

**T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİ ANA MAKİNE VE SEVK SİSTEMLERİNİN TİTREŞİM ANALİZİ**

**FATİH CÜNEYD KORKMAZ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ  
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI  
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN  
DOÇ. DR. FUAT ALARÇİN**

**İSTANBUL, 2012**

T.C.  
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİ ANA MAKİNE VE SEVK SİSTEMLERİNİN TİTREŞİM ANALİZİ**

Fatih Cüneyd KORKMAZ tarafından hazırlanan tez çalışması 04.01.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Tez Danışmanı**

Doç. Dr. Fuat ALARÇİN  
Yıldız Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri**

Doç. Dr. Fuat ALARÇİN  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Yrd. Doç. Dr. Serkan EKİNCİ  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

Yrd. Doç. Dr. Muharrem BOĞUÇLU  
Yıldız Teknik Üniversitesi

\_\_\_\_\_

## ÖNSÖZ

---

Tez konusunun belirlenmesinden itibaren yardımlarını esirgemeyen, çalışmalarımın her aşamasında bilgi ve tecrübeleriyle bana yol gösteren çok değerli hocam Doç. Dr. Fuat Alarçin'e en içten dileklerle teşekkür ederim.

Tez çalışması esnasında desteklerini esirgemeyen muhterem hocam Prof. Dr. Bahri Şahin'e, çok teşekkür ederim.

Arş. Gör. İlkay Kurt'a ve çalışma arkadaşlarıma desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Her türlü sıkıntı ve sevinçlerimde yanımda olan ve manevi destekleri hiç bir zaman esirgemeyen çok sevdiğim sevgili aileme sonsuz teşekkür ederim.

Ocak, 2012

Fatih Cüneyd KORKMAZ

## İÇİNDEKİLER

---

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ .....	x
ÖZET .....	xi
ABSTRACT .....	xiii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ .....	1
1.1 Literatür Özeti .....	1
1.2 Tezin Amacı.....	4
1.3 Hipotez .....	4
BÖLÜM 2	
TEMEL TİTREŞİM TERİMLERİ .....	5
2.1 Titreşim .....	5
2.2 Rezonans.....	6
2.3 Titreşim Standartları.....	7
2.4 Titreşim Analiz Prosedürü .....	9
BÖLÜM 3	
GEMİLERDE TİTREŞİM.....	12
3.1 Gemi Titreşimi.....	12
3.2 Balıkçı Teknesine Ait Ana Makine Şaft ve Pervane Özellikleri.....	16
3.2.1 Redüktör.....	19
3.2.2 Kaplin .....	20

3.2.3 Eksenel Yatak.....	21
3.2.4 Dişli Çarklar.....	22
3.2.5 Pervane özellikleri.....	23
<b>BÖLÜM 4</b>	
<b>EKSENEL ve BURULMA TİTREŞİM ANALİZİ.....</b>	<b>26</b>
4.1 Eksenel ve Burulma Titreşim Analizi .....	27
4.2 Pervane Şaft ve Ana makine Eksenel Titreşim Analizi.....	28
4.3 Pervane Şaft ve Ana makine Burulma Titreşim Analizi .....	33
4.4 Pervane Şaft Ana Makine Sisteminin Hem Burulma Hem de Eksenel Titreşimlerin Analizi .....	40
<b>BÖLÜM 5</b>	
<b>SONUÇ VE ÖNERİLER.....</b>	<b>58</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>59</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>61</b>

## SİMGE LİSTESİ

---

$K_T$	İtme katsayısı
$T$	İtme kuvveti
$C$	Sönüm oranı
$\rho$	Yoğunluk
$n$	Dönme hızı
$\mu$	Viskozite
$V_A$	Pervane ilerleme hızı
$J$	İlerleme katsayısı
$D$	Pervane çapı
$R_n$	Reynold sayısı
$\eta$	Genel sevk verimi
$\sigma_0$	Kavitasyon sayısı
$P_0$	Akışkan basıncı
$K_Q$	Pervane torku
$Q$	Tork
$\eta_0$	Açık su verimi
$E_k$	Toplam kinetik enerji
$E_p$	Toplam potansiyel enerji
$E_s$	Toplam sönüm enerjisi
$\omega_n$	Doğal frekans
$\omega_d$	Zorlayıcı frekans
$Q_j$	Genelleştirilmiş kuvvet
$q_j$	Genelleştirilmiş koordinat
$x_m$	Ana makinenin eksenel yer değişimi
$x_r$	Redüktörün eksenel yer değişimi

$x_p$	Pervanenin aksel yer değişimi
$M_p$	Pervane kütlesi
$M_r$	Redüktör kütlesi
$M_m$	Ana makine kütlesi
$k_{eş}$	Eş değer yay katılığı
$k_1$	Redüktör ile ana makine arasındaki şaftın aksel yay katılığı
$k_2$	Redüktör ile pervane arasındaki şaftın aksel yay katılığı
$k_3$	Redüktör ile pervane arasındaki şaftın aksel yay katılığı
$k_4$	Ana makine ile temel arasındaki katılık
$J_r$	Redüktörün ataleti
$J_p$	Pervanenin ataleti
$d_1$	şaft çapı
$d_2$	şaft çapı
$M_{r\ bur}$	Redüktörün burulma momenti
$Q_r$	Redüktörün açısıl deplasmanı
$Q_p$	Pervane açısıl deplasmanı
$k_b$	Burulma katılığı
$M_{2v}$	İkinci merteye dikey moment
$w$	Açısıl hız

## KISALTMA LİSTESİ

---

RMS	Root Mean Square
PRU	Power Related Unbalanced
ABS	American Bureau of Shipping
ISO	International Organization for Standardization
FFT	Fast Fourier Transform
THP	İtme Beygir Gücü
DHP	Serbest Beygir Gücü
ANSI	American National Standard for the Measurement and Evaluation of Vibration of Ship Propulsion Machinery
SNAME	The Society of Naval Architects & Marine Engineers



## ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Rezonans eğrisi .....6
Şekil 2. 2	Standart titreşim değerleri .....8
Şekil 2.3	Gemilerdeki titreşim analiz prosedürü.....10
Şekil 3.1	Ana makinenin tahrik kuvvetlerinin yönleri .....14
Şekil 3.2	Balıkçı teknesinin ana makine, şaft pervane yerleşimi .....16
Şekil 3.3	Ana makine boyutları .....17
Şekil 3.4	Üç kademeli gemi redüktörü .....19
Şekil 3.5	Ana makine pervane şaft sisteminin ve redüktörün ölçüleri .....20
Şekil 3.6	Ana makine redüktörün mafsal kaplin bağıntısı .....21
Şekil 3.7	Şaft hattındaki aksenal yataklama .....22
Şekil 3.8	Eksenal yataklarıyla sistemi etkileyen katılık değerleri.....22
Şekil 3.9	$K_t K_q$ eğrisi.....25
Şekil 3.10	Sistemin pervanesi .....25
Şekil 4.1	Balıkçı teknesi .....26
Şekil 4.2	Ana makine şaft ve pervane sisteminin fiziksel modeli .....28
Şekil 4.3	Şaftın burulma titreşimlerinin fiziki modeli .....34
Şekil 4.4	Serbest çizim diyagramı.....34
Şekil 4.5	Redüktörün burulma açısal yer değişimi .....44
Şekil 4.6	Pervanenin burulma açısal yer değişimi.....45
Şekil 4.7	Redüktörün burulma hız değişimi .....46
Şekil 4.8	Pervanenin burulma hız değişimi .....47
Şekil 4.9	Redüktörün burulma açısal ivme değişimi .....48
Şekil 4.10	Pervanenin burulma açısal ivme değişimi .....48
Şekil 4.11	Pervanenin aksenal yer değiştirmesi .....49
Şekil 4.12	Redüktörün aksenal yer değiştirmesi.....50
Şekil 4.13	Ana makinenin aksenal yer değiştirmesi.....51
Şekil 4.14	Pervanenin aksenal hız değişimi .....52
Şekil 4.15	Redüktörün aksenal hız değişimi .....53
Şekil 4.16	Ana makinenin aksenal hız değişimi .....54
Şekil 4.17	Pervanenin aksenal ivme değişimi .....55
Şekil 4.18	Redüktörün aksenal ivme değişimi .....55
Şekil 4.19	Ana makinenin aksenal ivme değişimi .....56

## ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1	Ana tahrik makinesi için titreşim limitleri .....	9
Çizelge 3. 1	PRU değerlerine göre kompensator ihtiyaç çizelgesi .....	15
Çizelge 3. 2	Ana makinenin ölçüleri ve ağırlığı .....	17
Çizelge 3. 3	Ana makine güç ve hızı.....	17
Çizelge 3. 4	Ana makineler için atalet momentleri .....	18
Çizelge 3. 5	Dört stroklu ana makinenin, redüksiyonun ve pervanenin özellikleri.....	19
Çizelge 4. 1	Balıkçı teknesinin özellikleri .....	27
Çizelge 4. 2	Pervane, redüksiyon ve ana makinenin doğal frekans değerleri .....	33
Çizelge 4. 3	Pervane ve redüksiyonun doğal frekans değerleri .....	39
Çizelge 4. 4	Redüktör burulmasının sönümsüz ve sönümlü durumdaki yer değişim ..	45
Çizelge 4. 5	Pervane burulmasının sönümsüz ve sönümlü durumdaki yer değişimi ..	45
Çizelge 4. 6	Redüktör burulmasının sönümsüz ve sönümlü durumdaki hız değişim ..	46
Çizelge 4. 7	Pervane burulmasının sönümsüz ve sönümlü durumdaki hız değişimi ..	47
Çizelge 4. 8	Pervanenin sönümsüz ve sönümlü durumda eksenel yer değişimleri ....	50
Çizelge 4. 9	Redüktörün sönümsüz ve sönümlü durumda eksenel yer değişimleri ...	50
Çizelge 4. 10	Ana makine sönümsüz ve sönümlü durumda eksenel yer değişimleri ...	51
Çizelge 4. 11	Pervanenin sönümsüz ve sönümlü durumda eksenel hız değişimleri.....	52
Çizelge 4. 12	Redüktörün sönümsüz ve sönümlü durumdaki eksenel hız değişimleri ..	53
Çizelge 4. 13	Ana makine sönümsüz ve sönümlü durumda eksenel hız değişimleri ....	52
Çizelge 4. 14	Redüktördeki hız değişiminin yüzdelik ilk sönümlenme değerleri .....	52
Çizelge 4. 15	Redüktördeki hız değişiminin yüzdelik ikinci sönümlenme değerleri.....	57

## GEMİ ANA MAKİNE VE SEVK SİSTEMLERİNİN TİTREŞİM ANALİZİ

Fatih Cüneyd KORKMAZ

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Fuat ALARÇIN

Gemi; makine gücüyle hareket eden, çeşit ebatlarda amaçlarına göre tasarımı yapılan birçok mekanik, elektrik aksamında oluşan karmaşık bir yapıdır. Normal bir makinede oluşabilecek her türlü dinamik kuvvet bu sistemde de oluşur. Her çalışan makinede meydana geldiği gibi dinamik bozucu etkiler ve hidrodinamik kuvvetler sonucu gemideki mekanik sistemlerde de titreşim görülmektedir. Böyle bir durum söz konusu olduğundan inceleme yapılan sistemde hem makineden oluşan dinamik kuvvetler hem de sudan gelen hidrodinamik kuvvetler göz önüne alınmalıdır. Arzu edilen gemilerdeki titreşim cevaplarının etkisini azaltarak; mekanik aksamlarının oluşabilecek hasarlardan korumak ve yolcu konforunu arttırmaktır. Gemilerdeki titreşimin ana kaynakları olan ana makine, şaft ve pervane üçlüsü bu çalışmada incelenen sistem olmuştur. Sistem analiz edilirken; aksel, burulma ve aksel-burulma durumları göz önüne alınarak sistemin dinamik cevapları, Lagrange metoduyla matris yaklaşım uygulanarak analiz edilmiştir. Aksel-burulma titreşim durumu için çeşitli bölgelerde meydana gelen genlikler Matlab-Simulink'te kurulan model sayesinde grafik olarak elde edilmiştir. Sonrasında bu grafikler analiz edilerek zorlama durumlarına göre uygun sönüm değerlerinin ne kadar etki ettikleri tespit edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Gemi ana makine sevk sistemi, titreşim analizi, Matlab-Simulink

**VIBRATION ANALYSIS OF SHIP MAIN ENGINE AND PROPULSION SYSTEM**

Fatih Cüneyd KORKMAZ

Department of Naval Architecture and Marine Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Fuat ALARÇIN

Ship; machine power driven which consist of a lot of dimension of mechanical and electrical plant for the purpose of different type of commerce or transportation. Normally a dynamic forces occur in any mechanical system and also occur in ship system. Each machine that effect as a dynamics force and for the vessels also has hydrodynamics forces as a result of adverse effects in the vibration of mechanical systems on board. Such is the case review system, the dynamics which composed by mechanical system and hydrodynamics effects from the water both of them should be taken into consideration.

The desirable situations; reduction the effect of vibration on ship, protect system against possible damages of mechanical components and increase passenger comfort. The main sources of vibration on ships are; main engine, shaft and propeller system which is examined in this study were a trio. The system is being analyzed axial, torsional and axial-torsional states taking into calculations. The dynamic responses of the system have been analyzed by applying the Lagrange method, the matrix approach. Axial-torsional vibration's amplitudes that are occurring in various regions of the state of model established Matlab-Simulink and graphs was obtained by this programmers. The graph are analyzed with putting appropriate damping force according to the condition then the values have been found to influence how much.

**Keywords:** Ship main engine propulsion systems, vibration analysis, Matlab-Simulink

---

**YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY**

**GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE**

#### 1.1 Literatür Özeti

Gemiler yapısal olarak pek çok sistemden oluşan mühendislik tasarımlarıdır. Teknolojinin gelişmesine paralel olarak bu yapıların ön tasarım hesaplarından seyre başlamalarına kadar geçen süreçteki tüm üretim aşamaları geçmişten bugüne kadar araştırma ve inceleme konusu olmuştur.

Bu konulardan biriside titreşim analizidir. Gemilerdeki titreşim ve gürültülerin iki ana kaynağı vardır. Birincisi iç kaynaklar, ikincisi ise dış kaynaklardır. Gemi titreşimine neden olan iç kaynaklar; ana makine, şaft, pervane gibi güç iletim sistemleri, kompresör, seperatör ve pompa tertibatlarıdır. Genelde yataklamaların düzgün yapılmaması, bağlantıdaki aksenal kaçıklık gibi nedenler titreşimi oluşturmaktadır. Dalga, akıntı ve gemideki yük dengesizliği de dış kaynaklı gemi titreşimidir. Meydana gelen bu titreşimler gemi bünyesinde birçok yapıda hasara sebep olduğu gibi aynı zamanda yolcu konforu, mürettebat ve hareketli aksamların çalışma performansını etkilediği için kontrol edilmesi gerekmektedir. Ancak gemi çalışmaya başladıktan sonra alınacak önlemlerin uygulanması hem daha zor hem de maliyetli olması sebebiyle gemi inşa esnasında teorik ve deneysel çalışmalar bilim adamları tarafından yapılmaktadır. Bu çalışmalar ana makine, yardımcı makinelerde, pervane titreşim analizi üzerine olduğu gibi yapısal titreşim analizlerini de içermektedir.

Gemide titreşim analizinin gerekli olduğu sistemlerden biri de şaft sistemidir. Şaft titreşimleri ile ilgili çok çeşitli çalışmalar mevcuttur. Seyir tecrübelerinde gemi performans tahminlerinin yapılması ve ölçekli modeller üzerinde çekme testlerinin

yapılması sonradan doğacak dizayn ve inşa hatalarını azaltmaktadır. İnsel vd. [1] havuz ve seyir tecrübelerinin ışığında şaft gúcünün ve şaft yataklarındaki titreşim ölçümlerini straingage metodu kullanılarak gerçekleştirmişlerdir. Bu ölçüm sonuçları frekans düzleminde standartlar ile mukayese edilmiştir. Titreşimlerin birinci bölgede yani tam güvenli olduğu gözlemlenmiştir.

Titreşim ölçümü ve analizi çok değişik amaçlar için yapılmaktadır. Tabii frekans tespiti, yapılardaki hasarların incelenmesi, makine durumunun incelenmesi bunlardan bazılarıdır. Jurevichius vd. [2] ivme ve yer değiştirme sensörleri, sinyal yükselticisi, data toplayıcısı kullanarak makine şaft titreşimlerini ortalama değer teoremi kullanarak frekans ve zaman düzleminde incelemişlerdir. Titreşim harmoniklerinin sebepleri tartışılmış ve FFT analizi ile titreşimin yataklamadaki dengesizlikten kaynaklandığı tespit edilmiştir.

Gemi makine ve elemanlarında (redüksiyon dişlisi, pervane, yatak vb) oluşan titreşimlerin analiz edilmesi ve normal şartlardaki değerlerle karşılaştırılması arıza tespiti konusunda yararlı bilgiler verir. Golle [3] bir nehir gemisinde titreşimlerden kaynaklanan problemlerin tespiti için ölçümler yapmıştır. Bu çalışmada dişli kutusundaki titreşim sinyallerinin frekans analizi yapılarak, titreşimlerin dişli kutusundan kaynaklanmadığı pervane bağlantısından kaynaklandığını belirlemişlerdir.

Dinamik problemlerin incelenmesinde öncelikli olarak matematik modelin kurulması ve çözülmesi gerekmektedir. Shu vd. [4], yaptıkları çalışmada pervane-şaft sisteminin burulma ve eksenel titreşimlerini Lagrange yöntemi kullanılarak ifade etmişlerdir. Pervane-şaft sistemini, kütle yay elemanları ile modelleyerek doğal frekansın kütle yay sistemi üzerindeki etkisi incelenmiştir.

Grzadziela [5] çalışmasında dört serbestlik dereceli bir pervane şaft sisteminin titreşim analizini Matlab-Simulink kullanarak gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada, ana makine döndürme torku, sabit kanatlı pervane torku, eksenel kuvvet, şaft hattındaki yataklamalar ve sudan kaynaklanan hidrodinamik etkiler dikkate alınmıştır. şaft-pervane sonlu elemanlar metodu kullanılarak modellenmiş değişik devir aralıklarında farklı mesnet şekillerine göre frekans değerleri bulunmuştur. Elde edilen simulasyon



sonuçları ile ölçüm sonuçları mukayese edilmiştir. Simulasyon sonuçlarının en fazla %10 hata ile ölçüm değerlerine yakınsadığı görülmüştür.

Dylejko vd. [6] pervane şaft sistemine etkileyen aksel yöndeki titreşimlerin etkilerini azaltmak için rezonans değiştirici kullanmışlardır. Rezonans değiştiricinin optimizasyonu için alt ve üst sınırlandırıcılar belirlenerek tahrik sisteminin ve rezonans değiştiricisinin parametrelerindeki değişimin titreşim kontrol cevaplarında önemli bir etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir.

Zhang vd. [7] pervane ile beraber krank şaftı modelleyerek açısal ve aksel kuvvet etkisi altında piston ve pervaneye etkileyen kuvvetler incelenmiştir. Pervane ve 1. piston krank yatağı ve 5. piston krank yatağı ile 6. piston krank yatağı arasındaki burulma titreşimlerinin frekans değişimi görülmüştür. Aksel titreşimlerde, genlik dışında frekans bileşenlerinin değişimi hemen hemen aynı olduğu ifade edilmiştir. Burulma ve aksel titreşimleri beraber etki ettirildiğinde lineer olmayan bir davranış görülmüştür. Pervane krank şaft titreşim analizi yapılırken lineerlik yaklaşımı yapıldığında büyük hatalarla karşılaşılacağı ifade edilmiştir.

Hara vd. [8] building blok yaklaşımı ile ana makine, şaft pervane sistemini modelleyerek, burulma, aksel ve yanlamasına titreşimleri analiz etmiştir. Krank şaftta sonlu elemanlar analiz yöntemi uygulanarak 3 boyutlu katı model ve buna eş değer giriş modeli oluşturulmuştur. Pervaneyi disk olarak modelleyerek bir ağırlık, atalet ve polar atalet momenti giriş yapıldığında ise ek su kütlelerini hesaba katarak ona göre bir pervane ağırlığını hesap edilmiştir. Yataklamalar ve gövdenin rijitliği yay olarak hesaba katılarak oluşturulan model, sönümleyiciler yerleştirilerek değişik titreşim durumlarında analiz edilmişlerdir.

Mac Pherson vd. [9] yaptıkları çalışmada titreşim analizi için pervanedeki ek su kütlelerinin hesaplama yöntemlerinin Wereldsma BS-VII pervane tipinin üzerinde incelemişlerdir. Çalışmada aksel ve burulma ek su kütlelerinin, pervane kütlelerine etkisini incelemiştir. Bu yaklaşımın neticesinde ek su kütlelerinin etkisinin hesaplanması ana tahrik sisteminin titreşim analizinin güvenilirliğini arttırmıştır.

Baz vd. [10] pervane şaft sisteminde meydana gelen aksel titreşimlerin sönümlenmesi için aktif kontrol sistemi geliştirmişlerdir. Servo valf-silindirden

oluşturdukları sistemi, basamak ve sinüzoidal giriş uygulanarak sönüm performansını ölçmüşlerdir. Bu ölçümleri, teorik ve uygulamalı olarak hesap edildikten sonra pervane şaft sisteminin eksenel yer değişimlerini karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda teorik uygulamada yatak sürtünmeleri ve salmastralar hesaba katılmadığından uygulamalı sisteme göre sönüm etkisi daha az olduğunu ve aktif kontrol sistemde eksenel titreşimlerin etkisinin azaltıldığını tespit edilerek, kullanılan pasif sistemlere iyi bir alternatif olduğu ifade edilmiştir.

Rao [11], yaptığı çalışmada Dredger gemilerindeki pervane şaft sistemini dört farklı kütle, yay ve sönüm elemanından oluşan dört serbestlik dereceli bir model olarak dizayn etmiştir. Bu modelde; motor, dişli kutusu, tahrik yatağındaki, pervane (ek su kütlesi ile birlikte düşünülerek) ve şaft modellenmiştir. Sönümleyiciler motor ile dişli kutusu arasında, tahrik yatağı ile pervane arasına yanal titreşimler için konumlandırılmıştır. Yaylar ise motor, dişli kutusu, yataklar ve pervane aralarına ve yerleşim yerlerine yerleştirilmiştir. Radyal kuvvetleri ve pervane itme kuvveti sırasıyla motora ve pervaneye etkileyen tahrik kuvvetleri olarak düşünülmüştür. Sistem Teorik olarak incelenmiş ve ölçülen değerler ile hesaplanan değerler karşılaştırılmıştır.

## **1.2 Tezin Amacı**

Bu çalışmada, önce titreşim bilimiyle alakalı bazı temel terimlere kısaca değinilerek gemide nasıl etkileri olduğu belirtilip burulma ve eksenel titreşim beraber düşünülerek ana makine şaft sisteminin titreşimleri analiz edilerek modelin nasıl cevap verdiği anlaşılması hedeflenmiştir.

## **1.3 Hipotez**

Gemi ana makine pervane sevk sistemlerinin modellenmesi ve titreşim analiziyle ideal sönüm değerleri bulunabilir ve istenilen sönümleme gerçekleştirilebilir.

### TEMEL TİTREŞİM TERİMLERİ

#### 2.1 Titreşim

Titreşim, en genel haliyle bir cismin denge konumu etrafında yaptığı salınım hareketi olarak tarif edilir. Titreşimler, hareketli parçalara sahip makinelerin ve bu makinelere bağlı yapıların içindeki dinamik kuvvetlerin etkisi sonucu ortaya çıkar. İyi tasarlanmış bir makede kabul edilebilir toleranslarda çok az bir titreşim vardır. Makine çalışıkça aşınır, bazı parçaları küçükte olsa şekil değişimlerine uğrarlar ve dinamik davranışlarda bozulmalar meydana gelir. Parçalar arasındaki boşluklar artar, eksen kaçıklıkları ve dengesizlik ortaya çıkar. Bütün bu faktörler titreşim enerjisinde bir artış olarak belirir. Titreşim enerjisinin makine içinde dağılımı ise bazı rezonansları uyararak elemanlar üzerine aşırı yük binmesine sebep olur. Bu karşılıklı etkileşim sonucu titreşimler aşırı yüklerin, aşırı yükler de daha şiddetli titreşimlerin gelişmesine yol açar.

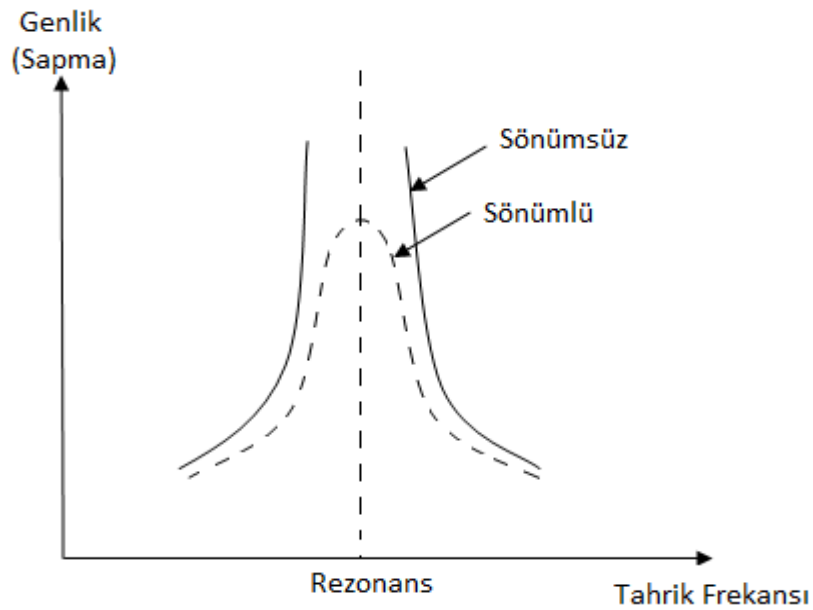
Kütle ve elastisite şartlarına sahip mühendislik sistemleri, izafi hareket yapabilirler. Eğer böyle sistem hareketi, verilen zaman aralığından sonra tekrarlanırsa böyle bir harekete titreşim olarak ifade edilir (Seto [23]). Buna basit sarkacın salınım hareketi örnek gösterilebilir. Titreşim hareketi genlik ve frekans ile gösterilir. Genlik titreşen sistemin denge konumundan olan maksimum uzaklığı, frekans ise saniyede meydana gelen salınım sayısıdır. Titreşimlerin değişimi yol, hız, ivme gibi durum faktörlerinin zamana bağlı değişimleri ile tanımlanır.

Titreşimler sisteme etkileyen dış kuvvetler, atalet kuvvetleri ve sistemin bu kuvvetlere cevap verme özelliğinden kaynaklanmaktadır. Bu dış kuvvetler sistemin bağlı olduğu

temelden gelen kuvvetler, dönen sistemlerde dengelenmemiş kuvvetler, motorlarda gidip gelen kuvvetlerdir(Tahralı vd. [12]). Titreşen bir sistem ikinci bir sisteme etki yaparsa ikinci sistemi de beraber titreşmeye yöneltir. Etkileyen ve etkilenen frekanslar birbirine yakınsa rezonans söz konusu olur.

## 2.2 Rezonans

Rijid olmayan her sistemin mutlaka en az bir adet doğal frekansı vardır. Bu sistemlere etkiyen zorlayıcı kuvvetler çok farklı frekanslarda olabilmektedir. İşte bu zorlayıcı kuvvet frekansının doğal frekansla çakışması rezonans durumuna sebep olur. Bir sistemin dizayn aşamasında bu analizlerinin yapılması çalışma sonrası düzeltici önlemler almaktan kolay olduğundan sistemlerin dizayn aşamasında titreşim analizinin yapılması önem arz eder.



Şekil 2.1 Rezonans eğrisi(S.S. Rao[13])

Doğal ve zorlayıcı frekans oranlarının birbirlerine yakın veya birbirine eşit  $\omega_n/\omega_d=1$  gibi olmaması gerekir. Bu tip haller rezonans durumudur. Şekil 2.1'de görüldüğü gibi rezonansda zorlayıcı etkiler sadece sönümleyici vasıtasıyla engellenebilir.  $\omega_n/\omega_d$  bu oran zorlayıcı etkilerin frekansı ve doğal frekans değişimleriyle değişir.  $\omega$  dönen makinedeki saniyede yaptığı devir sayısı ile değişir veya pervane tahrikli titreşimde ise

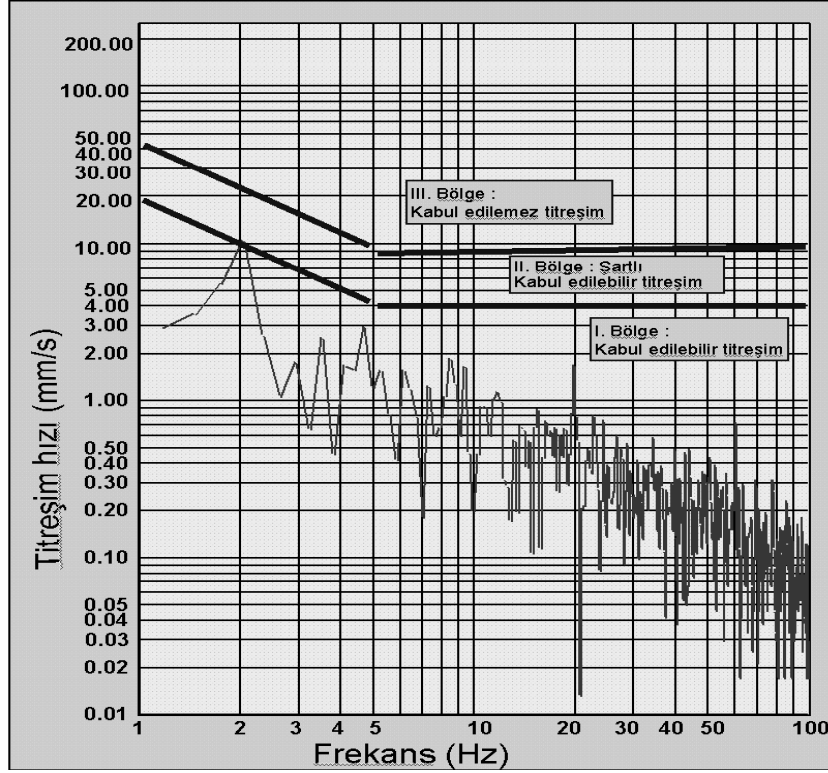
pervanenin saniyede yaptığı devir sayısına veya kanat sayısına bağlıdır.  $\omega_n$  ise sistemin kütlesi ve/veya sistemin katılığına (genellikle sertliğin artırılması tercih edilir) bağlı olarak değişir.

### **2.3 Titreşim Standartları**

Dinamik sistemlerde limitler dâhilinde olmayan titreşimler insana, çevreye ve hareketli aksamalara zarar verir. Makinelerde görülen titreşimlerin analizinde rezonans incelenmesinin yanında makine konstrüksiyonun ömür değerlendirmesi de yapılmalıdır. Makine rezonans üstü veya rezonans altı bölgede çalışıyor olsa dahi titreşim genlikleri standartlarda verilen değerlerin altına düşürülmediği takdirde bazı parçalarda hasarlar oluşabilir. Ayrıca titreşimden dolayı oluşan deformasyon neticesinde iç sürtünmeler ve bunlara bağlı olarak enerji kaybı oluşturur. Bu sebeplerden dolayı titreşen sistemlerin izolasyonu yapılmalıdır.

Titreşim analizleri çoğu mühendislik sisteminde olduğu gibi gemilerde de uygulanmaktadır. Geminin çeşitli bölümlerinde titreşim değerlerinin ölçülmesi ve standartlara göre analiz edilmesi gemi yapım ve tadilat kontratlarında gittikçe daha fazla yer almaktadır.

Titreşimlerin analizinde, ISO 6954 (1984) standartları personel ve yolcuların rahatlığına engel olabilecek titreşim seviyeleri belirtilmiştir. Bu konuda kural kuruluşlarının kabul ettiği örnek Şekil 2.2'de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Standart titreşim değerleri (Ünsan[14])

Titreşim limitlerinin istenilen seviyelerde olmaması durumunda gemide seyahat eden yolcu veya gemi personeli sürekli bu rahatsızlığa maruz kalacağı için karadaki normal bir işletmedeki limit aşırımlarından daha fazla önem arz ettiği düşünülmektedir. Söz konusu durumun etkileri sadece gemide olanlar için değil işletmesini yapan şirkete veya armatöre kadar uzanır.

ANSI S2.27 (2002) ve SNAME T&R 2-29 (2004) standartlarında, tahrik sistemi için çizelge 2.1'de titreşim limitleri hakkında bilgiler vermektedir. Titreşim limitleri, geniş bantlı rms değerleri ve çoklu frekans bileşenleri (nominal olarak 1 den 1000 Hz' ye kadar) ile elde edilir. Mil yatakta aksenal titreşim (rms) 5mm/s 'den, makinenin diğer aksamları ile beraber makine, pervane ve şafttaki aksenal yataklarda uzama titreşimi 13 mm/s rms, şaft kovani ve transmisyon milinin yatağında yanal titreşim 7 mm/s rms 'den az olmalı. Dizel motor için (1000 HP' den yüksek) titreşim limitleri; her üç tip titreşimde de, yataklarda 13 mm/s ve motor üstünde ise 18 mm/s' dir. Yüksek hızlı dizel makineleri için (1000 HP' den düşük) 13 mm/s 'den düşük olmalıdır.

Çizelge2.1 Ana tahrik makinesi için titreşim limitleri(ABS[15])

Tahrik Makinesi	Limitler (rms)
Tahrik yatağı ve pervane dişlisi	5 mm/s
Diğer tahrik elemanları ve bileşenleri	13 mm/s
Pervane mil kovani ve şaft hattı yatakları	7 mm/s
dizel motorun yataklamaları	13 mm/s
Yavaş veya orta hızlı dizel makinenin üst kısmı (1000 Hp 'dan fazla)	18 mm/s
Yüksek hızlı dizel makinenin üst kısmı (1000 Hp 'dan az)	13 mm/s

Tahrik motorlarında aksenal titreşim ile ilgili öncelikli olarak kaçınılması gereken husus, ters bir tahrik anında uygulandığında sistem boylamasına rezonansa girebilir ve bu tahrik yataklarının hasar görmesiyle sonuçlanabilir. ANSI S2.27 tahrik yatağındaki, değişik tahrik durumları için kritik sınırları belirlemiştir. Rutin çalışma durumunda, ana tahrik yatağındaki tepe tahrik değeri o hızdaki ortalama tahrik değerinden %75 düşük olmalı veya tam güç durumunda da ortalama tahrik değerinden %25 düşük olmalı.

#### 2.4 Titreşim Analiz Prosedürü

Dinamik etkiler nedeniyle gemide problemler meydana geldiğinde, genellikle, tasarımda, inşa aşamasında ve hatta seyir sırasında telafisi için çok geç kalınmış olabilir. Düzeltme işlemleri çok masraflı olmaktadır (Ölmez [17]). Bu sebepten dolayı tasarım esnasında bir prosedür belirlenmiştir. Genel olarak mühendislik sistemlerini, karmaşık yapılarıyla aynen olduğu gibi incelemeye tabii tutmak oldukça zordur. Bir sistemin bütün elemanlarını özellikleriyle incelemek imkânsız denilebilecek kadar kolay olmayan bir iş olduğundan çoğu zaman sistemlerin bizim için gerekli ve önemli olan hayati parametrelerini hesaplar ve boyutlandırırız. Mühendislik açısından önemli olan da, bir sistemin titreşimlerini tamamen yok etmek değil, sistemi tehlikesiz ve zararsız hale getirmektir. İşte bu nedenle, mühendisler herhangi bir sistemi incelerken mutlaka belirli ölçülerde o sistemi idealize ederler. Yani sistemin bir modelini çıkartıp o model üzerinde çalışırlar (Kaya [16]).





Ana makine titreşimlerinin, frekans düzleminde incelenmesinde görülen en yüksek frekans değerleri mekanik problemlerin meydana geldiğini ifade eder. Bununla birlikte yüksek frekanstaki arıza değerlerinin tespiti için silindir sayısı ve diğer sistemlerin bozucu etkileri de dikkate alınır.

### GEMİLERDE TİTREŞİM

Gemiler, birçok değişik dinamik ve hidrodinamik kuvvetleri tarafından zorlanır. Bu zorlamalar geminin kendi içerisinde kaynaklanacağı gibi gemi dış tarafındaki dış yüklerden de kaynaklanabilir. Büyük dizel ana makinesi gibi pistonlu makineler düşük frekansta önemli kuvvetler doğurmaktadır. Pervane kanat hızı frekansı nedeniyle oluşan basınç dalgalanmaları gemi gövdesinde basınç değişikliklerine ve titreşimlere sebep olur. Harmonik kuvvet olarak kabul edilen bu iç ve dış zorlamaların frekansları, yapının doğal frekanslarına rastlarsa rezonans durumu meydana gelir (Ölmez [17]).

#### 3.1 Gemi Titreşimi

Gemi boyut ve tonajlarının büyümesiyle birlikte gemi inşasında titreşim analizinin gerekliliği kabul edilmiştir. Yolcuların konforu ve çalışanların performanslarının azalmaması için aşırı titreşimlerin kontrol altına alınması gerekmektedir. Belirtilen titreşim sınır değerlerini sağlamak amacıyla, mürettebatın ilgili yaşama ve çalışma mahallerinde, uygun titreşim azaltma önlemleri alınmalıdır.

Titreşim tasarımı ve kontrolü; makine ömrünün uzatılması ve yüksek performans sağlanması bakımından çok önemlidir. En etkin yolu ise, zorlamaların azaltılmasına dayanmaktadır. Bunu sağlamak için pistonlu ve döner makinelerdeki tüm kuvvetlerin dengelenmesi ve özel montajlar kullanılması gerekmektedir. Hidrodinamik kuvvetler ise pervane etrafındaki akışın düzeltilmesi ile azaltılabilir. Makine arızaları, iş kazaları, parçaların gevşemesi, gürültü, güvenlik, performans ve konfor üzerinde olumsuz etkisi bulunmaktadır. Bu açıdan titreşim, genellikle istenmeyen bir durumdur. Dizayn

sırasında; iyi bir çalışma performansı elde etmek için sistemin titreşim karakteristiği anlaşılmalı ve rezonans durumu analizi yapılmalıdır(Brüel vd.[18]).

Titreşim üzerine yapılan çalışmaların amacı, hesaplamalar ve deneyler ile rezonanstan uzak durmak, salınımları azaltmaktır. Bunun için birçok çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarla birlikte çeşitli deneylerde uygulanmıştır. Bu yapılan deneyler sonucu gemi titreşimi ile ilgili aşağıdaki bilgilere ulaşılmıştır(ABS[15]);

I) Gemi gövdesindeki kirişlerin titreşimi ana makine çalışması esnasında ortaya çıkar.

II) Şaft sistemindeki aksenal titreşim, daha çok pervanede oluşan itme kuvveti ve krank milinde oluşan aksenal kuvvet sebebiyle oluşur.

III) Başta ve kıçtaki yapısal titreşimler, gövde kirişlerinin dikine şaft sistemindeki aksenal titreşimler etkisiyle oluşur.

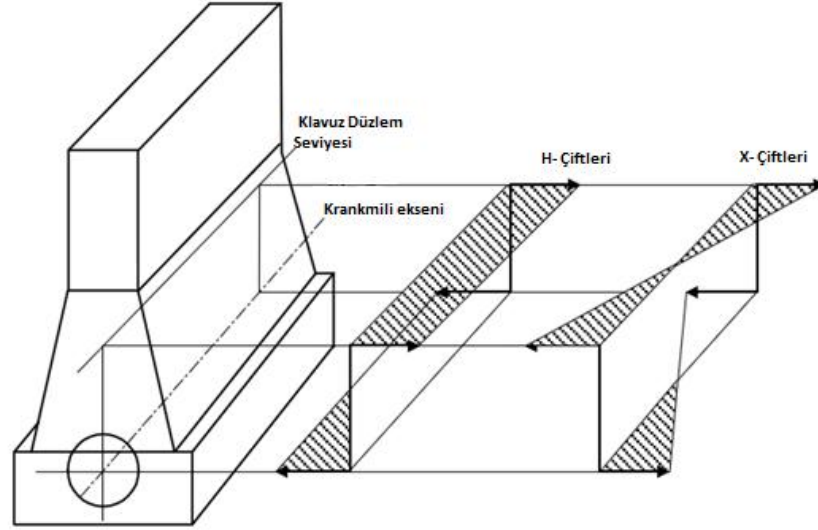
IV) Gemideki yanal titreşimler, pervane ve şaft segmanlarının ağırlığından ve dengesizliğinden oluşur.

V) Burulma titreşimi ise dönen mekanizmalarda oluşur ve şaftın değişik hızlarda dönmesi sonucu karakterize edilir.

Bunların yanı sıra gemide sayısız lokal titreşimler de oluşur fakat bu yerel problemler genellikle yerel yapısal rezonansları kapsar ve bunlar küçük problemlerdir buralara çeşitli sönümleyiciler yerleştirilerek çözüme kavuşturulabilir (ABS[15]).

Şekil 3.1’de grafikte gösterildiği gibi X tipi ve H tipi momentler sonucunda oluşan yanal titreşimler, makine dairesi alt yapısındaki katılığa ve makine bağlantılarına bağlı olarak seviyede yerel titreşimlere sebep olur. Makine dairesindeki yan yüklemeler erken tasarım aşamasında göz önünde bulundurulmalıdır.

Ana makinenin tahrik kuvvetlerini hesaplarken ilk önce tek bir silindir göz önüne alınarak çalışmalar yapılır ve atalet, krank gibi diğer kuvvet faktörleri işleme katılır. Ayrıca biyel kolunun açısal ivmelenmesi incelenerek tork’un krank milindeki etkisi anlaşılır. Bu kuvvet fonksiyonları Fourer analiziyle frekans düzlemine geçilir. Krank milindeki veya şaft hattındaki titreşimler göz önünde tutulursa, tanjanta ait ve radyal kuvvetler tahrikin ana kaynağı olarak bulunurlar.



Şekil 3.1 Ana makinenin tahrik kuvvetlerinin yönleri (ABS[15])

Dengesiz atalet etkileri, dik kuvvet ve moment, gemi gövdesindeki titreşim zorlamalarına öncelikli olarak etkiler. Aynı şekilde aksenal kuvvetin ve momentin de gövdeye etkileri vardır. İki silindirden fazla olan motorlar için, dikey ve yatay atalet kuvvetleri genellikle makine tabanıyla dengelenmektedir.

Düşük devirli makineler çoğunlukla altı silindirli veya daha fazla silindire sahiptir. Bu yüzden, ikinci mertebe dikey moment ( $M_{2v}$ ) genellikle gemi gövde titreşimine sebep olur. Bununla birlikte, silindir sayısına bağlı olarak, birinci veya yüksek mertebeden moment ikinci sıradaki kadar büyük olabilir. Bu durumda daha fazla dikkatin birinciye veya en yüksek mertebeye verilmesi gerekir.

Sistemdeki ikinci mertebe dikey momentin uygun seviyesinin anlaşılması için PRU (Güç kaynaklı dengesizlikler) değeri yardımcı olur.

$$PRU = \frac{M_{2v}[N - m]}{\text{Ana makine gücü [Kw]}} \quad (3.1)$$

Çizelge3.1 PRU değerlerine göre kompensatör ihtiyaç çizelgesi

PRU	Kompansator İhtiyacı
120' den aşağı	İhtiyaç yok
120-220	İhtimalen var
220 üstü	İhtiyaç var

PRU için çizelge 3.1'de belirtilen değerlerinin 220 N-m/Kw 'ı aşması durumunda tavsiye edilen; daha uygun bir ana makine seçiminin gerçekleştirilmesi veya moment kompensatörünün tedarik edilmesidir.

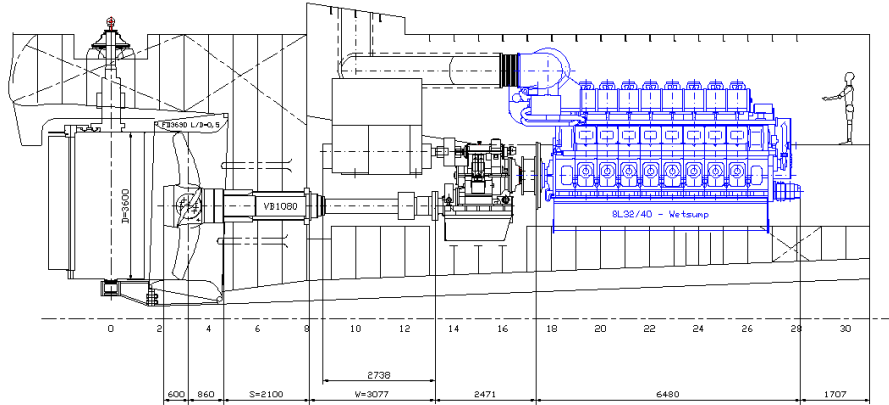
Makinede oluşan kuvvetlerin gemi gövdesine ve hareketli aksamalarına etkisini anlayabilmek için tek bir silindire etkiyen kuvvetlerle tahrik kuvvetleri hesaplanabilir. Ayrıca bu metodun diğer bir avantajı ise enjeksiyon sırasındaki arızaların tespit edilebilmesidir.

Geminin kış yapısı nedeniyle oluşan girdap sayesinde pervane düzgün olmayan hız dağılımına sahip bir bölgede çalışmaktadır. Kanat profilleri, devirleri sırasında değişken açılarda yüklere maruz kalmaktadır. Bu düzensiz hareketler nedeniyle kanatlar etrafında basınç bölgesi oluşur. Dinamik basınç bölgesi, gemi sacına çarpma etkisi yapar ve yapı için uyarıcı etki oluşturur. Buda gövde titreşimlerine sebep olur (Ölmez [17]).Pervaneden kaynaklı titreşim daha çok hidrodinamik etkilerden meydana gelir. Burada oluşan titreşim problemi pervanenin geometrisinin değişikliği ve uyandıran suyun akışını uniform olarak tahliyesinin değiştirilmesiyle gerçekleşir (ABS[15]).

Pervanede oluşan tahrik kuvvetleri gemiye; shaft hattından ve gövdeye ise etki ettiği basınç ile kış formundan yayılarak tesir eder. Bu tahrik kuvvetleri shafttaki titreşimin oluşması için gövdeye etki etmektedir. Ancak pervane shaft kuvvetleri (yatak kuvvetleri) shaft hattındaki titreşimin ana kaynağıdır.

Silindirdeki gaz basıncının değişmesi, krank mekanizmasındaki atalet kuvvetleri ve pervane etrafındaki suyun akışının dalgalanması sonucunda burulma titreşimleri oluşur.Bu titreşim tipinin ana kaynağı dönen mekanizmalardır ve çok önemli hasarlara sebebiyet verebilir.

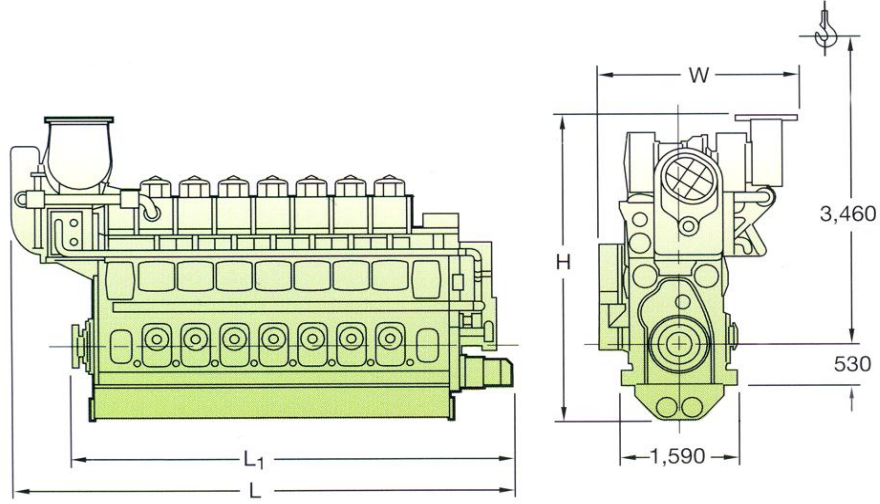
### 3.2 Balıkçı Teknesine Ait Ana Makine Şaft ve Pervane Özellikleri



Şekil 3.2 Balıkçı teknesinin ana makine, şaft pervane yerleşimi(MAN Proje Kılavuzu [19])

Gemilerde pervane ve sevk sisteminin ihtiyaç gördüğü gücü ana makineden sağlamaktadır. Ana makine, yakıtın motor içerisinde yanma odasında yakılmasıyla enerji elde edilen motorlardır. Model alınan balıkçı teknesi için seçilen ana makine; 750 rpm hızı çizelge 3.3'den,  $M_m = 49400$  kg çizelge 3.5'den ağırlığı ve  $811 \text{ kgm}^2$  ataleti çizelge 3.4'den değerler belirlenir.





Şekil 3.3 Ana makinenin boyutları(MAN Proje Kılavuzu [19])

Çizelge3.2 Ana makinenin ölçüleri ve ağırlığı(MAN Proje Kılavuzu [19])

Ana Makine	L uzunluğu	L1 uzunluğu	W genişliği	H yüksekliği	Ağırlığı
	mm				ton
6L 32/40	5,940	5140	2,630	4,010	38
7L 32/40	6,470	5670			42
8L 32/40	7,000	6195	2,715	4,490	47
9L 32/40	7,530	6725			51

Çizelge3.3 Ana makine güç ve hızı(MAN Proje Klavuzu,2006 [19])

Ana makine Tipi ve Silindir sayısı	720rpm		750rpm	
	kW	HP	kW	HP
6L 32/40	3,000	4,080	3,000	4,080
7L 32/40	3,500	4,760	3,500	4,760
8L 32/40	4,000	5,440	4,000	5,440
9L 32/40	4,500	6,120	4,500	6,120
12V 32/40	6,000	8,160	6,000	8,160
14V 32/40	7,000	9,520	7,000	9,520
16V 32/40	8,000	10,880	8,000	10,880
18V 32/40	9,000	12,240	9,000	12,240

Çizelge3.4 Ana makineler için atalet momentleri(MAN Proje Klavuzu[19])

Ana Makineler						
Ana Makine	Atalet Momentleri			Volan		
	Maksimum Güç	Gereken Toplam Moment J <sub>min</sub>	Makine + Sönümleyici	Atalet momenti	Kütle	Volandan sonra gerekli olan atalet momenti
	kW	kgm <sup>2</sup>	kgm <sup>2</sup>	kgm <sup>2</sup>	kg	kgm <sup>2</sup>
n = 720 rpm						
6L 32/40	3,000	660	512	611	1,729	-
7L 32/40	3,500	770	587			
8L 32/40	4,000	880	635			
9L 32/40	4,500	990	654			
12V 32/40	6,000	1,319	861			
14V 32/40	7,000	1,539	950			
16V 32/40	8,000	1,759	1,037			111
18V 32/40	9,000	1,979	1,126			242
n = 750 rpm						
6L 32/40	3,000	608	512	611	1,729	-
7L 32/40	3,500	709	587			
<b>8L 32/40</b>	<b>4,000</b>	<b>811</b>	<b>635</b>			
9L 32/40	4,500	912	654			
12V 32/40	6,000	1,216	861			
14V 32/40	7,000	1,419	950			
16V 32/40	8,000	1,621	1,037			
18V 32/40	9,000	1,824	1,126			87



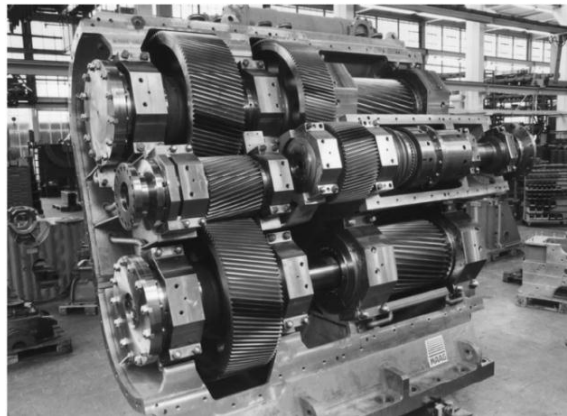
### Çizelge3.5 Dört stroklu ana makinelerinin, redüksiyonların ve pervanelerin özellikleri

(MAN Proje Klavuzu [19])

A. mak. 750rpm	Redük. tipi	Pervane Dişli E- tipi	Hız rpm	çap mm	mm cinsinden ölçüler																	kütle (ton)		
					A	B	C	E	G	H	I	J	K	M	N	O	Q	R	V	W-min 00F000	a.mak	Dişli k.	Şaft	
6L 32/40 3000 kW	RSW-650	VBS 980	200	3300	7195	8275	6659	1094	1832	3122	1400	1140	1920	750	630	1910	693	722	619	1421	40.3	4.5	8.8	
	RSW-670	VBS 980	160	3700	7285	8275	6659	1094	1832	3122	1400	1230	2010	800	670	1990	746	814	619	1522	40.3	5.6	9.9	
	RSW-690	VBS 1080	120	4300	7625	8275	6659	1094	1832	3122	1400	1530	2350	1000	850	1990	821	890	674	1629	40.3	9.8	12.4	
7L 32/40 3500 kW	RSW-690	VBS 980	200	3480	7670	8950	7271	1094	1832	3122	1548	1140	1920	750	630	1910	746	794	619	1421	45.3	4.6	9.7	
	RSW-710	VBS 980	160	3890	8010	8950	7271	1094	1832	3122	1548	1280	2060	850	710	1700	746	814	619	1522	45.3	6.6	11.8	
	RSW-850	VBS 1080	120	4400	8300	8950	7271	1094	1832	3122	1548	1530	2350	1000	850	1990	821	890	674	1657	45.3	10.1	14.5	
8L 32/40 4000 kW	RSV 670	VBS 980	200	3550	8572	6562	7271	1094	1618	3340	1627	1230	2010	800	670	1590	746	814	619	1522	49.4	5.7	10.4	
	RSV 750	VBS 1080	160	4000	8722	6562	7271	1094	1618	3340	1627	1340	2160	900	750	1810	821	890	674	1522	49.4	7.4	12.8	
	RSV 900	VBS 1180	120	4550	8982	6562	7271	1094	1618	3340	1627	1600	2420	1060	900	2140	885	972	674	1629	49.4	11.9	16.4	
9L 32/40 4500 kW	RSW-690	VBS 980	200	3650	9102	7092	7801	1094	1618	3340	1627	1230	2010	800	670	1990	746	814	619	1522	54.4	5.8	12.2	
	RSW-800	VBS 1080	160	4100	9312	7092	7801	1094	1618	3340	1627	1400	2220	950	800	1910	821	890	674	1657	54.4	9.0	13.2	
	RSW-950	VBS 1180	120	4650	9612	7092	7801	1094	1618	3340	1627	1700	2520	1120	950	2220	885	972	674	1629	54.4	13.9	17.2	
10L 32/40 5000 kW	RSW-710	VBS 980	200	3750	9682	7622	8331	1094	1618	3340	1627	1280	2060	850	710	1700	746	814	619	1522	59.4	6.9	12.7	
	RSW-850	VBS 1080	160	4300	9972	7622	8331	1094	1618	3340	1627	1530	2350	1000	850	1990	821	890	674	1657	59.4	10.8	15.2	
	RSW-950	VBS 1180	120	4750	10142	7622	8331	1094	1618	3340	1627	1700	2520	1120	950	2220	885	972	674	1650	59.4	13.9	18.7	

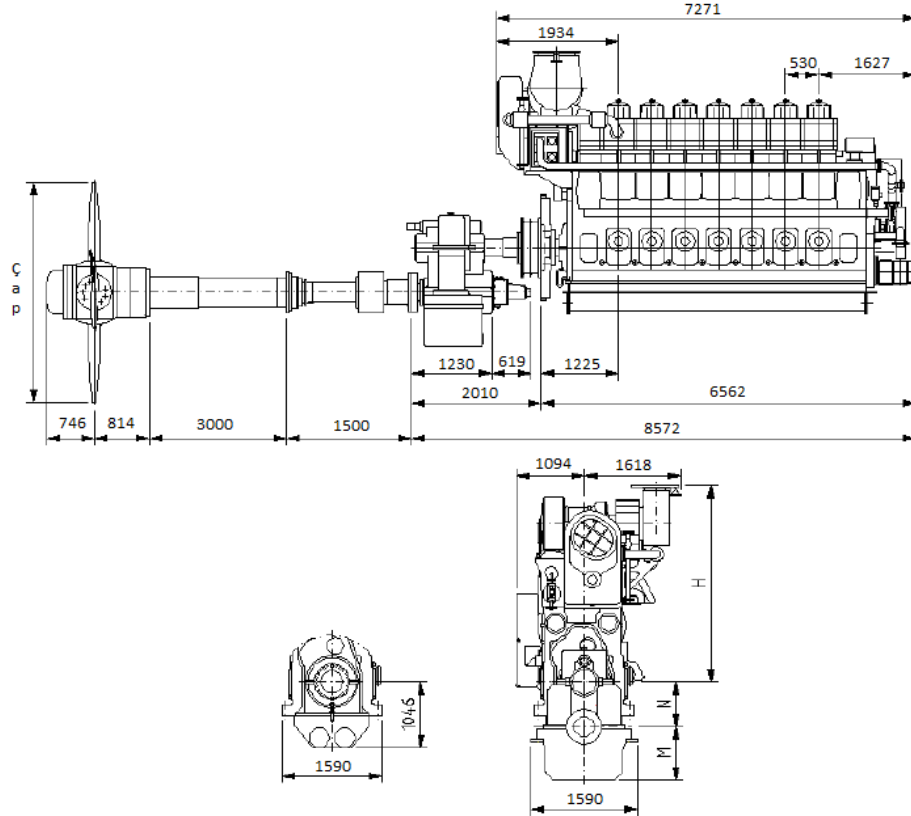
#### 3.2.1 Redüktör

Gemi pervane şaft sisteminde şekil 3.4'de belirtilen redüktörler, gücü iletmek amacıyla kullanılan en önemli mekanizmalardan biridir. Redüktörler, gaz türbini veya dizel makineler ile tahrik edilen gemilerin tahrik hızları ile pervane hızı arasındaki gerekli redüksiyonu sağlamak için dizayn edilmişlerdir. Sistem için gerekli moment ihtiyacını ve çeşitli hız oranlarını düzenler. (Akkurt [20])



Şekil 3.4 Üç kademeli gemi redüktörü

Yüksek devirde dönen pervane suyu köpürtür ve o kısımdaki suyun yoğunluğunu azaltır. Bu durumda pervanenin suyu tutma gücünü azaltıp geminin daha yavaş gitmesine ve pervanenin daha çabuk aşınmasına sebebiyet verir. Gemi bu durumdan kurtarmak için kullanılan redüktörün ana makinenin devrini düşürerek şafta iletirler. Sistemde bulunan şekil 3.5'de belirtilen redüktörün tipi RSV-670 olarak belirlenirken. Ağırlığı ise;  $M_r = 5700$  kg olarak çizelge 3.5'den belirlenir.



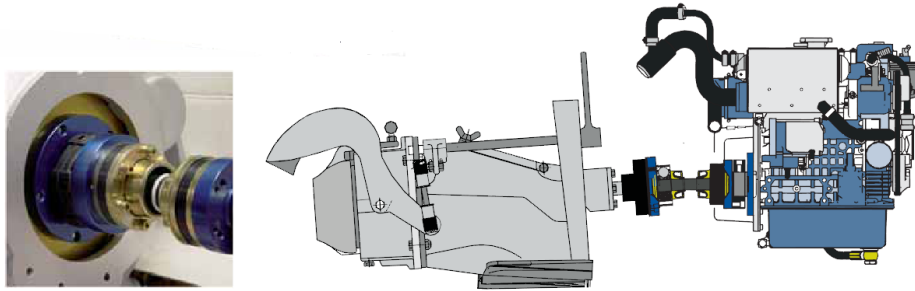
Şekil 3.5 Ana makine pervane şaft sisteminin ve redüktörün ölçüleri (MAN Proje Kılavuzu [19])

### 3.2.2 Kaplin

Şekil 3.6'de belirtilen kaplin, bir güç kaynağında üretilen dönme hareketini ve dolayısıyla momenti bir başka sisteme (makine, pompa, redüktör, konveyör v.b.) aktarma elemanıdır. Bununla birlikte kaplin sistemde herhangi bir güç kaybına neden olmamalı, sistemde oluşabilecek titreşimleri veya vuruntuları ana makineye geçirmemelidir. Ayrıca sistem bir bütün olarak düşünüldüğünde pahalı parçalar

arasında bir sigorta görevi görmektedir. Herhangi bir zorlamada veya sıkışmada motoru veya şaftı korumak üzere kırılarak sistemin arıza maliyetini düşürmüştür olur.

Herhangi bir düzgünlüğü karşılamayan kaplinlere rijit, karşılayanlara ise esnek kaplinler denir. Esneklik kinematik bir irtibat vasıtası ile sağlandığı durumda kaplinlere, kinematik bağlı veya mafsallı, elastik bir eleman vasıtasıyla sağlandığı takdirde elastik, sıvı ile elde edildiği takdirde hidrolik, manyetik alanla elde edildiği takdirde manyetik kaplin denir.



Şekil 3.6 Ana makine redüktörün mafsallı kaplin bağlantısı

Gemi pervane şaft sistemlerinde şekil 3.6'de gösterildiği gibi kullanılarak, pervane şaftı ve şanzımanın tam hizalanması gereksinimini ortadan kaldırmaya ve pervanenin itişinin lastik montaj blokları ile emilerek şanzımana olan etkisini azaltmayı amaçlar. Yüksek frekanslı güç aktarımında meydana gelen titreşimleri, titreşimlerin pervane şaftında meydana getirdiği aşınma veya hasara karşı pervane şaftını korur.

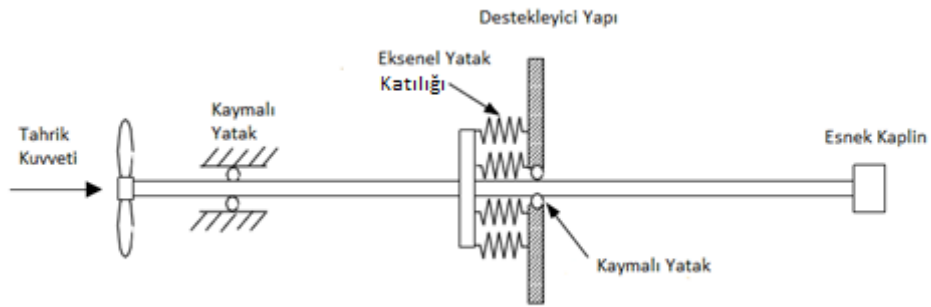
### 3.2.3 Eksenel Yatak

Gemi ana tahrik sisteminde bulunan ana makine pervane şaft elemanları birçok titreşim tipine maruz kalabilir. Bu titreşim tiplerinden biriside eksenel titreşimdir. Bu çeşitte bir zorlamanın etkilerini azaltmak için yataklamalar ve sönümleyiciler kullanılır. Deniz taşıtlarında bu amaç için eksenel yataklar şekil 3.7'de belirtildiği gibi kullanılır. Pervaneden veya redüktörden gelen eksenel kuvvetler bu yataklama sayesinde sönümlenmeye çalışılır. Bu yataklamaların birçok çeşidi bulunmaktadır. Bunlar; bilyeli rulman, makaralı, konik makaralı, sıvı ve manyetik yataklamalardır.



Şekil 3.7 Şaft hattındaki aksel yataklama

Bu aksel yataklamalar Şekil 3.8'de belirtilen bir katılık değerleri sağlayarak zorlama etkilerini sistem üzerinden kurtarabilir.



Şekil 3.8 Aksel yataklarıyla sistemi etkileyen katılık değerleri (JiePan vd.[21])

### 3.2.4 Dişli Çarklar

Dişli çarklar; aralarında bir kayma oluşmadan, iki mil arasında kuvvet ve hareket ileten elemanlardır. Güç iletme bakımından, mekanizmanın bir döndüren ve bir veya birkaç döndürülen elemanı vardır. Genellikle mekanizmanın küçük dişlisine pinyon, diğerine çark denir. Millerin konumuna göre dişli çarklar ve çark mekanizmaları şu şekilde sınıflandırılabilir.

a) Eksenleri aynı düzlemde paralel olan iki mil arasında güç ve devir ileten çarklara silindirik veya alın dişli çarklar denir. Dişlerin yönü çark eksenine göre paralel ise düz silindirik, eğik ise helisel silindirik veya çift helisel silindirik (ok) dişli çark adını

alırlar. Çarklar, birbirinin dışında veya içinde yuvarlamalarına göre dış veya iç silindirik dişli çarklar şeklinde adlandırılırlar. İç dişli çarklar düz, helisel ve çift helisel olabilirler. Herhangi bir dişli çarkın yarıçapı sonsuz yapıldığında kremayer denilen çubuk şeklinde bir dişli eleman elde edilir. Bunun çalışmasına göre düz veya helisel silindirik dişli mekanizması meydana gelir ve ona göre adlandırma yapılır.

b) Eksenleri aynı düzlemde bulunan fakat kesişen iki mil arasında güç ve devir iletenlere konik dişli çarklar denir. Dişlerin durumlarına göre düz, helisel veya koniktir.

c) Eksenleri aynı düzlemde olmayan miller arasında güç ve devir ileten dişli çarklara spiral dişli çarklar denir. (Akkurt [20])

### 3.2.5 Pervane özellikleri

Pervane ana makineden aldığı güçle sudaki dirençleri yenerek geminin ilerlemesini sağlayan aygıttır. Pervanenin yapacağı itme; pervane çapı, ilerleme hızı, dönme hızı ( $n$ ), pervanenin içerisinde çalıştığı akışkanın yoğunluğu ( $\rho$ ), pervanenin içerisinde çalıştığı akışkanın viskozitesi ( $\mu$ ) ve statik akışkan basıncına ( $P_0 - e$ ) bağlıdır.

İtme Katsayısı;

$$K_T = \frac{T}{\rho n^2 D^2} \quad (3.2)$$

İlerleme Katsayısı;

$$J = \frac{V_A}{n D} \quad (3.3)$$

Reynolds Sayısı

$$R_n = \frac{\rho n D^2}{\eta} \quad (3.4)$$

Kavitasyon Sayısı;

$$\sigma_0 = \frac{P_0 - e}{0.5 \rho n^2 D^2} \quad (3.5)$$

Bu bağlantılardan itme katsayısının ilerleme katsayısı, pervane Reynolds sayısı ve kavitasyon sayılarının bir fonksiyonu olduğu görülmektedir. Bu ifade,

$$K_T = f(J, R_n, \sigma_0) \quad (3.6)$$

şeklinde formüle edilebilir.

Benzer bir yaklaşımla pervane torku;

$$K_Q = \frac{Q}{\rho n^2 D^5} \quad (3.7)$$

şeklinde pervane tork sayısı tanımlanır. Pervane tork katsayısının, pervane ilerleme sayısı, pervane reynold sayısı ve pervane kavitasyon sayısının bir fonksiyonu olduğu görülmektedir.

Bir pervanenin açık su verimi ( $\eta_0$ ), THP (itme beygir gücü)' nin DHP (serbest beygir gücü)'ye oranı olarak tanımlanır:

$$\eta_0 = \frac{THP}{DHP_D} \quad (3.8)$$

T itme kuvveti,  $V_A$  pervane ilerleme hızı, n rotasyonel hız ve Q tork olmak üzere, pervanenin sağladığı itme kuvveti,

$$THP = T \cdot V_A \quad (3.9)$$

ve

$$DHP = 2\pi n Q \quad (3.10)$$

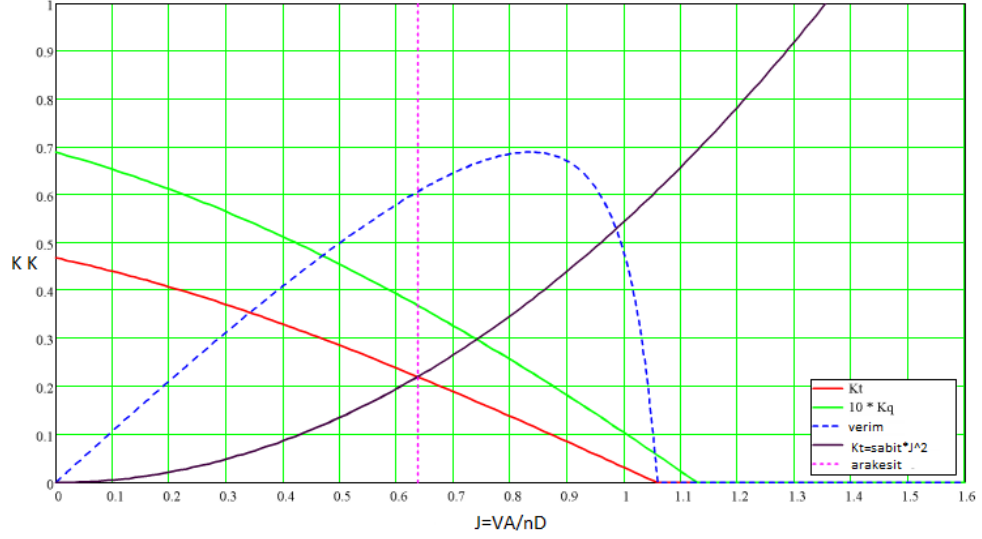
şeklinde tanımlandığından, açık su pervane verimi;

$$\eta_0 = \frac{T \cdot V_A}{2\pi n Q} \quad (3.11)$$

ifadesi şeklinde yazılabilir. Başka bir deyişle açık su pervane verimi  $K_T, K_Q$  ve  $J$  katsayılarının daha önce elde edilen tanımları kullanılarak;

$$\eta_0 = \frac{K_T}{K_Q} \cdot \frac{J}{2\pi} \quad (3.12)$$

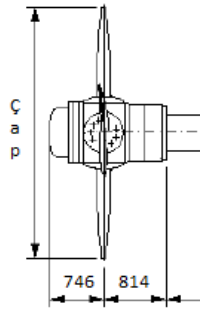
bağlantısı bulunarak şekil 3.9'daki gibi bir eğri elde edilir.



Şekil 3.9 K<sub>T</sub>-K<sub>Q</sub> eğrisi(Güner vd.[22])

Şekil 3.9'de görüldüğü gibi  $K_T$ ,  $K_Q$  ve  $J$  karakteristik eğrileri belirli bir operasyon şartında pervane performansının tanımlanabilmesi için gerekli tüm bilgiler içermektedir (Güner vd. [22]).

Balıkçı teknesi için uygun görülen, şekil 3.10'da belirtilen pervanenin özellikleri; ağırlığı 7000 kg, çapı 3550 mm ve hızı ise 200 rpm olarak tespit edilmiştir.



Şekil 3.10 Sistemin pervanesi(MAN Proje Kılavuzu [19])

### EKSENEL VE BURULMA TİTREŞİM ANALİZİ

Herhangi bir mekanik yapının titreşim probleminin analizinde ilk aşama, hareket denkleminin elde edilmesidir. Analiz başarısı, hareket denklemlerinin doğru olarak elde edilmesine bağlı olduğu için, hareket denklemlerinin formülasyonu analizin önemli bir parçasını oluşturur. Bunun için problemin çözümünde öncelikle hareket denklemini doğru olarak tanımlamak gerekir. Bu çalışmada şekil 4.1'de görülen ve çizelge 4.1'de belirtilen boyu 20 m, eni 5.7 m, derinliği 2.285m olan ve şekil 3.2'de belirtilen ana makine, gücü 4000 Kw olarak çizelge 3.3'de tespit edilen balıkçı teknesinin değerleri alınarak ana makine, şaft ve pervane eksenel ve burulma titreşimleri incelenecektir.



Şekil 4.1 Balıkçı Teknesi(MAN Proje Kılavuzu [19])



Çizelge 4.1 Balıkçı teknesinin özellikleri

	Boy	Eni	Derinliği
Balıkçı Teknesinin Özellikleri	20 m	5.7 m	2.285 m

#### 4.1 Eksenel ve Burulma Titreşim Analizi

Bu çalışmada ilk olarak pervane-şaft sisteminin eksenel doğrultudaki dinamik davranışını ifade eden hareket denklemlerini elde etmek için Lagrange denklemleri kullanılmıştır. Lagrange denklemleri kinetik enerji, potansiyel ve sönüm enerjisi dikkate alınarak (William W. Seto[23]);

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial KE}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial KE}{\partial q_i} + \frac{\partial PE}{\partial q_i} + \frac{\partial DE}{\partial \dot{q}_i} = Q_j \quad (4.1)$$

şeklinde ifade edilir. Burada;

$KE$ : Toplam kinetik enerji,

$PE$ : Toplam potansiyel enerji,

$DE$ : Toplam sönüm enerjisi,

$Q_j$ : Genelleştirilmiş kuvvetler ( $j=1,2,3,\dots,n$ ),

$q_j$ : Genelleştirilmiş koordinatları ( $j=1,2,3,\dots,n$ ),

göstermektedir.

Lagrange denklemlerinin kullanılması ile en genel halde, mekanik bir sistemin dinamik davranışını ifade eden diferansiyel denklem takımı matris formunda aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F_x\} \quad (4.2)$$

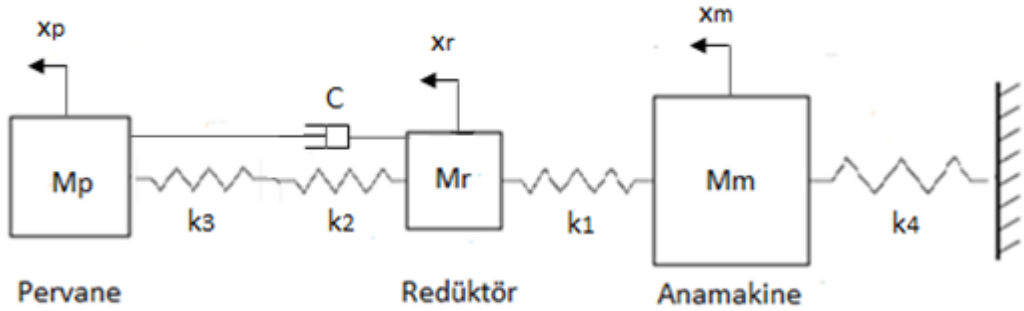
Burada  $F_x$ , titreşimlere neden olan bozucu etki olarak ifade edilir.  $[M]$ ,  $[C]$  ve  $[K]$  ise sırasıyla kütle, sönümlenme ve katılık matrislerini ifade etmektedir. Toplu kütleli sistem modellemesi halinde, lagrange denklemleri yardımıyla hareket denklemleri kolaylıkla elde edilir.

#### 4.2 Pervane Şaft ve Ana makine Eksenel Titreşim Analizi

Gemi ana makine pervane arasındaki eksenel titreşiminin ana kaynağı; hem pervanenin tahrik değişkenleridir hem de güç üreten motor krank mekanizmasıdır. Tahrik kuvveti gaz basıncından gelir ve alternatif kütlelerin ataletleri eş değer açılış kapanış kuvvetlerin krankı iteler ve eksenel bir kuvvete dönüşür. Bazen de aşırı eksenel titreşim şafttaki burulma titreşiminden kaynaklanır.

Sistemlerin titreşimlerin matematik modellemesi sınır ve başlangıç koşulları, diferansiyel denklemlerle sağlanır. Diferansiyel denklemlerden elde edilecek yer değiştirme, hız, ivme, doğal frekans bilgileri analitik hesaplarla elde edilebileceği gibi özellikle karmaşık sistemlerde deneysel veya sayısal yöntemlerle de elde edilebilir.

Sistemlerin titreşim analizi için öncelikle analizi yapılacak sistemin fiziki modeli oluşturulur. Oluşturulan fiziki modelin matematik modeli çıkarılır. Matematik modelden diferansiyel denklem oluşturulur ve hareket denklemi elde edilir. Gerekliyse sınır ve başlangıç koşullarından da yararlanılarak sistemin yer değiştirme ifadesi, titreşim şekillerini veren titreşim modları, doğal frekanslar elde edilebilir. Bu mantık esas alınarak oluşturulan eksenel titreşimler etkisi altındaki ana makine şaft ve pervane sistemine ait üç kütleli fiziksel modeli Şekil 4.2'deki gibidir.



Şekil 4.2 Ana makine şaft ve pervane sisteminin fiziksel modeli

Şekil 4.2' de ifade edilen  $M_p$  değeri pervanenin,  $M_r$  değeri redüktörün,  $M_m$  değeri ana makinenin ağırlığını ve  $x_m$  ana makinenin,  $x_r$  redüktörün,  $x_p$  pervanenin eksenel yer değişimini ve  $k_1$ ,  $k_2$ ,  $k_3$  ve  $k_4$ 'de şaftın katılık değerlerini göstermektedir

Fiziksel modeli gösterilen pervane-şaft sisteminin, Lagrange denklemi ile matematiksel modelinin çıkartılması için gereken enerji denklemi;

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial KE}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial KE}{\partial q_i} + \frac{\partial PE}{\partial q_i} + \frac{\partial DE}{\partial \dot{q}_i} = 0 \quad (4.3)$$

$$KE = \frac{1}{2} M_p \dot{x}_p^2 + \frac{1}{2} M_r \dot{x}_r^2 + \frac{1}{2} M_m \dot{x}_m^2$$

$$PE = \frac{1}{2} k_{eş} (x_p - x_r)^2 + \frac{1}{2} k_1 (x_r - x_m)^2 + \frac{1}{2} k_4 x_m^2$$

$$DE = \frac{1}{2} c (\dot{x}_p - \dot{x}_r)^2$$

elde edilir. Sistemin genelleştirilmiş koordinat cinsinden hareket denklemi sırasıyla;

$$M_p \ddot{x}_p + c (\dot{x}_p - \dot{x}_r) + k_{eş} (x_p - x_r) = T_{itme(ak\int nt\int)}$$

$$M_r \ddot{x}_r - c (\dot{x}_p - \dot{x}_r) - k_{eş} (x_p - x_r) + k_1 (x_r - x_m) = F_r$$

$$M_m \ddot{x}_m - k_1 (x_r - x_m) + k_4 x_m = 0 \quad (4.4)$$

elde edilir.

Denklemdaki itme kuvveti;

Geminin sabit bir noktaya bağlanması durumunda maksimum güçte elde edilen itme kuvveti statik itme olarak adlandırılır. Statik ivme için;

$$T_{itme(ak\int nt\int)} = 67.2 (SHP D/12)^{0.67} \quad (4.5)$$

bağlantısı kullanılabilir. Burada;

$T_{itme(ak\int nt\int)}$ : Statik itme (ıbs)

SHP : Şaft beygir gücü (pervane)

D : Pervane çapı (in) (Güner vd.[22]).

Sistemin dinamik davranışını ifade eden diferansiyel denklem takımını matris formunda yazabilmek için bu denklemlere ait kütle, sönüm ve katılık matrislerini belirtmek gerekmektedir. Denklemin matris ifadesi aşağıdaki gibidir;

$$\begin{bmatrix} M_p & 0 & 0 \\ 0 & M_r & 0 \\ 0 & 0 & M_m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_r \\ \ddot{x}_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c & 0 \\ -c & c & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_r \\ \dot{x}_m \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{e\delta} & -k_{e\delta} & 0 \\ -k_{e\delta} & k_{e\delta} + k_1 & -k_1 \\ 0 & -k_1 & k_1 + k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_r \\ x_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{itme(ak\ddot{e}nt\ddot{e})} \\ F_r \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.6)$$

burada kütle değerleri,

$$[M] = \begin{bmatrix} M_p & 0 & 0 \\ 0 & M_r & 0 \\ 0 & 0 & M_m \end{bmatrix}$$

sönüm matrisi,

$$[C] = \begin{bmatrix} c & -c & 0 \\ -c & c & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

katılık matrisi,

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{e\delta} & -k_{e\delta} & 0 \\ -k_{e\delta} & k_{e\delta} + k_1 & -k_1 \\ 0 & -k_1 & k_1 + k_4 \end{bmatrix}$$

zorlayıcı kuvvet,

$$[F] = \begin{bmatrix} T_{itme(ak\ddot{e}nt\ddot{e})} \\ F_r \\ 0 \end{bmatrix}$$

eksenel ivme vektörü,

$$[\ddot{x}] = \begin{bmatrix} \ddot{x}_p \\ \ddot{x}_r \\ \ddot{x}_m \end{bmatrix}$$

eksenel hız vektörü,

$$[\dot{x}] = \begin{bmatrix} \dot{x}_p \\ \dot{x}_r \\ \dot{x}_m \end{bmatrix}$$

eksenel yer değiştirme vektörü,

$$[x] = \begin{bmatrix} x_p \\ x_r \\ x_m \end{bmatrix}$$

ile gösterilir.

Ana makine, redüktör, pervane frekans değerlerini bulmak için hareket denkleminin çözümünde trigonometrik dönüşüm kabulü yapılırsa,

$$x_p = x_p \sin(\omega t + \phi) \quad x_r = x_r \sin(\omega t + \phi) \quad x_m = x_m \sin(\omega t + \phi)$$

$$\dot{x}_p = \omega \dot{x}_p \cos(\omega t + \phi) \quad \dot{x}_r = \omega \dot{x}_r \cos(\omega t + \phi) \quad \dot{x}_m = \omega \dot{x}_m \cos(\omega t + \phi)$$

$$\ddot{x}_p = -\omega^2 x_p \sin(\omega t + \phi) \quad \ddot{x}_r = -\omega^2 x_r \sin(\omega t + \phi) \quad \ddot{x}_m = -\omega^2 x_m \sin(\omega t + \phi)$$

elde edilir. Bu ifadeler (4.4) denkleminde yerine koyulursa;

$$M_p(-\omega^2 x_p \sin(\omega t + \phi)) + c(\dot{x}_p - \dot{x}_r) \cos(\omega t + \phi) + k_1(x_p - x_r) \sin(\omega t + \phi) \\ = T_{itme(ak\int nt\int)}$$

$$M_r(-\omega^2 x_r \sin(\omega t + \phi)) - c(\dot{x}_p - \dot{x}_r) \cos(\omega t + \phi) + k_1(x_r - x_p) \sin(\omega t + \phi) \\ + k_2(x_r - x_m) \sin(\omega t + \phi) \\ = F_r M_m(-\omega^2 x_m \sin(\omega t + \phi)) + k_2(x_m \\ - x_r) \sin(\omega t + \phi) + k_3 x_m \sin(\omega t + \phi) = 0$$

elde edilir.

Sistemin tabii frekansı  $K'$  ya ve  $J'$  ye bağlı olduğu için hareket denklemleri  $\sin(\omega t + \phi)$  'li ifadelere bölünüp matris haline getirilirse;

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 M_p + k_{e\phi} & -k_{e\phi} & 0 \\ -k_{e\phi} & -\omega^2 M_r + k_{e\phi} + k_1 & -k_1 \\ 0 & -k_1 & -\omega^2 M_m + k_1 + k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_r \\ x_m \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Burada  $x_p = x_r = x_m = 0$  bir çözümdür. Fakat incelediğimiz sistemde hiç uzama meydana gelmediğini ifade etmiş oluruz. Bu da çözüm kabulünün sıfıra eşit olduğu anlamına gelir. Böylelikle sol taraftaki matris denkleminin sıfıra eşit olduğu durumu incelemek gerekmektedir.

$$k_1 k_4 k_{e\dot{s}} - k_1 k_4 M_p \omega^2 - k_1 k_{e\dot{s}} M_r \omega^2 - k_1 k_{e\dot{s}} M_p \omega^2 - k_1 k_{e\dot{s}} M_m \omega^2 - k_{e\dot{s}} k_4 M_r \omega^2 - k_{e\dot{s}} k_4 M_p \omega^2 + k_1 M_p M_m \omega^4 + k_1 M_p M_r \omega^4 + k_{e\dot{s}} M_r M_m \omega^4 + k_{e\dot{s}} M_p M_m \omega^4 + k_4 M_p M_r \omega^4 - M_p M_r M_m \omega^6 = 0$$

$$\begin{aligned} -M_p M_r M_m \omega^6 - k_{e\dot{s}} k_4 M_p \omega^2 + k_1 M_p M_m \omega^4 + k_1 M_p M_r \omega^4 + k_{e\dot{s}} M_r M_m \omega^4 \\ + k_{e\dot{s}} M_p M_m \omega^4 + k_4 M_p M_r \omega^4 - k_1 k_4 M_p \omega^2 - k_1 k_{e\dot{s}} M_r \omega^2 \\ - k_1 k_{e\dot{s}} M_p \omega^2 - k_1 k_{e\dot{s}} M_m \omega^2 - k_{e\dot{s}} k_4 M_r \omega^2 + k_1 k_4 k_{e\dot{s}} = 0 \end{aligned}$$

Çizelge 3.4 ve şekil 3.5 kullanılarak, şaftta kullanılan elastik modülü  $21 \times 10^{10} N / m^2$  olan st 42 çelik malzeme için uzunlukları  $L_1 = 619 \text{ mm}$ ,  $L_2 = 1522 \text{ mm}$  ve  $L_3 = 3000 \text{ mm}$ , şaft çap değerleri ise çizelge 3.5 kullanılarak  $d_1 = 235 \text{ mm}$  ve  $d_2 = 115 \text{ mm}$  değerleri okunur;

$$k = \frac{E x A}{L} = \frac{E x \frac{\pi x r^2}{2}}{L} \quad (4.7)$$

r : Şaft yarıçapı

L : Eksenel titreşen şaftın uzunluğu

E : Elastisite modülü

$$k_1 = \frac{21 \times 10^{10} x \frac{\pi x 0.235^2}{4}}{0.619} = 1.47 * 10^{10} N/m$$

$$k_2 = \frac{21 \times 10^{10} x \frac{\pi x 0.115^2}{4}}{1.522} = 1.43 * 10^9 N/m$$

$$k_3 = \frac{21 \times 10^{10} x \frac{\pi x 0.235^2}{4}}{3} = 3.03 * 10^9 N/m$$

$$k_4 = 72 \times 10^8 N/m$$

olarak bulunur.

Kurulan modelde  $k_2$  ve  $k_3$  eksenel yay sertlik değerleri seri durumda buldukları için eş değer  $k_{e\dot{s}}$  değeri;

$$\frac{1}{k_{e\dot{s}}} = \frac{1}{k_2} + \frac{1}{k_3}$$

$$k_{es} = \frac{k_2 \times k_3}{k_2 + k_3} = \frac{(1.43 \times 10^9) \times (3.03 \times 10^9)}{1.43 \times 10^9 + 3.03 \times 10^9} = 9.71 \times 10^8 \text{ N/m}$$

modelde pervaneye etkiyen itme kuvveti (4.5);

$$T_{itme(ak\text{ent})} = 67.2 \times \left(5200 \times \frac{3550}{25.4 \times 12}\right)^{0.67}$$

$$T_{itme(ak\text{ent})} = 483800 \text{ N}$$

redüktörden kaynaklanan F kuvveti;

$$F_r = 55 \text{ kN (ABS [15])}$$

eksenel sönüm değerleri ise,

$$c_1 = 2000000 \text{ N s/m}$$

$$c_2 = 5000000 \text{ N s/m}$$

kabul edilir.

Bu denklemin çözümü ile altı adet frekans değeri, çizelge 4.2 elde edilir. Pervanedeki frekans değerleri 3.1106Hz ve -3.1106Hz dir. Redüktör oluşan frekans değerleri ise; -0.0000 + 1.9113iHz ve -0.0000 - 1.9113iHz'dir. Çalışmada bir diğer araştırılan ise motor grubudur. Bunun frekans değerleri ise; -1.2145Hz ve 1.2145Hz dir.

Çizelge 4.2 Pervane, redüksiyon ve ana makinenin doğal frekans değerleri

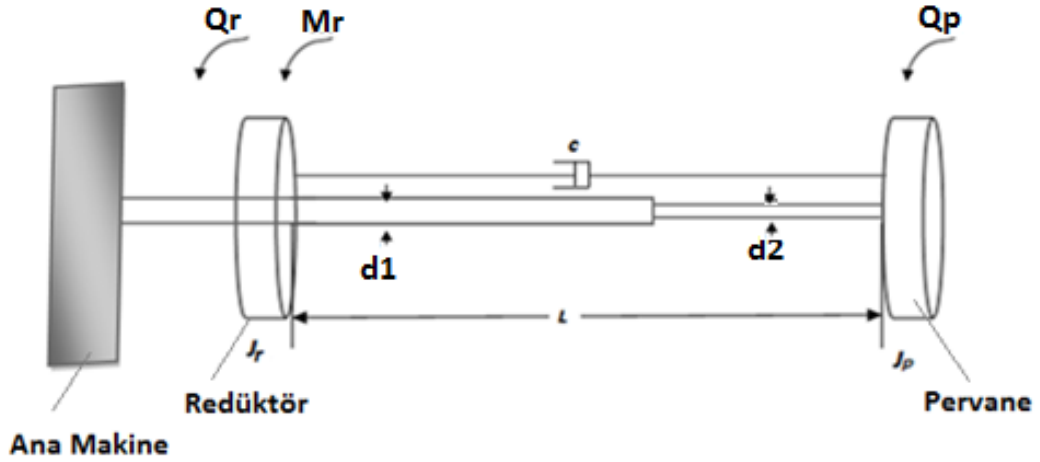
Frekans	$\omega 1$	$\omega 2$
Pervane	-3.1106	3.1106
Redüktör	-0.0000 + 1.9113i	-0.0000 - 1.9113i
Ana Makine	-1.2145	1.2145

### 4.3 Pervane Şaft ve Ana makine Burulma Titreşim Analizi

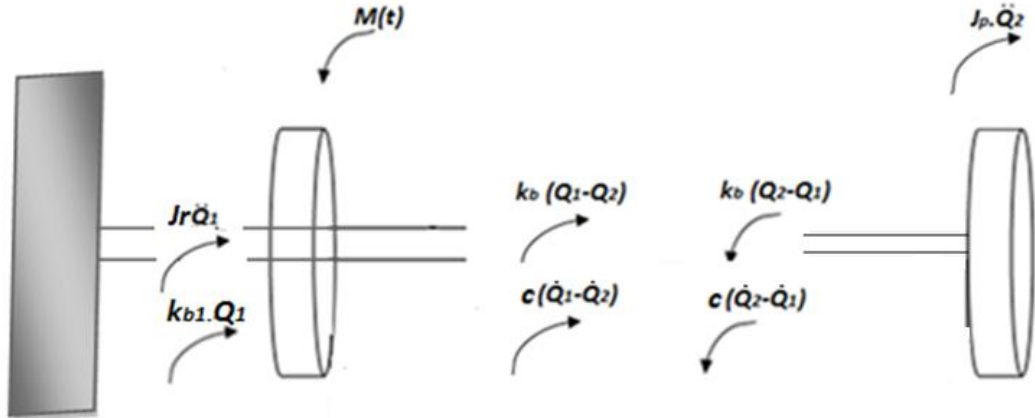
Şaftlarda bulunan dönel elemanların atalet kuvvetleri etkisiyle oluşturdukları direnç sebebiyle burulma titreşimleri meydana gelir. Burulma titreşimleri dönen bir şaftta iki noktanın açısal yer değiştirmesine sebep olur.

Burulma titreşimlerinde yatakların titreşimi eğilme titreşimleri gibi belirgin olmadığından rezonans kontrolleri çok iyi yapılmalıdır. Burulma titreşimleri herhangi bir belirti vermeden çok tehlikeli sonuçlar doğurabilir (Maurice [24]).

Burulma titreşimlerinde de açısal yer değiştirme, açısal hız ve açısal ivme değerleri kontrol edilmeli bu değerlerin müsaade edilen limitler içinde olduğu görülmelidir. Şekil 4.3'de gösterilen fiziksel modeli pervane ve motorun x, y ve z eksenlerinde öteleme hareketi yapmadığı sadece x ekseninde dönüş yaptığı varsayıldığından sistemin serbestlik derecesi ikidir.



Şekil 4.3 Şaftın burulma titreşiminin fiziki modeli



Şekil 4.4 Serbest cisim diyagramları

Şekil 4.4'de belirtilen  $J_r$  redüktörün ataleti,  $J_p$  pervane'nin ataletini gösterirken  $d$ , şaft çapını  $M_r$  ise redüktörün burulma değerini belirtmektedir.



Lagrange metodu dikkate alınarak burulma hareket denklemleri;

$$KE = \frac{1}{2}J_r \dot{Q}_r^2 + \frac{1}{2}J_p \dot{Q}_p^2$$

$$PE = \frac{1}{2}k_{b1}(Q_r)^2 + \frac{1}{2}k_b(Q_r - Q_p)^2$$

$$DE = \frac{1}{2}c(\dot{Q}_r - \dot{Q}_p)^2$$

$Q_r > Q_p$  varsayımı ile

$$J_r \cdot \ddot{Q}_r + c * (\dot{Q}_r - \dot{Q}_p) + k_{b1}Q_r + k_b(Q_r - Q_p) = M_r bur$$

$$J_p \cdot \ddot{Q}_p - c * (\dot{Q}_r - \dot{Q}_p) - k_b(Q_r - Q_p) = 0 \quad (4.8)$$

elde edilir. 4.8 denklemlerinin matris formu da aşağıdaki gibi,

$$\begin{bmatrix} J_r & 0 \\ 0 & J_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{Q}_r \\ \ddot{Q}_p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Q}_r \\ \dot{Q}_p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_b + k_{b1} & -k_b \\ -k_b & k_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_r \\ Q_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_r bur \\ 0 \end{bmatrix}$$

gösterilir. Burada Kütle atalet momenti matrisi,

$$[J] = \begin{bmatrix} J_m & 0 \\ 0 & J_p \end{bmatrix}$$

sönüm matrisi,

$$[c] = \begin{bmatrix} c & -c \\ -c & c \end{bmatrix}$$

katılık matrisi,

$$[K] = \begin{bmatrix} k_b + k_{b1} & -k_b \\ -k_b & k_b \end{bmatrix}$$

zorlayıcı moment vektörü,

$$[M] = \begin{bmatrix} M_r bur \\ 0 \end{bmatrix}$$

açısal ivme vektörü,

$$[\ddot{Q}(t)] = \begin{bmatrix} \ddot{Q}_r \\ \ddot{Q}_p \end{bmatrix}$$

açısal hız vektörü,

$$[\dot{Q}(t)] = \begin{bmatrix} \dot{Q}_r \\ \dot{Q}_p \end{bmatrix}$$

açısal yer değiştirme vektörü,

$$[Q(t)] = \begin{bmatrix} Q_r \\ Q_p \end{bmatrix}$$

şeklinde gösterilir. Sistemin burulmada doğal frekanslarının tayini için sistemden zorlayıcı moment etkisi çıkarılarak çözüm yapılır.

$$\{Q\} = \{Q\} \sin(\omega_n t) \quad (4.9)$$

$\{Q\}$  burulma genlikleri vektörüdür. Bu durumda açısal hız vektörü;

$$\{\dot{Q}\} = \omega \cdot \{Q\} \cos(\omega_n t)$$

Bu durumda açısal ivme ifadesi;

$$\{\ddot{Q}\} = -\omega^2 \cdot \{Q\} \cdot \sin(\omega_n t)$$

$$-\omega^2 [J] \{Q\} \cdot \sin(\omega_n t) + [c] * \omega \cdot \{Q\} \cos(\omega_n t) + [K] \{Q\} \cdot \sin(\omega_n t) = 0$$

elde edilir. Denkleminin her iki tarafı  $\sin(\omega_n t)$  ile bölünürse

$$[[K] - \omega^2 [J]] \{Q\} = \{0\}$$

$[K]$  ve  $[J]$  matrisleri yerine konulduğunda,

$$\begin{bmatrix} k_{b1} + k_b - J_r \cdot \omega_n^2 & -k_b \\ -k_b & k_b - J_p \cdot \omega_n^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_r \\ Q_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Burada  $Q_r = Q_p = 0$  bir çözümdür. Ancak bu, yaptığımız çözüm kabullerimizin sifıra eşit olduğu anlamına gelir. Burada bulunmak istenen çözüm sifıra eşit olmayan çözüm olduğundan eşitliğin sağlanabilmesi için lineer cebir gereği soldaki katsayılar matrisinin determinantının sifıra eşit olması gerekmektedir.

$$\det|\Delta|=0$$

$$(-J_r \cdot \omega_n^2 + k_b + k_{b1}) \cdot (k_b - J_p \cdot \omega_n^2) - k_b^2 = 0$$

$$-J_r \cdot \omega_n^2 \cdot k_b + J_r \cdot J_p \cdot \omega_n^4 + k_b^2 - J_p \cdot \omega_n^2 \cdot k_b + k_b \cdot k_{b1} - J_p \cdot \omega_n^2 \cdot k_{b1} - k_b^2 = 0$$

$$\omega_n^2 (-J_r k_b + J_r \cdot J_p \cdot \omega_n^2 - J_p k_b - J_p k_{b1}) + k_b^2 - k_b^2 + k_b \cdot k_{b1} = 0$$

$$\omega_n^2 (-J_r k_b + J_r \cdot J_p \cdot \omega_n^2 - J_p k_b - J_p k_{b1}) + k_b \cdot k_{b1} = 0$$

elde edilir.

Sisteminin katılık değerlerini;

$$k_b = \frac{G \cdot I_p}{L} = \frac{\pi G d^4}{32 L} \quad (4.10)$$

d: Şaft çapı

L: Burulan şaft uzunluğu

G: Kayma modülüdür

seçilen malzemenin kayma modülü;  $G = 844776 * 10^4 \text{ kg/m}^2$

Şaftın burulma yay katılık değerleri;

$$k_{b1} = \frac{844776 \times 10^4 \times \frac{\pi}{32} \times (0.115)^4}{0.61} = 237673 \text{ kgm / rad}$$

$$k_{b2} = \frac{844776 \times 10^4 \times \frac{\pi}{32} \times (0.115)^4}{1.522} = 95256 \text{ kgm / rad}$$

$$k_{b3} = \frac{844776 \times 10^4 \times \frac{\pi}{32} \times (0.235)^4}{3} = 842696 \text{ kgm / rad}$$

olarak bulunur. Kurulan modelde  $k_{b2}$  ve  $k_{b3}$  burulma katılık değerleri seri durumda buldukları için eş değer  $k_b$  değeri;

$$\frac{1}{k_b} = \frac{1}{k_{b2}} + \frac{1}{k_{b3}}$$

$$k_b = \frac{k_{b2} \times k_{b3}}{k_{b2} + k_{b3}} = \frac{95256 \times 842696}{95256 + 842696} = 85582 \text{ kg m / rad}$$

Pervane kütleli atalet momentini ( $J_p$ ) hesaplamak için 4.11 formülasyonu uygulanmıştır.

$$J_{p \text{ hava}} = \frac{1}{2} m r^2 = \frac{1}{2} * 7000 * 3.550^2 = 44108.75 \text{ kg m}^2 / \text{rad} \quad (4.11)$$

Pervane üzerine etkiye hidrodinamik etkilerde mevcuttur ve göz önüne alınması gereken ise ek su kütlelerinin etkisidir. Ek su kütlesi, sıvı içerisinde ivmeli hareket yapan cisme etkiyen hidrodinamik bir kuvvettir. Ek-su kütlesi adeta cisimle birlikte hareket eden bir sıvı kütlesi olarak harekete zıt yönlü bir atalet kuvveti olarak kendini gösterir. Ek su kütlesi de hesaba katıldığında pervane atalet momentini;

$$J_{p T} = J_{p \text{ hava}} + J_{p \text{ ek su}} = 115\% \cdot J_{p \text{ hava}} = 44108.75 * 1.15 = 50725 \text{ kg m}^2 / \text{rad}$$

redüktörün atalet momentini;

$$J_r = \frac{1}{2} m r^2 = \frac{1}{2} * 5700 * 1.046^2 = 3118 \text{ kg m}^2 / \text{rad}$$

ana makinenin oluşturmuş olduğu burulma momentini;  $P=4000$  Kw çizelge 3.3'de ve  $n=750$  rpm çizelge 3.4 yardımıyla bulunarak,

$$M_{mb} = \frac{P}{\omega} = \frac{4000000}{2 \cdot \pi \cdot \frac{750}{60}} = 50955.4 \text{ Nm}$$

elde edilir. Modeldeki sönüm değerleri;

$$C_{b1} = 5000 \text{ Nm s/rad}$$

$$C_{b2} = 20000 \text{ Nm s/rad}$$

olarak kabul edilir.

Değerler denkleminde yerine konulursa;

$$\begin{aligned} & \left( -3118 \text{ kg} \frac{\text{m}^2}{\text{rad}} \times 85582 \text{ kg m/rad} \times \omega^2 + 3118 \frac{\text{kgm}^2}{\text{rad}} * 50725 \frac{\text{kgm}^2}{\text{rad}} \times \omega^4 \right. \\ & \quad - 50725 \frac{\text{kgm}^2}{\text{rad}} \times 85582 \text{ kg m/rad} \times \omega^2 \\ & \quad \left. - 50725 \frac{\text{kgm}^2}{\text{rad}} \times 237673 \text{ kg m/rad} \times \omega^2 \right) \\ & \quad + 237673 \text{ kg m/rad} \times 85582 \text{ kg m/rad} = 0 \end{aligned}$$

elde edilir. Denklemin çözümünden ulaşılan  $\omega$  değerleri çizelge 4.3;

Çizelge4.3 Pervane ve redüksiyonun doğal frekans değerleri

	$\omega 1$	$\omega 2$
Redüktör	6.1731	-3.6767 + 2.0332i
Pervane	-3.6767 - 2.0332i	1.1803

olarak elde edilir.

#### 4.4 Pervane Şaft Ana Makine Sisteminin Hem Burulma Hem de Eksenel

##### Titreşimlerin Analizi

Ana makineden pervaneye güç aktaran sevk sisteminin şaftı, kaplinleri, kaplin civataları, kavramaları ve kamaları dahil tüm bileşenleri birden çok titreşim tipi ortaya çıkarabilir. Bu sebepten detaylı bir titreşim analizi yapılırken bu titreşim tiplerinde birlikte incelemek gerekmektedir. Yapılan araştırmalar sonucunda ikili titreşim etkili olduğunda ana makine sevk sisteminin doğal frekansını değiştirmektedir. Çünkü burulma sertlik katsayısı eksenel sertlik katsayısına göre daha düşüktür. Şaft pervaneyle birleştirildiğinde burulma ve eksenel ayrı düşünülmesi gerektiğine göre her iki titreşimin beraber olduğu durum daha kritiktir ve incelemeler bu alana toplanmalıdır(S. Zhang[25]).

$$KE = \frac{1}{2}J_r\dot{Q}_r^2 + \frac{1}{2}J_p\dot{Q}_p^2 + \frac{1}{2}M_p\dot{x}_p^2 + \frac{1}{2}M_r\dot{x}_r^2 + \frac{1}{2}M_m\dot{x}_m^2$$

$$PE = \frac{1}{2}k_{b1}(Q_r)^2 + \frac{1}{2}k_b(Q_r - Q_p)^2 + \frac{1}{2}k_{eş}(x_p - x_r)^2 + \frac{1}{2}k_1(x_r - x_m)^2 + \frac{1}{2}k_4x_m^2$$

$$DE = \frac{1}{2}c_b(\dot{Q}_r - \dot{Q}_p)^2 + \frac{1}{2}C_{eks}(\dot{x}_p - \dot{x}_r)^2$$

elde edilir.

Sistemin genelleştirilmiş koordinat cinsinden hareket denklemleri sırasıyla;

$Q_r > Q_p$ ,  $x_m > x_r$  ve  $x_r > x_p$  varsayımları ile

$$J_r \cdot \ddot{Q}_r + k_{b1}Q_r + k_b(Q_r - Q_p) + c_b(\dot{Q}_r - \dot{Q}_p) = M_r \text{ bur}$$

$$J_p \cdot \ddot{Q}_p + k_b(Q_p - Q_r) + c_b(\dot{Q}_p - \dot{Q}_r) = 0$$

$$M_m \ddot{x}_m + k_4x_m = 0$$

$$M_r \ddot{x}_r + k_1(x_r - x_m) + k_{eş}(x_r - x_p) + C_{eks}(\dot{x}_r - \dot{x}_p) = F_r$$

$$M_p \ddot{x}_p + k_{eş}(x_p - x_r) + C_{eks}(\dot{x}_p - \dot{x}_r) = T_{itme(akıntı)} \quad (4.12)$$

elde edilir.

Sistemin dinamik davranışını ifade eden diferansiyel denklem takımını matris formunda yazabilmek için bu denklemlere ait kütle, sönüm ve katılık matrislerini belirtmek gerekmektedir. Denklemin matris ifadesi;

$$\begin{bmatrix} J_r & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_p \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{Q}_r \\ \ddot{Q}_p \\ \ddot{x}_m \\ \ddot{x}_r \\ \ddot{x}_p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_b & -c_b & 0 & 0 & 0 \\ -c_b & c_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{eks} & -C_{eks} \\ 0 & 0 & 0 & -C_{eks} & C_{eks} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{Q}_r \\ \dot{Q}_p \\ \dot{x}_m \\ \dot{x}_r \\ \dot{x}_p \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{b1} + k_b - k_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_b & k_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_1 & k_1 + k_{e\zeta} - k_{e\zeta} & -k_{e\zeta} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{e\zeta} & k_{e\zeta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_r \\ Q_p \\ x_m \\ x_r \\ x_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} M_r b \\ 0 \\ 0 \\ F_r \\ T_{itme(akıntı)} \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

Burada kütle atalet momenti ve kütle matrisi,

$$[J, M] = \begin{bmatrix} J_r & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_p & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M_m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & M_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & M_p \end{bmatrix}$$

Sönüm matrisi,

$$[c] = \begin{bmatrix} c_b & -c_b & 0 & 0 & 0 \\ -c_b & c_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{eks} & -C_{eks} \\ 0 & 0 & 0 & -C_{eks} & C_{eks} \end{bmatrix}$$

katılık matrisi,

$$[K] = \begin{bmatrix} k_{b1} + k_b - k_{b2} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_b & k_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_1 & k_1 + k_{e\zeta} - k_{e\zeta} & -k_{e\zeta} \\ 0 & 0 & 0 & -k_{e\zeta} & k_{e\zeta} \end{bmatrix}$$

zorlayıcı moment ve kuvvet vektörü,

$$[M, F] = \begin{bmatrix} M_r bur \\ 0 \\ 0 \\ F_r \\ T_{itme(akıntı)} \end{bmatrix}$$

açısal ve doğrusal ivme vektörü,

$$\{\ddot{Q}, \ddot{x}\} = \begin{bmatrix} \ddot{Q}_r \\ \ddot{Q}_p \\ \ddot{x}_m \\ \ddot{x}_r \\ \ddot{x}_p \end{bmatrix}$$

açısal ve doğrusal hız vektörü,

$$\{\dot{Q}, \dot{x}\} = \begin{bmatrix} \dot{Q}_r \\ \dot{Q}_p \\ \dot{x}_m \\ \dot{x}_r \\ \dot{x}_p \end{bmatrix}$$

açısal ve doğrusal yer değiştirme vektörü,

$$\{Q, x\} = \begin{bmatrix} Q_r \\ Q_p \\ x_m \\ x_r \\ x_p \end{bmatrix}$$

ile gösterilebilir.

Sistemin burulmada doğal frekanslarının tayini için sistemden zorlayıcı moment etkisi ve sönümün etkisi olmadığı için bu etkiler formülasyondan çıkarılarak işlem yapılır.

$$[J, m]\{\ddot{Q}, \ddot{x}\} + [c]\{\dot{Q}, \dot{x}\} + [K]\{Q, x\} = 0$$

$$\{Q\} = \{Q\} \sin(\omega_n t)$$

$$\{x\} = \{x\} \sin(\omega_n t)$$

$\{Q\}$  burulma genlikleri,  $\{x\}$  ise aksenal vektörüdür.

Frekans değerlerini bulmak için trigonometrik dönüşüm kullanılarak frekans matrisi elde edilir.



$$x_p = x_p \sin(\omega t + \phi) \quad x_r = x_r \sin(\omega t + \phi) \quad x_m = x_m \sin(\omega t + \phi)$$

$$\dot{x}_p = \omega \dot{x}_p \cos(\omega t + \phi) \quad \dot{x}_r = \omega \dot{x}_r \cos(\omega t + \phi) \quad \dot{x}_m = \omega \dot{x}_m \cos(\omega t + \phi)$$

$$\ddot{x}_p = -\omega^2 x_p \sin(\omega t + \phi) \quad \ddot{x}_r = -\omega^2 x_r \sin(\omega t + \phi) \quad \ddot{x}_m = -\omega^2 x_m \sin(\omega t + \phi)$$

Aynı şekilde burulma ifadelerine trigonometrik dönüşüm uygulanırsa;

$$Q_r = Q_r \sin(\omega t + \phi) \quad Q_p = Q_p \sin(\omega t + \phi)$$

$$\dot{Q}_r = \omega \dot{Q}_r \cos(\omega t + \phi) \quad \dot{Q}_p = \omega \dot{Q}_p \cos(\omega t + \phi)$$

$$\ddot{Q}_r = -\omega^2 Q_r \sin(\omega t + \phi) \quad \ddot{Q}_p = -\omega^2 Q_p \sin(\omega t + \phi)$$

trigonometrik dönüşüm uygulandıktan sonra (4.12)'de yerine koyulduğunda,

$$J_r \cdot (-\omega^2 Q_r \sin(\omega t + \phi)) + k_{b1} (Q_r \sin(\omega t + \phi)) \\ + k_b (Q_r \sin(\omega t + \phi) - Q_p \sin(\omega t + \phi)) = 0$$

$$J_p \cdot (-\omega^2 Q_p \sin(\omega t + \phi)) + k_b (Q_p \sin(\omega t + \phi) - Q_r \sin(\omega t + \phi)) = 0$$

$$M_m (-\omega^2 x_m \sin(\omega t + \phi)) + k_4 (x_m \sin(\omega t + \phi)) = 0$$

$$M_r (-\omega^2 x_r \sin(\omega t + \phi)) + k_1 ((x_r \sin(\omega t + \phi)) - x_m \sin(\omega t + \phi)) \\ + k_{e5} (x_r \sin(\omega t + \phi) - x_p \sin(\omega t + \phi)) = 0$$

$$M_p (-\omega^2 x_p \sin(\omega t + \phi)) + k_{e5} (x_p \sin(\omega t + \phi) - x_r \sin(\omega t + \phi)) = 0$$

elde edilir. Denklemnin her iki tarafı  $\sin(\omega t + \phi)$  ile bölünüp matris formatında yazılırsa;

$$\begin{bmatrix} -\omega^2 J_r + k_{b1} + k_b & -k_b & 0 & 0 & 0 \\ -k_b & -\omega^2 J_p + k_b & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\omega^2 M_m + k_4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -k_1 & -\omega^2 M_r + k_1 + k_{e5} & -k_{e5} \\ 0 & 0 & 0 & -\omega^2 M_p - k_{e5} & k_{e5} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_r \\ Q_p \\ x_m \\ x_r \\ x_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

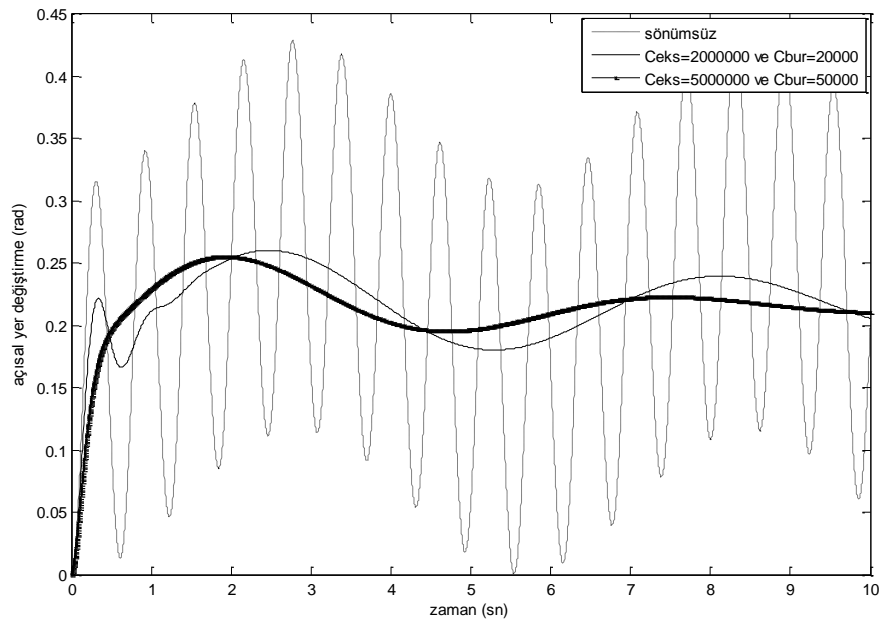
Burada  $Q_r = Q_p = x_m = x_r = x_p = 0$  bir çözümdür. Ancak bu, yaptığımız çözüm kabullerimizin sifıra eşit olduğu yani burulma veya aksenal uzama olmadığı anlamına gelir. Burada bulunmak istenen çözüm sifıra eşit olmayan çözüm olduğundan eşitliğin sağlanabilmesi için katsayılar matris determinantının sifıra eşit olması gerekmektedir.

$$\det|\Delta|=0$$

$$\begin{bmatrix} 323255 - 3118 * \omega^2 & -85582 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -85582 & 85582 - 50725 * \omega^2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 720000000 - 49400 * \omega^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -147000000 & 1118000000 - 5700 * \omega^2 & -971000000 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -7000 * \omega^2 - 971000000 & 971000000 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q_r \\ Q_p \\ x_m \\ x_r \\ x_p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

Lagrange yöntemi kullanılarak elde edilen hareket denklemleri dikkate alınarak oluşturulan Matlab Simulink model analizi sonucu elde edilen grafikler aşağıdaki gibidir.

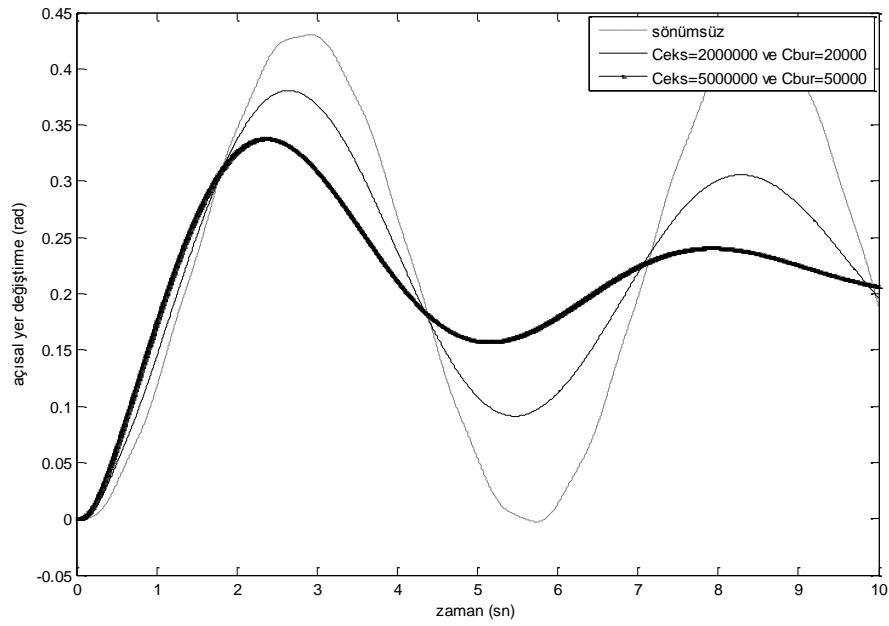
Gemi ana makine, redüktör ve pervane sisteminin sönümsüz ve farklı sönüm değerlerindeki burulma titreşimlerinin analizi sonucunda burulma genliklerinin değişimi şekil 4.5, 4.6 'da, burulma hız değerlerinin değişimi şekil 4.7, 4.8'de, burulma açısal ivme değerlerinin değişimi şekil 4.9, 4.10 'da gösterilmiştir. Çizelge 4.4 ve çizelge 4.5'de redüktör ve pervanedeki burulmanın sönümsüz ve sönümlü durumda yer değişim değerleri gösterilmiştir.



Şekil 4.5 Redüktörün burulma açısal yer değıştirme

Çizelge 4.4 Redüktördeki burulmanın sönümsüz ve sönümlü durumdaki yer değişimi

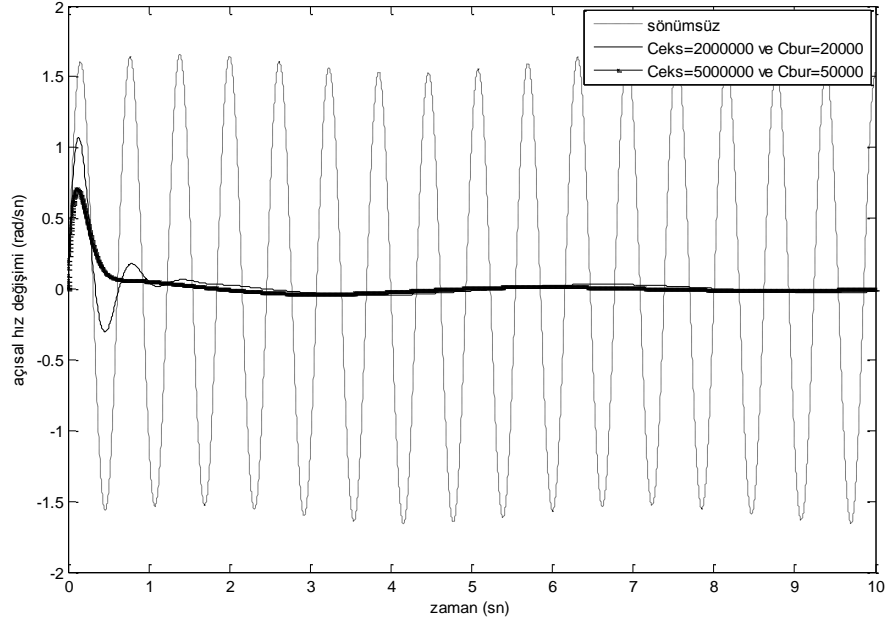
Zaman (sn)	Sönümsüz (rad)	Sönüm değerleri $2 \times 10^4$ Nms/rad ve $2 \times 10^6$ Ns/m iken (rad)	Sönüm değerleri $5 \times 10^4$ Nms/rad ve $5 \times 10^6$ Ns/m iken (rad)
2	0.11	0.26	0.20
6	0.22	0.19	0.21
10	0.2	0.2	0.2



Şekil 4.6 Pervanenin burulma açılal yer değışimi

Çizelge 4.5 Pervane burulmasının sönümsüz ve sönümlü durumdaki yer değışimi

Zaman (sn)	Sönümsüz (rad)	Sönüm değerleri $2 \times 10^4$ Nms/rad ve $2 \times 10^6$ Ns/m iken (rad)	Sönüm değerleri $5 \times 10^4$ Nms/rad ve $5 \times 10^6$ Ns/m iken (rad)
2	0.35	0.34	0.33
6	0.02	0.12	0.18
10	0.2	0.2	0.2

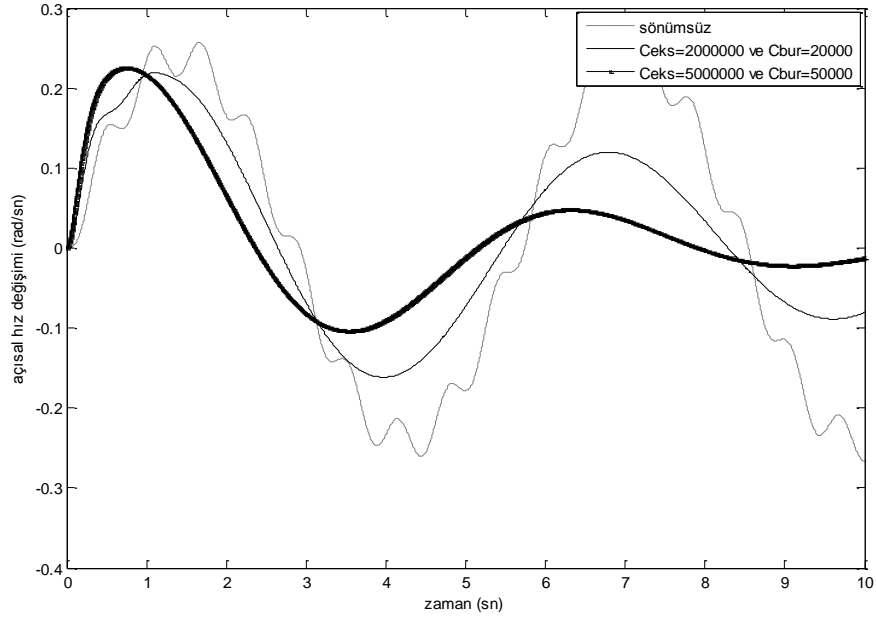


Şekil 4.7 Redüktörün burulma hız değişimi

Çizelge 4.6 ve çizelge 4.7'da redüktör ve pervanedeki burulmanın sönümsüz ve sönümlü durumdaki hız değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 4.6 Redüktör burulmasının sönümsüz ve sönümlü durumdaki hız değişimi

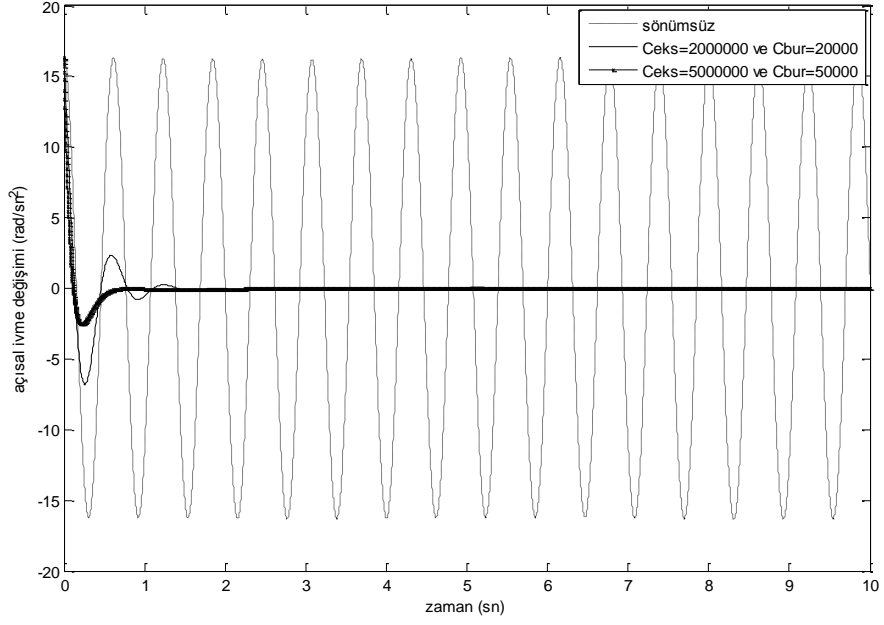
Zaman (sn)	Sönümsüz (rad/sn)	Sönüm değerleri $2 \times 10^4$ Nms/rad ve $2 \times 10^6$ Ns/m iken (rad/sn)	Sönüm değerleri $5 \times 10^4$ Nms/rad ve $5 \times 10^6$ Ns/m iken (rad/sn)
2	1.6	0.02	0.01
6	-1.5	0.005	0.005
10	1.6	0.005	0.005



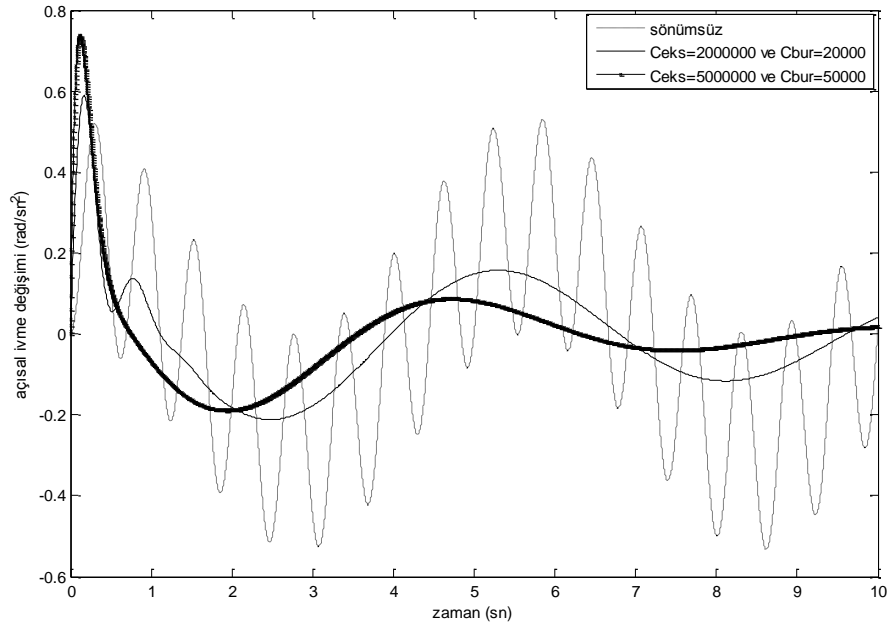
Şekil 4.8 Pervanenin burulma hız değişimi

Çizelge 4.7 Pervane burulmasının sönümsüz ve sönümlü durumdaki hız değişimi

Zaman (sn)	Sönümsüz (rad/sn)	Sönüm değerleri $2 \times 10^4$ Nms/rad ve $2 \times 10^6$ Ns/m iken (rad/sn)	Sönüm değerleri $5 \times 10^4$ Nms/rad ve $5 \times 10^6$ Ns/m iken (rad/sn)
2	0.17	0.15	0.07
6	0.09	0.07	0.05
10	-0.28	-0.09	-0.01



Şekil 4.9 Redüktörün burulma açısal ivme değişimi



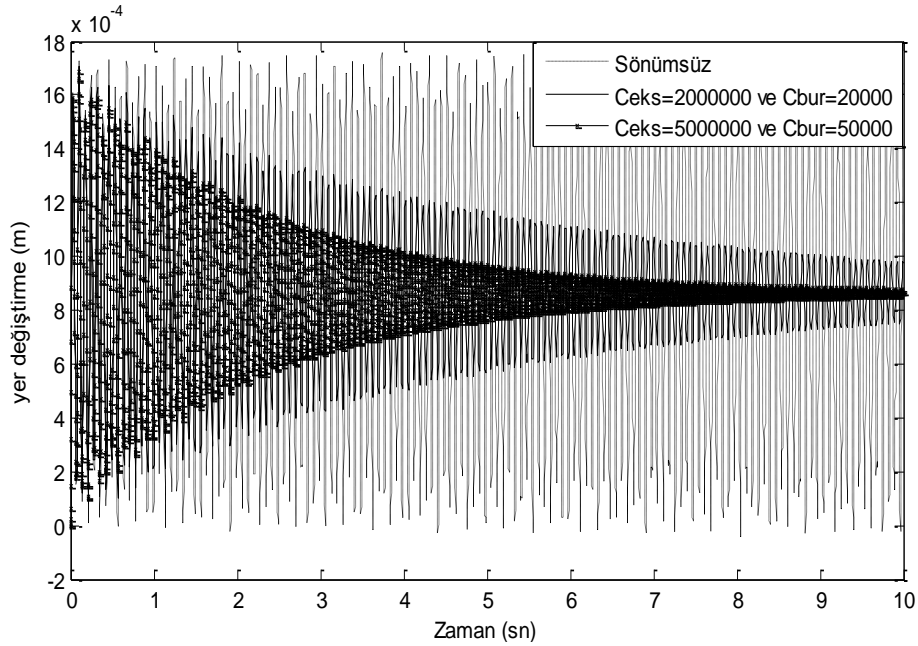
Şekil 4.10 Pervanenin burulma açısal ivme değişimi

Redüktördeki burulma açısal genliğinin sönümsüz durumda kararsız olduğunu, aksenal değerinin  $2 \times 10^6$  N s/m, burulma sönüm değerinin de  $2 \times 10^4$  Nm s/rad olduğu durumda 0 ile 2 saniye arasında kararsızlık gösterdikten sonra % 25 aşım ile hareketine devam ettiği, aksenal sönüm değerinin  $5 \times 10^6$  N s/m, burulma sönüm değerinin

$5 \times 10^4 \text{ Nm s/rad}$ , olduğu durumda ise %25 aşım ile 10 sn. sonra referans değere geldiği görülmüştür.

Pervanedeki burulma açısal değişim değerleri sönümsüz olduğu durumda sürekli sinüzoidal hareket yapmakta, aksel sönüm değeri  $2 \times 10^6 \text{ N s/m}$ , burulma sönüm değerinin de  $2 \times 10^4 \text{ Nm s/rad}$  olduğunda 0.43 rad değerinden 0.37 rad değerine düştüğü görülmüştür. Aksel sönüm değerinin  $5 \times 10^6 \text{ N s/m}$ , burulma sönüm değerinin  $5 \times 10^4 \text{ Nm s/rad}$  olduğu durumda ise 0.33 rad ve 10 sn. de hareketin sönümlendiği tespit edilmiştir. Şekil 4.8 ve 4.9 de ise hız değişimlerinden aksel sönüm değerinin  $5 \times 10^6 \text{ N s/m}$  ve burulma sönüm değerinin  $5 \times 10^4 \text{ Nm s/rad}$  olduğu durumda bunların kabul edilebilir değerler olduğu görülmüştür.

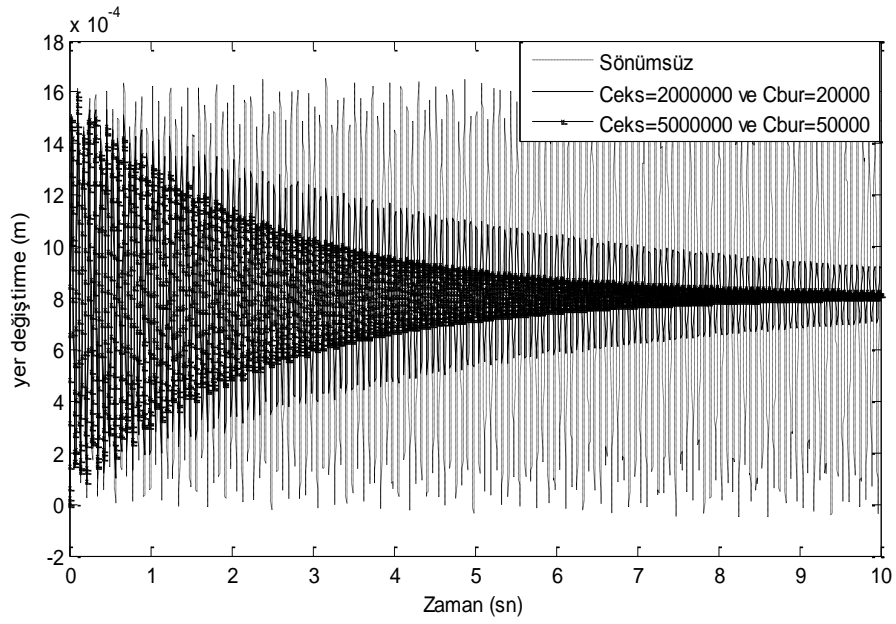
Gemi ana makine, redüktör ve pervane sisteminin sönümsüz ve farklı sönüm değerlerindeki aksel titreşimlerinin analizi sonucunda aksel genliklerinin değişimi şekil 4.11, 4.12 ve 4.13'de, aksel hız değerlerinin değişimi şekil 4.14, 4.15 ve 4.16'da, aksel ivme değerlerinin değişimi şekil 4.17, 4.18 ve 4.19'da, gösterilmiştir. Çizelge 4.8, çizelge 4.9 ve çizelge 4.10'da ana makine, redüktör ve pervanedeki aksel sönümsüz ve sönümlü durumda yer değişim değerleri gösterilmiştir.



Şekil 4.11 Pervanenin aksel yer değişimi

Çizelge 4.8 Pervanenin sönümsüz ve sönümlü durumdaki eksenel yer değişimleri

Zaman (sn)	Sönümsüz (m)	Sönüm değerleri $2 \times 10^4$ Nms/rad ve $2 \times 10^6$ Ns/m iken (m)	Sönüm değerleri $5 \times 10^4$ Nms/rad ve $5 \times 10^6$ Ns/m iken (m)
2	$17 \times 10^{-4}$	$13.6 \times 10^{-4}$	$12.2 \times 10^{-4}$
6	$16 \times 10^{-4}$	$11.5 \times 10^{-4}$	$9.7 \times 10^{-4}$
10	$16 \times 10^{-4}$	$10.4 \times 10^{-4}$	$9.3 \times 10^{-4}$

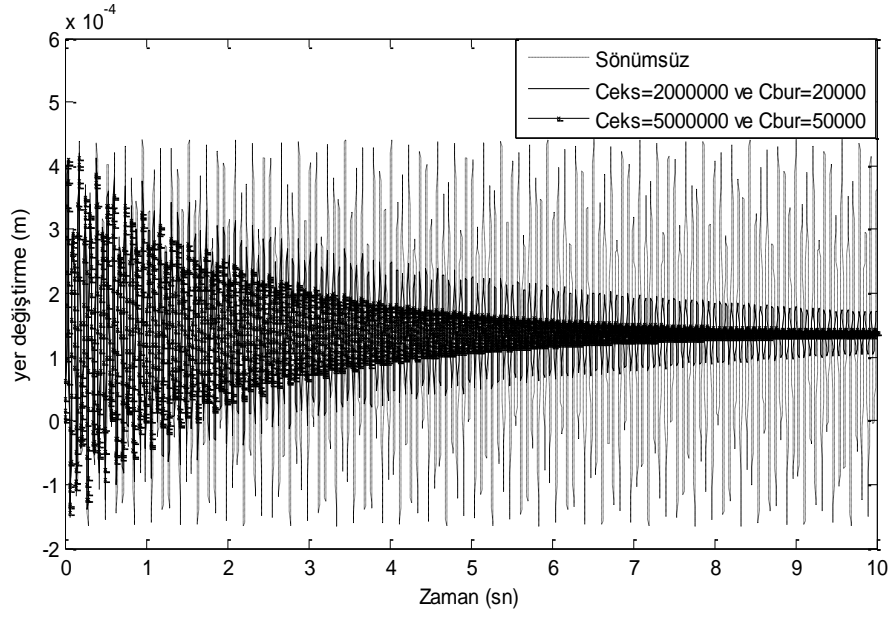


Şekil 4.12 Redüktörün eksenel yer değiştirmesi

Çizelge 4.9 Redüktörün sönümsüz ve sönümlü durumdaki eksenel yer değişimleri

Zaman (sn)	Sönümsüz (m)	Sönüm değerleri $2 \times 10^4$ Nms/rad ve $2 \times 10^6$ Ns/m iken (m)	Sönüm değerleri $5 \times 10^4$ Nms/rad ve $5 \times 10^6$ Ns/m iken (m)
2	$15.6 \times 10^{-4}$	$12.4 \times 10^{-4}$	$11.8 \times 10^{-4}$
6	$14.3 \times 10^{-4}$	$10.3 \times 10^{-4}$	$8.9 \times 10^{-4}$
10	$14.9 \times 10^{-4}$	$9.3 \times 10^{-4}$	$8.2 \times 10^{-4}$

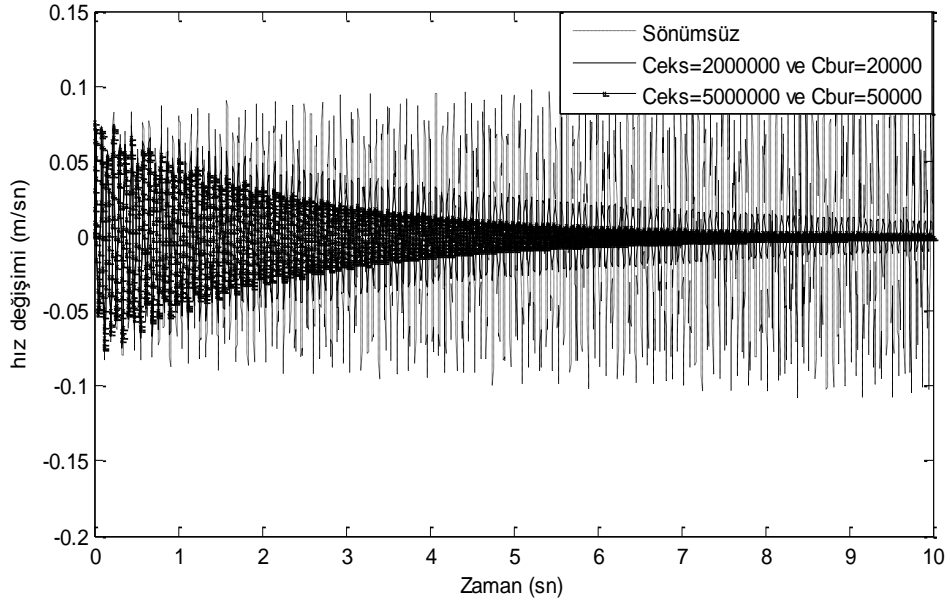




Şekil 4.13 Ana makinenin aksenal yer değiştirmesi

Çizelge 4.10 Ana makinenin sönümsüz ve sönümlü durumdaki aksenal yer değişimleri

Zaman (sn)	Sönümsüz (m)	Sönüm değerleri $2 \times 10^4$ Nms/rad ve $2 \times 10^6$ Ns/m iken (m)	Sönüm değerleri $5 \times 10^4$ Nms/rad ve $5 \times 10^6$ Ns/m iken (m)
2	$4 \times 10^{-4}$	$3 \times 10^{-4}$	$2.5 \times 10^{-4}$
6	$4.5 \times 10^{-4}$	$2.1 \times 10^{-4}$	$1.8 \times 10^{-4}$
10	$3.8 \times 10^{-4}$	$1.8 \times 10^{-4}$	$1.5 \times 10^{-4}$

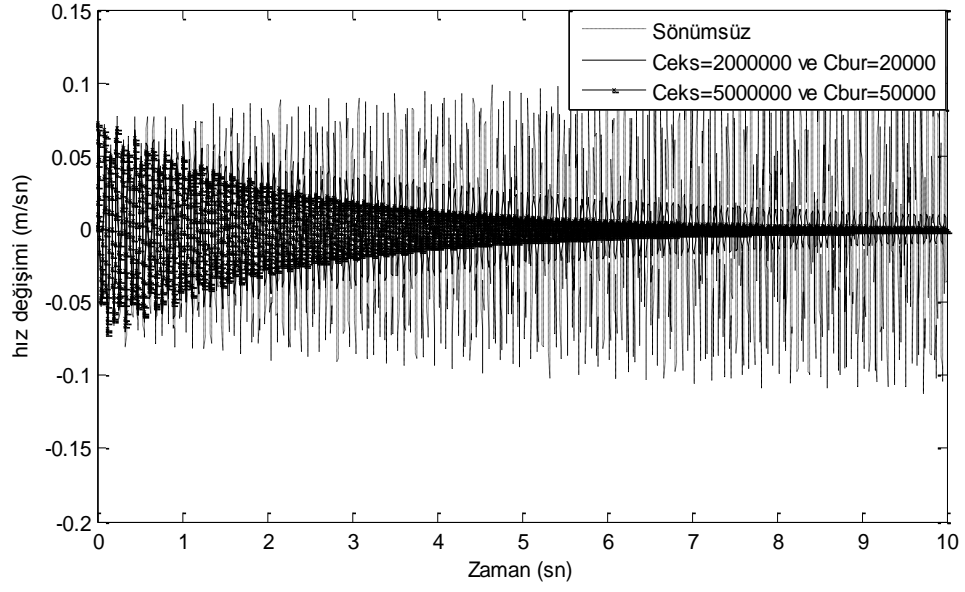


Şekil 4.14 Pervanenin aksel hız değişimi

Çizelge 4.11, çizelge 4.12 ve çizelge 4.13'de ana makine, redüktör ve pervanedeki aksel sönümsüz ve sönümlü durumda hız değişim değerleri gösterilmiştir.

Çizelge 4.11 Pervanenin sönümsüz ve sönümlü durumdaki aksel hız değişimleri

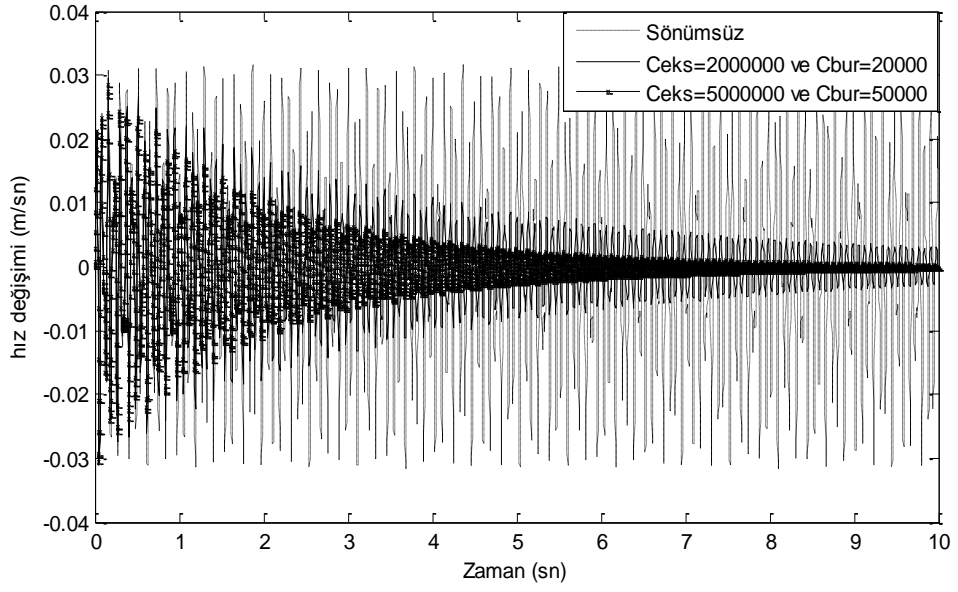
Zaman (sn)	Sönümsüz (m/sn)	Sönüm değerleri $2 \times 10^4$ Nms/rad ve $2 \times 10^6$ Ns/m iken (m/sn)	Sönüm değerleri $5 \times 10^4$ Nms/rad ve $5 \times 10^6$ Ns/m iken (m/sn)
2	0.09	0.05	0.024
6	0.1	0.025	0.018
10	0.1	0.016	0.01



Şekil 4.15 Redüktörün aksel hız değişimi

Çizelge 4.12 Redüktörün sönümsüz ve sönümlü durumdaki aksel hız değişimleri

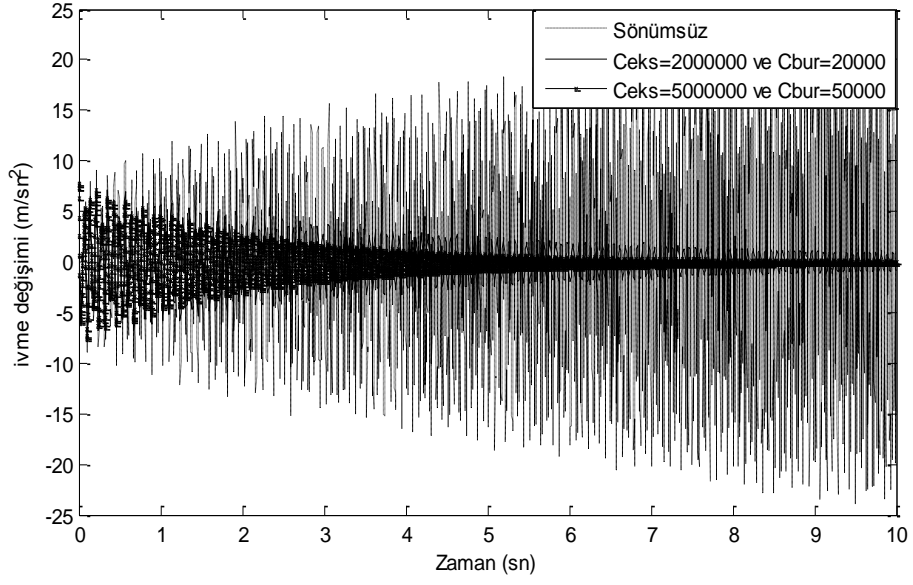
Zaman (sn)	Sönümsüz (m/sn)	Sönüm değerleri $2 \times 10^4$ Nms/rad ve $2 \times 10^6$ Ns/m iken (m/sn)	Sönüm değerleri $5 \times 10^4$ Nms/rad ve $5 \times 10^6$ Ns/m iken (m/sn)
2	0.07	0.049	0.03
6	0.1	0.028	0.012
10	0.1	0.0015	0.001



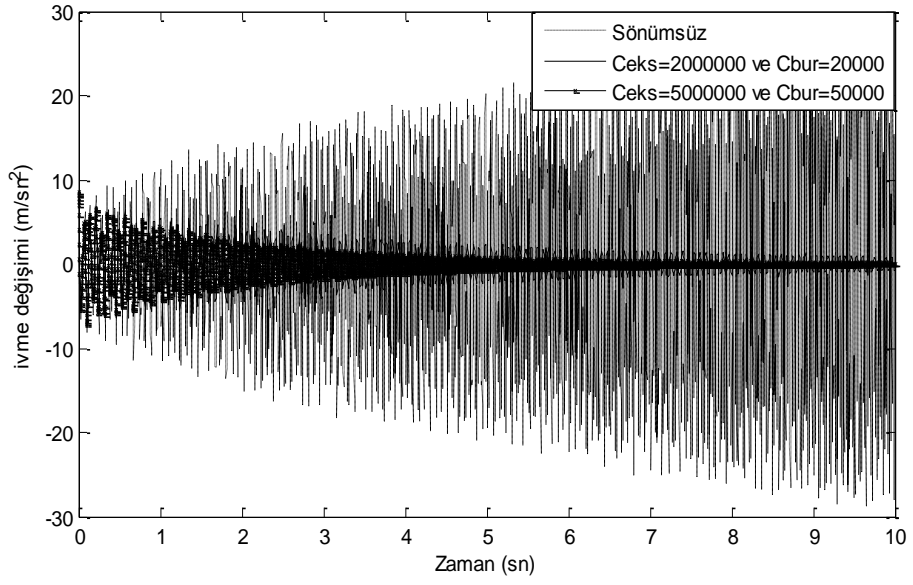
Şekil 4.16 Ana makinenin aksel hız değişimi

Çizelge 4.13 Ana makinenin sönümsüz ve sönümlü durumdaki aksel hız değişimleri

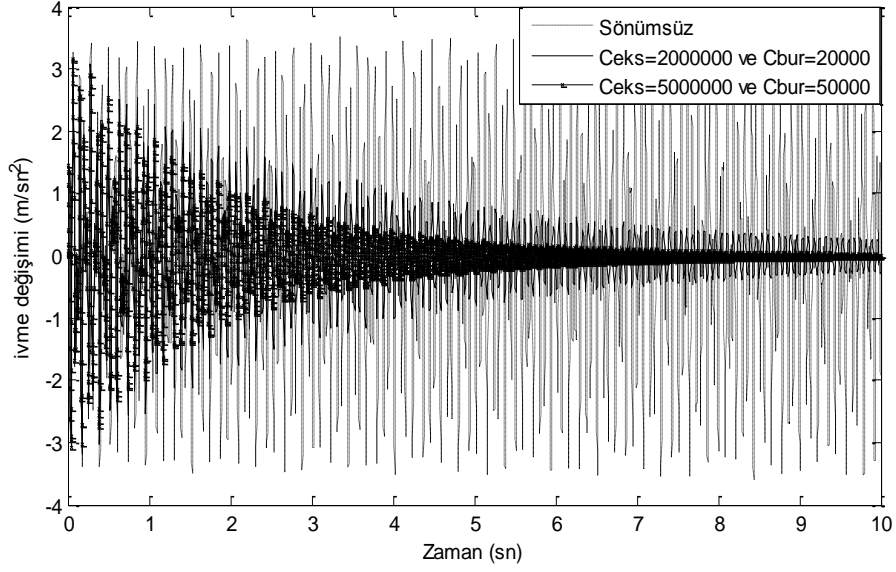
Zaman (sn)	Sönümsüz (m/sn)	Sönüm değerleri $2 \times 10^4$ Nms/rad ve $2 \times 10^6$ Ns/m iken (m/sn)	Sönüm değerleri $5 \times 10^4$ Nms/rad ve $5 \times 10^6$ Ns/m iken (m/sn)
2	0.025	0.015	0.012
6	0.028	0.006	0.003
10	0.03	0.003	0.001



Şekil 4.17 Pervanenin aksenal ivme değişimi



Şekil 4.18 Redüktörün aksenal ivme değişimi



şekil 4.19 Ana makinenin eksenel ivme değişimi

elde edinilen grafiklerden uygun görülen sönüm değerlerinin yüzdesi aşağıdaki gibi hesaplanır;

$$\begin{aligned} & \text{Burulma sönüm \%} \\ & = \frac{\text{sönümsüz ortalama değer} - \text{sönümlü ortalama değer}}{\text{sönümsüz ortalama değer}} \end{aligned} \quad (4.14)$$

$$\begin{aligned} & \text{Eksenel sönüm \%} \\ & = \frac{\text{sönümsüz ortalama değer} - \text{sönümlü ortalama değer}}{\text{sönümsüz ortalama değer}} \end{aligned} \quad (4.15)$$

ikinci saniyede alınan ölçümlerde redüktördeki burulma hız değişiminde sönüm değerlerinin  $c_b = 2 \times 10^4 \text{ Nm s/rad}$  ve  $c_{eks} = 2 \times 10^6 \text{ N s/m}$  olduğu durumda,

$$\text{Burulma sönüm \%} = \frac{0.16 - 0.02}{0.16} = 0.87,$$

ile %87'lik bir sönümlenme geręekleřtirilmiřtir.

ikinci saniyede alınan ölçümlerde redüktördeki eksenel hız değişiminde sönüm değerlerinin  $c_b = 2 \times 10^4 \text{ Nm s/rad}$  ve  $c_{eks} = 2 \times 10^6 \text{ N s/m}$

$$\text{Eksenel sönüm \%} = \frac{0.07 - 0.049}{0.07} = 0.3,$$

ile %30'lik bir sönümlenme geręekleřtirilmiřtir ve çizelge 4.14'de her iki titreşim tipinde de ne kadar yüzdeler bir sönümlenme geręekleřtięi belirtilmiştir.

Çizelge 4.14 Redüktördeki hız değişiminin yüzdelerik ilk sönümleme değeri

	Burulma Sönüm %	Eksenel Sönüm %
Redüktör	% 87	%30

ikinci saniyede alınan ölçümlerde redüktördeki burulma hız değişiminde sönüm değeri  $c_b = 5 \times 10^4$  Nm s/rad ve  $c_{eks} = 5 \times 10^6$  N s/m olduğu durumda,

$$\text{Burulma sönüm \%} = \frac{0.16 - 0.01}{0.16} = 0.93,$$

ile %93'lik bir sönümleme gerçekleştirilmiştir.

ikinci saniyede alınan ölçümlerde redüktördeki eksenel hız değişiminde sönüm değeri  $c_b = 5 \times 10^4$  Nm s/rad ve  $c_{eks} = 5 \times 10^6$  N s/m

$$\text{Eksenel sönüm \%} = \frac{0.07 - 0.03}{0.07} = 0.57,$$

ile %57'lik bir sönümleme gerçekleştirilmiştir ve çizelge 4.15'de her iki titreşim tipinde de ne kadar yüzdelerik bir sönümleme gerçekleştiği belirtilmiştir.

Çizelge 4.15 Redüktördeki hız değişiminin yüzdelerik ikinci sönümleme değeri

	Burulma Sönüm %	Eksenel Sönüm %
Redüktör	% 93	%57

Alınan örnekte sönüm değeri  $c_b = 5 \times 10^4$  Nm s/rad ve  $c_{eks} = 5 \times 10^6$  N s/m olduğu durumda çok daha iyi bir sönümleme gerçekleştirilmiştir.

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada ilk olarak titreşimlerle ilgili genel bir literatür taraması yapılmış ve temel titreşim bilgileri verilmiştir. Diğer bir bölümde ise gemilerde meydana gelen titreşim tipleri titreşimlerin yoğun olarak görüldüğü elemanlar ve titreşime sebep olan kuvvetler ve analiz prosedürü belirtilmiştir.

Tezin üçüncü kısmında gerçek bir gemi belirlenerek bu gemiye ait ana makine şaft pervane bilgileri dikkate alınarak yataklarda, şaft ve pervane üzerindeki burulma ve aksel hareketin titreşimleri incelenmiştir. *Matlab/Simulink* programında oluşturulan *m-file* ve *simulink* model dosyalarıyla çeşitli sönüm değerleri için simülasyonlar gerçekleştirilerek titreşimler analiz edilmiş ve sistemin çalışmasını bozan dış etkilerin sönüm elemanı kullanılarak azaltılacağı kanaatine varılmıştır. Kullanılan sönüm elemanı ile genlik, hız değerlerinin aşma miktarını azaltmak ve cevap süresini kısaltmak üzere farklı sönüm katsayıları kullanılmıştır.

Elde edilen grafikler ile farklı sönüm değerleri etkisi altında ana makine, redüktör ve pervane titreşim analizi sonucunda gerek burulma açıl yer değişimi gerekse aksel yer değişimini, sönüm katsayıların  $c_b = 5 \times 10^4$  Nm s/rad ve  $c_{eks} = 5 \times 10^6$  N s/m değerinde başarılı performans gösterdiği görülmüştür.



## KAYNAKLAR

---

- [1] İnsel M., Helvacioğlu İ.H. ve Ünsan Y. (1999). "Gemi Seyir Tecrübelerinde Şaft Gücü ve Titreşim Ölçümü", Gemi ve Deniz Teknolojisi, 29-35.
- [2] Jurevichius, M.,Vekteris V. and Daktariunas A. (2007). "Computerised System for Experiments on Vibrations Measurement in Machines and Building", ComLab Conference, November 30-December 1 2007, Radovljica.
- [3] Golle, P., (2009). "River Noise and Vibration Report", Masson Marine, 3 September 2009, Saint Denis.
- [4] Shu, G., Liang X. and Wang Y. (2006). "Investigation on Coupled Torsional-axial Vibration of Crankshaft Based on Rayleigh Differential Method", Sae international, July, Tianjin.
- [5] Grzadzila, A. (2008). "Modelling of PropellerShaft Dynamics at PulseLoad", PolishMaritime Research, 15: 52-58, April2008, Gdansk.
- [6] Dylejko, P.G.,Kessissoglou, N.J., Tso, Y. and Norwood, C.J. (2006). "Optimisation of a Resonance Changer to Minimise the Vibration Transmission in Marine Vessels", Journal of Sound and Vibration 300 pg. 101-116, July 2006.
- [7] Zhang, S. and Zhang, Q (2008)."Coupled Torsional and Axial Nonlinear Vibration Model of the Crankshaft with a Propeller", Intl. Conf. onSys. Simulation and Scientific Computing, May 2008, Shanghai.
- [8] Hara, T.,Furukawa, T. ve Shoda, K. (1995). "Vibration Analysis of Main Engine Shaft System by Building Block Approach", Bulletin of the M.E.S.J, 23(2), Tokyo.
- [9] Macpherson, D.,Puleo, V.R. and Packard, M.B. (2007)."Estimation of Entrained Water Added Mass Properties for Vibration Analysis" SNAME New England Section, June 2007.
- [10] Baz, A.,Gilheany, J. and Steimel, P. (1989)."Active Vibration Control of Propeller Shaft", Journal of Sound and Vibration , 136:361-372, 22 May 1986.
- [11] Rao, T.V.,(2005). "A Diagnostic Approach to the Vibration Measurements and Theoretical Analysis of the a Dredger Propulsor System", 07 July, Yanam.

- [12] Tahralı, N, Kaya, F., Yüksek, İ. ve Güçlü, R. (2000). Makine Dinamiği, YTÜ yayınları, İstanbul.
- [13] Rao, S.S. (2004). Mechanical Vibrations, Fourtedition Pearson Hall, Miami
- [14] Ünsan Y. ve İnel M., (2005). "Gemi İnşaatı Sektöründe Karşılaşılan Problemin Çözümü İçin Yapılan Tam Ölçekli Endüstriyel Ölçümler ve Örnekler", Harita ve Kadastro Mühendisleri Odası, Mühendislik Ölçmeleri STB Komisyonu, 2. Mühendislik Ölçmeleri Sempozyumu, 23-25 Kasım 2005, İstanbul.
- [15] American Bureau of Shipping, (2006). Guidance Notes on ShipVibration, Houston.
- [16] Kaya, Ö.,(2008).Titreşim ve Dinamik Davranışlar Dikkate Alınarak Vagon Dinamik Parametrelerin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri, İstanbul
- [17] Ölmez, H.,(2008). Gemilerin Yapısal Tasarımı ve Yapı Analizlerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri, Trabzon
- [18] Bruel & KjaerPrimer, (1982). Measuring Vibration an Elementraly Introduction, Bruel & Kjaer, Naerum.
- [19] MAN Diesel, (2006). Project Guide for Marine Plants, Ausburg.
- [20] Akkurt, M., (1990). Makine Elemanları Cilt II, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [21] Pan, J.,Frag N., Lin, T. and Juniper, R. (2002). "Propeller Induced Structural Vibration Through The Thrust Bearing", Innovation in Acoustics and Vibration Annual Conference of the Australian Acoustical Society, 13-15 November 2002, Adelaide.
- [22] Güner, M., Kükner, A. ve Baykal, M.A. (1999).Gemi Pervaneleri ve Sevk Sistemleri, İstanbul Teknik Üniversitesi Yayınları, İstanbul.
- [23] Seto, W.W., (1964). Mekanik Titreşimler, Birsen Yayınevi, İstanbul.
- [24] Maurice, L.A (2000)."Rotating Machinery Vibrations-From Analysis to Troubleshooting", Marcel DEKKER, New York.

## ÖZGEÇMİŞ

---

### KİŞİSEL BİLGİLER

**Adı Soyadı** : Fatih Cüneyd KORKMAZ  
**Doğum Tarihi ve Yeri** : 28.03.1986 Erzurum  
**Yabancı Dili** : İngilizce  
**E-posta** : fckorkmaz@gmail.com

### ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2012
Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2009
Lise	Fen	Erzurum İstiklal Lisesi	2004
		Erzincan Fen Lisesi	

### İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010	Negmar Denizcilik A. Ş.	Uzman Yardımcısı