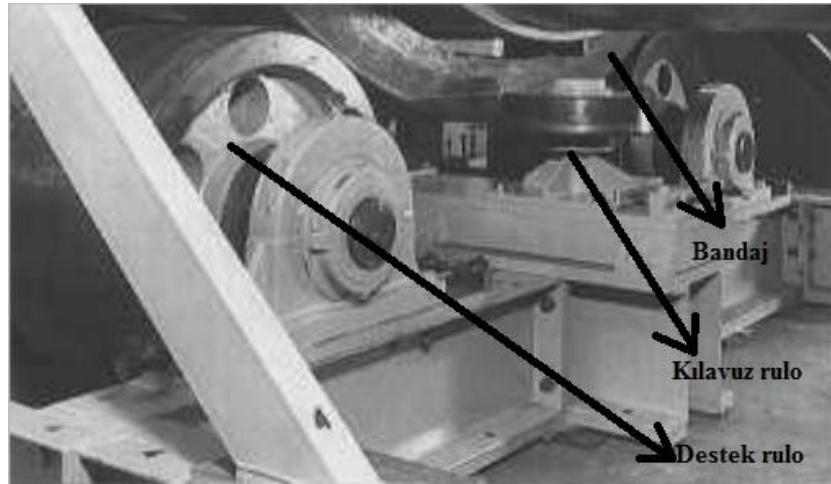
şekil 2.2. Kurutucu tamburu ürün giriş kısmı



şekil 2.3. Tambur içerisindeki ürünün raflardan boşalması (www.simon-dryers.co.uk)

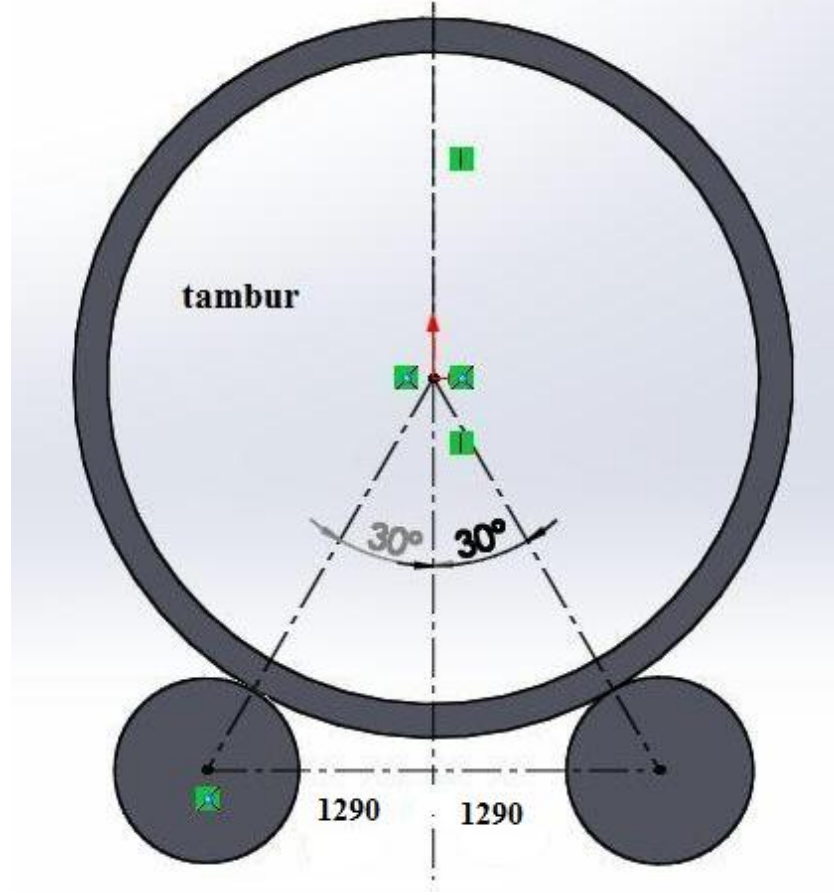
Kurutucu tamburunda kurutulan ürün, diğer uç noktada konveyör bandına dökülerek, iş akışında ilerlemesine devam eder. Ürünün tozunu ve nemini bünyesinde taşıyan sıcak hava akımı, bir fan yardımıyla çekilir ve fana ulaşmadan önce siklon³ adı verilen hava-toz ayırıcısına girerek tozlarını bu ekipmanda bırakır.

Kurutucu tamburu, dönme hareketini, destek rulosu ya da gale adı verilen rulolar üzerinde gerçekleştirmektedir (Şekil 2.4.). Üretici dizaynına göre sayısı ve yerleşimi değişmesi ile birlikte, incelenen kurutucu tamburuna ait destek rulo sayısı dört adettir ve her bir çifti, bir beton kaide üzerine monte edilmiş ve tambur kesiti göz önüne alındığında, Şekil 2.5.'te görüldüğü gibi, tambur merkezi ile destek rulo merkezini birleştiren eksenin, düşey eksenle 30° açı yapacak şekilde yerleşimi sağlanmıştır.



Şekil 2.4. Bandaj, destek ve kılavuz rulo (www.simon-dryers.co.uk)

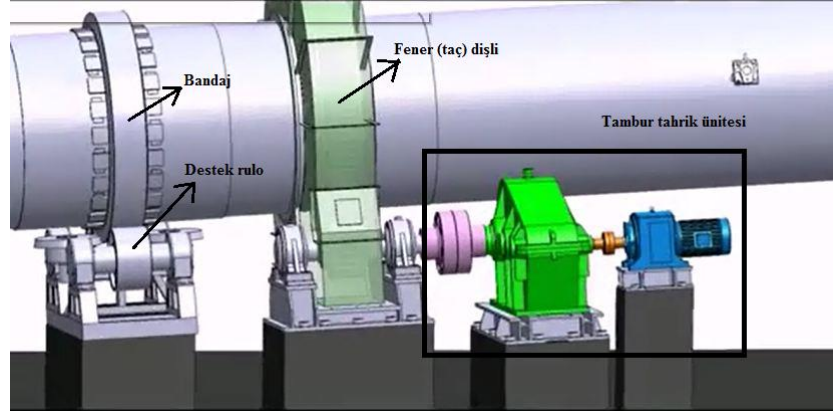
³ Santrifüj hareketi yardımıyla hava ile tozu birbirinden ayıran konik konstrüksiyonlardır.



Şekil 2.5. Kurutucu tamburu destek rulo yerleşimi

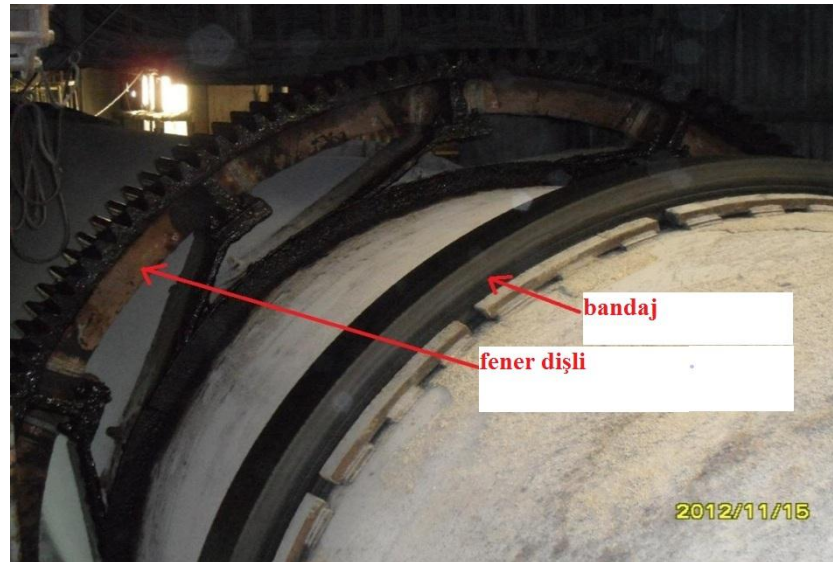
Destek ruloları, tambur üzerinde bandaj adı verilen bilezik ile temas halindedir. Bandajlar, tek parça halinde olup, tambur ile arasında pabuç adı verilen destek parçaları ile donatılmıştır.

Kurutucu tamburunun dönme hareketi, elektrikli motor, kaplin ve redüktörden oluşan tahrik grubu vasıtasıyla elde edilmektedir. Redüktör çıkış şaftı, kaplin vasıtasıyla pinyona hareketini iletir (Şekil 2.6.).



Şekil 2.6. Tambur tahrik ünitesi (Henan Bailing Machinery Co. Ltd., 2010)

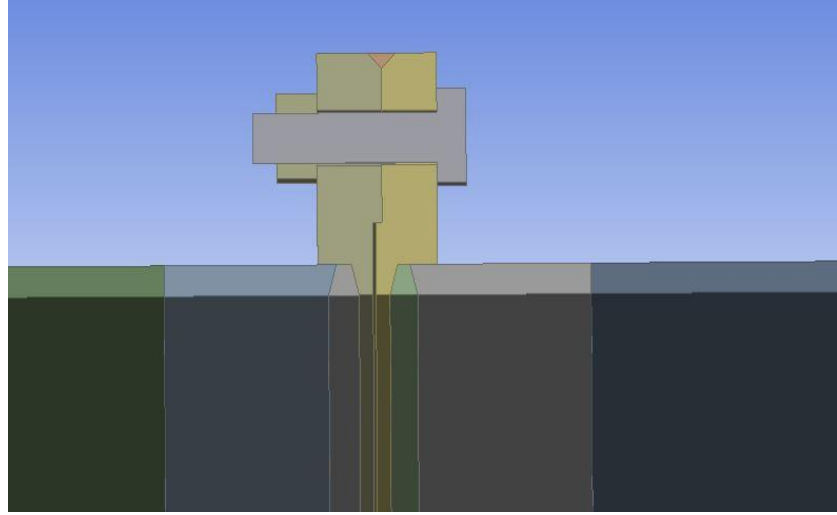
Pinyon dişli, tambur üzerine monte edilmiş taç dişli (fener dişli) ile münasebet halindedir ve bu aktarım ile tambura gereken tork iletilmiş olmaktadır. Taç dişli, iki parçalı olup, cıvatalarla birbirine bağlanmıştır. Taç dişlinin tambura bağlantısı, eşit aralıklarla yerleştirilmiş plaka şeklindeki yaylarla sağlanmıştır (Şekil 2.7.).



Şekil 2.7. Kurutucu tamburu taç dişli ve bandajı

Tamburun cidar kalınlığı, birkaç bölge dışında sabittir. Tambur yükünün taşındığı bandaj bölgelerinde ve torkun aktarıldığı taç dişlinin monte edildiği tambur bünyesinde, cidar kalınlığı kademeli artış göstermekte ve yaklaşık iki katına ulaşmaktadır.

Kurutucu tamburu, üç adet silindirik bünyenin (seksiyonun) civatalı flanş bağlantı ile montajından meydana getirilmiştir. Şekil 2.8.'de, flanş bağlantısının kesiti görülmektedir. Her bir bağlantı bölgesinde 72 adet cıvata - somun bağlantı çifti bulunmaktadır ve flanş çiftlerinin tepe birleşim bölgesi, montaj sırasında çepeçevre kaynak edilmiştir. Şekil 2.9.'da, kurutucu tamburun flanşlı bağlantısının fotoğrafına yer verilmiştir.



Şekil 2.8. Tambur modelinin civatalı flanş bağlantısının kesit görünüşü



Şekil 2.9. Tamburun cıvatalı flanş bağlantı bölgesinin fotoğraf karesi

Tamburun genel teknik özellikleri, Çizelge 2.1.'de verilmiştir.

Çizelge 2.1. Tambur teknik özellikleri

Tambur özellikleri	
Tambur boyu	28 metre
Tambur dış çapı	3.75 metre
Tambur cidar kalınlığı	18 mm/35 mm
Bandaj sayısı	2
Bandaj malzemesi	Dövme çelik (UNE F-513)
Bandaj çapı ve kesiti	4220 mm (dış çap), 250 mm genişlik ve 180 mm yükseklik
Gale sayısı	4
Gale malzemesi	Dövme çelik (UNE F-1150)
Gale ebadı	960 mm (çap) ve 280 mm genişlik
Tambur malzemesi	ASTM A 285 Grade C
Tambur ağırlığı	55 Ton
Ürün ağırlığı	105 Ton
Maksimum kapasite	120 Ton
Tambur devri	2.5 d/d
Tambur eğimi	1.3°
Tamburun çalışmaya başladığı yıl	1986
Hava akımı sıcaklık değeri	170° (maksimum)

2.1.2. Tamburda Tespit Edilen Problemler

Kurutucu tamburunun kendi ağırlığı yanında içerdiği ürünün ağırlığı, çalışma sırasında tamburun yüzeyinde alternatif gerilme meydana getirmektedir. Bu duruma ilave olarak, taç dişliye iletilmiş olan momentin tambur bünyesine aktarılması, burulma gerilmesini de sisteme dahil etmektedir.

1986 yılında devreye girmiş olan kurutucu tamburunda, çalışmaya başladıktan kısa bir süre sonra, flanş bağlantısının civata delik iç yüzeylerinde başlayan ve flanş yüzeylerine sirayet eden mikro ölçekte çatlaklar ile karşılaşmıştır. Mikro çatlaklar, zamanla gelişme göstermiş ve flanş yüzeylerinden tamburun silindirik yüzeyine sirayet etmiştir. Şekil 2.10.'da, tamburun flanş bağlantısında meydana gelmiş çatlakların ve tamiratların görüntüsü yer almaktadır.



Şekil 2.10. Flanş bağlantı bölgelerinde karşılaşılan çatlaklar ve onarımlar

Meydana gelen çatlaklar için tamir zamanı bulunamadığı durumlarda, çatlakların ilerlemesini önlemek için, çatlak uc kısmına matkap vasıtasıyla delik delinerek, çatlak ucundaki gerilmenin azaltılması yolu seçilmektedir. Çatlakların tamiratında kaynak

dolgu kullanılmaktadır. Bu işlem için, çatlağın bulunduğu lokasyondaki cıvata demonte edilmekte ve karbon elektrot yardımıyla çatlak kesilerek açılmakta ve kaynak ağız formu hazırlanmaktadır. Tambur içerisinden atılan kök dolgu sonrası, dış yüzeyden gerçekleştirilen kaynak dolgularıyla, çatlağın bulunduğu bölgenin tamiri gerçekleştirilmektedir. Şekil 2.11.'de, flanş bağlantısının tambur içerisindeki görüntüsü yer almaktadır. Fotoğrafta, meydana gelmiş olan çatlakta hazırlanmış kaynak ağızı görülmektedir.



Şekil 2.11. Tambur flanş bağlantısı iç birleşim yüzeyi

Yapılan tamirat çalışmalarından sonra, flanş bağlantısının farklı bölgelerinde ve bazen de tamir görmüş bölgelerinde tekrar çatlak oluşumu gözlemlenmekte ve işletmenin uygun zaman dilimlerinde bu tamiratlar tekrarlanmaktadır.

Çatlakların meydana gelmesini önlemek için, ilk kez 1997 yılında çalışma yapılmıştır. Yapılan bu çalışmada, S275 JR malzemeden 8 adet 200*100*10 (mm) ebadındaki plakalar, eşit aralıklarla, tamburun iki adet flanş bağlantısından bir tanesinin iç yüzeyine kaynak edilmiştir. En son yapılan 2010 yılındaki incelemede, tüm plakaların tambur flanş bağlantı hizasından çatladığı tespit edilmiştir. Çatlakan bu plakalar demonte

edilmiş ve aynı yıl ikinci çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, yine bir adet tambur birleşim iç yüzeyinde çepeçevre kuşak atılmıştır (Şekil 2.12.). İlk üç aylık çalışma süresi boyunca, bu bağlantı bölgesinde herhangi bir olumsuzluk tespit edilmemiş fakat daha sonraki çalışma dönemlerinde flanş bölgesinde çatlama problemi devam etmiş, bununla birlikte, kuşakta herhangi bir çatlama ile henüz karşılaşmamıştır.



Şekil 2.12. Tambur flanş bağlantısı iç yüzeyine monte edilen plaka

2.2. Yöntem

2.2.1. Sonlu Elemanlar Analiz Yöntemi

Sonlu elemanlar metodu, matematikçilerden ziyade daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Metot ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda, bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer, deplasman alanı veya gerilme alanı; ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akısı; akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur.

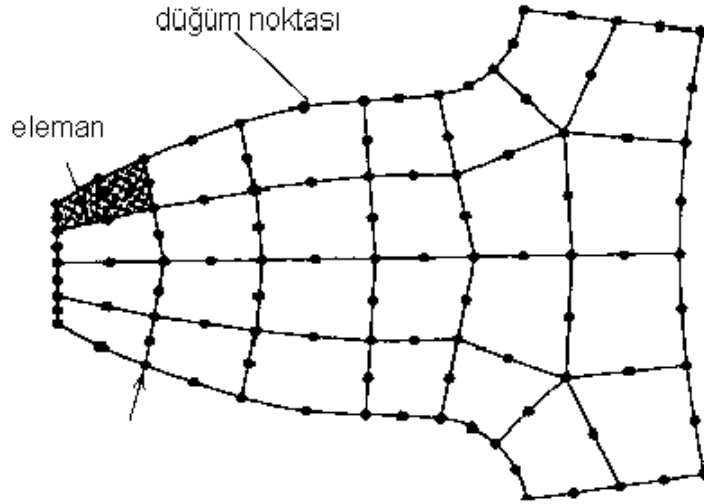
Hesaplanan büyüklük alanının almış olduğu en büyük değer veya en büyük gradyen, pratikte özel bir öneme haizdir.

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan bir çok elemana bölünür. Elemanlar, düğüm adı verilen noktalarda tekrar birleştirilir (Şekil 2.13.). Bu şekilde cebrik bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler, düğüm noktalarındaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda temel fikir, sürekli fonksiyonları, bölgesel sürekli fonksiyonlar (genellikle polinomlar) ile temsil etmektir. Bunun anlamı, bir eleman içerisinde hesaplanması istenilen büyüklüğün (örneğin deplasmanın) değeri, o elemanın düğümlerindeki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu nedenle, sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler, düğümlerdeki değerlerdir. Bir varyasyonel prensip (örneğin, enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak, büyüklük alanının düğümlerdeki değerleri için bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi

$$[K] \cdot [D] = [P] \quad (2.1.)$$

(2.1.) formülasyonundaki gibidir. Burada $[D]$ büyüklük alanının düğümlerdeki bilinmeyen değerlerini temsil eden vektör, $[P]$ bilinen yük vektörü notasyonu ve $[K]$ ise bilinen sabitler matrisidir. Gerilme analizinde $[K]$ rijitlik matrisi olarak bilinmektedir.



Şekil 2.13. Bir yapının eleman ve düğümlerle ifade edilmesi (www.biymed.com)

Sonlu elemanlar metodunun tarihçesi incelendiğinde, ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandığı görülmektedir. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz metotlarıdır. Argyis ve Kelsey (1960), virtuel iş prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım metodu geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956), bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telâffuz edilmiştir. Metodun üç boyutlu problemlere uygulanması, iki boyutlu teoriden sonra kolayca gerçekleşmiştir (Argyis, 1964).

İlk gerçek kabuk elemanlar, eksenel simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome, 1963), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir (Gallagher, 1969). Araştırmacılar, 1960'lı yılların başlarında ‘‘*nonlinear*’’ problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve diğerleri (1960), geometrik olarak ‘‘*nonlinear*’’ problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar metoduyla stabilite analizi ise, ilk defa Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanı sıra dinamik problemler de sonlu elemanlar metoduyla incelenmeye başlandı (Zienkiewicz ve diğerleri, 1966) ve (Koenig ve Davids, 1969). 1943 yılında Courant, bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir.

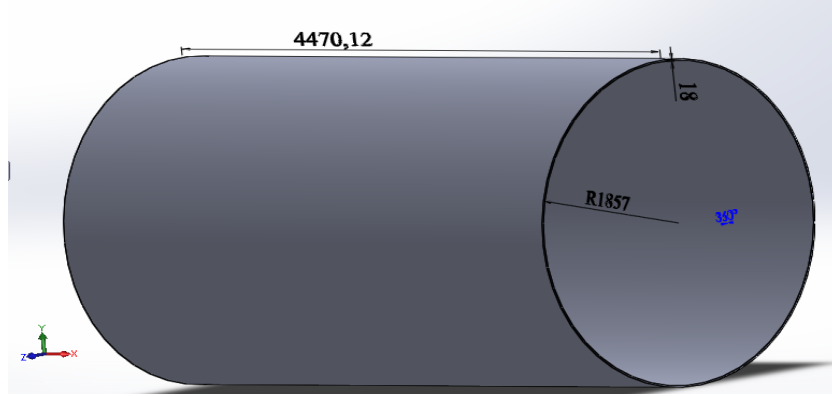
Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar metoduyla çözümü 1960'lı yıllarda başlamıştır. Örneğin Zienkiewicz ve Cheung (1965), sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise, metodu potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar metodu geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer bir çok alana uygulanmaktadır.

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları, 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı. 1990 yıllarının ortaları itibariyle sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40,000 makale ve kitap yayınlanmıştır.

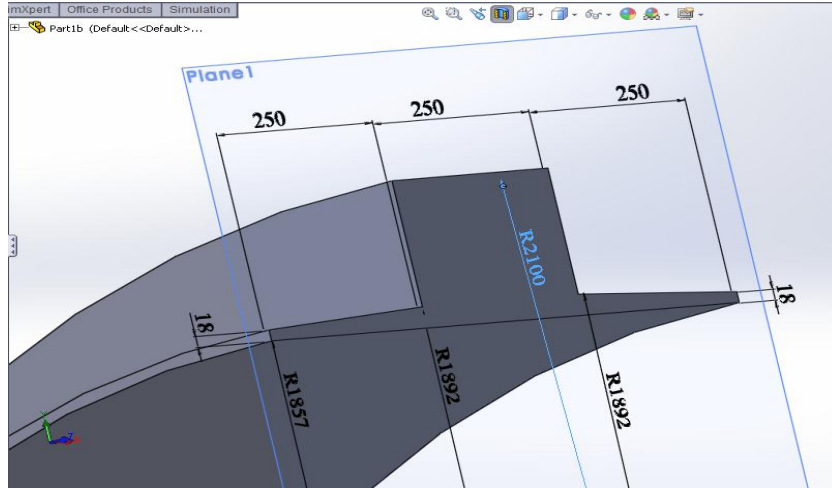
2.2.2. Tamburun SolidWorks Ortamında Modellenmesi

Kurutucu tamburunun katı modellemesi, SolidWorks programının 2012 versiyonunda gerçekleştirilmiştir. Tamburun silindirik bünyesinde kullanılan ağ yapısı, ince kabuklu yapılara uygun ağ elemanı olduğu için, tamburun düz silindirik bünyeleri, bandaj ve flanş bağlantı bölgeleri gibi girift ve kalın bölgelerden ayrı olarak modellenmiş ve montajlanmıştır. Kurutucu tamburu, çap ve uzunluk olarak büyük bir ekipman olduğu için, ağ elemanı ve düğüm sayılarının çok fazla büyük olmaması için ek tedbir düşünülerek modelleme yapılmıştır. Bu tedbirlerden bir tanesi, düz silindirik bünyelerin flanş bağlantı bölgelerine bitişik kısımlarının ayrı olarak modellenmesi ve birleştirilmesidir. Bu yöntem vasıtasıyla, eleman boyutu büyük tutulan geniş ve düz silindirik bünyelerden flanşlara geçişte, ara boyutta eleman kullanılabilmiştir. Diğer tedbir ise, model üzerinde incelenecek bölgeyle direkt etkileşimi olmayan taç dişli, pinyon dişli, destek ruloları ve kılavuz rulolarına yer verilmemesi olmuştur.

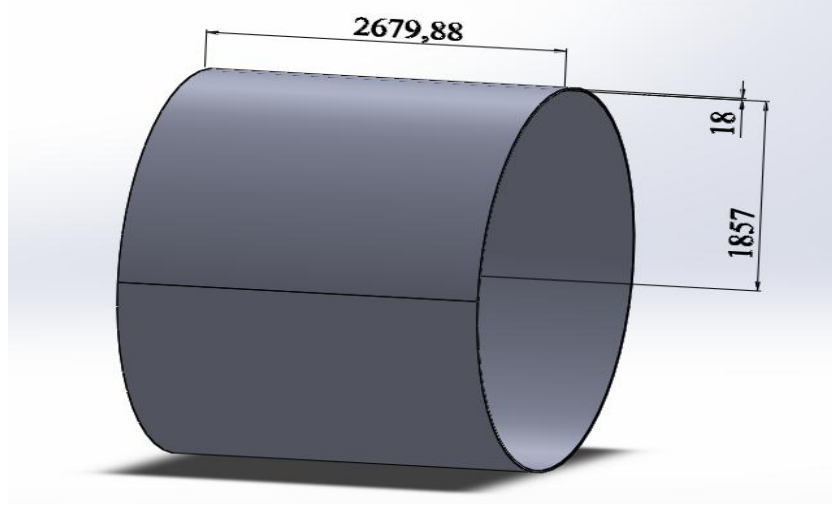
Düz silindirik yapılar, iç çapı 3,714 mm ve cidar kalınlığı 18 mm olarak modellenmiştir (Şekil 2.14., 2.16., 2.19., 2.20. ve 2.21.). Dış çapı 4,200 mm olarak alınan bandajlar, modelde basitliğe ulaşılması ve çözüm sürecinin uzamaması için, Şekil 2.15.'de olduğu gibi, 750 mm uzunluktaki silindirik yapı ile bütünleşik olarak modellenmiştir.



Şekil 2.14. Birinci silindirik bünyenin SolidWorks ortamında modellenmesi



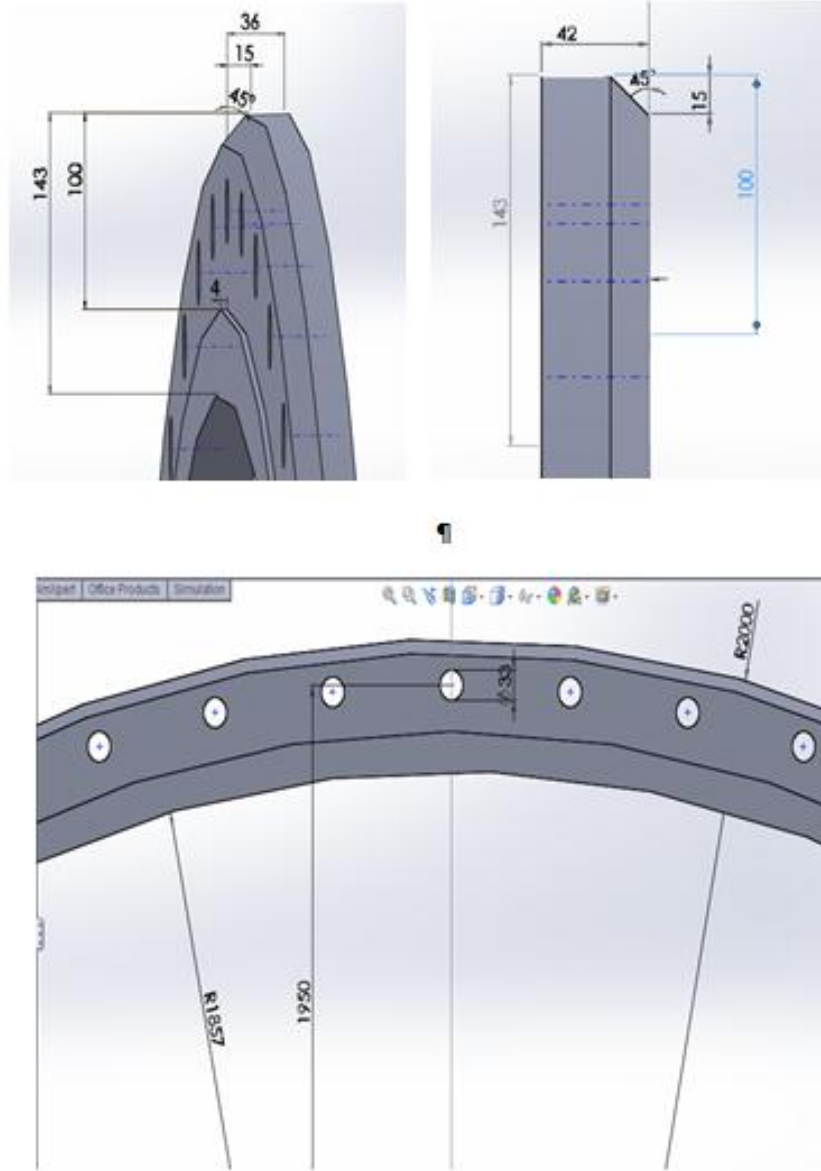
Şekil 2.15. Tamburun bandaj kısmının modellenmesi



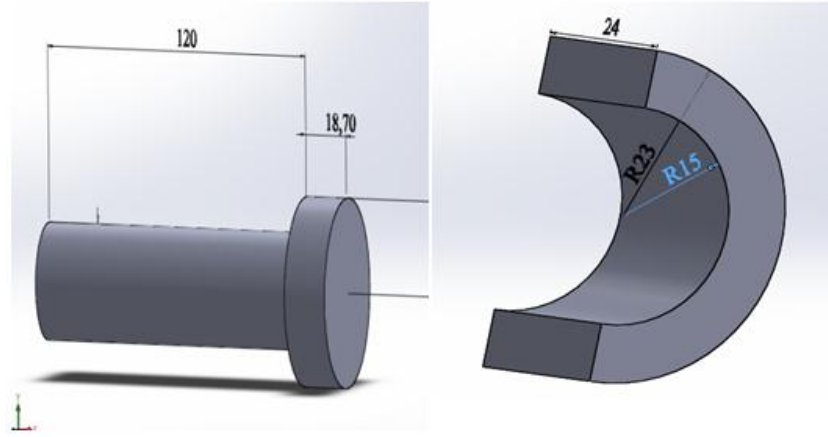
Şekil 2.16. Tamburun ikinci silindirik bünyesinin modellenmesi

Her bir flanş bağlantı bölgesinde 72 adet M30*120 ebandında, 5.6 kalite cıvata ve bu cıvataya uygun somun bulunmaktadır. Cıvata delikleri 33 mm çapındadır.

Flanş çiftinin birbirine bakan yüzeylerinde faturalı yapı bulunmaktadır. İç yüzeyi fatura noktasına kadar temas eden flanş çiftinin, fatura sonrası iç yüzeyleri arasında 2 mm'lik mesafe bulunmaktadır (Şekil 2.18.).



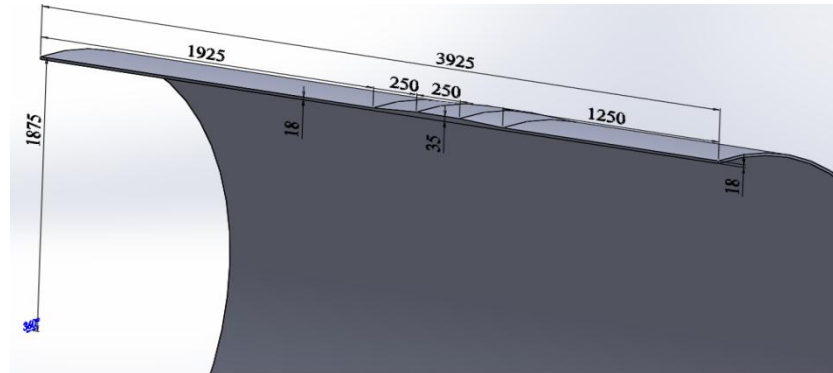
Şekil 2.17. Bağlantı flanşlarının modellenmesi



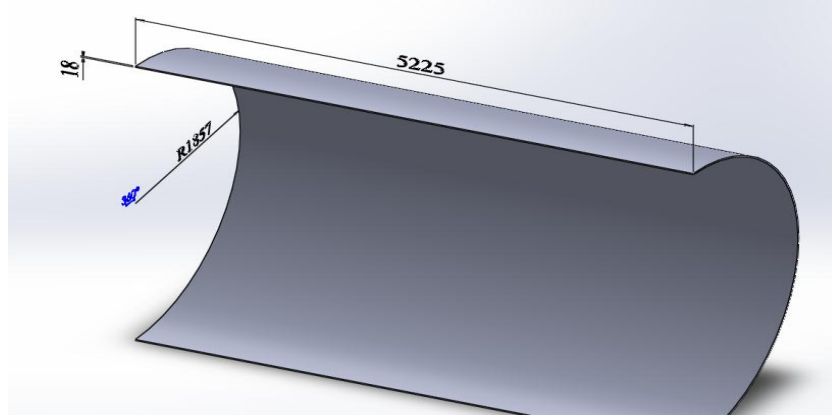
Şekil 2.18. Flanş bağlantı bölgesine ait cıvata ve somunun modellenmesi



Şekil 2.19. Üçüncü silindirik bünyenin modellenmesi

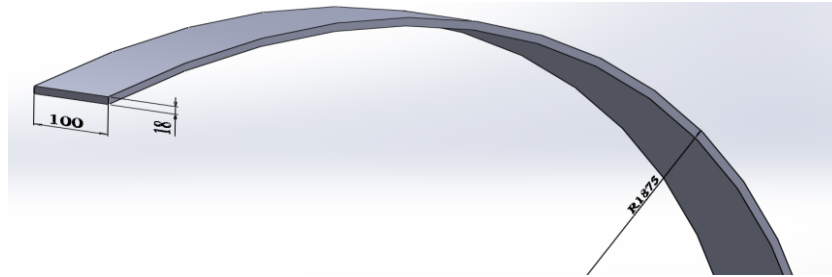


Şekil 2.20. Tamburun taç dişli bağlantı bölgesinin modellenmesi



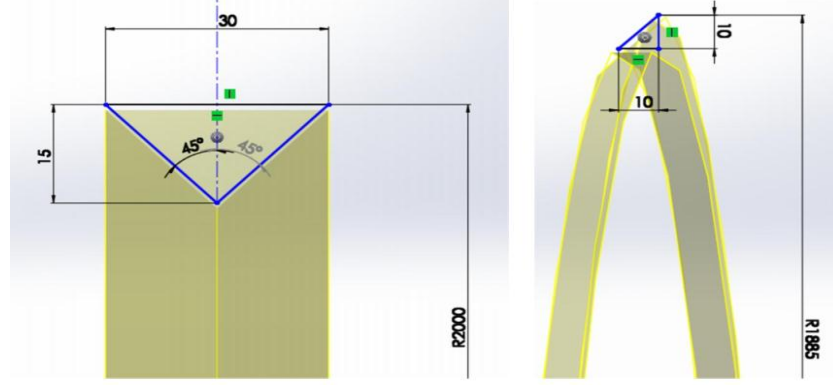
Şekil 2.21. Dördüncü silindirik bünyenin modellenmesi

Kaba ağ örgüsüne sahip olacak tambur silindirik bünyelerinin flanş bağlantılarına yakın olan kısımları, Şekil 2.22.'te olduğu gibi ayrı olarak modellenmiştir.



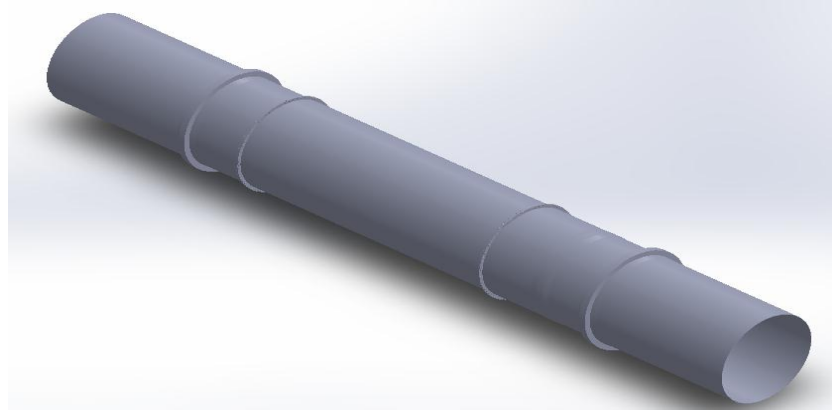
Şekil 2.22. Silindirik bünyelerin flanş birleşim dilimlerinin modellenmesi

Flanş çiftlerinin tepe bölgelerinde ve tambur silindirik bünyelere bağlantılarında kullanılacak kaynak dikişleri, Şekil 2.23.'te olduğu modellenmiştir.



Şekil 2.23. Flanş bağlantı bölgesinin tepe ve köşe kaynak dikişlerinin modellenmesi

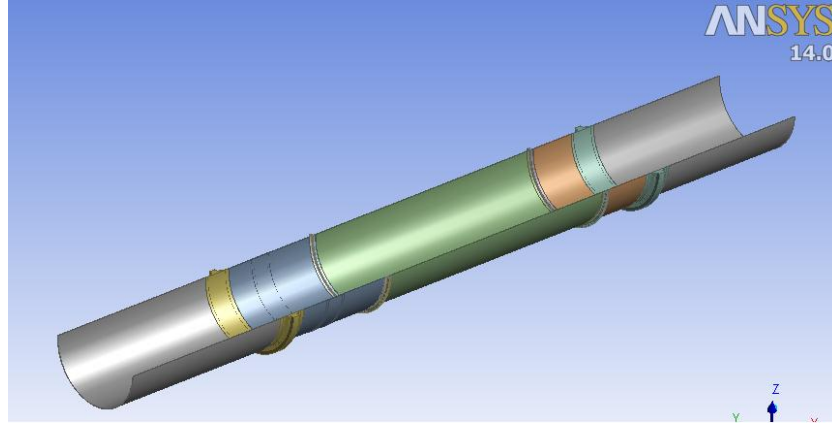
SolidWorks programında, tüm alt parçaların monte edilmesi ile oluşturulmuş, sade yapıdaki kurutucu tamburunun görünümü Şekil 2.24.'dedir.



Şekil 2.24. Tamburun komple modellenmiş hâli

2.2.3. Tamburun ANSYS Programında Simetrisinin Oluşturulması

SolidWorks ortamında katı modellemesi gerçekleştirilen tambur, Parasolid formatında ANSYS Workbench V14 ortamına aktarılmıştır (Şekil 2.25.).



Şekil 2.25. Tamburun ANSYS Workbench'te simetrik hâli

Analiz süresinin kısaltılması için, tamburun simetrisinden faydalanılmıştır.

Simetri özelliğinin analiz süresini kısaltmasının yanında sunmuş olduğu bir diğer avantaj, cıvata bağlantısı gibi şekil bağlantısına sahip “*nonlinear*” yapılarda, analizin sonuca varmasını sağlayan bir faktör olmasıdır. Aksi durumda, analizde çok fazla sayıda döngü (*iteration*) meydana gelmekte ve çoğu durumda da analiz tamamlanamamaktadır.

2.2.5. Malzeme Özelliklerinin Girilmesi

Geometri safhasında yapılan işlemler tamamlandıktan sonra, malzeme bilgilerinin sisteme girilmesi gerekmektedir. Tambur malzemesi ve cıvata-somun malzemeleri için girilmesi gereken değerler Çizelge 2.2.’de verilmiştir.

Çizelge 2.2. Tambur modelinde yer alan malzemelerin teknik özellikleri

	Tambur	Cıvata ve Somun
Malzeme	ASTM A 285 Grade C	5.6 kalite DIN 6914
Çekme dayanımı (σ_k)	379 MPa	500 MPa
Akma dayanımı (σ_{ak})	208 MPa	300 MPa
Poisson Oranı (ν)	0.3	0.3
Yoğunluk /g/cm ³)	7.86	7.86

2.2.6. Temas Şartlarının Girilmesi

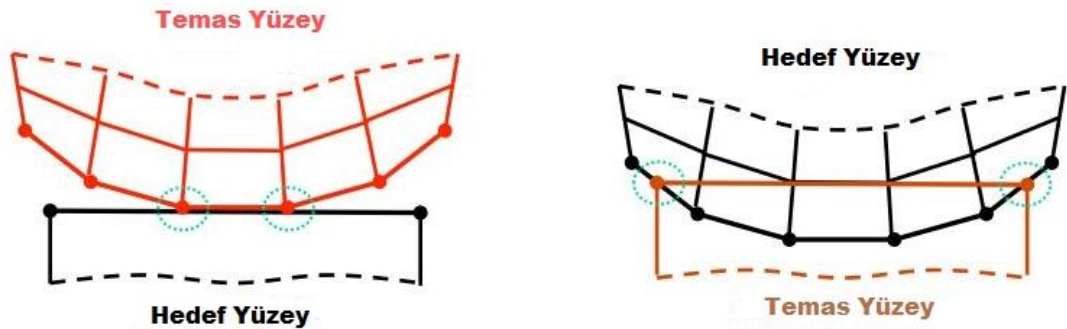
ANSYS, modeldeki tüm temasları gerçekleştirirken, temas tiplerini yapışık (*bonded*) olarak tanımlar. Bazı temasların modele göre düzeltilmesi gerekir. Kurutucu tamburunda düzeltme yapılırken, Çizelge 2.3.'deki tabloda yer alan temas çeşitleri dikkate alınmıştır:

Çizelge 2.3. “Nonlinear” geometrik yapıda kullanılan temas çeşitleri

Parça-1	Parça-2	Temas Çeşidi
Flanş	Flanş	Sürtünmeli temas
Somun	Flanş	Sürtünmeli temas
Cıvata	Flanş	Sürtünmeli temas

Sürtünmeli temas sınır şartı oluşturulurken, sürtünme katsayısı 0.3 olarak alınmıştır. Tablo dışında yer alan tüm temaslar yapışık yapışık (*bonded*) olarak tanımlı bırakılmıştır.

“Nonlinear” geometrik yapılarda meydana getirilen ağ yapısında, temas detayı, parçaların birbiri içerisine girmesini önleme açısından önem arz etmektedir. Aşağıdaki Şekil 2.26.’da yer alan çizimlerde de görüldüğü üzere, dış bükey şekle sahip elemanın temas yüzey (*contact*) olarak seçilmesi, temas yüzeyinin hedef yüzeyi (*target*) içerisine girmesini önleyecektir. Çünkü, temas yüzeyi ağ yapısının sınırında yer alan düğümler, hedef yüzeyin ağ yapısı sınırındaki düğüm çizgisi üzerine konumlanacak ve temas sağlanmış olacaktır. Tersisi durumda ise, yani çizimin sağ tarafında ise, temas eden elemanlar yer değiştirmiş ve dış bükey şekle sahip eleman hedef yüzey olarak seçilmiştir. Az önce değinilen kural gereğince, temas yüzeyinin sınır düğümleri, hedef yüzeyin ağ örgüsü düğüm çizgisinde konumlanacak ve dolayısıyla elemanlar iç içe geçmiş olacaktır (Introduction to Contact, ANSYS Mechanical 13.0 Structural Nonlinearities).

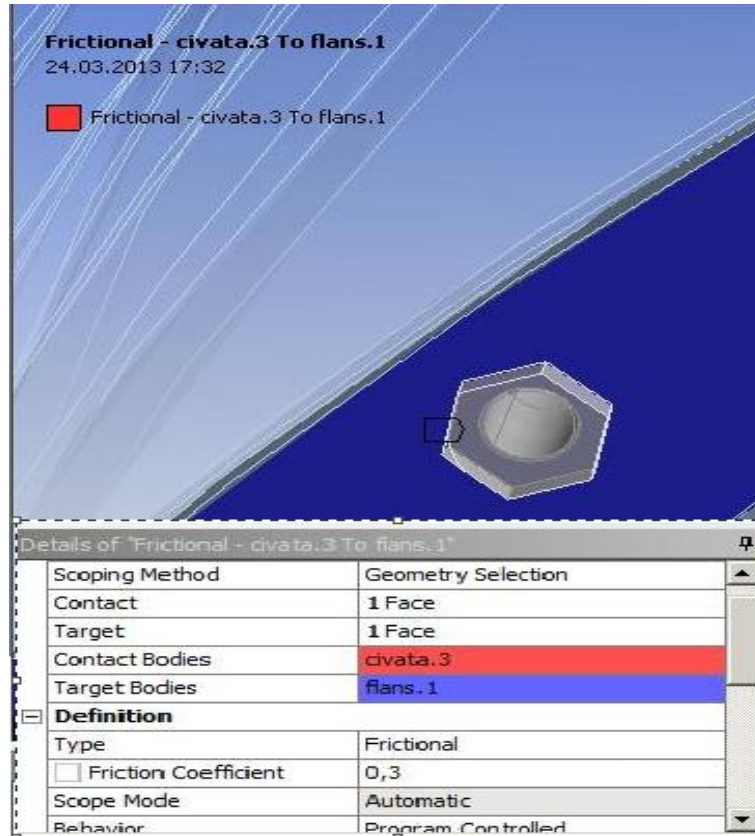


Şekil 2.26. Temas ve hedef yüzey seçiminin etkisi (ANSYS Inc.)

Temas ve hedef yüzeylerinin doğru seçilmesi için birkaç adet kural belirtilmiştir. Bunlar,

- Eğer dış bükey yüzey, düz ya da iç bükey yüzeyle temas halinde ise, düz ya da iç bükey yüzey, hedef yüzey olmalıdır,
- Eğer bir yüzey daha kaba ağ örgüsüne sahip ise ve karşı yüzey daha ince yapıda ise, kaba yüzey, hedef yüzey olarak seçilmelidir,

- Eğer bir yüzey diğerinden daha rijit bir yapıda ise, daha rijit olan yüzey, hedef yüzey olarak seçilmelidir,
- Eğer bir yüzey diğerinden daha geniş ise, daha geniş olan yüzey, hedef yüzey olarak seçilmelidir,
- Kurutucu tamburu flanş bağlantısında, Şekil 2.27.'de görüldüğü gibi, cıvata ve somun baskı yüzeyleri temas, flanş yüzeyleri ise hedef yüzey olarak seçilmiştir.



Şekil 2.27. Tamburun cıvatalı flanş bağlantısında temas ve hedef yüzeylerin seçilmesi

2.2.7. Sonlu Elemanlar Ağ Yapısının Oluşturulması

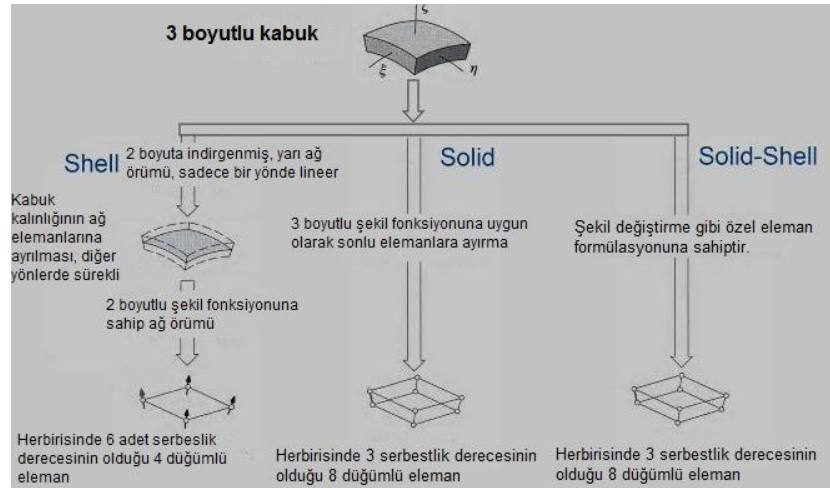
İncelenen tambur, büyük ebatlı ve ince cidarlı silindirik yapı olduğu için, seçilecek ağ yapısının verimli olması ve analiz süresinin mümkün olan en kısa süreye sahip olması gerekmektedir. Bu doğrultuda, ağ yapısı metodu olarak süpürme (sweep) metodu

seçilmiştir. Metodun uygulanacağı yüzey olarak, düz silindirik yapıya sahip tambur yüzeyleri seçilmiştir.

Süpürme metodu, kurutucu tamburu gibi bir eksen etrafında dönebilen, düz silindirik kabuk modellerde kullanılabilen, dörtgen ve üçgen prizmatik elemanların verimli bir şekilde kullanılabildiği bir metottur. Bu yöntem vasıtasıyla, serbest ağ örücüsünün meydana getirdiği ağ yapısının düğüm ve eleman sayısından çok daha az sayıda düğüm ve eleman sayısı oluşturabilmektedir ve ağ örme zamanı da kısalmış olmaktadır (Anonymous, 2010. Mesh Sweeping, www.sharcnet.ca).

‘Automatic Thin’ seçeneği seçildiğinde, eleman opsiyonu olarak ‘Solid’ (Solid 185) elemanı ve ‘Solid Shell’ (SOLSH190) elemanı alternatifleri sunulur. ‘Solid Shell’ eleman tipi, kabuk kalınlığı boyunca sadece bir elemanın kullanılması istenilen kabuk modeller için uygundur (Wang, 2006). Kurutucu Tamburu da bu kategoriye girdiği için, ‘Solid Shell’ eleman tipi seçilmiştir.

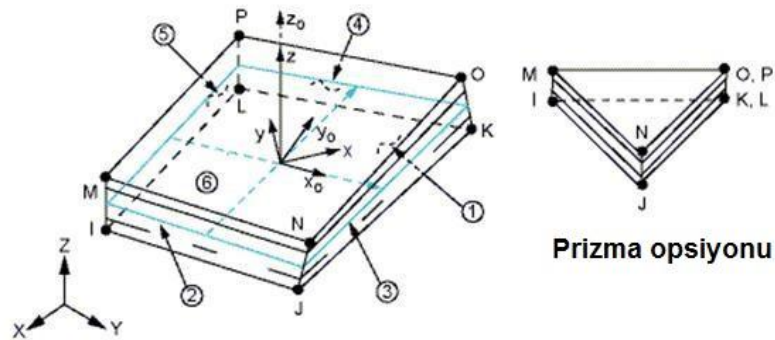
Şekil 2.28.’de silindirik yapılarda kullanılan ağ elemanlarının özelliklerine yer verilmiştir.



Şekil 2.28. Modelin ağ yapısında kullanılabilecek alternatif elemanlar (www.ansys.com)

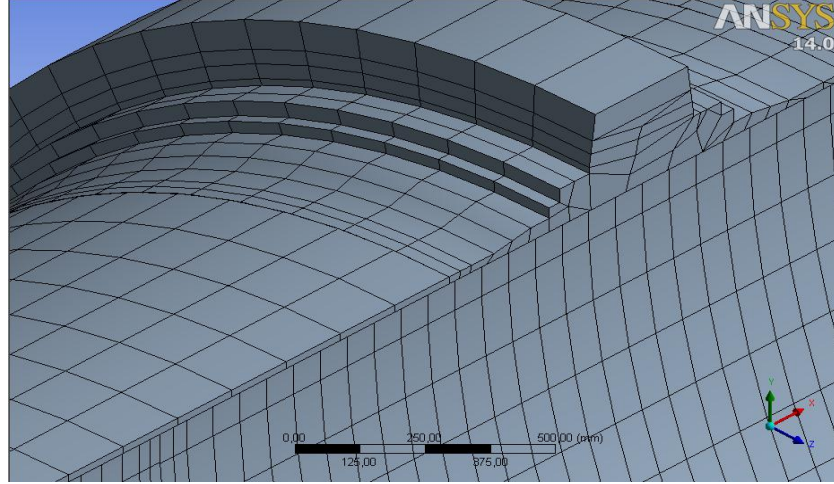
SOLSH190 elemanı, her biri yerdeğiştirme serbestlik derecesine sahip yani üç serbeslik derecesine sahip sekiz düğümlü, kabuk tipinde bir elemandır. İnceden orta seviyedeki kalınlık aralığına sahip kabuklu yapıların simülasyonunda verimli olarak kullanılabilmekte ve kalınlık değişimine otomatik olarak cevap verebilmektedir. Hiperelastisite, plastisite, sürünme, büyük sapma ve şekil değiştirme kabiliyetine sahiptir.

SOLSH190 elemanının geometrisi, düğüm yerleşim yerleri ve eleman koordinat sistemi Şekil 2.29.'da görülmektedir. Elemanın koordinat sistemi, z eksenini kabuk yapıya normal olacak şekilde konumlanarak, modellenen yapının kabuk düzenine uyumlu olur. Düğüm yerleşimi, *SOLSH190* elemanının I-J-K-L yüzeyi, modellenen yapının alt yüzeyini; M-N-O-P yüzeyi ise, yapının üst yüzeyini oluşturacak şekilde gerçekleşir.



Şekil 2.29. *SOLSH190* eleman yapısı (www.sharcnet.ca)

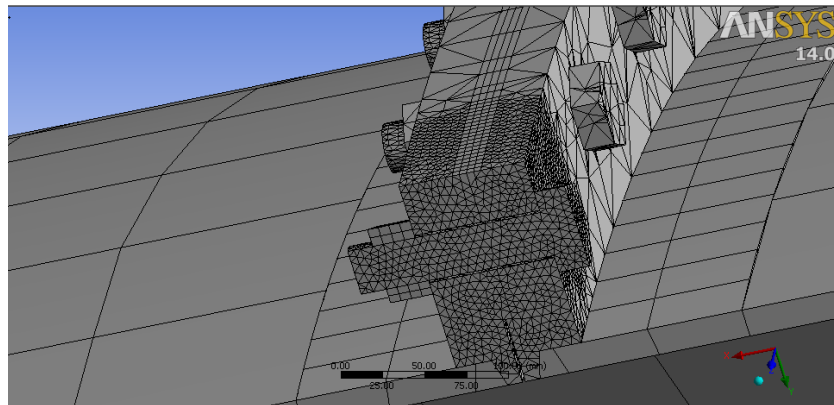
Altındaki Şekil 2.30.'da ise, kurutucu tamburunun *SOLSH190* elemanı kullanılarak gerçekleştirilmiş ağ yapısı görülmektedir.



Şekil 2.30. Tamburun ağ yapısından görünüm

Ek ayarlar tamamlandıktan sonra, tambur modelinin düz silindirik bünyeleri seçilerek süpürme metodu yüzey seçimi gerçekleştirilmiştir.

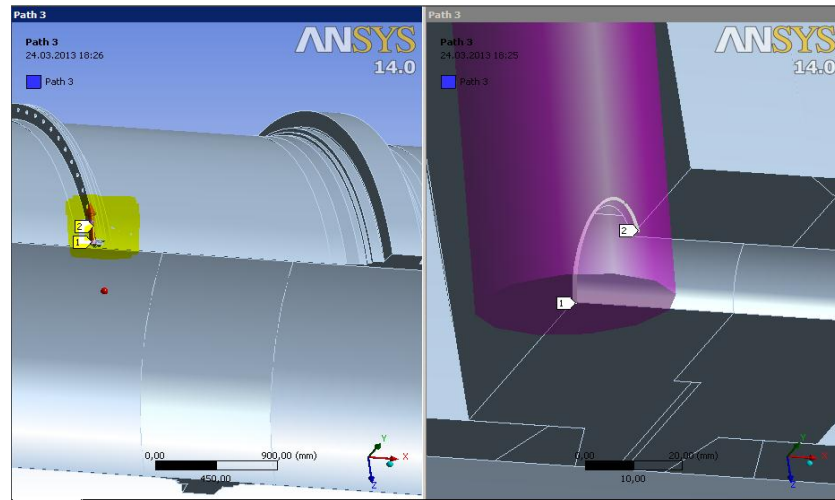
Flanş kesit yüzeyi, '*sphere of influence*' etkisi ile, şekilde görüldüğü gibi çok sayıda küçük parçalara ayrılmıştır (Şekil 2.31.). Ağ yapısının detay (*Details of mesh*) başlığının altında, istatistik (*statistics*) sekmesi seçilerek tamburun kaç eleman ve kaç düğüm noktasından meydana geldiği incelenebilir. Simetrik tamburun 1,110,337 adet elementten ve 273,968 adet düğüm noktasından oluştuğu tespit edilmiştir.



Şekil 2.31. Flanş kesit bölgesinde ince ağ yapısının oluşturulması

2.2.8. Detaylı İncelenecek Bölgelerin Oluşturulması

Sonlu elemanlar yönteminde gerilme analizi gerçekleştirilirken, köşe nokta ve kenarlarda ve temas eden iki parça arasında, noktasal temaslardan dolayı gerilme değerlerinin pik yaptığı görülür. Bu pik gerilme değerlerinin hakikâten haklı bir nedeni olup olmadığı, ANSYS Workbench'te, model üzerinde detaylı olarak irdelenecek yüzey ya da kenarlarda tanımlı bir çember (*path*) ya da yüzey (*surface*) oluşturularak irdelenebilir. Flanş bağlantı bölgesi dikkate alındığında, flanşın, civata başının baskısı altındaki yüzeyinde gerilmelerin daha doğru bir şekilde irdelenebilmesi için, bu alan içerisinde, civata delik kenarı ile aynı merkezde bir hayali çember (*path*) oluşturulmuştur (Şekil 2.32.).



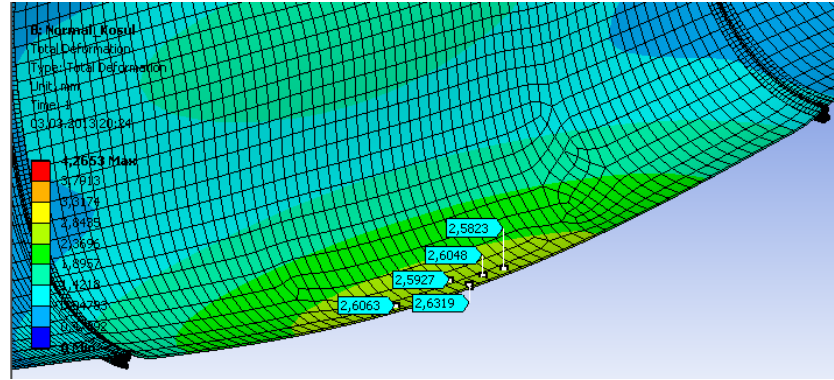
Şekil 2.32. Civata yüzeyinde tanımlı çember (*path*) oluşturulması

3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

3.1. Statik Analiz Değerlendirmeleri

3.1.1. Deformasyon Analiz Değerlendirmesi

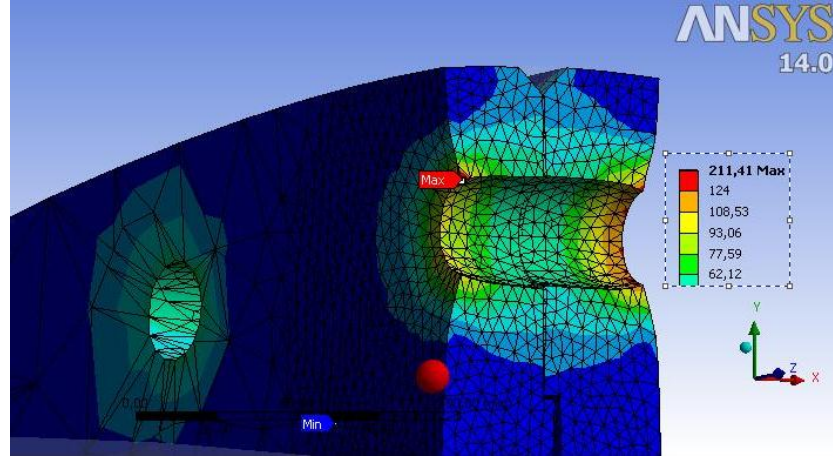
Tamburun yük altında meydana gelen en büyük deformasyon miktarı 4.2 mm olarak tespit edilmiştir. Bu değerin kenar uc noktada olması, tekil yükü (*singularity*) işaret etmektedir. Tambur ortasında, yükün en fazla hissedildiği orta noktada meydana gelen 2.6 mm değerindeki sehimin, dikkate alınması gereken değer olduğu görülmektedir (Şekil 3.1.).



Şekil 3.1. Tamburun orta kısımlarında meydana gelen deformasyon

3.1.2. Eşdeğer Gerilme Analiz Değerlendirmesi

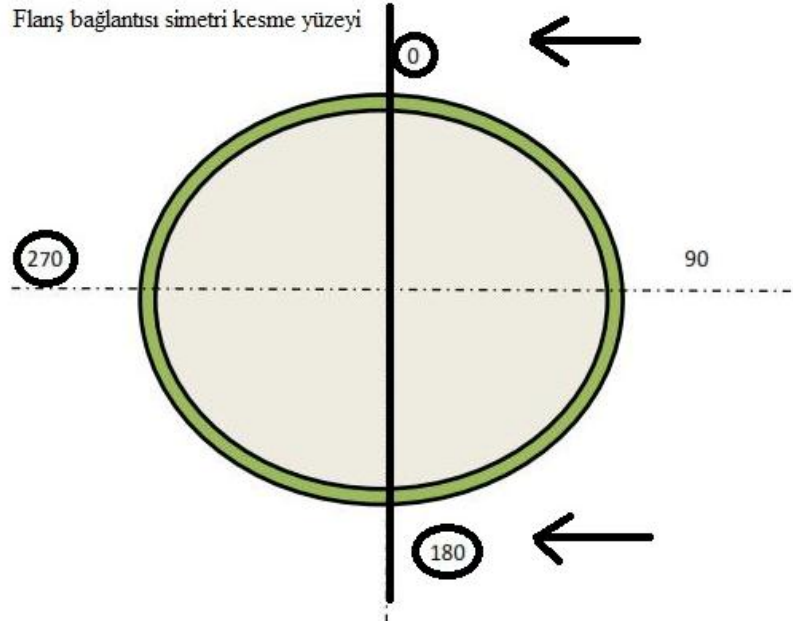
Tamburun genel eşdeğer (Von Mises) gerilme haritası incelendiğinde, maksimum gerilmenin, her iki flanş bağlantısının kesitinin en üst kot seviyesinde yer alan civata deliklerinde meydana geldiği tespit edilmiştir. Fiili durumda nispeten daha fazla çatlamanın meydana geldiği doğu taraf flanş bağlantısı incelendiğinde, bağlantının en üst kot seviyesinde yer alan civata deliğinde karşılaşılan 210 MPa değerinin, tekil bir noktada oluştuğu (*singularity*) ve köşe noktada meydana geldiği, probun bu bölgede gezdirilmesi ile görülmektedir (Şekil 3.2.).



Şekil 3.2. Flanş bağlantı bölgesinde eşdeğer gerilme değerleri

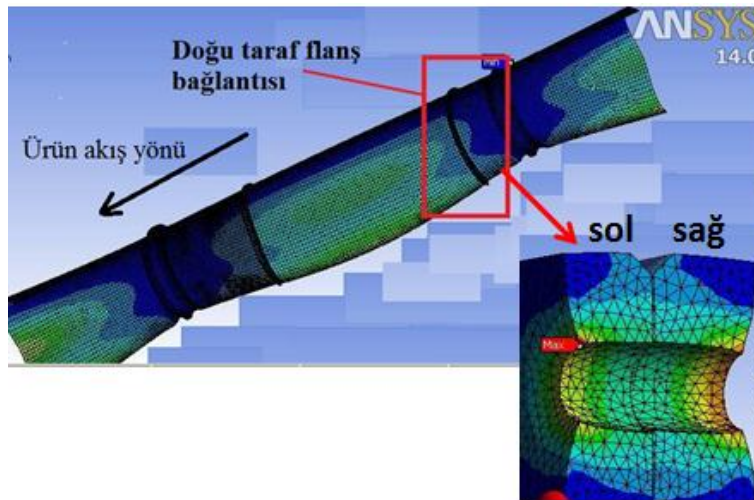
Cıvata delik yüzeyinin kenara (flanş yüzeyine) yakın kısmında, ortalama değeri yaklaşık 120 MPa olan bir gerilim bandının yer aldığı görülmektedir.

Flanş bağlantısının civata deliklerindeki gerilme değişimlerini gözlemlemek amacıyla, bağlantının simetri kesme yüzeyindeki 0° ve 180° koordinatlarına denk düşen civata deliklerinin yanında, simetriye göre 270° ye denk gelen bir adet civata deliğindeki gerilme değerleri incelenmiştir (Şekil 3.3.).



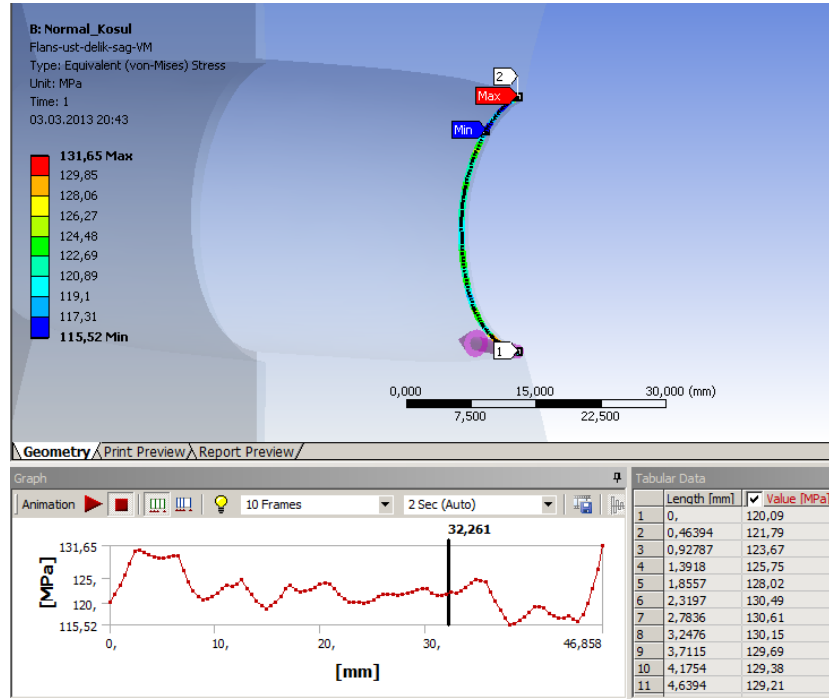
Şekil 3.3. Flanş bağlantı bölgesinde tanımlanan koordinat sistemi

İrdelenmiş olan bir başka nokta, flanş çiftinin hangi flanşında gerilme değerlerinin yüksek seyrettiğinin tespit edilmesidir. Bundan dolayı, 0° , 180° ve 270° koordinatlarında, her bir flanşa ait civata deliklerindeki gerilmeler incelenmiştir. İncelenen flanş çifti ve flanş civatalarının tanımlanması, Şekil 3.4.'te verilmiştir.



Şekil 3.4. İncelenen lokasyonların tanımlanması

Bu lokasyonlarda yer alan civata deliklerinde oluşturulmuş olan ‘*path*’ lerdeki gerilme analizleri ele alınarak, bu bölgelerin gerilme grafiğinin çıkartılması ve karşılaşılan eş değer gerilmelerin hangi tip asal gerilmelerden meydana geldiği araştırılmıştır. Şekil 3.5.’de, doğu taraftaki flanş bağlantısının 0° koordinatındaki ‘*path*’ gerilme analizi gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Flanş bağlantısının sağ taraf 0° koordinatında tespit edilen eşdeğer gerilme grafiği

Belirtilen lokasyonlardaki civata delik yüzeylerinde oluşturulan ‘*path*’ lerde meydana gelen gerilmeler, aşağıdaki Çizelge 3.1., Çizelge 3.2. ve Çizelge 3.3’de özetlenmiştir:

Çizelge 3.1. Cıvata delik yüzeyi eşdeğer ve asal gerilme değerleri

Flanş Üst Delik (0°)				
	Sol taraf		Sağ taraf	
$\sigma_{eş}$	84 MPa	136 MPa	115 MPa	131 MPa
σ_1	-29 MPa	-14 MPa	-28 MPa	-11 MPa
σ_2	-101 MPa	-74 MPa	-153 MPa	-91 MPa
σ_3	-176 MPa	-74 MPa	-166 MPa	-147 MPa

Çizelge 3.2. Cıvata delik yüzeyi eşdeğer ve asal gerilme değerleri

Flanş Orta Delik (270°)				
	Sol taraf		Sağ taraf	
$\sigma_{eş}$	30 MPa	69 MPa	30 MPa	69 MPa

Çizelge 3.3. Cıvata delik yüzeyi eşdeğer ve asal gerilme değerleri

Flanş Alt Delik (180°)				
	Sol taraf		Sağ taraf	
$\sigma_{eş}$	78 MPa	89 MPa	92 MPa	133 MPa
σ_1	-12 MPa	-6 MPa	-17 MPa	-0.13 MPa
σ_2	-71 MPa	-39 MPa	-86 MPa	-53 MPa
σ_3	-114 MPa	-99 MPa	-167 MPa	-112 MPa

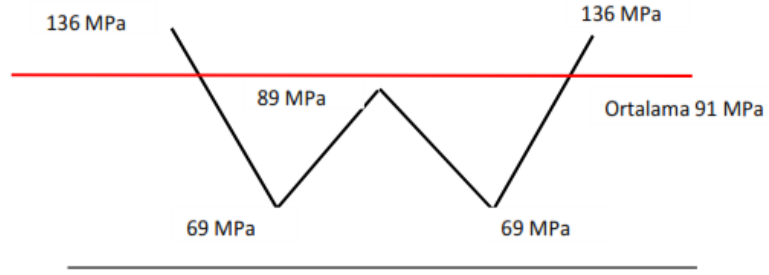
Çizelgeler incelendiğinde, Von-Mises gerilmelerini meydana getiren asal gerilmelerin tümünün negatif değerli (basma karakterli) oldukları görülmektedir. Flanş bağlantısının

normal koşulunda gerçekleştirilen statik analizinde, flanşın üst civata deliği, tamburun en üst kot seviyesindedir ve bu civata deliği tamburun 90° dönme hareketi sonrasında, tamburun orta civata deliği pozisyonuna, bir sonraki 90° dönme hareketi sonrasında ise tamburun alt pozisyonuna gelecektir. O halde, tamburun flanş bağlantısının bir civata delik iç yüzeyi gözönüne alınırsa, bu civata deliği en üst pozisyona geldiğinde (0° olarak refere edilmiştir), 136 MPa gerilme değerine ulaşacak, yan pozisyonlarda 69 MPa gerilme değerine sahip olurken, en alt pozisyonda 89 MPa gerilme değerine sahip olacaktır. Bu durum, tamburun her dönüşünde, bir civata deliği iç yüzeyinde, periyodik gerilme dalgalanmasının yaşanacağını göstermektedir (Çizelge 3.4.).

Çizelge 3.4. Civata deliklerinde eşdeğer gerilme değerleri

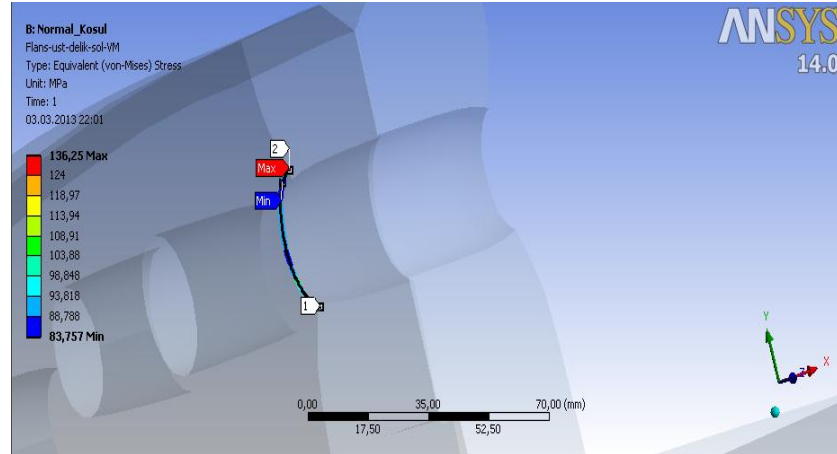
Tambur açısı koordinatı	Gerilme değeri
0°	136 MPa
90°	69 MPa
180°	89 MPa
270°	69 MPa

Altındaki Şekil 3.6.'da, bir civata deliğinde, tamburun bir turunda meydana gelen gerilme dalgalanması ve bu dalgalanmadan dolayı meydana gelen ortalama gerilme çizimine yer verilmiştir.

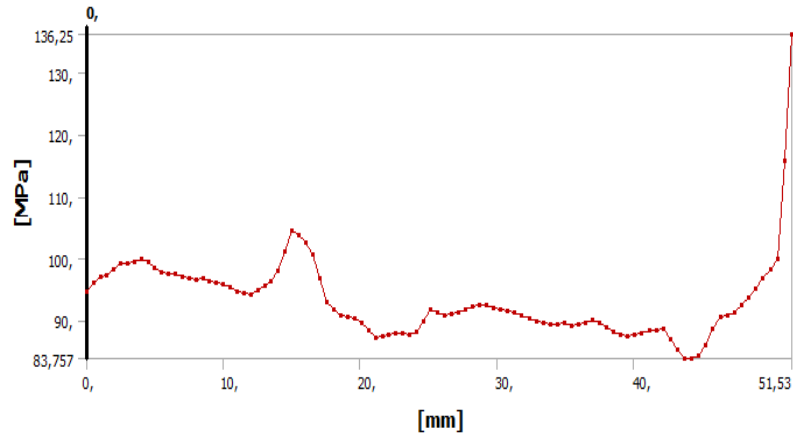


Şekil 3.6. Flanş çevresi boyunca değişen eş gerilme değerleri

Şekil 3.7. ve Şekil 3.8.'de, sırası ile, flanş bağlantısının 0° koordinatında, sol flanşta yer alan cıvata yuvasındaki 'path' de meydana gelen gerilme değerleri ve grafiği görülmektedir.

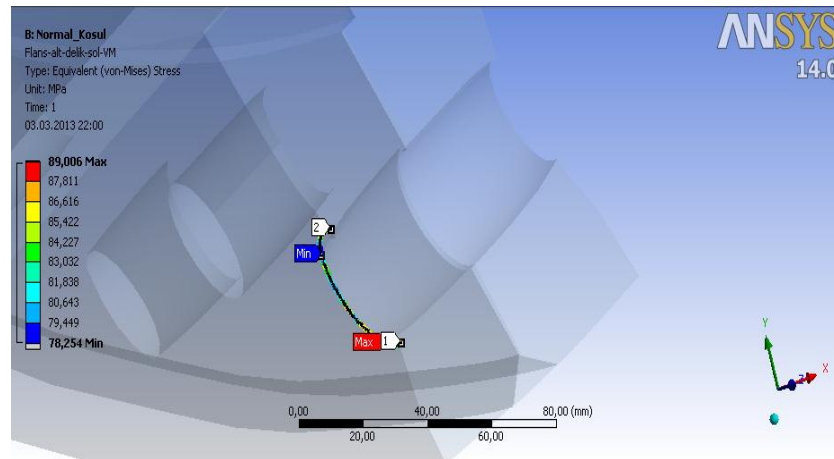


Şekil 3.7. Sol taraf 0° koordinatındaki cıvata yuvası eşdeğer gerilme analizi

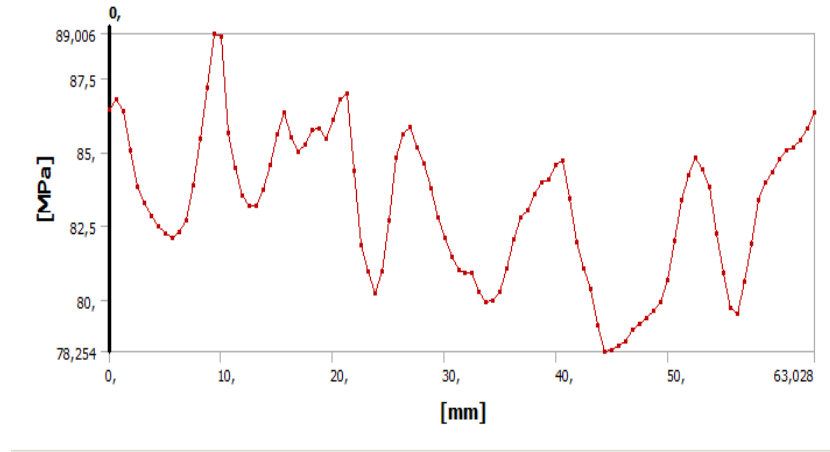


Şekil 3.8. 0° koordinatındaki cıvata yuvası “*path*” eşdeğer gerilme grafiği

Şekil 3.9. ve Şekil 3.10.’da ise, sırası ile, flanş bağlantısının 180° koordinatında, sol flanşta yer alan cıvata yuvasındaki “*path*” de meydana gelen eşdeğer gerilme değerleri ve grafiği görülmektedir.

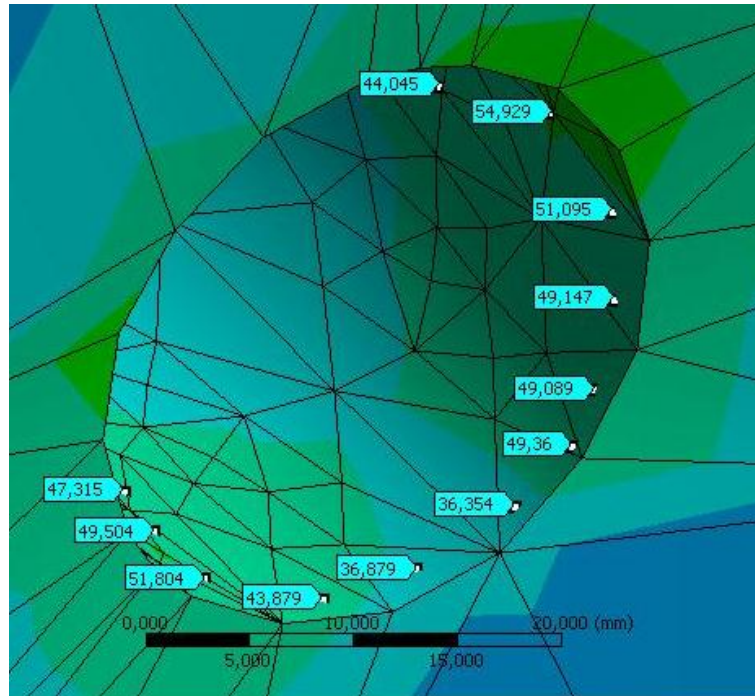


Şekil 3.9. 180° koordinatındaki cıvata yuvası “*path*” eşdeğer gerilme analizi



Şekil 3.10. 180° koordinatındaki civata yuvası “path” eşdeğer gerilme grafiği

Aşağıda yer alan Şekil 3.11.’de ise, flanş bağlantısının sol taraf 90°/270° koordinatındaki civata deliği eşdeğer gerilme analizine yer verilmiştir.



Şekil 3.11. 90°/270° koordinatındaki civata deliği eşdeğer gerilme analizi

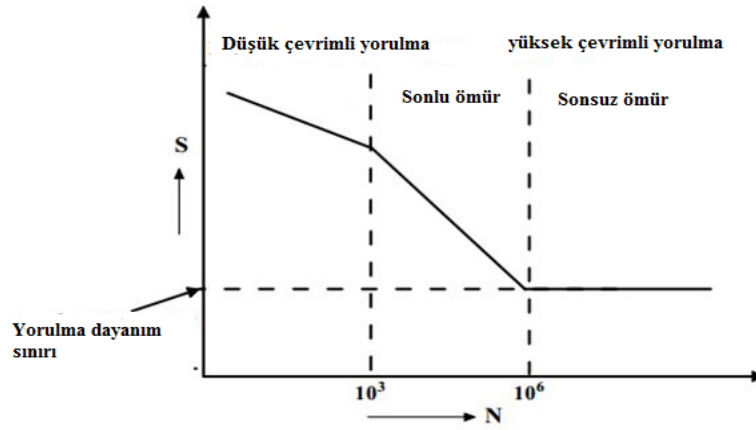
3.2. Yorulma Analizinin Gerçekleştirilmesi

Kurutucu tamburunun yorulma analizi, tamburun 180° ara ile aldığı iki farklı pozisyonu için gerçekleştirilen statik analizlerin ‘*solution combination*’ özelliği altında birleştirilmesi suretiyle elde edilmiştir.

3.2.1. Yorulma Dayanımının Belirlenmesi

Dinamik yük altında malzemenin mukavemet sınırını bulmak için, bir deney çubuğu, sabit bir yük etrafında sinüs fonksiyonu şeklinde değişen yük ile yüklenir. Bu yükün çubukta doğurduğu gerilme $\sigma = \sigma_m + \sigma_a$ şeklinde olacaktır (Babalık, 2001).

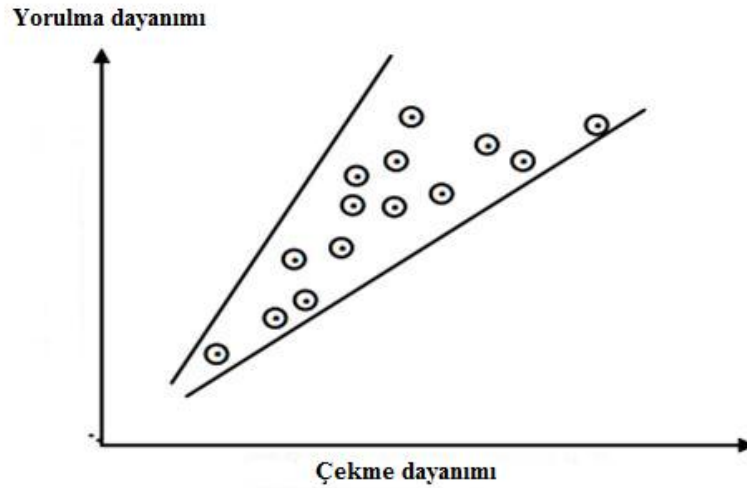
Bu gerilme altındaki çubuğun, yükün kaç tekrarından (Yük tekrarı N) sonra kırıldığı tespit edilir. Daha sonra, aynı boyuttaki diğer deney çubukları, ortalama gerilme sabit bırakılarak farklı genliklerle yüklenir ve kırılma anındaki yük tekrar sayısı (N) belirlenir (Şekil 3.12.). Yük genliği azaltıla azaltıla, yük ne kadar tekrarlanırsa tekrarlanılsın, bir hasarın meydana gelmediği sınır bulunur. Bu sınır; pratikte çelik için $2 \cdot 10^6 - 10^7$, hafif metaller için $5 \cdot 10^7 - 10^8$ yük tekrarı aşıldığındaki değerdir. Bu yük tekrarı aşıldıktan sonra, artık malzeme hasara uğramayacaktır. Bu gerilme $\sigma_{SM} = \sigma_m \pm \sigma_a$ ile gösterilir ve sürekli mukavemet değeri (*endurance limit*) olarak anılır. Öyleyse sürekli mukavemet; 10 mm çapında, silindirik kesitli deney çubuğunun sabit bir ortalama gerilme etrafında, sonsuz yük tekrarında hasara uğramaksızın dayanabildiği en büyük gerilmedir.



Şekil 3.12. Wöhler (S-N) eğrisi (<http://www.nptel.iitm.ac.in>)

Çeşitli malzemeler için yorulma limit değeri, çekme dayanımına karşı çizilerek belirtilmiştir (Şekil 3.13.). Elde edilen noktalar, dar bir bant içerisinde uzanır ve bundan dolayı aşağıdaki data kullanışlıdır:

Çelik	Yorulma limiti	% 35-60 Malzeme çekme dayanımı (σ_k)
Dökme demir	Yorulma limiti	% 23-63 Malzeme çekme dayanımı (σ_k)



Şekil 3.13. Malzeme çekme dayanımı – yorulma dayanımı ilişkisi

Tespit edilmiş yorulma limit değeri, ekipmanın bulunduğu şartlar göz önüne alınarak revize edilir. Genelde, düzeltilmiş yorulma limit değeri, aşağıdaki (3.1.) numaralı formülasyondan elde edilir:

$$\sigma'_{SM} = \sigma_{SM} * C_1 * C_2 * C_3 * C_4 * C_5 / K_f \quad (3.1.)$$

C_1 büyüklük faktörüdür ve değeri kabaca Çizelge 3.5'ten elde edilebilir:

Çizelge 3.5. C_1 (büyüklük) faktörü seçim tablosu

C_1 (büyüklük) faktörü	Ebat
1.0	$d < 7.6 \text{ mm}$
0.85	$7.6 < d < 50 \text{ mm}$
0.75	$d > 50 \text{ mm}$
0.60	Büyük ebatlar

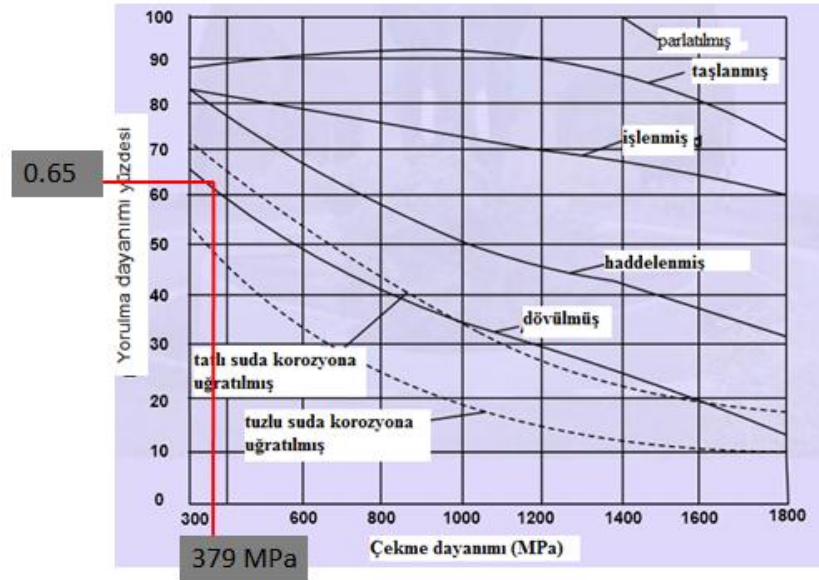
C_2 katsayısı yükleme faktörüdür. Değerler, aşağıdaki Çizelge 3.6.'da yer alan yükleme koşullarına göre değişir:

Çizelge 3.6. C_2 (yükleme) faktörü seçim tablosu

C_2 (yükleme) faktörü	Yükleme Koşulları
1.0	tam değişken eğilme yükleme
0.85	çelik parçalar için tam değişken eksenel yükleme durumu
0.78	çelik parçalar için tam değişken burulma yükleme durumu

C_3 katsayısı, yüzey faktörü ile ilgilidir ve dönen deney çubuğunun deney şartlarındaki yüzeyi parlatılmış seviyede olduğu için, gerçek ortamdaki makine elemanları için adaptasyon, bu katsayı kullanılarak sağlanır.

Yuvarlanma ve dövme işlemleri, yüzey kalitesine etki ettiği için, çekme dayanımına karşı çizilen ve Şekil 3.14.'de belirtilen eğri, C_3 değerinin tespiti için kullanışlıdır.



Şekil 3.14. Malzeme çekme dayanımı – yorulma dayanımı ilişkisi

C_4 katsayısı, sıcaklık faktörüdür ve değer aşağıdaki Çizelge 3.7.'deki şartlara göre seçilir:

Çizelge 3.7. C_4 (sıcaklık) faktörü seçim tablosu

C_4 (sıcaklık) faktörü	Sıcaklık şartları
1.0	$T < 450^\circ\text{C}$
$1 - 0.0058 (T - 450)$	$450^\circ\text{C} < T < 550^\circ\text{C}$

C_5 , güvenlik faktörüdür ve Çizelge 3.8.'deki güvenlik oranlarına göre seçimi yapılır:

Çizelge 3.8. C_5 (güvenlik) faktörü seçim tablosu

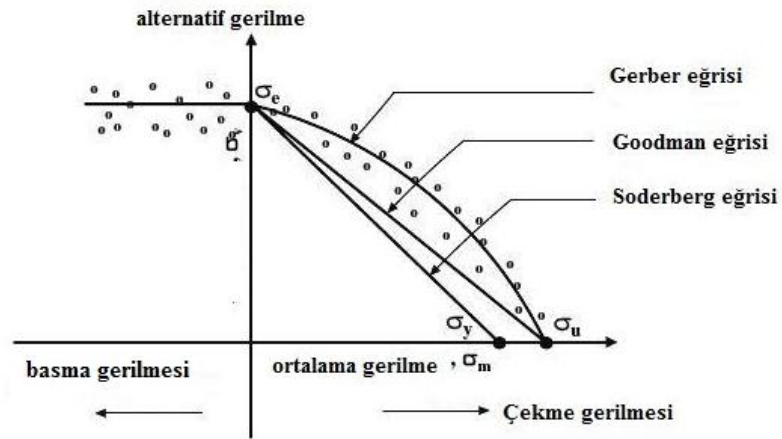
C_5 (güvenlik) faktörü	Güvenlik
1.0	% 50
0.897	% 90
0.702	% 99.9

3.2.2. S-N Grafiğinde Ortalama Gerilmenin Dikkate Alınması

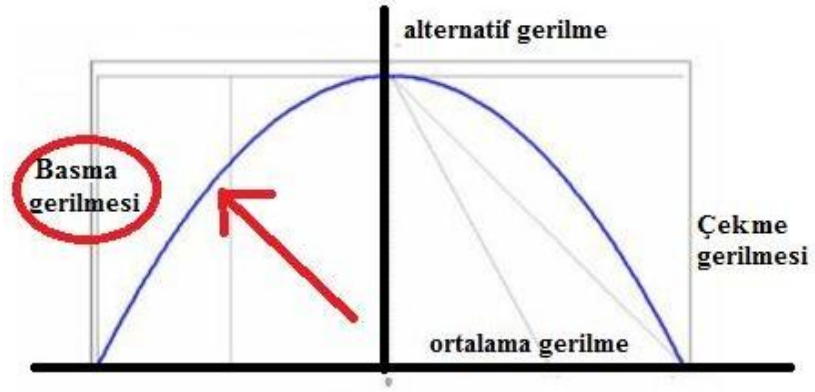
Bir malzemenin tekrarlı yorulma özelliği, laboratuvar şartlarında gerçekleştirilen sabit genlikteki test sonuçlarından üretilmektedir. Fiili komponentler ya da ekipmanlar ise, nadiren bu türde bir yükleme tipi ile karşılaşmaktadır. Zira, ortalama gerilmenin mevcut olduğu fiili durumlar yaygındır. Eğer yükleme, ortalama gerilmenin sıfır olduğu tam değişken yüklemekten farklı ise, aşağıda açıklanan düzeltme yöntemlerinden uygun olanı ile düzeltilmesi gerekir.

Yorulma ömrü için, farklı ortalama gerilme değerleri için tecrübe edilmiş veri hâlihazırda var ise, malzeme eğrilerinin interpolasyonu yoluyla, ortalama gerilme dikkate alınmış olur. Eğer böyle bir veri arşivi yok ise, Gerber, Goodman ve Soderberg gibi teori opsiyonlarından biri kullanılabilir. Bu teoriler, herhangi bir ortalama gerilme değerinde hazırlanmış S-N diyagramı yanında, akma ve çekme gerilmesi gibi statik malzeme özelliklerini kullanırlar.

Genelde en çok tercih edilen teoriler, Gerber ve Goodman'dır. Bunların yanında, daha az bir bölge sunarak, emniyet katsayısını yüksek tutan Soderberg teorisi de sıklıkla kullanılmaktadır. Goodman teorisi, kırılğan malzemeler için iyi bir seçim olurken, Gerber teorisi, sünek malzemelere daha iyi uyum göstermektedir. Gerber teorisi, pozitif ve negatif ortalama gerilmeleri eşit şekilde değerlendirirken, Goodman ve Soderberg, negatif ortalama gerilmeyi değerlendirmemiştir. Bundan dolayı, ANSYS yorulma modülünde, tekrarlayan gerilme durumlarında, negatif ortalama gerilme dikkate alınmamaktadır. Negatif ortalama gerilmenin sınırı, Soderberg teorisinde akma gerilmesi iken, Goodman teorisinde sınır, çekme gerilmesidir (Şekil 3.15. ve Şekil 3.16.).



Şekil 3.15. Soderberg, Gerber ve Goodman eğrileri (www.nptel.iitm.ac.in)



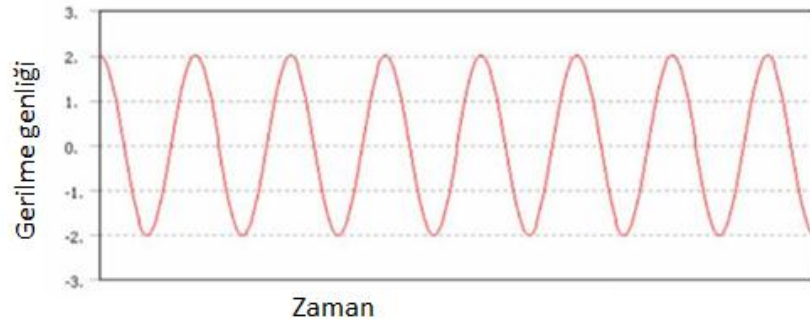
Şekil 3.16. Gerber eğrisi detayı

3.2.3. Yorulma Yükleme Tipleri

Statik gerilmeden farklı olarak, yorulma problemi, bir noktadaki gerilimenin zamanla değişmesi durumunda meydana gelir. ANSYS Workbench'in şu aşamada ilk üçünü desteklediği dört çeşit yorulma yükleme çeşidi bulunmaktadır (Browell, 2006) :

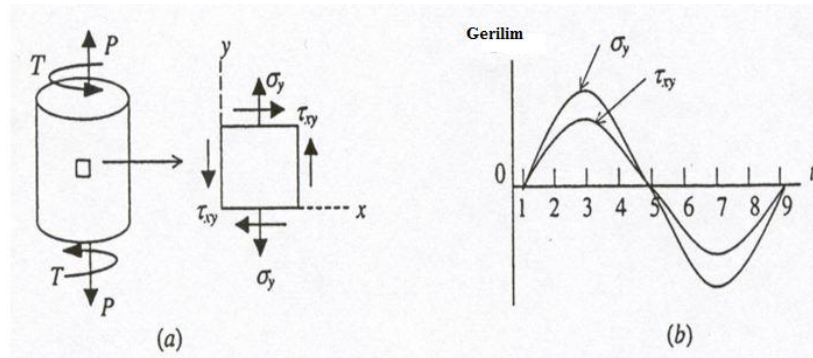
- Sabit genlikli, oransal yükleme,
- Sabit genlikli, orantısız yükleme,
- Sabit olmayan genlikli, oransal yükleme,
- Sabit olmayan genlikli, orantısız yükleme.

Yükleme, bir sinüs dalgası yolunu izliyorsa, bu duruma sabit genlikli yükleme adı verilir. Yükleme, zamanla değişkenlik gösteren yükleme oranıyla düzensiz bir biçimde gerçekleşiyorsa, bu duruma sabit olmayan genlikli yükleme adı verilir.



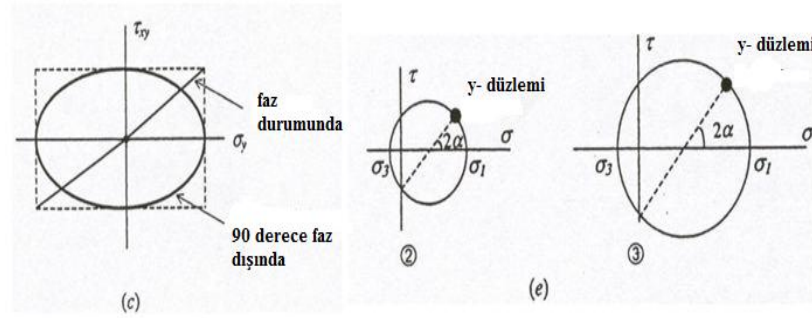
Şekil 3.17. Tam değişken gerilme grafiği

Şekil 3.17.'deki gibi, sabit genlikli tekrarlı yükleme sırasında, karşılaşılan gerilmelerin büyüklüğü zamanla değişiyorsa, gerilmelere ait Mohr dairesi ebadı da zamanla değişme gösterir. Bazı durumlarda, tekrarlı yükleme sırasında, Mohr dairesinin ebadı değişse dahi, asal gerilmelerin daire üzerindeki koordinatı (yerleşimi) değişmez. Buna oransal (*proportional*) yükleme denir. Oransal yükleme, aşağıda, çekme gerilmesi ve burulmanın sistemde aynı anda bulunduğu Şekil 3.18 ile açıklanmıştır. Aşağıdaki 'b' çiziminde, maksimum ve minimum asal gerilmelerle burulma gerilmesinin aynı fazda yani aynı anda meydana geldikleri görülmektedir. Bu durum, oransal yükleme olarak tarif edilmektedir.



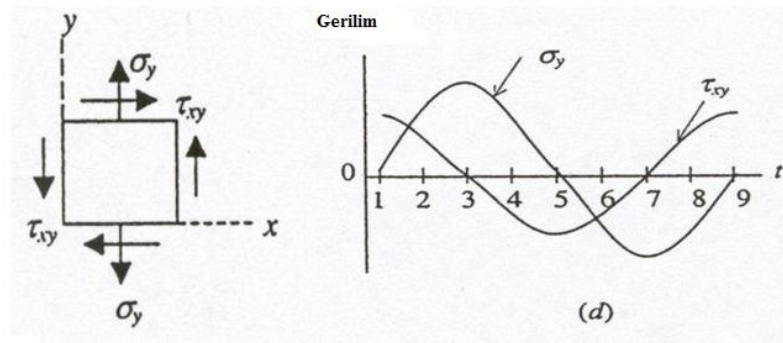
Şekil 3.18. Oransal yükleme durumu (Fatemi, Multiaxial Fatigue)

Aşağıdaki Şekil 3.19.'un 'e' çiziminde, 'b' çizimindeki zamanın 2. ve 3. halleri belirtilmiştir. Gerilme değerleri değişmesine rağmen, fazın değişmediği görülmektedir.

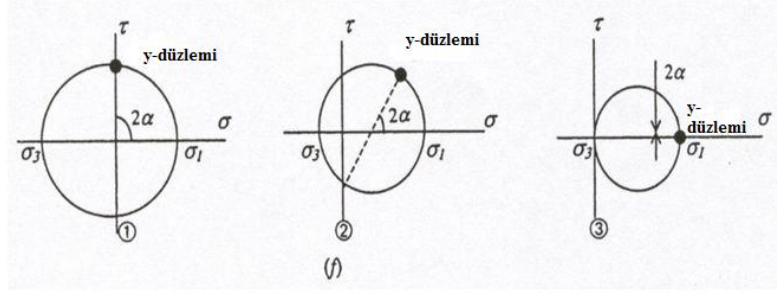


Şekil 3.19. Oransal yüklemde gerilme değerinin değişmesi (Fatemi, Multiaxial Fatigue)

Çoğu durumda, asal gerilmelerin yönlerinin sabit olmadığı, Mohr dairesindeki yerleşimin değiştiği görülmektedir. Bu tip yüklemeye orantısız (*non proportional*) yüklemeye adı verilmektedir. Eğer yükler, aşağıdaki Şekil 3.20.'nin 'd' çiziminde de görüleceği üzere, 90° faz farkı ile uygulanıyorsa, Mohr dairesi, 'c' çiziminde görüldüğü gibi, eliptik bir yapıya sahip olacaktır (Şekil 3.21.). Asal gerilme oranı ve burulma gerilmesi, bir çevrim boyunca devamlı değişim gösterir. Orantısız ifadesi de, bu durumdan kaynaklanır.



Şekil 3.20. Orantısız yüklem durumu (Fatemi, Multiaxial Fatigue)



Şekil 3.21. Orantısız yükleme durumunda gerilme değerinin değişmesi (Fatemi, Multiaxial Fatigue)

Sabit genlikli, orantısız yükleme, aşağıdaki genel yorulma yüklemeleri için kullanılmaktadır:

- Eğilme ve burulma gibi iki belirgin yükleme çeşidinin tekrarından meydana gelen yüklemeler,
- Statik bir yük üzerine salınımlı yükün uygulandığı durumlar,
- “Nonlinear” temasların olduğu modeller (cıvata yükü, sadece sıkıştırmanın olduğu yüzeyler vb.).

Kurutucu tamburunda “nonlinear” temas bölgesi incelendiği için, seçilen yükleme tipi, sabit genlikli ve orantısız yükleme (*constant amplitude, non proportional loading*) tipidir.

3.2.4. Yorulma Analizinin Çalıştırılması

Kurutucu tambur malzemesinin çekme dayanımı 379 MPa’dır. Laboratuvar şartlarında, bu malzemenin yorulma dayanım limit değeri, çekme dayanımının yaklaşık % 50’sidir. Ekipmanın şartları göz önüne alındığında, yorulma limit değerini düzeltecek faktör değerleri aşağıdaki Çizelge 3.9.’da düzenlenmiştir:

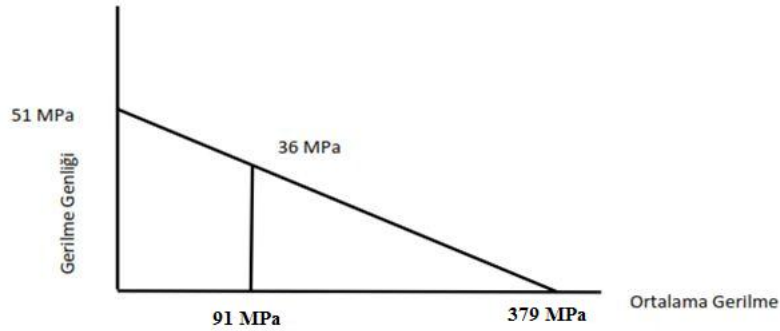
Çizelge 3.9. Tambur yorulma dayanım faktörleri tablosu

$C_{\text{büyüklik}}$	$C_{\text{yük}}$	$C_{\text{yüzey}}$	$C_{\text{sıcaklık}}$	$C_{\text{güvenilirlik}}$
0.6	1.0	0.65	1.0	0.702

Ekipmanın düzeltilmiş yorulma limit değeri, bu şartlar altında,

$$\sigma'_{SM} = 0.5 * 379 \text{ MPa} * 0.6 * 1 * 0.65 * 1.0 * 0.702 = 51 \text{ MPa seviyesindedir.}$$

Tespit edilen yorulma limit değeri, kurutucu tamburunun herhangi bir ortalama gerilmeye sahip olmadığı durum için geçerlidir. Fakat yapılan statik analizlerde, cıvata deliğinde periyodik olarak 89 MPa - 69 MPa - 136 MPa gerilme değerlerinde dalgalanma meydana geldiği ve bundan dolayı ortalama gerilmenin $\sigma_m = 91 \text{ MPa}$ seviyesinde olacağı göz önüne alınırsa, tespit edilen yorulma limit değerinin ikinci kez revize edilmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır. Revizyon işlemi, Goodman metoduyla gerçekleştirilmiştir (Marudachalam ve ark., 2011) (Şekil 3.22.).

**Şekil 3.22.** Ortalama gerilmenin Goodman yöntemine göre düzeltilmesi

Yukarıdaki Goodman teorisine ait çizimde, ekipmanda statik yük var ise, ekipmanın çekme dayanımına kadar dayanacağı, tam değişken gerilme durumunda ise, dayanma noktasının az önce tespit edilmiş olan 51 MPa olacağı izah edilmektedir. 91 MPa

ortalama gerilme durumunda, eşdeğer alternatif gerilme aşağıdaki formülasyonla bulunur:

$$\sigma''_{SM} = \sigma'_{SM} * (1 - (\sigma_m / \sigma_k)) \quad (3.2)$$

$$\sigma''_{SM} = 51 * (1 - (91 / 379)) = 36 \text{ MPa}$$

İkinci kez düzeltilmiş olan yorulma limit değeri tespit edildikten sonra, kurutucu tamburun yorulma analizinin çalıştırılması için, malzemenin Wöhler eğrisinin (S-N eğrisinin) ortaya çıkartılması gerekmektedir.

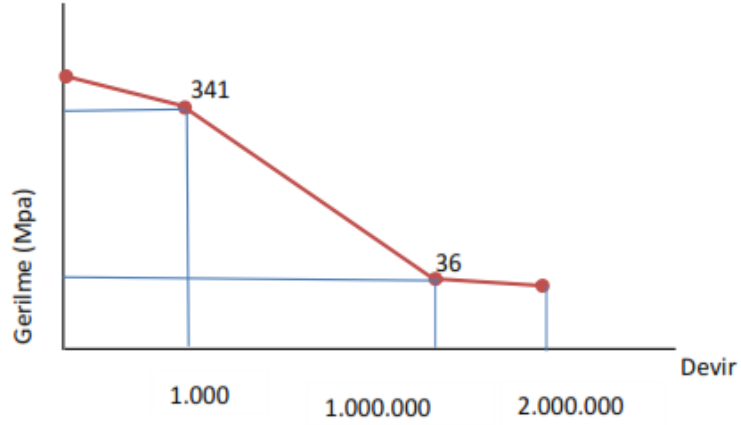
S-N eğrisi için ampirik formülasyonlar geliştirilmiştir. Tablodaki σ_k , çekme dayanım değerini ifade ederken, σ_{SM} ise yorulma limit değerini ifade etmektedir.

Tablodaki formülasyonlar kullanıldığında, 10^3 devirdeki yorulma limit değeri 341 MPa olarak hesap edilir. Grafikteki ikinci nokta, yorulma sürekli dayanım noktasıdır. 10^6 devirdeki sürekli dayanım değeri, hesaplarımızda iki kez düzeltilerek elde edilmiş olan 36 MPa değeridir. 10^3 ile 10^6 arasındaki yüksek devir bölgesi için, Çizelge 3.10.'da yer alan tablodaki ilgili formülasyon kullanılır ve interpolasyon gerçekleştirilmiş olur.

Çizelge 3.10. Malzeme S-N diyagramı interpolasyon formül tablosu (Nyquist/Haghighi)

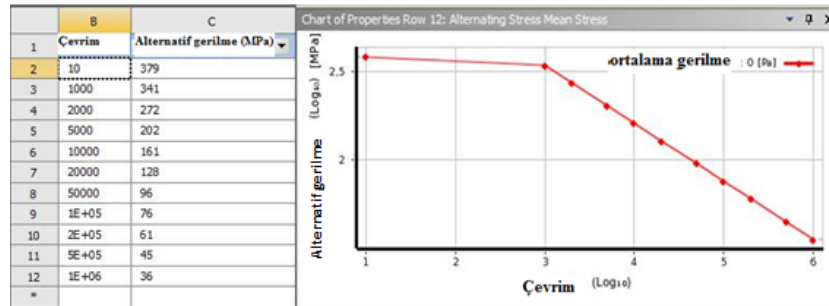
Devir Sayısı, N	Yorulma Dayanımı, σ_{SM}
$< 10^3$	$0.9 \sigma_k$
10^3 ile 10^6 arası	$\frac{(0.9 \sigma_k)^2}{\sigma_{SM}''} N^{-(1/3) \log(0.9 \sigma_k / \sigma_{SM}'')}$
$> 10^6$	σ_{SM}''

Şekil 3.23.'te, interpolasyon yardımıyla elde edilmiş S-N grafiğine yer verilmiştir.



Şekil 3.23. Goodman yöntemine göre revize edilen S-N diyagramı

İnterpolasyonla ara değerleri tespit edilen S-N grafiğinin verileri, ANSYS programının “Engineering Data” bölümüne girilmiştir (Şekil 3.24.).

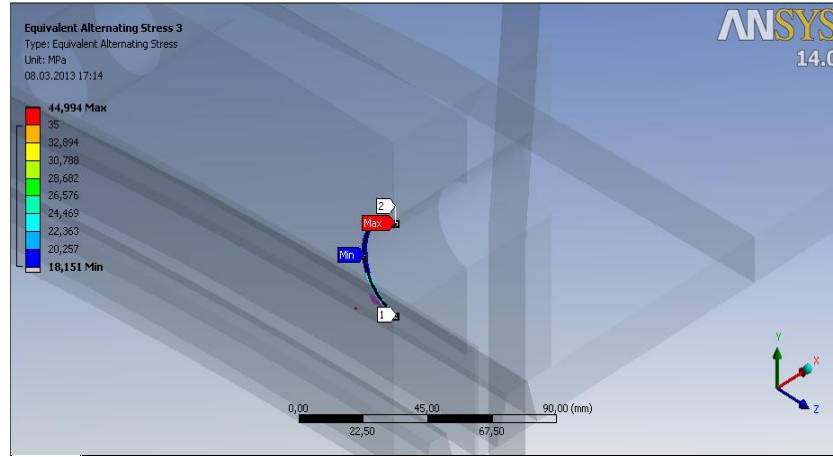


Şekil 3.24. Malzeme S-N verilerinin Workbench'te girilmesi

ANSYS programının “Engineering Data” bölümüne S-N verileri girilirken, 10^6 devirdeki yorulma limit değeri, ortalama gerilmeye göre revize edildiği için, ortalama gerilme hanesine bir değer girilmemiştir.

3.2.5. Yorulma Analiz Sonucunun Değerlendirilmesi

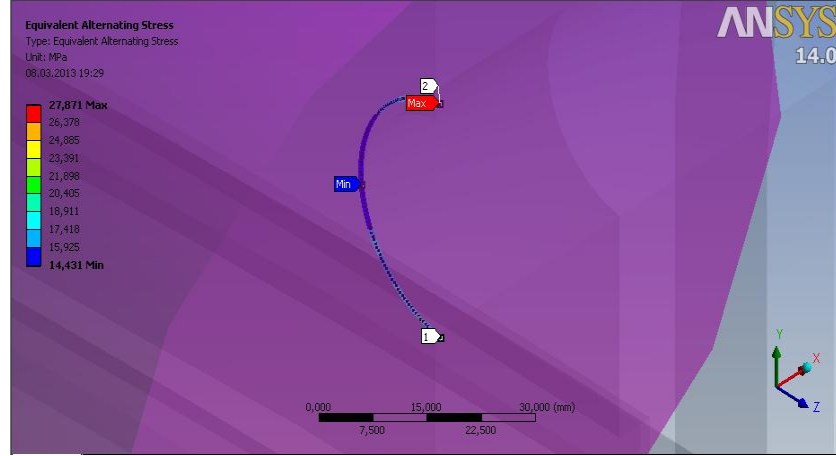
Flanş bağlantısı sol-üst delik civata deliğinde bulunan *'path'* de meydana gelen eş değer alternatif gerilme değerleri incelendiğinde, maksimum gerilmenin 45 MPa seviyesinde meydana geldiği görülmektedir (Şekil 3.25). Eşdeğer alternatif gerilme analizi çalıştırılırken, Goodman metodu ve Von Mises gerilmesi göz önüne alınmıştır.



Şekil 3.25. Goodman ve Von Mises'ten türetilen eşdeğer alternatif gerilme analizi

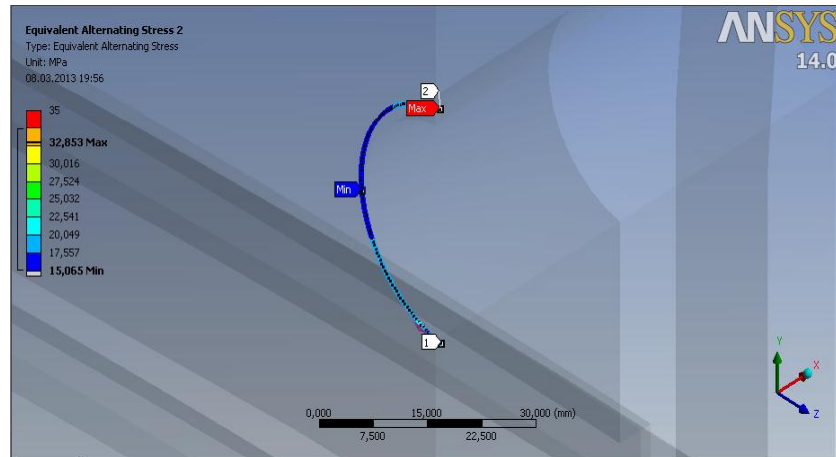
Eşdeğer gerilme, asal gerilmelerin karelerinden türetildiği için daima pozitiftir. En büyük asal gerilmenin negatif karakterli olması durumunda, eşdeğer gerilme değeri önüne negatif işaretinin yerleştirilmesi durumunda işaretli eşdeğer gerilme (*signed Von Mises*) kavramı ortaya çıkar.

Eşdeğer alternatif gerilme analizi, aynı şartlar altında fakat *'signed'* Von Mises gerilme değerleri gözönüne alınarak gerçekleştirildiğinde, maksimum eş değer alternatif gerilme yaklaşık 28 MPa seviyesinde gerçekleşmektedir (Şekil 3.26.).



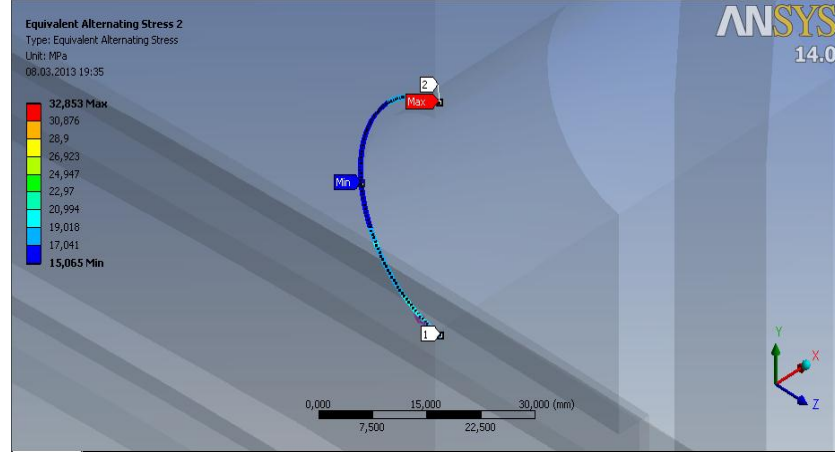
Şekil 3.26. Goodman ve ‘Signed’ Von Mises’ten türetilen eşdeğer alternatif gerilme

Tambur malzemesinin sünek malzeme olduğu gözönüne alındığında ve sünek malzemeler için Gerber Teorisinin önerildiği gözönüne alınarak, aynı ‘*path*’ yolunda Gerber teorisinin çalıştırılması yolu ile eşdeğer alternatif gerilme hesap edilmiştir. Von Mises ile gerçekleştirilen analizde, karşılaşılan maksimum eşdeğer alternatif gerilme değerinin yaklaşık 33 MPa seviyesinde meydana geldiği görülmektedir (Şekil 3.27.).



Şekil 3.27. Gerber ve Von Mises’ten türetilen eşdeğer alternatif gerilme

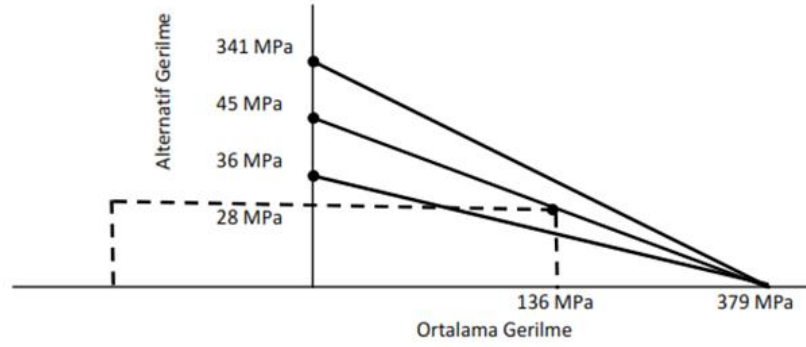
Gerber teorisi ve ‘*Signed*’ Von Mises gerilme değerleri ile gerçekleştirilen analizde de, aynı değerin (33 MPa) elde edildiği görülmektedir. Gerber’in, pozitif ve negatif ortalama gerilmeyi eşit derecede hesaba kattığı hatırlanmalıdır (Şekil 3.28.).



Şekil 3.28. Gerber ve ‘*Signed*’ Von Mises’ten türetilen eşdeğer alternatif gerilme

3.2.6. Goodman ve Gerber Yöntemlerine Göre Ömür Hesabı

Goodman teorisi, negatif ortalama gerilmelerin yorulma problemine yol açmadığı düşüncesini gözönüne alarak, diyagramın sol tarafını (basınç gerilmesi tarafını) dikkate almamaktadır. Bundan dolayı, ANSYS programında, ‘‘*Signed*’’ Von Mises gerilme değerleri ile çalıştırılan analizde tespit edilmiş olan 28 MPa maksimum eşdeğer alternatif gerilme değeri, bir düzeltme işlemine maruz kalmamaktadır. Von Mises gerilmesi ile çalıştırılan analizde ise, 45 MPa değeri elde edilmektedir ve bu değer düzeltilmiş bir değerdir. Bu detaylardan hareketle, Şekil 3.29.’daki diyagram oluşturulmuştur:



Şekil 3.29. Goodman metoduyla eşdeğer alternatif gerilme değeri

Diyagramın negatif tarafında, ordinat değeri 28 MPa olan herhangi bir noktadan başlayarak yatay doğrultuda sağ yöne doğru ilerleyen çizgi, eşdeğer alternatif gerilme değeri 45 MPa olan açılı çizgide sonlanacaktır. Sonlandığı nokta, flanş üst-sol cıvata deliğinde yer alan 'path' deki ortalama ve alternatif gerilme değerlerini vermektedir ve bu değerler sırası ile 136 MPa ve 28 MPa değerleridir.

Hatırlanacağı üzere, S-N diyagramı, (3.3.) ve (3.4.) numaralı formülasyonlarla gerçekleştirilmektedir (Dominguez, F.J. Suarez, Total Life (S-N) Analysis).

$$N = N_0 (\sigma_{eş-alt} / \sigma_{SM}'')^{1/b} \quad (3.3.)$$

$$b = -(1/3) \log (0.9\sigma_k / \sigma_{SM}'') \quad (3.4.)$$

$\sigma_{eş-alt}$ = Eşdeğer alternatif gerilme,

σ_k = Çekme dayanımı,

σ_{SM}'' = Ekipmana ve ortalama gerilmeye göre revize edilmiş yorulma dayanımı.

N_0 'ın 10^6 devri gösterdiği formülasyonda değerler yerlerine konulursa,

$$b = - (1/3) \log (341 / 36)$$

$$b = - 0.3255$$

$$N = 10^6 * (45 / 36)^{-3.072}$$

$$N = 503,839 \text{ devir}$$

Goodman teorisine göre, flanş cıvata deliğinde 503,839 devirden sonra çatlama probleminin meydana geleceği görülmektedir. Yılda 320 gün çalışıldığı düşünüldüğünde,

$$503,839 / (320 * 24 * 60 * 2.5) = 0.43 \text{ yıl gibi bir süreye karşılık gelecektir.}$$

Gerber teorisi gözönüne alındığında,

$$(\sigma_a / \sigma_{eş-alt}) + (\sigma_m / \sigma_k)^2 = 1 \quad (3.5.)$$

σ_a = Alternatif gerilme,

σ_m = Ortalama gerilmeyi göstermektedir.

Değerler, (3.5.) numaralı formülasyonda yerine konulursa,

$$(28 / \sigma_{eş-alt}) + (136 / 379)^2 = 1$$

eşitliği sözkonusu olacaktır. Bu eşitliğin çözümünde, eşdeğer alternatif gerilme $\sigma_{eş-alt}$ = 32 MPa olarak elde edilir ki, ANSYS Workbench eşdeğer alternatif gerilme analizinde elde edilen değere çok yakındır. Bu değer, (3.3.) formülünde yerine konulursa,

$$N = (32 / 36)^{-3.072} * 10^6 = 1,435,954 \text{ devir}$$

ömür değerine ulaşılır. Devir, zamana çevrilirse,

$$1,435,954 / (320 * 24 * 60 * 2.5) = 1.25 \text{ yıl elde edilir.}$$

3.2.7. ASME Kurallarına Göre Ömür Hesabı

Elde edilen gerilmeler, ASME basınçlı kaplar kurallarına (ASME Boiler and Pressure Vessel Code. VIII. Division 2-Alternative Rules. The American Society of Mechanical Engineers, 1995) göre değerlendirilmiştir.

Cıvata deliklerinin iç yüzeyindeki asal gerilmeler, ASME kurallarına göre yorumlanırken, Tresca kırılma kriteri esas alınmıştır. Tresca'da, (3.6.) numaralı formülasyonun da belirttiği gibi, basit bir çekme testine maruz kalan test parçasında karşılaşılan maksimum kayma gerilmesi, malzemenin akma noktasındaki maksimum kayma gerilmesine eşit olduğu anda, akmanın meydana geleceği belirtilir.

$$\tau_{\text{maks}} = \tau_{\text{ak}} \quad (3.6.)$$

$$\tau_{\text{maks}} = (\sigma_{\text{maks}} - \sigma_{\text{min}}) / 2 \quad (3.7.)$$

Değerlendirme yapılırken, (3.7.) numaralı formülasyonda da belirtildiği gibi, maksimum ve minimum asal gerilmelerin mutlak farklarının en büyüğü dikkate alınmaktadır. Mutlak anlamda en yüksek farkın, üst-sol cıvata delik yüzeyinde meydana geldiği görülmektedir.

$$\Delta \sigma = \sigma_{\text{maks}} - \sigma_{\text{min}} \quad (3.8.)$$

Sayfa 36'daki Çizelge 3.1., Çizelge 3.2. ve Çizelge 3.3.'deki asal gerilmelerden en büyüğü ve en küçüğü, (3.8.) numaralı formülasyonda yerine konulursa,

$$\Delta \sigma_{\text{mutlak}} = 167 - 0.13 = 166.87 \text{ MPa}$$

değeri elde edilir. Bu değerin, aynı kuralın 4-130 bölümünde belirtilen limitin altında olması ilk şarttır.

$$\Delta \sigma_{\text{mutlak}} < 3 * \sigma_{\text{lim}} \quad (3.9.)$$

Limit değeri (σ_{lim}), (3.10.) numaralı formülasyonda da belirtildiği gibi, tambur malzemesinin çekme dayanımının yarısı ya da (3.11.) numaralı formülasyonda belirtildiği gibi, akma dayanımının 2/3 oranından hangisi küçük ise o değeri alır. Buna göre,

$$\sigma_{\text{lim}} = (1/2) \sigma_k \quad (3.10.)$$

$$\sigma_{\text{lim}} = (2/3) \sigma_{\text{ak}} \quad (3.11.)$$

Tambur malzemesinin akma ve çekme gerilmesi değerleri formülasyonda yerlerine konulursa,

$$\sigma_{\text{lim}} = (2/3) * 207 = 138 \text{ MPa} \quad \text{ve} \quad \sigma_{\text{lim}} = (1/2) * 379 = 190 \text{ MPa}$$

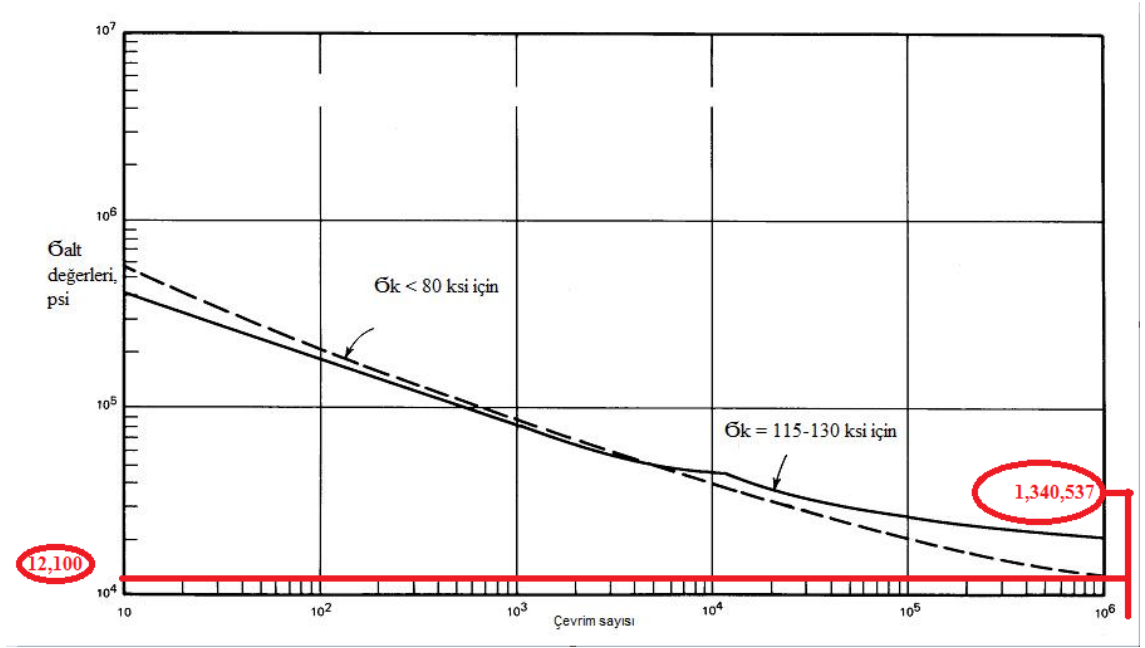
değerleri elde edilir.

Bulunan değerlerden 138 MPa değeri daha düşük bir değer olduğu için, σ_{lim} değeri olarak hesaba katılmıştır.

(3.9.) numaralı formülasyonda belirtilen şartın, değerler yerine konulduğunda, sağlandığı görülmektedir:

$$166.87 \text{ MPa} < 3 * 138 \text{ MPa}$$

(3.7.) numaralı formülasyonda da belirtildiği gibi, en büyük kayma gerilmesi, en büyük ve en küçük asal gerilmeler arasındaki farkın yarısıdır.



Şekil 3.30. ASME Basınçlı Kaplar Kuralı gerilme – ömür grafiği

$$\tau_{maks} = 166.87 / 2 = 83.4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_a = 83.4 * 145 = 12,100 \text{ psi}$$

Elde edilen 12,100 psi değeri, Şekil 3.30.'daki grafiğin ordinat eksenine yerleştirildiğinde ve ilgili eğri kullanıldığında, 1,340,537 devir rakamına ulaşılır. Tamburun yılda 320 gün çalıştırıldığı göz önüne alınırsa,

$$1,340,537 / (2.5 * 60 * 24 * 320) = \text{yaklaşık } 1.16 \text{ yıl}$$

kadar bir çalışma süresi elde edilir. Sonuç olarak, 1.16 yıllık çalışma süresi sonunda, flanş bağlantı bölgesinde çatlakların görüleceği ortaya çıkmaktadır.

Tamburun çalışmaya başladığı ilk birkaç yıllık süre göz önüne alındığında, çatlakların olgunlaşarak işletme çalışanlarının dikkatini çekmesi ve kayıtlara geçirilmesi ile teorik hesapların benzerlik gösterdiği görülmüştür.

ASME kuralına göre elde edilen devir ve çalışma yıl ömrü, özellikle Gerber teorisine göre hesap edilmiş ömür değerine çok yakındır ve tambur malzeme özelliği gözönüne

alındığında, Gerber ve ASME kuralına göre hesap edilmiş değerlerin daha uygun olduğu düşünülmüştür.

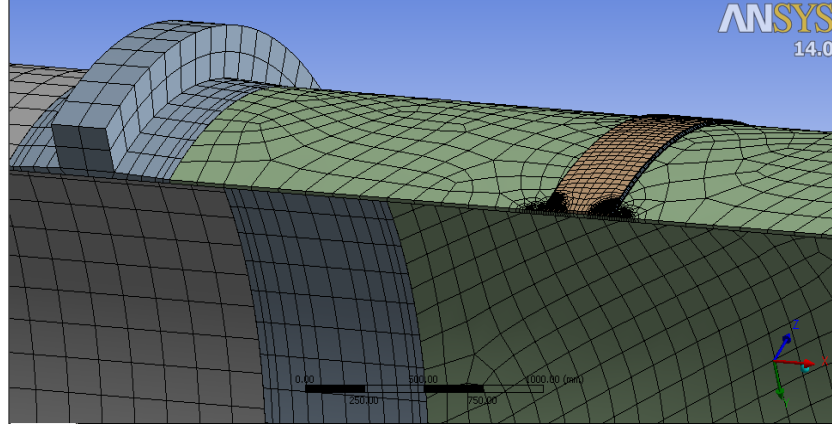
3.2.8. Flanş Bağlantı Dizaynının İyileştirilmesi

Flanş bağlantı bölgesi, sahip olduğu şekil özelliği nedeniyle, kuvvet akış çizgilerinin bozulmasına ve gerilmenin belli yerlerde toplanmasına neden olmaktadır. Bu olumsuz durum, gerek fiili durumda ve gerekse de gerçekleştirilmiş olan statik ve yorulma analizlerinde kendisini göstermiştir. Bağlantı bölgesi, tamburun silindirik yapısına şekil açısından ne kadar benzerlik gösterirse ve yalın olursa, gerilme yığılmaları o denli azalacak ve lokal yorulma probleminin önüne geçilebilecektir.

Kuvvet akış çizgilerinin tambur boyunca düzenli seyretmesi için, tamburun flanş bağlantısının kesilip alınması ve tambur seksiyonlarının alın alına kaynak edilerek birleştirilmesi ve bağlantı bölgesinin dış yüzeyine gömlek takviyesi atılması düşünülmüştür.

Bu bağlamda, SolidWorks ortamında, tamburun flanş bağlantılı yapısı yerine, az önce tasvir edilen bağlantı modeline yer verilmiş, katı modellemesi yapılmış ve bu model ANSYS Workbench ortamına aktarılmıştır (Şekil 3.31). Tüm sınır şartlarına sadık kalınarak analizler gerçekleştirilmiştir.

İyileştirme analizinde, gömlek genişliği 300 mm, kalınlığı 18 mm düşünülmüş ve tambur malzemesi ile aynı malzeme kullanılmıştır.

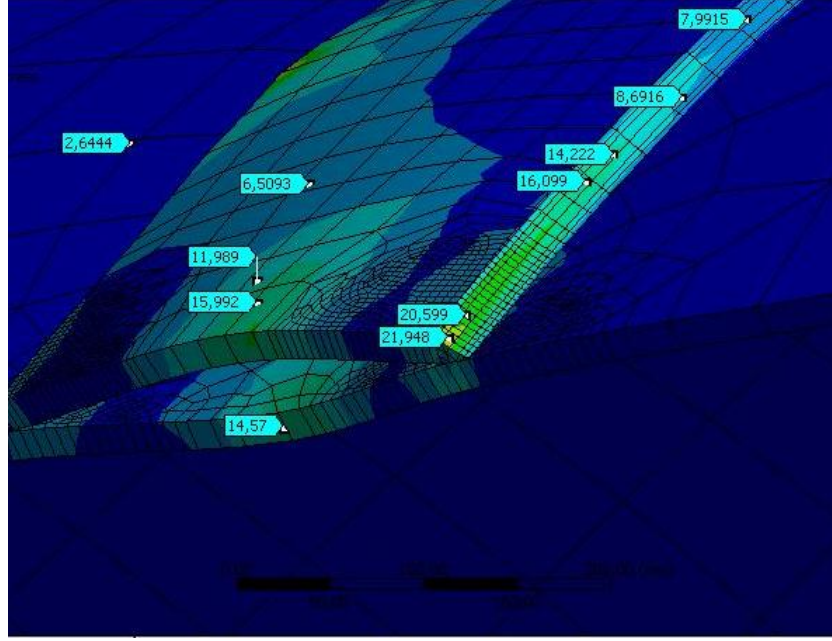


Şekil 3.31. Gömlek bağlantılı tamburun simetrik görünümü

Statik analiz, alın kaynaklı ve gömlek takviyeli tambur için tekrar ettirildiğinde, tamburda yükten dolayı meydana gelen maksimum deformasyon değerinin 4.2 mm olarak gerçekleştiği tespit edilmiştir. Bu değerin, flanşlı bağlantıya sahip tambur modelinde gerçekleşen deformasyon değerine eşit olduğu tespit edilmiştir.

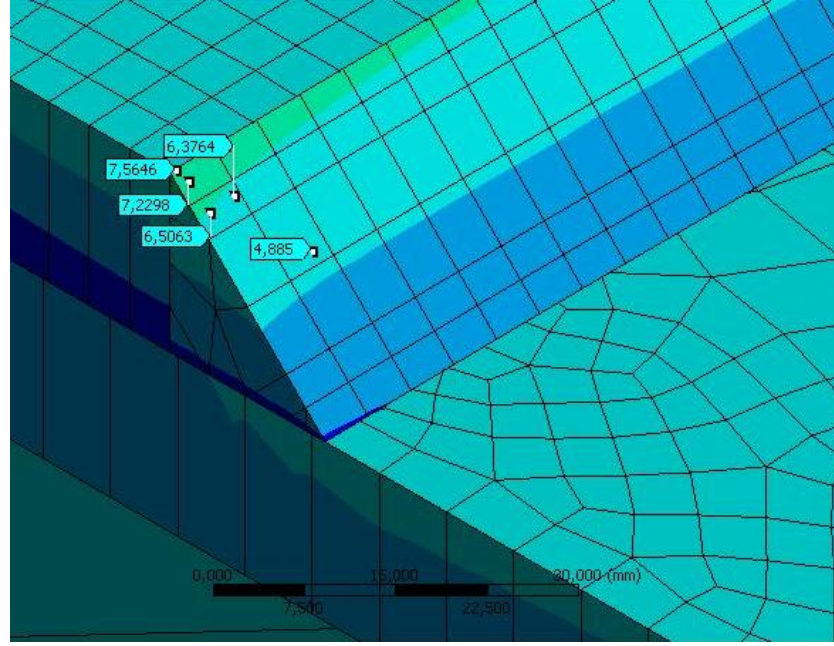
Ekipmanın statik eşdeğer (Von Mises) analizinde gömlek bağlantı bölgesi yakından incelendiğinde, maksimum gerilmenin, tamburun en üst pozisyonundaki (0° koordinatındaki) gömleğin yan kaynak dikişinde meydana geldiği ve yaklaşık 22 MPa seviyesinde gerçekleştiği görülmektedir. Tamburun yan pozisyonunda (90° ve 270° koordinatlarında) bu değerin 1 MPa seviyesine indiği ve tamburun alt pozisyonunda (180° koordinatında) tekrar yükselişe geçerek 19 MPa seviyesine ulaştığı tespit edilmiştir (Şekil 3.32.).

Gömlek plakası yüzeyinde yapılan incelemede, yaklaşık 16 MPa seviyesinde gerilme meydana geldiği, tamburun kabuk (*shell*) yüzeyinde ise, sehimin en fazla gerçekleştiği orta bölgede 12 MPa seviyesinde gerçekleştiği görülmüştür.



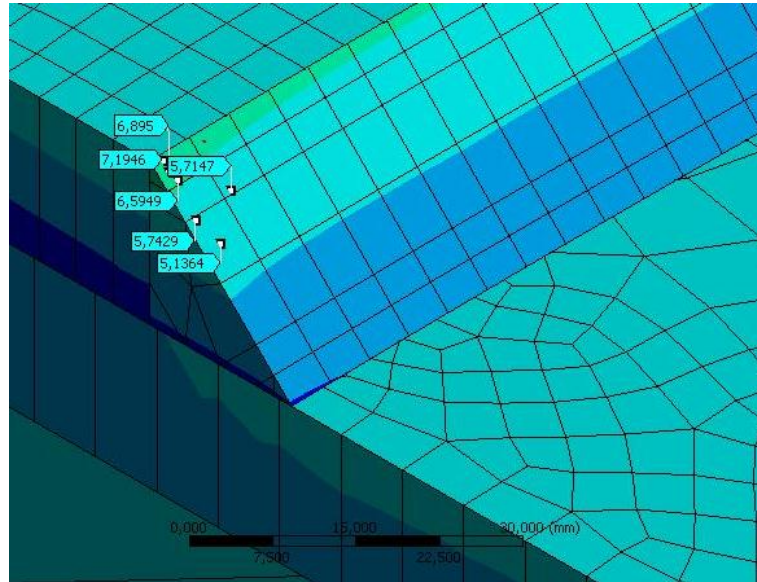
Şekil 3.32. Gömlekli tamburda eşdeğer gerilme analizi

Gömlek bağlantılı tamburun her iki yük yönünde statik analizlerinin toplamından üretilen yorulma analizi, flanş bağlantılı tamburun yorulma analizi sırasında yapılan ayarlar ile aynı şekilde gerçekleştirilmiştir. Bu şartlar altında çalıştırılan analiz sonucunda, gömleğin yan kaynak dikişleri üzerinde eşdeğer alternatif gerilme değerinin yaklaşık 7.50 MPa seviyesinde gerçekleştiği tespit edilmiştir (Şekil 3.33.).



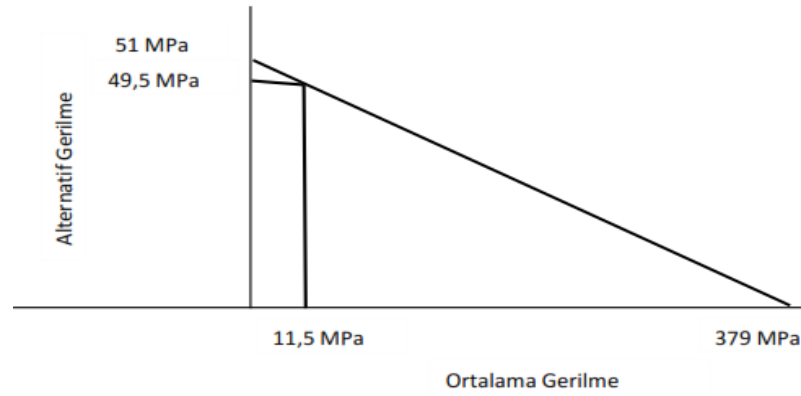
Şekil 3.33. Gömlek bölgesinde eşdeğer alternatif gerilme

Model üzerinde yorulma analizi, ‘Signed’ Von Mises gerilme türünde çalıştırıldığında, değerin 7.12 MPa seviyesinde meydana geldiği tespit edilmiştir (Şekil 3.34).



Şekil 3.34. Gömlekte ‘Signed’ Von Mises’ten türetilen eşdeğer alternatif gerilme

Gömlek bağlantılı kurutucu tamburunda karşılaşılan gerilmeler, tamburun üst pozisyonunda, maksimum 22 MPa ve 90° yatay pozisyonunda minimum 1.0 MPa seviyesindedir. Maksimum gerilme dalgalanması incelendiğine göre, bu iki gerilme değeri, mutlak farkı en büyük olacak iki değerdir. Bu iki değer, ortalaması 11.5 MPa olarak hesap edilir ve Goodman yöntemi ile bu değerin dikkate alınarak, yorulma limit değerin düzeltilmesi gerekir.

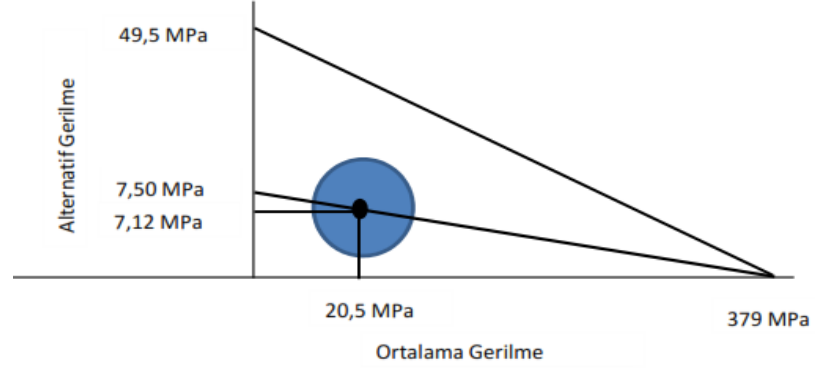


Şekil 3.35. Gömlekte Goodman yöntemiyle yorulma dayanımı tespiti

Şekil 3.35.'deki Goodman yönteminde, düzeltilmiş yorulma dayanım değeri 49.5 MPa olarak hesap edilir. Gömlek bağlantılı tamburun ANSYS ortamında eşdeğer alternatif gerilme analizleri, düzeltilmiş bu değere göre gözönüne alınmalıdır.

ANSYS yorulma analizinden elde edilen eşdeğer alternatif gerilme analizlerinden bir tanesi, 'Signed' Von Mises gerilmesi ile gerçekleştirilmiştir. 'Signed' Von Mises gerilmesinin negatif bölgeden geleceği düşüncesi ile, ordinatta 7.12 MPa seviyesini kesecek yatay doğru oluşturulmuştur. Von Mises gerilmesinden üretilen 7.50 MPa gerilme değeri, modelin eşdeğer alternatif gerilme değeridir. Absisteki 379 MPa çekme gerilmesi değerinden, ordinatta yer alan 7.50 MPa gerilme değerine çizilen eğimli çizgi, 7.12 MPa yatay doğrusu ile birleştirildiğinde, kesişme noktası, gömlekli tamburun dayanım noktasını oluşturacaktır. Bu nokta, Goodman çizgisinin altında kalan emniyetli

bölgededir ve gömlek bağlantılı tamburun, mevcut şartlar altında sürekli ömre sahip olacağını belirtir (Şekil 3.36.).



Şekil 3.36. Gömlekte eşdeğer alternatif gerilmenin tespit edilmesi

4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Kimyevi gübre üretim prosesinde ürünün kurutulmasını sağlayan kurutucu tamburun silindirik yapısı, ekipman ve ürün ağırlığı göz önüne alındığında, homojen gerilme dağılımına sahip olmalıdır. Bu özellik, yorulma açısından önem arz etmektedir. Tamburun silindirik bünyesini meydana getiren seksiyonların birleşim bölgeleri, bu konu göz önüne alınarak dizayn edilmelidir.

İncelenen kurutucu tamburunun seksiyon birleşiminde, montaj kolaylığı gözüne alınarak ring flanş (cıvatalı) bağlantısı kullanılmıştır. Devreye girdiği yıldan günümüze değin çatlama problemi barındıran flanş bağlantısı, ANSYS sonlu elemanlar yöntemi vasıtasıyla irdelenmiş, çatlamanın teorik açıdan irdelemesi gerçekleştirilmiştir.

Kurutucu tamburun silindirik yapısı, cıvatalı bağlantıya sahip olduğu için ve tamburun çap ve uzunluğu bilgisayar işlemcisi açısından hâyli büyük olduğu için, simetri özelliğinden faydalanılmıştır. Simetri özelliği vasıtasıyla, tamburun “*nonlinear*” geometrik yapısında stabilite sağlanmış ve analiz daha kısa sürede gerçekleştirilmiştir. Süpürme metodu ve “*Solid Shell*” ağ örgüsü elemanı, sistemin daha az eleman ve düğüm sayısı ile analiz edilmesine olanak sağlamıştır.

Döner tamburun analizinde eleman boyutu büyük tutulmuş, gerilme yığılmasının yaşandığı ve analizin odak noktasını oluşturan flanş bölgelerinde, ANSYS Workbench’in “*sphere of influence*” özelliği kullanılarak, irdeleme yapılacak bölgelerde ince ağ dokusunun oluşturulması sağlanmıştır.

Analiz sonucunda gerçeği yansıtmayacak tekil noktaların sahip olacağı gerilme değerlerini ortadan kaldırmak için, ANSYS Workbench’te yer alan “*path*” özelliği kullanılmıştır. Cıvata başı ve somunun baskı uyguladığı flanş yüzeyinin ve cıvata deliğinin 1 mm derinliğinde meydana getirilen hayali çember üzerinde meydana gelen gerilmeler göz önüne alınarak, cıvata deliği çevresinde meydana gelen gerilmelerin daha hassas değerlendirilmesi sağlanmıştır.

Gerçekleştirilen statik analizde, flanş cıvata deliklerinden bir tanesi göz önüne alındığında, bu delikte meydana gelen en yüksek gerilme değerinin (136 MPa), tamburun en üst kot seviyesinde meydana geldiği, bu kot seviyesinin 90° sağ ve sol

pozisyonlarında en düşük gerilme değerine (69 MPa) indiği ve tamburun en alt pozisyonunda ise ara değere (89 MPa) sahip olduğu tespit edilmiştir. Tamburun hangi pozisyonu göz önüne alınırsa alınsın, meydana gelen bu eşdeğer gerilmeleri oluşturan asal gerilmelerin basınç karakterli olduğu gözlemlenmiştir. Bu bilgilerden hareketle, flanş deliklerinde 91 MPa ortalama gerilme değerinin söz konusu olduğu tespit edilmiştir.

Tambur malzemesi ve çalışma şartları göz önüne alınarak, malzemenin yorulma gerilmesi limit değeri 51 MPa olarak hesaplanmıştır. Flanş bağlantısında var olan ortalama gerilme göz önüne alınarak, yorulma gerilmesi limit değeri düzeltilmiş, bu düzeltme işleminde Goodman eğrisinden faydalanılmış ve limit değeri 36 MPa olarak hesap edilmiştir.

Gerçekleştirilen statik analizden yorulma analizinin türetilmesi, ANSYS Workbench'te yer alan '*solution combination*' özelliği vasıtasıyla sağlanmıştır. Bu amaç doğrultusunda, tamburun 180 derece aralıklarla alacağı iki pozisyon için statik analizler çalıştırılmış, '*solution combination*' özelliği altında birleştirilerek yorulma analizi elde edilmiştir.

Yorulma analizinde eşdeğer alternatif gerilme analizleri, Gerber ve Goodman teorileri altında değerlendirilmiştir. Her iki teori altında çalıştırılan eşdeğer alternatif gerilme değerlerinin, Goodman ve Gerber eğrilerinde sürekli olmayan ömür alanı içerisinde kaldıkları tespit edilmiştir. Goodman teorisi göz önüne alındığında, flanş bağlantısının yorulma ömrünün 0.43 yıl; Gerber teorisi göz önüne alındığında, yorulma ömrünün 1.25 yıl olduğu tespit edilmiştir. Gerçekleştirilen analizlerden elde edilen gerilme değerleri, ASME basınçlı kaplar koduna göre (ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII, Division 2, 1995) incelendiğinde, yorulma ömrü 1.16 yıl olarak hesap edilmiştir. Gerber teorisinin basınç karakterli ortalama gerilmeyi de yorulma ömrü açısından göz önüne aldığını ve bu teorisinin tambur malzemesinin sahip olduğu sünek malzemelere daha uygun olduğu düşünülürse, birbirine yakın olan ASME ve Gerber teorisinden çıkan yorulma ömür değerinin daha uygun olduğu düşünülmüştür.

Kurutucu tamburun bağlantı bölgesinde şekil değişikliğine gidildiğinde, meydana gelen gerilme değerlerinin nasıl değiştiği görülmek istenmiştir. Bu bağlamda, flanş

bağlantıları iptal edilmiş, tamburun silindirik bünyeleri alın kaynaklı olarak birleştirilmiş ve bu birleşim yüzeyinin üzerine takviye plakası olarak, tambur cidar kalınlığı ile aynı kalınlıkta ve 300 mm genişlikteki gömlek (manto) çepeçevre kaynak edilmiştir. Tamburun bu hâlinde analizler tekrar edilmiş ve karşılaşılan eşdeğer alternatif gerilme değerlerinin 7.5 MPa seviyesinde olduğu, bu değer de, tambur malzemesinin yorulma limit değeri olan 36 MPa değerinden bir hâyli uzak kaldığı ve emniyetli olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, dönme devrine sahip silindirik yapıların bünyelerinde kompleks yapı oluşturan şekil bağlantısı yerine, kabuk yapıya sahip kaynaklı bağlantının yorulma ömrü açısından daha doğru bir dizayn olduğunu göstermiştir.

KAYNAKLAR

Anonymous, 2010. **Mesh Sweeping**, www.sharcnet.ca

Babalık, Fatih. 2001. **Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri**.

Browell, Raymond L. and HANCQ, Al, 2006. **Predicting Fatigue Life With ANSYS Workbench**. International ANSYS Conference.

Browell, Raymond L., 2006. **Calculating and Displaying Fatigue Results**. ANSYS Inc.

Diaz, J.J. Del Coz and Friends., 2002. **Design and Finite Element Analysis of a Wet Cycle Cement Rotary Kiln**. Finite Elements in Analysis and Design Volume 39.

Dominguez, F.J. Suarez. Total Life (S-N) Analysis. www.mscsoftware.com.

Dursun, T., 2006. **Cıvata Bağlantılı Tabakalı Kompozit Levhalarda Hasar Analizi**, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

Fatemi, Ali. **Multiaxial Fatigue**. University of Toledo.

Introduction to Contact, ANSYS Mechanical 13.0 Structural Nonlinearities,

Marudachalam, Deepan, Kanthavel, K. and Krishnaraj, R., 2011. **Optimization of Shaft Design Under Fatigue Loading Using Goodman Method**. International Journal of Scientific & Engineering Research Volume 2, Issue 8

Nyquist / Haghighi, **Performing a Fatigue Analysis**, ANSYS Tutorial.

Static Structural Analysis, ANSYS Workbench Mechanical Introduction 12.0.

Wang, E., 2006. **Thin Wall Structure Simulation**. International ANSYS Conference.

Imaoka, S., 2008, **Using New Meshing Features in ANSYS Workbench Simulation**, ANSYS Advantage, Volume 2, Issue 2.

<http://www.simon-dryers.co.uk/pdfs/rotary.pdf>

<http://www.biymed.com>

http://www.nptel.iitm.ac.in/courses/Webcourse-contents/IIT%20Kharagpur/Machine%20design1/pdf/Module-3_lesson-3.pdf

TEŞEKKÜR

Tez çalışmamın her aşamasında büyük bir titizlik, sabır ve özveriyle bana destek olan, yol gösteren ve iyi bir bilimsel çalışma ortamı sağlayan danışman hocam sayın Doç. Dr. Ahmet YAPICI'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım sırasında değerli görüş, katkı ve bilgilerini esirgemeyen sayın Makine Y. Mühendisi Can ÖZCAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Tez çalışmalarım sırasında manevi desteğini esirgemeyen, hayatımın her aşamasında bana destek olan eşim Ebru SARAÇOĞLU'na teşekkürlerimi sunarım.

ÖZGEÇMİŞ

1974 yılında Gaziantep’te doğdum. İlk, orta ve lise öğrenimini aynı ilde tamamladım. 1993 yılında girdiğim Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi’nden, 1997 yılında, Makine Mühendisi ünvanıyla mezun oldum. Aynı yıl, Kipaş Tekstil A.Ş.’de (Kahramanmaraş) Bakım Mühendisi ünvanıyla iş hayatına başladım. 2000 yılında Kipaş Tekstil A.Ş. ve 2001 yılında Midaş Tekstil A.Ş.’de (Kahramanmaraş) aynı unvan ile görevlerime devam ettim. 2003 yılında, Tekfen Holding’e ait Toros Tarım Sanayi ve Ticaret A.Ş. Ceyhan İşletmesinde Kontrol Mühendisi ünvanıyla göreve başladım ve halen aynı kurumda Kontrol Şefi olarak görevimi sürdürmekteyim.