

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MEKANİK BİLİM DALI**

**DEKANTÖRLERDE HELEZON VE TAMBUR TASARIMI VE
ANALİZİ**

Ahmet Alper AKIŞ

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Güzde SARI**



MANİSA-2018

Ahmet Alper Akış

DEKANTÖRLERDE HELEZON VE TAMBUR TASARIMI VE ANALIZI

2018

TEZ ONAYI

Ahmet Alper AKIŞ tarafından hazırlanan “**Dekantörlerde Helezon ve Tambur Tasarımı ve Analizi**” adlı tez çalışması 26/06/2018 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri önünde Manisa Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü **Makina Mühendisliği Anabilim Dalı**’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak başarı ile savunulmuştur.

Danışman

Dr. Öğr. Üyesi Güzde SARI

Manisa Celal Bayar Üniversitesi

Jüri Üyesi

Doç. Dr. B. Burak ÖZHAN

Manisa Celal Bayar Üniversitesi

Jüri Üyesi

Doç. Dr. Mehmet ÇEVİK

İzmir Kâtip Çelebi Üniversitesi

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde, akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını beyan ederim.

Ahmet Alper AKIŞ



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
İÇİNDEKİLER	I
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	III
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	V
TABLO DİZİNİ	VII
TEŞEKKÜR.....	VIII
ÖZET.....	IX
ABSTRACT.....	X
1. GİRİŞ	1
1.1. Tezin Amacı ve Motivasyon	4
1.2. Tezin Sanayiye ve Literatüre Katkıları	6
2. GENEL BİLGİLER	7
2.1. Santrifüj Dekantörün Makina Elamanları	7
2.2. Dekantörün Matematiksel Olarak Modellenmesi.....	10
2.2.1. Dekantörün Hareket Denklemi	10
2.2.2. Helezonun Geometrik Özelliklerinin Matematiksel Model ile Birlikte Elde Edilmesi	12
2.2.2.1. Yaprak Açısı.....	12
2.2.2.2. Konik Tambur Açısal Hızı	12
2.2.2.3. Diferansiyel Hız	12
2.2.2.4. Besleme Debisi.....	13
2.2.2.5. Tambur Geometrisi	13
3. MATERYAL VE YÖNTEMLER.....	20
3.1. Dekantörün Tasarımı	20
3.1.1. Helezon ve Tambur Tasarımı	20
3.1.2. Helezon ve Tamburun Tasarım Kriterleri.....	23
3.1.2.1. Statik, Dinamik ve Moment Dengelemesi	23
3.1.2.2. Doğal Frekans	26
3.1.2.3. Frekans Cevabı Analizi	27
3.1.2.4. Rotor Dinamiği	28
3.2. Hesaplamalı Analiz Modeli	28
3.2.1. Sonlu Elemanlar Modeli	28
3.2.2. Malzeme Bilgisi	30

3.2.3. Bağlantı Özellikleri.....	30
3.2.4. Dekantörün Analiz Senaryoları, Yüklemeler ve Sınır Koşulları	31
3.2.4.1. Tamburun Mukavemet Analizi	32
3.2.4.2. Tambura Tork Yüklemeesi	33
3.2.4.3. Helezona Tork Yüklemeesi.....	34
3.2.4.4. Helezonun Yapraklarına Eksenel Kuvvet Yüklemeesi.....	34
3.2.4.5. Dekantörde Açısal Hızın Etkisi.....	37
3.2.4.6. Dekantör ve Helezonun Doğal Frekans Analizi.....	38
3.2.4.7. Dekantör Frekans Cevabı Analizi	38
4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	42
4.1. Tamburun Mukavemet Analizi Sonuçları	42
4.2. Tambura Tork Yüklemeesi Sonuçları	43
4.3. Helezona Tork Yüklemeesi Sonucunda Elde Edilen Veriler	44
4.4. Helezona Eksenel Kuvvet Yüklemeesi Sonuçları	46
4.5. Açısal Hız Uygulanan Dekantörün Mukavemet Analizi.....	47
4.6. Dekantör Doğal Frekans Analizi Sonuçları.....	50
4.7. Dekantör Frekans Cevabı Analizinin Sonuçları	53
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	57
KAYNAKLAR	59
ÖZGEÇMİŞ	62
EK A. (Eksenel Kuvvet MATLAB Kodu).....	63

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

[B]	Sönümlenme matrisi (malzeme ve iç sönümlenme)
[C]	Yapının sönümlenme matrisi
e_x	X ekseninde kaçıklık
e_y	Y ekseninde kaçıklık
f	Frekans
F	Kuvvet
{F^a}	Kuvvet vektörü
{F_B}	Rulman kuvvetlerinin hız ve fonksiyon vektörü
{F_u}	Balanssızlık kuvvetleri ve yerçekimi vektörü
g	Yerçekimi ivmesi
g_c	Santrifüj ivmesi
G	Hatve aralığı
[G]	Simetrik jiroskopik matrisi
I	Etkin sürtünme katsayısı
[K]	Yapının direngenlik matrisi
L_{silindir}	Tamburun boyu
l_{ef}	Efektif boy
[M]	Yapının kütle matrisi
m	Kütle
m_k	Debi
n	Dişli oranı
P_w	Güç Tüketimi
r	Santrifüjün etkin yarıçapı
r_{aL}	Helezon dış yarıçapı
R_o	Tambur iç yarıçapı
t	Zaman
T_{NM}	Tork
u_{maks}	Maksimum yer değiştirme
{ü}	Hız vektörü
{ü̇}	İvmelenme vektörü
{u}	X yönünde deplasman vektörü

\dot{u}_y	Y yönündeki anlık hız
\dot{u}_z	Z yönündeki anlık hız
v	Fazların ayrılma hızı
$\{v\}$	y yönünde deplasman vektörü
Q_f	Hacimsel besleme oranı
ϕ	Deplasman faz kayması
$\{\phi_i\}$	Doğal frekansın mod şekillerinin temsil edildiği özvektörler
w_i	Doğal frekans
ω	Yapının açısal hızı
$\omega_{\text{ŞG}}$	Şanzımanın giriş açısal hızı
ρ_y	Hafif fazın yoğunluğu
ρ_s	Ağır fazın yoğunluğu
η	Hafif fazın viskozitesi
Δ	Diferansiyel hız

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Tez çalışmasının akış diyagramı	5
Şekil 2.1. Dekantör Parçaları [1].....	7
Şekil 2.2. Dekantörün Ürün İşlemesi [1]	8
Şekil 2.3. Dekantör Hareket Modeli için Yükleme ve Sınır Şartları	10
Şekil 2.4. Dekantörün Matematiksel Modelinin Şematik Gösterim	11
Şekil 2.5. Dekantör Modellemesi için Kesitlerin Gösterilmesi [2].....	14
Şekil 2.6. Güç Tüketimi ile Sürtünme Kuvvetinin İlişkisi [2]	16
Şekil 2.7. Konik Kısımda Bulunan Yoğun Fazın Etkisi ve Serbest Cisim Diyagramı [2]	17
Şekil 3.1. Tasarım 1 Helezon Görünümü.....	21
Şekil 3.2. Tasarım 2 Helezon Görünümü.....	21
Şekil 3.3. Tasarım 3 Helezon Görünümü.....	21
Şekil 3.4. Tasarım 4 Helezon Görünümü.....	21
Şekil 3.5. Tasarım 5 Helezon Görünümü.....	21
Şekil 3.6. Tambur Tasarımı ve Sıvı Hacmi.....	22
Şekil 3.7. Dengesizlik Kütlesinin Gösterimi [38]	24
Şekil 3.8. Statik Dengesizliğin Şematik Gösterimi [38]	25
Şekil 3.9. Moment Dengesizliğinin Şematik Gösterimi [38].....	25
Şekil 3.10. Dinamik Dengesizlik Şematik Gösterimi [38].....	26
Şekil 3.11. Rulman Direngenliğinin Doğal Frekansa Etkisi [39]	27
Şekil 3.12. SOLID 186 – Kullanılan Eleman Tipi	28
Şekil 3.13. Dekantöre Ait Sonlu Elemanlar Modeli Sayısal Ağı.....	29
Şekil 3.14. Sayısal Ağ Optimizasyon Grafiği	30
Şekil 3.15. Dekantör Elemanlarının Malzeme Bilgisi	30
Şekil 3.16. Dekantöre Basınç Yükleme ve Sınır Koşulu.....	32
Şekil 3.17. Dekantöre Basınç Yükleme Dağılımı	33
Şekil 3.18. Dekantöre Tork Yükleme ve Sınır Koşulu.....	34
Şekil 3.19. Helezona Tork Yükleme ve Sınır Koşulu	34
Şekil 3.20. ANSYS’te Parametrik Çalışmanın Şematik Çizimi	35
Şekil 3.21. ANSYS Çalışma Ekranından Parametrik Çalışmanın Görünümü.....	35
Şekil 3.22. ANSYS SpaceClaim Yazılımının Parametreye Bağlanan Yüzeyi	36
Şekil 3.23. Helezonun Eksenel Yükleme ve Sınır Koşulu.....	37
Şekil 3.24. Dekantörün Açısız Hız Etkisi için Yükleme ve Sınır Şartları	37
Şekil 3.25. Tambur için Uygulanan Modal Analizin Sınır Şartları.....	38
Şekil 3.26. Uluslararası Standartlar Organizasyonu Titreşim Tablosu [40]	39
Şekil 3.27. Helezonun Geometrik Merkezini Tespiti.....	40
Şekil 4.1. Dekantörün Eşdeğer Gerilmesi [MPa].....	42
Şekil 4.2. Silindirik Tamburun Eşdeğer Gerilmesi [MPa].....	42
Şekil 4.3. Dekantörün Toplam Deformasyonu [mm].....	43
Şekil 4.4. Tamburun Tork Yükleme Altındaki Eşdeğer Gerilmesi [MPa].....	43

Şekil 4.5. Helezonun Tork Yüklemesi Altındaki Eşdeğer Gerilmesi [MPa]	44
Şekil 4.6. Helezonun Tork Yüklemesi Altındaki Toplam Deformasyonu [mm].....	44
Şekil 4.7. Helezonun Tork Yüklemesi Altında Burulma Açısı.....	44
Şekil 4.8. Helezonun Konik Bölümü Boyunca Kayma Gerilmesi Değerleri.....	45
Şekil 4.9. Helezonun Silindirik Bölümü için Kayma Gerilmesi – Uzunluk Grafiği .	45
Şekil 4.10. Eksenel Kuvvet Altında Helezonun Eşdeğer Gerilmesi [MPa].....	46
Şekil 4.11. Helezonun Tork Yüklemesi Altındaki Toplam Deformasyonu [mm].....	47
Şekil 4.12. Tamburda Açısız Hızın Etkisi – Eşdeğer Gerilme [MPa]	47
Şekil 4.13. Helezonda Açısız Hızın Etkisi – Eşdeğer Gerilme [MPa].....	47
Şekil 4.14. Helezonda Açısız Hızın Etkisi – Toplam Deformasyon [mm].....	48
Şekil 4.15. Tasarım 1 Helezon – Eşdeğer Gerilme [MPa].....	48
Şekil 4.16. Tasarım 2 Helezon – Eşdeğer Gerilme [MPa].....	48
Şekil 4.17. Tasarım 3 Helezon – Eşdeğer Gerilme [MPa].....	49
Şekil 4.18. Tasarım 4 Helezon – Eşdeğer Gerilme [MPa].....	49
Şekil 4.19. Tasarım 5 Helezon – Eşdeğer Gerilme [MPa].....	49
Şekil 4.20. Global Koordinat Sistemi	51
Şekil 4.21. Dekantörün 1.Mod Şekli – 669.97 rad/sn	52
Şekil 4.22. Dekantörün 1.Mod Şeklindeki Helezonun Görünümü– 669.97 rad/sn ...	52
Şekil 4.23. Dekantörün 2.Mod Şeklinde Sadece Helezonun Görünümü – 670.41 rad/sn	52
Şekil 4.24. Dekantörün 3.Mod Şekli – 1591.91 rad/sn	53
Şekil 4.25. Dekantörün Frekans Cevabı Sonucu Elde Edilen Eşdeğer Gerilmesi	53
Şekil 4.26. Dekantör Anayatak Rulmanlarının Konumları	53
Şekil 4.27. Anayatak Rulmanı 1 – Frekans Cevabı – X Yönü.....	54
Şekil 4.28. Anayatak Rulmanı 1 – Frekans Cevabı – Y Yönü.....	54
Şekil 4.29. Anayatak Rulmanı 2 – Frekans Cevabı – X Yönü.....	55
Şekil 4.30. Anayatak Rulmanı 2 – Frekans Cevabı – Y Yönü.....	55
Şekil 4.31. Çalışma Devrinde Anayatak Rulmanlarından Elde Edilen Titreşim Hızları	56
Şekil EK A.1. MATLAB Komut Ekran Görüntüsü	63

TABLO DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 3.1. Tasarımların Kütle ve Boru Çapı Bilgileri	22
Tablo 3.2. Tasarımlara ait Ürün Hacimleri	23
Tablo 3.3. Sonlu Elemanlar Modeli ile İlgili Genel Bilgiler.....	29
Tablo 3.4. Sayısal Ağ Optimizasyonu	29
Tablo 3.5. Makina Parçalarının Mekanik Malzeme Özellikleri.....	30
Tablo 3.6. Et Kalınlıklarında Parametreye Verilen Giriş Değerleri.....	36
Tablo 3.7. Dekantörün Sınır Şartları A ve D	38
Tablo 3.8. Tasarımların Geometrik Merkez Bilgisi	40
Tablo 3.9. Rulman Direngelik ve Sönümlenme Katsayıları	40
Tablo 4.1. Et Kalınlığı Optimizasyon Sonuçları	46
Tablo 4.2. Açısal Hız Etkisi Altında Eşdeğer Gerilmeler	49
Tablo 4.3. Dekantörün Doğal Frekansları	50
Tablo 4.4. Tasarım 5'in Doğal Frekansları ve Kütle Katılım Oranları	51
Tablo 4.5. Tasarım 5 ile birlikte Dekantör'ün Doğal Frekans Mod Yapıları	51

TEŞEKKÜR

Bu çalışmamın yürütülmesi sırasında tüm zor şartlar altında da olsa desteğini esirgemeyen, yol gösteren ve kariyer basamaklarında rehberim olan değerli danışmanım Dr. Öğretim Üyesi Gözde Sarı'ya öncelikle çok teşekkür ederim.

Öğrenim hayatımın lisans döneminden başlayarak, halen araştırmalarımda yol gösteren ve her daim kapısını bana açık tutan değerli hocam Doç. Dr. B. Burak Özhan'a teşekkürü bir borç biliyorum.

Bana maddi ve manevi destek ortamı sağlayan, her zaman yanımda olan Anneme, Babama ve Nişanlıma teşekkür ederim.

İş hayatımın ilk durağı olan Haus Makina AŞ ve çalışanlarına, üzerimde bulunan emekleri için müteşekkirim.

İş hayatımın ikinci durağı olan Figes Mühendisli'ğe, tüm şirket imkânlarını bu süreçte bana sağladığı için teşekkür ederim. Tüm bunların yanında, çalışmalarım sırasında küçük ve büyük yardımlarını esirgemeyen değerli yöneticim Ercenk Aktay'a şükranlarımı sunarım.

Ahmet Alper AKIŞ

Manisa, 2018

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DEKANTÖRLERDE HELEZON VE TAMBUR TASARIMI VE ANALİZİ

Ahmet Alper AKIŞ

Manisa Celal Bayar Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Güzde SARI

Bu tezde atık su arıtma sektöründe kullanılan dekantör makinası için araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmıştır. Çalışmanın başlatılmasındaki en önemli gerekçe ülkemizde üretilen dekantörlerde yaşanan titreşim ve dayanım problemleridir. Titreşim problemi makinanın yataklama elemanlarına zarar vererek makinanın ömrünü azaltmaktadır. Ek olarak titreşim problemi nedeni ile makinanın çalışma hızı bazen istenilen değerlere çıkamamakta ve bu sebeple de çıkan ürün kalitesi kötüleşmektedir. Çalışma kapsamında atık su arıtma sektöründe kullanılan dekantörlerde helezon ve tambur parçalarının tasarımı yapılmıştır. Dekantörlerde makina içine alınan ürün, yüksek devirlerde dönerken katı ve sıvı olarak iki faza ayrılır. Katı fazın susuzlaştırılıp dışarıya taşınması için helezon ile tambur farklı açısız hızlar ile dönmektedir. Makinede yüksek devirlerde dönen iki rotorun bulunması, helezonun asimetrik yapıda olması ve içeriye alınan ürünün homojen dağılmaması gibi nedenlerden dolayı titreşim seviyeleri yüksek olmaktadır. Tasarım için öncelikle makina içerisine alınan hareketini modelleyen matematiksel eşitlikler ile tambur ve helezona gelen yükler belirlenmiştir. Sonlu elemanlar yöntemini temel alan analiz programları kullanılarak helezon ve tamburun mukavemet ve titreşim analizleri elde edilmiştir. Mevcut tasarım üzerinde yapılan çalışmalar ile helezonun kütlesinde %51 oranında azalma meydana gelmiştir. Bu azalma ile beraber makinanın doğal frekansı mevcut duruma göre %43 ve makinanın kapasitesi %105,5 oranında artmıştır. Yaşanan titreşim sıkıntısı ortadan kalkmış daha az maliyetli bir tasarım seçilmiştir.

Anahtar Kelimeler: dekantör, helezon tasarımı, yapısal analiz, mekanik titreşimler

2018, 58 sayfa

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

DESIGN AND ANALYSIS OF SCROLL CONVEYOR AND BOWL IN DECANTER

Ahmet Alper AKIŞ

Manisa Celal Bayar University

Graduate School of Applied and Natural Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assis. Prof. Güzde SARI

In this thesis, research and development studies were carried out for the decanter machine used in the waste water treatment sector. The most important reason for starting the work is vibration and strength problems in decanters which are produced in our country. The vibration problem causes on the machine elements and reduces the life of the machine. In addition, due to the vibration problem, the working speed of the machine sometimes does not come up to the desired values and therefore the quality of the product deteriorates. In the scope of the study, design of scroll screw, bowl parts and design of the scroll screw were done in decanters used in waste water treatment sector. In the decanters, the product taken into the machine rotates at high angular velocities and is separated into solid and liquid phases. The scroll conveyor and drum rotate at different angular velocities to dewater the solid phase and move it out. The vibration levels are high due to the presence of two rotors rotating at high speeds on the machine, due to the asymmetrical structure of the scroll conveyor and the homogeneous dispersion of the product imported. For the design, firstly, the movement of the product in the machine is calculated by using mathematical formulas, the loads coming to the bowl and scroll conveyor are determined. Strength and vibration analyses of decanter were performed by using analysis programs based on the finite element method. The existing design has resulted in a decrease of 51% of the mass of the scroll screw. With this decrease, the natural frequency has increased by 43% compared to the current situation and capacity of machine has increased by 105.5%. The vibration problem has been solved and a lower cost design has been chosen.

Keywords: decanter, design of scroll conveyor, structural analysis, mechanical vibrations

2018, 58 pages

1. GİRİŞ

Dekantör santrifüj, katı-sıvı karışımların birbirinden ayrılmasında kullanılır. Makina; yüksek hızda dönen tambur ve tamburla aynı eksenle farklı hızda dönen helezon, hız farkını ayarlayan tahrik grubu ile dönen elemanları taşıyan gövdeden meydana gelir. Ayrılacak olan ürün dekantöre ait dönerli besleme haznesine besleme borusuyla girer ve merkezkaç kuvvetinin etkisi ile helezon besleme haznesinden tambur yüzeyine doğru özgül ağırlıklar farkıyla katmanlaşır. Helezon ile tambur farklı veya aynı açısız hızla hareket etmektedir. Böylelikle tambur duvarlarına çöken katı, helezon vasıtasıyla konik kısma taşınır ve burada susuzlaştırılarak ürün alınır [1]. Sıvı faz, katı fazın çıkış yönünün tersine helezonun oluşturduğu helisel yoldan ilerleyerek seviyesi ayarlanabilir plakalardan ürün alınır.

Bir dekantörün tasarımında iki ana hedef vardır. Birincisi çıkan katının nemsiz, diğeri ise sıvının berrak olmasıdır. “Bell ve ark., 2014”, dekantör tasarımında ürün kalitesini etkileyen önemli parametreleri belirlemişlerdir [2]. Bunlar katı ve sıvı yoğunluğu, açısız hız, katı kütle oranı, katı ve sıvı çıkış yarıçapları, helezon hatve uzunluğu, helezon yaprak açısı, konik ve silindirik bölüm uzunluğu, sürtünme katsayısı, koniklik açısı ve diferansiyel hızdır. Ek olarak, helezonun konik bölgesinde taşınan katının helezon yapraklarına uyguladığı kuvvet ve katı kütlenin iletimi için gereken gücü hesaplamışlardır. Makina parametrelerinin, helezonun katıyı taşıması için harcadığı güce etkisi gösterilmiştir. Helezonun yaprak açısı azaltıldıkça gereken güç artmaktadır. Bu artışın eğimi sürtünme katsayısının artışıyla büyümektedir. Katı çıkış yarıçapı arttırıldıkça gereken güç azalırken, relatif yoğunluk arttırıldıkça gereken güç artmaktadır. “Bizard ve ark., 2013”, santrifüj kuvvet etkisi altındaki katının nem dengesi ile ilgili formül geliştirmişlerdir [3]. Makalelerinde tarif ettikleri Bond sayısı; sıvı yoğunluğu, partikül çapı, açısız hız, katı çıkış yarıçapı ve yüzey gerilimine bağlıdır ve kılcallık sayısının hesaplanması esasına dayanır. Bond sayısı 30’un üzerinde ise katı çıkışındaki nem dengesi minimize edilmiş demektir. “Dong ve ark., 2014”, ise besleme hızı ile makina boyutları arasında ilişki kuran sigma teorisini geliştirmişlerdir [4]. Dekantörün besleme hızı; bond sayısı, sıvı çıkış yarıçapı, relatif yoğunluk, silindir boyu, katı çıkış yarıçapı, yüzey gerilimi, sıvının vizkozitesi ve silindirik tamburun iç yarıçapına bağlıdır.

Dekantörlerde en önemli parçalar diferansiyel hız farkı ile dönen tambur ve helezondur. Bu parçalardaki dengesiz kütleler santrifüj kuvveti etkisi ile titreşime neden olmaktadır. “Liu ve ark., 2015”, “ANSYS Fluent, Static Structural” yazılımı kullanarak dekantör tamburunun içindeki akışkan-katı etkileşimini incelemişlerdir [5]. Akışkan yapının yoğunluğuna bağlı olarak ortaya çıkan gerilmeleri elde etmişlerdir. Santrifüj ve hidrostatik basıncın helezon üzerindeki etkileri ve bu etki neticesinde tasarımda kritik bölgeler elde edilmiştir. “Zeng ve ark., 2009”, yine Fluent kullanarak tambur içindeki akışkanın basınç ve hız diyagramlarını elde etmişlerdir [6]. “Wang ve ark., 2010”, ANSYS kullanarak helezon yapraklarının ve konik açısının tasarıma etkilerini incelemişlerdir [7].

“Liu ve ark., 2017”, helezon için statik ve titreşim analizi yapmışlardır [8]. “Yang ve ark., 2008”, Solidworks programını kullanarak helezonun farklı çap, rotasyonel hız, yaprak kalınlığı ve diğer tasarım parametreleri için statik ve modal analiz yapmışlardır [9].

Dekantör farklı açısız hızda dönen iki rotora sahip olduğu için çift rotorlu bir makinedir. Makinadaki iç rotor helezon, dıştaki rotor ise tamburdur. Yüksek devir sayıları nedeni ile bu rotorlardaki dengelenmemiş küçük kuvvetler önemli atalet kuvvetlerinin doğmasına yol açmaktadır. İki rotorda meydana gelen bu kuvvetler birbirine yakın iki farklı frekansta iki titreşim vektörü üretmektedir. Hem iç hem de dış rotorda dengesizlik varsa makinada kombine titreşim fonksiyonu meydana gelir [10]. Kombine titreşim formu iki frekansın faz kayması sebebi ile zaman periyodu içerisinde birbirini zayıflatarak ve sonra birbirini kuvvetlendirerek dalgalanması ile oluşur. Titreşim ve ses periyodik olarak artar ve azalır. “Zeng ve ark., 1999”, “Zhang ve ark., 2013”, çalışmalarında dengelemeyi iki rotorun dönme frekansını birlikte dikkate alarak yapmışlardır [11,12].

“Lou ve ark., 2014”, santrifüj dekantörde titreşim ve gürültü analizi yapmışlardır [13]. Helezonun yaprak açısı azaldıkça gürültünün azaldığını göstermişlerdir. Optimum yaprak açısını 8-10 derece olarak belirlemişlerdir. Helezon sarım açısındaki artışın ise gürültüyü azalttığı tespit edilmiştir. Bu tip makinaların doğal frekansları, dönen elemanların açısız hızlarına bağlı olarak değişim gösterir.

Değişimin sebebi, özellikle eğilme titreşimlerinde shaftın hızına bağlı olarak shaftların ve kaymalı yatakların direngenliğinin değişmesidir. “Tan ve ark., 2015”, ANSYS programını kullanarak santrifüj dekantörde çift rotorun titreşim analizini yapmıştır [14]. Rotorların kritik çalışma hızlarını belirleyebilmek için “Campbell diyagramları” çıkarılmıştır. Çalışma çizgisi ile mod frekanslarının çakıştığı noktalar kritik çalışma hızlarını vermektedir. Donohue, tambur ve helezonun yataklarına gelen kuvvetleri incelemiş ve yatakların rijitliğinin mod frekansına etkilerini incelemiştir [15]. Helezon için kritik hız grafiklerini elde etmiştir. Ek olarak dinamik dengelemenin önemi vurgulanmış, doğabilecek titreşimin rulman seçimi sırasında çok önemli olduğu gösterilmiştir.

Randle, dekantördeki gürültü kaynaklarını belirleyip azaltmak için tasarımda bazı önerilerde bulunmuştur [16]. Yapısal gürültü için köpük uygulaması, tambur içindeki akışkan hareketinden kaynaklanan gürültü için ise tambur iç yüzey pürüzlülüğünün düşürülmesi önerilerinde bulunmuştur. ANSYS programı yardımıyla titreşim yutucusu modelleyerek titreşim azaltıcı bazı öneriler yapmıştır.

“Nanfei ve ark., 2017”, aynı anda dönen iki eleman arasında kullanılan rulmanlar üzerine çalışma yapmışlardır. Rulmanların çalışma frekansları üzerinde testler yapmışlardır [17].

“Han ve ark., 2008”, çift halinde dönen parçalarda ortaya çıkan periyodik hareketi sonlu elemanlar metodu ile modellemiştir [18]. Hua ve ark., 2015”, lineer olmayan rulman direngenliğine sahip parçanın matematiksel modeli üzerinden hesaplama yapmıştır [19]. Ayrıca rulmanlarda meydana gelen göreceli hızın sürtünme kuvveti ile beraber etkisini incelemiştir. “Wang ve ark., 2016”, “Jiang ve ark., 2016”, farklı iki çalışma ile açılma hızına sahip bir parçanın dinamik karakteristiğini sonlu elemanlar yöntemi ile çözümlenmiştir [20,21]. Roques ve arkadaşları, zamana bağlı olarak açılma hızının etkisini incelemiş ve balanssızlık etkisi ile artan titreşimi tespit etmişlerdir [22]. “Lu ve ark., 2014”, dikey halde açılma hızına sahip olan bir parçanın burulma titreşimini ve zamana bağlı deplasmanlarını elde etmişlerdir [23]. “Ferraris ve ark., 1996”, simetrik olmayan açılma hızına sahip bileşenin dinamik yaklaşımını incelemiş ve balanssızlık durumlarının simetrik olmayan parçanın üzerindeki etkisini

çalışmışlardır [24]. “Wang ve ark., 2016”, montaj halinde bulunan ikili dönen sistemin toleranslarından kaynaklı olarak ortaya çıkan dinamik durumlarını sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edip deneysel verilerle kıyaslamışlardır [25].

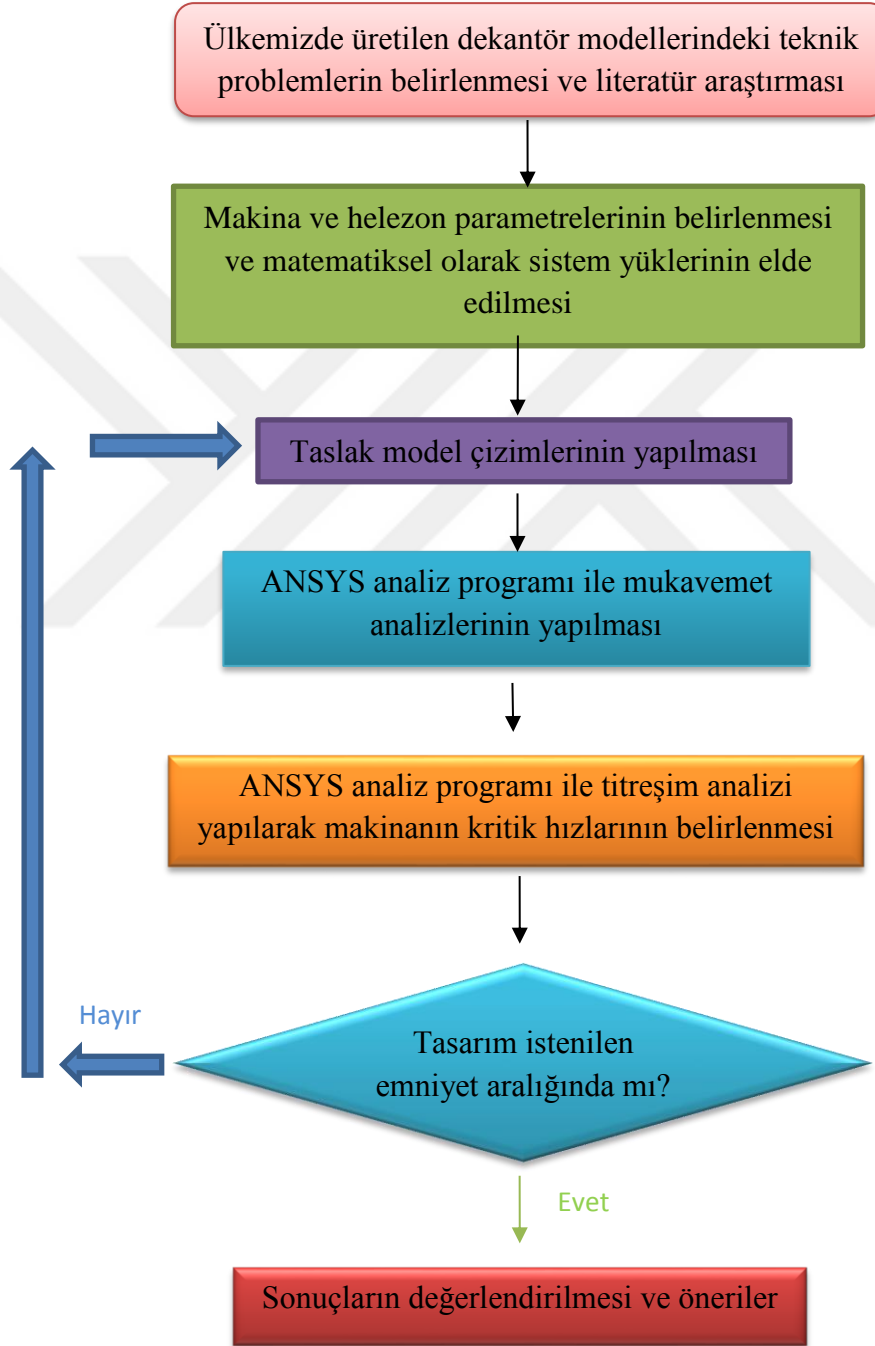
“Domanski ve ark., 2007”, basınçlı kabın tasarımı için çeşitli yapılar denemiş ve optimize etmiştir [26]. “Ahmed ve ark., 2014”, çalışmalarında yeni tasarımlar sunmuşlardır [27]. İç basınç altında olan bu tasarımları sonlu elemanlar yöntemiyle analiz etmiş ve sonuçlarını değerlendirmişlerdir.

Bu tezde atık su arıtma sektöründe kullanılan dekantör makinası için araştırma ve geliştirme çalışmaları yapılmıştır. Sanayimizde mevcut olarak üretilmekte olan dekantörün kapasitesini arttırmak üzere tasarım çalışmaları yapılmıştır. Sunulan yeni tasarım için titreşim ve mukavemet analizleri yapılmıştır. Sistemin eğilme, burulma, burkulma ve boyuna mod yapıları elde edilmiştir. Yeni modelin doğal frekansı mevcut sisteme göre daha yüksektir ve ağırlığı azaltılmıştır. Harmonik analizde elde edilen titreşim hızı değerleri makina standartlarına uygun elde edilmiştir.

1.1. Tezin Amacı ve Motivasyon

Dekantörler, yüksek açısız hız ile birlikte santrifüj etki oluşturan makinalardır. Ayrıca iki ana bileşenden oluştukları için ayrı ayrı yada birlikte sistem üzerinde hem mekanik hem titreşim açısından önemli problemleri oluşturmaktadır. Dönmekte olan iki makina parçası olan tambur ve helezonun montajında rulmanlar kullanılmaktadır. Sistemde dengesizlikten dolayı oluşan kuvvetler ve diferansiyel hız farkı dikkate alındığında rulmanların seçimi ve üzerlerine gelen kuvvetler ile analiz edilmesi tasarım açısından önem taşımaktadır. Titreşim problemi makinanın yataklama elemanlarına zarar vererek makinanın ömrünü azaltmaktadır. Genellikle iki yıl süre ile garantide olan makinanın garanti maliyetleri artmakta ve müşteri memnuniyeti düşmektedir. Bu nedenle uluslararası pazarda rekabet gücü azalmaktadır. Ayrıca titreşim problemi nedeni ile makinanın çalışma hızı istenilen değerlere çıkamamakta ve çıkan ürün kalitesi düşmektedir. Makinanın doğal frekansının arttırılması ile makinanın çalışma devrinin arttırılması çalışmanın önceliğidir. Makinanın kapasitesinin arttırılması ve tasarımda iyileştirmeler yaparak maliyetinin düşürülmesi de bu tezin başlıca amaçlarındandır.

Bu tez çalışmasında izlenen yol Şekil 1.3'te akış diyagramı ile birlikte görülmektedir. Öncelikle dekantörde ilerleyen ürünün matematiksel modeli dikkate alınacak ve helezon yapraklarına gelen kuvvetler belirlendikten sonra katı model oluşturulacaktır. Oluşturulan modellere ANSYS programında mukavemet ve titreşim analizleri yapılacaktır. Mukavemet açısından güvenli ve titreşim hız seviyesi düşük olan tasarım kabul edilecektir.



Şekil 1.1. Tez çalışmasının akış diyagramı

1.2. Tezin Sanayiye ve Literatüre Katkıları

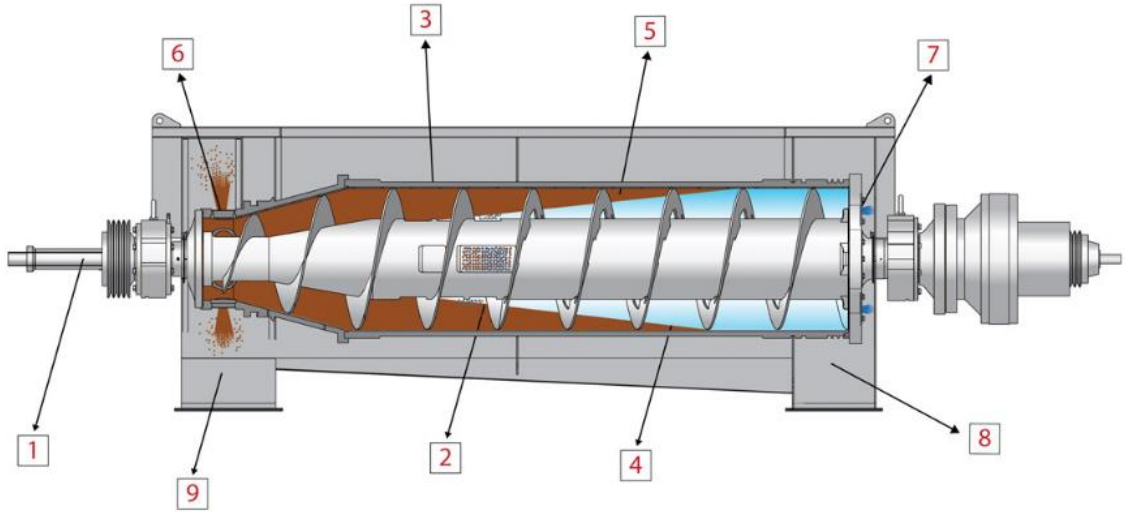
Bu tez çalışmasının literatüre ve sanayiye katkıları aşağıdaki maddeler ile özetlenebilir.

- Hâlihazırda üretilmekte olan atık su arıtma dekantörünün kapasitesinin artırılması amacıyla yeni tasarım geliştirilmiştir. Yeni model tasarım için mukavemet ve titreşim analizleri yapılmıştır.
- Asimetrik yapıya sahip olan helezon için tasarım sırasında dengeleme yapılmıştır. Böylelikle dekantörün geometrik merkezi ile dönme eksenini tasarım sırasında çakıştırılmıştır.
- Dekantörün eğilme, burulma, burkulma ve boyuna titreşim modları ilk kez bu tezde elde edilmiştir. Harmonik analiz sonuçları ile birlikte yorumlanmıştır.
- Yapılan bu tez çalışması ile sanayimizde üretilmekte olan mevcut dekantör tasarımının ürün kapasitesi artırılmıştır. Ayrıca tambur et kalınlıkları optimize edilerek mevcut tasarımlardaki helezonun kütlesi azaltılmıştır. Yeni tasarımın doğal frekansı mevcut duruma göre artmıştır. Yaşanan titreşim sıkıntısı ortadan kalkmış daha az maliyetli tasarım seçilmiştir.
- “Bir Dekantör Santrifüj için Helezon Tasarımı ve Dinamik Analizi” başlıklı sempozyum makalesi sözlü olarak, 18. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu’nda sunulmuştur [28].
- "Dynamic Analysis of a Scroll Screw in Industrial Decanter Centrifuge" konulu makale Uluslararası hakemli bir dergiye sunulmak üzere hazırlanmaktadır.
- Bu tezden yararlanılarak, test verileri ile birlikte rastlantısal titreşimin sayısal analizleri yapılabilir. Böylece makina üzerinde çalışan bir yapının tüm etkileri görülebilir.

2. GENEL BİLGİLER

2.1. Santrifüj Dekantörün Makina Elamanları

Santrifüj dekantör, yüksek hızda dönen tambur ve tamburla aynı ekseninde farklı hızda dönen helezon ile hız farkını ayarlayan, tahrik grubuyla dönen elemanları taşıyan gövdeden meydana gelir. Santrifüj dekantörler; sıvı karışımların birbirinden ayrılmasında, katı sıvı karışımlarının ayrıştırılmasında, katı sıvı karışımların susuzlaştırılmasında, konsantre edilmesinde, sınıflandırılmasında ve bileşenlerin ayrıştırılmasında kullanılmaktadır.



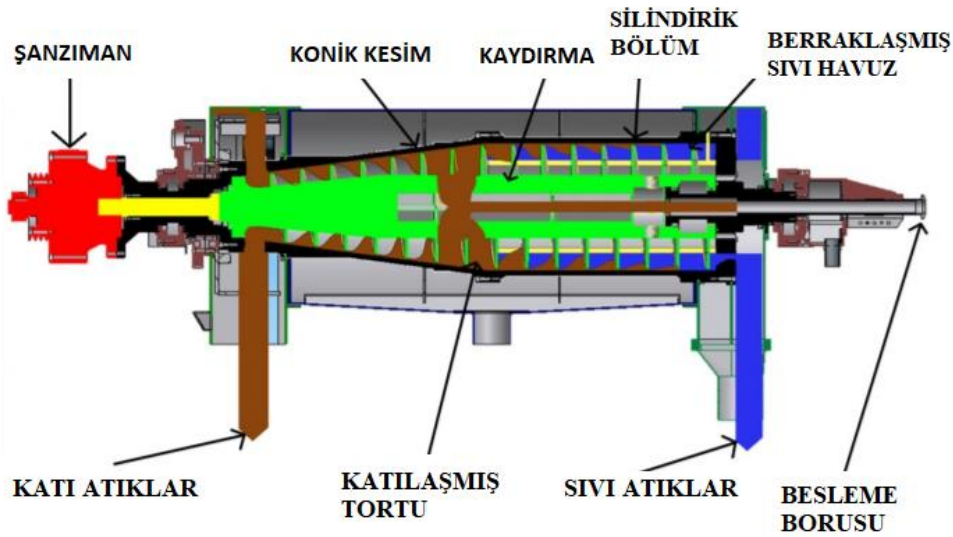
1. Ürün Giriş Borusu 2. Ürün Besleme haznesi 3. Tambur 4. Helezon 5. Separasyon Haznesi 6. Katı Çıkış Burcu
7. Sıvı Çıkış Gözü 8. Sıvı Çıkış Şutu 9. Katı Çıkış Şutu

Şekil 2.1. Dekantör Parçaları [1]

Dekantöre ait parça isimleri Şekil 2.1’de gösterilmiştir. Dekantörün tamburu silindirik ve konik olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Tambur uygulama için önceden ayarlanmış olan en uygun açısız hıza sahiptir. Helezon, tambur ile birlikte işleme hızında döner ve tambur çeperinde eş merkezli bir katman oluşturur. Helezon içerisindeki katı fazlar merkezkaç kuvveti vasıtasıyla tambur çeperine birikir. Tamburun silindirik kısmının uzunluğu ve konik kısmın açısı her uygulamanın gerektirdiği özel durumlara göre ayarlanır.

Helezon ise tamburdan farklı bir hızda dönebilir. Helezon ve tamburun açısal hızındaki farka “diferansiyel hız” denir. Tambur içinde biriken katıları tamburun konik kısmının sonuna doğru iletir. Eğer karışımın fiziksel özellikleri değişirse dekantörler farklı bir helezon tasarımı veya var olan helezonun modifikasyonu ile desteklenebilir. Helezon adımı ve sarım sayısı helezonun konfigürasyonlarından önemli tasarım değişkenleridir.

Dekantör, geleneksel ayırıştırma sistemlerine göre yüksek verim ile çalışma avantajını sunar. Endüstrinin gelişmesiyle artan işçilik giderleri, kapasite artırma ihtiyacı, zamanı geçmiş kesikli temizleme ve ayırma tekniklerinin yetersiz kalması, sürekli işlemeye geçişi gerektirmiştir. Dekantör’de ürün ayırıştırma şeması Şekil 2.2’de verilmiştir.



Şekil 2.2. Dekantörün Ürün İşlemesi [1]

Şanzıman: Tek motorlu dekantör sisteminde kullanılan ve dekantöre ait tahrik verilmesi gereken parçalara tork aktarılmasını sağlar. Şanzımanın çevrimleri ise diferansiyel hıza göre belirlenir.

Konik Kesim: Ürün besleme borusundan girdikten sonra ürün santrifüj etkisi altında kalır. Helezon yardımı ile konik kesime doğru ürün kaydırılır. Ürün içerisinde yoğun olan fazlar bu kısımda birikir ve ürün dışarıya bırakılır.

Silindirik Bölüm: Bu bölüm santrifüj etkinin olduğu en önemli bölümdür. Ürünlerin yoğunluk farkından dolayı ayrışmaya başladığı bölümdür.

Berraklaştırılmış Sıvı Havuz: Santrifüjde, yoğun fazdan ayrıştırılan kısımdır ve devamında sıvı atık kısmında ürün alınır.

Katı Atıklar: Konik kısımdan sonra ayrıştırılan yoğun fazlı ürün alınır.

Katılaşmış Tortu: Ürün ayrıştırılmasından sonra ortaya çıkan yoğun faz, bazı uygulamalarla yoğun fazın parçacıkları birbiri ile birleşip tortu haline gelebilmektedir.

Sıvı Atıklar : Hafif faz ürünü elde edilir.

Besleme Borusu: Çamur, bu besleme borusunun yarısına kadar beslenir; bu sırada çamur serbest bırakılır ve santrifüj kuvveti ile katılar haznenin dış kısmı boyunca yerleşir.

Ek olarak, tamburun iç çap yüzeyinde kanallar bulunmaktadır. Katı tortularının taşınması için önemli göreve sahiptir.

Dekantörlerin kullanım alanları ise aşağıda maddeler halinde verilmiştir.

- İçme suyu arıtma tesisleri
- Kentsel atık su arıtma tesisleri
- Endüstriyel atık su arıtma tesisleri
- Demir-çelik endüstrisi
- Deri fabrikası atık işleme tesisleri
- Enerji santrali tesisleri
- Kağıt fabrikası tesisleri
- Kesimhane fabrikası tesisleri

Dekantör, Stokes çökme teorisine dayanarak geliştirilmiştir ve santrifüj silindirinin kesit alanı üzerinde tekdüze bir aksenal akış modeli üzerinden hesap edilmektedir [29].

Seçilmiş tasarımın çalışma hızları, ayrıştırılacak ürünlerin yoğunluğuna göre değişmektedir. Seçilen hızlar ise, Stokes yasalarına göre belirlenir. Stokes Yasası ise aşağıdaki formül ile tanımlanır:

$$V = \frac{d^2 \times (\rho_p - \rho_s) \times g_c}{18 \times \eta} \quad (2.1)$$

V: fazların ayrılma hızı, d: partikülün çapı, ρ_p : partikülün yoğunluğu, ρ_s : sıvının yoğunluğu, g_c : yerçekimi ivme sabiti, η : sıvının viskozitesidir.

Santrifüj etkisi olduğunda denklem (2.1)'de yer alan yerçekimi ivmelenme değeri santrifüj etkisine göre kabul edilir.

$$g_c = \frac{r \omega^2}{g} \quad (2.2)$$

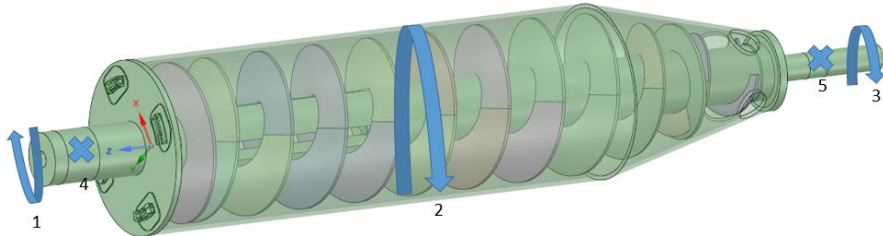
r dönme ekseninden uzaklık, ω açısal hız, g ise yerçekimi ivmesidir.

2.2. Dekantörün Matematiksel Olarak Modellenmesi

Dekantörün tambur ve helezon kısmını kapsayan hareketli bölüm için matematiksel model ifade edilecektir. Sistemin radyal olarak dönmesini ve dengesiz kütleden dolayı ortaya çıkan merkezkaç kuvvetini temsil eden denklem verilecektir.

2.2.1. Dekantörün Hareket Denklemi

Tambur ve helezon açısal hız farkı ile dönmektedirler. Bu dönüşün sağlanabilmesi için tambur ve helezona tork uygulanması gerekmektedir.



Şekil 2.3. Dekantör Hareket Modeli için Yükleme ve Sınır Şartları

Şekil 2.3'te tambura uygulanan tork (1), tambur ve helezonun farklı açısall hızı sahip (2), helezon için uygulanan tork (3) ve sistemin yataklama noktaları (4-5) gösterilmektedir.

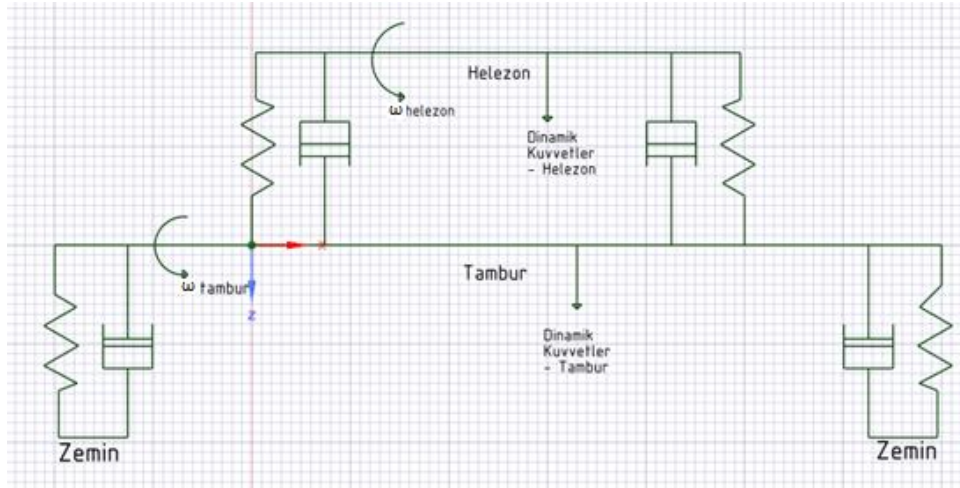
- 1: Tamburun açısall hızı için gereken tork verilmesi
- 2: Tambur ve helezonun açısall hızı
- 3: Helezonun açısall hızı için gereken tork verilmesi
- 4 ve 5: Ana yatak rulmanları

Rotor sistemin hareket denklemini aşağıdaki denklemler ile ifade edebiliriz.

$$[M]\{\ddot{\mathbf{u}}\} + ([C] + [G])\{\dot{\mathbf{u}}\} + ([K] + [B])\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}_u\} + \{\mathbf{F}_B\} \quad (2.3)$$

$$[M]\{\ddot{\mathbf{v}}\} + ([C] + [G])\{\dot{\mathbf{v}}\} + ([K] + [B])\{\mathbf{v}\} = \{\mathbf{F}_v\} + \{\mathbf{F}_B\} \quad (2.4)$$

[M]:kütle matrisi, [K]: direngenlik matrisi, [B]: sönüm matrisi (malzeme ve iç sönümleme), [C]: sönüm matrisi, [G]: simetrik jiroskopik matrisi, $\{\mathbf{F}_u\}$: balanssızlık kuvvetleri ve yerçekimi vektörü, $\{\mathbf{F}_B\}$: rulman kuvvetlerinin vektörü, $\{\mathbf{u}\}, \{\mathbf{v}\}$: x ve y yönünde deplasman vektörleridir [30].



Şekil 2.4. Dekantörün Matematiksel Modelinin Şematik Gösterimi

Tambur ve helezonun hareketini tanımlayan matematiksel model şematik olarak Şekil 2.4'te gösterilmiştir. Bu model statik ve dinamik analizler yapmak üzere

ANSYS yapısal analiz modülünde tasarlanmıştır. Ticari bir yazılım olan ANSYS, sonlu elemanlar yöntemini kullanmaktadır.

2.2.2. Helezonun Geometrik Özelliklerinin Matematiksel Model ile Birlikte Elde Edilmesi

Güç tüketimi dekantörün verimi açısından çok önemlidir. “Bell ve ark., 2014”, yazdıkları makalede helezon üzerine gelen kuvvetleri elde etmek için dekantörün güç tüketimi üzerine matematiksel model elde etmişlerdir [2]. Elde edilen matematiksel formülasyon bu tezde yapılan dekantör tasarımlarında kullanılmıştır.

2.2.2.1. Yaprak Açısı

Dekantörün helezon elemanı, mil ile birlikte yaprak saçlarının mile kaynatılması ile birlikte oluşmaktadır. Helezonun yaprak açısı ise aşağıdaki denklem üzerinden elde edilmiştir.

$$a = \tan^{-1} \frac{G}{2 \pi r} \quad (2.5)$$

a, yaprak açısı , G, hatve aralığı, r ise tambur iç yarıçapıdır.

Yaprak açısı, ürün taşımada önemli bir role sahip olduğundan dolayı elektrik tüketiminde dikkatle incelenmelidir. Yaprak açısına bağlı olarak sürtünme kuvveti de değişecektir.

2.2.2.2. Konik Tambur Açısal Hızı

Dekantör santrifüj etkisinde kaldığı için açısal dönüş hızları çok önemlidir. Yoğunluk farkına göre fazları ayrıştırmayı sağlayan merkezci ivmedir. Merkezci ivme ise açısal hıza ve tambur iç yarı çapına bağlıdır.

$$a = r \cdot \omega^2 \quad (2.6)$$

r tambur iç yarı çapı , ω ise açısal hızdır.

2.2.2.3. Diferansiyel Hız

Diferansiyel hız, tambur ile helezon arasındaki hız farkıdır. Heterojen karışımın ayrışımı ve çıkan ürünün nemliliği açısından bu hız değeri çok önemlidir. Bu hız, değişken hız sürücüleri tarafından kontrol edilir.

$$v = \frac{G \Delta}{2 \pi} \quad (2.7)$$

v aksenal taşıma hızı, G hatve aralığı, Δ diferansiyel hızdır.

2.2.2.4. Besleme Debisi

Ürünün giriş debisi, dekantör kapasitesini doğrudan etkilemektedir. Tasarım yapılırken, ürün hacmi ve kullanım alanları önem arz etmektedir. Ayırışım sağlandıktan sonra yoğunluğu yüksek olan ürün, sürtünme kuvvetini arttırmaktadır. Bu nedenle giren ürünün katı madde oranının belirlenmesi önemlidir. “Marco ve ark., 2017”, dekantörde ayırıştırma ile ilgili çalışmalar yapmıştır [31]. Ürünün içeride kalma süresi önemlidir. Süreyi aşağıdaki gibi belirtmişlerdir:

$$t = \frac{V_s}{Q_g} \quad (2.8)$$

t ürünün içeride kalma süresi, V_s tamburun boş haldeki hacmi ve Q_g ise ürünün giriş debisidir.

2.2.2.5. Tambur Geometrisi

Tambur geometrisi, hem silindirik hem de konik bölüm olmak üzere iki bölümden oluşmaktadır. Tambur geometrileri ise ürün debisine ve prosese göre elde edilmektedir. Denklem (2.9)'da hacim üzerinden yüzey alanları elde edilmektedir.

$$A_{\text{silindir}} = 2\pi r_0 L_{\text{silindir}} \quad (2.9)$$

r_0 tambur iç yarıçapı, L_{silindir} ise tambur uzunluğudur.

Ayırışan fazların hacimsel debisi “sigma” teorisi kullanılarak hesaplanır. Bu değer ayırışmanın yapıldığı yüzey alanları ile 1g (yer çekimi ivmesi) etkinin yarattığı Stoke ayırışma hızına (Denklem 2.1) bağlıdır.

$$Q_f = \frac{\pi L_{\text{silindir}} \omega^2 (r_0^2 - r_{dL}^2)}{g \ln \frac{r_0}{r_{dL}}} \times \frac{d_p^2 (\rho_k - \rho_s) g}{18\eta_s} \quad (2.10)$$

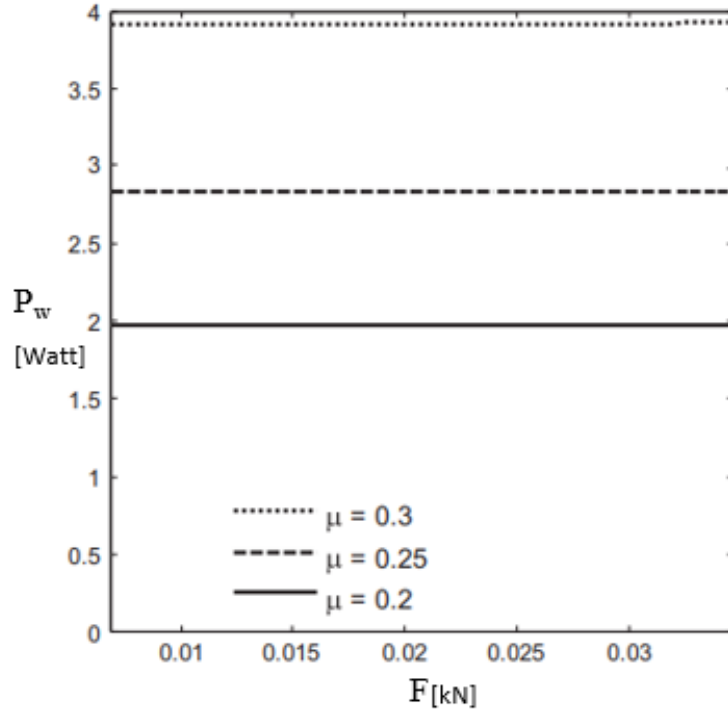
ρ_L sıvı yoğunluğu, d_p parçacık çapı ve γ_L sıvıların yüzey gerilimidir. $B_o \geq 30$ olduğunda katılar az miktarda denge doyumuna ulaşmaktadır ve daha yüksek B_o değerleri için denge doyumunu sağlayamamaktadır [33,34].

Bir dekantörün santrifüjde yeterli sedimantasyon sağlaması için yeterli bir yüzeye sahip olması gereklidir. Toplam hacimsel debiyi hesaplama yöntemlerinden birisi sigma teorisi olarak adlandırılan metottur [34]. Bu metot; Stoke sedimantasyon hızı ile beraber eş değer temizleme alanı ile ilişkilidir.

Santrifüjden sonra elde edilen katı fazın kuruluk oranı ile ürün giriş debisindeki katı madde oranı doğru orantılıdır [35]. Etkili bir sürtünme katsayısı I olarak tanımlanmıştır [36],

$$I = \frac{\rho_k - \rho_s}{\rho_k} \mu = \frac{P_T}{\dot{m}_k r_0 \omega^2 l_{\text{efektif}}} \quad (2.12)$$

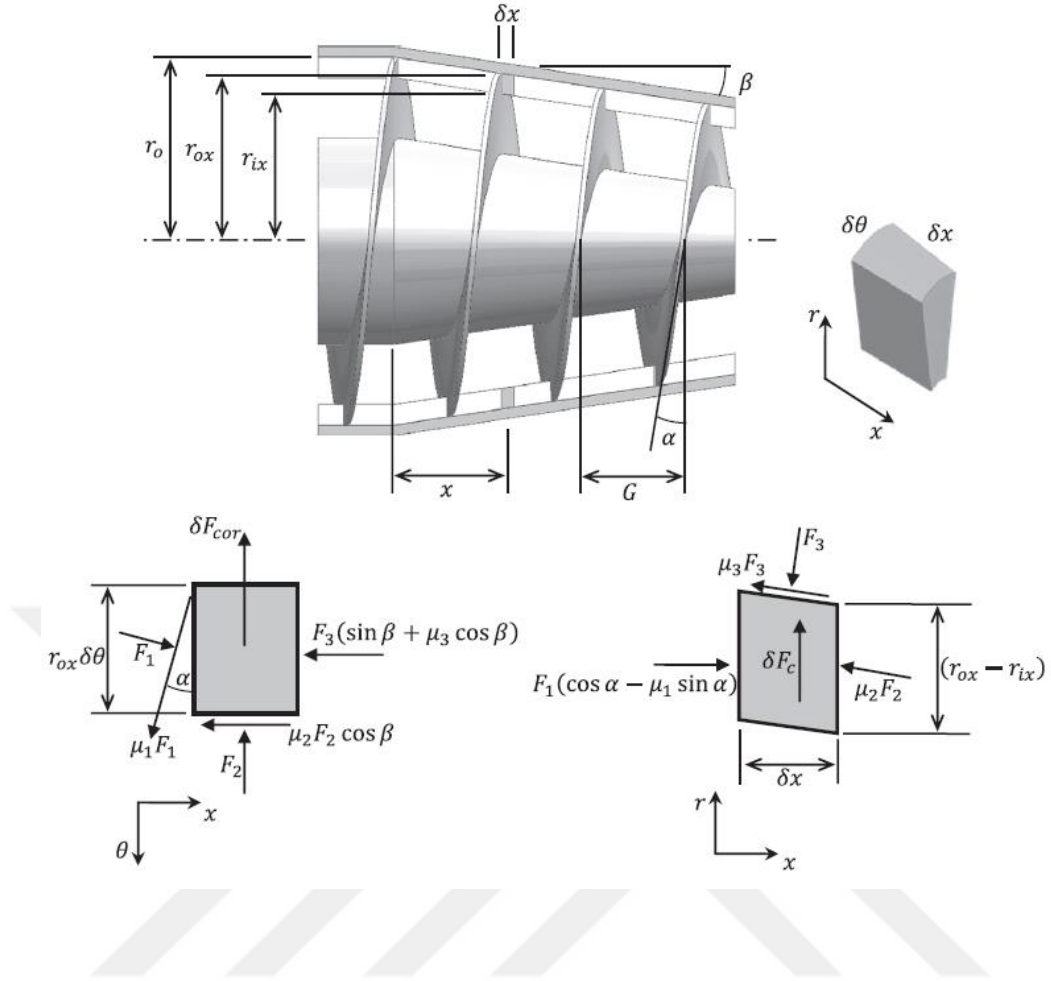
Burada l_{efektif} ' in dekantörün toplam uzunluğunun 2/3'ü alınması önerilir. Literatürde yapılan deneylerde sürtünme katsayısı artışına bağlı olarak güç tüketiminin arttığı belirtilmektedir [37]. Sürtünme kuvveti ile güç tüketim ilişkisi Şekil 2.6'da gösterilmiştir.



Şekil 2.6. Güç Tüketimi ile Sürtünme Kuvvetinin İlişkisi [2]

P_w , tüketilen güç tüketimidir. F ise sürtünme kuvvetidir.

Helezonun yaprak kalınlığının belirlenmesi için yapraklara etkiyen aksel kuvvetin bilinmesi gerekmektedir. Konik kesit boyunca ilerleyen diferansiyel katının serbest cisim diyagramı Şekil 2.7'de gösterilmiştir. Hem $x-\theta$ hem de $x-r$ düzlemleri için iki boyutlu serbest gövde diyagramları sunulmuştur. Silindirik koordinatlar, dönme eksenini boyunca x yönü, çevresel yönde θ (tambur ve kaydırma yönünde pozitif) ve dönüş ekseninden radyal olarak kullanılır. Model, çevresel genişlik $r\theta$, aksel kalınlık δx ve derinlik $r_{0x}-r_{1x}$ 'in yerleşik katı parçalarının sabit ivmeli hareketini göz önüne alır. Birim eleman, açısal hıza sahip olan tambur ile birlikte dönmekte ve $\omega+\Delta$ hızında dönen bir adım G 'ye ait bir helezon tarafından aksel olarak taşınmaktadır. G ise herhangi bir cismin üzerinde bulunan çekim ivmesidir.



Şekil 2.7. Konik Kısımda Bulunan Yoğun Fazın Etkisi ve Serbest Cisim Diyagramı [2]

Katların aksenal taşıma hızı (2.1)'de verilmiştir ve süreklilik ile yerleşmiş yoğun fazın iç yarıçapı denklem (2.13)'te verilmiştir.

$$r_{ix} = \sqrt{(r_o - x \tan \beta)^2 - \frac{2\dot{m}_k}{(1-n)\rho_k G \Delta}} \quad (2.13)$$

burada n ağır fazın taneciklerinin boşluk oranı ve \dot{m}_k ise katı fazın kütleli debisidir. Birim katı elemanın kütlesi ise r - x düzleminde kuvvet eşitliği yazılarak denklem (2.14) elde edilir.

$$\delta m = \frac{1}{2}(1 - n)\rho_s(r_{ox}^2 - r_{ix}^2)\delta\theta\delta x = \frac{\dot{m}_k}{G\Delta}\delta\theta\delta x \quad (2.14)$$

Konik bölümde elde edilen yoğun faz basıncının radyal dağılımı r ile doğrusaldır, bu nedenle basınç merkezinin yarıçapı $r_{ortalama}$ 'dır.

$$r_{ortalama} = \frac{2}{3}r_{ox} + \frac{1}{3}r_{ix} \quad (2.15)$$

Silindirik kesitte ve konik kesitin kısımlarındaki doymuş katıların yoğunluğunu elde edebilmek için denklem (2.16) kullanılmaktadır.

$$\rho_E = \rho_K - S\rho_S \quad (2.16)$$

Burada S katıların ortalama doygunluğudur. Hafif fazın, ağır faza göre debi olarak daha çok bulunduğu I ve II bölgelerinde $S = 1$ olur. Ağır fazın elde edileceği IV. bölgede ise $S = 0$ olur. Bölge III'te doygunluk şu şekilde hesaplanabilir:

$$S = \frac{r_{ox}^2 - r_{DL}^2}{r_{ox}^2 - r_{ix}^2} \quad (2.17)$$

Merkezkaç kuvvetinin diferansiyel eleman üzerinde tanımlanması ise denklem (2.18)'de yer almaktadır.

$$\delta F_c = \frac{\rho_E}{\rho_K}\omega^2 r_{ortalama}\delta m \quad (2.18)$$

Denklem (2.16)'da bulunan ρ_E ve ρ_K , doygunluk oranını bulmak için dahil edilmiştir. Konik kesimdeki katıların dış çapa doğru hareketini sağlayan radyal hız denklem (2.19)'da verilmiştir.

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{G\Delta}{2\pi}\tan\beta \quad (2.19)$$

Helezon yaprakları üzerinde bulunan diferansiyel eleman, hem dış çapa doğru hareket etmekte hem de açısal hızla dönmektedir. Bu nedenle eleman üzerinde coriolis kuvveti oluşmaktadır.

$$\delta F_{cor} = 2 \frac{dr}{dt} \omega \delta m = -\frac{G\Delta}{\pi} \omega \tan \beta \delta m \quad (2.20)$$

Şekil 2.7’de bulunan serbest cisim diyagramı için denge denklemleri, belirtilen r , θ ve x boyutları için ayrı ayrı yazılarak üç eşitlik elde edilir.

$$F_1(\cos a - \mu_1 \sin a) = F_2 \mu_2 \cos \beta + F_3(\sin \beta + \mu_3 \cos \beta) \quad (2.21)$$

$$F_1(\sin a + \mu_1 \cos a) = F_2 + \delta F_{cor}. \quad (2.22)$$

$$\delta F_3 = \delta F_c \cos \beta + F_1 \sin \beta (\cos a - \mu_1 \sin a) \quad (2.23)$$

Denklem (2.21), (2.22) ve (2.23) kullanarak F_1 kuvveti elde edilir.

$$F_1 = \frac{[(\sin \beta + \mu_3 \cos \beta) \delta F_c - \mu_2 \delta F_{cor}] \cos \beta \sec a}{(1 - \mu_1 \tan a)[1 - \sin \beta (\sin \beta + \mu_3 \cos \beta) - \mu_2 \cos \beta (\tan a + \mu_1)]} \quad (2.24)$$

Şekil 2.7’de yer alan şekil üzerinde F_1 , F_2 ve F_3 gösterilmiştir. ”Bell ve ark., 2014”, denklemler (2.13-24)’i elde etmişlerdir [2]. Burada yer alan F_1 kuvveti, dekantör içinde bulunan ürünün helezon yapraklarına normal yönden uyguladığı ve ürünün helezona karşı tepki kuvvetidir. Bu yüzden bu kuvvetin, helezon yapraklarının et kalınlığının seçilmesinde önemli bir rolü vardır. F_2 kuvveti ise denge anında belirtilmiş katı ürün ile helezon malzemesi arasındaki sürtünme kuvvetidir. F_3 kuvveti, katı maddenin tamburun üst yüzeyinde birikmesinden dolayı elamana tambur yüzeyinin uyguladığı tepki kuvvetidir.

3. MATERYAL VE YÖNTEMLER

3.1. Dekantörün Tasarımı

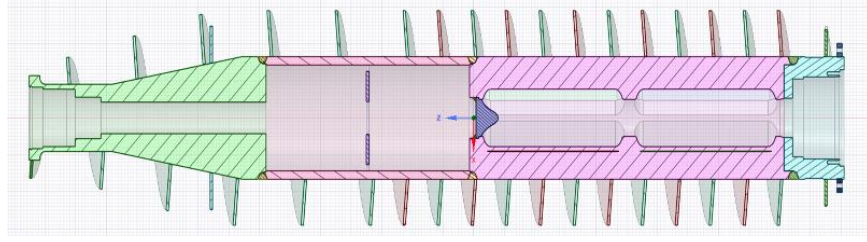
Dekantörün en önemli makina elemanı helezondur. Helezon asimetric yapıda olduğu için dengesiz kütle dağılımından dolayı açısız hız verildiğinde merkezkaç kuvvetlerinin oluşmasına neden olacaktır. Dekantörler sektörde kapasiteleri ile anılırlar. Ürün hacimlerine göre firmaların modelleri oluşturulmaktadır. İlgili sektörde üretim yapan firmaların başlıca amaçları; dekantör makinasının kapasitenin artırılması ve yüksek devir hızlarında güvenli bir şekilde çalıştırılmasıdır.

Bölüm 2’de belirtilen formüller dikkate alınarak helezon ve tambur tasarımları yapılmıştır. Tasarlanan yeni modeller için hesaplamalı dinamik ve gerilme analizleri ile birlikte optimum tasarım elde edilmiştir. Bu tezde geliştirilen dekantör modelleri Aydın ilimizde faaliyet gösteren HAUS Makina Sanayi A.Ş.’ye aittir. Dekantörlerin tasarımında iyileştirme çalışmaları için üç farklı yaklaşım ortaya konulmuştur.

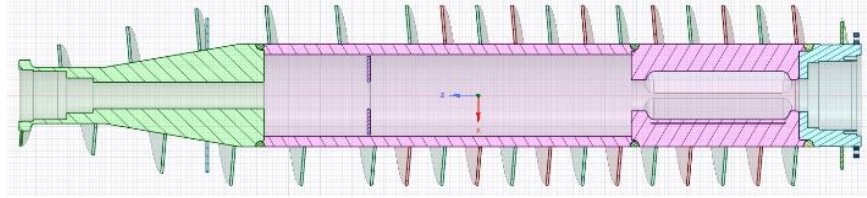
3.1.1. Helezon ve Tambur Tasarımı

Helezon tasarımı için ilk olarak HAUS Makina Sanayi A.Ş.’nin mevcut helezon modeli ve önerilen modeller üzerinden çalışmalar yapılmıştır. Helezon tasarım önerileri mevcut titreşim sorunu dikkate alınarak yapılmıştır. Tasarım doğal frekans değerlerine göre yapılmıştır. Dekantörün yüksek devirlerde çalışabilmesi için yüksek doğal frekansa sahip tasarımlar yapılması bu tezin amacıdır. Her model için elde edilen doğal frekans değerleri tezin sonuç bölümünde verilecektir.

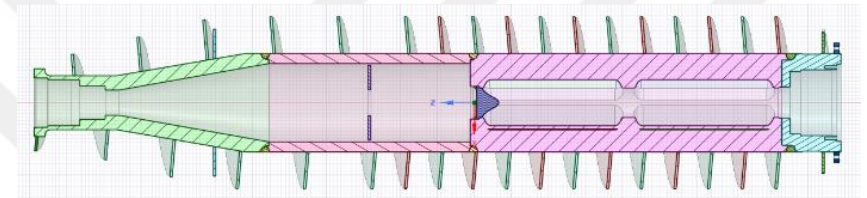
Tasarım 1 ve 2 mevcut seçilen makinanın 2 farklı helezon modeline aittir. Kütle azaltma hedefiyle tasarım 3, 4 ve 5 geliştirilmiştir. Kütlenin azaltılmasına bağlı olarak da maliyet azalacaktır. Tasarımlara ait kütle ve helezon yarıçapı ölçüleri Tablo 3.1’de paylaşılmıştır.



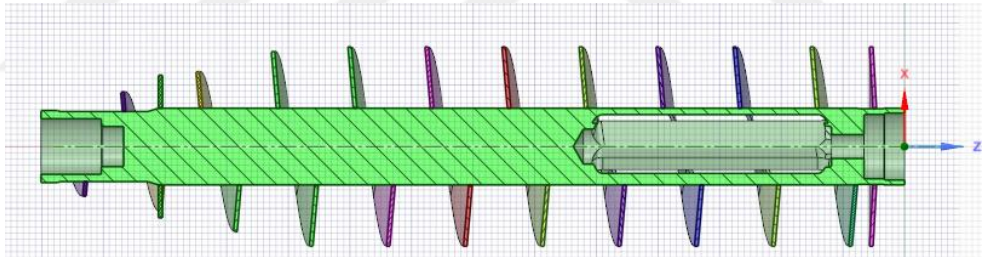
Şekil 3.1. Tasarım 1 Helezon Görünümü



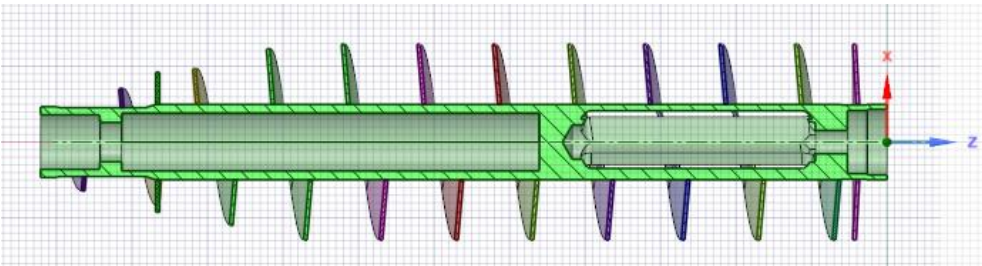
Şekil 3.2. Tasarım 2 Helezon Görünümü



Şekil 3.3. Tasarım 3 Helezon Görünümü



Şekil 3.4. Tasarım 4 Helezon Görünümü



Şekil 3.5. Tasarım 5 Helezon Görünümü

Tambur tasarımı ise ürün hacmine bağlı kalarak yapılmıştır. Şekil 3.1-5'te yapılmış olan helezon tasarımlarına ait çalışmada dekantörün içerisindeki sıvı hacmi olarak en yüksek değere tasarım 4 ve 5 sahiptir.

Tablo 3.2. Tasarımlara ait Ürün Hacimleri

Helezon Tasarımları	Tasarım 1	Tasarım 2	Tasarım 3	Tasarım 4	Tasarım 5
Ürün Hacmi m ³	0,0614	0,0614	0,0614	0,126	0,126

Tablo 3.2'de helezonların boru çaplarına bağlı olarak makina içerisinde oluşan ürün hacimleri gösterilmiştir. Firmanın kullandığı mevcut tasarım olan tasarım 1'de helezon boru çapına bağlı olarak ürün hacmi 0,0614 m³'tür. Tasarım 4 ve 5'te yer alan helezon boru çapının diğer tasarımlara göre küçüklüğünden dolayı ürün hacminde artış meydana gelmiştir. Ürün hacmi tasarım 4 ve 5'te 0,126m³'tür. Ürün hacminde mevcut tasarıma göre tasarım 4 ve 5'te %105,2'lik artış sağlanmıştır.

3.1.2. Helezon ve Tamburun Tasarım Kriterleri

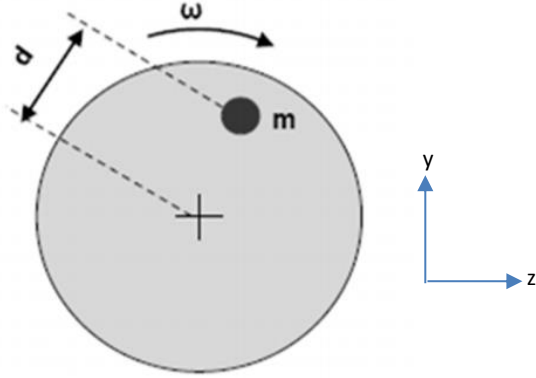
Helezonda incelenmesi gereken önemli kriterler bulunmaktadır. 3.1 Bölümü'nde elde edilen tasarımların içinden kütle, doğal frekans, kapasite ve üretilebilirlik göz önüne alınarak "tasarım 5" en iyi model olarak seçilmiştir. Önerilen yeni tasarımın boyutları matematiksel denklemler ile birlikte elde edildikten sonra balanssızlık, doğal frekans, frekans cevabı ve rotor dinamiği açısından incelenmiştir.

3.1.2.1. Statik, Dinamik ve Moment Dengelemesi

Açısal hıza sahip parçalarda dönme eksenini ile ağırlık merkezinin çakışmadığı durumlarda ortaya çıkan soruna dengesizlik (balanssızlık) denir [37].

$$U = M \times r_e = m \times r_u \quad (3.1)$$

U balanssızlık, M dönen parçanın kütlesi, r_e ise M kütlesinin ağırlık merkezi ile dönüş eksenini arasındaki uzaklığı, m dengesizlik kütlesi, r_u ise m kütlesinin dönüş eksenine olan uzaklığıdır.



Şekil 3.7. Dengesizlik Kütlesinin Gösterimi [38]

Şekil 3.7’de merkezden d uzunluğunda konumlandırılan balanssız kütle m bulunmaktadır. X düzleminde ω açısal hıza sahip olduğu hareketi dikkate alırsak; kinetik enerji, dengersiz kütlenin aşağıdaki denklemdeki gibi temsil edilebilir.

$$E_k^u = \frac{m}{2}(\dot{u}_y^2 + \dot{u}_z^2 - 2\omega d \dot{u}_y \sin(\omega t + a) + 2\omega d \dot{u}_z \cos(\omega t + a) + \omega^2 d^2) \quad (3.2)$$

m balanssız kütle, d dönme eksenini ile balanssız kütle arasındaki uzaklık, ω yapının açısal hızı, a = balanssızlığın fazı, \dot{u}_y = Y yönündeki anlık hız, \dot{u}_z = Z yönündeki anlık hızdır [31].

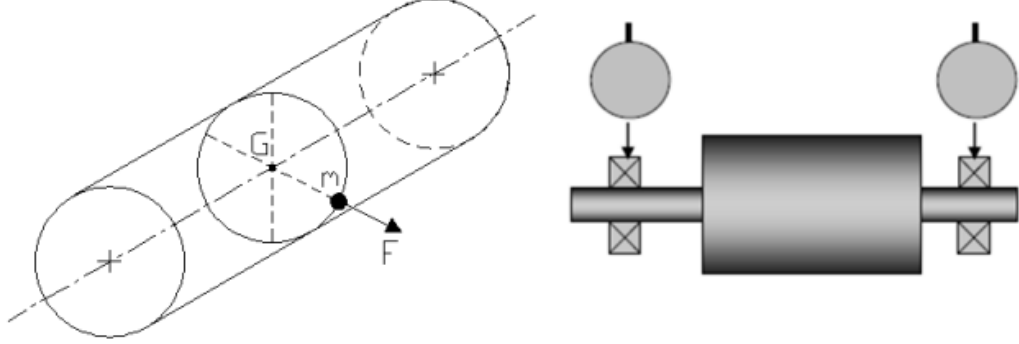
Lagrange denklemleri ile çözüm alındığında, kuvvet vektörü aşağıdaki denklemde gösterilmiştir.

$$F_x = \omega^2 ((F \cos a \sin(\omega t)) + F \sin a \sin(\omega t)) \quad (3.3)$$

$$F_y = \omega^2 ((F \sin a \cos(\omega t)) + F \cos a \cos(\omega t)) \quad (3.4)$$

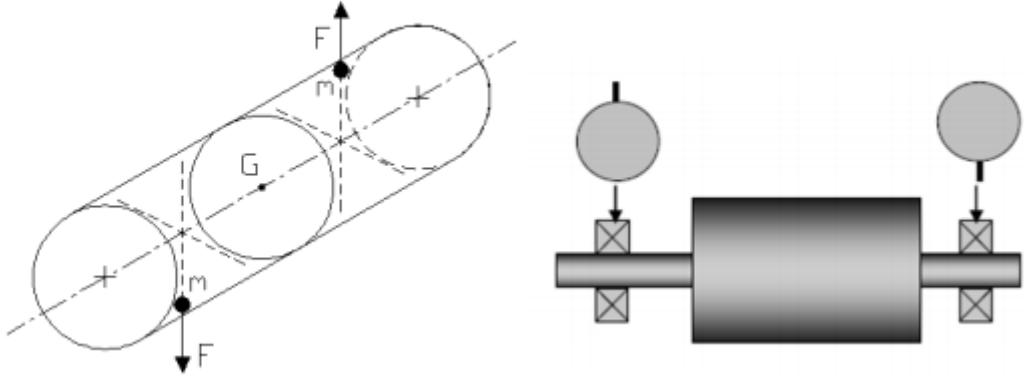
$$F = m e \quad (3.5)$$

Statik dengesizlikte, aksel konumları dikkate alınmayıp radyal yönde bulunan kütle dağılımı incelenmektedir. Balans tezgahında, dinamik dengeleme öncesinde ilk olarak aksel durumda kütle dengelemesi yapılır.



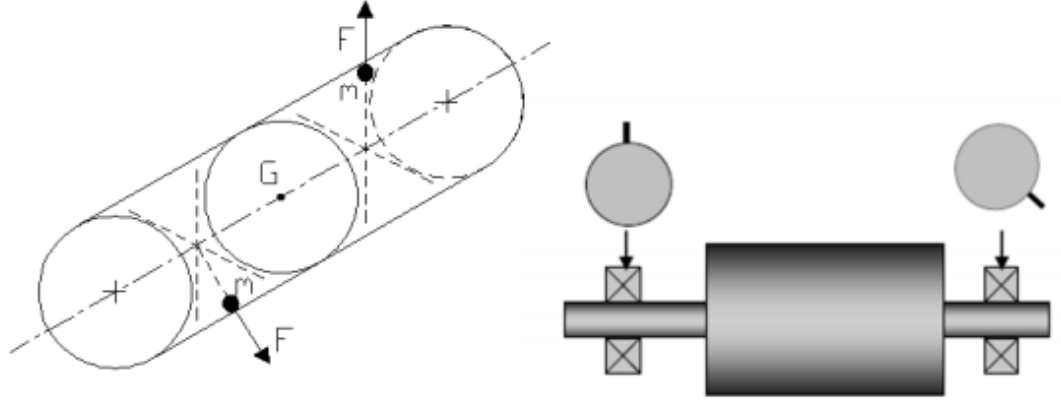
Şekil 3.8. Statik Dengesizliğin Şematik Gösterimi [38]

Moment dengesizlik, boy olarak uzun parçalarda görülmektedir. Yapının farklı düzlemlerinde bulunmaktadır. Şekil 3.9’da şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.9. Moment Dengesizliğinin Şematik Gösterimi [38]

Dinamik dengesizlik, statik ve moment dengesizliğinin beraber etkileşimi ile oluşan ve uygulamada en fazla üzerinde durulan dengesizliktir. Dinamik dengesizlik, yapının montaj edildiği makina elemanlarına zarar verebilir ve Şekil 3.10’da verilmiştir.



Şekil 3.10. Dinamik Dengesizlik Şematik Gösterimi [38]

3.1.2.2. Doğal Frekans

Doğal frekans, bir cismin rijitliğine ve kütlesine bağlıdır. Eğer sistem bu frekansta titreştirilirse sistem yüksek genlikte titreşim yapar. Bu duruma da rezonans denir.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\} \quad (3.6)$$

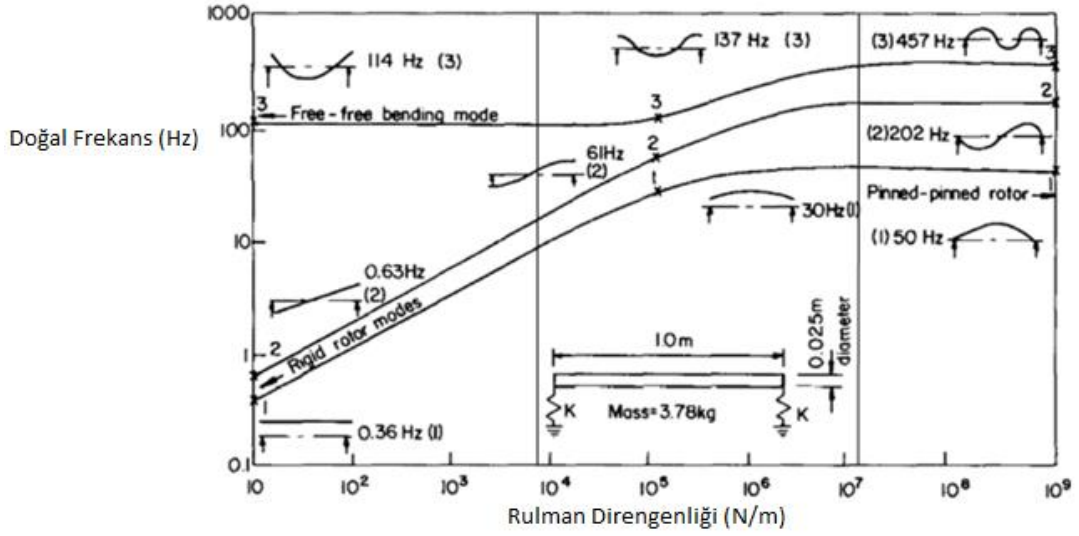
[K] yapının direngenlik matrisi, [M] yapının kütle matrisidir.

Lineer sistemler için, serbest titreşimin deplasmanı aşağıdaki formda gösterilebilir.

$$\{u\} = \{\phi_i\} \cos \omega_i t \quad (3.7)$$

$\{\phi_i\}$ doğal frekansın mod şekillerinin temsil edildiği özvektörler, ω_i ise doğal frekanslardır.

Doğal frekansın tespit edilmesinde rulmanların önemi büyüktür. Rulmanlar aynı zamanda sisteme sönümleme sağladıkları için harmonik tepkilerin doğru elde edilmesinde de önemli rol sağlarlar. Ruddy, rulmanların direngenlik katsayıları konusunda çalışma yapmış ve direngenliğin doğal frekansı değiştirdiğini göstermiştir [39]. Şekil 3.11’de doğal frekansın rulman direngenliğine bağlı değişimi verilmiştir. Rulman direngenliği ile ilgili bilgiler, yapılacak olan analizlerde dikkate alınacaktır.



Şekil 3.11. Rulman Direngenliğinin Doğal Frekansa Etkisi [39]

3.1.2.3. Frekans Cevabı Analizi

Dış etkiler altındaki yapının, statik ve dinamik durumları incelenir.

$$[M]\{\ddot{u}\} + [C]\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F^a\} \quad (3.8)$$

[M] yapının kütle matrisi, [C] yapının sönümlenme matrisi, [K] yapının direngenlik matrisi, $\{u\}$ ivmelenme vektörü, $\{\dot{u}\}$ hız vektörü, $\{u\}$ konum vektörü, $\{F^a\}$ kuvvet vektörüdür.

Faz kaymalarından dolayı ve sönümün etkisi ile birlikte deplasmanların değişimi aşağıdaki gibi tanımlanabilir.

$$\{u\} = \{u_{maks} e^{i\phi}\} e^{i\Omega t} \quad (3.9)$$

u_{maks} = maksimum yer değiştirme, $i = \sqrt{-1}$, Ω açısal hız, f frekans, t zaman, ϕ deplasman faz kaymasıdır.

u_{maks} ve ϕ farklı serbestlik derecelerinde olabilirler. Denklem (3.9), denklem (3.10)'da bulunan denklemdeki gibi yazılabilir.

$$\{u\} = \{u_{max}(\cos\phi + \sin\phi)\} e^{i\Omega t} \quad (3.10)$$

3.1.2.4. Rotor Dinamiği

Balanssızlık ve şaftın açısal hızı ile birlikte harmonik yükleme ortaya çıkmaktadır. Denklem (3.1)'de yer alan dengesizlik denklemleri ile beraber frekans cevabı için fonksiyonlar aşağıdaki formül ile elde edilir.

$$F_x(t) = mr\omega^2 \cos(\Omega t) \quad (3.11)$$

$$F_y(t) = mr\omega^2 \sin(\Omega t) \quad (3.12)$$

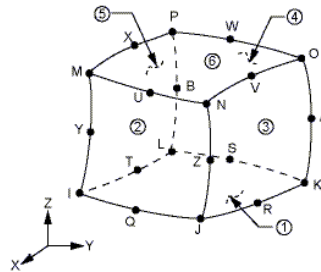
Dengesizlik durumlarında, yapının sönümlenmesi için rulmanların direngenlik katsayıları çok önemlidir. Rulmanların direngenliği ile ilgili değerler SKF firmasından alınmış ve hesaplamalı analizler için bu değerler 4. Bölüm'de kullanılmıştır.

3.2. Hesaplamalı Analiz Modeli

Dekantöre ait yapısal dayanıklılığı ve titreşimi incelemek için hesaplamalı analiz modeli kullanılmıştır. Denklemlere ait sayısal çözümü elde etmek için ticari bir yazılım olan ANSYS programından yararlanılmıştır.

3.2.1. Sonlu Elemanlar Modeli

Sonlu elemanlar modeli, ANSYS Workbench yazılımı içerisinde SOLID 186 yapısal eleman tipleri ile oluşturulmuştur. SOLID 186 elemanları için genel olarak "Hex Dominant" ve "Sweep" ağ örgüsü (mesh algoritmaları) kullanılmıştır. SOLID 186 elemanı üç boyutlu kuadratik şekil fonksiyonlarına sahip ve 20 düğüm noktası içeren bir eleman türüdür. Her bir düğüm noktasında öteleme yönünde x, y ve z olmak üzere üç serbestlik derecesine sahiptir. Şekil 3.12'de elemanın özellikleri sunulmuştur.



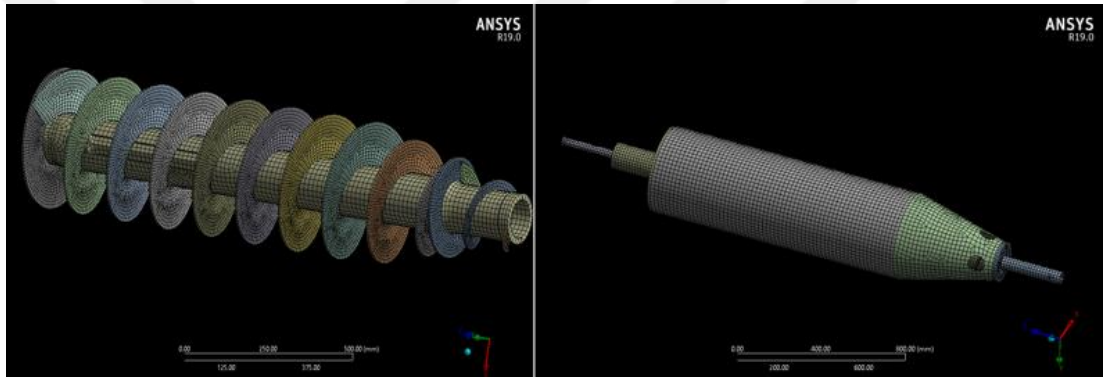
Şekil 3.12. SOLID 186 – Kullanılan Eleman Tipi

Bölüm 3.1’de en iyi tasarım seçilen tasarım 5 için helezon ve tambura ait sonlu elemanlar modelinin eleman ve düğüm noktası Tablo 3.3’te yazılmıştır. Tablo 3.4’te ise seçilen düğüm ve eleman sayılarının optimizasyonu verilmiştir.

Tablo 3.3. Sonlu Elemanlar Modeli ile İlgili Genel Bilgiler

Sonlu Elemanlar Modeli	
Düğüm Noktası	561.158
Eleman Sayısı	145.682

Tasarım 5’in helezon ve tambur modeline ait genel sonlu elemanlara ait sayısal ağ Şekil 3.13’te verilmiştir.

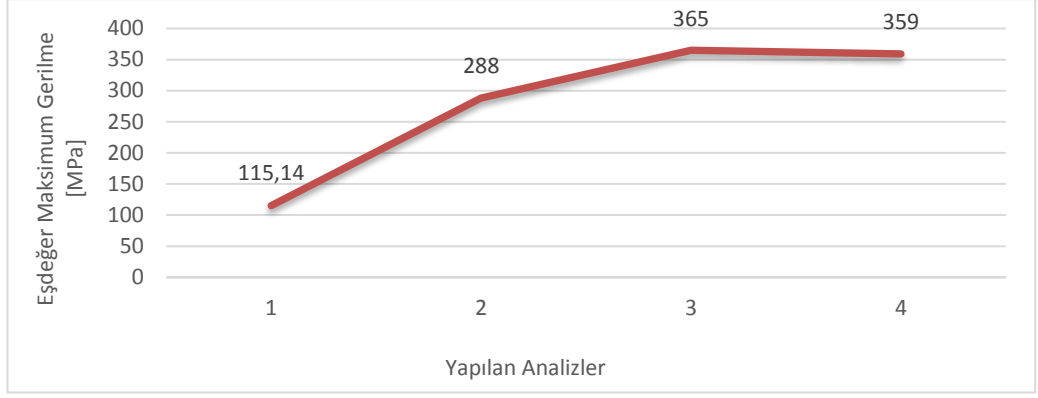


Şekil 3.13. Dekantöre Ait Sonlu Elemanlar Modeli Sayısal Ağı

Tablo 3.4. Sayısal Ağ Optimizasyonu

Sayısal Ağ Optimizasyonu				
Analiz No:	Eşdeğer Gerilme [MPa]	Değişim %	Sayısal Ağ Düğüm Sayıları	Sayısal Ağ Eleman Sayıları
1	115.14	-	124.145	64.574
2	288	85.81	198.471	85.174
3	365	23.61	254.055	112.41
4	359	-1.7	561.158	145.682

Şekil 3.14’te sayısal ağ optimizasyona ait grafik verilmiştir.



Şekil 3.14. Sayısal Ağ Optimizasyon Grafiği

3.2.2. Malzeme Bilgisi

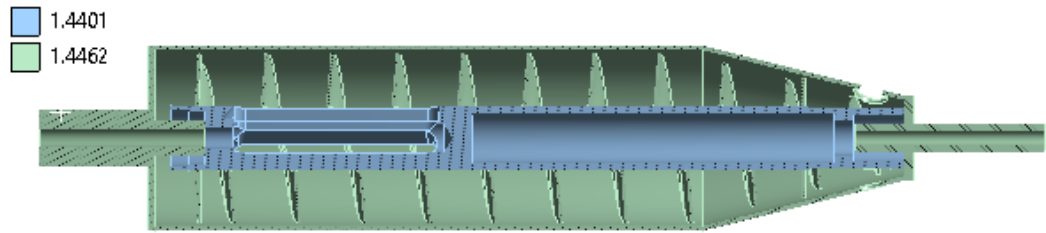
Yapısal analizlerde kullanılan malzeme özellikleri ile ilgili bilgiler Tablo 3.5'te sunulmuştur.

Tablo 3.5. Makina Parçalarının Mekanik Malzeme Özellikleri

	DIN 1.4462	DIN 1.4401
Elastisite Modülü	200 GPa	193 GPa
Poisson Oranı	0.333	0.29
Özkütle	7.80 g/cc	8.00 g/cc
Akma Sınırı	460 MPa	290 MPa

Şekil 3.15'te ise seçilen malzemelerin dekantör üzerinde dağılımı gösterilmiştir.

Malzeme Dağılımı



Şekil 3.15. Dekantör Elemanlarının Malzeme Bilgisi

3.2.3. Bağlantı Özellikleri

Dekantör montajına ait model bağlantılarında modellenmeyen civatalar yerine Ansys Beam elemanları kullanılmıştır. Diğer kaynaklı bölgeler ve birbirlerinden

ayrılmayacak bölgeler için her kontak bölgesi için normal yönde ve kayma yönünde tüm yükleri birbirlerine ileten tümleşik (bonded) kontaklar ile sadece normal yönde yükleri ileten ayrışma olmayan (no separation) kontaklar tanımlanmıştır.

3.2.4. Dekantörün Analiz Senaryoları, Yüklemeler ve Sınır Koşulları

ANSYS Mechanical paket programında yapıya ait yapısal analizler yapılmıştır. Bu analizler için aşağıdaki senaryolar belirlenmiştir. Yükleme ve sınır koşulları tasarım 5 üzerinden gösterilmiştir.

- Tamburun Mukavemet Analizi
- Tambura Tork Yükleme
- Helezona Tork Yükleme
- Helezona Eksenel Kuvvet Yükleme
- Dekantör Çalışma Devri için Açısal Hızın Etkisi
- Dekantör ve Helezon Doğal Frekans Analizi
- Dekantör Frekans Cevabı Analizi

Dekantörde bulunan tambur ve helezonun açısal hızı kullanılan elektrik motorlarına ve şanzıman dişli oranına bağlıdır. Sektörde, çevre atık ürünlerini ayrıştırmada kullanılacak olan bu dekantör modelinde diferansiyel hız 1-5.2 Rad/sn arasındadır. Kullanılan elektrik motorunun maksimum çalışma frekansı 366,5 rad/sn'dir. Buna göre ana motorun tamburu tahrik edebilecek maksimum açısal hızı 366,5 rad/sn'dir. Diferansiyel hız ise denklem (3.13)'te verilmiştir. Seçilen şanzıman ise GNLW363 serisidir. Bu şanzımanın dişli oranı 57'dir. Şanzımana ana motordan giriş hızı ise kayış yardımı ile aktarılmaktadır. Kayış oranı 1,2'dir. Şanzıman giriş hızı ise 303,68 rad/sn'dir. Açısal hız olarak verilen yüklemeler bu değerlere göre verilecektir.

$$\Delta = \omega - \omega_{SG} / n \quad (3.13)$$

$$\Delta = (366,5 - 303,68 \text{ [rad/sn]}) / 57 = 1,04 \text{ rad/sn} \quad (3.14)$$

Δ diferansiyel hızı, ω tambur hızı, $\omega_{\text{ŞG}}$ şanzıman giriş hızı, n ise şanzıman dişli oranıdır.

3.2.4.1. Tamburun Mukavemet Analizi

Yüksek açısal hız tahrik edilen tamburun yapısına; santrifüjal basınç şeklinde etki etmektedir.

Santrifüjal basınç ise denklem (3.15)'te gösterilmiştir.

$$P = \rho \omega^2 (r_d^2 - r_i^2) \quad (3.15)$$

$$P = 1,200 \text{ (kg/m}^3\text{)} 366,5^2 (0,241^2 - 0,150^2) = 2,936 \text{ MPa} \quad (3.16)$$

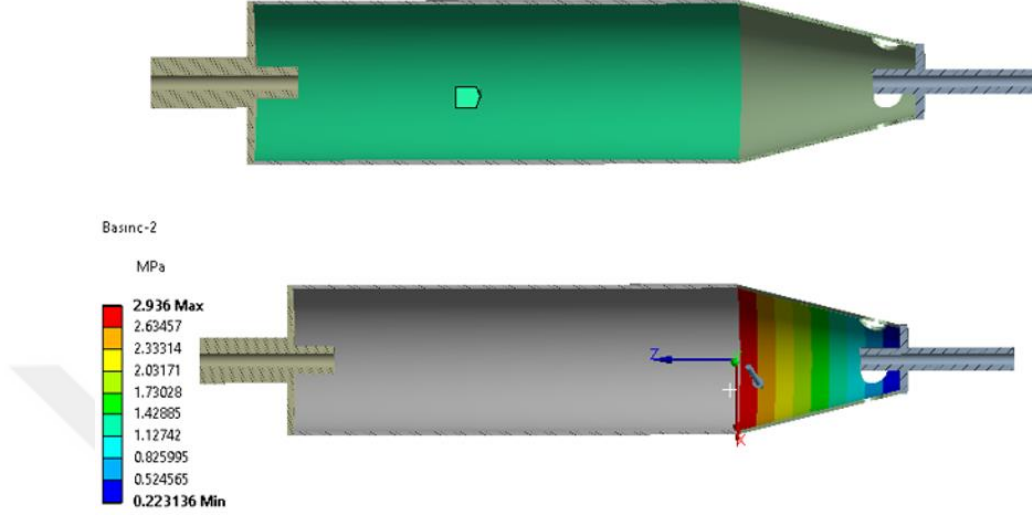
ρ sıvının özkütlesi, ω açısal hız, r_d tamburun sıvı hacminin dış çapı, r_i ise tamburun sıvı hacminin iç çapıdır. Şekil 3.16'da sınır koşulları ve yüklemesi verilmiştir. Tambura yapılan yüklemeye denklemin hesaplaması (3.16) dikkate alınarak yükleme yapılmıştır. Denklem (3.16)'da girilen sayısal değerler tamburun silindirik kısmı için geçerlidir. Tambur iç ve dış yarıçaplarının karelerinin farkı ile santrifüj basıncı doğru orantılı olarak artmaktadır. Belirtilen basınç değerleri ve sınır şartları uygulandığında tamburun dayanımı yapılacak olan analizlerle belirlenecektir.



Şekil 3.16. Dekantöre Basınç Yüklemesi ve Sınır Koşulu

C ile belirtilen sabit destekler, A ve B basınç yüklemesidir.

Şekil 3.17’de ise uygulanan basınç verilerinin detayları verilmiştir. Konik bölgede, yarıçapa bağlı olarak değişen basınç verisi tanımlanmıştır.



Şekil 3.17. Dekantöre Basınç Yükleme Dağılımı

3.2.4.2. Tambura Tork Yüklemesi

Tamburu tahrik eden güç mekanizması bulunmaktadır. Bu güç mekanizması ise tambura tork ileterek istenilen devire çıkmasını sağlamayı hedefler. Şekil 3.18’de tambur milinin yatakladığı A noktası ve torkun uygulandığı B noktası gösterilmiştir. Uygulanan tork 250 Nm’dir.

$$T_{NM} = P_w \times 9.549 / \omega \quad (3.17)$$

$$\rightarrow T_{NM} = 90kW \times 9.549 / 3500rpm = 250Nm$$

Denklem 3.17’de yer alan T_{NM} Tork [Nm], P_w motorun güç değeri [watt], ω ise açısal hız değeridir [rpm].

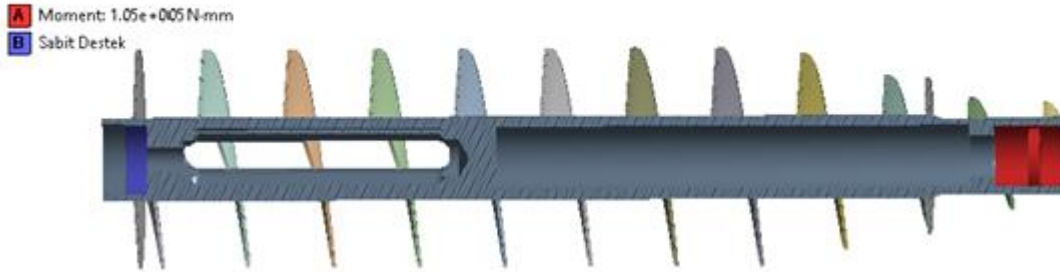


Şekil 3.18. Dekantöre Tork Yükleme ve Sınır Koşulu

3.2.4.3. Helezona Tork Yükleme

Helezonu tahrik eden güç mekanizması ile tamburu tahrik eden mekanizma ayrıdır. Farklı açısal hızlara sahip olmaları için helezon ve tamburun tork yüklemeleri farklıdır. Helezonun kütle ve açısal hızına göre seçilen tork değeri yüklemesi Şekil 3.19’da gösterilmiştir. Denklem (3.17)’den yararlanılarak;

$$T_{NM} = 37kW \times 9.549 / 3490 \text{ rpm} = 105Nm \quad (3.18)$$

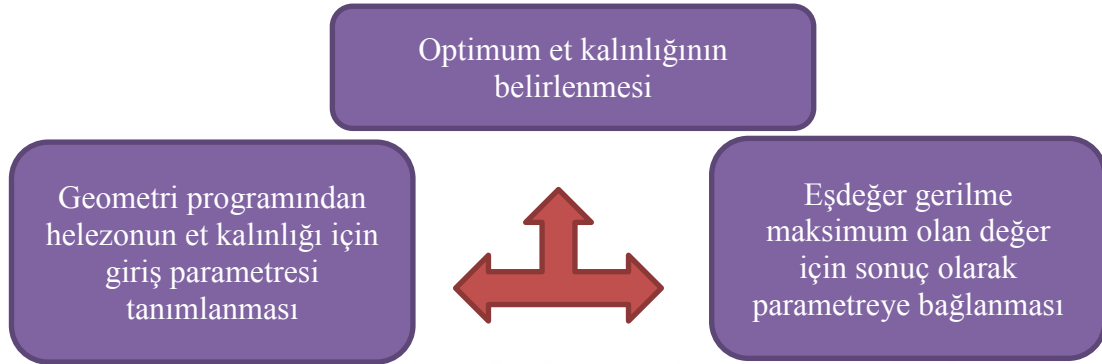


Şekil 3.19. Helezona Tork Yükleme ve Sınır Koşulu

3.2.4.4. Helezonun Yapraklarına Eksenel Kuvvet Yükleme

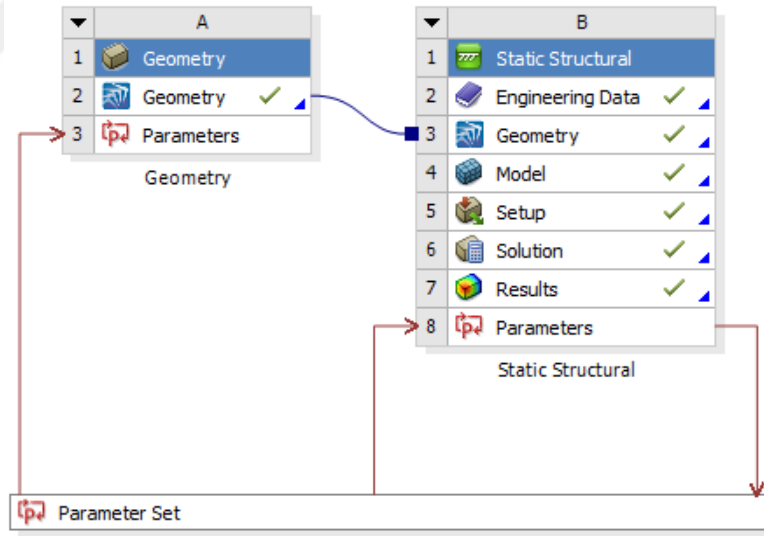
Helezonun yapraklarına gelen eksenel yüklemeler, yoğun fazın özkütlesine ve yaprak açılara bağlıdır. Denklem (2.25)’te eksenel kuvvet elde edilmiştir. Denklem (2.25)’in çözümü MATLAB programı yardımı ile hesaplanmıştır. EK-A’da MATLAB kodu verilmiştir. Eksenel kuvvet 7642 N elde edilmiştir.

Şekil 3.20’de aksel kuvvet yüklemesi ile birlikte et kalınlığının belirlenmesi gösterilmiştir. Et kalınlığının belirlenmesi sadece “tasarım 5” modeli için yapılacaktır.



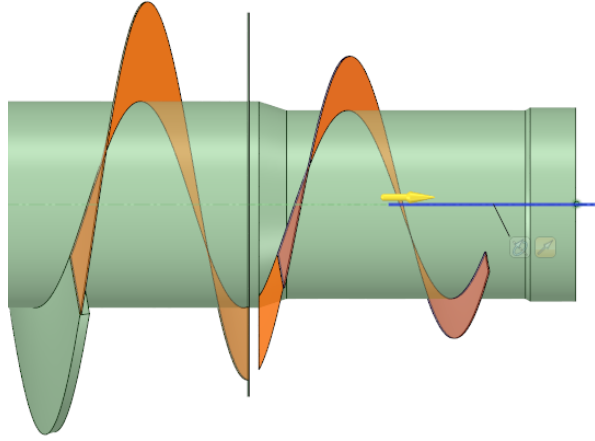
Şekil 3.20. ANSYS’te Parametrik Çalışmanın Şematik Çizimi

Şekil 3.21’de ise ANSYS yazılımına ait çalışma ekranının ekran görüntüsü gösterilmiştir.



Şekil 3.21. ANSYS Çalışma Ekranından Parametrik Çalışmanın Görünümü

Şekil 3.22’de ise yaprak kalınlığının parametreye bağlı olarak artırılması için seçilen yüzeyi gösterilmiştir.



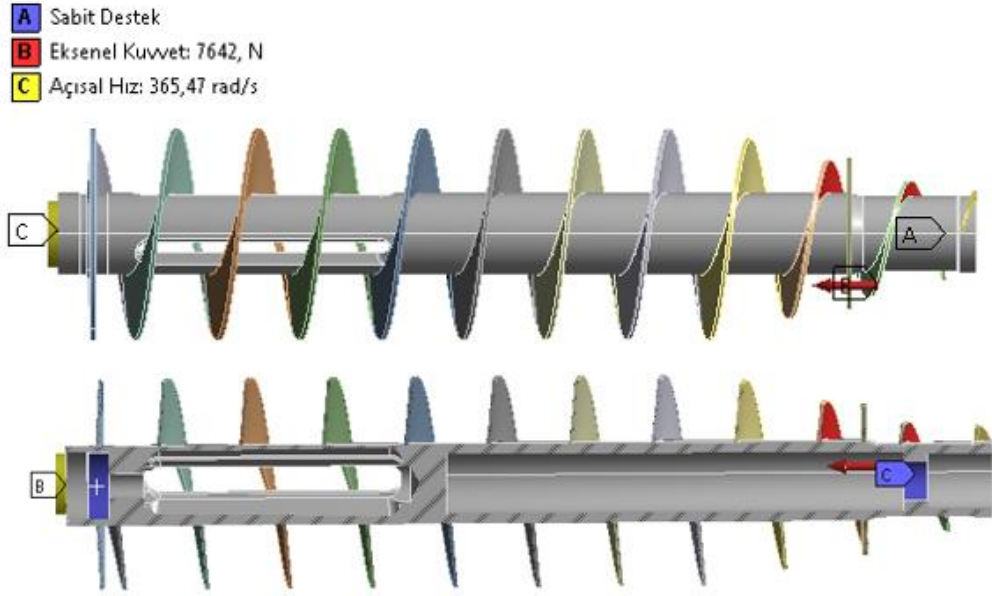
Şekil 3.22. ANSYS SpaceClaim Yazılımının Parametreye Bağlanan Yüzeyi

Şekil 3.22’de yüzeylerin katı model oluşturmak için Tablo 3.6’da verilen değerleri ile giriş parametreleri oluşturulmuştur. Et kalınlıklarına bağlı olarak yaprakların ağırlıkları da verilmiştir. Mevcut tasarımda yaprak kalınlığı 12 mm olarak kullanılmaktadır. Bu tezde yapılan çalışmalar ile emniyetli et kalınlığı tespit edilecektir.

Tablo 3.6. Et Kalınlıklarında Parametreye Verilen Giriş Değerleri

Yaprakların Ağırlıkları [kg]	Et Kalınlığı [mm]
27	4
34	5
41.1	6
48.2	7
56.3	8
63.4	9
70.5	10
77.6	11
84.7	12

Parametrik çalışmanın ardından seçilmiş et kalınlığı ile birlikte tasarım 5 helezonuna, Şekil 3.23’te bulunan sınır şartı ve yüklemeler uygulanmıştır.



Şekil 3.23. Helezonun Eksenel Yükleme ve Sınır Koşulu

3.2.4.5. Dekantörde Açısal Hızın Etkisi

Dekantörün kullanım alanına göre ve susuzlaştırmanın aşamalarına göre açısal hızlar değişmektedir. Dekantörün açısal hızları Şekil 3.24'te gösterilmiştir. Sınır şartları ise Tablo 3.7'de verilmiştir.



Şekil 3.24. Dekantörün Açısal Hız Etkisi için Yükleme ve Sınır Şartları

Tablo 3.7. Dekantörün Sınır Şartları A ve D

	Sınır Şartı 1	Sınır Şartı 2
X Yönü	Sabit	Sabit
Y Yönü	Sabit	Sabit
Z Yönü	Sabit	Sabit
X Eksenî Dönüşü	Sabit	Sabit
Y Eksenî Dönüşü	Sabit	Sabit
Z Eksenî Dönüşü	Serbest	Serbest

3.2.4.6. Dekantör ve Helezonun Doğal Frekans Analizi

Dekantör modelinin doğal frekansları tespit edilmiştir. (3.6), (3.7) denklemleri ile elde edebileceğimiz doğal frekans değerleri, sistemin rezonans durumunu da belirleyecektir. Harmonik analiz öncesi doğal frekansların belirlenmesi, titreşim yönlerinin belirlenmesi için önemlidir. Böylelikle rezonans frekanslarındaki eğilme, burulma ve boyuna modları belirlenecektir.

Şekil 3.25'te modal analiz için sınır şartları verilmiştir. Tablo 3.7'deki aynı sınır şartları tambur için uygulanmıştır.



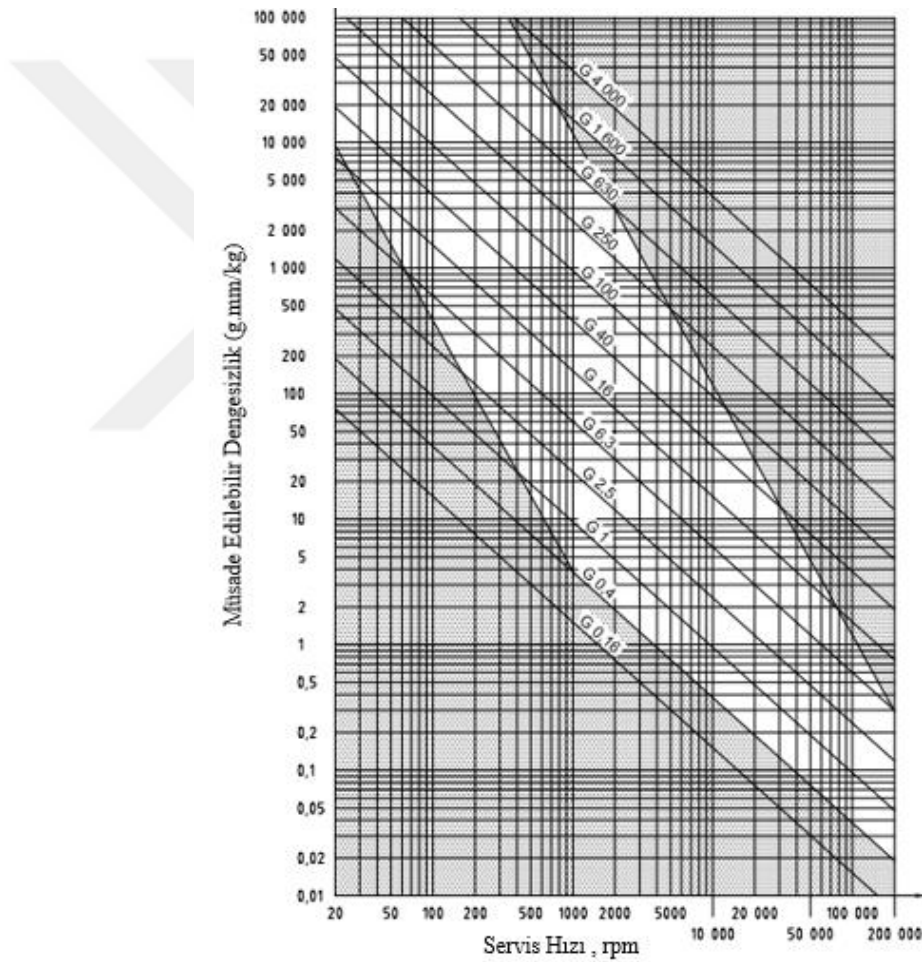
Şekil 3.25. Tambur için Uygulanan Modal Analizin Sınır Şartları

3.2.4.7. Dekantör Frekans Cevabı Analizi

Dekantörün frekans cevabı analizinin yapılması, tasarım aşamasındayken oldukça kritik bir durumdur. Harmonik analizde elde edilen titreşim hız ve genlikleri makinanın standartlara uygunluğu hakkında öngörü oluşturmaktadır. Dekantör, ISO (Uluslararası Standartlar Organizasyonu) standartlarına göre [39] santrifüj makinaları olarak balans kalite seviyesi G6.3'tür. Bu değer ise 6.3 mm/sn'ye karşılık gelmektedir.

Şekil 3.26'da balans kalite seviyesi gösterilmiştir. Denklem (3.1)'in temeline dayanan Denklem (3.11) ve (3.12)'e göre; dengesizlik kütlesi, dinamik durumda merkezci kuvvete neden olur. Denklem (3.1)'de tanımlanan, dönme eksenin geometrik merkezi ile uzaklıkları belirlenmiştir. Z eksenini etrafında açılmal hıza sahip olan helezonun X ekseninde -0.657 mm, Y ekseninde ise -0.4301 mm geometrik merkezi ile dönme ekseninin merkezi arasında fark bulunmaktadır.

Helezon tasarlanırken, geometrik merkezinin yeri değiştirilmiş ve milin iç yapısına göre optimum tasarıma ulaşılmaya çalışılmıştır. En iyi tasarım için helezonun geometrik merkezi ile dönme eksenin uzaklığı mümkün olduğu kadar çakıştırılmıştır.

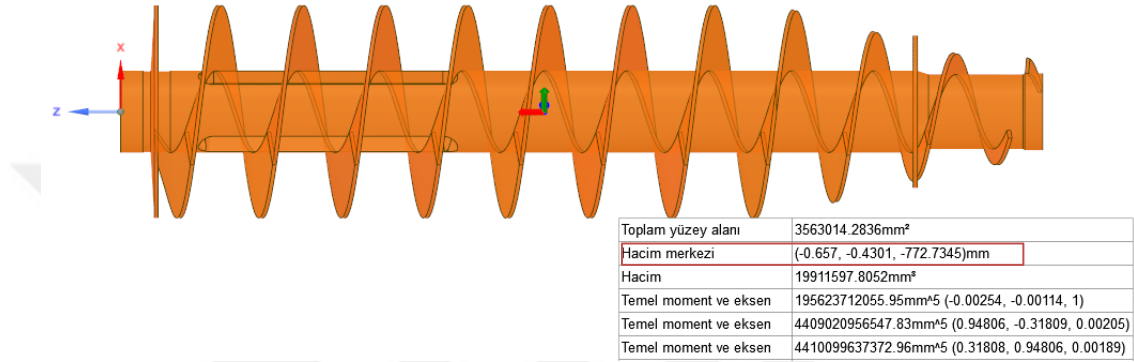


Şekil 3.26. Uluslararası Standartlar Organizasyonu Titreşim Tablosu [40]

Şekil 3.27'de geometrik merkezin dönme eksenine göre konumu SpaceClaim yazılımı ile gösterilmiştir. Tablo 3.8'de ise tasarımlara ait kütle merkezi bilgisi verilmiştir. Dönme eksenini Z olarak kabul edilmiştir.

Tablo 3.8. Tasarımların Geometrik Merkez Bilgisi

Kütle Merkezi	X	Y	Z
Tasarım 1	1.251	0.65	-780
Tasarım 2	1.124	0.41	-774
Tasarım 3	0.95	0.64	-787
Tasarım 4	-0.2	-0.1	-790
Tasarım 5	-0.657	-0.4301	-772.73



Şekil 3.27. Helezonun Geometrik Merkezinin Tespiti

Frekans cevabı analizinde, rulman elemanlarının seçimi önemi bir konudur. Sisteme sönüm katkısı olduğundan dolayı SKF rulman şirketinden dinamik yük kapasitesine göre lineer rulman direngenlik ve sönüm matrisi alınmıştır. Tambur ve helezon montajını sağlayan rulman elemanlarının direngenlik ve sönümlenme katsayıları Tablo 3.9’da verilmiştir. Bu değerler mekanik analizlerde dikkate alınacaktır. Direngenlik de hesaba katılarak doğal frekanslar elde edilecek ve frekans cevabı analizleri gerçekleştirilecektir.

Tablo 3.9. Rulman Direngenlik ve Sönümlenme Katsayıları

Rulman Katsayıları	Direngenlik [N/mm]	Sönümlenme [N.s/mm]
XX	$2,45 \times 10^5$	2400
YY	$3,5 \times 10^5$	3450
XY	-12400	1250
YX	36500	2100

Denklem (3.11) ve (3.12)'yi kullanarak, X ve Y yönünde dengesizlikten ortaya çıkan kuvvet hesaplanmıştır.

$$F_x = me_x\omega^2 = 372 \text{ (kg)} \times \frac{0.657}{1000} \text{ (m)} \times \frac{2\pi}{60} \times 3495 \left(\frac{\text{rad}}{\text{sn}}\right) = 32560\text{N} \quad (3.19)$$

$$F_y = me_y\omega^2 = 372 \text{ (kg)} \times \frac{0.430}{1000} \text{ (m)} \times \frac{2\pi}{60} \times 3495 \left(\frac{\text{rad}}{\text{sn}}\right) = 21315\text{N} \quad (3.20)$$

Yapılacak olan frekans cevabı analizinde F_x ve F_y kuvvetleri sisteme uygulanmıştır.



4. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

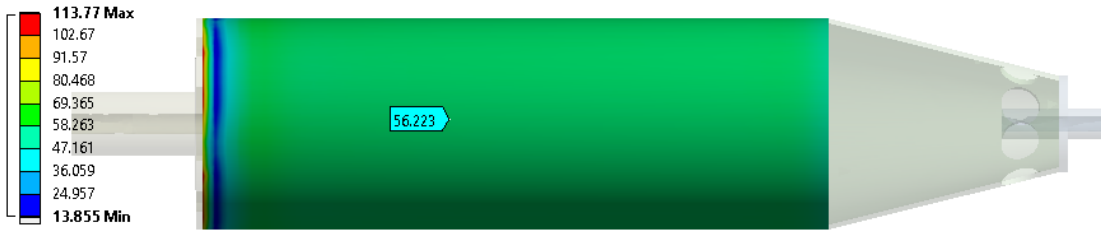
Hesaplamalı analizler ANSYS paket programı ile yapılmıştır. Bu tezde geliştirilen tasarımlardan tasarım 5'e ait helezon ile birlikte dekantörün mukavemet ve titreşim analiz sonuçları elde edilmiştir. Tüm helezon tasarımlarının ise mukavemet ve doğal frekans analiz sonuçları elde edilmiştir.

4.1. Tamburun Mukavemet Analizi Sonuçları

Tambur çalışma esnasında basıncın etkisindedir. Mekanik olarak kapalı bir sistem olarak basınçlı kabın dayanımı olarak modellenebilir. Şekil 4.1'de dekantörün eşdeğer gerilmesi ve Şekil 4.2'de yalnızca tamburun eşdeğer gerilmesi verilmiştir.

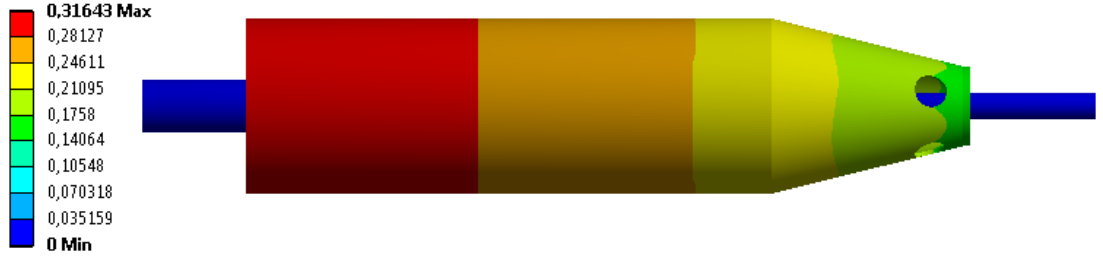


Şekil 4.1. Dekantörün Eşdeğer Gerilmesi [MPa]



Şekil 4.2. Silindirik Tamburun Eşdeğer Gerilmesi [MPa]

Şekil 4.3'te ise basıncın tambur üzerinde meydana gelen deformasyon miktarı verilmiştir. Tambur malzemesinin maksimum gerilme değeri 113.77 MPa'dır. Bu değer tambur malzemesinin akma gerilme değeri göz önüne alındığında, emniyet katsayısı 2.56 elde edilmiştir. Bu nedenle tambur güvenlidir.

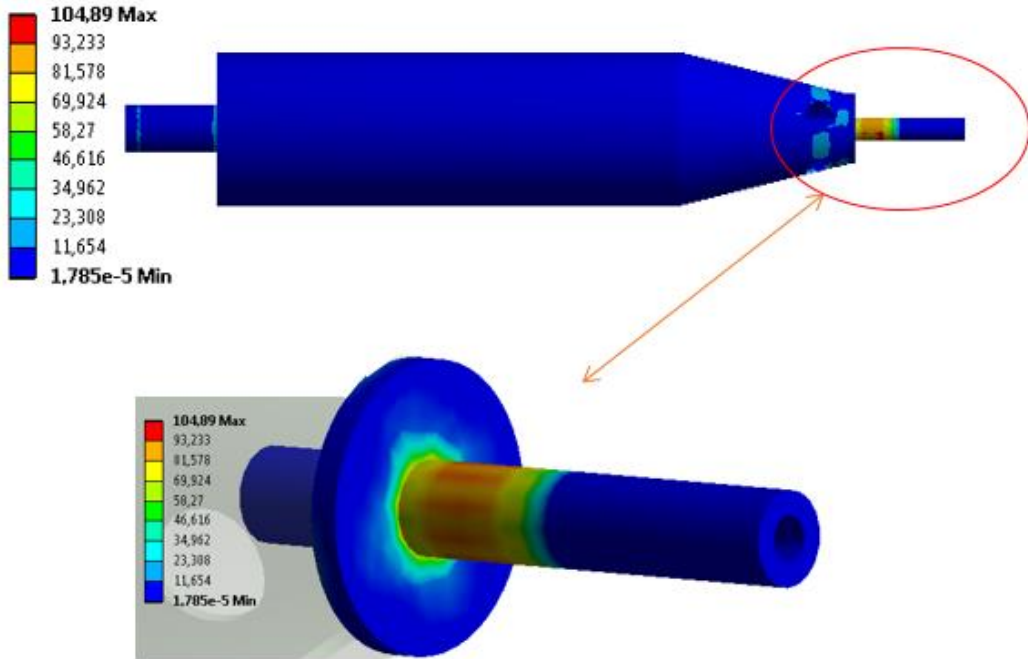


Şekil 4.3. Dekantörün Toplam Deformasyonu [mm]

Şekil 4.3'te verilen tamburun maksimum deformasyonu, tamburun silindirik kısmında meydana gelmiştir. Helezon yapraklarının bittiği düzlem ile tamburun arasındaki mesafe 1mm olduğundan dolayı deformasyon olarak da sistem güvenlidir.

4.2. Tambura Tork Yükleme Sonuçları

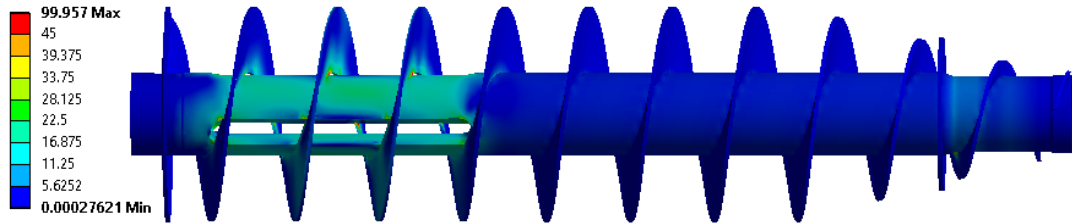
Tambura, gerekli güç aktarımı yapıldığı durum incelenmiştir. Torku aktaran mil üzerinde maksimum 104.89 MPa eş değer gerilme görülmüştür. Parça malzemesinin akma gerilme değeri göz önüne alındığında emniyet katsayısı 2.76'dır. Bu değer ile dekantör güvenli durumdadır. Şekil 4.4'te eşdeğer gerilmesi verilmiştir.



Şekil 4.4. Tamburun Tork Yükleme Altındaki Eşdeğer Gerilmesi [MPa]

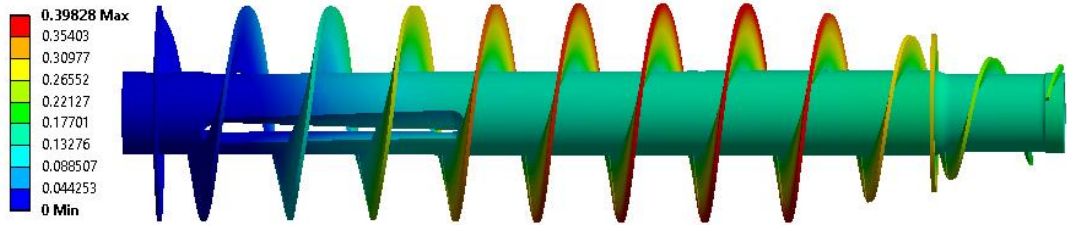
4.3. Helezona Tork Yükleme Sonucunda Elde Edilen Veriler

Bu bölümde helezona gerekli güç aktarımı yapıldığı durum incelenmiştir. Torku aktaran helezon üzerinde maksimum 99.957 MPa eşdeğer gerilme görülmüştür. Parça malzemesinin akma gerilmesi değeri göz önüne alındığında güvenlik katsayısı 4.95'dir. Helezon güvenli durumdadır. Şekil 4.5'te eşdeğer gerilmesi verilmiştir.



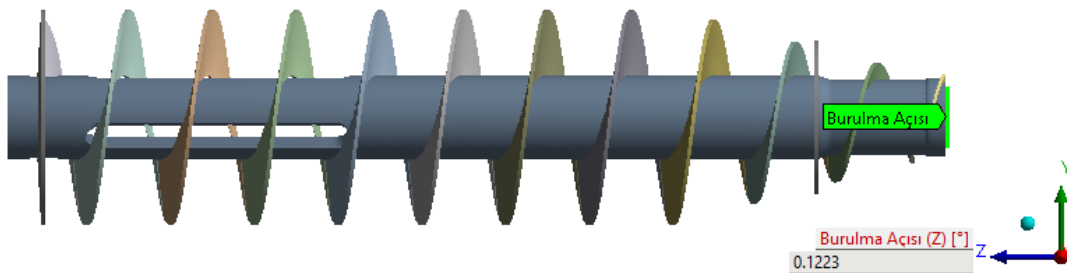
Şekil 4.5. Helezonun Tork Yükleme Altındaki Eşdeğer Gerilmesi [MPa]

Tork altında bulunan helezonun, burulmaya zorlandığı görülmektedir. Şekil 4.6'da toplam deformasyonu verilmiştir.



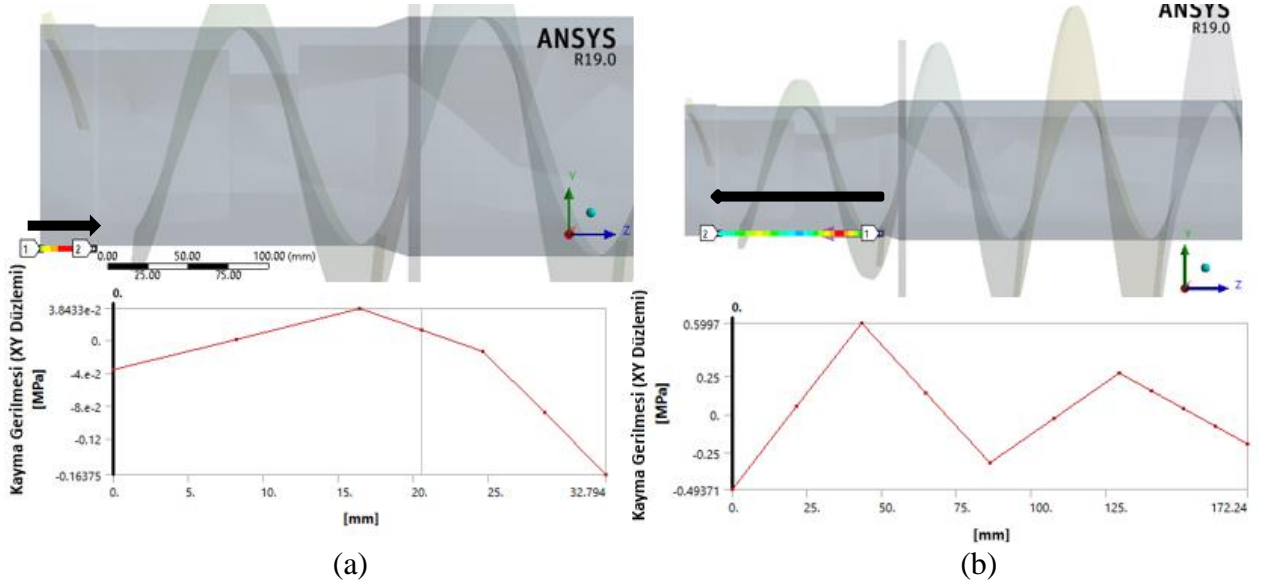
Şekil 4.6. Helezonun Tork Yükleme Altındaki Toplam Deformasyonu [mm]

Helezon borusunun çapı ve uygulanan yük düşünüldüğünde yapıya ait burulma açısı ve kayma gerilme değerleri de incelenmiştir. Şekil 4.7'de burulma açısı gösterilmiştir.



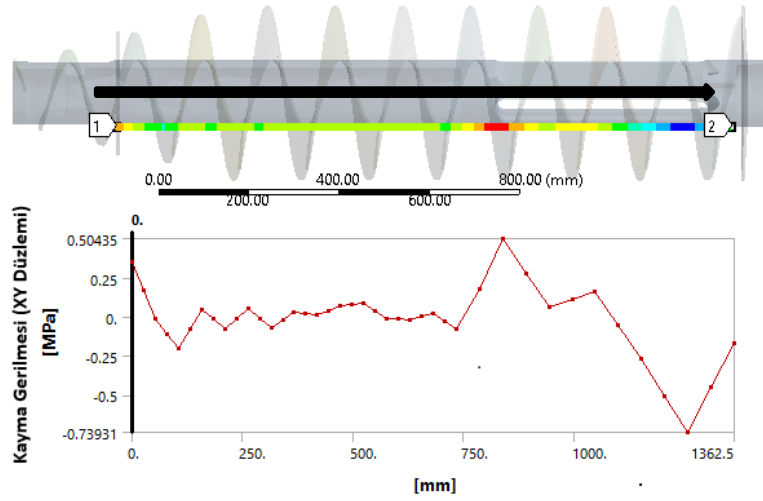
Şekil 4.7. Helezonun Tork Yükleme Altında Burulma Açısı

Helezona ait kayma gerilmeleri incelenmiştir. XY Düzlemi için Şekil 4.8 ve Şekil 4.9'da kayma gerilmeleri verilmiştir.



Şekil 4.8. Helezonun Konik Bölümü Boyunca Kayma Gerilmesi Değerleri

Helezon üzerinden çizgisel olarak kayma gerilmeleri alınmıştır. İlk olarak rulman yatağı üstünde bulunan kısım Şekil 4.8. (a)'da verilmiştir. İkinci olarak konik kısımda bulunan kayma gerilmesi Şekil 4.8 (b)'de verilmiştir. Çizgi boyunca 1 noktası başlağıç kabul edilmiş ve 2 noktasına kadar uzaklığa bağlı olarak kayma gerilmeleri alınmıştır.



Şekil 4.9. Helezonun Silindirik Bölümü için Kayma Gerilmesi – Uzunluk Grafiği

Şekil 4.9.'da ise silindirik kısım için kayma gerilmesi verilmiştir.

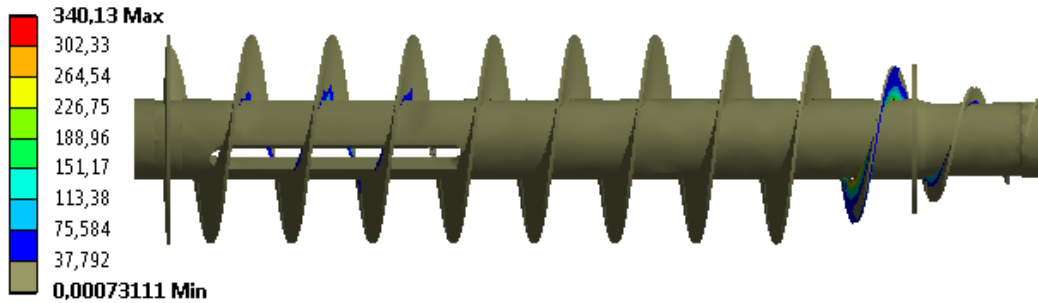
4.4. Helezona Eksenel Kuvvet Yüklemesi Sonuçları

Helezona etki eden eksenel kuvvet, özellikle yoğun fazın olduğu kısımda (konik bölüm) görülmektedir. Yapraklar üzerinde maksimum 340.13 MPa eşdeğer gerilme elde edilmiştir. Yapraklarda kullanılan malzemenin akma gerilmesi göz önüne alındığında yaprakların güvenlik katsayısı 1.45'dir, güvenli durumdadır. Tablo 4.1'de helezon et kalınlığı için gerilme sonuçları verilmiştir. Mevcut tasarımda uygulanan helezonun et kalınlığı 12 mm'dir. Helezonun tasarımında, yaprak et kalınlığının optimize edilmediği durumda hem dengesiz kütle artmakta hem de doğal frekans azalmaktadır. Bunun sonucunda da maliyet yükselmektedir. Malzemenin akma değeri göz önünde bulundurularak helezonun et kalınlığı 7 mm olarak seçilmiştir. Böylelikle yaprak kütlesi %25 azaltılmış ve %2 oranında doğal frekans arttırılmıştır.

Tablo 4.1. Et Kalınlığı Gerilme Sonuçları

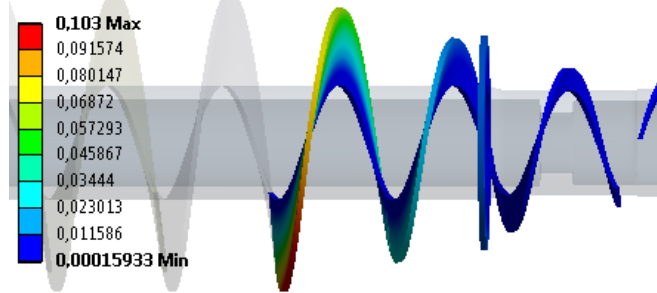
Giriş Parametresi	Çıkış Parametresi
Et Kalınlığı [mm]	Maksimum Eşdeğer Gerilmesi [MPa]
4	632
5	590
6	462
7	340.13
8	150
9	115
10	85
11	69
12	20

Seçilen tasarım üzerinden elde edilen eşdeğer gerilme Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



Şekil 4.10. Eksenel Kuvvet Altında Helezonun Eşdeğer Gerilmesi [MPa]

Şekil 4.11’de ise aksenal kuvvet altında bulunan helezon yapraklarının toplam deformasyonu gösterilmiştir.



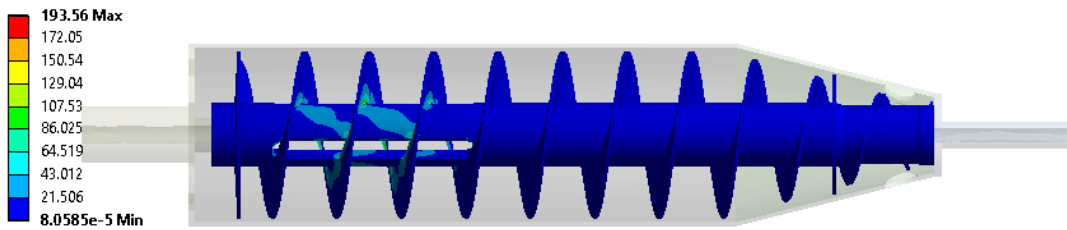
Şekil 4.11. Helezonun Tork Yüklemesi Altındaki Toplam Deformasyonu [mm]

4.5. Açısal Hız Uygulanan Dekantörün Mukavemet Analizi

Dekantöre çalışma şartlarında açısal hız uygulanarak sonuçlar elde edilmiştir. Kritik durumda bulunan helezon parçasının eşgerilme değerleri elde edilmiştir. Şekil 4.12’de tambura ait eşdeğer gerilme, Şekil 4.13’te ise helezona ait eşdeğer gerilme verilmiştir.

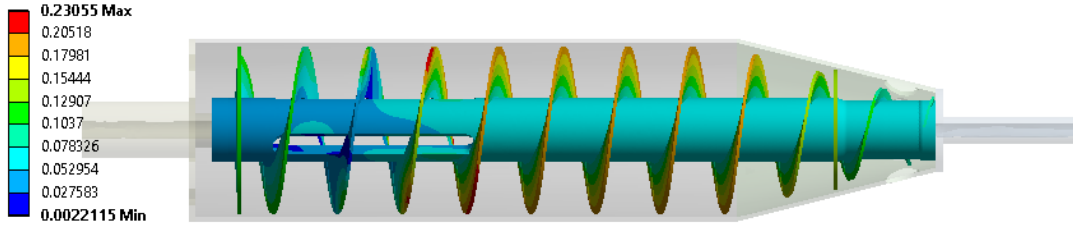


Şekil 4.12. Tamburda Açısal Hızın Etkisi – Eşdeğer Gerilme [MPa]



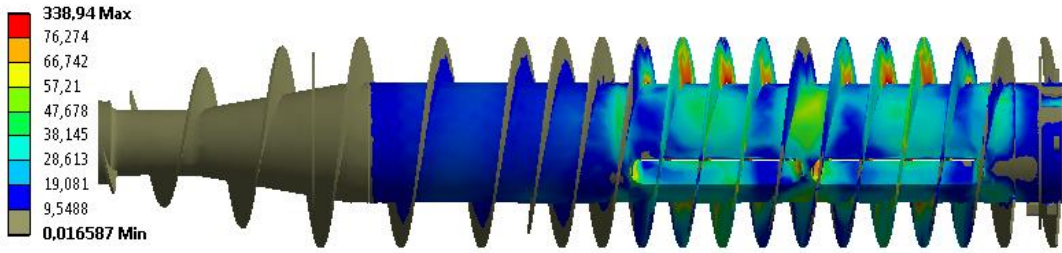
Şekil 4.13. Helezonda Açısal Hızın Etkisi – Eşdeğer Gerilme [MPa]

Şekil 4.14'te ise açısız hız etkisi altında bulunan helezonun toplam deformatsyonu gösterilmiştir.

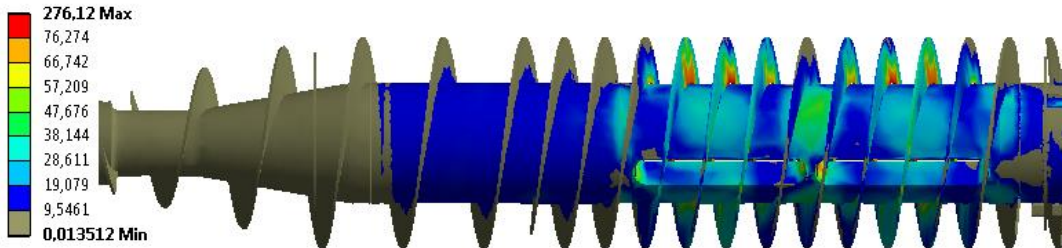


Şekil 4.14. Helezonda Açısız Hızın Etkisi – Toplam Deformatsyon [mm]

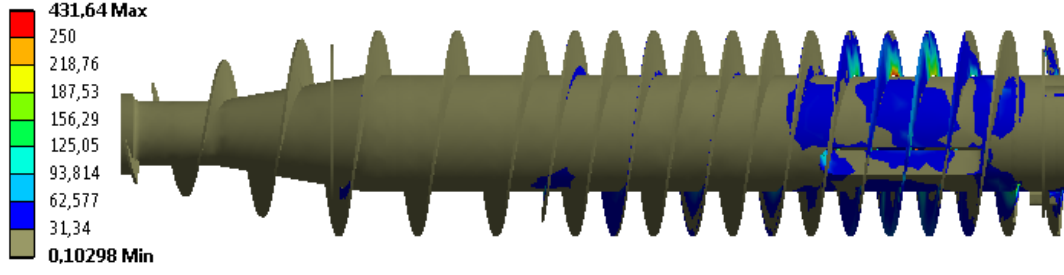
Tasarım 1,2,3,4 ve 5'in helezon geometrilerinin açısız hız etkisindeki eşdeğer gerilmeleri Şekil 4.15-19'da gösterilmiştir.



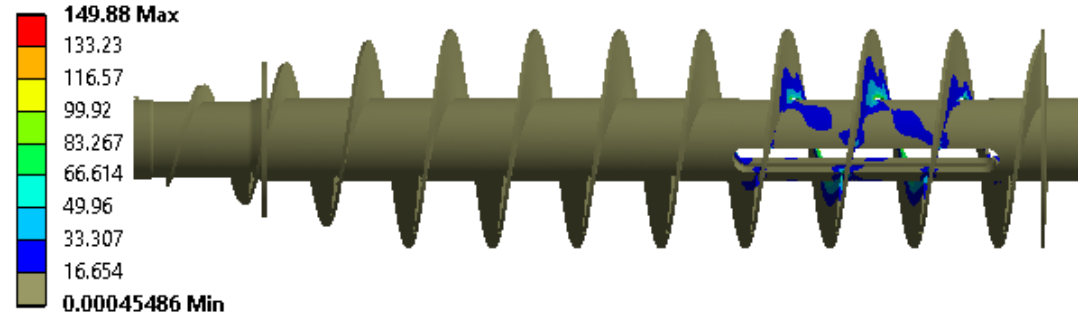
Şekil 4.15. Tasarım 1 Helezon – Eşdeğer Gerilme [MPa]



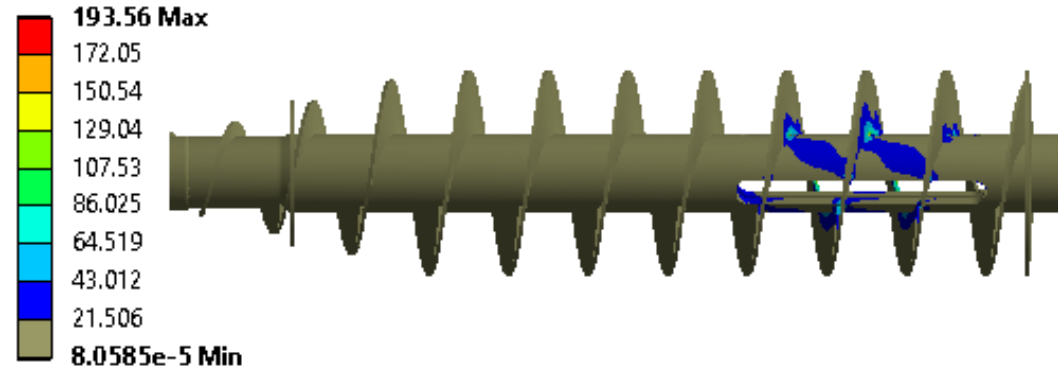
Şekil 4.16. Tasarım 2 Helezon – Eşdeğer Gerilme [MPa]



Şekil 4.17. Tasarım 3 Helezon – Eşdeğer Gerilme [MPa]



Şekil 4.18. Tasarım 4 Helezon – Eşdeğer Gerilme [MPa]



Şekil 4.19. Tasarım 5 Helezon – Eşdeğer Gerilme [MPa]

Tablo 4.2. Açısal Hız Etkisi Altında Eşdeğer Gerilmeler

Helezon	Tasarım 1	Tasarım 2	Tasarım 3	Tasarım 4	Tasarım 5
Eşdeğer Gerilme [Mpa]	338.94	276.12	431.64	149.88	193.56

Tasarımların malzemesi göz önüne alındığında, akma gerilmesinin altında değerlere sahiptir. Tasarımlar dayanım yönünden uygun görülmüştür.

4.6. Dekantör Doğal Frekans Analizi Sonuçları

Dekantör, dönen elemanlara sahip olduğu için modal analiz yaparak doğal frekans ve mod yapılarının elde edilmesi değerlidir. Modal analiz sonuçları Bölüm 4.7’de yapılacak olan frekans cevabı analizlerin değerlendirilmesi açısından önem taşımaktadır. Helezon asimetrik geometriye sahip olduğundan dolayı global doğal frekansları dikkate alınmıştır. Aynı tambur ile birlikte farklı tasarımlara ait doğal frekans değerleri Tablo 4.3’te verilmiştir.

Tablo 4.3. Dekantörün Doğal Frekansları

[Rad/sn]	Tasarım 1 ile birlikte Dekantör	Tasarım 2 ile birlikte Dekantör	Tasarım 3 ile birlikte Dekantör	Tasarım 4 ile birlikte Dekantör	Tasarım 5 ile birlikte Dekantör
1. Düşey eğilme modu + burulma modu	465	370	472	505	669
2. Düşey eğilme modu + burulma modu	1024	740	1039	1160	1591

Doğal frekansa yakın çalışan bir parçanın titreşim genliği ve hızı artmaktadır. Mevcut çalışma hızı 366 rad/sn olan dekantörde titreşim sorunu yaşanan tasarım 1 helezon için, doğal frekansa yakın bölgede çalıştığı tespit edilmiştir. HAUS Makina Sanayi AŞ firması ile birlikte mevcut modeller üzerinden geliştirilen tasarımların, doğal frekanstan uzakta çalışan makinaların titreşim hız seviyelerinin oldukça iyi olduğu görülmüştür.

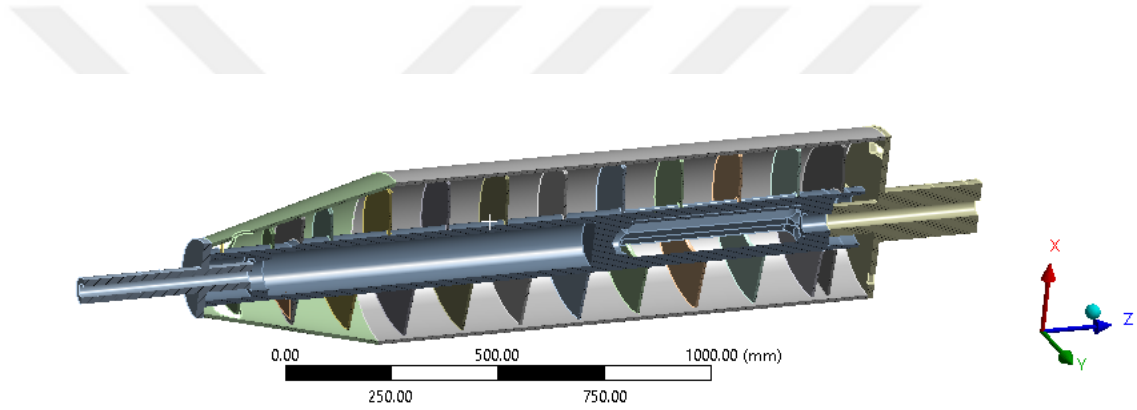
Modal analiz sonuçları göz önüne alındığında çalışma devri ile doğal frekans değeri arasındaki farkın en yüksek olduğu tasarım seçilmiştir. Bu yüzden frekans cevabı analizinde sadece seçilmiş olan tasarım 5’in analizleri yapılmıştır.

Tasarım 5’e ait doğal frekans mod ve modal katılım oranları detaylı bir şekilde Tablo 4.4’te verilmiştir. Kütle katılım oranı, göz önüne alınan doğrultuda, bulunan n. moda ait etkin kütlelerin toplam yapı kütlelerine oranı olarak ifade edilir. Makina parçası Z boyutunun üzerindedir. Bu nedenle öngörülebileceği gibi ilk mod yapısı 669.97 rad/s değeri ile eğilme modudur. Sonrasında burulma modu 1521.91 rad/s değerinde elde edilmiştir. Boyuna mod değeri ise 2249 rad/s gibi oldukça büyük değer olarak elde edilmiştir.

Tablo 4.4. Tasarım 5'in Doğal Frekansları ve Kütle Katılım Oranları

Modal Kütle Katılım Oranı							
Mod	Frekans [rad/sn]	X Yönü	Y Yönü	Z Yönü	X Yönü Dönüş	Y Yönü Dönüş	Z Yönü Dönüş
1	669.97	0.44				0.37	
2	670.41		0.436		0.37		
3	1591.91						0.25
4	2060		0.283		0.34		
5	2086	0.277				0.346	
6	2249			0.29			

Tablo 4.4'te belirtilen yönleri Şekil 4.20'de bulunan dekantör üzerinden global koordinat sistemi belirtilmiştir.



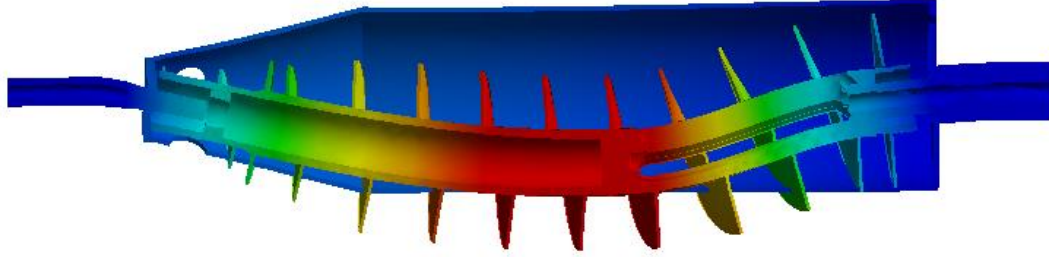
Şekil 4.20. Global Koordinat Sistemi

Tablo 4.4 ve Şekil 4.20'de belirtilen global koordinat sistemi üzerinden doğal frekanslar Tablo 4.5'te tanımlanmıştır.

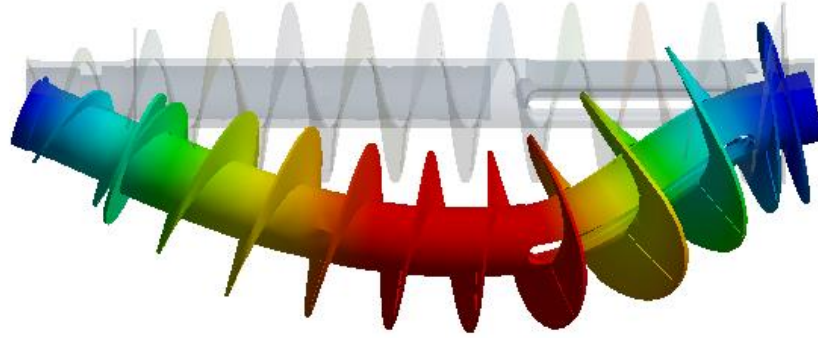
Tablo 4.5. Tasarım 5 ile birlikte Dekantör'ün Doğal Frekans Mod Yapıları

Mod	Frekans [rad/sn]	Açıklama
1	669.97	1. Düşey eğilme modu + burulma modu
2	670.41	1. Yanal eğilme modu + burulma modu
3	1591.91	1. Burulma Modu
4	2060	2. Düşey eğilme modu + burulma modu
5	2086	2. Yanal eğilme modu + burulma modu
6	2249	1.Boyuna Modu

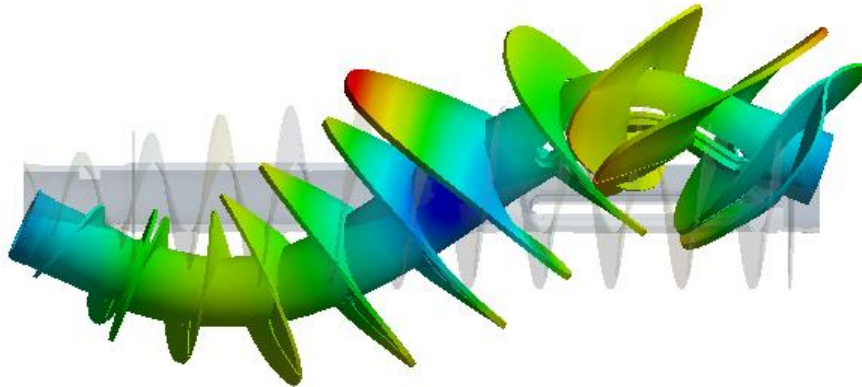
Şekil 4.21’de 1.düşey eğilme modu ile birlikte etki halinde bulunan burulma modunun şekli , Şekil 4.22’da ise Şekil 4.18’de bulunan görüntünün sadece helezonun gösterimi bulunmaktadır. Şekil 4.23’te 2. düşey eğilme modu ile birlikte etki halinde bulunan burulma modunun şekli bulunmaktadır. Şekil 24’te ise 1. burulma modunun şekli verilmiştir.



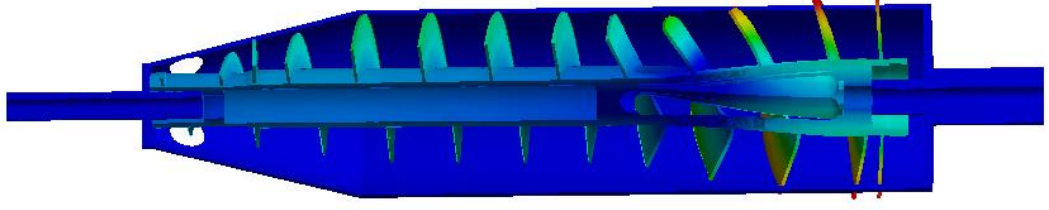
Şekil 4.21. Dekantörün 1.Mod Şekli – 669.97 rad/sn



Şekil 4.22. Dekantörün 1.Mod Şeklindeki Helezonun Görünümü– 669.97 rad/sn



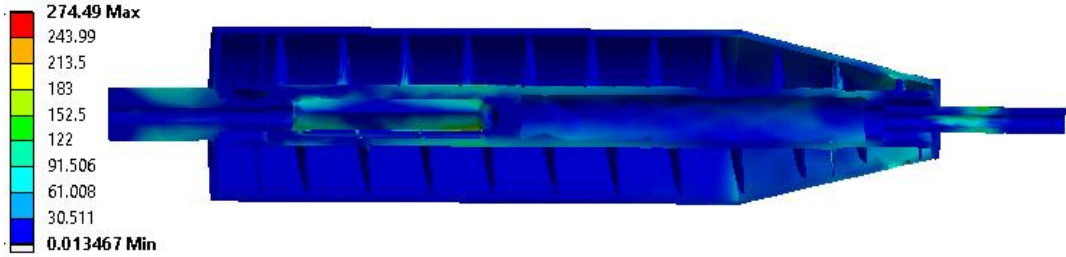
Şekil 4.23. Dekantörün 2.Mod Şeklinde Sadece Helezonun Görünümü – 670.41 rad/sn



Şekil 4.24. Dekantörün 3.Mod Şekli – 1591.91 rad/sn

4.7. Dekantör Frekans Cevabı Analizinin Sonuçları

Dekantörün frekansa bağlı cevap vermesini incelediğimiz frekans cevabı analizinde, eşdeğer gerilme değerleri 274.49MPa'a kadar ulaşmaktadır. Statik durumda hesaplanan analiz değerlerinden daha kritik değer elde edilmiştir. Dekantörün kullanıldığı sektörlerde seçilen malzemenin standartlara uyumlu olmasının yanında malzemenin akma gerilme değerleri de önemlidir. Emniyet katsayısı 1.78 olarak hesaplanmıştır. Şekil 4.25'te eşdeğer gerilme değerleri gösterilmiştir.



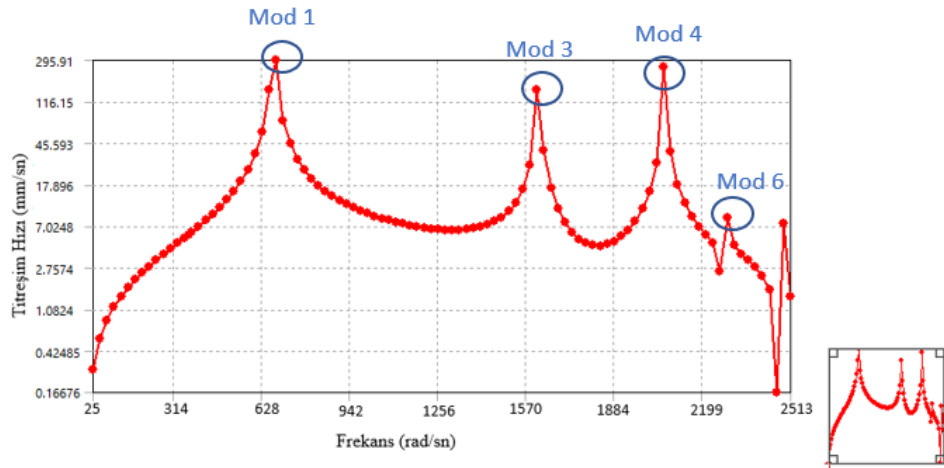
Şekil 4.25. Dekantörün Frekans Cevabı Sonucu Elde Edilen Eşdeğer Gerilmesi

Dekantör test süresi boyunca, test ölçümleri anayatak rulmanları üzerinden yapılmaktadır. Şekil 4.26'da anayatak rulmanların konumları belirtilmiştir.



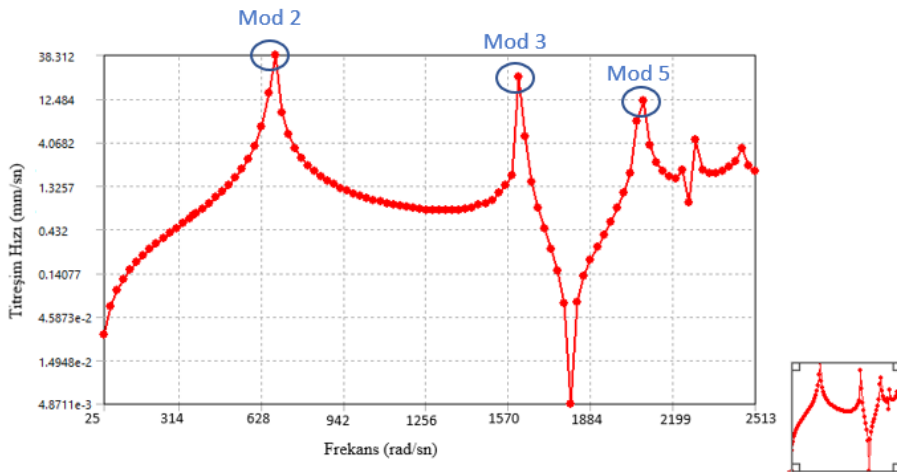
Şekil 4.26. Dekantör Anayatak Rulmanların Konumları

Şekil 4.26’da gösterilen rulman yatakları üzerinden, frekans cevabı analizi sonucunda elde edilen frekansa bağlı olarak titreşim hızlarının grafikleri elde edilmiştir. Dönme eksenini Z olduğundan dolayı, yataklarda X ve Y yönlerinde ölçüm alınmıştır. Şekil 4.27’de anayatak rulmanı 1 – X ekseninde grafiği, Şekil 4.28’de anayatak rulmanı 1 – Y ekseninde grafiği, Şekil 4.29’da anayatak rulmanı 2 – X ekseninde grafiği, Şekil 4.30’da anayatak rulmanı 2 – Y ekseninde grafiği gösterilmiştir.



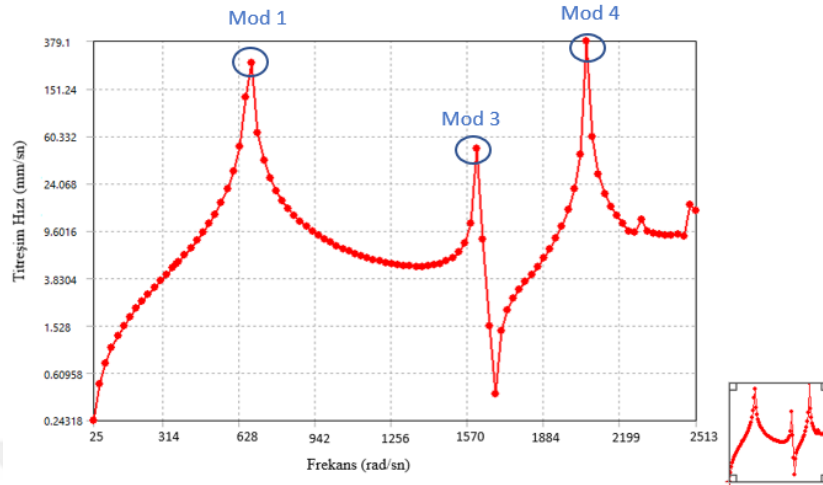
Şekil 4.27. Anayatak Rulmanı 1 – Frekans Cevabı – X Yönü

Şekil 4.27’de yer alan mod 1, 1.düşey eğilme ve burulma moduna karşılık gelmiştir. Mod 3 ise 1. burulma moduna, mod 4, 2. düşey eğilme modu ve burulma moduna karşılık gelmektedir. Mod 6’da ise 1.boyuna modu olarak gözlenilmiştir.



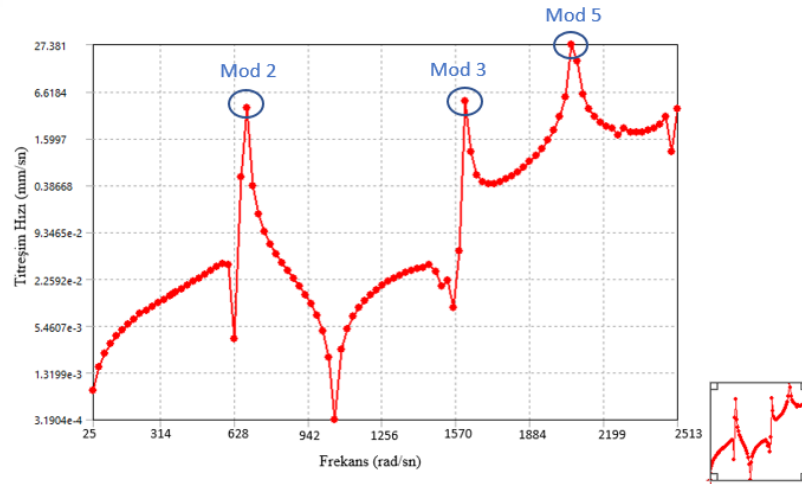
Şekil 4.28. Anayatak Rulmanı 1 – Frekans Cevabı – Y Yönü

Şekil 4.28'de yer alan Mod 2, 1. yanal eğilme modu ve burulma moduna karşılık gelmektedir. Mod 3 ise 1. burulma modu olarak tespit edilmiştir. Mod 5 ise 2.yanal eğilme modu ve burulma modu olarak denk gelmektedir.



Şekil 4.29. Anayatak Rulmanı 2 – Frekans Cevabı – X Yönü

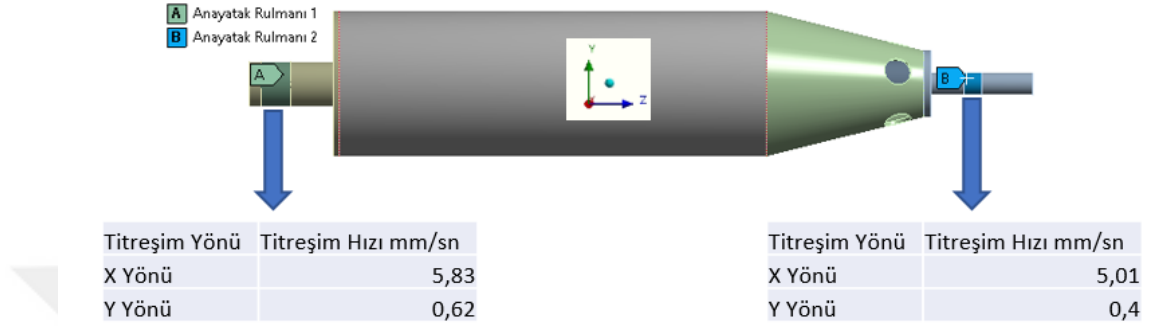
Şekil 4.29'da yer alan Mod 1, 1.düşey eğilme ve burulma moduna karşılık gelmiştir. Mod 3 ise 1. Burulma moduna, Mod 4 2. Düşey eğilme modu ve burulma moduna karşılık gelmektedir.



Şekil 4.30. Anayatak Rulmanı 2 – Frekans Cevabı – Y Yönü

Şekil 4.30'da yer alan Mod 2, 1. Yanal eğilme modu ve burulma moduna karşılık gelmektedir. Mod 3 ise 1. Burulma modu olarak tespit edilmiştir. Mod 5 ise 2.yanal eğilme modu ve burulma modu olarak denk gelmektedir.

Rezonans noktasından uzaklaşıldığı durumda titreşim genlik ve hızları dűřmektedir. Tasarım halinde iken optimum tasarım seğilmeli ve üretim hataları ile birlikte makinanın en verimli halde üretilmesine olanak sağlanmalıdır. şekil 4.27-30'da verilen grafiklerde ęalıřma devrinde bulunan titreşim hızları şekil 4.31'de verilmiştir.



şekil 4.31. ęalıřma Devrinde Anayatak Rulmanlarından Elde Edilen Titreşim Hızları

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu tezde, dönen elemanlara sahip olan dekantör makinasının dinamiği çalışılmıştır. Dekantör makineleri üreticisi HAUS Makina Sanayi AŞ'nin atık su arıtma modelinde yaşanan sorunlara çözüm önerileri sunulmaktadır. Makinanın mekanik analizleri sonlu elemanlar yöntemini kullanan hesaplamalı analiz programı olan ANSYS kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Firma ile birlikte yürütülen çalışmada, makinanın asimetrik yapıya sahip olan helezon elemanı üzerinde çalışılarak makinanın titreşim problemleri giderilmiştir. Öncelikle firmanın mevcut modeli analiz edilerek makinanın çalışma frekansı ile doğal frekansının birbirine yakın olduğu tespit edilmiştir. Makinanın doğal frekansının ve kapasitesinin artırılması ile maliyetinin düşürülmesi bu tezin başlıca amaçları olmuştur.

Bu tezde, ilk olarak helezonun boru çapı % 50 azaltılarak yapının doğal frekansı % 43 ve kapasitesi %105.2 oranında arttırılmıştır. Ayrıca yapının kütlesi %51 oranında azaltılmıştır. Uygulanan mukavemet analizlerinde elde edilen gerilme ve deformasyon değerleri, yapı malzemesinin akma gerilme değeri dikkate alınarak değerlendirilmiştir. Sonuçlar yapının güvenli bölgede olduğunu göstermektedir.

Helezon ve tamburun yataklanmasında kullanılan rulman direngenlikleri ve sönümleme sağlayan elemanların da hesaba katılarak yapının dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Helezonun asimetrik yapısından kaynaklanan dönüş ekseninden kaçıklık hesaplanarak merkezkaç kuvveti sisteme uygulanmıştır. Açısal hız uygulanan dekantörün frekans cevap analizi gerçekleştirildiğinde yataklara etkiyen titreşim hızları belirlenmiştir. Frekans cevap analizine göre yataklarda maksimum 5.83 mm/sn titreşim hızı görülmüştür. ISO Titreşim standartlarına göre ilgili makina için uygun değerdir.

Bu çalışmada yapılan doğal frekans analizinde yapının eğilme, burulma ve boyuna titreşim mod yapıları elde edilmiştir. İlk mod frekans değerinde eğilme ve burulma modları birlikte görülmektedir. İkinci mod frekans değeri de aynı şekilde eğilme ve burulma modları birlikte görülmektedir. Üçüncü mod frekans değeri ise yalnızca burulma modu şeklinde elde edilmiştir. İlk iki modda birlikte elde edilen

eğilme ve burulma modunun birlikte çalışması yapı titreşim genliğinin iki eksen üzerinde olduğunu göstermektedir. İki eksen de titreşim modunun elde edilmesi tek eksen de mod yapısı olmasına göre frekans cevap analizi sonuçlarında titreşim hızının daha düşük çıkmasını sağlamıştır.



KAYNAKLAR

- [1] Haus Makina Sanayi AŞ, Ürün Bilgisi Teknik Dokümanı. Kurumsal Websitesi, 2018, 32s.
- [2] Bell, G.R.A., Symons, D.D., Pearse, J.R. Mathematical Model for Solids Tasima Guc in a Decanter Centrifuge. *Chemical Engineering Science*. 2014, 114-122.
- [3] Bizard, A.F.M., Symons, D.D., Fleck, N.A. Grimwood G.C. Design Guidelines for Granular Particles in a Conik Centrifugal Filter, *Chemical Engineering Research and Design*. 2013, 91 (2) 348–360.
- [4] Dong, L.D., Fu, S.C., Yuan, H.X. Numerical Simulation on Pressure Field in a Decanter Centrifuge, *Chemical Industry and Engineering Progress*. 2014, 33(2), 309-336.
- [5] Liu, H., Li, P., Xiao, H., Mu, W. The Fluid Solid Coupling Analysis of Screw Conveyor in Drilling Fluid Centrifuge Based on Ansys. *Petroleum*. 2015, 1(3), 251-256.
- [6] Zheng, S.F., Ren, X., Xie, L.J. Numerical Simulation of Flow Field in Decanter Centrifuge. *Light Industry Machinery*, 2009, 27(6), 26-29.
- [7] Wang, L.Q., Chen, T., Wu, D.Z. Structural Strength Parameterized Analysis of Horizontal Decanter Centrifuge Conveyor. *Journal of Mechanical Design*. 2010, 27 (5), 67-70.
- [8] Liu, A.J., Fu, C.M. Static Finite Element Screw Conveyor to a Horizontal Centrifuge Analysis. *Journal of Design Research*. 2007, 34 (3), 26-28.
- [9] Yang, J., Preidikman, S., Balaras, E. A. Strongly Coupled, Embedded-Boundary a Method for Fluid Structure Interactions of Elastically Mounted Rigid Bodies. *Journal of Fluid Structure*. 2008, 24 (2), 167-182.
- [10] Kim, B.O., Lee, A.S. A Rotordynamic Analysis of a Industrial Centrifuge for Vibration Reduction. 2008, 18(8), 879-885.
- [11] Zeng, S., Wang, X.X. Unbalance Identification and Field Balancing of Dual Rotors System with Slightly Different Rotating Speeds. *Journal of Sound and Vibration*. 1999, 220(2), 343-351.
- [12] Zhang, Z.X., Wang, L.Z., Jin, Z.J., Zhang, Q., Li, X.L. Non-Whole Beat Correlation Method for the Identification of an Unbalance Response of a Dual-Rotor System with a Slight Rotating Speed Difference. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2013, 39(1), 452–460.
- [13] Lou, L., Wu, W.R., Yang, Y., Xiang-Jing, L. Research on Identification of the Noice and Vibration of a Decanter Centrifuge. 8th International Conference on Future Generation Communication and Networking, 20-23 December, 2014, Haikou, China, 155s.
- [14] Tan, W., Li, H.M., Wu, H., Li, Z.W., Lou, H.Y. Numerical Study on the Coupled Vibration Characteristics of Dual-Rotors System with Little Rotation Speed Difference. *Journal of Vibroengineering*. 2015, 17(4), 1719-1730.
- [15] Donohue, B. The Transient Behaviour of the Co-Axial Non-Synchronous Rotating Assembly of a Decanting Centrifuge, University of Canterbury, Institute of Science and Technology, New Zeland, 2013, 169 s.(Doktora Tezi)
- [16] Randle, P. Noise and Vibration Control for a Decanting Centrifuge University of Canterbury, Institute of Science and Technology, England, 2011, 154 s. (Yüksek Lisans Tezi)

- [17] Nafei, W., Dong, X., Kamran, B. Vibration Response Analysis of Rubbing Faults on a Dual-Rotor Bearing System, *Archive of Applied Mechanics*. 2017, 87, 1891-1907.
- [18] Han, Q., Zhang, Z., Wen, B. Periodic Motions of a Dual-Disk Rotor System with Rub-Impact at Fixed Limiter. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*. 2008, 222(10), 1935–1946.
- [19] Hua, C., Rao, Z., Na, T. Nonlinear Dynamics of Rub-Impact on a Rotor-Rubber Bearing System with the Stribeck Friction Model. *Journal of Mechanical Science and Technology*. 2015, 29(8), 3109–3119.
- [20] Wang, N., Jiang, D., Yang, Y. Study on the Diagnosis of Rub-Impact Fault Based on Finite Element Method and Envelope Demodulation. *Journal of Vibroengineering*. 2016, 18(7), 4500–4512.
- [21] Wang, N.F., Jiang, D.X., Han, T. Dynamic Characteristics of Rotor System and Rub-Impact Fault Feature Research Based on Casing İvmelenme. *Journal of Vibroengineering*. 2016, 18(3), 1525–1539.
- [22] Roques, S., Legrand, M., Cartraud, P. Modeling of a Rotor Speed Transient Response with Radial Rubbing. *Journal of Vibroengineering*. 2010, 329(5), 527–546.
- [23] Lu, W., Chu, F. Radial and Torsional Vibration Characteristics of a Rub Rotor. *Nonlinear Dynamics*. 2014, 76(1), 529–549.
- [24] Ferraris, G., Maisonneuve, V., Lalanne, M. Prediction of the Dynamic Behaviour of Non-Symmetrical Coaxial Co or Counter-Rotating Rotors. *Journal of Vibroengineering*. 1996, 19(3), 649–666.
- [25] Wang, N., Xu, H., Jiang, D. Dynamic Model And Fault Feature Research of Dual-Rotor System with Bearing Pedestal Looseness. *Mathematical Problems in Engineering*. 2016, 1–18.
- [26] Domanski, J., Zywicka, G. Optimization of the construction of a pressure tank using CAD/CAE systems. *Technical Sciences*. 2007, 10, 41-58.
- [27] Ahmed, M., Khan, R.U., Badshah, S., Jan, S. Finite Element Investigation of Geometry Effect on Pressure Vessel under Combined, *International Journal of Engineering and Advanced Technology*. 2014, 4(2), 2249-8958.
- [28] Akış, A. A., Demir, E., Özhan, B.B. Bir Dekantör Santrifüj için Helezon Tasarımı ve Dinamik Analizi. 18. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, 5-7 Temmuz, 2017, Trabzon.
- [29] Ambler, C. M. *Chemical Engineering Progress*. 1952, 48, 150–158 s.
- [30] ANSYS Mechanical APDL Theory Reference. 2017, 701-716 s.
- [31] Marco, G., Simon, H., Michael, K., Hermann, N. Development of a Dynamic Process Model for the Mechanical Fluid Separation in Decanter Centrifuges, *Chemical Engineering Technology*. 2017, 41(6), 125-149.
- [32] Reif S. *Filtration & Separation*. 1990, 408-410 s.
- [33] Bizard, A.F.M., Symons, D.D., Fleck, N.A. Design Guidelines for Granular Particles in a Konik Centrifugal Filter. *Chemical Engineering Research and Design*. 2013, 91 (2), 348–360.
- [34] Records, A., Sutherland, K. *Decanter Centrifuge Handbook*, 1sted Elsevier, Science Ltd., Oxford, Uk. 2001, 304 s.
- [35] Corner-Walker, N., Records, F.A. *The Dry Solids Decanter Centrifuge: Conveyor Tork and Differential*. *Filtration: Principles and Practices Second Edition*. 2000, 18–23 s.

[36] Leung, W.W.F. Tork Requirement for High-Solids Centrifugal Sludge Dewatering. Filtration: Principles and Practices.1998, 883–887 s.

[37] Reif, F., Stahl, W. Friction Coefficient of Moist Bulk Solids in a Centrifugal Field. in: Proceedings of the Fifth International Symposium on Multiphase Tasima & Particulate Phenomena,1988, Miami, Florida, USA.

[38] Uysal, V., Morgül, Ö.K. Dönen Makinalardaki Dengesizlik (Balanssızlık) Arızasının Titreşim Analizi ve Faz Açısı Yardımıyla Teşhisi. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi. 2015, 19(3), 245-256.

[39] Ruddy, A. Rotor Dynamics of Turbo-Machinery, Nevada, 1985, 480 s.

[40] ISO, 1940-1: 2003. Mekanik Titreşim, Denge Kalitesi Gereksinimleri, Bölüm 1: Şartname ve Doğrulaması Denge Toleransları. Uluslararası Standartlar Organizasyonu, 2003, 15 s.



ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Ahmet Alper AKIŞ

Doğum Yeri ve Yılı : Manisa, 1991

Medeni Hali : Bekar

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : ahmetalperakis@gmail.com

Eğitim Durumu

Lise : Manisa Lisesi 2010

Lisans : Celal Bayar Üniversitesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 2015

Yüksek Lisans : Manisa Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,
2018 Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Mekanik Bilim Dalı,

Mesleki Deneyim

HAUS Makina Sanayi AŞ Ar-Ge Mühendisi 2015-2017

FİGES AŞ Yapısal Analiz Mühendisi 2017-Halen

Yayımları

1. Akış, A. A., Demir, E., Özhan, B.B. Bir Dekantör Santrifüj için Helezon Tasarımı ve Dinamik Analizi. 18. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, 05-07 Temmuz, 2017, Trabzon.
2. Ak, F. A., Sarı, G., Akgül, M.B., Kirişken, B., Akış A. A. Numerical Analysis of Vibrating Touch Screen Actuated by Piezo Elements, 2017 8th International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering
3. Sarı, G., Akgül. M.B., Kirişken, B., Ak. F. A., Akış A. A. An Experimental Study of a Piezoelectrically Actuated Touch Screen, 2017 8th International Conference on Mechanical and Aerospace Engineering
4. Sarı, G., Akgül. M.B., Kirişken, B., Ak. F. A., Akış A. A., Piezo Elektriksel Etki İle Aktive Edilen Dokunmatik Ekranların Titreşim Analizi, 20. Ulusal Mekanik Kongresi, 05-09 Eylül, 2017, Bursa
5. Akış, A. A., Atıl, E., Özhan, B.B., Kemik Erimesi Hastalarda Omurga Rahatsızlıkları Tedavisinde Kullanılacak Yeni Bir Vida Tasarımı: Genişleyebilir Pedikül Vida. 19. Ulusal Mekanik Kongresi, 24-28 Ağustos, 2015, Trabzon.

EK A. (Eksenel Kuvvet MATLAB Kodu)

Matlab'ın sonuç kısmından alınan ekran görüntüsü Şekil EK A.1'de verilmiştir.

```
rhoel = 400
L1 = 0.65000
dx1 = 6.5000e-004
AxialForce = 7642.2
```

Şekil EK A.1. MATLAB Komut Ekran Görüntüsü

MATLAB Kodu:

```
function [PP,PT,SP,FA,x,TasimaGucu,TasimaTorku,EksenelKuvvet] =
1 tasimi_gucu(rhos,rhol,eta,w,ms,ro,rdl,G,dif,Lcyl,Lcon,m1,m2,m3,mmax,be
  ta,alp,N)
2 hp = ro-rdl;
3 %%%%%%%%%%%
4 % 1. Alan
5 rhoel = rhos-rhol % Etkin Yogunluk
6 L1 = Lcyl
7 dx1 = L1/N % Birim alana bolme
8 for jj = 1:N
9 x(jj) = -L1 + jj*dx1 - dx1/2;
10 rox = ro;
11 rix = sqrt((ro)^2-2*ms/rhos/eta/G/dif);
12 rav = 2/3*rox + 1/3*rix;
13 if rix <= rdl
14 rhoel = rhos - (rox^2-rdl^2)/(rox^2-rix^2)*rhol;
15 disp('1.Alan doldu')
16 end
17 Fc(jj) = rhoel/rhos*w^2*rav*2*pi*ms/G/dif*dx1;
18 C(jj) = (cos(alp)-m1*sin(alp) - m2*(sin(alp)+m1*cos(alp)));
19 PP(jj) = dif*rav*(sin(alp)+m1*cos(alp))*m3*Fc(jj)/C(jj);
20 PT(jj) = PP(jj)/dif;
21 SP(jj) = PP(jj)/dx1;
22 F1(jj) = m3*Fc(jj)/C(jj);
23 FA(jj) = F1(jj)*(cos(alp)-m1*sin(alp));
24 YOGUNLUK(jj) = rhoel;
25 end
26 %%%%%%%%%%%
27 % Region 2 - Tamamen Sualtında konik bolum
```

```

28 rhoe2 = rhos-rhol;
29 L2 = 1/tan(beta)*(ro - sqrt((ro-hp)^2 + 2*ms/eta/rhos/G/dif));
30 dx2 = L2/N;
31 if L2 > 0
32     for jj = (N+1):(2*N)
33         x(jj) = (jj-N)*dx2-dx2/2;
34         rox = ro-x(jj)*tan(beta);
35         rix = sqrt((ro-x(jj)*tan(beta))^2-2*ms/rhos/eta/G/dif);
36         rav = 2/3*rox + 1/3*rix;
37
38         Fc(jj) = rhoe2/rhos*w^2*rav*2*pi()*ms/G/dif*dx2;
39         Fcor(jj) = -2*ms*w*tan(beta)*dx2;
40         C(jj) = 1/cos(beta)*(cos(alp)-m1*sin(alp) -
41 (sin(beta)+m3*cos(beta))*(cos(alp)-m1*sin(alp))*sin(beta) -
42 m2*cos(beta)*(sin(alp)+m1*cos(alp)));
43         PP(jj) =
44 dif*rav*(sin(alp)+m1*cos(alp))*((sin(beta)+m3*cos(beta))*Fc(jj) -
45 m2*Fcor(jj))/C(jj);
46         PT(jj) = PP(jj)/dif;
47         SP(jj) = PP(jj)/dx2;
48         F1(jj) = ((sin(beta)+m3*cos(beta))*Fc(jj) - m2*Fcor(jj))/C(jj);
49         FA(jj) = F1(jj)*(cos(alp)-m1*sin(alp));
50         YOGUNLUK(jj) = rhoe2;
51     end
52 else
53     L2 = 0;
54 end
55
56 %%%%%%%%%%%
57 % Region 3 - Parcali olarak -tamami degil- Sualtında konik bolum
58 L3 = (hp/tan(beta)) - L2;
59 if L2 == 0
60     L3 = (hp/tan(beta));
61 end
62 dx3 = L3/N;
63 for jj = (2*N+1):(3*N)
64     x(jj) = (jj-2*N)*dx3-dx3/2 + L2;
65     rox = ro-x(jj)*tan(beta);
66     rix = sqrt((ro-x(jj)*tan(beta))^2-2*ms/rhos/eta/G/dif);
67     rav = 2/3*rox + 1/3*rix;
68     %rhoe3 = rhos - (hp-x(jj)*tan(beta))/(rox-rix)*rhol;
69     rhoe3 = rhos - (rox^2-rd1^2)/(rox^2-rix^2)*rhol;
70     Fc(jj) = rhoe3/rhos*w^2*rav*2*pi()*ms/G/dif*dx3;
71     Fcor(jj) = -2*ms*w*tan(beta)*dx3;
72     C(jj) = 1/cos(beta)*(cos(alp)-m1*sin(alp) -
73 (sin(beta)+m3*cos(beta))*(cos(alp)-m1*sin(alp))*sin(beta) -
74 m2*cos(beta)*(sin(alp)+m1*cos(alp)));

```

```

69   PP(jj) =
dif*rav*(sin(alp)+m1*cos(alp))*((sin(beta)+m3*cos(beta))*Fc(jj) -
m2*Fcor(jj))/C(jj);
70   PT(jj) = PP(jj)/dif;
71   SP(jj) = PP(jj)/dx3;
72   F1(jj) = ((sin(beta)+m3*cos(beta))*Fc(jj) - m2*Fcor(jj))/C(jj);
73   FA(jj) = F1(jj)*(cos(alp)-m1*sin(alp));
74   YOGUNLUK(jj) = rhoe3;
75 end
76
77
78 %%%%%%%%%%%
79 % Region 4 - Kuru konik bolum
80 rhoe4 = rhos;
81 L4 = Lcon - L3 - L2;
82 dx4 = L4/N;
83 for jj = (3*N+1):(4*N)
84   x(jj) = (jj-3*N)*dx4-dx4/2 + L2 + L3;
85   rox = ro-x(jj)*tan(beta);
86   rix = sqrt((ro-x(jj)*tan(beta))^2-2*ms/rhos/eta/G/dif);
87   rav = 2/3*rox + 1/3*rix;
88   m1 = mmax;
89   m2 = mmax;
90   m3 = mmax;
91
92   Fc(jj) = rhoe4/rhos*w^2*rav*2*pi()*ms/G/dif*dx4;
93   Fcor(jj) = -2*ms*w*tan(beta)*dx4;
   C(jj) = 1/cos(beta)*(cos(alp)-m1*sin(alp) -
94 (sin(beta)+m3*cos(beta))*(cos(alp)-m1*sin(alp))*sin(beta) -
m2*cos(beta)*(sin(alp)+m1*cos(alp)));
   PP(jj) =
95 dif*rav*(sin(alp)+m1*cos(alp))*((sin(beta)+m3*cos(beta))*Fc(jj) -
m2*Fcor(jj))/C(jj);
96   PT(jj) = PP(jj)/dif;
97   SP(jj) = PP(jj)/dx4;
98   F1(jj) = ((sin(beta)+m3*cos(beta))*Fc(jj) - m2*Fcor(jj))/C(jj);
99   FA(jj) = F1(jj)*(cos(alp)-m1*sin(alp));
100  YOGUNLUK(jj) = rhoe4;
101 end
102
103 %%%%%%%%%%%
104 % Kismi Bilesenlerin Toplami
105 TasimaGucu = sum(PP);
106 TasimaTorku = sum(PT);
107 EksenelKuvvet = sum(FA);
108 BOYUTSUZLASTIRMA KODLARI
109 %Model Giris degiskenleri
110 clear all

```

111	Clc (xx: firma güvenliği için gizlidir.)
112	rhol = xx; %Sivi Yogunluk
113	rhos = xx; %Kati Yogunluk
114	eta = xx; %Katilarin surtunme degeri
115	ms = [1:0.1:5]/3.6; %katinin kutlesel debisi
116	wfraction = xx; %Kati fazin agirlik orani
117	ro = [xx]; %Tambur capı (0.375)
118	rdl = xx; %Sivinin cikis capı
119	Lcyl = xx; %Silindirik tamburun boyu
120	Lcon = xx = (ro-rds)./tan(beta);
121	beta = xx; %Konik tambur acisi
122	rds = 0.209;%ro - Lcon.*tan(beta);%0.209;
123	w = xx; %Tambur acisal hizi
124	G = xx; %Hatve uzunlugu
125	dif = xx; %Diferansiyel Hiz
126	mu = 0.2 ;
127	rix = sqrt((ro)^2-2.*ms./rhos/eta/G/dif);
128	N = 1000; %Tamburun bolumunu kesitler almak – 1000 adet boluma ayrılmis oldu-
129	for aa = 1:length(ms)
130	alp = atan(G/2/pi/ro);
131	[PP(:,aa),PT,SP,FA,x,TasimaGucu(aa),TasimaTorku,ToplamEksenelKuvvet] = tasimi_gucu(rhos,rhol,eta,w,ms(aa),ro,rdl,G,dif,Lcyl,Lcon,m1,m2,m3,mas, x,beta,alp,N);
132	dTasimaGucu(aa) = TasimaGucu(aa)/ms(aa)/ro^2/w^2;
133	%dSpecificGuc = SP/ms/ro/w^2;
134	dAkisDebisi(aa) = ms(aa)/rhos/ro^3/w;
135	efill(aa) = dAkisDebisi(aa)/pi/eta/dif*w/tan(alp);
136	%dSP = SP/ms/ro^1/w^2;
137	%dDifferential(aa) = dif(aa)/w;
138	%dHavuzDerinligi(dd) = hp(dd)/ro;
139	%dHatve(aa) = G(aa)/ro;
140	%dYogunluk(aa) = rhos(aa)/rhol;
141	%dCikisR(aa) = rds/rdl(aa);
142	%dLcon(aa) = Lcon(aa)/ro;
143	end
144	%figure('PaperPosition',[0 0 12 12])
145	%hold on
146	%box on
147	%plot(x/ro,dSpecificGuc,'LineWidth',2,'Color','black','LineStyle','-')
148	%xlabel('x/r_o')
149	%ylabel('Boyutsuzlastirilmis tasima gucu/(deltax/r_o)')
150	%legend('\mu = 0',\mu = 0.1',\mu = 0.2',\mu = 0.3')
151	


```

152
153 break
154 %figure('PaperPosition',[0 0 12 12])
155         box on
156         load reif_data.mat
157 reifFILL = reif_data(:,1)/3.6/rhos/ro^3/w/pi/eta/dif*w/tan(alp);
158 reifGUC = reif_data(:,2)*dif./(reif_data(:,1)/3.6)/ro^2/w^2;
159 %plot(reifFILL,reifGUC,'Marker','*','Color','black','LineStyle','none')
160 hold on
161 % plot(efill,dTasimaGucu,'LineWidth',2,'Color','black','LineStyle','-')
162 % plot(ms*3.6,AccTork,'LineWidth',2,'Color','red')
163 plot(ms*3.6,2*TasimaTork,'LineWidth',2,'Color','g')
164 % plot(ms*3.6,ToplamTork,'LineWidth',2,'Color','blue')
165 %legend('Reif data - Toplam tork','Ongorulmus tasima tork','Ongorulmus
ivmelenme tork','Tasima tork tasarruf','Toplam tork','Location','NorthWest')
166 %legend boxoff
167 %xlabel('Fill')
168 %label('Boyutsuzlastirilmis tasima gucu')
169 %axis([min(dAkisDebisi) max(dAkisDebisi) 0 4])
170 FONKSİYONU ÇAGIRMAK İÇİN
171 Model Giris degiskenleri
172 clear all
173 clc
174 rhos = xxx;
175 rhol = xx;
176 eta = xxx;
177 w = xxx;
178 ms = xxxx;
179 wfraction = 0.2;
180 ml = (1-wfraction)/wfraction.*ms;
181 mt = ml+ms;
182 %({ xx: firma güvenliği için gizlidir.})
183 ro = xx;
184 hp = xx;
185 rdl = ro-hp;
186 rds = xx;
187 G = xx;
188 dif = xx;
189 Lcyl = xx;
190 Lcon = xx;
191 mu = xx;
192 m1 = mu;
193 m2 = mu;
194 m3 = mu;
195 mmax = mu;
196 Gforce = ro*w^2/9.81;

```

```

196 beta = xx;
197 alp = atan(G/2/pi/ro);
198 gam = 90*pi/180;
199 N = 1;
200 for ii = 1:length(ms)

[PP,PT,SP,FA,x,TasimaGucu(ii),TasimaTorku,Topl
201 amEksenelKuvvet] =
tasimi_gucu(rhos,rhol,eta,w,ms(ii),ro,rdl,G,dif,Lc
yl,Lcon,m1,m2,m3,mmax,beta,alp,N);
%AccGuc(ii) =
202 0.5*w^2*(0.5*(ms(ii)+ml(ii))*(ro^2+rdl^2) +
ms(ii)*rdl^2 + ml(ii)*rdl^2);
203 %TasimaGuc(ii) = 0.5*ms(ii)*w^2*(ro^2 - rds^2);
204 %TasimaTork(ii) = TasimaGuc(ii)/w;
205 %AccTork(ii) = AccGuc(ii)/w;
206 %ToplamGuc(ii) = TasimaGucu(ii) + AccGuc(ii) - 2*TasimaGuc(ii);
207 %ToplamTork(ii) = AccTork(ii) + TasimaTorku(ii) - 2*TasimaTork(ii);
208 dTasimaGucu(ii) = TasimaGucu(ii)/ms(ii)/ro^2/w^2;
209 %dDifferential(aa) = dif(aa)/w;
210 %dHavuzDerinligi(dd) = hp(dd)/ro;
211 dAkisDebisi(ii) = ms(ii)/rhos/ro^3/w;
212 efill(ii) = dAkisDebisi(ii)/pi/eta/dif*w/tan(alp);
213 end
214 plot(N,TasimaGucu/1000,'LineWidth',2,'Color','black')
215 axis([1 max(N) min(TasimaGucu)/1000 (max(TasimaGucu)+1)/1000])
216 xlabel('Number of slices per region')
217 ylabel('Tasima guc (kW)')
218 %
219 % break
220 % figure('PaperPosition',[0 0 16 8])
221 % plot(x,SP/1000,'LineWidth',2,'Color','black')
222 % xlabel('x (m)')
223 % ylabel('Specific tasima guc (kW/m)')
224 %
225 %figure('PaperPosition',[0 0 16 12])
reifFILL =
226 reif_data(:,1)/3.6/rhos/ro^3/w/pi/eta/dif*w/ta
n(alp);
227 reifGUC = reif_data(:,2)*dif./(reif_data(:,1)/3.6)/ro^2/w^2;
228 %plot(reifFILL,reifGUC,'Marker','*','Color','black','LineStyle','none')
229 hold on
230 % plot(efill,dTasimaGucu,'LineWidth',2,'Color','black','LineStyle',':')
231 % plot(ms*3.6,AccTork,'LineWidth',2,'Color','red')
232 % plot(ms*3.6,2*TasimaTork,'LineWidth',2,'Color','g')
233 % plot(ms*3.6,ToplamTork,'LineWidth',2,'Color','blue')
% legend('Reif data - Toplam tork','Ongorulmus tasima tork','Ongorulmus
234 ivmelenme tork','Tasima tork tasarruf','Toplam
tork','Location','NorthWest')

```

235	% legend boxoff
236	% xlabel('Fill')
237	% ylabel('Boyutsuzlastirilmis tasima guc')
238	%axis([min(dAkisDebisi) max(dAkisDebisi) 0 4])
239	
240	
241	

