

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

**GEMİ ANA ŞAFT SİSTEMLERİNDE BURULMA
TİTREŞİMLERİNİN ANALİZİ**

**VOLKAN ATEŞ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**GEBZE
2020**

T.C.
GEBZE TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

GEMİ ANA ŞAFT SİSTEMLERİNDE
BURULMA TİTREŞİMLERİNİN ANALİZİ

VOLKAN ATEŞ
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMANI
DR. ÖĞR. ÜYESİ SALİH ÖZEN ÜNVERDİ

GEBZE
2020

T.R.
GEBZE TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

**ANALYSIS OF TORSIONAL VIBRATIONS
IN SHIP MAIN SHAFT SYSTEMS**

VOLKAN ATEŞ

**A THESIS SUBMITTED FOR THE DEGREE OF
MASTER OF SCIENCE
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING**

**THESIS SUPERVISOR
ASSIST. PROF. DR. SALİH ÖZEN ÜNVERDİ**

GEBZE

2020

GTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 29./01./2020 tarih ve 2020/07 sayılı kararıyla oluşturulan jüri tarafından 13./02./2020 tarihinde tez savunma sınavı yapılan Volkan Ates'in tez çalışması Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

JÜRİ

ÜYE

(TEZ DANIŞMANI)

: Dr. Öğr. Üyesi Salih Özen Ünverdi

ÜYE

: Dr. Öğr. Üyesi Yalçın DURMUŞOĞLU

ÜYE

: Doç. Dr. Ahmet Sınan Ökten

ONAY

Gebze Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun
...../...../..... tarih ve/..... sayılı kararı.

ÖZET

Günümüzde birçok mühendislik alanı elde edilmek istenen ürünün işletme maliyetleri ile yatırım maliyetleri arasındaki farkı en uygun şekilde getirmek (optimizasyon) için uygulamalar geliştirirler. Deniz ulaşımı araçlarının hareket etmesini sağlayan motor ve güç aktarma organlarının üretimindeki temel prensipler daha hafif ve dayanımı yüksek malzemeden üretim, yatırım maliyetlerini düşürme, çalışma devirlerini yükseltmek suretiyle güç artışı, ekonomik kullanım ömrünü arttırma ve işletme maliyetlerini azaltmadır.

Motor ve güç aktarma organları tasarımında karşımıza çıkan önemli bir problem de titreşimlerdir. Bu çalışmada gemi sanayiinde ana makine olarak adlandırılan motorun, güç aktarma organlarının ve suyun hidrodinamik etkisi altındaki pervanenin çalışması sonucunda şaftlarda ortaya çıkan burulma titreşimlerinin sistem performansı ve ömrü üzerindeki olumsuz etkilerinin azaltılması amaçlanmıştır.

Çalışmada öncelikle gemi sevk sistemi ve gemi titreşimleri ile ilgili genel bilgiler verilmiş olup, sonrasında dinamik sistemin matematiksel modeli kurularak, devir sayısına bağlı olarak şaftın ve pervanenin burulma titreşimleri değişimi, Shaft Designer yazılımı ile analiz edilmiş ve farklı sönümleme katsayılarına sahip iki çeşit damperin burulma titreşimleri üzerine etkileri incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Optimizasyon, Güç Aktarma Organları, Burulma Titreşimleri, Shaft Designer, Damperler.

SUMMARY

Today, many engineering fields develop application areas to optimize the difference between operating costs and investment costs of the desired product. The basic principle in the production of power transmission parts, which enables the movement of vehicles used in maritime transportation, aims to reduce operating costs by increasing the power and to increase the economic lifespan by increasing the number of operating cycles and to reduce the cost of investment by producing machines and powertrain from lighter and more durable materials.

Vibrations are an important problem in the effort to optimize the intended machinery and powertrain system. In this thesis, reducing adverse effects of forced torsional vibrations on the system as a result of operation of the main machine, powertrain and propeller under hydrodynamic effects of water is targeted.

In this thesis, first, general information about ship propulsion systems and their vibrations are given. Then, the mathematical model of a ship propulsion system is formed by Shaft Designer software. Free and forced torsional vibrations of the main engine, transmission, main shaft and propeller are calculated by Shaft Designer. Effects of viscous and spring coil type dampers having different damping coefficients on torsional vibrations, durability and performance of the ship propulsion system are investigated.

Key Words: Optimization, Powertrain, Torsional Vibrations, Shaft Designer, Dampers.

TEŞEKKÜR

Başta, akademik hayatım ve yüksek lisans eğitimimde kıymetli vakitlerini bana ayıran ve yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyip desteğini her zaman hissettiğim, bilgisi ile bu çalışmanın ortaya çıkmasının önünü açan danışmanım Dr. Öğr. Üyesi Salih Özen Ünverdi'ye,

Desteklerinden dolayı Türk Loyd'u bünyesinde bulunan değerli arkadaşım Gülcan Uçar Tutkun'a,

Üniversite mezuniyetimden sonra Yasa Golden Marmara gemisinde birlikte çalıştığımız ve mesleki bilgilerini her zaman doğru ve istekli bir şekilde geleceğin denizcilerine aktaran, beni birçok konuda yüreklendiren ve yoluma ışık tutan değerli yöneticim ve şu anda ITU Denizcilik Fakültesi Öğretim Üyesi olan Vural Ateş'e

Ve son olarak hayatımın her anında desteklerini hissettiğim hayat arkadaşım Seval Türk'e içten şekilde teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	v
SUMMARY	vi
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ	xiii
TABLolar DİZİNİ	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1. Burulma Titreşimlerinin Tarihi	4
2. TİTREŞİM TEORİSİ	8
2.1. Titreşim Sistemlerinin Temel Elemanları	10
2.1.1. Elastik Elemanlar (Yaylar)	11
2.1.2. Atalet Elemanları	11
2.1.3. Sönüm Elemanları	12
2.1.4. Disk Tipi Kütle Elemanlarının Kütle Atalet Momentleri	12
2.2. Burulma Titreşim Sistemlerinin Matematik Modeli	13
2.2.1. İki Kütleli Bir Sistemde Burulma Doğal Frekansının Hesaplanması	13
2.2.2. Üç Kütleli Bir Sistemde Burulma Doğal Frekanslarının Hesaplanması	15
2.2.3. Çok Kütleli Sistemlerin Burulma Doğal Frekanslarının Hesaplanması	16
2.3. Holzer Yöntemi	17
3. GEMİ TAHRİK SİSTEMİ ELEMANLARININ TANITIMI	24
3.1. Gemi Ana Makineleri	25
3.1.1. Volan	26
3.2. Damperler	27
3.2.1. Eksenel Titreşim Damperi	27
3.2.2. Burulma Titreşim Damperi	28

3.2.3. Devre Kesiciler	30
3.2.3.1. Yan Bağlantılar	30
3.2.3.2. Esnek Kaplin	30
3.3. Dişli Kutusu (Redüktör)	31
3.4. Pervane Şaftı	32
3.5. Pervaneler	34
3.5.1. Pervane Çeşitleri	34
3.5.1.1. Sabit Kanatlı Pervaneler	34
3.5.1.2. Değişken Hatve Açılı Pervaneler	35
3.5.1.2.1. Avantajları	35
3.5.1.2.2. Dezavantajları	35
3.6. Ana Makine Güç Nakil Yöntemleri	36
3.6.1. Doğrudan Tahrik	36
3.6.2. Dişli ile Tahrik	36
3.6.3. Elektrikli Tahrik	37
4. SHAFT DESIGNER PROGRAMININ TANITILMASI	39
4.1. Burulma Titreşimi Analizi İçin Temel Veri Bilgileri	39
4.2. Şaft Sevk Sistemi İçin Çalışma Modları Listesinin Tanımlanması	41
4.3. Kütle-Elastik Sistem Modelinin Oluşturulması	42
4.4. Düğüm Noktaları ve Elemanların Özelliklerinin Ayarlanması	42
4.5. Pervane Özelliklerinin Ayarlanması	45
4.6. Ana Makine Özelliklerinin Ayarlanması	47
4.7. Serbest Titreşim Parametrelerinin Ayarlanması	51
4.7.1. Campbell Diyagramı	53
4.7.2. Sönümsüz (Dampersiz) Doğal Frekanslar Tablosu	54
4.7.3. Rezonansa Sebep Olan Dönme Hızları Tablosu	55
4.7.4. Mod Formunun Bağlı Genliği	56
4.7.5. Bağlı Elastik Moment	56
4.7.6. Dizel Makine Vektör Toplamları	57
4.8. Zorlanmış Titreşim Parametrelerinin Ayarlanması	57
5. SHAFT DESIGNER PROGRAMI İLE BİR YOLCU TEKNESİ SEVK SİSTEMİNİN DOĞAL VE ZORLANMIŞ BURULMA TİTREŞİMLERİNİN HESABI	63

6. SONUÇ	80
KAYNAKLAR	82
ÖZGEÇMİŞ	84
EKLER	85
Diğer Ekler (CD)	85



SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler ve Açıklamalar

Kisaltmalar

φ	: Kütle atalet momenti [kg m ²]
k	: Burulma yay katsayısı [N m rad ⁻¹]
ω	: Açısal frekans, pervanenin açısal hızı [rad s ⁻¹]
θ	: Açısal yer değiştirme [rad]
$\dot{\theta}$: Açısal hız [rad s ⁻¹]
$\ddot{\theta}$: Açısal ivme [rad s ⁻²]
x	: Yer değiştirme [m]
\dot{x}	: Hız [m s ⁻¹]
\ddot{x}	: İvme [m s ⁻²]
F	: Doğal frekans [Hz]
G	: Kayma modülü [GPa]
m	: Kütle [kg]
g	: Yerçekimi ivmesi [ms ⁻²]
e	: Burulma elastikliği [rad N ⁻¹ m ⁻¹]
N	: Dişli oranı [-]
I	: Disk veya dişli çark kütle atalet momenti [kg m ²]
i	: Atalet yarıçapı [m]
J	: Savrulma momenti [kg m ²]
K	: Her bir silindir için mutlak sönümleme katsayısı [kN s mm ⁻³ .rad ⁻¹]
d	: Silindir çapı [m]
R	: Disk veya krank şaft yarıçapı [m]
ε	: Kritik sönümleme yüzdesi [%]
M	: Ana makine dinamik yükseltme katsayısı [-]
Q	: Ana makine titreşim yükseltme katsayısı [-]
c	: Viskoöz damper sönümleme katsayısı [N m s rad ⁻¹]
ψ	: Sönümlenen enerji oranı [-]
κ	: Boyutsuz sönümleme faktörü [-]
n_{p0}	: Nominal pervane devir hızı [dev dak ⁻¹]

n_p	: Pervane devir hızı [dev dak ⁻¹]
D	: Pervane çapı [m]
A_e/A_0	: Pervane alan genişleme oranı (EAR) [-]
A	: Pervane Archer çarpanı (25 ÷ 35)
ρ	: Deniz suyu özgül kütlesi [kg m ⁻³]
U_e	: Akış hızı [m s ⁻¹]
P/D	: Pervane adım-çap oranı [-]
CAE	: Bilgisayar destekli mühendislik
N/A	: Uygulaması mevcut değildir
TVA	: Burulma titreşimi analizi



ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>Sekil No:</u>	<u>Sayfa</u>
1.1: Dünya ticaretinde taşımacılık oranları.	1
1.2: Padıl çark sistemi şematığı.	3
1.3: 1883 – Germanic /Gülcehal (The White Star Line şirketine ait yandan çarklı gemi).	5
1.4: 1890 – UMBRIA (Cunard Line Şirketine ait yandan çarklı gemi).	5
1.5: 1912 – SELENDIA (East Asiatic Şirketine ait ilk dizel tahrikli gemi).	6
2.1: Tek serbestlik dereceli kütle-yay elastik sistemi.	8
2.2: Kuvvet etkisi altında ötelenen tek serbestlik dereceli kütle-yay-damper elastik sistemi.	9
2.3: Doğrusal serbest titreşim yapan tek serbestlik dereceli sistem.	10
2.4: Doğrusal zorlanmış titreşim yapan tek serbestlik dereceli sistem.	10
2.5: Elastik elaman (yay) mekanik bağıntıları ve karakteristikleri.	11
2.6: Atalet elemanı mekanik bağıntıları.	11
2.7: Amortisör tipi sönüm elemanı, şematik gösterimi ve mekanik bağıntısı.	12
2.8: Disk şeklinde kütle elemanı kütle atalet momenti-kütle-yarıçap, dönme kinetik enerjisi-kütle atalet momenti-açısal hız, ötelenme kinetik enerjisi-kütle-kütle merkezi hızı, toplam kinetik enerji bağıntıları.	13
2.9: Burulma titreşimi yapan iki kütleli sistem.	13
2.10: Burulma titreşimi yapan üç kütleli sistem.	15
2.11: Holzer yöntemi ile doğal frekansları hesaplanan üç kütleli sistem.	18
2.12: ω deneme frekansına göre son kütledeki artık tork değerinin değişimi.	23
3.1: Gemi tahrik sistemi elemanları.	24
3.2: Volan genel yapısı.	26
3.3: Ana makineyi redüktöre bağlayan esnek kaplin ile burulma titreşim genliğinin düşürülmesi.	27
3.4: Eksenel damper örneği.	28
3.5: Viskoz burulma titreşimi damperi örneği.	29

3.6:	Yay bobinli burulma titreşimi damperi örneği.	30
3.7:	Esnek kaplin bileşenleri.	31
3.8:	Dişli kutusu.	32
3.9:	Sevk sistemi ara ve pervane şaftı.	33
3.10:	Pervane şaftı bileşenleri.	33
3.11:	Pervane hatvesi.	34
3.12:	Doğrudan tahrik sistemi.	36
3.13:	Tek kademeli dişli çark sistemi ile tahrik.	37
3.14:	Çok kademeli dişli çark sistemi ile tahrik.	37
3.15:	Elektrikli tahrik sistemi.	38
4.1:	Üçlü blok kütle-elastik sistem yapısı.	42
4.2:	Düğüm nokta(ları) özelliklerinin yazılıma girilmesi.	42
4.3:	Eleman(ların) geometrik, katılık, esneklik ve sönümlenme özelliklerinin yazılıma girilmesi.	44
4.4:	Elemanın dinamik katılık değerinin yazılıma girilmesi.	44
4.5:	Elemanın sönümlenme değerinin hesaplanması.	45
4.6:	Dişli eleman parametre değerlerinin yazılıma girilmesi.	45
4.7:	Pervane geometrik ve performans parametrelerinin yazılıma girilmesi.	46
4.8:	Pervane tahrik parametrelerinin yazılıma girilmesi.	46
4.9:	Ana makine genel özelliklerinin yazılıma girilmesi.	47
4.10:	Ana makine tork-hız grafiğinin yazılıma girilmesi.	48
4.11:	Sabit devirde çalışan jeneratörü tahrik eden ana makinenin tork ve hız değerlerinin yazılıma girilmesi.	48
4.12:	Ana makine silindirleri ateşleme sırasının ve ateşleme krank açılarının yazılıma girilmesi.	49
4.13:	Ana makineye ait bir silindirde yanma hatasının yazılıma girilmesi.	49
4.14:	Ana makine silindir gaz basıncı-krank açısı diyagramı.	50
4.15:	Ana makine silindir tork-krank açısı diyagramı ve çeşitli frenleme ortalama etkin basınç, BMIP, değerleri için farklı mertebelerdeki tork harmoniklerinin hesaplanması.	50
4.16:	Ana makine frenleme ortalama indike gaz basıncı, BMIP-krank dönme hızı diyagramı.	51

4.17:	Serbest titreşim için dönme hız aralığının ayarlanması.	52
4.18:	Serbest titreşim için hesaplanacak mod sayısı ve maksimum tahrik mertebesinin yazılıma girilmesi.	52
4.19:	Gemi sevk sisteminin ana makine ve pervane tarafından zorlanmış titreşimleri için Campbell şeması. Oklarla pervanenin sisteme uyguladığı tahrik torkunun çeşitli mertebelerde harmonikleri gösterilmiştir. Diğer doğrular ana makine tahrik torkunun çeşitli mertebelerdeki harmonikleridir.	54
4.20:	Sönümsüz sistemin doğal frekans tablosu.	55
4.21:	Rezonans hızları (kritik hızlar) tablosu.	55
4.22:	Mod şekillerinin bağıl genlikleri.	56
4.23:	Modların bağıl elastik momentler tablosu.	56
4.24:	Dizel makine vektör toplamları tablosu.	57
4.25:	Kabul kriterlerinin yazılıma girilmesi.	58
4.26:	Zorlanmış titreşim parametrelerinin yazılıma girilmesi.	59
4.27:	Veri tarayıcı yapısı.	59
4.28:	Bir dönen elemanda farklı tahrik mertebeleri için hıza bağlı gerilme grafiklerinin kıyaslanması.	60
4.29:	Dönen elemanların kabul kriteri limit eğrileri ile kıyaslanması.	60
4.30:	Dönen elemanlarda farklı dönme hızlarında ortaya çıkan maksimum gerilmelerin kabul kriteri limit eğrileri ile kıyaslanması.	61
4.31:	Belli bir devir hızı için, bir elemanda zamana bağlı dönme açısı, açısal hız ve ivme dalgalanmalarının kıyaslanması.	61
4.32:	Farklı mertebelerde harmonikler için elemanlarda ortaya çıkan gerilme genlikleri grafiği.	62
4.33:	Düğüm noktalarındaki açı, tork ve gerilme genlikleri grafiği.	62
5.1:	Teknenin şematik yan görünümü.	63
5.2:	Tekne sevk sistemi yerleşim düzeni.	64
5.3:	Teknenin pervane planı ve bilgileri.	64
5.4:	Teknenin şaft düzeni planı.	65
5.5:	Sevk sisteminin kütle-elastik yapısı.	67
5.6:	Sevk sisteminin Campbell Diyagramı.	70

- 5.7: Sönümlleme katsayısı 0,2 olan viskoz damper kullanıldığında, şaft #4/#3 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması. 72
- 5.8: Sönümlleme katsayısı 0,2 olan viskoz damper kullanıldığında, şaft #3/#2 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması. 73
- 5.9: Sönümlleme katsayısı 0,1 olan viskoz damper kullanıldığında, şaft #4/#3 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması. 73
- 5.10: Sönümlleme katsayısı 0,1 olan viskoz damper kullanıldığında, şaft #3/#2 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması. 74
- 5.11: Sönümlleme katsayısı 20 olan viskoz damper kullanıldığında, şaft #4/#3 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması. 75
- 5.12: Yay bobinli damper-kütle-elastik sistemi. 77
- 5.13: Sönümlleme katsayısı 20 olan yay bobinli damper kullanıldığında, şaft #4/#3 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması. 77

TABLolar DİZİNİ

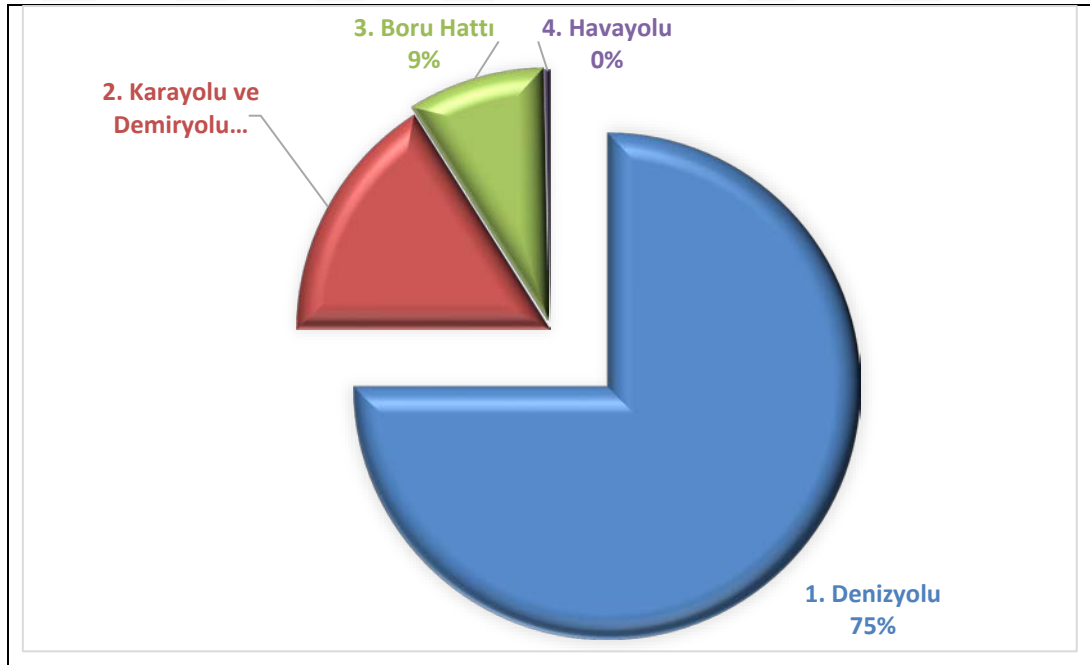
<u>Tablo No:</u>	<u>Sayfa</u>
2.1: Holzer tablosu.	19
2.2: Üç kütleli sistem için oluşturulan Holzer tablosu.	20
2.3: N kütleli sistem için geliştirilmiş Holzer tablosu akış diyagramı.	22
3.1: Şekil 3.4'te belirtilen aksenal damper kısımları.	28
3.2: Şekil 3.10'da gösterilen pervane şaftı elemanları.	33
4.1: TVC temel bilgileri.	40
4.2: Ana makine elemanlarının bağıl yüzde sönümlenme ve dinamik yükseltme değerleri.	43
5.1: Yolcu teknesi boyutları, hızı ve yolcu kapasitesi.	63
5.2: Burulma titreşimi hesaplanması için temel bilgiler.	65
5.3: Kütle-elastik sistem verileri.	68
5.4: Sönümsüz doğal frekans tablosu.	70
5.5: Modlara bağıl kritik hız tablosu.	71
5.6: Farklı sönümlenme katsayılı viskoz damperler kullanılması halinde, sevk sistemi elemanlarında ortaya çıkan titreşim gerilmelerine bağıl hasar kıyaslaması.	75
5.7: Aynı sönümlenme katsayılı viskoz damper ile yay bobinli damper kullanılan gemi sevk sisteminin doğal frekans tablosu.	78
5.8: Viskoz damper ile yay bobinli damperin kullanılması hallerinde, sevk sistemi elemanlarında ortaya çıkan titreşim gerilmelerine, dişli titreşim torklarına ve esnek kaplin güç kaybına bağıl kusurların kıyaslaması.	78

1. GİRİŞ

Gemi yapım sanayiinin ürünü olan gemiler, demir-çelik, makina imalat, ahşap, boya-kimya, elektrik-elektronik, tekstil ve lastik-plastik gibi birçok sanayi dalı ürünlerinin bilimsel ve teknolojik temellere dayalı olarak belirli bir sistematik ve disiplin içinde tersanelerde birleştirilmesi sonucunda ortaya çıkmaktadır. Gemiler, kullanım amaçlarına, çalışma prensiplerine, sevk sistemlerine ve yapımlarında kullanılan malzemeye göre çeşitli tip ve tonajda, farklı teknolojik olanaklara sahip olarak inşa edilirler [1].

Deniz taşımacılığı özellikle sanayi hammaddesini oluşturan büyük miktarlardaki yüklerin bir defada bir yerden diğer bir yere taşınması imkanını sağlaması, daha güvenilir olması, mal kaybının minimum düzeyde olması nedeni ile en çok kullanılan taşımacılık türüdür [2].

Deniz ticareti, dünya ticaretinin önemli bir bölümünü oluşturmaktadır ve hacim olarak dünya ticaretinin %75'i denizyoluyla, %16'sı demiryolu ve karayoluyla, %9'u boru hattı ile ve %0,3'ü havayoluyla gerçekleştirilmektedir [3].



Şekil 1.1: Dünya ticaretinde taşımacılık oranları.

Dünya ticaretinde gemilerin yaygın olarak kullanılması gemi sanayiinin gelişmesine, gemi tasarımcıları ve üreticilerini daha verimli gemiler tasarlayarak üretmeye zorlamıştır.

Yük taşımacılığında gemi sevk sistemlerinin verimliliği kar oranlarının artmasında önemli bir rol oynamaktadır. Gemi üreticileri günümüzün sevk sistemlerinin tasarlanmasında makineleri ve güç aktarma organlarını daha hafif ve dayanımı yüksek malzemedен üretmeyi, yatırım maliyetini düşürmeyi, çalışma devirlerini yükseltmek suretiyle güçlerini arttırmayı, ekonomik kullanım ömrünü uzatmayı ve işletme maliyetlerini azaltmayı hedeflemektedir. Üreticiler bir taraftan ekonomik çözümler üretmenin peşinden koşarken, diğer taraftan da yüksek dayanımlı sistemler üretmek için alternatif çözümler geliştirmek üzerinde çalışmalarına devam etmektedir.

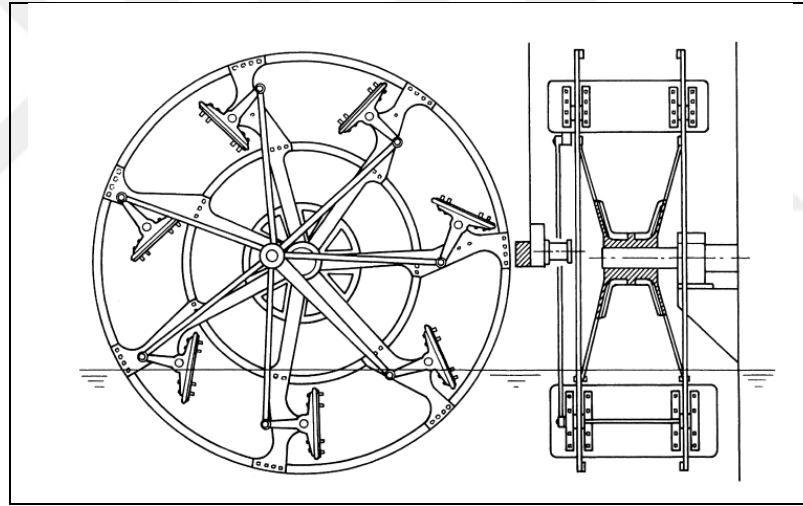
İnsanların nehir, göl ve deniz gibi sularda ulaşım amacıyla deniz araçlarını kullanmasının çok eski bir geçmişi vardır. Tarihsel gelişim süreci içinde su yolu ulaşım araçları en büyük aşamasını 1800'lü yıllarda buhar makinasının gemilerde uygulanması ile sağlamıştır. O tarihe kadar teknelerin su içinde hareketi önceleri insan gücüyle hareket eden küreklerle, daha sonraları ise rüzgâr gücünden yararlanan yelkenlerle sağlanmıştır.

Keşifler sonucu deniz aşırı seferlerin başlaması ile gemilerin seyir alanları ve boyutları büyüdü. Bunun sonucunda, buhar makinelerinde elde edilen gücü gemilerde itme kuvvetine dönüştüren mekanik sevk yöntemleri kullanılmaya başlandı. Böylece güç kaynağı (ana makine) ve sevk cihazının birlikte çalışmasıyla, gemilerin belirli bir hızda hareket etmesini sağlayan düzenlemelerle mekanik sevk sistemleri gelişmeye başladı.

En eski mekanik sevk sistemi olarak, bir silindir etrafına yerleştirilmiş kanatçıklardan oluşan çark sistemi veya padıl (paddle) denen sevk sistemini belirtebiliriz. Bu uygulama ile daha önceleri küçük sanayi kuruluşları ve değirmenlerde su akımından güç elde etmek için kullanılan su çarkları, bu kez tersine olarak gemide üretilen gücün su akımına dönüştürülmesinde kullanılmıştır. Kanatlı çark sevk sisteminde verimin düşük ve değişken oluşu, düşük devirli makinelerle çalışma zorunluluğu ve sistemin büyüklüğü gibi sakıncalar insanları başka sevk sistemleri arayışına yönlendirmiştir.

Bir yandan sevk elemanı olarak kanatlı çark sistemi üzerinde çalışmalar devam ederken, diğer taraftan yel değirmenlerindeki kanat sistemini, su altında gemiye itici

kuvvet oluşturan bir eleman haline dönüştürmeye yönelik uğraşların başlaması ile klasik pervane çalışmaları yoğunlaşmıştır. Karada buhar makinasıyla çalıştırılan ve su pompası olarak kullanılan sistem gemiye uyarlanarak yatay ve düşey su jeti uygulaması yapılmıştır. Böylece kanatlı çark, su jeti, yatay ve düşey eksenli sabit veya ayarlanabilir kanatlı ve nozullu tip pervane uygulamaları ile gemilerin mekanik sistemlerle sevki sağlanmıştır. Şekil 1.2'de padıl çark sistemi şematığı gösterilmiştir [4]. Genel olarak kendi sevk sistemi ile hareket eden bütün araçlar tepki kuvvetinden yararlanarak ilerlerler. Harekete zıt yönde aracın etrafındaki ortama uygulanan kuvvetin tepkisi sevk kuvveti olarak aracı hareket ettirir. Göz önüne alınan araç gemi ve dış ortam su ise, itme kuvveti su jetinden doğar. Geminin sevk cihazı hangi tip olursa olsun, tekne aslında bir su jeti ile sevk edilmektedir. Bir gemiyi su içinde hareket ettirmek için en yaygın uygulama gemi ana makinasından sağlanan güçle gemi kışındaki pervaneyi döndürüp gerekli itme kuvvetini oluşturmaktır.



Şekil 1.2: Padıl çark sistemi şematığı.

Günümüzde deniz taşıtları kullanış amaçlarına göre farklı tipte ana makine ve sevk cihazları ile donatılırlar. Gemilerin istenilen hızda seyretmeleri için gerekli makine gücü çok hassas olarak hesaplanıp, buna göre sevk cihazları seçilerek en uygun sevk sistemi belirlenir. Gerekli makine gücünün seçimine esas oluşturacak gemi toplam direnci, çeşitli sayısal hesaplama yöntemleri veya model deneylerinden yararlanılarak bulunur. Ana makina tipi ise, kullanılacak sevk cihazına bağlı olarak, seçenekler arasında teknik ve ekonomik yönden en uygunu seçilerek belirlenir. Ana güç kaynağının seçimini etkileyecek hususlar önem sırasına göre: Ana makinanın

güvenirliliği, bakım-tutum kolaylığı, kapladığı hacim ve ağırlığı, kullandığı yakıt tipi ve sarfiyatı, yardımcı makinalarla uyumu, tornistan yeteneği, eğitimli personel gereksinimi, devir sayısı ile işletme giderleri de dâhil olmak üzere genel maliyeti şeklinde özetlenebilir.

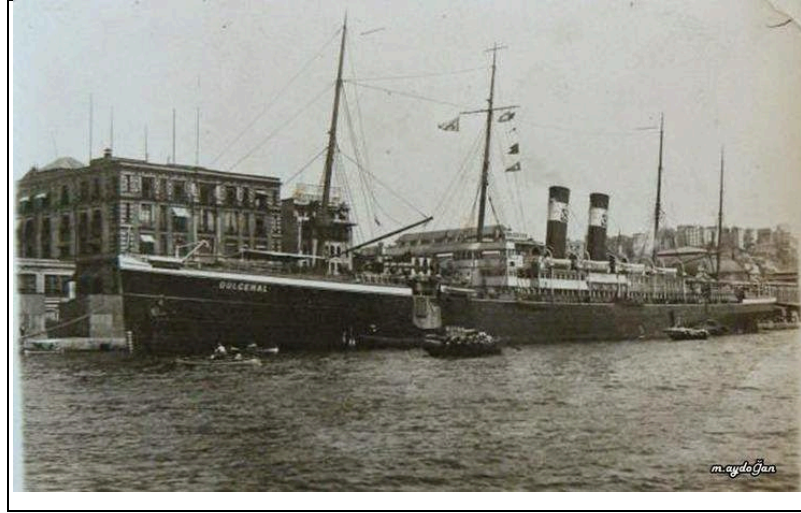
Günümüzde dizel sevk sistemleri gemilerde kullanılan en yaygın sistem olup, küçük botlardan büyük gemilere kadar çok geniş bir kullanım alanına sahiptir. Yüksek mühendislik gerektiren dizel motorların maliyetleri yüksek olup, ekonomik yakıt tüketimi, düşük emisyonlar ve uzun makine ömrü üretim standartlarını belirlemektedir.

Dizeller, devir düşürücü dişli, şaft ve pervaneden oluşan klasik sistemlerle entegre edildiği gibi, jeneratör ve ana tahrik motorundan oluşan dizel elektrik sevk sistemleri ile de entegre edilebilmektedir. Klasik sistemler 1800'lerin sonlarından, dizel elektrik sistemler ise 1900'lerin başından itibaren yaygın olarak kullanılan sistemlerdir. 1940'lı yıllardan itibaren dizel motorların yerine gaz türbini kullanılmaya başlamıştır. Gaz türbinli sevk sistemleri hızlı reaksiyon vermesi nedeniyle askeri gemilerde yoğun olarak kullanılmış, ancak yakıt açısından ekonomik olmaması nedeniyle deniz taşımacılığında çok fazla tercih edilmemiştir.

1.1. Burulma Titreşimlerinin Tarihi

Günümüzde dönen ekipmanları dizayn eden tasarımcıların en büyük kaygılarından biri burulma titreşimleridir. Burulma titreşimi aksinel titreşimlerin aksine genellikle sinsi titreşimlerdir. Burulma titreşimine maruz dönen ekipmanlarda ilk karşılaşılan temel sorun şaft kırılması veya sistemde bulunan elemanların beklenmedik bir anda zarar görmesidir.

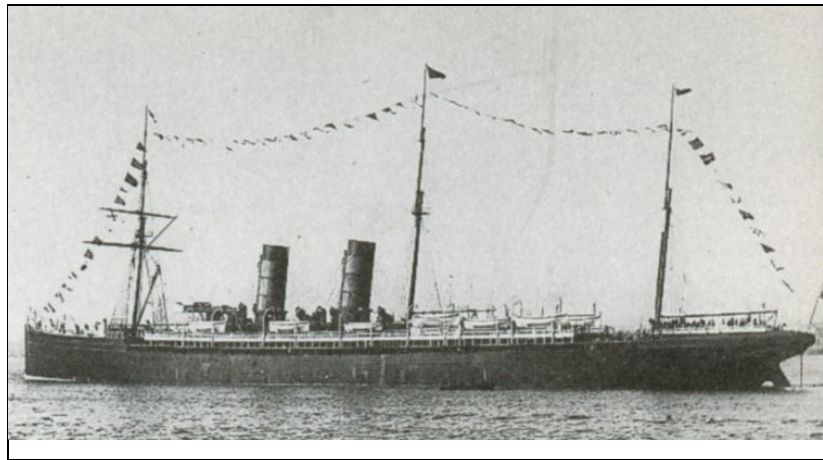
Burulma titreşimleri gemi sevk sistemlerinin yoğun çalışması sonucu ortaya çıkan problemlerdir. Ancak gemi şaftlarının kırılma haberleri 1870'den beri gazete sayfalarında yer almıştır. 1872'de Pacific Mail Steamship Şirketine ait buharlı yandan çarklı Great Republic gemisinde üç adet çarkın kırılması ilk yaşanan olaydır. Okyanus aşırı yolcu vapuru seferlerinin düzenli olarak artması ile şaft kırılmasına maruz gemilerin sayısı giderek artmıştır. Şekil 1.3'te şart kırılmasına maruz Germanic/Gülcehal gemisine ait bir görsel belirtilmiştir [5].



Şekil 1.3: 1883 – Germanic /Gülcehal (The White Star Line şirketine ait gemi).

Germanic vapuru ve New York arasındaki bağ çok az geminin sahip olabileceği bir ayrıcalıktı. Germanic 1875-1904 yılları arasında Liverpool-Queenstown'dan New York'a yılda ortalama 10-11 sefer düzenlemiştir [6]. Bu seferler ile yüz binlerce göçmen Amerika hayalini gerçekleştirmiştir. Germanic göçmenlerin yanısıra birinci sınıf kamaralarında politikacılar, soylu kişiler, aktörler/aktrisler, kâşifler, yazarlar gibi tanınmış ve hatırı sayılır kişileri otuz yıl süreyle taşımıştır. Balkan Savaşları'nın hemen öncesinde Osmanlı Devleti tarafından satın alınan Germanic/Gülcehal vapuru, Türklerin sahip olduğu ilk transatlantik yolcu gemisidir [7].

1883 – HELLENIC (Cunard Line Şirketine ait). Şekil 1.4'te ise şaft hasarına uğramış Umbria gemisine ait bir görsel paylaşılmıştır [8].



Şekil 1.4: 1890 – UMBRIA (Cunard Line Şirketine ait gemi).

Bu liste verilebilecek örnekler ile genişletilebilir. Dönemin sayısal verilerine göre 1882-1885 yılları arasında gemi şaft sistemlerinde 228 hasar oluşmuştur. 1912’de okyanusta seyir yapan ilk dizel motorlu gemi olan Selendia (East Asiatic Şirketine ait) ile birlikte şaft zayıflıklarının sayısı hızlı bir şekilde artmıştır [9]. Şekil 1.5’te ise şaft hasarına uğramış Selandia gemisine ait bir görsel paylaşılmıştır [10].



Şekil 1.5: 1912 – SELENDIA (East Asiatic Şirketine ait ilk dizel tahrikli gemi).

Sevk sistemlerinde yaşanan kazaların ana nedeni şaft malzemelerinin yorulmasıdır. Yorulma malzeme biliminde bir malzemenin devirli olarak sürekli yüklenmeye uğraması sonucu ilerlemeli ve yerel yapısal hasara uğramasıdır. Yapısal elemanda ortaya çıkan en yüksek eşdeğer gerilme malzemenin akma gerilmesinin altında olmasına rağmen, belirli sayıda çalışma döngüsü sonucunda kırılmaktadır [11].

Yorulma üzerine yapılan öncü çalışmalar sırası ile şunlardır: 1837- Alman maden işletmecisi Wilhelm Albert metal yorgunluğunu gözlemledi. 1842-Versay demiryolu felaketi malzeme yorulmasından kaynaklanan ilk kazalardan biridir. 1860- Sir William Fairbairn ve August Wöhler tarafından sistematik yorulma testleri yapıldı. 1924- A. Palmgren doğrusal hasar hipotezini formüle etti. 1945- A. M. Miner, A. Palmgren’in doğrusal hasar hipotezinin pratik bir tasarım aracı olarak yaygınlaşmasını sağladı [9].

20. yüzyılın başlarında, sorunun bilimsel araştırması üzerine birçok araştırma yapıldı. Bilimin diyalektiği doğrultusunda H.Lorenz’in krank şaft dinamiği ile ilgili kitabı (1901), H.Frahm’un vapurların şaftlarındaki kırılma problemine yönelik makalesi (1902) ve G. W. Melville (1903), S. P. Timoshenko (1905)’un sevk sistemlerinde burulma titreşimi problemi ile ilgili yayınları burulma titreşimleri konusunda önemli çalışmalar oldu. Fakat sevk sistemlerinde burulma titreşimleri

konusunda en önemli çalışma Hermann Frahm'un çalışması olmuştur. Şaftlarda kırılmayı bulmak için BESOCKI ve RADAMES isimli buharlı vapurlarda burulma titreşimi ölçümleri yaptı. Hermann Frahm çok hassas bir şekilde burulma açısını ve shaft kesitlerinde burulma hızlarını ölçme imkânı buldu ve sonuç olarak shaftın kırılma nedeninin burulma titreşimi olduğunu ilk defa ortaya koydu. Bu andan itibaren sadece shaftın burulmaya karşı dayanımını hesaplamak yeterli değildi ve her pistonlu ana makineye sahip sevk sisteminde burulma titreşimi rezonanslarının görünümünü de hesaplamak zorunluluk haline gelmişti [9].

Burulma titreşimi rezonanslarını ortaya çıkarmak için burulma titreşimi uyarma frekansları sevk sisteminin burulma titreşimi doğal frekansları ile karşılaştırılmalıdır. Tarihsel olarak, burulma titreşimi doğal frekanslarının hesaplanması, sevk sisteminde yaşanan shaft kırılmalarının analizi için atılan ilk adımdı. Günümüzde halen geleneksel burulma titreşim analizleri (TVA) sistemin doğal titreşim frekanslarının hesaplanmasını ve harmonik zorlanma frekansına bağlı olarak sistemde ortaya çıkan maksimum titreşim genliklerinin ve gerilmelerin hesabını içermektedir.

Sevk sistemlerinde dayanım problemlerinin ele alınmasında, diğer mekanik sistemlerde olduğu gibi, üç sorunun çözülmesi gerekir:

- i) Müsaade edilen gerilmeler sorunu.
- ii) İç kuvvetler sorunu.
- iii) Dış kuvvetler sorunu.

İlk sorun, malzeme standartları ve yönetmelikler sorunudur. Sorunun çözümü pratik deneyimlerden yararlanmaya ve kapsamlı test ve analizlerin yapılmasına dayanmaktadır. Yani bu klâs kuruluşlarının ve devlet otoritelerinin görevidir.

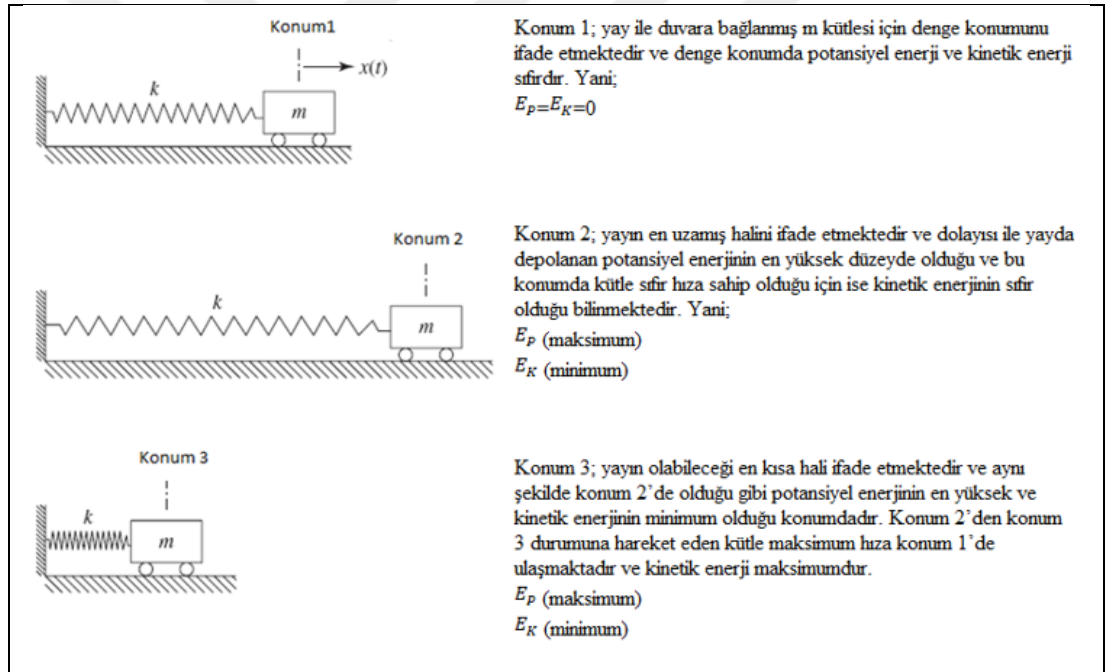
İkinci sorun, sistemin dinamik modellenmesi ve iç kuvvetleri hesaplamak için uygun matematiksel yöntemlerin belirlenmesi sorunudur. Aslında bu sorun yukarıda bahsi geçen üç sorun arasında çözümü en kolay olanıdır.

Üçüncü sorun ise en karmaşık olanıdır. Çünkü çözümü klas kuralları ve shaft mekaniğinin dışında kalıyor. Sevk sistemi üzerindeki çevresel etkilerin belirlenmesi ile ilgili olan bu sorun, pervane hidrodinamiği ve dizel makine operasyonu alanı içinde çözülebilecek bir sorundur.

Burulma titreşimi hesaplama sorunları hakkında daha fazla görüş belirtebilmek için aslında TVA (burulma titreşimi analizi) matematiğini incelemek gereklidir [9].

2. TİTREŞİM TEORİSİ

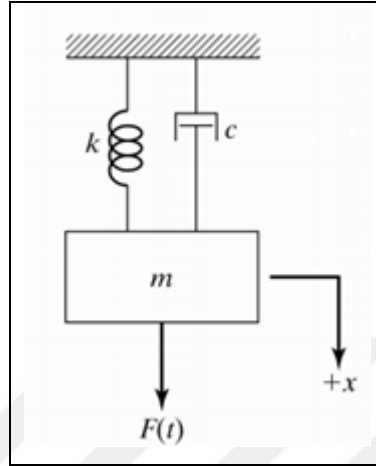
Titreşim sistemleri iki tür mekanik enerjinin (potansiyel ve kinetik enerji) birbirine dönüşümü ve sönümlenmesi prensipleriyle çalışırlar . Titreşim sistemleri potansiyel ve kinetik enerji depolayan elemanlara sahiptir. Yani titreşim sistemleri potansiyel enerjiyi depolamak için yay veya elastik elemanları, kinetik enerjiyi depolamak için kütle veya atalet elemanlarını ve mekanik enerjinin sönümlendiği damper elemanları ihtiva etmektedir. Titreşim sistemleri yay veya elastik sistem elemanlarının potansiyel enerjileriyle kütle veya atalet sistem elemanlarının kinetik enerjilerinin birbirine, damper elemanlarda ise mekanik enerjinin ısı enerjisiye dönüştüğü bir yapıya sahiptirler.



Şekil 2.1: Tek serbestlik dereceli kütle-yay elastik sistemi.

Titreşim problemlerini analiz etmek için öncelikle sistemin serbestlik derecesi belirlenmelidir. Bir sistemin serbestlik derecesi, sistemi oluşturan elemanların herhangi bir t anındaki konumlarını belirleyebilmek için gerekli olan minimum bağımsız koordinat sayısıdır. Şekil 2.1'de gösterilen öteleme salınımları yapan basit bir yay-kütle sisteminde kütle sadece x yönünde doğrusal hareket yaptığı için sistem tek serbestlik derecelidir. Çok serbestlik dereceli bir sistem ise yaylar, sönümleyiciler

ve noktasal kütlelerden oluştuğu için birden çok kütleli konumsal koordinatları zamanın fonksiyonu olarak hesaplanmalıdır. Çok serbestlik dereceli bir mekanik sistemin ötelenme veya burulma titreşimlerini yöneten diferansiyel denklem sistemi aşağıda matris formunda verilmiştir:



Şekil 2.2: Kuvvet etkisi altında ötelenen tek serbestlik dereceli kütle-yay-damper elastik sistemi.

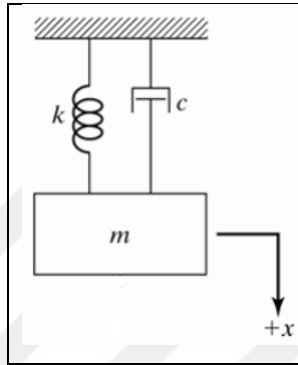
$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (2.1)$$

Burada;

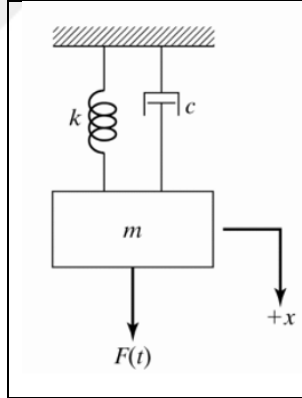
- $x(t)$ - Zamanın fonksiyonu olan sistem düğüm noktaları ötelenme veya açısal yer değiştirmeleri vektörü,
- m - Kütle veya kütle atalet momentleri matrisi,
- c - Lineer veya burulma sönümlenme katsayıları matrisi,
- k - Lineer veya burulma direngenlik (katılık) matrisi,
- F - Uyarma (tahrik) kuvvetleri veya torkları vektörüdür.

Başlangıçta denge konumundan farklı bir konuma getirilerek potansiyel enerji kazanan bir elastik sistem serbest bırakıldığında dış kuvvetler etkimiyorsa serbest titreşim hareketi yapar. Sistem sönümsüz, yani korunumlu ise sistemin mekanik enerjisi, yani potansiyel ve kinetik enerjilerinin toplamı sabittir. Korunumlu sistemlerin serbest titreşimlerinde potansiyel enerji kinetik enerjiye, kinetik enerji de bir döngü halinde potansiyel enerjiye dönüşür. Serbest titreşen sönümsüz bir sistem

etkiyen bir dış kuvvet veya moment bulunmaması ve mekanik enerjinin ısı enerjisiye dönüşümü olmaması, sırasıyla $F(t) = 0$ ve $c=0$, sebebiyle sonsuza dek periyodik salınım hareketi yapar. Öte yandan sönümlü bir sistemin serbest titreşim hareketi, mekanik enerjisinin ısı enerjisiye dönüşerek zamanla azalması nedeniyle giderek azalan genliklerle sistemin denge konumuna yakınsar. Eğer sistem zamanla periyodik olarak değişen dış kuvvetlerin etkisi altında titreşim hareketi yapıyorsa, $F(t)$ t'nin periyodik bir fonksiyonu olup, sistemin zorlanmış titreşimleri söz konusudur.



Şekil 2.3: Doğrusal serbest titreşim yapan tek serbestlik dereceli sistem.



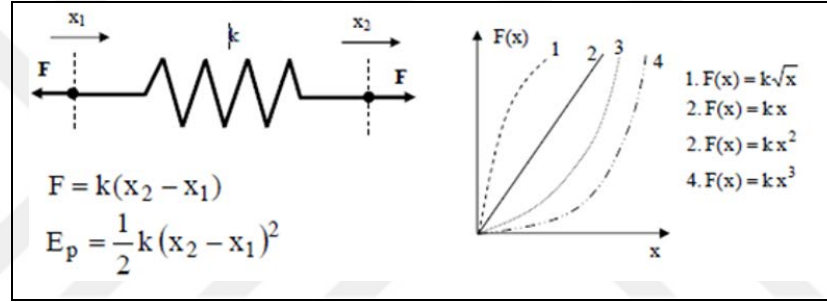
Şekil 2.4: Doğrusal zorlanmış titreşim yapan tek serbestlik dereceli sistem.

2.1. Titreşim Sistemlerinin Temel Elemanları

Titreşim yapan sistemlerde potansiyel ve kinetik enerji depolayan elemanlar ile sönümlü sistemlerde mekanik enerji sönümünü sağlayan elemanlar mevcuttur. Bu elemanlara ait denklemler aşağıda verilmiştir [12].

2.1.1. Elastik Elemanlar (Yaylar)

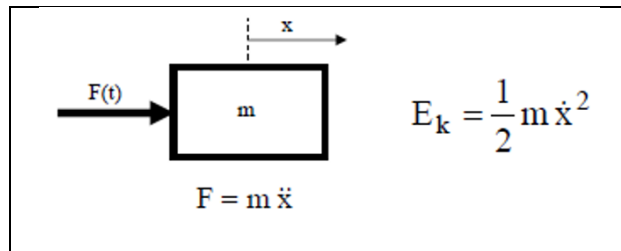
Yaylar titreşim sistemlerinde kütleleri birbirine bağlayan ve kütlelerin bağlı hareketlerini sağlayan elemanlardır. Yaylar lineer ve non-linear karakteristiğe sahip olabilirler. Lineer karakteristiğe sahip yaylar Hooke yasasına uygun davranırlar ve yayda oluşan elastik kuvvet yayın şekil değişimi ile orantılıdır. Fakat titreşim genlikleri yüksek ise ve/veya metal olmayan malzemelerden imal edilmişlerse yaylar lineer davranışa sahip olmayabilirler. Şekil 2.5'te lineer yay için elastik kuvvet-yay katsayısı-şekil değiştirme ve elastik potansiyel enerji-yay katsayısı-şekil değiştirme bağıntıları ile lineer ve nonlineer bazı yay kuvveti-şekil değiştirme karakteristikleri gösterilmiştir [12].



Şekil 2.5: Elastik eleman (yay) mekanik bağıntıları ve karakteristikleri.

2.1.2. Atalet Elemanları

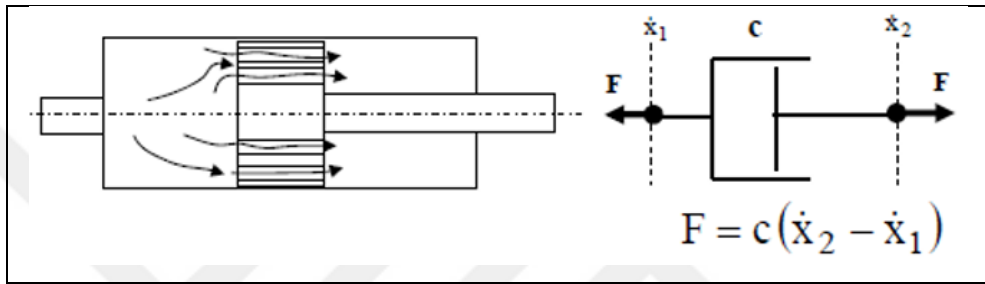
Atalet elemanları kinetik enerji depolayan elemanlardır. Atalet elemanları ötelenme veya dönme hareketi yapabilecekleri gibi, ötelenme ve dönme hareketlerini birlikte gerçekleştirilebilirler. Ötelenme hareketi yapan bir atalet elemanına ait kuvvet-kütle-ivme ve kinetik enerji-kütle-hız bağıntıları Şekil 2.6'da verilmiştir [12].



Şekil 2.6: Atalet elemanı mekanik bağıntıları.

2.1.3. Sönüm Elemanları

Sönümlü sistemlerde mekanik enerjiyi ısıl enerjiye dönüştürerek sistemin mekanik enerjisini zamanla azaltan elemanlardır. Amortisör tipi elemanlar akışkan sürtünmesi ile mekanik enerji kaybını sağlarlar ve titreşim genliklerini eksponansiyel olarak azaltırlar. Sönümleme elemanı, şematik gösterimi ve lineer bir sönümleme elemanı için sönümleme kuvveti-sönümleme katsayısı-pistonun silindire göre hızı bağıntısı Şekil 2.7’de verilmiştir.

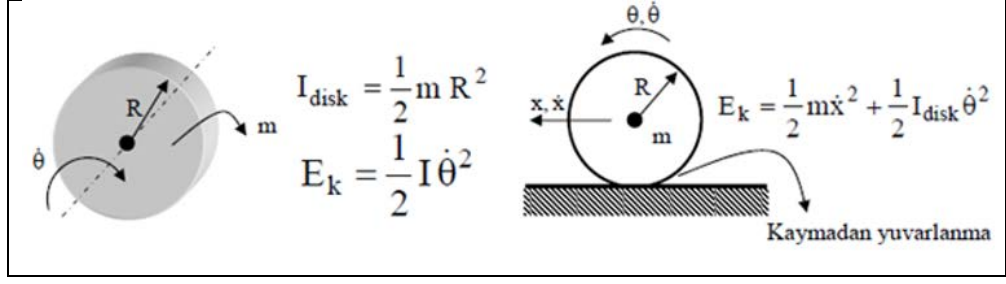


Şekil 2.7: Amortisör tipi sönüm elemanı, şematik gösterimi ve mekanik bağıntısı.

Titreşim sistemi elemanlarına ait benzer denklemler dönme hareketi için de yazılabilir. Burulma titreşimlerinde elastik elemanın dönel dirençlilik katsayısı (κ_θ), kütle atalet momenti (I), ve dönel sönüm katsayısı (c_θ) kavramları mevcuttur. Dönme hareketi yapan titreşim sistemlerinde dış zorlamalar moment girdileridir [12].

2.1.4. Disk Tipi Kütle Elemanlarının Kütle Atalet Momentleri

Burulma titreşimi yapan sistemlerindeki karmaşık geometrili cisimlerin dönme eksenine göre kütle atalet momentleri günümüz katı modelleme programları ile hesaplanabilir. Bununla birlikte homojen kütle dağılımlı disk tipi yapıların kütle atalet momentleri disk kütlesi ve yarıçapına bağlı olarak aşağıdaki şekilde yazılabilir. Diskler sadece belirli bir eksen etrafında dönme hareketi yapabilecekleri gibi, hem dönme hem de ötelenme hareketi yapabilirler. Bu durumda, diskin dönme ve ötelenme kinetik enerjilerini hesaplarken kütle atalet momenti ile birlikte kütleinin de dikkate alınması gereklidir [12].



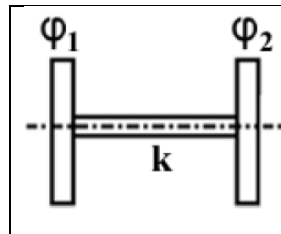
Şekil 2.8: Disk şeklinde kütle elemanı kütle atalet momenti-kütle-yarıçap, dönme kinetik enerjisi-kütle atalet momenti-açısai hız, ötelenme kinetik enerjisi-kütle-kütle merkezi hızı, toplam kinetik enerji bağıntıları.

2.2. Burulma Titreşim Sistemlerinin Matematik Modeli

Bir basit burulma titreşimi problemi bir veya iki serbestlik dereceli sistemin burulma doğal frekansının hesabıdır. Fakat daha karmaşık sistemlerde çok serbestlik dereceli bir sistemin doğal frekansları hesaplanır [13].

2.2.1. İki Kütleli Bir Sistemde Burulma Doğal Frekanslarının Hesaplanması

Birbirlerine mil ile bağı olan iki kütleli bir sistemin burulma doğal frekans değeri analitik olarak kolaylıkla elde edilebilmektedir. İki kütleli örnek bir sistem Şekil 2.9 'da gösterilmiştir. [13]



Şekil 2.9: Burulma titreşimi yapan iki kütleli sistem.

İki serbestlik dereceli bu sistemin hareket denklemleri her kütleye etkileyen burulma torku (şaftın burulma katılığı k ile şaftın burulma yer değıştirmesinin çarpımı) o kütleli açısai momentumunun zamana göre türevi olan kütle atalet momenti ile açısai ivmesinin çarpımına eşitlenerek bulunur. Hareket denklemleri adi türevli, ikinci mertebeden, lineer, sabit katsayılı homojen diferansiyel denklem sistemidir.

$$\varphi_1 \ddot{\theta}_1 + k(\theta_1 - \theta_2) = 0 \quad (2.2)$$

$$\varphi_2 \ddot{\theta}_2 + k(\theta_2 - \theta_1) = 0 \quad (2.3)$$

Harmonik hareket yapan kütlelerin açısal yer değiştirmeleri $\theta_1 = \theta_{01}e^{i\omega t}$ ve $\theta_2 = \theta_{02}e^{i\omega t}$ olarak ifade edilebilir. Böylece kütlelerin açısal yer değiştirme genliklerinin bilinmeyenler olduğu iki adet lineer homojen cebirsel denklemden oluşan denklem sistemi elde edilir.

$$(k - \omega^2 \varphi_1)\theta_{01} - k\theta_{02} = 0 \quad (2.4)$$

$$-k\theta_{01} + (k - \omega^2 \varphi_2)\theta_{02} = 0 \quad (2.5)$$

Sistemin determinanı olarak bilinen θ_{01} ve θ_{02} katsayılarının determinanı Det_s :

$$Det_s = \begin{vmatrix} k - \omega^2 \varphi_1 & -k \\ -k & k - \omega^2 \varphi_2 \end{vmatrix} \quad (2.6)$$

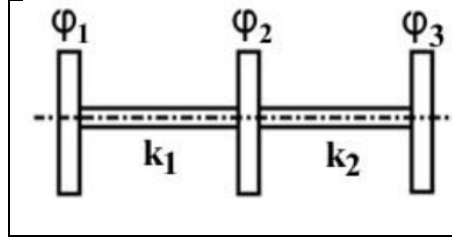
$$= (k - \omega^2 \varphi_1)(k - \omega^2 \varphi_2) - k^2 \quad (2.7)$$

$$= \omega^4 \varphi_1 \varphi_2 - \omega^2 (\varphi_1 + \varphi_2) k \quad (2.8)$$

Homojen denklem sisteminin triviyal olmayan çözüme sahip olması için katsayılar determinanı sıfıra eşit olmalıdır. $Det_s = 0$ durumu frekans denklemini gösterir. Sonuç olarak, F değeri iki kütleyle indirgenmiş sistemin burulma doğal frekans değerini verir [12]. Sistemin doğal frekansında harmonik uyarıcı torkun var olması durumunda, Det_s değerinin 0 olup, $\theta_{01} = Det_1 / Det_s$ ve $\theta_{02} = Det_2 / Det_s$ değerleri sonsuza gider ve rezonans oluşur.

$$F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{k \left(\frac{\varphi_1 + \varphi_2}{\varphi_1 \varphi_2} \right)} \text{ Hz} \quad (2.9)$$

2.2.2. Üç Kütleli Bir Sistemde Burulma Doğal Frekanslarının Hesaplanması



Şekil 2.10: Burulma titreşimi yapan üç kütleli sistem.

Üç kütleli sistemin hareket denklemleri aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\varphi_1 \ddot{\theta}_1 + k_1(\theta_1 - \theta_2) = 0 \quad (2.10)$$

$$\varphi_2 \ddot{\theta}_2 + k_1(\theta_2 - \theta_1) + k_2(\theta_2 - \theta_3) = 0 \quad (2.11)$$

$$\varphi_3 \ddot{\theta}_3 + k_2(\theta_3 - \theta_2) = 0 \quad (2.12)$$

Her bir kütle için açısal yer değiştirme için $\theta_k = \theta_{0k} e^{i\omega t}$ ifadesini kullanırsak sistemin determinantı sıfıra eşitlenerek karakteristik denklem bulunur.

$$Det_s = \begin{vmatrix} k_1 - \omega^2 \varphi_1 & -k_1 & 0 \\ -k_1 & k_1 + k_2 - \omega^2 \varphi_2 & -k_2 \\ 0 & -k_2 & k_2 - \omega^2 \varphi_3 \end{vmatrix} = 0 \quad (2.13)$$

Bu durumda;

$$\omega^4 - \omega^2 \left\{ \frac{k_1}{\varphi_1} + \frac{k_2}{\varphi_3} + \frac{k_1 + k_2}{\varphi_2} \right\} + \frac{k_1 k_2}{\varphi_1 \varphi_3} \left\{ 1 + \frac{\varphi_1 + \varphi_3}{\varphi_2} \right\} = 0 \quad (2.14)$$

Doğal frekans değerleri;

$$F = \frac{1}{2\pi} \sqrt{A \pm (A^2 - B)^{\frac{1}{2}}} \text{ Hz} \quad (2.15)$$

A ve B değerleri;

$$A = \frac{k_1(\varphi_1 + \varphi_2)}{2\varphi_1\varphi_2} + \frac{k_2(\varphi_2 + \varphi_3)}{2\varphi_2\varphi_3} \quad (2.15)$$

$$B = \frac{k_1k_2(\varphi_1 + \varphi_2 + \varphi_3)}{\varphi_1\varphi_2\varphi_3} \quad (2.16)$$

olmak üzere üç kütleli indirgenmiş bir sistemin burulma doğal frekansları tespit edilir.

2.2.3. Çok Kütleli Sistemlerin Burulma Doğal Frekanslarının Hesaplanması

Çok kütleli sistemlerin analitik çözümlerinde diferansiyel denklem hesapları kütle sayısı ile orantılı olarak zorlaşmakta olup bir süre sonra imkânsıza yakın bir hal almaktadır. Bu sebeple çok kütleli sistemlerin doğal frekanslarının bulunması için literatürde farklı yaklaşık çözümler önerilmiştir [13].

Özellikle gemi şaftı burulma titreşimlerinin çözümlerinde, birçok yöntem ortaya konmuştur. Holzer ve diğer transfer matris yöntemleri ve analitik yöntem genellikle serbest titreşim hesaplarında, enerji, transfer matrisi ve sonlu elemanlar yöntemleri ise zorlanmış titreşim hesaplarında kullanılmaktadır. Holzer yöntemi şaftların burulma titreşim doğal frekanslarının ve mod şekillerinin hesabında sıklıkla kullanılır [14].

1921 yılında H.Holzer, günümüzde ismi Holzer yöntemi olarak bilinen, çok kütleli sistemlerin burulma titreşimi doğal frekanslarının ve karşı gelen mod şekillerinin tespiti için bir tablolama yöntemi sunmuştur. Hartog ve Li ise Holzer yöntemini sönümlü zorlanmış burulma titreşim problemlerinin çözümüne uygulanabilecek forma getirmişlerdir. Aslında sadece sönümlü bir sistemin serbest burulma titreşimi problemini çözmüşlerdir. Fakat Spaetgens ve Vencouver viskoz

sönümlü bir sistemin zorlanmış ve rezonanslı burulma titreşimi karakteristiklerini hesaplayabildikleri kesin bir yöntem geliştirmişlerdir [15].

Holzer yöntemi esasen şaftların burulma titreşimleri için geliştirilmiştir. Ancak çubukların aksenal titreşimleri ve halatların düşey titreşimleri için de kullanılmaktadır [16]. Bu yöntem, serbest, zorlanmış, doğrusal veya açısal hareket içeren, sönümlü, sönümsüz, dallanmalı (branched systems), dişli kutulu ve ankastre sistem gibi birçok uygulamada da kullanılabilir [17].

2.3. Holzer Yöntemi

Gemi tasarımında şaft sisteminin burulma titreşim analizi en önemli başlıklardan biri olmuştur ve bu sistemler uzun yıllar Holzer ve diğer transfer matris yöntemleri ile çözülmüştür [18].

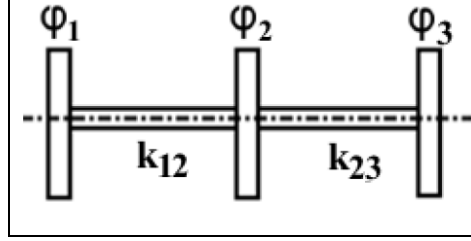
Holzer yöntemi çok kütleli sistemlerin burulma titreşiminde sistem doğal frekanslarının, kütlelerin yer değiştirme genlik oranlarının ve her sistem titreşim modu için nod konumlarının hesaplanması için geliştirilmiş, bilgisayarda programlanabilen bir yöntemdir [13].

Sönümsüz bir sistemin doğal frekansında serbest titreşiminde, titreşimin sürmesi için herhangi bir dış kuvvet veya tork uygulanmasına gerek yoktur. Ayrıca mod şeklinin genliği titreşim için önemsizdir. Bu bilgiler ışığında Holzer, sistemin bir ucunda tahmini bir frekans ve birim genlik varsayımı yaparak diğer uca kadar adım adım tork ve açısal yer değiştirmeleri tespit edip, sistemin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin elde edilmesi için pratik bir hesaplama yöntemi ileri sürmüştür. Bu yöntemle göre sistemin diğer ucunda sıfır dış tork ile sonuçlanan frekanslar sistemin doğal frekansları olup, her bir doğal frekans için hesaplanan kütlelerin açısal yer değiştirmeleri ise o frekans için sistemin mod şeklini belirler [14].

Bilindiği üzere bir seri kütle taşıyan şaft birçok serbest titreşim şekline sahip olabilir. Bu titreşim şekilleri derece numarası ile birbirlerinden ayrılır. Örneğin tek düğümlü titreşim birinci derece, iki düğümlü titreşim ikinci derece titreşim olarak adlandırılır ve isimlendirme bu şekilde devam eder.

Serbest titreşim frekansı düğüm sayısı ile aşamalı olarak artar, üç veya daha fazla düğümlü titreşimlerle bağlantılı kritik hızlar çalışma hızının çok üstünde olduğu için pratikte ilk iki temel mod incelenir [17].

Yukarıda bahsettiğimiz gibi, sönümsüz bir sistem, kendi temel modunda titreşimini sürdürebilmesi için bir dış torka ihtiyaç duymaz. Şekil 2.11 'de görülen burulma titreşimi yapan üç kütleli şaftta, her disk için hareket denklemleri



Şekil 2.11: Holzer yöntemi ile doğal frekansları hesaplanan üç kütleli sistem.

$$\varphi_1 \ddot{\theta}_1 + k_{12}(\theta_1 - \theta_2) = 0 \quad (2.17)$$

$$\varphi_2 \ddot{\theta}_2 + k_{12}(\theta_2 - \theta_1) + k_{23}(\theta_2 - \theta_3) = 0 \quad (2.18)$$

$$\varphi_3 \ddot{\theta}_3 + k_{23}(\theta_3 - \theta_2) = 0 \quad (2.19)$$

olup, (2.17)-(2.18)-(2.19) denklemlerini toplayarak aşağıdaki sonuç bulunur.

$$\varphi_1 \ddot{\theta}_1 + \varphi_2 \ddot{\theta}_2 + \varphi_3 \ddot{\theta}_3 = 0 \quad (2.20)$$

Görüldüğü üzere disklerin atalet torkları (açısal momentumlarının zamana göre türevleri) toplamı her zaman sıfıra eşit olmalıdır. Doğal frekans durumunda tüm kütlelerin hareketleri basit harmonik harekettir. Bu durumda;

$$\theta_1 = A. \cos wt$$

$$\theta_2 = B. \cos wt \quad (2.21)$$

$$\theta_3 = C. \cos wt$$

θ_1 ve θ_2 denklem (2.17)'de yerine konulursa

$$-\varphi_1 A. \omega^2 + k_{12}(A - B) = 0 \quad (2.22)$$

bulunur. B değeri yalnız bırakılarak

$$B = A. \left(1 - \frac{\varphi_1 \omega^2}{k_{12}} \right) \quad (2.23)$$

elde edilir. Eğer A değeri 1 kabul edilirse, B değeri kolaylıkla hesaplanır.

C değeri (2.18) ve (2.21)'den hesaplanır.

$$C = B - \left(\frac{\varphi_2 B \omega^2 + \varphi_1 A \omega^2}{k_{23}} \right) \quad (2.24)$$

B değeri daha önce hesaplandığından, C değeri de bulunmuş olur. Göreceli burulma miktarının elde edildiği bu denklem şu şekilde genelleştirilebilir:

$$\theta_n = \theta_{n-1} - \left(\frac{\sum_{i=1}^{i=n-1} \varphi_i \theta_i \omega^2}{k_{n,n-1}} \right) \quad (2.25)$$

Denklem (2.20) ve (2.25) Holzer tablosunun temellerini oluşturmaktadır.

Holzer tablolama yönteminde kullanılan kolonlar ve açıklamaları Tablo 2.1'de gösterilmiştir.

Tablo 2.1: Holzer tablosu.

Kütle atalet momenti	Birim atalet torku	Açısal genlik	Atalet torku	Toplam tork	Yay katsayısı	Burulma açısı
φ	$\varphi \omega^2$	θ	$\varphi \omega^2 \theta$	$\sum \varphi \omega^2 \theta$	$k_{i,i-1}$	$\frac{\sum \varphi \omega^2 \theta}{k_{i,i-1}}$
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)

Tabloda belirtilen kolonların fiziksel manaları şu şekildedir:

- Kolon 1: Her bir kütle için kütle atalet momentini gösterir,
- Kolon 2: ω deneme frekansında 1 radyanlık ilk genlik değeri için her bir diskin atalet torkudur,

- Kolon 3: Her bir diskin θ açısal genlik değeridir,
- Kolon 4: Her bir diskin θ açısal genlik değerindeki atalet torkudur,
- Kolon 5: Söz konusu diskin hemen öncesinde bulunan şafttaki toplam torku verir. Aynı zamanda bu değer artık tork olarak da adlandırılır,
- Kolon 6: Ardışık iki disk arasında kalan şaftın burulma yay katsayısını gösterir,
- Kolon 7: Söz konusu disk ile bir önceki disk arasındaki bağıl burulma açısını verir.

Holzer metodu ile doğal frekans tespiti için ilk aşamada tahmini bir ω deneme frekansı belirlenir ve ilk diske birim açısal yer değiştirme uygulanarak işlem adım adım yürütülür. Her bir diskin açısal yer değiştirmesi, denklem (2.25)'in sıralı biçimde uygulanması sonucunda tespit edilir. Bütün hesapların sonunda eğer atalet torklarının cebirsel toplamı sıfır ise, yani denklem (2.20) sağlanıyor ise tahmin edilen frekansın sistemin doğal frekanslarından birisi olduğu ortaya çıkar. Eğer denklem (2.20) sağlanmıyorsa, yeni bir ω deneme frekansı ile işlem tekrarlanır. Artık torkun değeri ve işareti (\pm) ω deneme frekansının sistemin doğal frekansına ne kadar yakın olduğunun ölçüsüdür [21].

Tablo 2.1'de gösterilen üç kütleli sistem için Holzer tablosu Tablo 2.2'de oluşturulmuştur.

Tablo 2.2: Üç kütleli sistem için oluşturulan Holzer tablosu.

	Kütle atalet momenti	Birim atalet torku	Açısal genlik	Atalet torku	Toplam tork	Yay katsayısı	Burulma açısı
	φ	$\varphi\omega^2$	θ	$\varphi\omega^2\theta$	$\sum \varphi\omega^2\theta$	$k_{i,i-1}$	$\frac{\sum \varphi\omega^2\theta}{k_{i,i-1}}$
A	φ_1	$\varphi_1\omega^2$	1.0	$A2xA3$	$A4$	k_1	$A5/A6$
B	φ_2	$\varphi_2\omega^2$	$A3$ $-A7$	$B2xB3$	$A5 + B4$	k_2	$B5/B6$
C	φ_3	$\varphi_3\omega^2$	$B3$ $-B7$	$C2xC3$	$B5 + C4$	—	—

Yukarıdaki tabloda uygulanan işlem adımları sırasıyla şu şekildedir.

- i) Kütleli atalet momentleri ve sistemi birbirine bağlayan şaftların burulma yay katsayıları problemin başlangıç aşamasında bilinen fiziksel büyüklüklerdir. Bundan dolayı bu değerler ilk aşamada 1 ve 6 numaralı kolonlara sırayla yazılır.
- ii) İlk kütleli uygulanan dönme miktarını temsil eden 1 radyanlık değer, 3 numaralı kolonun ilk satırına yazılır.
- iii) 1. satırda bulunan 2 numaralı kolon ile 3 numaralı kolonun değerleri çarpılıp 4 numaralı kolona yazılır.
- iv) İlk satırın 4 numaralı kolonundaki değer, arkasında başka bir kütle olmadığı için ilk kütleli uygulanan toplam torktur. Bu sebeple, ilk satırın 4 numaralı kolonundaki değer ilk satırın 5 numaralı sütununa aynen yazılır.
- v) İlk kütleli etki eden tork değeri, ilk şaftın burulma yay katsayısına bölünerek bağıl burulma açısı elde edilir ve bu değer ilk satırın 7. sütununa yazılır.
- vi) Aynı işlemler sırasıyla tüm satırlar için uygulanır. İlk satırdan farklı olarak diğer satırlarda, 3 nolu sütun hesabında bir önceki kütleli açısız genliğinden ara şaftın burulma açısı çıkarılır, 5 nolu sütun hesabında 4 nolu sütundaki atalet torkuna bir önceki kütleli etkileyen toplam tork eklenir. Bu sayede son kütleli 5. sütununa kadar işlemlere devam edilir.

Yukarıdaki tabloda ω deneme frekansı için elde edilen C5 hücresindeki değer, tüm sistemin artık torkunu ifade eder. Artık tork sıfıra eşit olduğu takdirde deneme için seçilen ω frekansı sistemin doğal frekansı demektir. Doğal frekans durumuna ait tabloda 3. sütunda bulunan açısal genlik değerleri sistemin mod şeklini göstermekte olup, bu değerler ile kütleli dönme miktarlarını gösteren elastik çizgi çizilebilir.

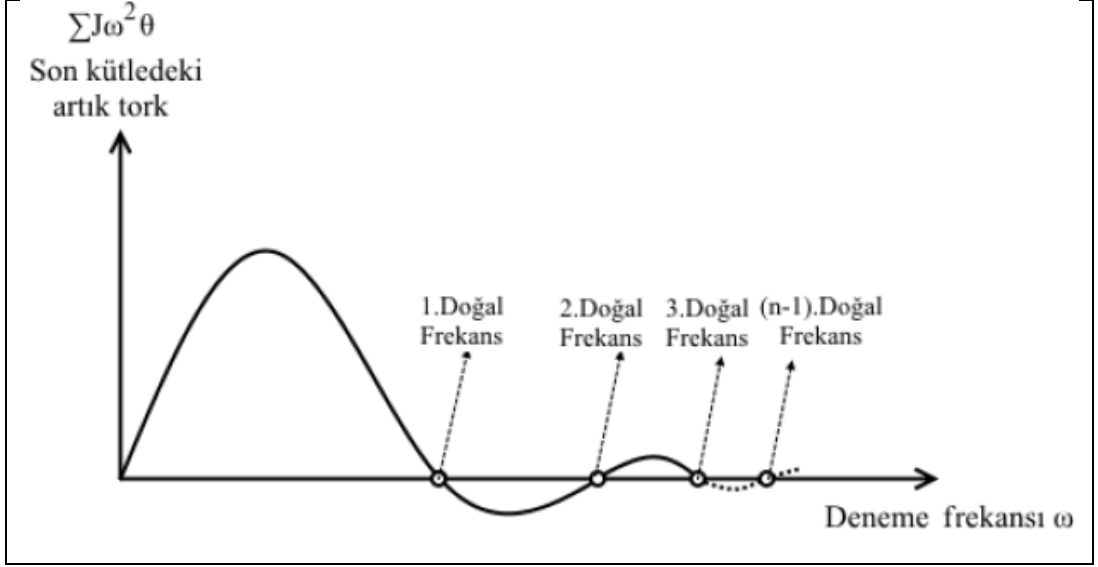
Şayet C5 sıfıra eşit değilse, yeni bir ω frekansı ile tekrar deneme yapmak gerekir.

N kütleli sistemler için genelleştirilmiş Holzer tablosunun akış formu Tablo 2.3 'de gösterilmiştir. N kütleli indirgenmiş bir sistemin N-1 adet burulma doğal frekansı vardır.

Tablo 2.3: N kütleli sistem için genelleştirilmiş Holzer tablosu akış diyagramı.

	Kütle atalet momenti φ	Birim atalet torku $\varphi\omega^2$	Açısal genlik θ	Atalet torku $\varphi\omega^2\theta$	Toplam tork $\sum \varphi\omega^2\theta$	Yay katsayısı $k_{i,i-1}$	Burulma açısı $\frac{\sum \varphi\omega^2\theta}{k_{i,i-1}}$
A	φ_1	$\varphi_1\omega^2$	1.0	$A2xA3$	$A4$	k_1	$A5/A6$
B	φ_2	$\varphi_2\omega^2$	$A3 - A7$	$B2xB3$	$A5 + B4$	k_2	$B5/B6$
C	φ_3	$\varphi_3\omega^2$	$B3 - B7$	$C2xC3$	$B5 + C4$	k_3	$C5/C6$
D	φ_4	$\varphi_4\omega^2$	$C3 - C7$	$D2xD3$	$C5 + D4$	k_4	$D5/D6$
:	:	:	:	:	:	:	:
Y	:	:	:	:	:	:	:
Z	φ_n	$\varphi_n\omega^2$	Y3-Y7	$Z2xZ3$	$Y5 + Z5$	—	—

ω deneme frekansını rastgele vererek sistemin doğal frekanslarını bulmaya çalışmak zaman kaybına neden olmaktadır. Bu sebeple deneme frekanslarının daha sistematik bir şekilde uygulanması gerekir. Bu bağlamda deneme frekansını sıfırdan başlayarak sabit aralıklarla arttırıp, son kütledeki artık tork değerinin işareti (pozitif/negatif) takip edilmelidir. Artık tork değerinin işaretini değiştiren (Pozitif değerden negatif değere ya da negatif değerden pozitif değere) her bir deneme frekansı değeri, işaretin değiştiği esnada ulaşılması istenen sıfır artık tork değerinden geçmiştir. Bu aşamadan sonra artık yaklaşık değeri bilinen doğal frekans değeri üzerinde daha küçük adımlarla iterasyon yapılırsa doğal frekansın çok daha hassas değeri elde edilebilir. Bu şekilde önce daha büyük adımlarla sonrasında ise doğal frekans değerlerine yakın bölgelerde daha küçük adımlarla yapılacak olan iterasyonlar ile zamandan tasarruf sağlanabilmektedir. Şekil 2.12’de N kütleli bir sistemde adım adım arttırılan ω deneme frekansı değeri için artık tork miktarının grafiği gösterilmiştir [13].



Şekil 2.12: ω deneme frekansına göre son kütledeki artık tork değerinin değişimi.

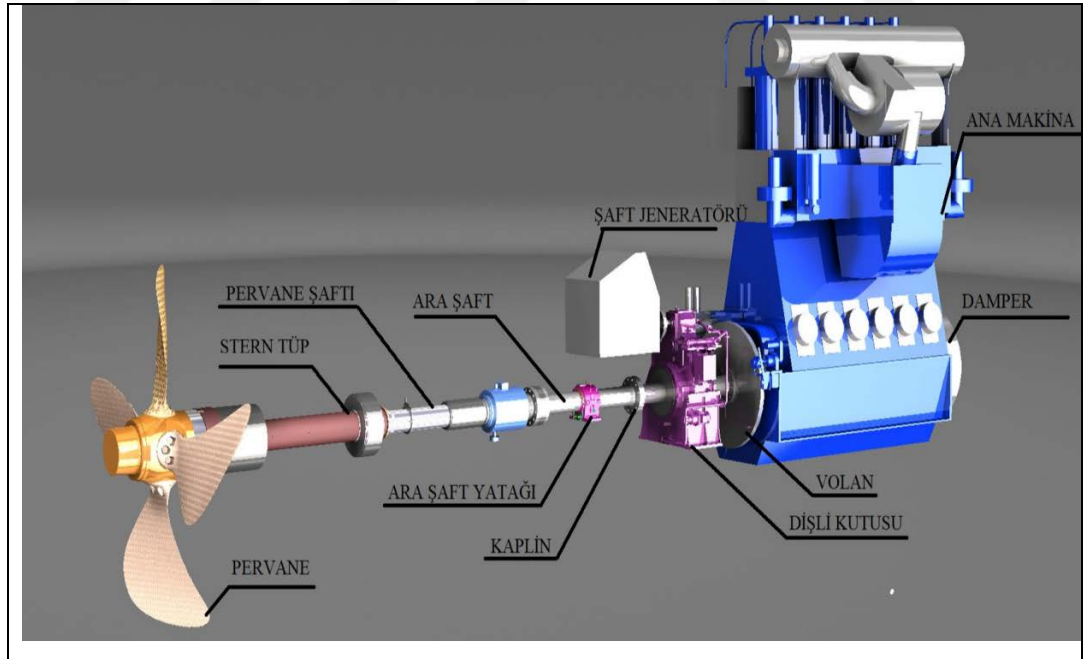
Burada önemli bir husustan daha bahsedilmesi gerekirse, Holzer tablolarında burulma doğal frekans değerlerini elde edebilmek için son kütledeki artık tork değerinin sıfır olması gerektiği belirtilmişti. Fakat bu değerın tamamen sıfır olabilmesi için çok yüksek hassasiyetlerle çözüm yapılması gerekir. Bu ise çok vakit sarfiyatına neden olacağından pratikte gereksizdir. Hızlı ve yeterli hassasiyette sonuç alabilmek için aynı sistemin adım aralıklarını küçülterek birkaç defa çözülmesi yeterlidir. Birkaç çözümden sonra adım aralıkları küçültülmesine ve artık tork değeri sıfır olmamasına rağmen elde edilen doğal frekans değerlerinin neredeyse hiç değişmediği görülecektir. İşte bu aşamada artık iterasyona son verilebilir [13].

3. GEMİ TAHRİK SİSTEMİ ELEMANLARININ TANITIMI

Gemilerde ana makine tarafından üretilen gücün pervaneye kadar aktarılmasını sağlayan itici sistemlere sevk sistemleri denir. Ana makinenin çalışması ile elde edilen dönme hareketi krank şaftı ve dişliler (reduction gear-devir düşürücü) aracılığı ile hareketini strast yatağına ve ara şafta (büyük gemilerde), stern tüpten pervane şaftı kanalı ile pervaneye iletir.

Geminin seyrüseferini sorunsuz gerçekleştirmesi pervanenin en iyi şekilde işletilmesine bağlıdır. Pervanenin döndürülmesi ise sevk sistemi elemanları ile mümkün olmaktadır. Bu elemanların tanıtılması sistem sorunlarını, özellikle de burulma titreşimlerini anlamak açısından önemli olacaktır.

Gemi sevk şaft sistemi en temel olarak ana makine, thrust yatağı, ara şaftlar, pervane şaftı (tail shaft), kovan (stern tube) ve pervaneden oluşur. Ara sistem elemanları ise şaft jeneratörleri, dişli kutusu, damperler ve kaplinler olarak sıralanabilir. Şekil 3.1'de gemi tahrik sistemi elemanları bileşenleri gösterilmiştir [21].



Şekil 3.1: Gemi tahrik sistemi elemanları.

3.1. Gemi Ana Makineleri

Gemilerin bir yerden bir yere gidebilmeleri belli bir hareket yeteneklerinin varlığını gerektirir. Pek çok deniz aracında sevk sistemi bir veya birkaç pervanenin bir enerji nakil sistemi aracılığıyla bir güç kaynağından güç almasını öngörür. Bu güç kaynağı genellikle bir dizel motoru olmakla birlikte, gaz türbini, buhar türbini veya enerjisini yine bir dizel motordan sağlayan elektrik motoru olabilmektedir. İtici gücün kaynağı çoğunlukla 2 veya 4 zamanlı içten yanmalı motorlar olup, sevk şaft sisteminin ayrılmaz elemanlarıdır.

Dizel motorlarında yakıtın kimyasal enerjisi yanma sonucu mekanik enerjiye çevrilir. Silindir içine püskürtülen yakıtın hava ile karışımı sağlanır. Bu karışım sıkıştırılıp basıncı ve sıcaklığı kendiliğinden tutuşmasını sağlayacak noktaya getirilir. Yanma olayı sonucu silindir basıncı yükselir ve piston kafasına etkiyen kuvvetin etkisiyle piston aşağı yönlü hareket eder. Pistonun silindir içindeki aşağı ve yukarı yönlü hareketi biyel vasıtasıyla krank şaftına iletilerek, mekanik enerji krank şaftının dönmesiyle elde edilir.

Gemide bulunan hareketli her parça ve makinede titreşimleri üreten en büyük kaynak dizel motorlardır. Deniz motorlarındaki titreşimler bir denge noktası etrafında periyodik veya rastgele salınımların bir sonucudur.

Harici bir elemanın doğal titreşim frekansı ana makinenin farklı mertebedeki tahrik frekanslarından biriyle çakıştığında veya makinedeki dengelenmemiş kuvvetler sebebiyle rezonans gerçekleşir.

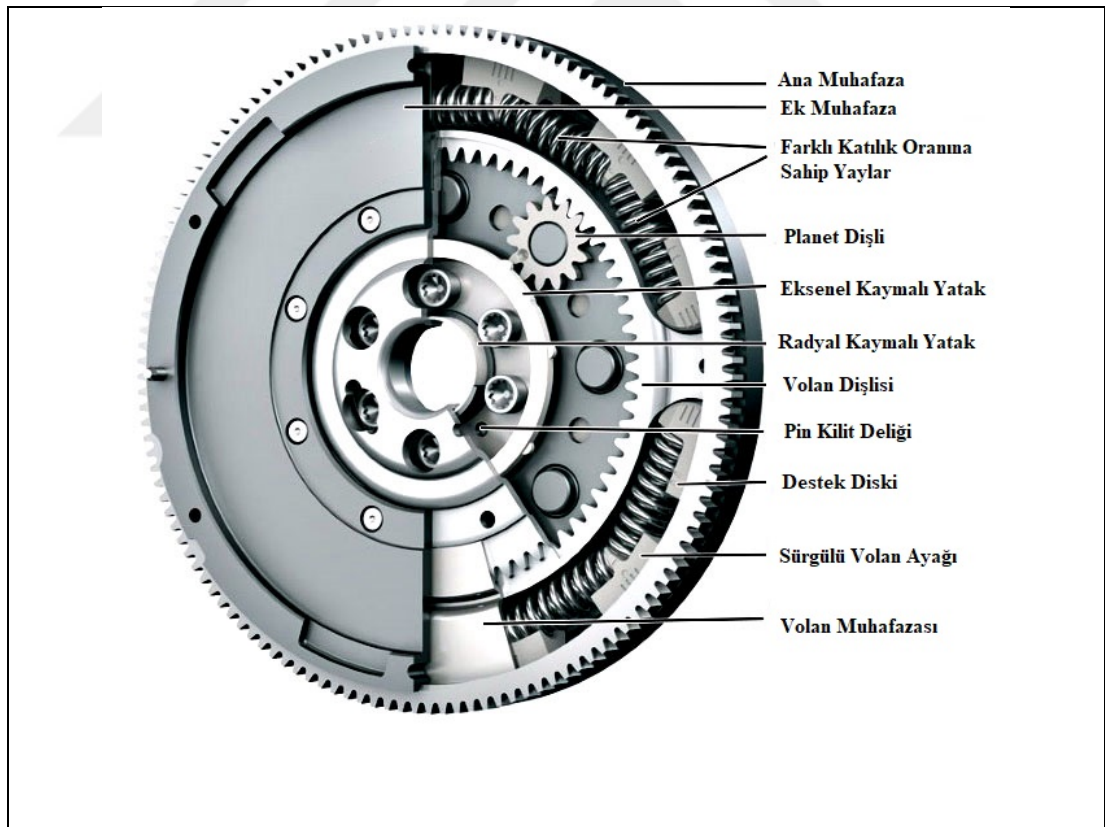
Bu tür etkiler ana makinenin iç hareketli parçalarında ciddi hasara, yapıda çatlaklara, cıvataların gevşemesine ve rulmanların emniyete alınmasına ve hasar görmesine neden olabilir. Dizel motorlarının titreşimi, temel olarak aksel ve burulma titreşimi veya her ikisinin birleşiminden kaynaklanır.

Dizellerle ilgili sorun, silindir boyutları değiştiğinde, silindir başına üretilen gücün değişmesi, ihtiyaç duyulan gücü üretmek veya gücü arttırmak için, silindirlerin eklenmesi gerekliliğinin yaratacağı sorunlardır. Silindirler eklendiğinde, krank mili uzatılmalıdır ve çok sınırlı sayıda eklemekten sonra, uzatılmış krank mili kendi kendine esnemeye ve titremeye başlar. Bu, gemi yapısının her tarafına yayılan titreşimlerin artmasına neden olur. Krank mili titreşimi, harmonik bir dengeleyici ile azaltılabilir. Bir sonraki alt başlıkta, özellikle dizel motoru titreşimlerini azaltmak için kullanılan

Damperler ve Devre kesiciler (De-tunerler) olarak bilinen önemli ekipman ve düzenlemeler hakkında bilgi verilecektir.

3.1.1. Volan

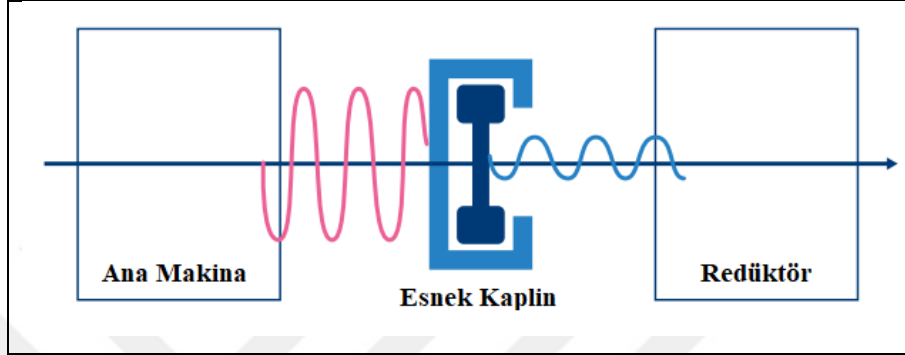
Motorun bütün devirlerinde krank şaftın düzgün ve dengeli dönüşünü sağlar. Krank şaft ile beraber statik ve dinamik dengelemesi yapılan volan krank şafta bağlanır. Volanların kullanılma nedeni, iş zamanında silindirler içinde gazlar tarafından üretilen enerjiyi depo etmek ve dört stroklu makinelerde egzoz, emme ve sıkıştırma; iki stroklu makinelerde ise sadece sıkıştırma stroku sırasında gazlar tarafından silindir içinde güç üretimi olmadığından, bu enerjiyi krank şafta vermektir. Genel olarak, hızı artmaya başladığında volan enerji toplar, hızı azalmaya başladığı sırada ise bu enerjiyi krank şafta verir. Bu bakımdan, volan kullanılmasının nedenlerinden biri de krank şaft devir sayısının sabit tutulması isteğidir [22].



Şekil 3.2: Volan genel yapısı [23].

3.2. Damperler

Damperler, adından da anlaşılacağı gibi, titreşim enerjisinin bir kısmını emerek, makinenin titreşimli bileşenlerinin salınım genliğini azaltmak veya sönümlemek için kullanılırlar.

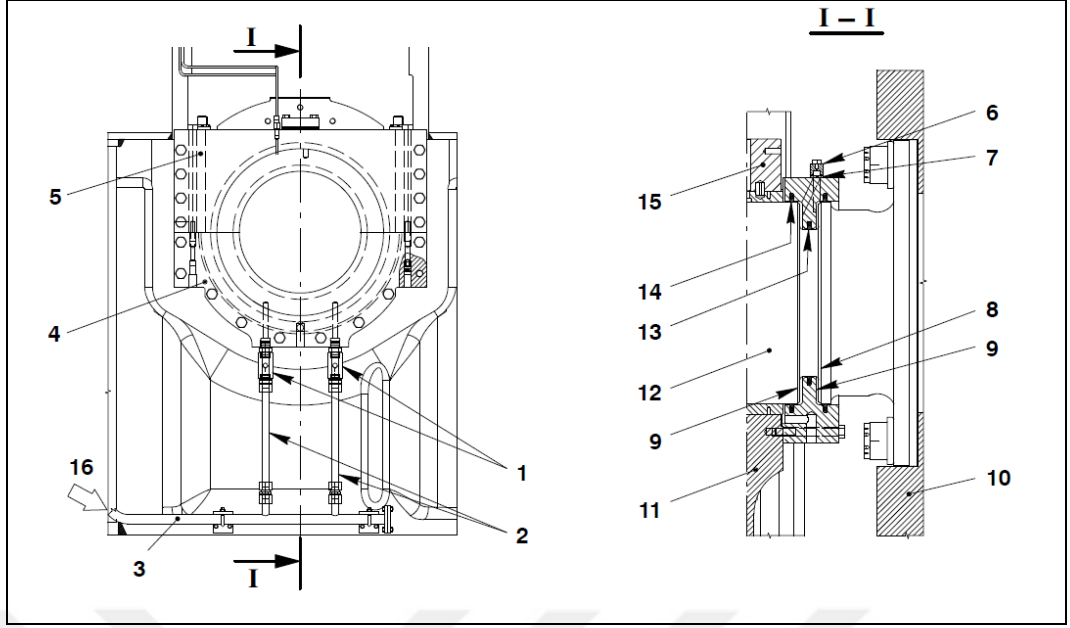


Şekil 3.3: Ana makineyi redüktöre bağlayan esnek kaplin ile burulma titreşim genliğinin düşürülmesi.

3.2.1. Eksenel Titreşim Damperi

Ana makine şaftı eksenel titreşimini, yani şaftın ileri ve geri salınımını sönümlemek için ana makine krank şaftına monte edilmiştir. Ana makinenin ön tarafında, krank şafta bağlı ve son ana yatak bitiminde, silindirik bir kasanın içine yerleştirilmiş bir sönümlenme muhafazasından oluşur. Muhafaza, küçük deliklerden beslenen yağ kanalları sayesinde her iki tarafından sistem yağı ile doldurulur. Krank şaft eksenel olarak titreştiğinde, sönümlenme kanallarının yanlarındaki yağ, gövdenin içinde, yağ kanalının bir tarafından diğerine bir kısma valfi içinden dolaşır, bu da bir sönümlenme etkisi sağlar.

Ana makine eksenel titreşim damperi, yüksek sıcaklık alarmı ve sönümlenme kanallarının her iki tarafında bulunan basınç sensörleri ile donatılmıştır. Herhangi bir yağ sızıntısı veya yağ besleme sistemi arızası nedeniyle bir taraftaki yağ basıncının ayarlanmış değerin altına düşmesi durumunda makine alarm sistemi arızalı eksenel damper ikazı verir.



Şekil 3.4: Eksenel damper örneği [24].

Tablo 3.1: Şekil 3.4'te belirtilen eksenel damper kısımları [24]

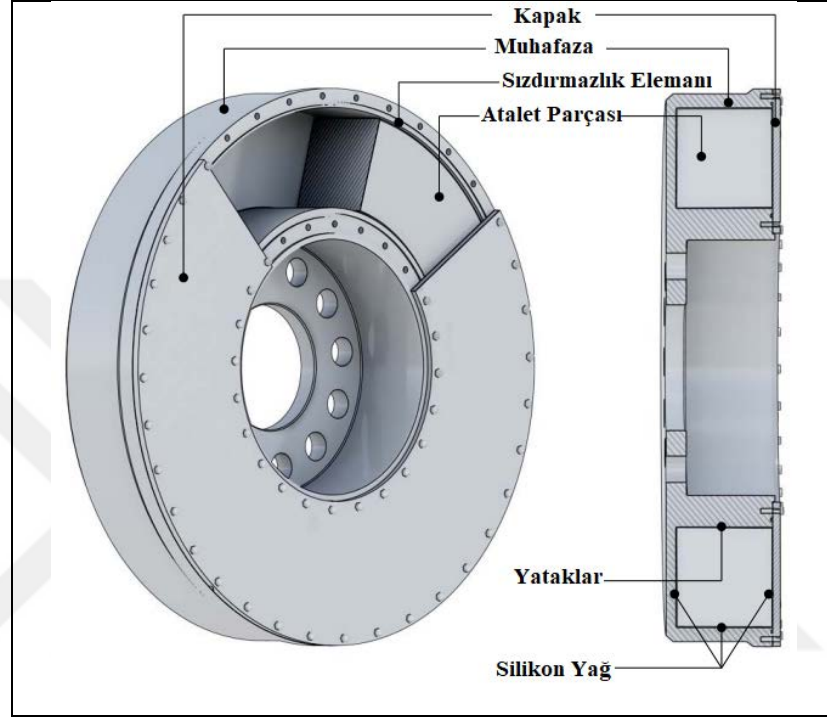
1- Geri döndürmez valf	9- Halka şeklindeki alan
2- Giriş borusu	10- Halka şeklindeki boşluk
3- Yağ borusu	11- Yatak kirişi (yatak plakasının parçası)
4- Alt silindirin yarı kısmı	12- Krank şaft
5- Üst silindirin yarı kısmı	13- Küçük sızdırmazlık halkası
6- Basınç düşürücü nozul	14- Büyük sızdırmazlık halkası
7- Orifis	15- Yatak kapağı
8- Krank şaft kanalı	16- Yağ girişi

3.2.2. Burulma Titreşim Damperi

Burulma titreşimi, ana makinenin silindirleri arasındaki güç dağılımının yer yer farklı olması durumunda piston kafasına etkiyen kuvvetin krank şaftta eşit olmayan tork darbeleri yaratması, bir uçtan diğerine yayılan krank şaft üzerinde döngü halinde oluşan bir olaydır. Bu titreşimi gemilerde sönmölemek için kullanılan damper türleri mevcuttur. Gemi ana makinalarında en yaygın olarak viskoz tip, silikon gibi yüksek

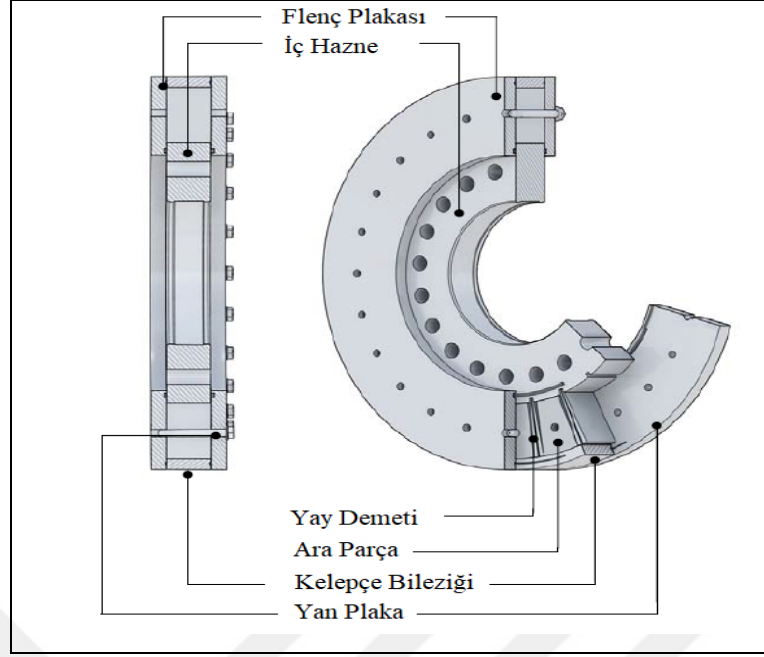
viskoziteli bir sıvı tabakası içine yerleştirilmiş krank miline bağlı bir atalet halkası içeren burulma titreşimi damperleri kullanılır. Atalet halkası dönmekte serbesttir ve gecikmeli burulma hareketinden dolayı krank miline bir gecikme torku uygular.

Krank mili döndüğünde, atalet halkası radyal yönde hareket etme eğilimindedir, ancak karşı etki titreşimi sönümleyen sıvı silikon tarafından sağlanır.



Şekil 3.5: Viskoz burulma titreşimi damperi örneği.

Yay bobinli damperler de burulma titreşimi etkisini azaltmak için ana makine üreticileri tarafından tercih edilen damperlerdendir. Bu damperlerin yapısında çelik bir yay demeti ve hidrodinamik yağ bulunmaktadır. Bu çelik yay demetleri herhangi bir sertlik değerinde üretilebilirler. İç hazne, krank milinin serbest ucuna vidalanır ve burulma titreşimlerini takip eder. Özel yapısı sayesinde damper iç kısmının ataleti küçüktür ve bu nedenle efektif dış parçanın büyük ataleti için damperin performansını ve gerekli boşluğunu büyük ölçüde etkileyen daha fazla alan mevcuttur. Çelik yay demetlerinin içinden geçmeye çalışan sıvı yağ sönümleme etkisi sağlamaktadır.



Şekil 3.6: Yay bobinli burulma titreşimi damperi örneği.

3.2.3. Devre Kesiciler

Devre kesiciler, ana makinenin titreşim frekansını azaltmak için kullanılır. Devre kesiciler boyuna titreşimleri önlemede de etkin olarak kullanıldıkları için titreşimi sönümleme görevleri önemlidir.

3.2.3.1 Yan bağlantılar

Ana makinenin dayanımını artıran, doğal frekansı çalışma aralığının ötesine yükselten ve ana makineyi üst tarafından gemi gövdesine bağlayan yapılardır. Motor titreşimini gemi gövdesine aktarmakta kullanılan destek elemanlarıdır.

3.2.3.2 Esnek Kaplin

Ana makine krank şafta bir redüksiyon dişli kutusu ile bağlanmış güç aktarım ünitesine sahipse, hareket aktarımı sırasında meydana gelen titreşimi gidermek için esnek kaplin kullanılır. Esnek elemanlar esas olarak yay veya titreşimi ayarlamak için

özel bir kauçuk malzemedir. Esnek kaplinlerin avantajları kısaca aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Ana makinada oluşabilecek tork dalgalanmalarını azaltmak,
- Burulma titreşimlerinin sönümlenmesi,
- Rezonans bulgularının azaltılması,
- Radyal, aksenal ve açısai şaft yer değiştirmelerinin dengelenmesi,
- Titreşim ve gürültü iletiminin izolasyonu.



şekil 3.7: Esnek kaplin bileşenleri.

3.3. Dişli Kutusu (Redüktör)

Kullanım alanları oldukça geniş olan redüktörler yapılarında bulunan dişli çarklar vasıtasıyla ana makine krank milinin dönme hızı ve torkunu şaft ve pervane sistemi için uygun değerlere dönüştüren sistemlerdir. Dişli kutusu bir veya birden fazla teçhizatın bağlanabildiği, çeşitli boyutlarda dişli çark çiftleri içeren, bağlandığı ana makinaya ve pervanenin çalıştığı dış ortama uygun düşürme (redüksiyon) oranlarını ve tork değerlerini sağlayabilen bir ünedir.



Şekil 3.8: Dişli kutusu.

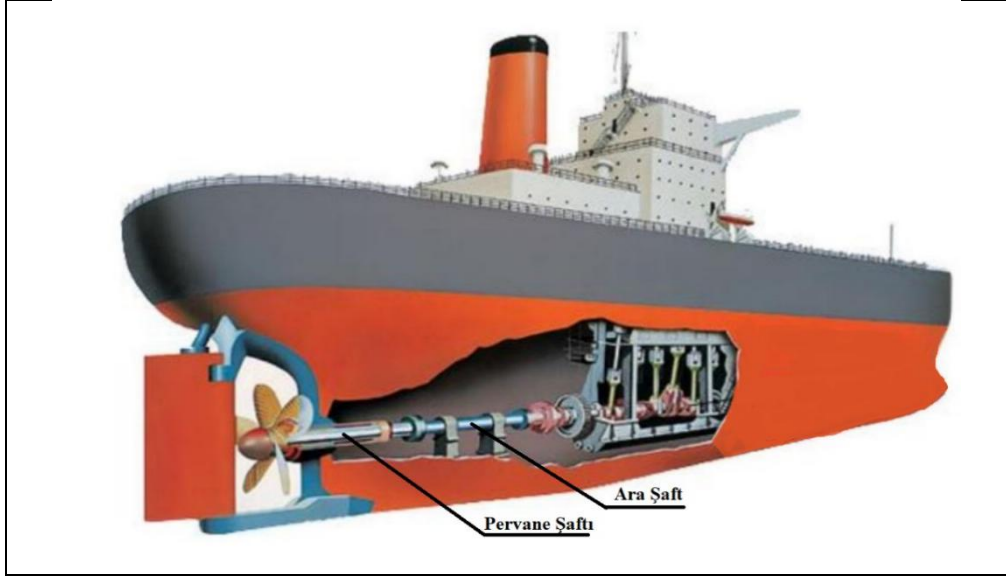
Avantajları:

- Birbirinden uzak iki elemanı ilişkilendirmeye yarar.
- Paralel ya da kesişen millerde, çeşitli güç ve devir sayılarında değişik çevrim oranlarında kullanılabilir.
- İşletme emniyeti ve kullanım ömrü yüksektir.
- Bakımları kolay ve zahmetsizdir.
- Tek bir giriş hızına karşılık çeşitli çıkış hızları elde edilmesi mümkündür.

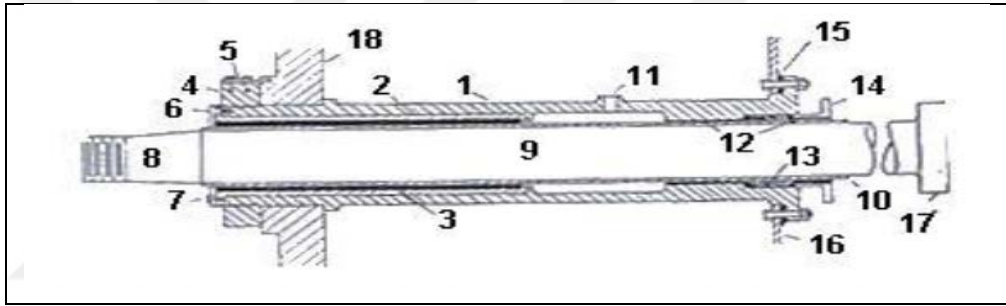
3.4. Pervane Şaftı

Pervane şaftı makine dairesi tarafındaki ucundan ara şaftlara veya doğrudan makine şaftına bağlanabilmektedir. Bu şaftın diğer ucu ise pervane göbek boyutlarına uygun olarak konik bir şekilde imal edilmiştir.

Pervane şaftı da ara şaftlar gibi takılıp sökülmelerini kolaylaştırmak amacıyla mümkün olduğu kadar kısa olmalıdır. Bu şaftın tekne içinde kalan kısmının ucunda kavrama, geminin dışında kalan ucunda ise pervaneyi taşıyan konik kısım ile pervanenin tespitini sağlayan somun için gerekli kılavuz çekilmiş kısım bulunur.



Şekil 3.9: Sevk sistemi ara ve pervane şaftı.



Şekil 3.10: Pervane şaftı bileşenleri.

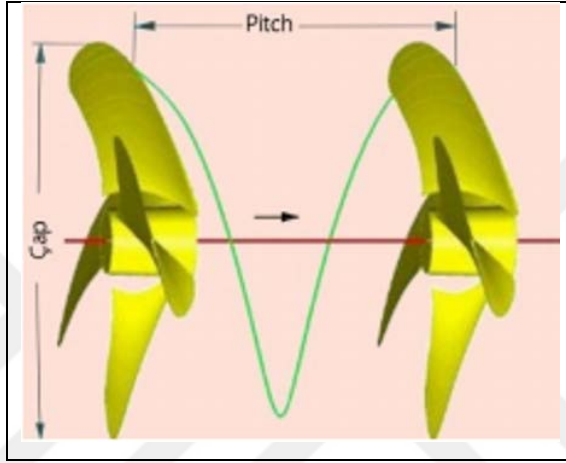
Tablo 3.2: Şekil 3.10'da gösterilen pervane şaftı elemanları.

1- Kovan	6- Taşıma çemberi	11- Su girişi	16 -Perde
2- Bronz	7- Kapak vidası	12- Piriç burç	17- Kaplin
3- Pelesenk	8- Konik bölüm	13- Salmastra	
4- Somun	9- Teyl şaft	14- Glend	
5- Koruyucu	10- Prinç layner	15- Ağaç layner	

Pervane şaftının konik uç kısmına diş çekilmiştir. Pervane bu konik kısma yerleştirildikten sonra büyük bir somun ile emniyete alınır. Pervane göbeği pervane şaftının konik kısmına geçirildikten sonra iyice ısıtılarak genişletilen büyük bir somun soğutulularak büzüşen pervane şaftının kılavuz çekilmiş ucuna vira edilir.

3.5. Pervaneler

Döner bir milin üzerine yerleştirilmiş, uygun bir hidrodinamik biçim verilmiş palalardan oluşan, itme veya çekme gücü sağlayan aygıtlara pervane denir. Gemicilikte bir katının içinde pervanenin ekseni etrafında bir tur dönmesi ile, bir vida gibi, kanat uçlarının aksenal yönde ilerleme mesafesine hatve denir. Bir sıvı içinde dönen pervanenin hatvesi kayma sebebiyle azalır.



Şekil 3.11: Pervane hatvesi.

3.5.1. Pervane Çeşitleri

Pervaneler bazı teknik değerler ve gemi arkasındaki akış şartlarına göre tasarlanır. Buna rağmen yine de bazı düzensizlikler ile karşılaşılabilir. Buna göre itme kuvvetini, manevra kabiliyetini ve verimini artırmak, kavitasyonu azaltmak vs. için değişik pervane sistemleri geliştirilmiştir.

3.5.1.1 Sabit Kanatlı Pervaneler

Sabit kanatlı pervaneler kanatları göbeği ile birlikte yekpare dökülen veya pervane kanatları saplamalarla göbeğe tutturulan pervane çeşitleridir. Çoğunlukla gemilerde bu tür pervaneler kullanılır. Genel olarak pervanelerde en az 2 kanat, en fazla 7 kanat kullanılır.

3.5.1.2 Değişken Hatve Açılı Pervaneler

Bir pervanenin hatve açısı, pervane eksenini etrafında alınan bir silindirik kesitte kanat profili basınç tarafını yalayan hatve doğrultusu ile pervane dönme yönü arasında kalan açıdır. Genellikle pervaneler tasarlanırken, hatve radyal konumla değişmeyecek tarzda, göbekten uca doğru gittikçe hatve açıları azaltılarak burulurlar. Pervane göbeği üzerindeki hidrolik pistonlar yardımıyla, pervane kanatlarını uzunlamasına eksenleri etrafında döndürerek hatve açısını değiştiren ve böylelikle şaftın devir hızını değiştirmeden, gemi hızını istediğimiz gibi ayarlayabilmemizi ve şaftın dönüş yönünü değiştirmeden tornistan yapabilmemizi sağlayan, gemilerde sık kullanılan pervanelere hatve açısı kontrollü veya değişken hatve açılı pervaneler denir. Sabit kanatlı bir pervane ana makinenin sağladığı gücü belirli bir yükte en iyi verimle kullanabilmesine karşın, hatve kontrollü bir pervane değişen yüklerde de yüksek verimde çalışmaya imkân verir. Bu tip pervanelerde tornistan yapma olanağı da vardır. Kontrol edilebilir hatveli pervanelerin avantajları ve dezavantajları kısaca şöyle sıralanabilir:

3.5.1.2.1 Avantajları

- Çok iyi hızlanma, ivmelenme, durma ve manevra kabiliyeti,
- Sabit itiş kabiliyetinin her yükleme şartı altında elde edilebilmesi,
- Pervane hatve açısının değişimi ile gemi hızının pervane dönme hızı değiştirilmeksizin ayarlanabilmesi.

3.5.1.2.2 Dezavantajları

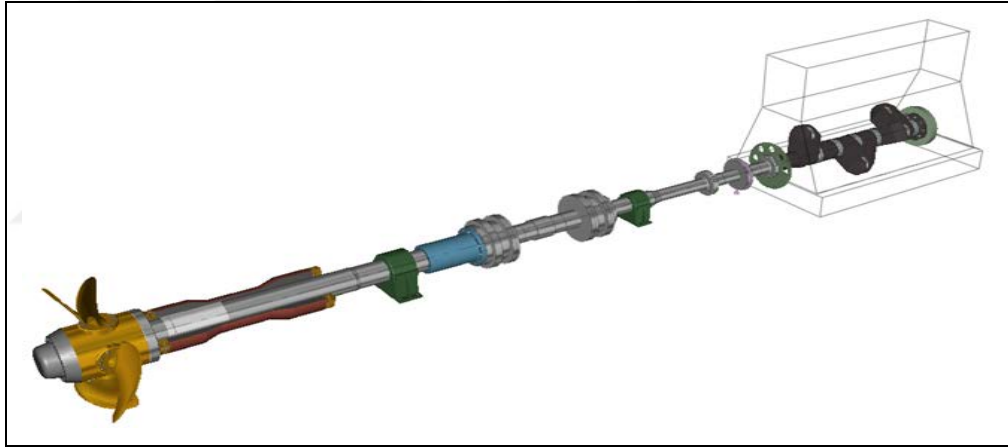
- Çok karmaşık yapıdadırlar.
- İmalat masrafları yüksek olmaktadır.
- Değişken itki koşullarında kanat yüzeylerinde ve göbeğinde kavitasyon problemleri ortaya çıkabilir.
- Daha fazla bakım ve onarım istemektedir.

3.6. Ana Makine Güç Nakil Yöntemleri

Ana makinada üretilen gücün pervane veya su jetine iletilmesi gerekir. Güç iletimi (=transmisyon) aşağıdaki üç yöntemden biri uygulanarak gerçekleştirilir.

3.6.1. Doğrudan Tahrik

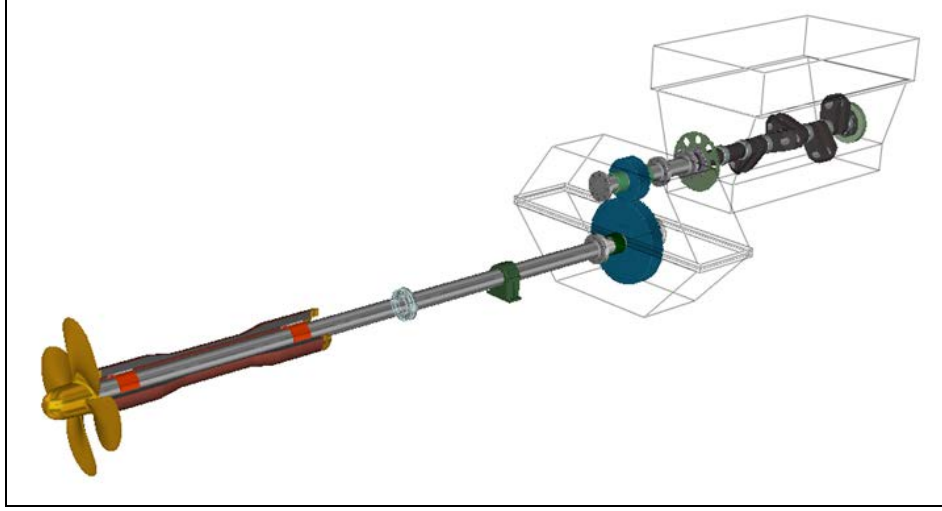
Doğrudan tahrikte ana makine bir şaft vasıtasıyla doğrudan pervaneye bağlanır. Genelde düşük devirli dizel motorlarda doğrudan tahrik kullanılır. Şayet gemide pervane yerine su jeti kullanılıyorsa orta devirli dizeller de sistemi doğrudan tahrik edebilir. Şayet sabit hatveli pervane kullanılıyorsa bütün manevralar, yani hız düşürme ve geri hareket, makine hızı ve devir yönü değişimi ile gerçekleştirilir.



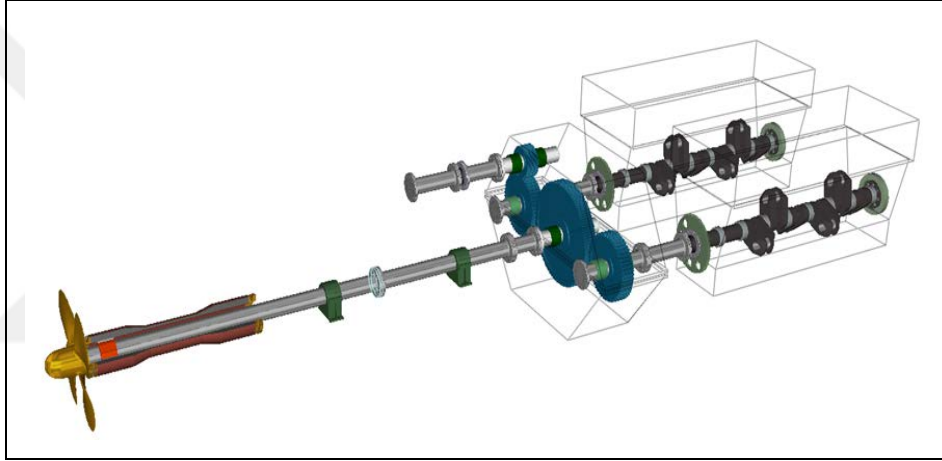
Şekil 3.12: Doğrudan tahrik sistemi.

3.6.2. Dişli ile Tahrik

Bu tür sistemde pervane devri ile makine devri farklı olduğundan (genelde makine devri çok daha yüksek olduğundan) bir dişli kutusu ile devir dönüşümü sağlanır. Dişli kutusu makine devir yönü değişmeden pervane dönüş yönünü değiştirebilecek şekilde de dizayn edilebilir. Dolayısıyla sevk sistemi makine, dişli kutusu, şaft ve pervaneden oluşur.



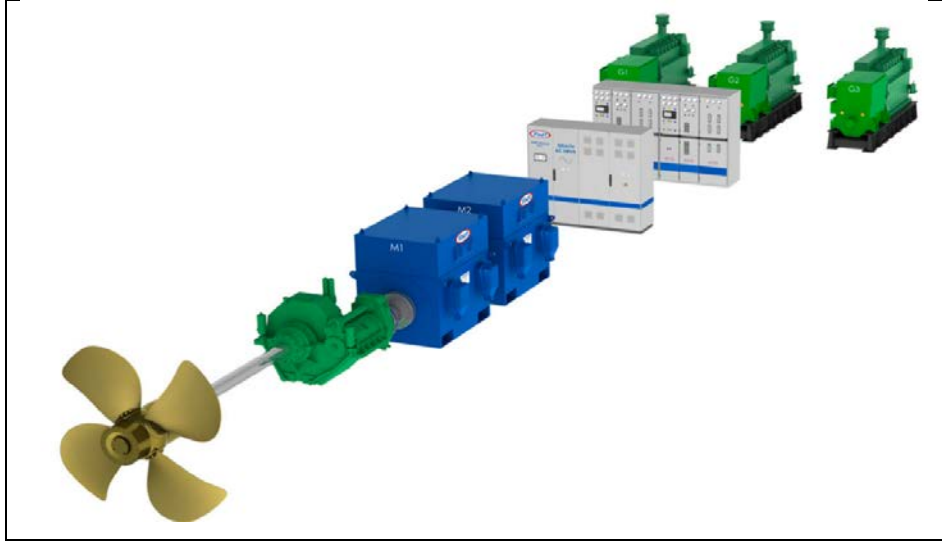
Şekil 3.13: Tek kademeli dişli çark sistemi ile tahrik.



Şekil 3.14: Çok kademeli dişli çark sistemi ile tahrik.

3.6.3. Elektrikli Tahrik

Bu sistemde dizel motorlar jeneratörleri tahrik ederek elektrik üretir ve pervane ile ana makine arasında doğrudan bir mekanik ilinti yoktur. Pervane bir elektrik motoru yardımıyla çevrilir. Gemi sevk gücü ve diğer enerji taleplerinin elde edilen elektrik enerjisi ile karşılanması ve yeterince yedekleme olduğundan güç kesintisinin söz konusu olmaması bu sistemin avantajlarıdır. Ayrıca doğrudan mekanik ilinti olmadığından makine dairesi gemi kıçı yerine başka bir yerde, mesela başta olabilir.



Şekil 3.15: Elektrikli tahrik sistemi.

4. SHAFT DESIGNER PROGRAMININ TANITILMASI

Shaft Designer, her türlü shaft tasarımı uygulamasını tek bir CAE paketi ile sorunsuz bir şekilde bir araya getiren sonlu elemanlar yöntemi, FEM, tabanlı bir yazılımdır. Tek bir model kullanarak shaftın layna alınması, aksenal titreşim, dönme titreşimi ve burulma titreşimi hesaplarını yapar. Üç boyutlu olarak sevk sisteminin temel bileşenleri için temel model tasarımı sağlamaktadır. Yazılım, serbest ve zorlanmış titreşim hesaplamaları sağlar. Her titreşim türü için serbest titreşim hesaplamasının ana sonucu olarak sistemin doğal frekanslarını, mod şekillerini, Campbell diyagramını ve rezonans tablosu biçiminde rezonans hızlarını belirler [9].

Shaft Designer ile burulma titreşimi hesabı, TVC, prosedürünün ana hatları

- i) TVC analizi için veri toplayın.
- ii) Shaft sevk sistemi için çalışma modlarının listesini tanımlayın.
- iii) Kütle-elastik sistemi oluşturun.
- iv) Düğüm noktaları ve elemanların genel özelliklerini ayarlayın.
- v) Pervane özelliklerini ayarlayın.
- vi) Ana makina özelliklerini ayarlayın.
- vii) Daha önce oluşturulan kütle elastik sistemi kopyalayıp düzenleyerek geri kalan kütle-elastik sistemleri çalışma modları listesine göre oluşturun.
- viii) TVC kabul kriterlerini belirleyin.
- ix) TVC'yi hesaplayın.
- x) Hesaplama raporları oluşturun.

4.1. Burulma Titreşimi Analizi İçin Temel Veri Bilgileri

Burulma titreşimi hesaplamalarının güvenli bir şekilde yapılması, giriş verilerinin eksiksizliğine ve doğruluğuna bağlıdır. Uygun ve doğru bir hesaplama yapmak için Tablo 4.1'de belirtilen sevk sistemi eleman bilgileri mevcut olmalıdır.

Tablo 4.1: TVC temel bilgileri.

Sevk Sistemi Elemanı İsmi ve Bilgileri	TEDARİK TÜRÜ
Ana Makine Bilgileri	
Tipi	Makine imalatçısı
MCR (Maksimum sürekli güç), kW	
Maksimum sürekli güçte makine hızı, rpm	
Ana makine ortalama indike veya etkin basıncı (MIP, MEP), MPa/bar	
Silindir sayısı	
Yanma sırası veya yanma açısı	
Silindir çapı, mm	
Piston stroku, mm	
V motor için sıralar arasındaki açı, derece	
Biyel kolu uzunluğu, mm veya krank/biyel oranı λ	
Krank pimi veya muylu (journal) çapı, mm	
Krank şaft malzemesi için çekme dayanımı, Mpa	
Piston kütlesi, kg	
Normal mod için harmonik katsayıları ve faz tablosu	
Kütle-elastik sistem karakteristik özellikleri	
Mutlak ve bağıl sönümleme verileri	
İki motorlu kurulum için Master ve Slave motorlar arasındaki faz açısı	
Hatalı yanma modu için veriler <ul style="list-style-type: none"> • Kabul edilebilir güç, kW • Kabul edilebilir hız, rpm • MIP (MEP), MPa • Harmonik katsayılar ve faz tablosu 	
Damper	
Tipi, üreticisi	Damper üreticisi
Muhafaza parçasının kütle atalet momenti, kgm ²	
İç parçanın kütle atalet momenti, kgm ²	
Burulma katılığı, Nm/rad	
Bağıl burulma sönümleme katsayısı, Nms/rad	

Tablo 4.1: TVC temel bilgileri devamı.

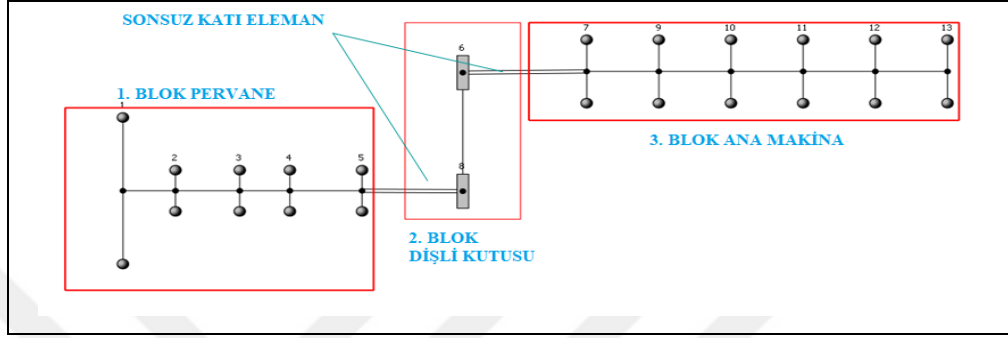
Sevk Sistemi Elemanı İsmi ve Bilgileri	TEDARİK TÜRÜ
Esnek Kaplin	
Tipi, üreticisi	Esnek kaplin üreticisi
Kütle atalet momenti, kgm^2	
Burulma katılığı, Nm/rad	
Bağıl burulma sönümlenme katsayısı, Nms/rad	
Dişli kutusu (redüktör)	
Tipi, üreticisi	Dişli kutusu üreticisi
Kütle-elastik sistem karakteristik özellikleri	
Dişli indirgeme oranı	
Dişli şaftının çekme dayanımı, MPa	
Şaft	
Şaft şematik gösterimi	Şaft Tasarımcısı
Pervane ve ara şaftın çekme dayanımı, MPa	
Pervane	
Çap, mm	Pervane Tasarımcısı
Pervane hatvesi, mm	
Genişlik alan oranı	
Kuru pervanenin polar atalet momenti, kgm^2	
Sevk sistemine bağlı diğer ekipmanlar	
TVC için önemli olan ekipmanın özellikleri	Ekipman üreticisi

4.2. Şaft Sevk Sistemi İçin Çalışma Modları Listesinin Tanımlanması

Sevk sistemi karmaşık bir yapıda olabilir. Bir makine birden fazla güç aktarma organına sahip olabilir ve çeşitli kombinasyonlarda çalışabilirler. Bu nedenle tüm olası durumlar modellenmelidir. Normal çalışma modlarının yanı sıra, klas kuruluşu gerekliliklerine göre hatalı ateşleme modlarını da doğrulamak zorundadır. Genellikle hatalı ateşleme modu incelenirken bir silindirin ateş almadığı hareket modu incelenir.

4.3. Kütle-Elastik Sistem Modelinin Oluşturulması

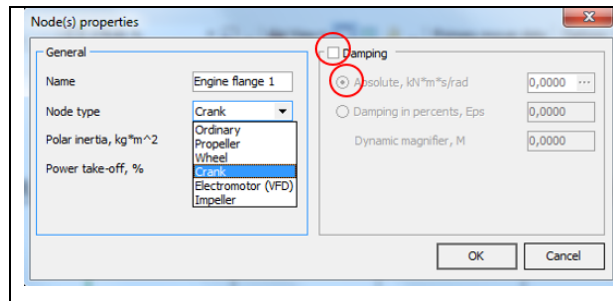
Shaft Designer programı ile kütle-elastik sistemin oluşturulması için birkaç seçenek vardır. Fakat başlangıçta kütle-elastik editörü kullanılarak üçlü blok sistemi oluşturulmalıdır. Bu üçlü blok sistemi Şekil 4.1’de ifade edilmiştir.



Şekil 4.1: Üçlü blok kütle-elastik sistem yapısı.

4.4. Düğüm Noktaları ve Elemanların Özelliklerinin Ayarlanması

Her bir düğüm noktası için özelliklerin programa tanımlanması gerekmektedir. Bazı model özellik değerleri ve hesaplama seçenekleri varsayılan olarak otomatik ayarlanabilir. Tasarımcı projesinin tamamına veya o andaki hesaplama amacına uygun olarak bir kısmını ayarlamalıdır. Model tasarımı daha sonra genel özellikler girilerek kolaylıkla gerçekleştirilebilir. Bu kısımda ilgili nod ismi, tipi, polar kütle atalet momenti, maksimum aktarılan güç gibi değerler programa girilir.



Şekil 4.2: Düğüm nokta(ları) özelliklerinin yazılıma girilmesi.

MAN ve DNV tavsiyelerine göre ana makine parçalarının sönümlenmesi.

Tablo 4.2: Ana makine elemanlarının bağıl yüzde sönümlenme ve dinamik yükseltme değerleri.

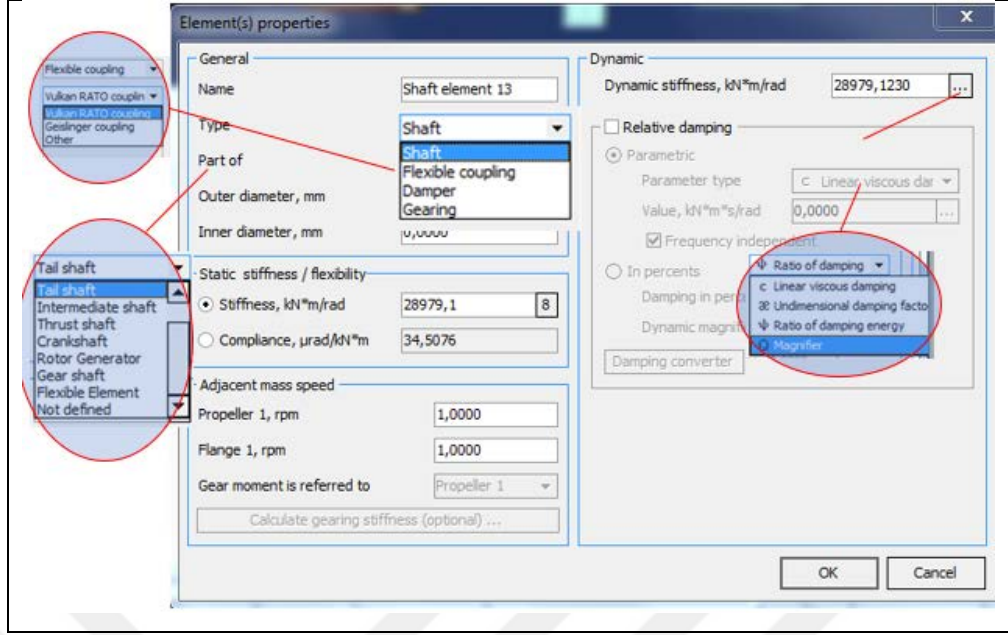
Makine Parçaları	ε [%] (MAN)	M (DNV)
Silindir	0,85	70
Dönen Volan	0,50	N/A
Ayarlama Volanı	0,50	N/A
Krank	1,00	50

Şayet bir silindirin mutlak sönümlenme katsayısı, K, kNs/(mm³.rad) biriminde belirlenmişse, aşağıdaki formül ile Nms/rad biriminde hesaplanabilir.

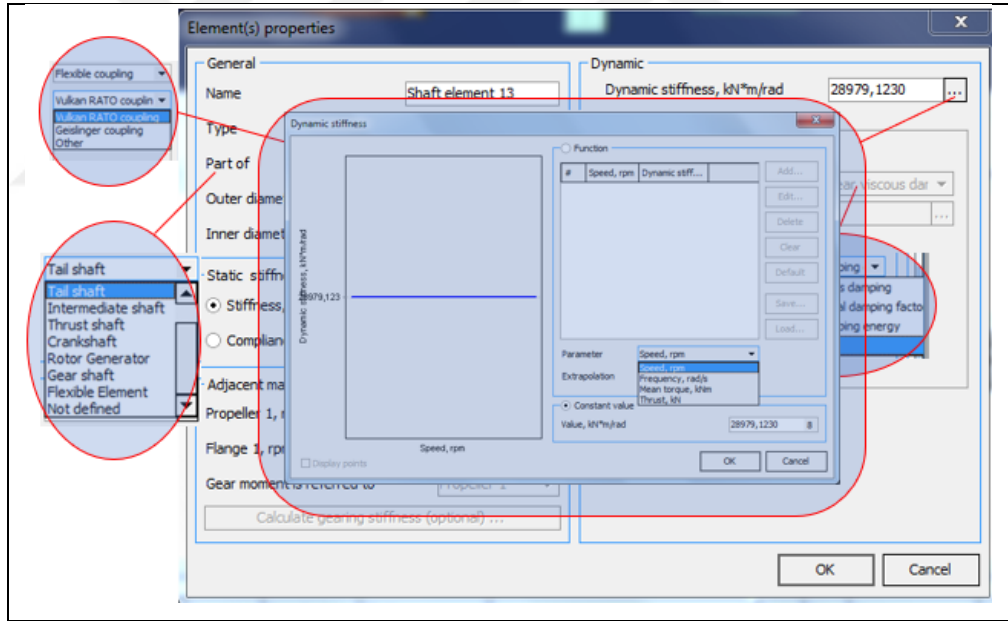
$$C = K \cdot \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot R^2 \cdot 10^{12} \text{ Nms/rad} \quad (4.1)$$

Burada d silindir çapı, R krank yarıçapıdır.

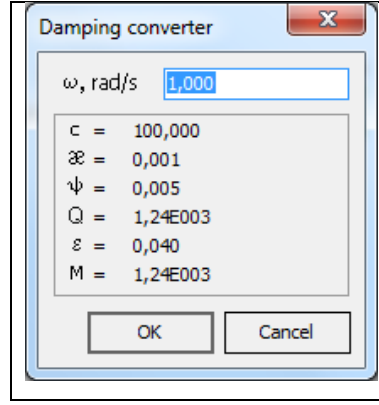
Her bir sistem elemanının genel özelliklerinin ayarlanması için Şekil 3.3'te belirtilen sistemin, öncelikle genel özellikleri tanımlanmalıdır. Elemanın ismi, tipi (şaft, esnek kaplin, damper veya dişli gibi seçenekler), elemanın hangi özelliği taşıdığı (örneğin yazılımda tip olarak şaft belirtildi ise parçalarımız pervane şaftı, ara şaft, strast şaftı, krank şaft, rotor jeneratör, dişli şaft gibi olmalıdır), iç ve dış çapları belirtilmelidir. Elemanın burulma katılık veya esneklik değeri, k veya e, hıza bağlı dinamik katılığı tanımlanır, damper tipi ve bağıl sönümlenme katsayısı parametrik veya kritik sönümlenme yüzdesi olarak girilir. Bu amaçla sönümlenme dönüştürücü modülüyle hesaplamalar yapılabilir.



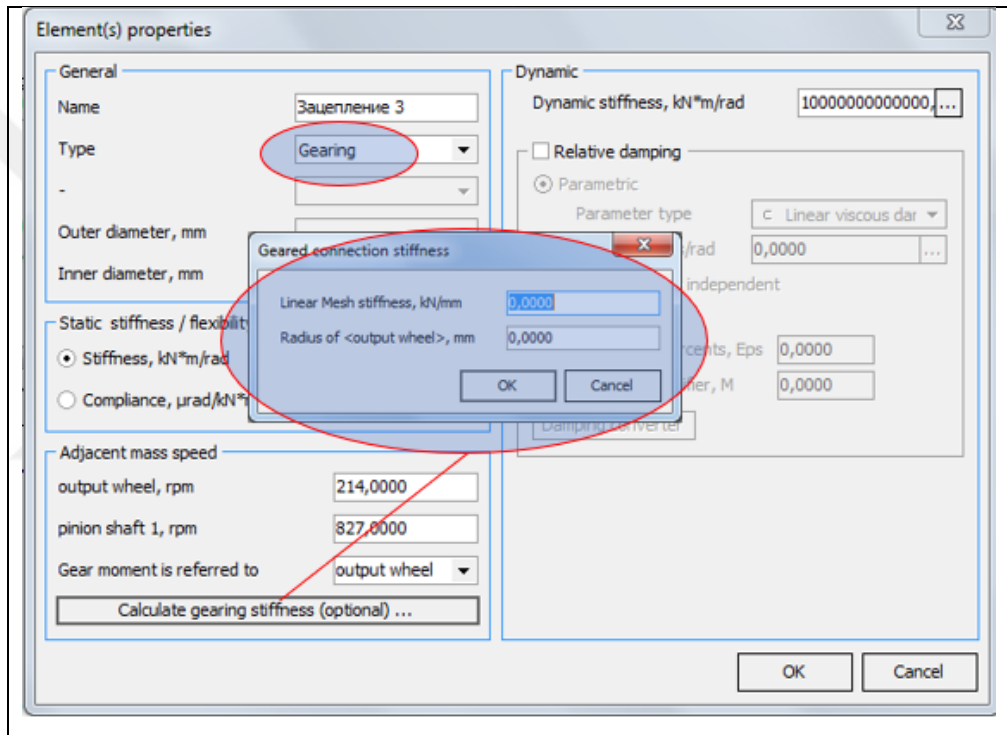
Şekil 4.3: Eleman(ların) geometrik, katılık, esneklik ve sönümleme özelliklerinin yazılıma girilmesi.



Şekil 4.4: Elemanın dinamik katılık değerinin yazılıma girilmesi.



Şekil 4.5: Elemanın sönümlenme değerinin hesaplanması.

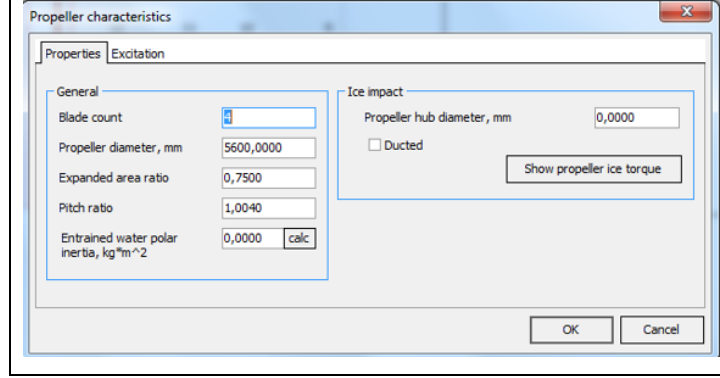


Şekil 4.6: Dişli eleman parametre değerlerinin yazılıma girilmesi.

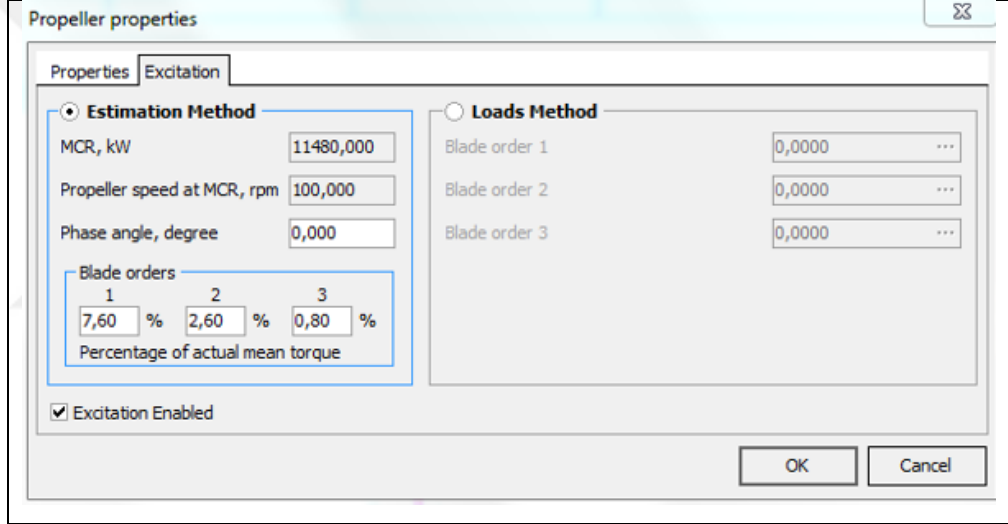
4.5. Pervane Özelliklerinin Ayarlanması

Yazılıma pervane ile ilgili verilerin girilmesi için iki pencere kullanılacaktır. Birinci pencerede pervanenin genel özellikleri; kanat sayısı, pervane çapı, alan genişleme oranı, hatve oranı, pervanenin sürüklediği suyun polar kütle atalet momenti ve şayet gemi buzlu denizler için üretilecekse pervane göbek çapı ile buzun pervaneye uyguladığı tork girilir. İkinci pencerede ise pervane tahrik parametreleri; maksimum

sürekli güç, dönme hızı, faz açısı ve kanat tahrik mertebeleri gerçek ortalama torkun yüzdeleri olarak girilir.



Şekil 4.7: Pervane geometrik ve performans parametrelerinin yazılıma girilmesi.



Şekil 4.8: Pervane tahrik parametrelerinin yazılıma girilmesi.

Pervanenin sönümleme parametreleri aşağıdaki formüllerle hesaplanır:

$$Ker\ Wilson\ c_p = 196.2 \cdot D^4 \cdot \frac{A_e}{A_o} \quad (4.2)$$

$$Archer\ c_p = A \cdot \frac{30}{\pi} \cdot \frac{P_{p0}}{n_{p0}^3} \cdot n_p \quad (4.3)$$

$$Dien - Schwanecke\ c_p = \frac{\rho \cdot \omega}{\pi} \cdot D^5 \cdot \left(\frac{P}{D}\right)^2 \cdot \frac{A_e}{A_o} \cdot 0.0231 \quad (4.4)$$

$$MAN\&BW \varepsilon = 5.0 \% \quad (4.5)$$

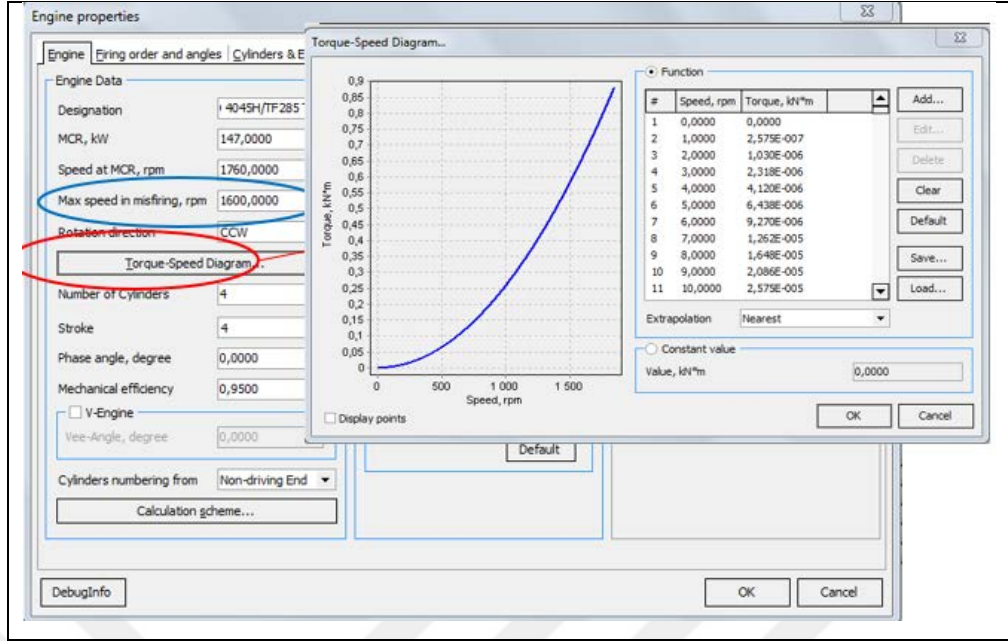
Yukarıda D pervane çapı, $\frac{A_e}{A_o}$ alan genişleme oranı, A Archer çarpanı (25 ÷ 35), n_{p0} ve n_p sırasıyla pervane nominal ve çalışırken dönme hızı, ρ deniz suyu özgül kütlesi, ω pervane açısal hızı, $\frac{P}{D}$ ise pervane hatvesinin çapına oranıdır.

4.6. Ana Makine Özelliklerinin Ayarlanması

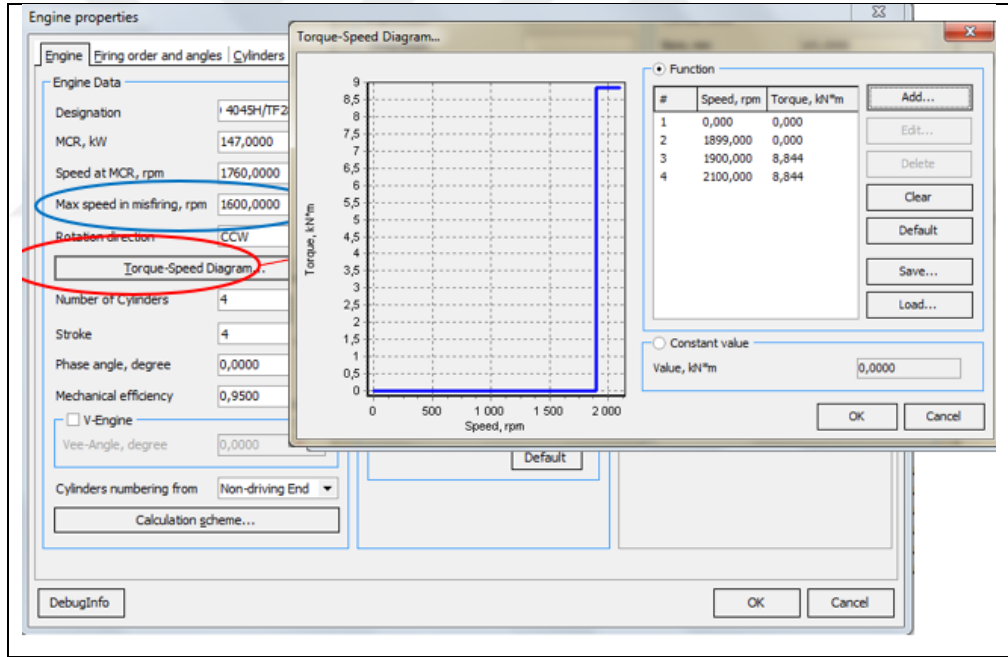
Ana makineye ait özellikler yazılıma tanımlanırken öncelikle ana makineye ait maksimum sürekli güç, hız, hatalı yanma durumu için maksimum hız, krank mili dönme yönü, silindir sayısı, motor tipi (2 veya 4 zamanlı), faz açısı, makinenin mekanik verimi, ana makine piston diziliş tipi (line veya V-motor), silindir sıralamasının makinenin hangi ucundan başladığı, silindir ve pistonu ait geometrik boyutlar (çap, strok, biyel kolu uzunluğu), gidip-gelme hareketi yapan kütle, normal ve incelenen hatalı yanma modu için ana makine frenleme ortalama etkin basınç değerleri, BMEP, gibi veriler programa girilir.

Jeneratör sistemleri gemi tahrik sistemlerinin aksine hız modunda değil, yük modunda çalışır. Motor devri neredeyse sabittir.

Şekil 4.9: Ana makine genel özelliklerinin yazılıma girilmesi.

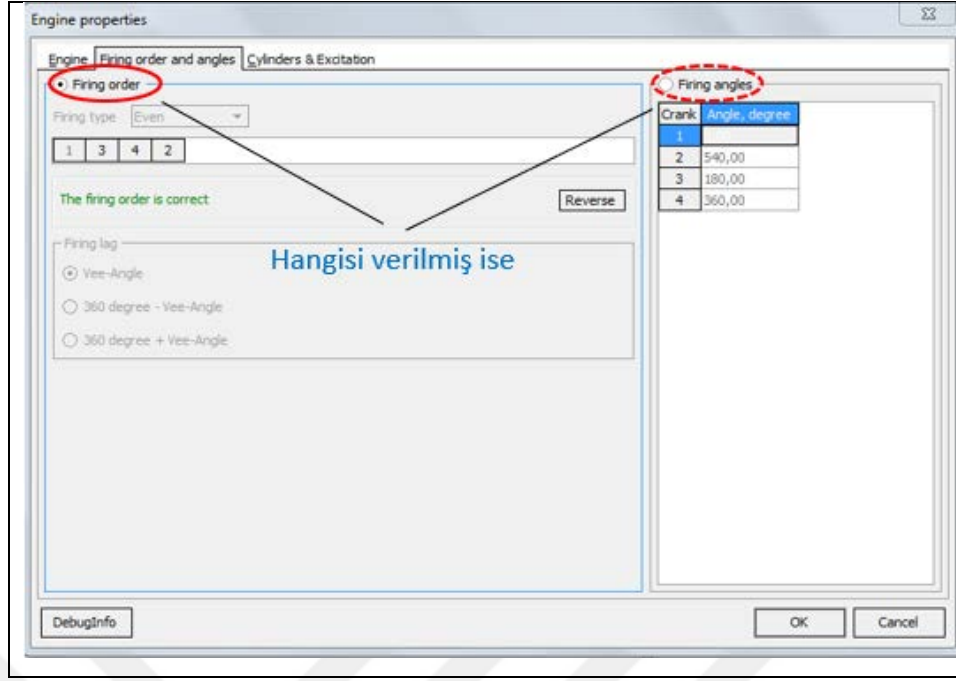


Şekil 4.10: Ana makine tork-hız grafiğinin yazılıma girilmesi.



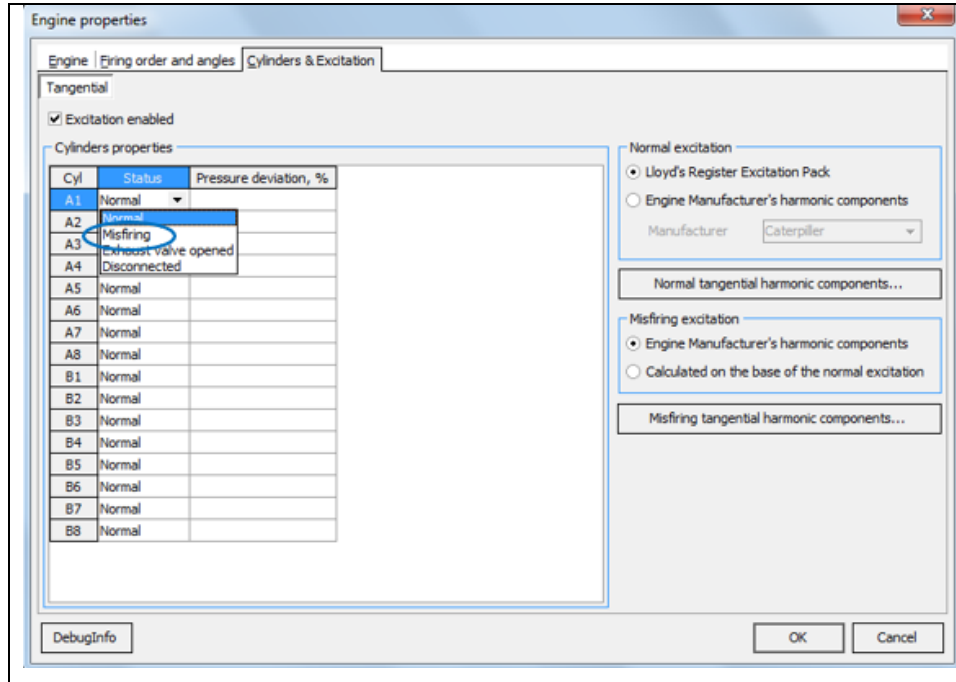
Şekil 4.11: Sabit devirde çalışan jeneratörü tahrik eden ana makinenin tork ve hız değerlerinin yazılıma girilmesi.

Yazılımın ateşleme sırası ve ateşleme krank açısı kısmında, makine üreticisinin verdiği bilgiler doğrultusunda silindirlerin ateşleme sırası ve ateşleme krank açıları girilir.



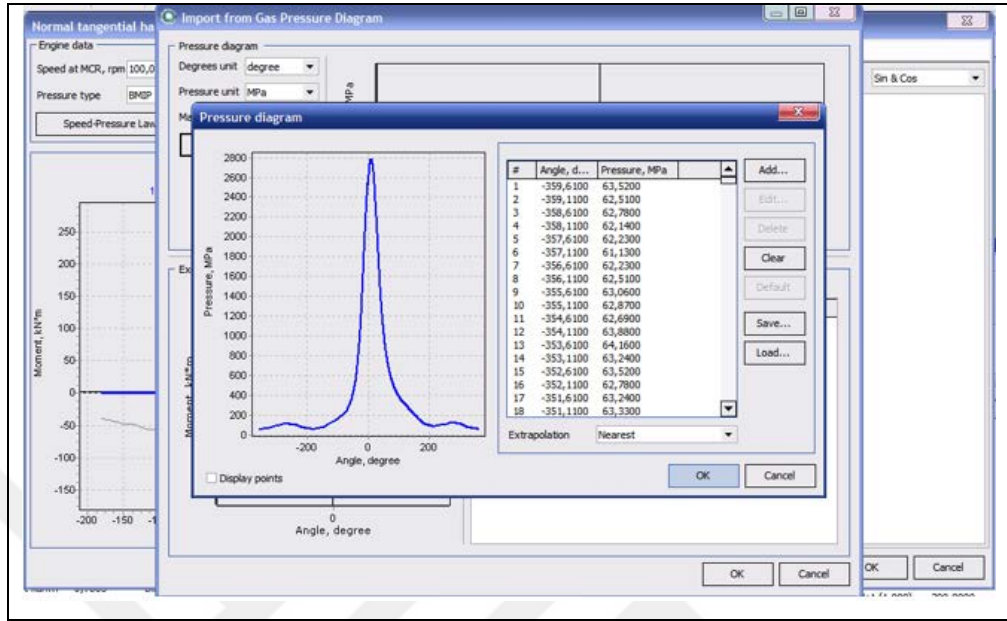
Şekil 4.12: Ana makine silindirleri ateşleme sırasının ve ateşleme krank açılarının yazılıma girilmesi.

Bir silindirde hatalı yanma durumu incelenirken, ana makine özellikleri penceresinde, silindirler ve tahrik sekmesinden herhangi bir silindir seçilerek, ateşleme hatasının sebebi (hatalı yanma, egzoz valfinin açık olması gibi) belirtilir.

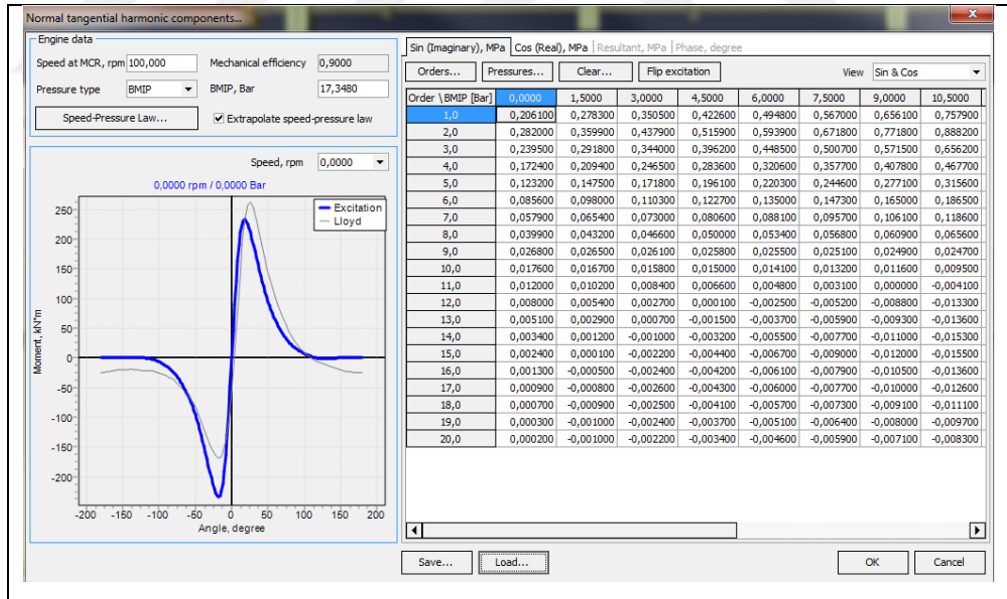


Şekil 4.13: Ana makineye ait bir silindirde yanma hatasının yazılıma girilmesi.

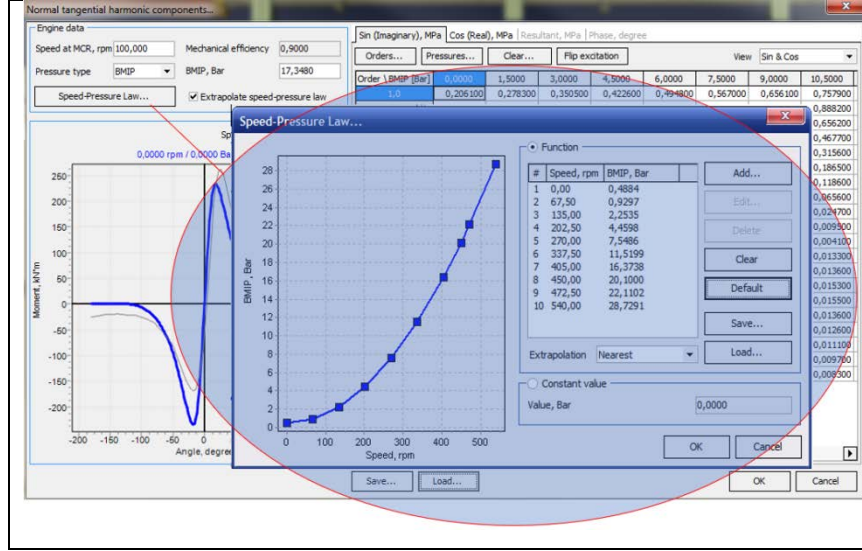
Silindir ve uyarım penceresinden, gaz harmonik düzenleyicisine girilir ve ana makinenin gaz basıncı-krank açısı diyagramı getirilir.



Şekil 4.14: Ana makine silindir gaz basıncı-krank açısı diyagramı.



Şekil 4.15: Ana makine silindir tork-krank açısı diyagramı ve çeşitli frenleme ortalama etkin basınç, BMIP, değerleri için farklı mertebelerdeki tork harmoniklerinin hesaplanması.



Şekil 4.16: Ana makine frenleme ortalama indike gaz basıncı, BMIP-krank dönme hızı diyagramı.

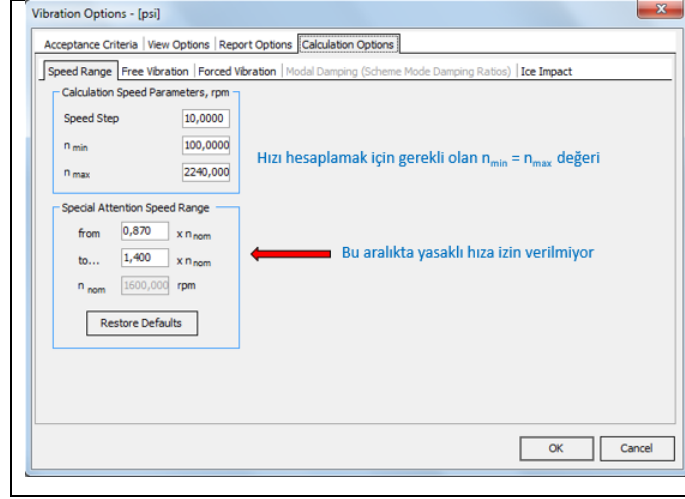
4.7. Serbest Titreşim Parametrelerinin Ayarlanması

Serbest titreşimde önce aşağıdaki hesaplar yapılır.

- Sistemin doğal sönümsüz frekansları,
- Sistemin doğal mod şekilleri.

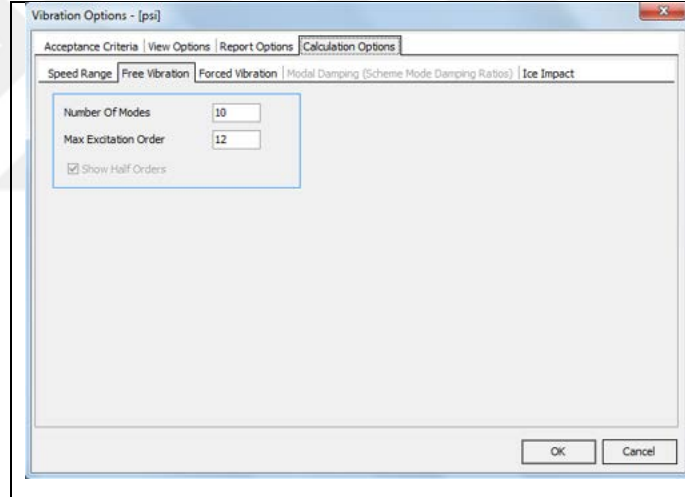
Daha sonra, sistemin doğal sönümsüz frekansları ile ana makine ve pervane tahrik momentlerinin değişik mertebeler için harmonik tahrik frekansının devir sayısına göre değişim doğruları frekans-devir sayısı grafiğine çizilerek Campbell diyagramı (Girişim diyagramı) çizilir.

Serbest titreşim için, titreşim seçenekleri, hesaplama seçenekleri kısmından dönme hız aralığı ayarlanır.



Şekil 4.17: Serbest titreşim için dönme hız aralığının ayarlanması.

Titreşim seçenekleri, hesaplama seçenekleri kısmından serbest titreşim için, hesaplanacak mod sayısı ve maksimum tahrik mertebesi ayarlanır.



Şekil 4.18: Serbest titreşim için hesaplanacak mod sayısı ve maksimum tahrik mertebesinin yazılıma girilmesi.

Bu ayarlamaların ardından serbest titreşimi hesaplamak için “F9” tuşuna basılır veya “Yürüt (Execute) menüsünden “Serbest Titreşim” ögesi seçilir. Hesaplama sonuçlarını görmek için “F6” tuşuna basılır ve “Proje Yöneticisi” paneli açılarak “Sonuçlar” penceresinden belirli bir duruma ilişkin rapor sonucuna tıklanır.

Serbest titreşim hesaplama raporu aşağıdaki bilgileri içerir:

- i) Campbell diyagramı,

- ii) Sönümsüz doğal frekanslar tablosu,
- iii) Rezonans hızları (kritik hızlar) çizelgesi,
- iv) Mod formunun bağıl genliği,
- v) Bağıl Elastik moment,
- vi) Dizel makine vektör toplamları.

4.7.1. Campbell Diyagramı

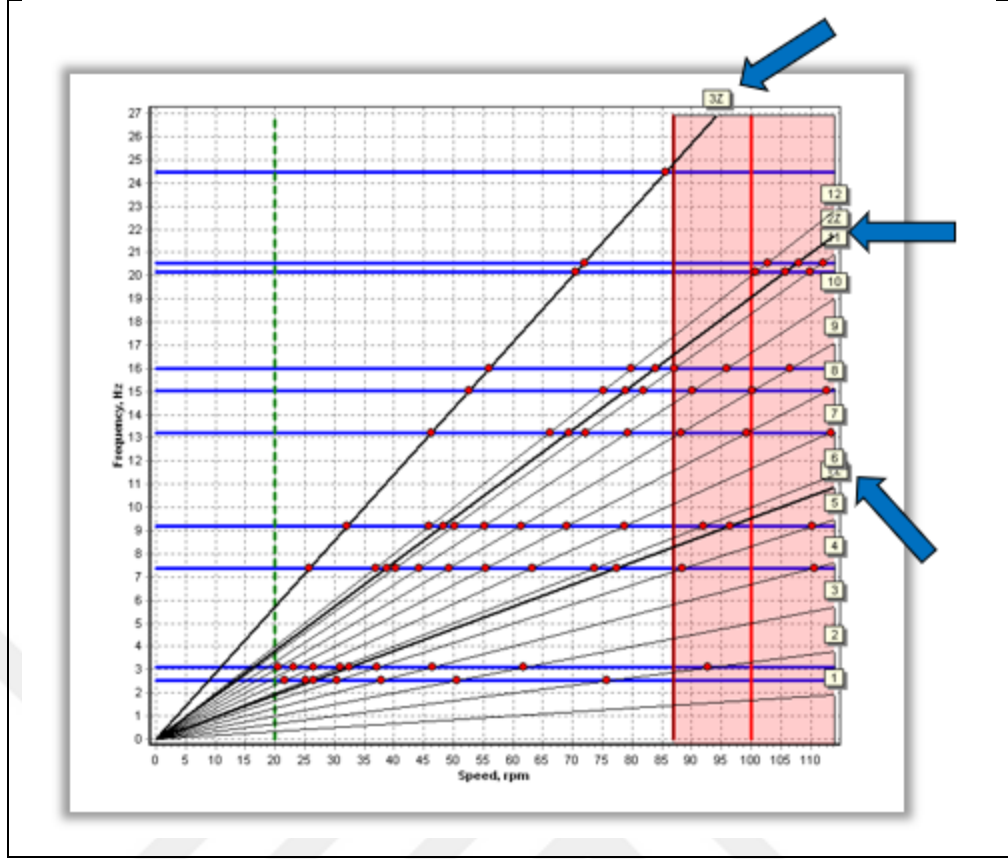
Yumru parametrelili olarak modellenen sevk sisteminin titreşim rezonans noktalarını belirlemenin en basit yolu, sönümlü olmayan sistemin serbest burulma titreşiminin hesaplanarak doğal frekanslarının ve mod şekillerinin belirlenmesidir.

$$m\ddot{x}(t) + kx(t) = 0 \quad (4.6)$$

Hareket denklemi (4.6) için hesaplanan sistem doğal frekanslarını ve ana makine ve pervane tahrik torklarının Fourier serisi açılımlarındaki harmoniklerin ana makine devir sayısına göre değişimlerini gösteren uyarı harmonik doğruları Şekil 4.19'da gösterildiği gibi frekans-devir sayısı grafiğinde çizilerek Campbell şeması (1924) oluşturulur ve bir rezonans tablosu hazırlanır.

Kırmızı noktalar olası rezonans titreşimlerini gösterir. Tahrik torkları harmonik frekanslarının sistemin doğal burulma titreşim frekanslarına eşit olduğu dönme hızlarında sistemde rezonans ortaya çıkabilir. Bu durum bütün rezonansların gerçekleşeceği anlamına gelmez, ancak belirli frekansların uyarım enerjisinin yeterince büyük olduğu noktalarda rezonansların kaçınılmaz olduğu anlamına gelir. Böylece serbest titreşim hesaplama sonuçları, çalışan sevk sistemindeki olası rezonanslar hakkında fikir verir.

Campbell diyagramından belirlenen kritik hızlar için hesaplanan tahrik genlik ve frekansları esas alınarak gerçekleştirilecek sistem harmonik cevap analizleri sonucunda bulunan cevap genlikleri göz önüne alınarak gerçek rezonans hızları tespit edilebilir.



Şekil 4.19: Gemi sevk sisteminin ana makine ve pervane tarafından zorlanmış titreşimleri için Campbell şeması. Oklarla pervanenin sisteme uyguladığı tahrik torkunun çeşitli mertebelerde harmonikleri gösterilmiştir. Diğer doğrular ana makine tahrik torkunun çeşitli mertebelerdeki harmonikleridir.

4.7.2. Sönümsüz (Dampersiz) Doğal Frekanslar Tablosu

Sönümsüz sistemin serbest titreşimlerinde, daha önce programa girilen mod sayısına bağlı olarak, modlar için hesaplanan sistem doğal frekans değerlerinin listelendiği tablo değerlendirilir. Tasarımcının sistem datalarını hatasız tespit ettiğini teyid amacıyla, tabloda belirlenen değerler incelenerek model doğrulanır.

Mode	Frequency, Hz	Frequency, cpm	Frequency, rad/s
Mode 1	4,53	271,81	28,46
Mode 2	12,10	726,09	76,04
Mode 3	28,38	1702,57	178,29
Mode 4	40,01	2400,89	251,42
Mode 5	54,13	3247,92	340,12
Mode 6	84,02	5041,24	527,92
Mode 7	100,88	6052,73	633,84
Mode 8	131,48	7888,74	826,11
Mode 9	134,35	8060,94	844,14
Mode 10	145,18	8710,96	912,21

Şekil 4.20: Sönümsüz sistemin doğal frekans tablosu.

4.7.3. Rezonansa Sebep Olan Dönme Hızları Tablosu

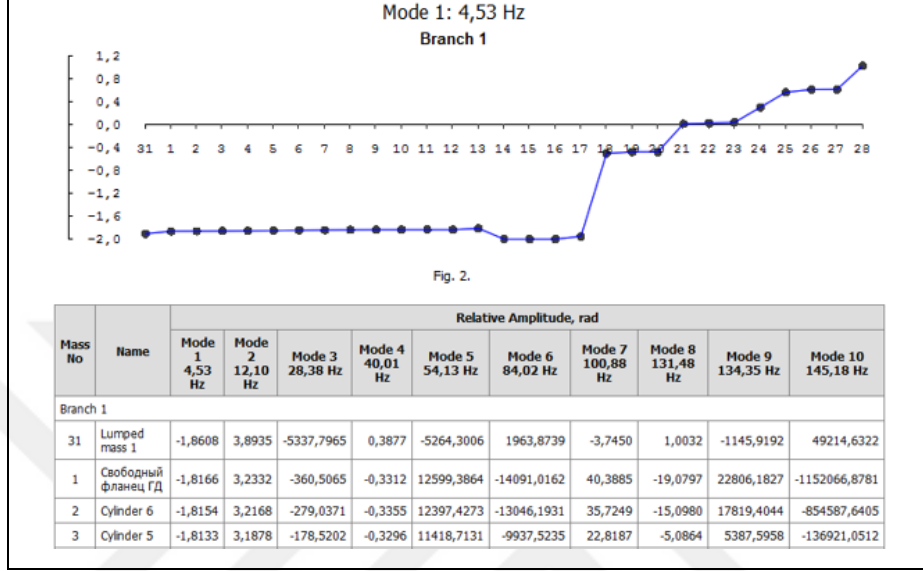
Campbell diyagramından gemi sevk sisteminin çalışacağı krank mili devir hızı aralığı göz önünde tutularak, sistemin her doğal titreşim modunda, her tahrik mertebesi için ortaya çıkan kritik hızlar belirlenerek, rezonans hızları tablosu oluşturulur. Her elemanın frekansa bağlı şekil değiştirme değerleri ve kritik hızlarının kıyaslanmasında Şekil 4.21’de verilen tablo esas alınır.

Order	Resonance Speed, rpm									
	Mode 1 4,53 Hz	Mode 2 12,10 Hz	Mode 3 28,38 Hz	Mode 4 40,01 Hz	Mode 5 54,13 Hz	Mode 6 84,02 Hz	Mode 7 100,88 Hz	Mode 8 131,48 Hz	Mode 9 134,35 Hz	Mode 10 145,18 Hz
0,5	543,6108									
1Z	317,5297									
1	271,8054	726,0887								
1,5		484,0592								
2Z		424,1173								
2		363,0444								
2,5		290,4355	681,0298							
3Z		282,7448	662,9963							
3		242,0296	567,5249							
3,5		207,4539	486,4499	685,9681						
4			425,6436	600,2221						
4,5			378,3499	533,5308	721,7609					
5			340,5149	480,1777	649,5848					
5,5			309,5590	436,5252	590,5317					
6			283,7624	400,1481	541,3207					
6.5			261,9345	369,3674	499,6806	775,5757				

Şekil 4.21: Rezonans hızları (kritik hızlar) tablosu.

4.7.4. Mod Formunun Bağlı Genliği

Her mod için sistemi oluşturan elemanların bağlı genlikleri Şekil 4.22’de gösterildiği gibi çizilir.



Şekil 4.22: Mod şekillerinin bağlı genlikleri.

4.7.5. Bağlı Elastik Moment

Her mod için elemanların bağlı elastik momentleri Şekil 4.23’te gösterilmiştir.

Mass No	Name	Relative Elastic Moment, kN*m						
		Mode 1 4,53 Hz	Mode 2 12,10 Hz	Mode 3 28,38 Hz	Mode 4 40,01 Hz	Mode 5 54,13 Hz	Mode 6 84,02 Hz	Mode 7 100,88 Hz
Branch 1								
31	Lumped mass 1							
		-66,3336	990,4512	-7465934,9702	1078,3518	-26795530,3874	24082335,1472	-66200,1483
1	Свободный фланец ГД							
		-112,9881	1583,0116	-7829215,3412	414,7009	19408265,9222	-100407499,7739	448171,4973
2	Cylinder 6							
		-174,9971	2367,0833	-8203181,2753	-479,4344	79872864,9146	-253698521,5820	1053277,8204
3	Cylinder 5							
		-236,9328	3144,0851	-8442434,3531	-1357,9133	135564089,6022	-370463092,4667	1439778,9919
4	Cylinder 4							
		-298,7694	3911,6964	-8543045,5544	-2192,0488	183153712,5427	-433889938,3952	1527457,6699
5	Cylinder 3							
		-360,4809	4667,6246	-8503362,6393	-2954,6014	219797675,4496	-434847127,6535	1298116,3660
6	Cylinder 2							

Şekil 4.23: Modların bağlı elastik momentler tablosu.

4.7.6. Dizel Makine Vektör Toplamları

Her mod için farklı mertebelerde ana makine vektör toplamları Şekil 4.24'te gösterilmiştir.

Order	Sum alpha									
	Mode 1 4,53 Hz	Mode 2 12,10 Hz	Mode 3 28,38 Hz	Mode 4 40,01 Hz	Mode 5 54,13 Hz	Mode 6 84,02 Hz	Mode 7 100,88 Hz	Mode 8 131,48 Hz	Mode 9 134,35 Hz	Mode 10 145,18 Hz
Branch 1, Engine Status: Master										
0,5	0,0247									
1Z	1,0489									
1	0,0073	0,0894								
1,5		0,6831								
2Z		5,0920								
2		0,0634								
2,5		0,1528	328,0417							
3Z		4,6645	669,0954							
3		9,6679	69,0592							
3,5		0,0144	30,9887	0,0078						
4			0,6820	0,0178						
4,5			713,2040	0,1810	14849,3325					
5			2,2526	0,0587	3065,8779					

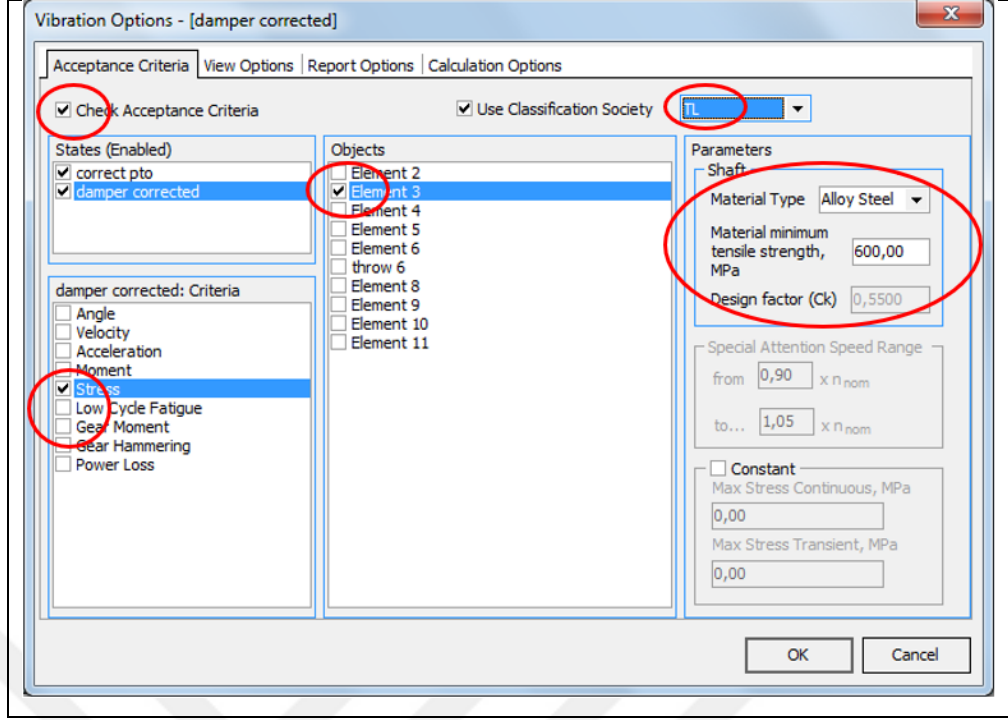
Şekil 4.24: Dizel makine vektör toplamları tablosu.

4.8. Zorlanmış Titreşim Parametrelerinin Ayarlanması

Bir sevk sisteminin zorlanmış burulma titreşimleri hesabının amacı, sistemin klas kuruluşlarının kurallarında veya diğer yönetmelikler veya standartlarda verilen kabul kriterlerini karşılayıp karşılamadığını belirlemektir.

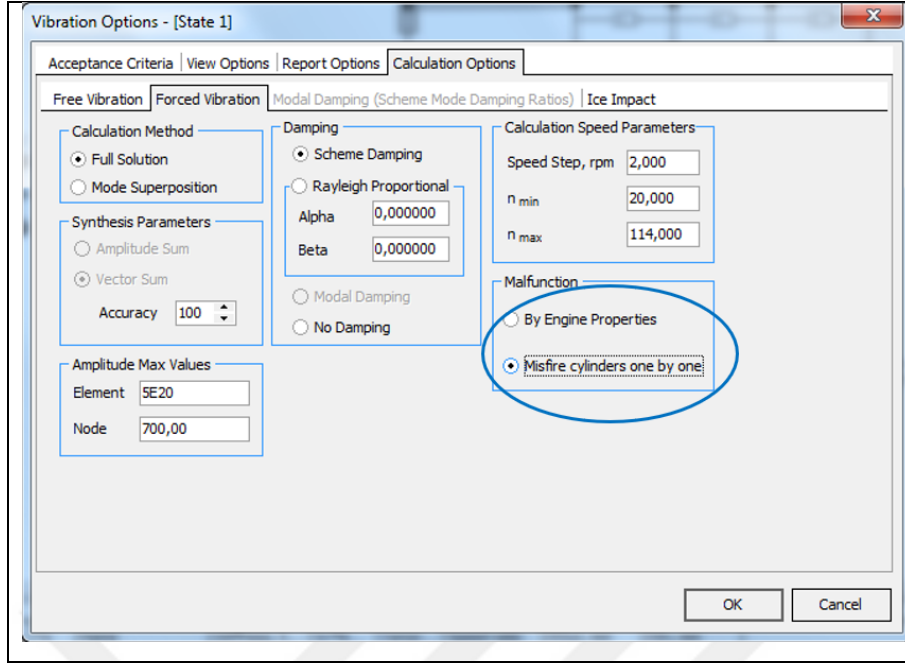
Sistemin kabul kriterlerine uyumunu kontrol etmek için aşağıdaki parametreler hesaplanmalıdır:

- i) Düğümlerin (nodların) titreşim açıları.
- ii) Elemanların titreşim torku.
- iii) Elemanların titreşim kayma gerilmeleri.
- iv) Esnek elemanlarda sönmülenen güç.
- v) Dişli aktarma organları içeren tahrik sistemleri için, dişli sistemlerin maruz kaldığı çekiçleme darbeleri.
- vi) Ölçek matrisleri.
- vii) Kritik elemanlar.



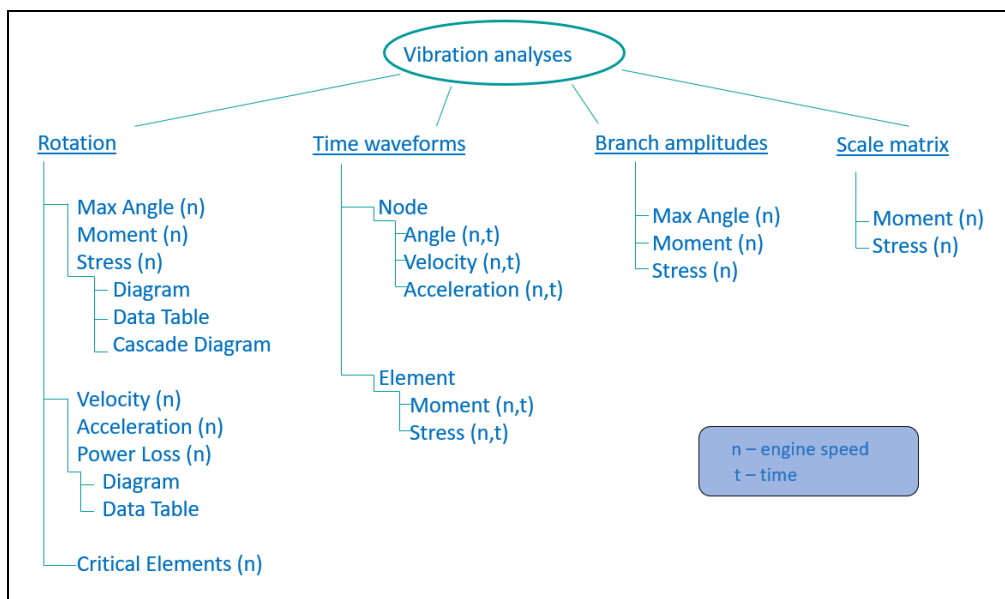
Şekil 4.25: Kabul kriterlerinin yazılıma girilmesi.

Zorlanmış titreşimlerin hesabı için iki farklı yöntem vardır: Zaman alanı ve frekans alanı. En evrensel yöntem, burulma titreşimi denkleminin zamana göre doğrudan sayısal integrasyonu temelli zaman alanı yöntemidir. Denklem katsayılarından ve uyarma tork tipinden bağımsız olarak her koşulda çözülebilir. Sevk sistemi şaftının zorlanmış burulma titreşimini hesaplamak için genellikle frekans alanı yöntemleri (mod süper pozisyon yöntemi ve tam çözüm yöntemi) kullanılır. Her iki yöntem de yalnızca uyarma torkunun harmonik bir karakteri varsa uygulanabilir. Tam çözüm yönteminin her zaman uygulanabilir olduğuna dikkat edilmelidir, mod süperpozisyon yöntemi ise sadece düşük sönümlü sevk sistemleri için uygulanabilir.

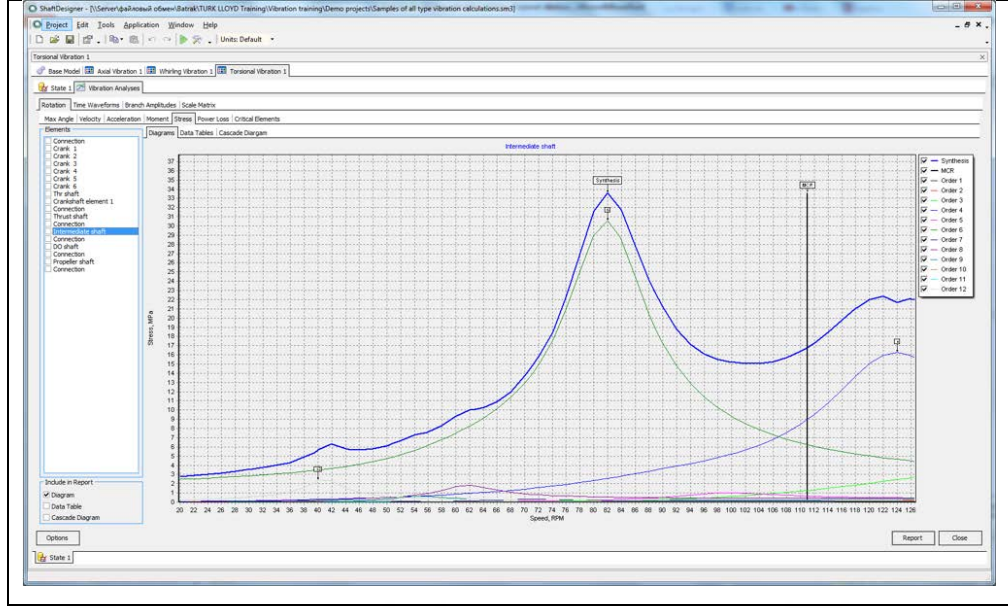


Şekil 4.26: Zorlanmış titreşim parametrelerinin yazılıma girilmesi.

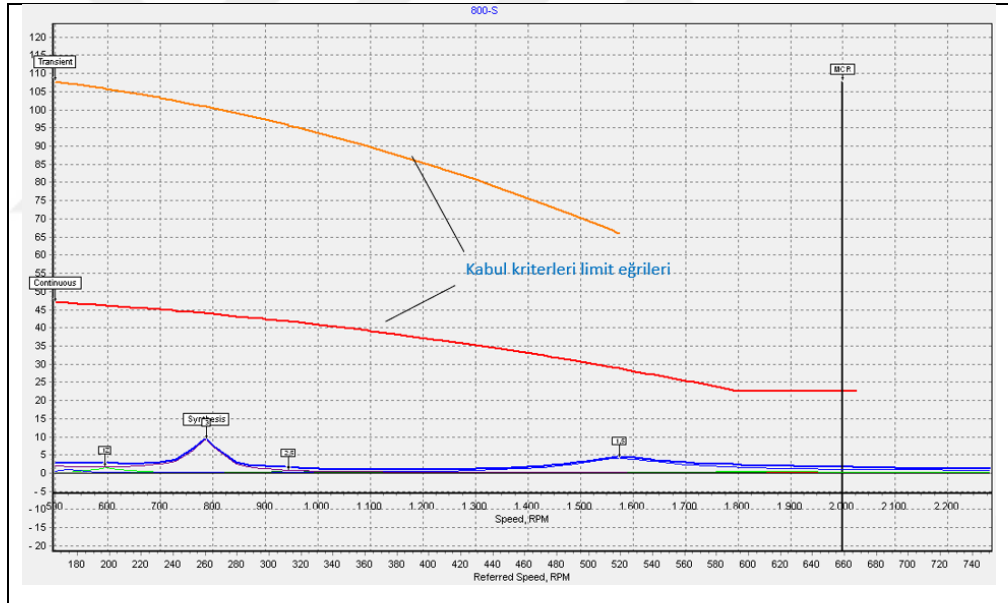
Veri tarayıcı yapısı (data browser structure) titreşim kontrol işleminde Şekil 4.27’de belirtilen şemada ilgili elemanlar ve nodlar için, devir (rotation), zaman dalga şekilleri (time waveforms), dal genlikleri (branch amplitudes), ölçek matrisi (scale matrix) zamana ve hıza bağlı olarak, maksimum titreşim açısı, moment, gerilme ve ivmelenme gibi değerleri kıyaslama imkanı sunmaktadır. Shaft Designer programında akış şeması Şekil 4.27 takip edilerek kıyaslamalar yapılabilir.



Şekil 4.27: Veri tarayıcı yapısı.

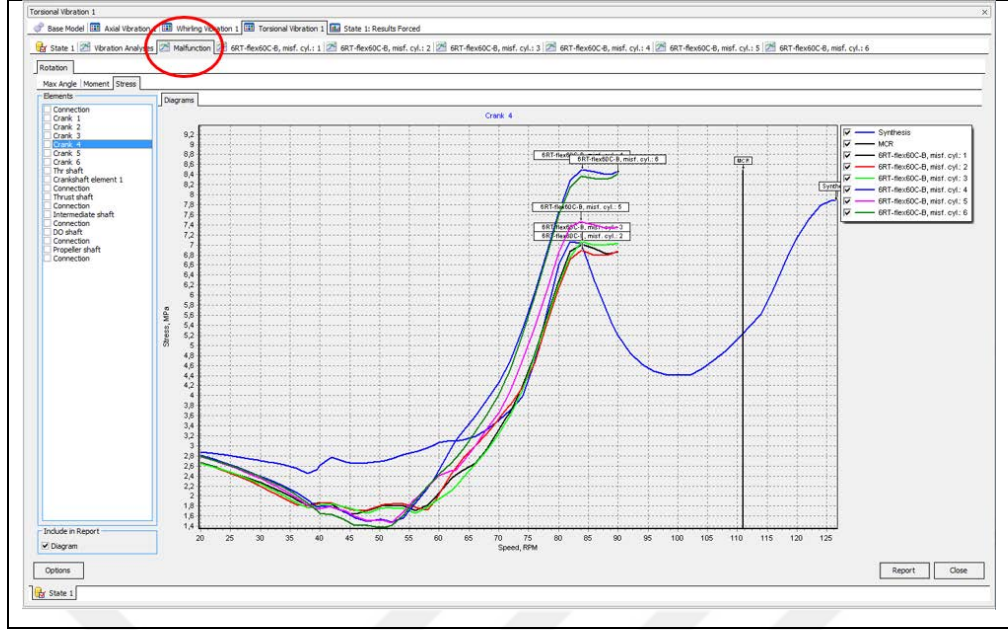


Şekil 4.28: Bir dönen elemenda farklı tahrik mertebeleri için hıza bağlı gerilme grafiklerinin kıyaslanması.

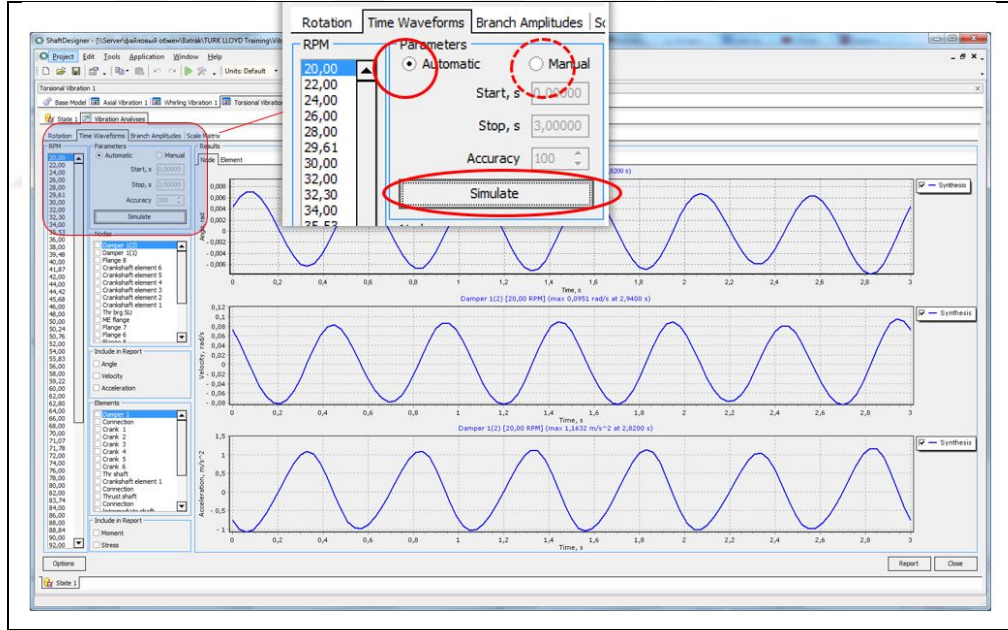


Şekil 4.29: Döner elemanların kabul kriteri limit eğrileri ile kıyaslanması.

Hatalı yanma durumunda, döner elemanlarda devir hızına bağlı olarak ortaya çıkan maksimum gerilmelerin kabul kriterleriyle (diyagramda sentez ile belirtilen değerler) kıyaslanması Şekil 4.30'da gösterilmiştir. Analizci Şekil 4.30'a göre en kötü durumu tespit eder.



Şekil 4.30: Dönen elemanlarda farklı dönme hızlarında ortaya çıkan maksimum gerilmelerin kabul kriteri limit eğrileri ile kıyaslanması.



Şekil 4.31: Belli bir devir hızı için, bir elemanda zamana bağlı dönme açısı, açısal hız ve ivme dalgalanmalarının kıyaslanması.

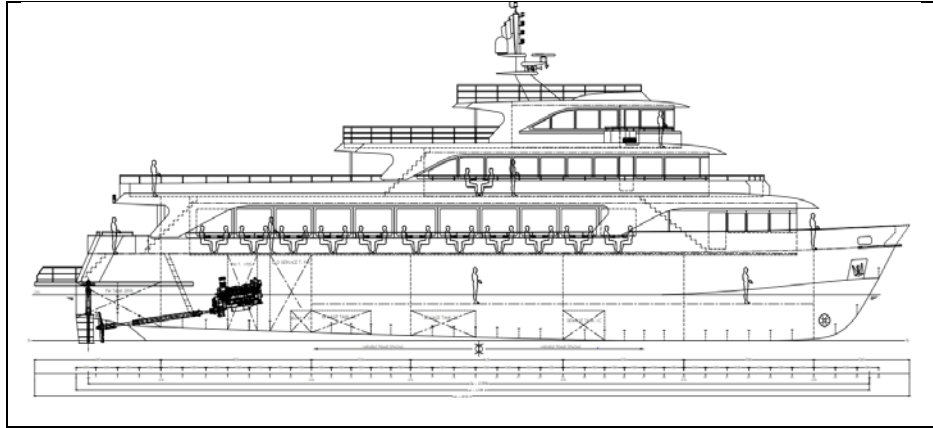
5. SHAFT DESIGNER PROGRAMI İLE BİR YOLCU TEKNESİ SEVK SİSTEMİNİN DOĞAL VE ZORLANMIŞ BURULMA TİTREŞİMLERİNİN HESABI

Shaft Designer programı ile ERGUN NB79 “SELAMET SAFVET İ” isimli yolcu teknesi sevk sisteminin doğal ve zorlanmış burulma titreşimleri hesaplanmıştır. Yolcu teknesine ait bilgiler Tablo 5.1’de belirtilmiştir.

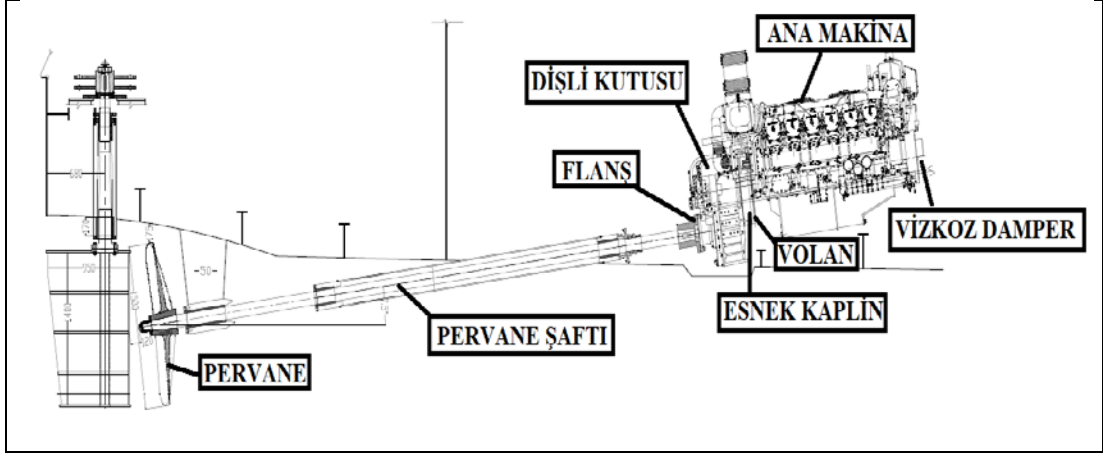
Bu tezin amacı öncelikle gemi üretici ve tasarımcının Shaft Designer programı vasıtasıyla, doğru sistem parametrelerini kullanarak, doğru burulma damperi seçebilmesini sağlamaktır. Fakat tasarımcılar farklı damper türlerinin sistemin dinamik modeli, enerji verimi ve ömrü üzerine etkilerini kıyaslamadan, ana makine üreticisinin önerileri doğrultusunda seçtikleri damperi kullanmaktadırlar. Enerji verimi ve sistem ömrü açısından optimum tasarımın yapılabilmesi için, farklı tip ve sönümlemede burulma damperlerinin Shaft Designer programına tanıtılarak, elemanların sönümlenen mekanik enerji, maksimum gerilme ve yorulma hesaplarının yapılması gerekmektedir.

Tablo 5.1: Yolcu teknesi boyutları, hızı ve yolcu kapasitesi.

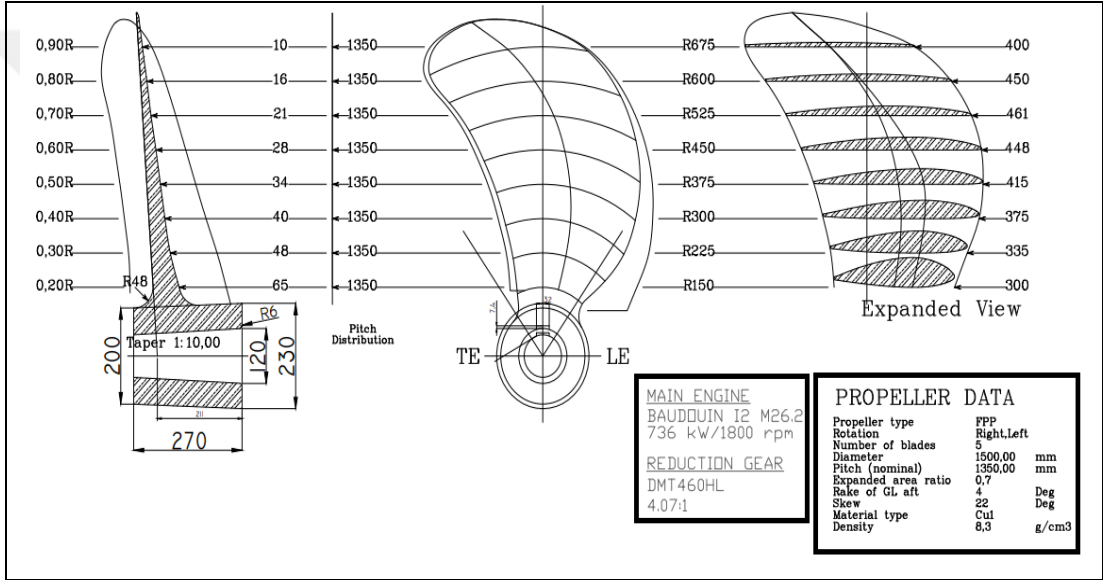
Tam boyu (Loa)	48,50 (m)	Derinliği (D)	4,350 (m)
Su hattı boyu (Lwl)	43,98 (m)	Dizayn Draftı	2,27 (m)
Kaimeler arası boyu (Lbp)	43,30 (m)	Servis Hızı	12 knot
Genişliği (B)	11.00 (m)	Yolcu kapasitesi (kişi)	1000



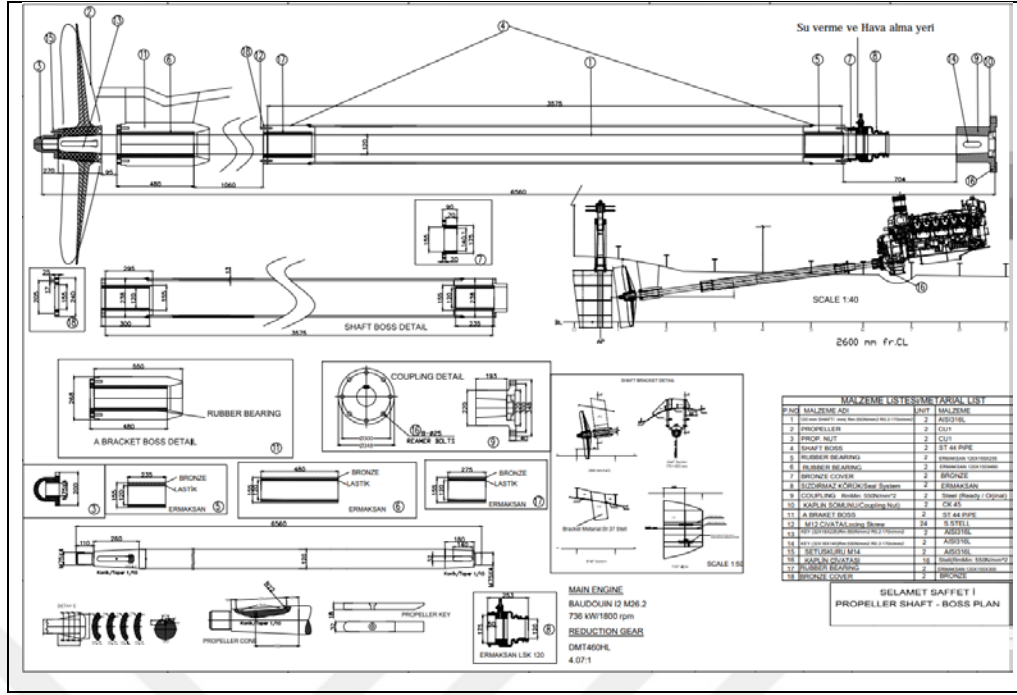
Şekil 5.1: Teknenin şematik yan görünümü.



Şekil 5.2: Tekne sevk sistemi yerleşim düzeni.



Şekil 5.3: Teknenin pervane planı ve bilgileri.



Şekil 5.4: Teknenin şaft düzeni planı.

Önce, sevk sistemine ait TVC temel veri tablosu, Tablo 5.2, doldurulur. Bilgiler tasarımcıdan talep edildikten sonra teyit edilmelidir. Tablo 5.1'deki veriler Ek B, Ek C, Ek D ve Ek E'deki üreticilerden alınan bilgilerden yararlanılarak oluşturulmuştur.

Tablo 5.2: Burulma titreşimi hesaplanması için temel bilgiler.

Sevk Sistemi Elemanı İsmi ve Bilgileri	TEDARİK TÜRÜ
Ana Makine Bilgileri	
Tipi	Baudouin 12M26.2
MCR (Maksimum sürekli güç), kW	736
Maksimum sürekli güçte makine hızı, rpm	1800
MIP (veya ortalama etkin basınç MEP), MPa/bar	21,9 bar
Silindir sayısı	12
Yanma sırası veya yanma açısı	1-8-5-10-3-7-6-11-2-9-4-12
Silindir çapı, mm	150
Piston stroku, mm	150
V motor için sıralar arasındaki açı, derece	90°
Biyel kolu uzunluğu, mm, veya krank/biyel oranı λ	0,295
Krank pimi veya muylu (journal) çapı, mm	105

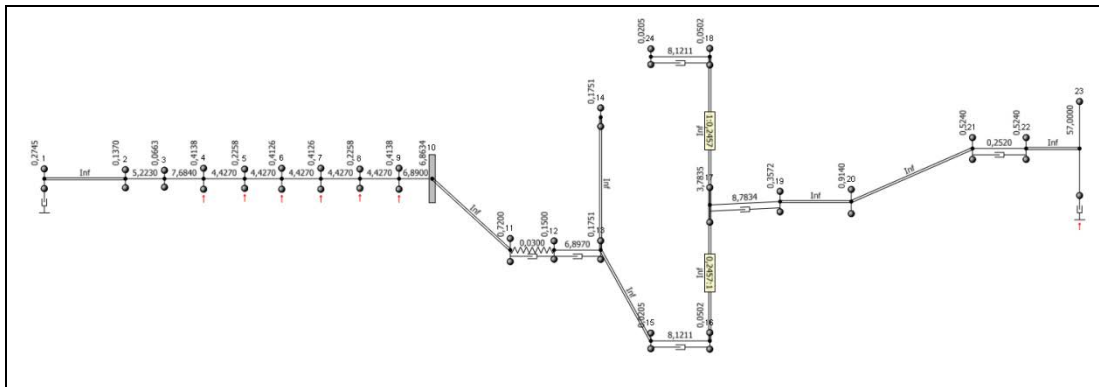
Tablo 5.2: Burulma titreşimi hesaplanması için temel bilgiler devamı.

Sevk Sistemi Elemanı İsmi ve Bilgileri	TEDARİK TÜRÜ	
Ana Makine Bilgileri		
Krank şaft malzemesi için çekme dayanımı, MPa	1080	
Piston kütlesi, kg	5,45	
Normal mod için harmonik katsayıları ve faz tablosu	Klas kuruluşu verileri	
Kütle-elastik sistem karakteristik özellikleri	Tanımlı	
Mutlak ve bağıl sönümlenme verileri	0,190.E – 08	
İki motorlu kurulum için Master ve Slave motorlar arasındaki faz açısı	Uygulaması yok	
Hatalı yanma modu için veriler <ul style="list-style-type: none"> • Kabul edilebilir güç, kW • Kabul edilebilir hız, rpm • MIP (MEP), MPa/bar • Harmonik katsayılar ve faz tablosu 	736	1800
	17,76 bar	Ana makine üreticisi veya klas kuruluşu verisi
Damper		
Tipi, üreticisi	Viskoz Damper	Yay Bobinli Damper
Muhafaza (casing) kütle atalet momenti, kgm ²	0,152	0,0745
İç parça kütle atalet momenti, kgm ²	0,245	0,200
Burulma katılığı, Nm/rad	0,2745	0,20
Bağıl (relative) sönümlenme verileri	0,20	0,20
Esnek Kaplin		
Tipi, üreticisi	VL3012, Vulkan	
Kütle atalet momenti, kgm ²	J1=0,72	J2=0,15
Burulma katılığı, kNm/rad	30	
Bağıl (relative) sönümlenme verileri	1,13	
Dişli kutusu (redüktör)		
Tipi, üreticisi	DMT460HL, D-I Industrial	
Kütle-elastik sistem karakteristik özellikleri	Tanımlı	

Tablo 5.2: Burulma titreşimi hesaplanması için temel bilgiler devamı.

Sevk Sistemi Elemanı İsmi ve Bilgileri	TEDARİK TÜRÜ
Dişli kutusu (redüktör)	
Dişli (redüksiyon) oranı	4,07
Dişli şaftının çekme dayanımı, MPa	400
Şaft	
Şaft şematik gösterimi	Tanımlı
Pervane ve ara şaftın çekme dayanımı, MPa	400
Pervane	
Çap, mm	1500
Pervane hatvesi, mm	1350
Genişlik alan oranı	0,7
Kuru pervane polar atalet momenti, kgm ²	57

Programda 700 rpm ile 2000 rpm aralığında 20 rpm adımlarla incelenecek krank devir hızları tanıtıldı ve 6 burulma titreşimi modu hesaplandı. Tasarımcı kendi verilerinde mod sayısını 5 olarak belirlemiştir. ERGUN NB79 “SELAMET SAFVET İ” gemisi kütle-elastik sevk sistem parametreleri Tablo 5.3’de verilmiştir. Şekil 5.5’te sevk sistemi kütle-elastik yapısı gösterilmiştir. Gemi sevk sistemi burulma titreşimleri önce bağlı sönümleme katsayısı 0,2 kN.m.s/rad olan bir viskoz damper için analiz edilmiştir.



Şekil 5.5: Sevk sisteminin kütle-elastik yapısı.

Tablo 5.3: Kütle-elastik sistem verileri.

Kütle No	Eleman Adı	Atalet, kg.m ²	Katılık, MN.m/rad	Mutlak Sönüm, kN.m.s/rad	Bağlı Sönüm, kN.m.s/rad	Dış Çap, mm	Hız, rpm
Dal 1							
1	Vizkoz Damper	0,2745		0,2000		100	1800
	Element 2		Infinite			0	
2	Front End	0,1370					1800
	Shaft FrE/GTr		5,2230			105	
3	Gear Train	0,0663					1800
	Shaft Gtr/#6		7,6840			105	
4	Cylinder (12-6)	0,4138					1800
	Shaft #6/ #5		4,4270			105	
5	Cylinder (11-5)	0,2258					1800
	Shaft #5/#4		4,4270			105	
6	Cylinder (10-4)	0,4126					1800
	Shaft #4/#3		4,4270			105	
7	Cylinder (9-3)	0,4126					1800
	Shaft #3/#2		4,4270			105	
8	Cylinder (8-2)	0,2258					1800
	Shaft #2/#1		4,4270			105	
9	Cylinder (7-1)	0,4138					1800
	Element 10		6,8900			105	
10	FW18	6,8634					1800
	Element 3		Infinite			0	
11	VL3012 (J1)	0,7200					1800
	VL 3012		0,03		Sönümleme oranı, 1,1300	0	
12	VL3012 (J2)	0,1500					1800
	DMT460 HL (C2)		6,8970		Magnifier, 180,0000	72,3	
13	DMT460HL (I3-1)	0,1751					18000
	DMT460HL (I3-1)		Infinite			0	
15	DMT460HL (I3-2)	0,0205					1800
	C3		8,1211		Magnifier, 180,0000	72,3	
16	DMT460HL (I5)	0,0502					1800
	Element 5		Infinite			0	
17	DMT460HL (I7)	3,7835					442,26
	DMT460HL		8,7834		Magnifier, 180,0000	139	
19	DMT460HL (I8) (49)	0,3572					442,26

Tablo 5.3: Kütle-elastik sistem verileri devamı.

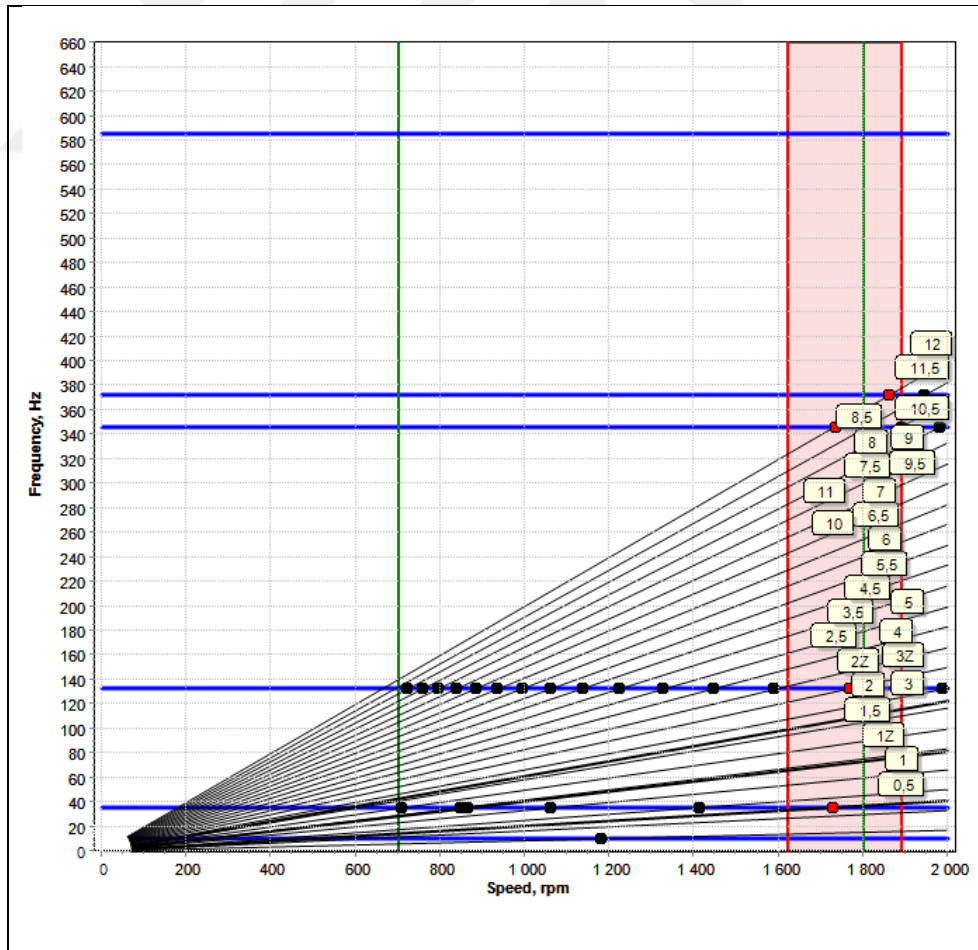
Kütle No	Eleman Adı	Atalet, kg.m ²	Katılık, MN.m/rad	Mutlak Sönüm, kN.m.s/rad	Bağıl Sönüm, kN.m.s/rad	Dış Çap, mm	Hız, rpm
	Flange (I9)		Infinite			0	
20	Flange (I9)	0,9140					442,26
	Element 6		Infinite			0	
21	1/2 P-Shaft	0,5240					442,26
	Prop Shaft		0,2520		Magnifier, 180,0000	120	
22	P-Shaft (56)	0,5240					442,26
	Propeller		Infinite			120	
23	5-FPP	57,00		Archer (30,000)			442,26
Dal 2							
13	DMT460HL (I3-1)	0,1751					442,26
	31		Infinite			0	
14	DMT460HL (I4-1)	0,1751					442,26
Dal 3							
17	DMT460HL (I7)	3,7835					442,26
	DMT460HL (I6)		Infinite			0	
18	DMT460HL (I6) (43)	0,0502					1800
	C4		8,1211		Magnifier, 180,0000	72,3	
24	DMT460HL (I4-2)	0,0205					1800

Oluşturulan kütle-elastik sistem yapısına göre hesaplanan doğal frekanslar Tablo 5.4'de verilmiştir. Tablo 5.4'te bu çalışmada hesaplanan doğal frekans değerleriyle tasarımcının hesapladığı doğal frekanslar karşılaştırılarak, maksimum sapmanın 5. Mod için yaklaşık %3,8 olduğu belirlenmiş, dolayısıyla sistem parametrelerinin kabul edilebilir olduğu teyit edilmiştir. Tasarımcının hesaplama verileri Ek B'de verilmiştir.

Tablo 5.4: Sönümsüz doğal frekans tablosu.

Modlar	Frekans, Hz	Frekans, rad/s	Frekans, cpm	Tasarımcı Frekans Değerleri, cpm	Sapma Miktarı, %
Mod 1	9,82	61,69	589,14	584	0,85
Mod 2	35,34	222,04	2120,32	2104	0,76
Mod 3	132,46	832,25	7947,42	7954	-0,08
Mod 4	346,52	2177,25	20791,18	20773	0,08
Mod 5	372,22	2338,76	22333,49	21515	3,80
Mod 6	585,56	3679,18	35133,60	-	-

Yukarıda tespit edilen modlara bağlı frekans değerlerine göre kritik hızların her bir eleman üzerinde oluşturacağı rezonans frekanslarını daha önce de belirttiğimiz üzere Şekil 5.6’da belirtilen Campbell Diyagramı ve Tablo 5.5’te belirtilen kritik hız tablosu vasıtasıyla inceleyebiliriz.



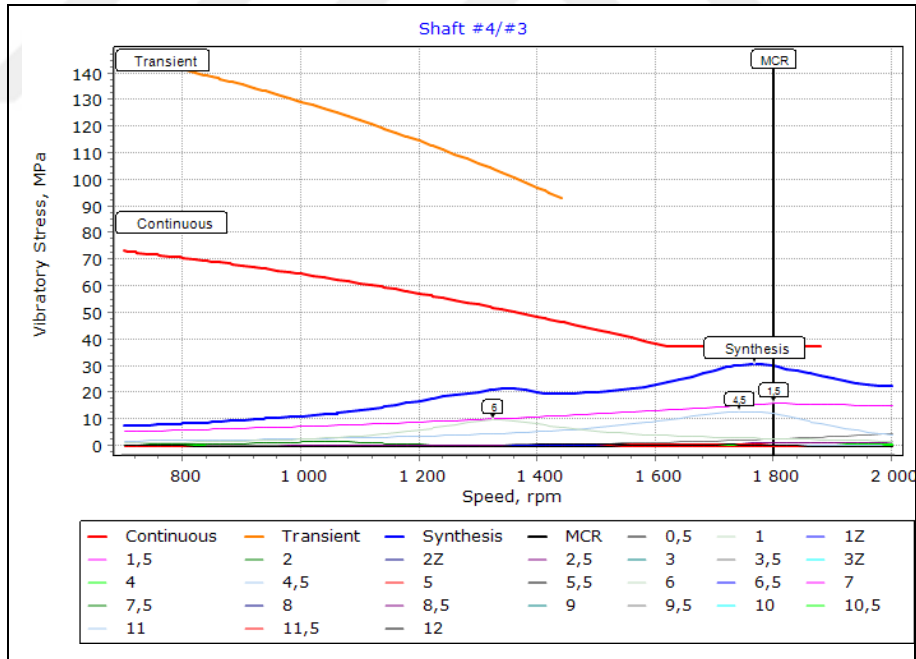
Şekil 5.6: Sevk sisteminin Campbell Diyagramı.

Tablo 5.5: Modlara bağı kritik hız tablosu.

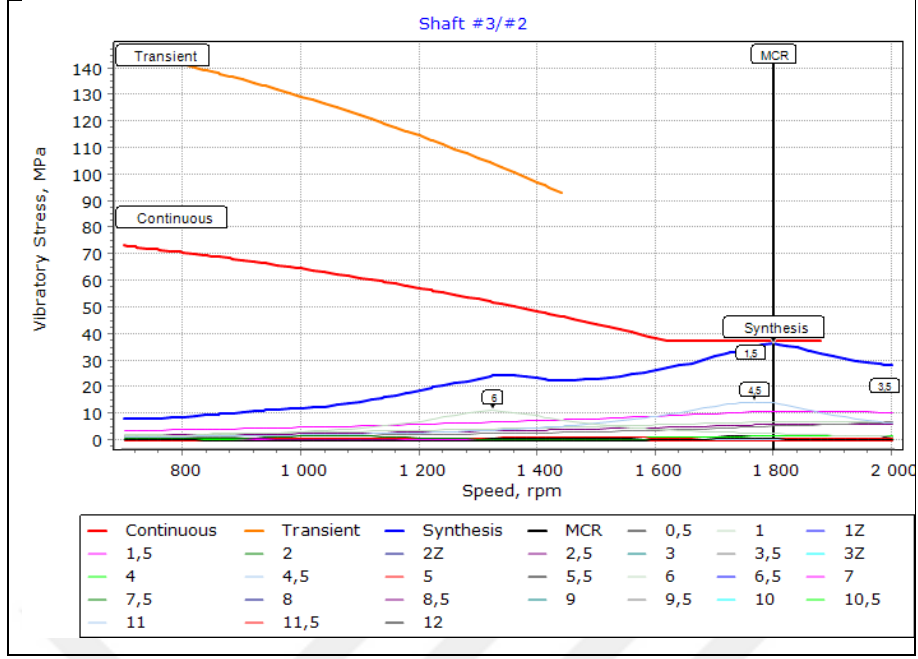
Düğüm Noktası Sırası	Kritik Hızlar, rpm					
	Mod 1 9,82 Hz	Mod 2 35,34 Hz	Mod 3 132,46 Hz	Mod 4 346,52 Hz	Mod 5 372,22 Hz	Mod 6 585,56 Hz
0,5	1178,2802					
1Z		1725,9455				
1,5		1413,5494				
2		1060,1620				
2Z		862,9728				
2,5		848,1296				
3		706,7747				
4			1986,8538			
4,5			1766,0923			
5			1589,4831			
5,5			1444,9846			
6			1324,5692			
6,5			1222,6793			
7			1135,3451			
7,5			1059,6554			
8			993,4269			
8,5			934,9900			
9			883,0462			
9,5			836,5700			
10			794,7415			
10,5			756,8967	1980,1124		
11			722,4923	1890,1073		
11,5				1807,9287	1942,0424	
12				1732,5983	1861,124	

Yukarıda kalın rakamlarla yazılmış değerler muhtemel rezonans hızlarını göstermektedir. Bu değerler gemi üreticisi tarafından tasarımcının belirlediği hesap verileri doğrultusunda gemiyi sevk edecek mürettebata verilmektedir. Tablo 5.5'te bulunan değerleri gemiyi sevk edecek mürettebat, olası bir rezonans durumunu engellemek için hızlı bir şekilde geçmelidir. Seçimi yapılan viskoz damper değerlerine göre hiçbir eleman üzerinde titreşim gerilmesi olumsuz bir etki oluşturmamaktadır. Bunu aşağıdaki tablolarda açıkça görüntülemekteyiz. Tablolarda titreşim gerilmesi

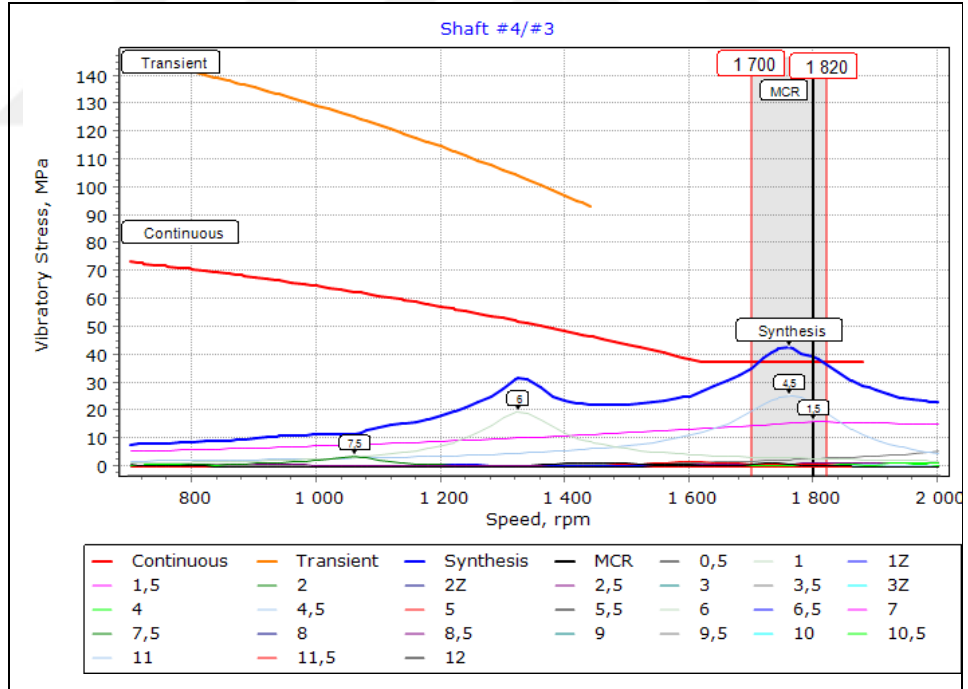
değerlerini programın bize sunduğu bir klas kuruluşu olan Türk Loydu'nun kuralları doğrultusunda belirtilen değerler ile kıyaslayabilmekteyiz. Burulma titreşimi değerlendirmesi, bir silindirde olan yanmama durumu sebebiyle şaft sistemi elemanlarında ortaya çıkan gerilmeleri kıyaslamamız açısından önemlidir. Her bir tablo değerini açıkça görüntüleyebilmek için Ek A'da belirtilen sonuçları incelemek gerekecektir. Aşağıdaki tablolarda Türk Loydu kriterlerine en yakın değerler belirtilecektir. Grafiklerde her bir düğüm noktasında 0,5'ten 12'ye kadar olan tahrik mertebeleri için, titreşimin sebep olduğu gerilme, devir sayısına bağlı olarak çizilmiş ve bu gerilmelerin maksimumuna ulaştığı noktalar, belirgin olarak grafik üzerinde tahrik mertebelerini gösteren sayılar ile ifade edilmiştir. Ayrıca, o düğüm noktası (nod) için, tüm tahrik mertebelerinde ortaya çıkan gerilme değerlerinin toplamı, sentez gerilme değeri olarak grafikte gösterilmiştir. Bu hesaplardan elde edilen sonuçlara göre, sentez gerilme değerinin, Türk Loydu kuralları değerlerinin altında olduğu görülmüştür. Ana makine üretici bilgilerinde krank şaft malzemesinin maksimum burulma titreşimi gerilme değeri 40 N/mm² olarak belirtilmiştir.



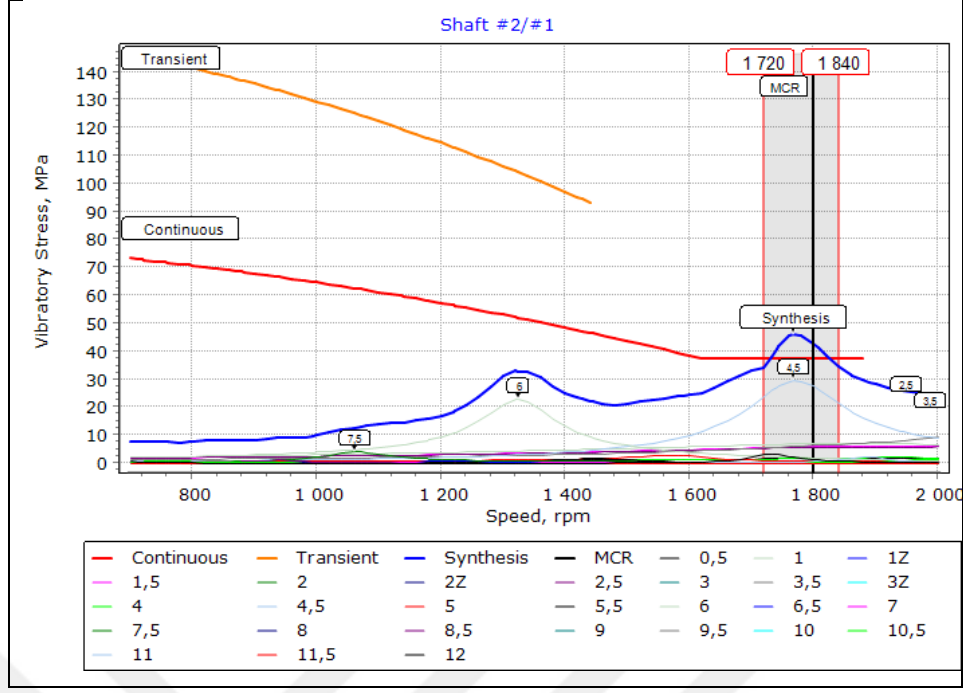
Şekil 5.7: Sönümlenme katsayısı 0,2 olan viskoz damper kullanıldığında, şaft #4/#3 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması.



Şekil 5.8: Sönümlenme katsayısı 0,2 olan viskoz damper kullanıldığında, şaft #3/#2 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması.

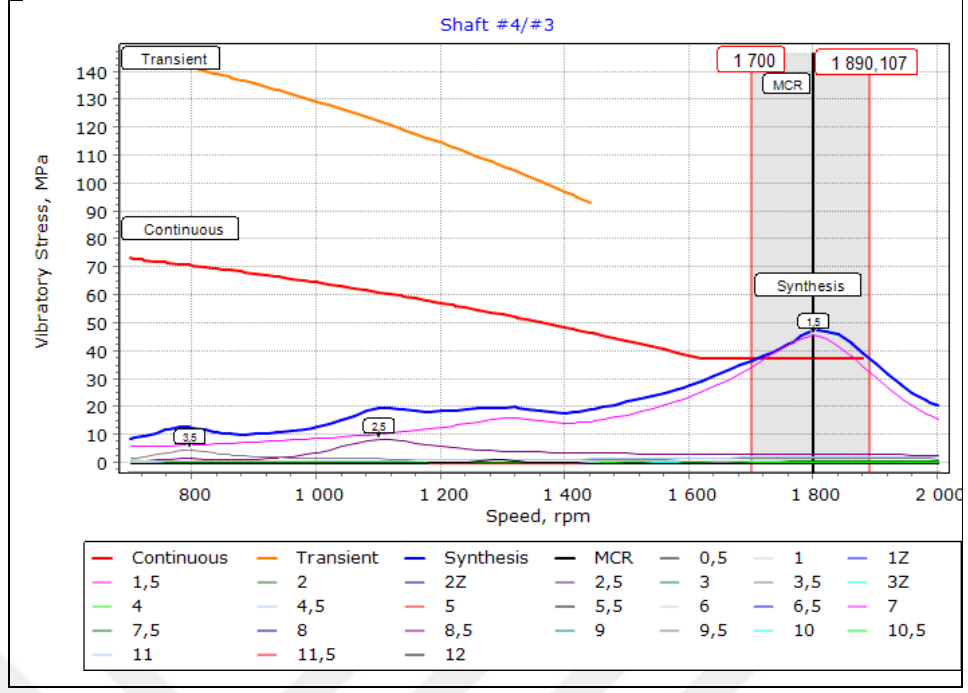


Şekil 5.9: Sönümlenme katsayısı 0,1 olan viskoz damper kullanıldığında, şaft #4/#3 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması.



Şekil 5.10: Sönümlenme katsayısı 0,1 olan viskoz damper kullanıldığında, şaft #3/#2 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması.

Titreşim gerilmesinin viskoz burulma damperi üzerindeki etkisinin daha iyi anlaşılması için sönümlenme değeri 0,2 olan viskoz damperin Şekil 5.7’de bulunan grafiği ile sönümlenme değeri 0,1 olan viskoz damperin Şekil 5.9’da bulunan grafiğini incelemek gereklidir. Şekil 5.9’da 1720 ile 1840 rpm değerleri arasında tahrik mertebeleri toplam değeri müsaade edilen titreşim gerilmesi değerini aşmaktadır. Kıyaslama, sönümlenme değerinin azalması ile diğer sistem elemanları üzerinde burulma titreşimine bağlı oluşan hasarın daha da artacağını, sönümlenme değeri optimum değer üzerine çıkarılsa dahi diğer sistem elemanlarında aynı sorunun oluşacağını göstermektedir. Sönümlenme katsayısı 20 olan viskoz damper için yine aynı elemanda 1700 ile 1890 rpm hız aralığında titreşim gerilmesi değerlerinin kabul kriterini aşacağı Şekil 5.11’den görülebilir.



Şekil 5.11: Sönümlenme katsayısı 20 olan viskoz damper kullanıldığında, şaft #4/#3 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması.

Daha düşük sönümlenme katsayılı ($C=0,1$ ve $C=0,05$) viskoz damperler için çeşitli elemanlarda ortaya çıkan titreşim gerilmeleri bu elemanların hasara uğrayacağını, bu sebeple düşük sönümlenme katsayılı damperlerin sistem için uygun olmadığını göstermiştir. Daha düşük ve yüksek sönümlenme katsayılı viskoz damperler için elde edilen sonuçlar Ek A'de verilmiş ve Tablo 5.6'da hasar görecektir elemanlar belirtilmiştir.

Tablo 5.6: Farklı sönümlenme katsayılı viskoz damperler kullanılması halinde, sevk sistemi elemanlarında ortaya çıkan titreşim gerilmelerine bağlı hasar kıyaslaması.

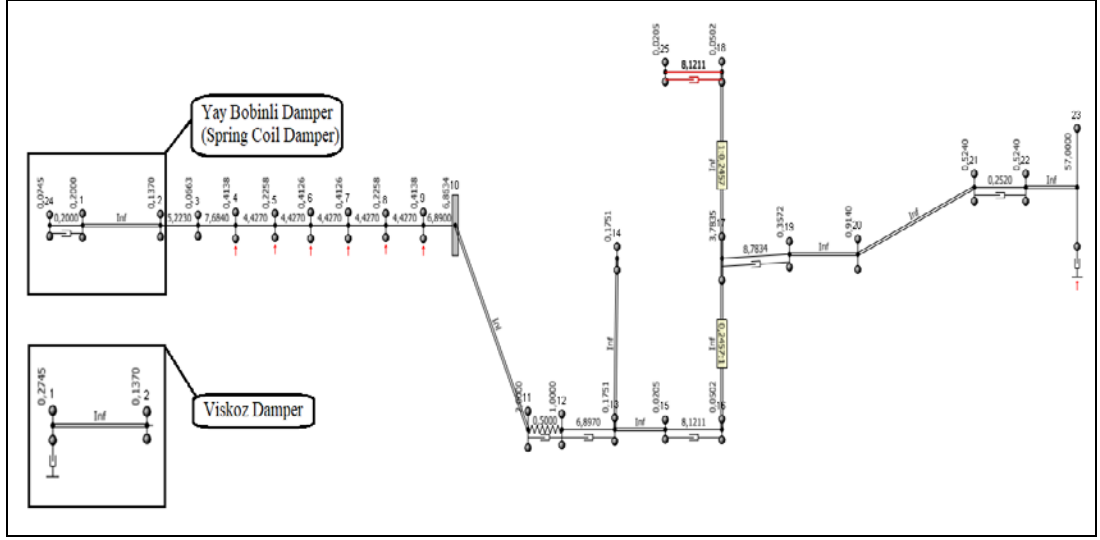
Elemanlar	Kabul Kriteri	Sönüm Katsayıları			
		C=0,05	C=0,1	C=0,2	C=20
Shaft FrE/GTr	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusursuz	Kusursuz	Kusurlu
Shaft Gtr/#6	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusursuz	Kusursuz	Kusurlu
Shaft #6/ #5	Titreşim Gerilmesi	Kusurlu	Kusursuz	Kusursuz	Kusurlu
Shaft #5/#4	Titreşim Gerilmesi	Kusurlu	Kusurlu	Kusursuz	Kusurlu

Tablo 5.6: Farklı sönümleme katsayılı viskoz damperler kullanılması halinde, sevk sistemi elemanlarında ortaya çıkan titreşim gerilmelerine bağlı hasar kıyaslaması devamı.

Elemanlar	Kabul Kriteri	Sönüm Katsayıları			
		C=0,05	C=0,1	C=0,2	C=20
Shaft #4/#3	Titreşim Gerilmesi	Kusurlu	Kusurlu	Kusursuz	Kusurlu
Shaft #3/#2	Titreşim Gerilmesi	Kusurlu	Kusurlu	Kusursuz	Kusurlu
Shaft #2/#1	Titreşim Gerilmesi	Kusurlu	Kusurlu	Kusursuz	Kusurlu
Prop Shaft	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusursuz	Kusursuz	Kusursuz
Element 5	Dişli Titreşim Torku	Kusursuz	Kusursuz	Kusursuz	Kusursuz
DMT460HL (I6)	Dişli Titreşim Torku	Kusursuz	Kusursuz	Kusursuz	Kusursuz
VL 3012	Güç Kaybı	Kusursuz	Kusursuz	Kusursuz	Kusurlu

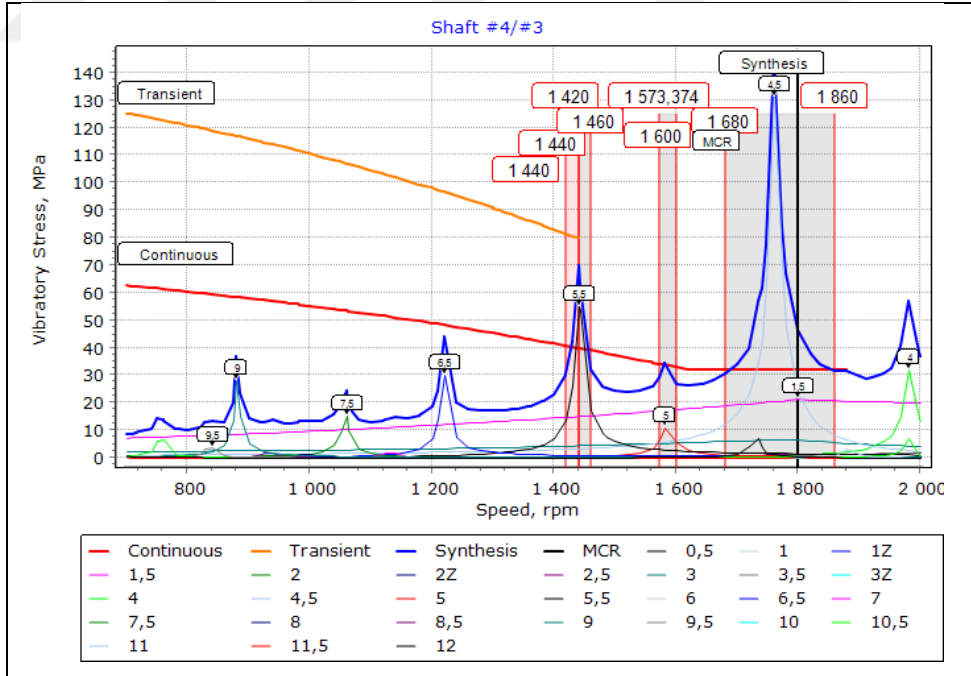
Tablo 5.6’da belirtilen değerlere göre optimum sönüm katsayısına sahip viskoz damper katsayısı 0,2 olarak belirlenmiştir. Tabloda VL 3012 ile gösterilen esnek kaplinde ise, viskoz damperin yüksek sönümleme katsayısı sebebiyle oluşan aşırı güç kaybına bağlı kusur söz konusudur.

Viskoz damperin optimum sönümleme katsayısı belirlendikten sonra, aynı sönüm katsayılı yay bobinli damperin sevk sistemi mukavemeti ve enerji verimi üzerindeki etkisini inceleyelim.



Şekil 5.12: Yay bobinli damper-kütle-elastik sistemi.

Diğer sistem parametrelerinde bir değişiklik yapılmamıştır ve sisteme olan etkisini daha iyi anlayabilmek için, sönümlenme katsayısı 20 olan yay bobinli damperin Şekil 5.11’de belirtilen elemanda sebep olduğu titreşim gerilmelerini incelemek gereklidir.



Şekil 5.13: Sönümlenme katsayısı 20 olan yay bobinli damper kullanıldığında, şaft #4/#3 de farklı tahrik mertebeleri için ve toplam, devir hızına bağlı olarak değişen maksimum titreşim gerilmesinin, kabul kriterleri ile karşılaştırılması.

Öncelikle viskoz damper ile yay bobinli damper arasındaki doğal frekansları kıyaslayacak olursak sapma miktarları oldukça fazladır ve düzensizdir. Fakat burada en önemli sorun sistem elemanları üzerinde oluşan titreşim gerilmesi olacaktır. Bunu daha net görebilmek için Şekil 5.11’de belirtilen sistemi incelemek yeterli olacaktır. Şaft sisteminde birden fazla elemanda, farklı hız aralıklarında, birden fazla titreşim gerilmesine bağlı olarak, hasarlar oluşacaktır.

Tablo 5.7: Aynı sönümlenme katsayılı viskoz damper ile yay bobinli damper kullanılan gemi sevk sisteminin doğal frekans tablosu.

Modlar	Viskoz Damper	Yay Bobinli Damper	Sapma Yüzdesi, %
Mod 1	589,14	691,04	17,29
Mod 2	2120,32	5319,06	150
Mod 3	7947,42	7866,87	1,01
Mod 4	20791,18	15611,50	33,17
Mod 5	22333,49	21121,53	5,73
Mod 6	35133,60	21980,13	59,84

Tablo 5.8: Viskoz damper ile yay bobinli damperin kullanılması hallerinde, sevk sistemi elemanlarında ortaya çıkan titreşim gerilmelerine, dişli titreşim torqlarına ve esnek kaplin güç kaybına bağlı kusurların kıyaslaması.

Elemanlar	Kabul Kriteri	Viskoz Damper	Yay Bobinli Damper	Yay Bobinli Damper için İzin Verilmeyen Hız Aralıkları
Shaft FrE/GTr	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusurlu	1748-1773
Shaft Gtr/#6	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusurlu	1748-1773
Shaft #6/ #5	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusurlu	1430-1460 1720-1800
Shaft #5/#4	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusurlu	1430-1460 1700-1836 1860-1900
Shaft #4/#3	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusurlu	1420-1440 1440-1460 1573-1600 1680-1860
Shaft #3/#2	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusurlu	1420-1440

Tablo 5.8: Viskoz damper ile yay bobinli damperin kullanılması hallerinde, sevk sistemi elemanlarında ortaya çıkan titreşim gerilmelerine, dişli titreşim torklarına ve esnek kaplin güç kaybına bağlı kusurların kıyaslaması devamı.

Elemanlar	Kabul Kriteri	Viskoz Damper	Yay Bobinli Damper	Yay Bobinli Damper için İzin Verilmeyen Hız Aralıkları
Shaft #3/#2	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusurlu	1440-1460 1680-1900
Shaft #2/#1	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusurlu	1420-1440 1440-1460 1680-1860 1860-1900
Prop Shaft	Titreşim Gerilmesi	Kusursuz	Kusurlu	
Element 5	Dişli Titreşim Torku	Kusursuz	Kusurlu	1748-1773
DMT460HL (I6)	Dişli Titreşim Torku	Kusursuz	Kusursuz	
VL 3012	Güç Kaybı	Kusursuz	Kusurlu	1430-1460 1720-1800

6. SONUÇ

Yüklerin bir limandan diğer bir limana ulaşımını sağlayan ve gemi yapım sanayi ürünü olan gemilerin sevk sistemi tasarımında birçok parametrenin hesaba katılması önemlidir. Bu parametreler gemi yapım üreticisi yatırım maliyetini azaltılıp, sevk sistemi kullanım ömrünü uzatarak ekonomik faydanın artırılması açısından önem arz etmektedir. Gemi tahrik sistemlerinin tarihsel gelişimini ve yaşanan shaft kırılmalarını göz önüne aldığımızda, gemilerde yaşanan burulma titreşimlerini azaltmak ve titreşim problemlerine optimum çözümler üretmek, gemi üreticileri ve ürünlerini pazarlayacak olan ana makine, dişli kutusu, esnek kaplin ve pervane üreticileri ve dolayısı ile tasarımcılar için en önemli konuların başında gelmektedir. Bu nedenle bu tez çalışmasında, ana makine ve pervane tarafından zorlanmış burulma titreşimlerinin gemi sevk sistemi mukavemeti ve enerji verimi üzerindeki etkileri incelenirken, farklı sönüm katsayılı viskoz damperler ve viskoz damper ile aynı sönüm katsayısına sahip yay bobinli damper kıyaslanmıştır.

Dişli ile tahrik sevk shaft sistemine sahip ERGUN NB79 “SELAMET SAFVET İ” gemisi için öncelikle farklı sönümlenme katsayılı viskoz damperler için burulma titreşimi gerilmelerinin sistem üzerindeki etkisi incelenmiştir ve kıyaslanmıştır. Tablo Ek-A’da, viskoz damperin farklı sönümlenme katsayıları için, bir ana makine silindirinde hatalı yanma sonucu, sistemde bulunan elemanlarda hasar tahmininde bulunulmuştur. Sönüm katsayısı 0,2 kN.m.s/rad olan viskoz damperin sistem elemanları üzerinde herhangi bir hasara neden olmayacağı görülmüştür. Sönüm katsayısı azaldığında sistem elemanlarında kademeli olarak farklı hız aralıklarında birden fazla hasar oluşmasının kaçınılmaz olacağı ve özellikle en düşük sönüm katsayılı (0,05 kN.m.s/rad) viskoz damperin pervane shaftı üzerinde hasara neden olacağı kayda alınmıştır. Sönüm katsayısı arttığında ise sistem elemanlarında hasar olmayacağı düşüncesinin yanlış olduğu görülmüştür. Sönüm katsayısı 20 kN.m.s/rad olan viskoz damper için, esnek kaplinde yaşanan güç kaybının katı bir eleman etkisi göstererek sistem elemanlarının davranışlarını etkilemesi nedeni ile tüm elemanlar üzerinde hasar oluşturması optimum damper seçiminin önemini kanıtlamıştır. Optimum viskoz damperden daha düşük ve yüksek sönümlenme katsayısına sahip damperlerde kademeli azalma ya da yükselmeye bağlı olarak farklı hız aralıklarında burulma titreşimi etkisinin arttığı görülmüştür. Tüm viskoz damperli gemi sevk

sistemleri için önemli bir konu da, hatalı yanma gibi durumlar olmasa dahi, belirli hız aralıklarında Campbell Diyagramında doğal frekanslarda olası bir rezonansı uyaracak kritik hızların mevcudiyetinin olmasıdır ve bu kritik hızların gemi sevkinden sorumlu personel tarafından hızlı geçilmesi gerektiğidir.

Viskoz damper ile aynı sönüm katsayısına sahip yay bobinli bir damper kullanılmasının sistem elemanlarında hasarlar oluşabileceği ve sistemin burulma titreşimi doğal frekanslarında düzensizliklere yol açtığı aşıkardır. Optimum çözüm için sönümleme katsayısı sevk sistemine uygun olarak belirlenmiş viskoz damper kullanımının gemi üreticileri ve tasarımcılar açısından önemli olduğu gösterilmiştir.



KAYNAKLAR

- [1] KİGEM, (1999), “Türkiye Gemi Sanayii A.Ş. Tersaneler Raporu”, Kamu İşletmeciliği Geliştirme Merkezi Vakfı.
- [2] Web 1, (2017), <https://www.marinedealnews.com/gemi-sevk-sistemlerinde-gelecegin-teknolojileri/>, (Erişim Tarihi: 08/12/2019).
- [3] DTGM, (2012), “Deniz Ticareti Analizleri-Dünya Deniz Ticareti”, Deniz Ticareti Genel Müdürlüğü.
- [4] Carlton J.S., (2010), “Marine Propellers and Propulsion”, 3rd Edition, Elsevier.
- [5] Web 2, (2015), <http://sociologyofturkey.blogspot.com/2015/05/amerikaya-ilk-giden-turk-yolcu.html>, (Erişim Tarihi: 11/12/2019).
- [6] Aughton P. (2019), “Dünyanın Çehresini Değiştiren Seyahatler”, 1. Baskı, Türkiye İş Bankası Kültür Yayınları.
- [7] Demircioğlu F. (2019), “Bir Geminin Hikayesi: Garmanic/Gülcemal Vapuru (1874-1950)”, Yüksek Lisans Tezi, Hacettepe Üniversitesi.
- [8] Web 3, (2019), https://en.wikipedia.org/wiki/RMS_Umbria, (Erişim Tarihi: 14/12/2019).
- [9] Batrak Y., (2008), “Torsional Vibration Calculation Issues With Propulsion Systems.
- [10] Web 4, (2019), https://en.wikipedia.org/wiki/MS_Selandia, (Erişim Tarihi: 14/12/2019).
- [11] Web 5, (2019), <https://tr.wikipedia.org/wiki/Yorulma>, (Erişim Tarihi: 14/12/2019).
- [12] Kırıl Z., (2019), “MAK 4041 Mekanik Titreşimler Ders Notları”, Ders Öğretim Notu, Dokuz Eylül Üniversitesi.
- [13] Vatandaş S., (2017), “Gemi Şaft Sistemi Burulma Doğal Frekansının Holzer Metodu Algoritması ile Tespit Edilmesi”, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [14] Nestorides E. J., (1958), “Handbook on Torsional Vibration”, Cambridge University Press.
- [15] Wu S. J., Chen H. W., (1982), “Computer Method for Forced Torsional Vibration of Propulsive Shafting System of Marine Engine With or Without Damping”.

- [16] Meirovitch L., (2001), “Fundamentals of Vibrations. Singapore”, McGraw-Hill.
- [17] Mohta, B. R., (1968), “Evaluation of methods for analysis of multi degree of freedom systems with damping”, Missouri University of Science and Technology.
- [18] Wu S. J., (2013), “Analytical and Numerical methods for Vibration Analyses. Singapore”, 1st Edition, WILEY.
- [19] Thomson, W. T., (1993), “Theory of Vibration with Applications”, 4th Edition, SPRINGER-SCINCE+BUSINESS MEDIA, BV.
- [20] Wilson, W. K., (1941) “Practical Solution of Torsional Vibration Problems”, Second Edition, Champan & Hall LTD.
- [21] Web 6, (2013), <http://shipmanagementinternational.com/wartsila-to-supply-main-propulsion-systems-for-six-new-chemical-tankers/>, (Erişim Tarihi: 11/01/2020).
- [22] MEGEP, (2013), “Gemi Motor Mekaniği” Mesleki Eğitim ve Öğretim Güçlendirme Projesi.
- [23] Web 7, (2019), <https://www.newkidscar.com/engine-construction/engine-flywheel-construction/>, (Erişim Tarihi: 11/01/2020).
- [24] Web 8, (2019), [https://www.wingd.com/en/documents/rt-flex50df/engine-operation/operation-manual-\(om\)/](https://www.wingd.com/en/documents/rt-flex50df/engine-operation/operation-manual-(om)/) (Erişim Tarihi: 12/01/2018).

ÖZGEÇMİŞ

Volkan Ateş 1986 yılında doğdu. 2013 yılında Trakya Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü derece ile bitirdikten sonra, 2013 yılında Piri Reis Üniversitesi Vardiya Mühendisliği eğitimini aldı ve YA/SA Golden Marmara gemisinde uzakyol vardiya mühendisliği stajını tamamladı. 2015 yılında Makine Mühendisleri Odasında teknik görevli olarak 2 yıl 10 ay görev aldıktan sonra, 2017 yılında Türk Loyd'u firmasında plan onay mühendisi olarak çalışmaya başladı ve çalışmaya devam etmektedir.



EKLER

Diğer Ekler (CD)

Ek A: Shaft Designer Programı Kullanılarak Farklı Damper Türleri ve Sönüm Katsayısı ile Hesaplaması Yapılan Yolcu Teknesine Ait Hatalı Yanma Durumu İçin Harmonik Tepki Analizi Kıyaslamaları

Ek B: Vulkan Couplings Firmasının “Selamet Safvet İ” Gemisine Ait Burulma Titreşimi Hesabı ve Shaft Designer Sonuçları İle Karşılaştırılması

Ek C: Ana Makine Kütle-Elastik Sistemi Bilgisi

Ek D: Vulcan Couplings Firmasına Ait Elastik Kaplin Katalog Bilgisi

Ek E: D-I Industrial Firmasına Ait DMT460HL Dişli Grubu Kütle-Elastik Sistemi