

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİLYELİ RULMAN HASARLARININ
TİTREŞİM ANALİZİ İLE TESPİTİ VE
GEMİ MAKİNELERİNDE KESTİRİMCİ BAKIM UYGULAMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murat ÇİMEN

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

MAYIS 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİLYELİ RULMAN HASARLARININ
TİTREŞİM ANALİZİ İLE TESPİTİ VE
GEMİ MAKİNELERİNDE KESTİRİMCİ BAKIM UYGULAMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Murat ÇİMEN
(508111022)**

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL

MAYIS 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 508111022 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Murat ÇİMEN**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**BİLYELİ RULMAN HASARLARININ TİTREŞİM ANALİZİ İLE TESPİTİ VE GEMİ MAKİNELERİNDE KESTİRİMCİ BAKIM UYGULAMASI**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Yrd. Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. İsmail BAYER
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **04 Mayıs 2015**
Savunma Tarihi : **25 Mayıs 2015**

Eşime ve aileme,

ÖNSÖZ

Dünya yüzeyinin % 71'ini kaplayan denizler ve okyanuslar, geniş kapasiteli ve ekonomik ulaştırma imkanları, sunduğu çok zengin besin kaynakları ve diğer doğal kaynaklar yanında, alternatif enerji kaynakları ile de insanlığın vazgeçilmez hayat alanını ve ekonomik mücadele zeminini oluşturmaktadır. Denizlerin vazgeçilmez bir hayat alanı oluşunun denizciliği ve gemi inşaa sanayini sürekli gelişime itmesi ve teknolojik yeniliklere uyumunu gerektirmesi ile birlikte, günümüzde inşa edilen gemilerde çok farklı tip ve kapasitelerde makineler (elektrik motorları, fanlar, pompalar, kompresörler, tulumbalar v.s.) yer almakta ve bu makineler gemilerin liman ve seyir periyotlarındaki işleyişlerini aksatmamaları için önemli görevler üstlenmektedirler.

Makinelerde hareket enerjisi dönme kuvvetiyle elde edilmekte ve bu dönme kuvvetinin oluşabilmesi için de yaygın olarak rulmanlar kullanılmaktadır. Rulmanlar geniş yükleme kapasiteleri, düşük sürtünme katsayıları ve güvenilirlikleri sebebiyle döner makinelerde tercih edilen ve çok sıklıkla kullanılan elemanlardır. Rulmandaki bir arıza, döner makine elemanını etkileyecek, problemlili olan bu makine elemanı da makinenin çalışmasında aksaklıklara, hatta durmalara sebebiyet verecektir.

Gemi dahilindeki döner makinelerin gerek liman gerekse de seyir periyotlarında sürekli faal olabilmeleri, işleyişlerini yüksek performans ve eksiksiz yerine getirebilmeleri ve hizmet yeterliliklerini uzun süre devam ettirebilmeleri; bünyelerinde oluşabilecek arızalarının erken tespit ve teşhis edilmeleri ve gerekli bakım-onarım işlemlerinin yapılması koşuluna dayanmaktadır. Gemilerde bakımlı ve faal her makine gemiyi yüzdürecek bir sephiye, varış limanına avdet ettirecek bir mil olmakla birlikte, döner makine arızalarının büyük bir çoğunluğunun rulmanlardaki hatalardan kaynaklandığı dikkate alınırca, rulmanlarda oluşan hataların tehlikeli boyutlara ulaşp, bağlı olduğu makineye zarar vermeden tespit edilmesi ve tedbir alınması gerekmektedir. Bu da ancak titreşim analizlerine dayalı etkili bir kestirimci bakım ile sağlanabilmektedir.

Bu tezde rulman hasarlarının titreşim analizine dayalı kestirimci bakımı kapsamında tespit edilebilirliğini araştırmak üzere deneysel bir çalışma yapılmıştır.

Tez çalışmam süresince hoşgörü, yönlendirme ve desteğini esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Osman Azmi ÖZSOYSAL'a, ölçüm cihazlarının kullanımı konusunda iyi niyet ve yardımlarını gördüğüm hocalarım Prof. Dr. İsmail Hakkı HELVACIOĞLU ve Yrd. Doç. Dr. Yalçın ÜNSAN'a, kusurlu rulmanların kullanımı konusunda yardımcı olan Kocaeli Üniversitesi Mekatronik Mühendisliği Bölümü öğretim üyesi Prof. Dr. H. Metin ERTUNÇ'a ve bu çalışmayı yürütürken kendilerine yeteri kadar zaman ayıramama sabır ve hoşgörü ile karşılık veren eşim ve aileme teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Mayıs 2015

Murat ÇİMEN
(Gemi İnş. ve Gemi Mak. Müh.)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xiii
SEMBOLLER	xv
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xvii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	6
1.2 Literatür Araştırması	6
2. TİTREŞİM TEORİSİ	11
2.1 Titreşimin Temeli	11
2.1.1 Kütle (m)	12
2.1.2 Rijitlik (k).....	12
2.1.3 Sönüm (c).....	13
2.2 Titreşim İle İlgili Diğer Kavramlar	13
2.2.1 Denge noktası.....	13
2.2.2 Periyodik hareket	13
2.2.3 Periyot (T)	13
2.2.4 Frekans (f).....	13
2.2.5 Faz (ϕ)	13
2.2.6 Açısal frekans (ω)	14
2.2.7 Genlik (x)	14
2.2.8 Doğal frekans (f_n).....	14
2.2.9 Kritik hız	14
2.2.10 Rezonans	14
2.2.11 Harmonik	15
2.2.12 Yan bant	15
2.3 Titreşim Türleri	16
2.3.1 Serbest titreşim.....	16
2.3.1.1 Sönümsüz serbest titreşim.....	16
2.3.1.2 Sönümlü serbest titreşim	17
2.3.2 Zorlanmış titreşim	18
2.4 Basit Harmonik Hareket.....	19
2.4.1 Basit harmonik harekette deplasman (yer değiştirme).....	20
2.4.2 Basit harmonik harekette titreşimin hızı	20
2.4.3 Basit harmonik harekette titreşimin ivmesi	21
2.5 Genlik Değerleri	21
2.5.1 Tepeden-tepeye (peak-to-peak).....	22
2.5.2 Sıfırdan-tepeye (zero-to-peak)	22

2.5.3 RMS (root mean square)	22
2.5.4 Ortalama (average).....	22
2.6 Gemilerde Titreşim Standartları	23
2.6.1 Titreşimin insan sağlığına etkileri	24
2.6.2 Yapısal titreşim	25
2.6.2.1 Global yapısal titreşim	26
2.6.2.2 Yerel yapısal titreşim	26
2.6.3 Makine ve ekipman titreşimi.....	26
2.6.4 Gemilerde titreşim ölçümleri ile ilgili standartlar	28
2.7 Titreşim Analizi ve Veri Toplama.....	29
2.7.1 Hız transduserleri (velocity transducers).....	30
2.7.2 Deplasman problemleri (eddy-current transducer)-(proximity probes)	30
2.7.3 İvme transduserleri (accelometre).....	30
2.8 Titreşim Analiziyle Makinelerde Tespit Edilebilecek Arızalar.....	31
3. BAKIM ve GEMİLERDE UYGULAMA ALANI	35
3.1 Kestirimci Bakım.....	36
3.1.1 Titreşim ölçümüne dayalı kestirimci bakım ve spektral analiz.....	38
3.1.2 Kestirimci bakım aşamaları.....	41
3.1.2.1 Tespit.....	41
3.1.2.2 Teşhis	41
3.1.2.3 Bakım onarım.....	41
3.2 Arıza Çıktıkça Bakım	42
3.3 Koruyucu Bakım	42
3.4 Proaktif-Önleyici Bakım	43
4. RULMAN.....	45
4.1 Rulman Elemanları	46
4.1.1 İç bilezik.....	47
4.1.2 Dış bilezik	47
4.1.3 Yuvarlanma elemanı (bilye).....	47
4.1.4 Kafes.....	47
4.2 Rulman Hasarları.....	47
4.2.1 Rulman hasar aşamaları	49
4.2.1.1 Birinci aşama.....	49
4.2.1.2 İkinci aşama.....	49
4.2.1.3 Üçüncü aşama	49
4.2.1.4 Dördüncü aşama	49
4.2.2 Rulman hasar frekansları.....	50
4.2.2.1 Dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı	51
4.2.2.2 İç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı.....	51
4.2.2.3 Bilye geçiş titreşim frekansı.....	52
4.2.2.4 Kafes bilye geçiş titreşim frekansı	52
5. DENEYSEL ÇALIŞMA	55
5.1 Deney Düzenegi	55
5.2 Veri Analizleri	60
5.2.1 Sağlam rulman analizleri.....	60
5.2.2 Dış bileziği hasarlı rulman analizleri	62
5.2.3 İç bileziği hasarlı rulman analizleri.....	67

6. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	75
KAYNAKLAR	79
EKLER.....	85
ÖZGEÇMİŞ.....	89

KISALTMALAR

ABD	: Amerika Birleşik Devletleri
cos	: Cosinüs
HP	: Horse Power (Beygir Gücü)
Hz	: Hertz (Saniyedeki Devir Sayısı)
ISO	: International Organization for Standardization (Uluslararası Standartlar Teşkilatı)
ips	: Inches per second
kg	: Kilogram
m	: Metre
mm	: Milimetre
MS	: Milattan Sonra
N	: Newton
s	: Saniye
sin	: Sinüs
RMS	: Root Mean Square (Karekök Ortalama)
RPM	: Revolutions Per Minute (Dakikadaki Devir Sayısı)
yy.	: Yüzyıl

SEMBOLLER

a	: İvme
a_{max}	: Maksimum İvme Değeri
B	: Rulman Genişliği
c	: Sönüm
D_d	: Dış Bilezik Dış Çap
d_d	: Dış Bilezik İç Çap
D_i	: İç Bilezik İç Çap
d_i	: İç Bilezik Dış Çap
f	: Frekans
f_{bilye}	: Bilye Geçiş Titreşim Frekansı
f_{dış}	: Dış Bilezik Bilye Geçiş Titreşim Frekansı
f_{iç}	: İç Bilezik Bilye Geçiş Titreşim Frekansı
f_{kafes}	: Kafes Bilye Geçiş Titreşim Frekansı
f_n	: Doğal Frekans
f_r	: Devir Frekansı
k	: Rijitlik
m	: Kütle
n	: Bilye Sayısı
t	: Zaman
T	: Periyot
ω	: Açısal Frekans
x	: Yer Değiştirme
V	: Hız
V_{eff}	: Titreşim Hızının Etkin Değeri
V_{max}	: Maksimum Hız Değeri
â	: Titreşim İvmesinin Genliği
ŝ	: Titreşim Hareketinin Genliği
ŵ	: Titreşim Hızının Genliği
X₀	: Genlik
X_{RMS}	: Genlik RMS Değeri
ø	: Faz
β	: Temas Açısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1	: Geminin değişik alanlarında yaşanılabilirliği için kullanılan 1-80 Hz arasındaki frekans ağırlıklı RMS değerleri	25
Çizelge 2.2	: Titreşim yüklerinin belirlenmesinde bölgelere ait üst sınır değerler..	28
Çizelge 5.1	: Deney kapsamında kullanılan rulmanlar ve hata boyutları	59
Çizelge 5.2	: 1750 RPM, 0.15 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.....	62
Çizelge 5.3	: 1750 RPM, 0.45 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.....	63
Çizelge 5.4	: 1750 RPM, 0.90 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.....	64
Çizelge 5.5	: 2250 RPM, 0.15 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.....	65
Çizelge 5.6	: 2250 RPM, 0.45 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.....	66
Çizelge 5.7	: 2250 RPM, 0.90 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.....	67
Çizelge 5.8	: 1750 RPM, 0.15 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.	68
Çizelge 5.9	: 1750 RPM, 0.45 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.	69
Çizelge 5.10	: 1750 RPM, 0.90 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.	69
Çizelge 5.11	: 2250 RPM, 0.15 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.	71
Çizelge 5.12	: 2250 RPM, 0.45 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.	71
Çizelge 5.13	: 2250 RPM, 0.90 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.	72
Çizelge A.1	: Sağlam ve farklı ebatlarda dış bileziği hasarlı rulmanların, farklı devirlerdeki frekans, genlik değerleri ve genlik eğilimleri	87
Çizelge A.2	: Sağlam ve farklı ebatlarda iç bileziği hasarlı rulmanların, farklı devirlerdeki frekans, genlik değerleri ve genlik eğilimleri	88

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	: Kütle-Yay-Sönüm sistemi	11
Şekil 2.2	: Merkez frekans, harmonik ve yan bant	15
Şekil 2.3	: Serbest titreşim	16
Şekil 2.4	: Sönümsüz serbest titreşim.	16
Şekil 2.5	: Sönümlü serbest titreşim.	17
Şekil 2.6	: Sönüm oranı 0.1 olan bir salınım	18
Şekil 2.7	: Sönümlü zorlanmış titreşim.	18
Şekil 2.8	: Basit harmonik hareket.....	19
Şekil 2.9	: Deplasman, ivme ve hız eğrileri.....	21
Şekil 2.10	: Genlik değerleri.....	22
Şekil 2.11	: Titreşim yüklerinin belirlenmesi için bölgeler	27
Şekil 2.12	: Deplasman, hız ve ivme arasındaki ilişki	29
Şekil 2.13	: Yataktan alınan radyal ölçümler.....	32
Şekil 2.14	: Yataktan eksenel yönde alınan ölçüm	32
Şekil 3.1	: Gemilerde kestirimci bakım yöntemi akış şeması.....	38
Şekil 3.2	: Örnek bir frekans spektrumu.	39
Şekil 3.3	: Titreşim seviyeleri ve uyarı-durdurma emniyet sistemi.....	40
Şekil 4.1	: Rulman ve elemanlarının genel görünüşü	46
Şekil 4.2	: Rulman üzerindeki çatlakların görünümü	48
Şekil 4.3	: Rulman geometrisi	50
Şekil 5.1	: Deney düzeneğinin genel görünüşü	55
Şekil 5.2	: Güç kaynağı ve devir kontrol ünitesi	56
Şekil 5.3	: Konstar DT-2236B dijital optik takometre	56
Şekil 5.4	: ORS 6205 rulmana ait geometrik özellikler.....	57
Şekil 5.5	: Benstone Impaq Elite-4 sinyal analizörü.....	57
Şekil 5.6	: MMF Type KS813B titreşim sensörü ve ölçüm yönleri	58
Şekil 5.7	: Rulman yatağı titreşim ölçüm yönleri	58
Şekil 5.8	: Lazer ile oluşturulmuş hatalar ve 0.9 mm hataya ait mikroskobik bir görüntü	59
Şekil 5.9	: 1750 RPM mil devrinde sağlam rulman titreşimleri.	60
Şekil 5.10	: 2250 RPM mil devrinde sağlam rulman titreşimleri.	61
Şekil 5.11	: 1750 RPM, dış bileziği 0.15 mm hasarlı spektrum grafiği.	62
Şekil 5.12	: 1750 RPM, dış bileziği 0.45 mm hasarlı spektrum grafiği.	63
Şekil 5.13	: 1750 RPM, dış bileziği 0.90 mm hasarlı spektrum grafiği.	64
Şekil 5.14	: 1750 RPM, sağlam ve dış bilezik hatalı rulmanlara ait genlik değerleri	64
Şekil 5.15	: 2250 RPM, dış bileziği 0.15 mm hasarlı spektrum grafiği.	65
Şekil 5.16	: 2250 RPM, dış bileziği 0.45 mm hasarlı spektrum grafiği.	66
Şekil 5.17	: 2250 RPM, dış bileziği 0.90 mm hasarlı spektrum grafiği.	66
Şekil 5.18	: 2250 RPM, sağlam ve dış bilezik hatalı rulmanlara ait genlik değerleri.	67

Şekil 5.19 : 1750 RPM, iç bileziği 0.15 mm hasarlı spektrum grafiği	68
Şekil 5.20 : 1750 RPM, iç bileziği 0.45 mm hasarlı spektrum grafiği	68
Şekil 5.21 : 1750 RPM, iç bileziği 0.90 mm hasarlı spektrum grafiği	69
Şekil 5.22 : 1750 RPM, sağlam ve iç bilezik hatalı rulmanlara ait genlik değerleri.....	70
Şekil 5.23 : 2250 RPM, iç bileziği 0.15 mm hasarlı spektrum grafiği	70
Şekil 5.24 : 2250 RPM, iç bileziği 0.45 mm hasarlı spektrum grafiği	71
Şekil 5.25 : 2250 RPM, iç bileziği 0.90 mm hasarlı spektrum grafiği	72
Şekil 5.26 : 2250 RPM, sağlam ve iç bilezik hatalı rulmanlara ait genlik değerleri.....	73

BİLYELİ RULMAN HASARLARININ TİTREŞİM ANALİZİ İLE TESPİTİ VE GEMİ MAKİNELERİNDE KESTİRİMCİ BAKIM UYGULAMASI

ÖZET

Titreşimi, basit ve en genel haliyle, bir sistemin denge konumu civarında yaptığı salınım hareketi olarak tarif etmek mümkündür. Titreşim mekanik sistemlerde genellikle istenmeyen bir durum olarak karşımıza çıkmakta olup, makineler için boşa harcanan enerji, istenmeyen ses ve gürültü, yüksek gerilmeler, malzeme yorulması ile aşınması ve hatta rezonans durumunda tüm sistemin tahribatına kadar ulaşabilecek olumsuz durumlara sebebiyet verebilmektedir.

Döner makineler için vazgeçilmez bir eleman niteliğinde olan rulmanlarda yetersiz ve yanlış yağlama, üretim hataları, aşındırıcı partikül varlığı, nemli çalışma ortamı, aşırı yükleme, hatalı montaj ve işletmeleri sırasındaki çeşitli sebeplerden kaynaklanan bir takım hatalar oluşabilmektedir. Rulmanların, bilezik bilye yuvarlanma yolları üzerinde veya bilyelerinde meydana gelen hatalar, rulmanın çalışması esnasında bilye ile bilezikler arasındaki temas deformasyonlarında darbe şeklinde ani değişikliklere sebebiyet vermektedir. Bu deformasyonlar hatanın bulunduğu rulman elemanı ve hatanın temas ettiği dış yükleme durumuna bağlı olarak rulmanın ürettiği bileşke kuvvette değişikliklere neden olmaktadır. Bu değişiklikler ile rulmanın doğrusal olmayan dinamik cevabı oluşmakta ve rulmanlarla yataklanmış şaftta karakteristik titreşimler meydana gelmektedir.

Rulmanlar gemilerde döner makinelerde önemli bir makine elemanı olarak kullanılmaktadırlar. Rulmanda meydana gelen bir arıza dolayısıyla bağlı olduğu makinenin çalışması etkilenecek, gerek liman gerekse de seyir periyotlarında işleyişin aksamasına hatta durmasına kadar uzanan problemlere neden olacaktır. Örneğin seyir esnasında kritik bir makinenin beklenmedik, ani duruşu; yüksek bakım onarım masraflarına, gereksiz parça değişimlerine, yedek parça teminin zorluklarına, zaman kaybına, personel üzerinde baskı ile strese ve buna bağlı iş kazalarına, hatta seyrin iptaline kadar gidecek önemli kayıplara yol açacaktır.

Gemilerde makine ve teçhizatı ile ilgili olumsuz bir durumla karşılaşmamak için çeşitli bakım metotları denenmekte, periyodik olarak yapılan yağ ve parça benzeri değişimler ile belirli seviyelerde başarı elde edilse de beklenmedik arızaların önüne etkin olarak geçilememektedir.

Kestirimci bakım ile titreşim gözlemlenebilirlik metodu makinelerde arıza meydana gelmeden müdahale edilmesi anlayışını benimseyen ve böylece plansız ve ani duruşların önüne geçilebilmesi imkanını sunan bir bakım yöntemi olup, teknolojik yeniliklerin ışığında gemilerde uygulanmasının çok faydalı olacağı değerlendirilmektedir.

Kestirimci bakım kapsamında titreşim gözlemlenebilirlik metoduyla döner makinelerde rulman hataları, makinelerin çalışması esnasında tespit edilecek, bu hatalar ilerleme

kaydedip tehlikeleri boyutlara ulaşmadan önce, hatalı rulmanın değiştirilmesi ile birlikte makinelerin beklenmedik ani duruşlarının önüne geçilebilecektir.

Bu tezde ilk olarak; mekanik titreşimler ve bazı temel kavramlar üzerinde durularak titreşim teorisine kısa bir giriş yapılmış, titreşim analizi ve veri toplama ile ilgili hususlar tanıtılmış ve gemilerde titreşim standartları hakkında bilgiler verilmiştir. Sonrasında; bakım ve gemilerde uygulanması konusunda bilgiler verilerek, koruyucu bakım, arıza çıktıkça bakım ve proaktif bakım tanıtılmış ve kestirimci bakım detaylandırılmıştır. Son olarak; rulmanlar, rulman elemanları, hasarları ve hasar frekansları ile ilgili bilgiler verilerek deney aşamasına geçilmiştir.

Rulman arızalarından %34'lük oranı ile en yüksek arıza yüzdesine sahip olan yorulmaya bağlı kusurların, rulman iç ve dış bileziği üzerindeki etkisinin titreşim analizi ile araştırılması amacıyla bir deney düzeneği tasarlanmıştır. Yapılan deneysel çalışma kapsamında önce sağlam rulman 1750 RPM ve 2250 RPM hızlarında döndürülerek titreşim verileri kaydedilmiş, sonra da rulmanların yumuşak karnı olan iç bilezik ve dış bilezik bilye yuvarlanma yolu yüzeyleri hatalı rulmanlar (her bir rulmanda ve her bir yuvarlanma yolu yüzeyinde bir hata olmak üzere; 0.15 mm., 0.45 mm. ve 0.90 mm. hatalı rulmanlar) yine 1750 RPM ve 2250 RPM hızlarında döndürülerek titreşim kayıtları alınmıştır. Bu kayıtlar grafikler ve çizelgeler ile de detaylı bir şekilde sunulmuştur.

Sağlam ve hatalı rulmanlara ait frekans spektrumlarının detaylı analizleri neticesinde, deney düzeneğinde kullanılmak üzere imal edilen milin dengesiz olduğu ve rulman yatağının ölçüm yapılan rulmanları tam kavrayamaması sebebiyle mekanik gevşekliğe neden olduğu gözlemlenmiştir. İç bilezik ve dış bilezik bilye yuvarlanma yolu yüzeylerinde oluşan yorulmaya bağlı hatalara (çatlak, çukur vb.) ait frekans spektrumlarındaki hasar frekansları ile nümerik yollarla bulunan hasar frekanslarının uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Bu hataların büyüklükleri arttıkça hasar frekanslarına ait genlik değerlerinin de arttığı tespit edilmiştir. Ayrıca döner makinelerde dengesizlik, mekanik gevşeklik gibi arızaların da titreşim analizi yöntemiyle tespit edilebileceği doğrulanmıştır.

Sonuç olarak bu çalışma ile, rulman hatalarının ve hata büyüklüklerinin, ayrıca dengesizlik ve mekanik gevşeklik gibi mekaniksel arızaların da titreşim analizine dayalı kestirimci bakım kapsamında tespit edilebildiği doğrulanmıştır. Rulmanların gemilerde kullanılmakta olan döner makineler için çok önemli bir makine elemanı konumunda oldukları dikkate alındığında, titreşim analizine dayalı kestirimci bakım sisteminin gemilerde uygulanmasının döner makine arızalarının erken tespit ve teşhisi açısından önemi açığa çıkmıştır.

DETECTION OF BALL BEARINGS DEFECTS BY VIBRATION ANALYSIS AND IMPLEMENTATION OF PREDICTIVE MAINTENANCE ON SHIP'S MACHINERY

SUMMARY

Vibration, very simply put, is the motion of an object forth and back from its beginning position. Vibration is generally undesirable in machinery or its parts. It causes wasted energy in the machine, unwanted sound and noise, high tension, equipment wear and fatigue, and even can be very destructive and can lead catastrophic failure within the entire system.

Bearings are vital and widely-used components of the rotating machinery. They are preferred in almost every type of machinery. Inadequate and improper lubrication, temperature extremes, manufacturing defects, the presence of corrosive particles, contamination, humid working environment, overloading, improper mounting and operating errors may occur in bearings. Defects on inner race, outer race or rolling elements cause the sudden changes of deformation contact between the bearing rings and the balls, during the running period. These deformations depending on the external load and the element of the bearing where the defect found cause changes in the resultant force produced by the bearing. With these changes, specific vibrations occur on the shaft supported by bearings.

Rotating machines produce vibrations that are function of machine dynamics, such as the mechanical looseness, misalignment and unbalance of the rotating machinery. Measuring the amplitude of vibrations at certain frequencies can provide important information about the accuracy of shaft unbalance, looseness or misalignment.

The bearings used in machinery should be taken into consideration the minimum load specified by the manufacturer, and must be done in the adequate and proper lubrication. It is possible with the proper running conditions to achieve the expected life time of bearing. However, only the %10-20 of the bearings can achieve the planned service life. So, it is important to develop proper methods for predicting failure of bearing early enough to allow preventive maintenance. The failure of bearings is one of the foremost causes of break down in rotating machinery.

Bearings are an important element and bearing failure is one of the primary causes in rotating machinery on ships. Because of a defect on a bearing, the machine which the bearing running on will be affected and serious problems will arise on the ship's operation. For example, during the sail, an unexpected and sudden downtime of a critical machine will cause high maintenance costs, unnecessary element replacement, difficulty of supplying spare parts, loss of time, stress and pressure on staff and work accidents and, even cancellation of the sail at advance stage.

Various maintenance methods are implemented in ship's machinery and equipment to encounter problems. With the periodic change of oil and equipment, some faults can be prevented, but the emergence of unexpected failures cannot be prevented fully.

Bearings failures can be detected by predictive maintenance using vibration measurements method while the machine's operating period. With the change of defective bearing and doing planned maintenance in early failure phase, the unexpected downtime can be prevented.

The aim of predictive maintenance is firstly to predict when a machine failure might occur, and secondly, to prevent occurrence of the failure by performing any required maintenance procedure. The task of monitoring for future failure allows maintenance to be planned before the failure occurs. Several predictive maintenance techniques are used but the dominant technique is vibration analysis.

When predictive maintenance include vibration analysis is implementing effectively as a maintenance method, maintenance is only performed on machines when it is required. That is, just before failure is likely to occur. This brings several advantages such as, increasing equipment lifetime, optimizing spare parts handling, fewer accidents with negative impact on environment, minimizing cost of spare parts and supplies, minimizing the production hours lost to maintenance, reduction the total time spent maintaining equipment. So implementation of predictive maintenance include vibration analysis on ships is an important subject for ships' machine health.

With the usage of predictive maintenance include vibration analysis on rotating machinery; bearing failures will be detected during the operation period, before reaching these errors to the dangerous phase. By knowing which bearing needs maintenance, maintenance work can be better planned and what would have been "unplanned stops" are transformed to shorter and fewer "planned stops".

In this thesis, firstly; mechanical vibrations and some basis subjects were introduced to provide theory to allow the concepts of vibration and its analysis to be understood. Issues related to vibration analysis and data collection and vibration standards for ships mentioned. Then, information on maintenance and its implementation in ships were given. Preventive maintenance, breakdown maintenance and proactive maintenance were introduced and preventive maintenance was detailed. And finally; after bearings and bearings components, defects and characteristic defects frequencies were mentioned, and passed the experiment phase.

To investigate the effects of a bearing failure of the fatigue induced defects, which has the highest percentage of failure with the rate of 34%, via vibration analysis, an experimental setup designed. Firstly; faultless bearing was operated at 1750 RPM and 2250 RPM, and vibration data were recorded. Then inner and outer race running surface defective bearings (the defect sizes are 0.15 mm, 0.45 mm and 0.90 mm) were operated at the same velocity, and data were recorded. These records are presented in a detailed manner with graphs and tables.

As a result of detailed analysis of the frequency spectrum of defected and faultless bearings, it is revealed that manufactured shaft for use in experimental setup is unbalanced and the experimental setup has a mechanical looseness because the

bearing support is not fully grasp the bearings. The read frequencies from spectrum which belongs to inner and outer race running surface defective bearing, and the frequencies calculated from numerical equations were observed to be in good agreement. The size of defects increases the amplitude of characteristic defect frequencies. In addition, mechanical unbalance and looseness can be detected via vibration analysis.

As a result, bearings defects and defect sizes, unbalance and mechanical looseness can be detected by predictive maintenance include vibration analysis. Because bearings are important elements on rotating machinery on ships, implementation of predictive maintenance using vibration measurements method in ships for early failure detection becomes more important.

1. GİRİŞ

Titreşim basitçe, bir sistemin denge konumu civarında yaptığı salınım hareketi olarak tarif edilebilir. Titreşim bir müzik aletinin ses çıkarabilmesi, konuşmamızı sağlayan ses tellerinin hareketi gibi bazı durumlar için arzu edilse de, mekanik sistemlerde genellikle istenmeyen bir durumdur. Titreşim makineler için boşa harcanan enerji, istenmeyen ses ve gürültü, yüksek gerilmeler, malzeme yorulması ile aşınması ve hatta rezonans durumunda makinenin tahribatı gibi olumsuz durumlara sebebiyet verebilmektedir.

Titreşim ile ilgili teorilerin temelleri antik çağa dayanmaktadır. Milattan önce 5'inci yüzyılda Pisagorcu'ların titreşimi müzik ve akustik ile ilişkilendirmesi ile bu temeller atılmış olup, titreşim kavramı Aristo döneminde mekaniğin keşfi, statik ve dinamik temellerinin anlaşılması ile ilerleme kaydetmiştir. Bunları İskender dönemi ile birlikte titreşim alanında önemli mühendislik gelişmeleri izlemiştir [1].

Büyük işler genellikle tek bir kişinin eseri değildir. Yeni keşifler ve gelişmeler aslında farklı bir kaç çalışma ve araştırmanın ürünü olarak karşımıza çıkmaktadır. Titreşim kavramı da, tarihsel süreç içerisinde birçok araştırmacı ve bilim adamının çalışmaları neticesinde günümüze dek şekillenmiştir.

Jean Baptiste Joseph Fourier, Fransız matematikçi ve fizikçi, titreşim analizinde kullanılan Forier Serileri'nin yaratıcısı olarak titreşim mühendisleri arasında en çok bilinen kişidir. W. J. Rankine, İskoç matematikçi ve fizikçi, döner şaftlar üzerinde çalışmış ve kritik hız kavramı ile adını duyurmuştur. John Strutt Rayleigh, İngiliz fizikçi, 1877 yılında yayımladığı "Theory of Sound" kitabıyla titreşim teorisinden bahsetmiş, borulardaki akustik titreşim konusunun temellerini atmıştır. Stephan Timoshenko, Rus mühendis, titreşim konusunda özellikle daha önceden yapılmamış çalışmalar üzerinde durmuş, 1905 yılında şaftlarda burulma titreşimi ile ilgili makaleler yayınlamıştır. Jacob P. Den Hartog, Alman makine mühendisi, Timoshenko'dan öğrendiği titreşim teorisini 2'nci Dünya Savaşı sırasında gemi ve uçak yapımında karşılaşılan mekanik problemlerin çözümünde kullanmış ve dönemin titreşim konusunda en önde gelen ismi olmuştur. Heinrich Holzer, çok

serbestlik dereceli sistemlerin doğal frekanslarını ve mod şekillerini hesaplamak için kullanılabilen Holzer metodunu bulmuştur. Henry H. Jeffcott kütsüz şaft üzerinde tek rotor-disk model problemlerinin çözümü için kullanılan Jeffcott modelini geliştirmiştir. Titreşim analizi ve ölçümlerindeki pratikler aslında 2'nci Dünya Savaşı'nda hız kazanmıştır. Hızlıca ve büyük miktarlarda üretilen gemi, uçak, türbin ve makinelerde bu problemle sıklıkla karşılaşmış ve çözümlerini bulmak üzere yoğun çabalar harcanmıştır [2].

Makinelerde hareket enerjisi dönme kuvvetiyle elde edilmekte ve bu dönme kuvvetinin oluşabilmesi için de yaygın olarak rulmanlar kullanılmaktadır. Rulmanlar geniş yükleme kapasiteleri, düşük sürtünme katsayıları ve güvenilirlikleri sebebiyle döner makinelerde tercih edilen ve çok sıklıkla kullanılan elemanlardır [3]. Rulmandaki bir arıza, döner makine elemanını etkileyecek, problemli olan bu makine elemanı da makinenin çalışmasında aksaklıklara, hatta durmalara sebebiyet verecek olması nedeniyle rulmanlar, çok öneme sahip bir döner makine elemanı konumundadırlar.

Rulmanlarda yetersiz ve yanlış yağlama, imalat sırasında yüzeylerde oluşan üretim hataları, aşındırıcı partikül varlığı, fazla yükleme, nemli çalışma ortamı, yanlış montaj ve işletmeleri sırasındaki değişik sebeplerden kaynaklanan bir takım hatalar oluşabilir [4,5]. Bu hatalar rulmanın çalışması esnasında sistemin titreşmesine ve gürültüye, bazı durumlarda da işlevini tam olarak yerine getirememesine sebep olabilir.

Rulmanların bileziklerinde ve bilyelerinde meydana gelen yerel hatalar, rulmanın çalışması esnasında bilye ile bilezikler arasındaki temas deformasyonlarında darbe şeklinde ani değişikliklere sebebiyet vermektedir. Bu deformasyonlar hatanın bulunduğu rulman elemanı ve hatanın temas ettiği dış yükleme durumuna bağlı olarak rulmanın ürettiği bileşke kuvvette değişikliklere neden olmaktadır. Bu değişiklikler ile rulmanın doğrusal olmayan dinamik cevabı oluşmakta ve rulmanlarla yataklanmış şaftta karakteristik titreşimler meydana gelmektedir [14].

İstatiksel araştırmalara göre elektrik motorlarında %41'lik oran ile en çok rastlanan arıza tipinin rulman arızaları olduğu açığa çıkmıştır [6,7,31]. Başka bir araştırmada da rulman bozukluğu, mil dengesizliği ve rotor-mil yükünün eş uyumlu olmaması gibi mekanik sebeplerden meydana gelen arıza oranlarının %50'nin üzerinde olduğu

vurgulanmıştır [8]. Döner makine arızalarının büyük bir çoğunluğunun rulmanlardaki hatalardan kaynaklandığı dikkate alınırsa, rulmanların döner makinelerde çok önemli bir eleman konumunda oldukları gayet açıktır. Bu sebeple rulmanlarda oluşan hataların tehlikeli boyutlara ulaşp, bağlı olduğu makineye zarar vermeden tespit edilmesi ve tedbir alınması gerekmektedir.

Rulman arızalarına ek olarak, makinelerin kendi mekaniksel yapılarından kaynaklanan eksen kaçıklığı, dengesizlik, gevşeklik vb. arızalar da makineleri bozulma sürecine götüren diğer problemlerden sayılabilmektedir. Rulman hasarları ile bahsedilen diğer mekaniksel hataları tespit etmenin değişik metotları vardır. Bu metotlardan kestirimci bakım ile titreşim gözlemleme, günümüzde mevcut olan metotların en iyisi sayılmakta [9] olup, makinelerde arıza meydana gelmeden müdahale etme anlayışını benimseyen, en yüksek verimi almak ve arızı bir duruştan veya plansız bakımdan kaynaklanan üretim ile maliyet kayıplarını en aza indirmek ihtiyaçlarından doğan bir bakım yöntemidir.

Teknolojinin ilerlemesi, yeni yazılım ve ölçüm cihazlarının kullanımı ve sinyal işleme tekniklerinin ilerlemesi gibi gelişmeler kestirimci bakım ile hata tespiti çalışmalarına farklı yaklaşımlar imkanı sunmuştur. Zaman tanım bölgesi, frekans tanım bölgesi, zaman-frekans tanım bölgesi, dalgacık dönüşümü ve yapay sinir ağları ile bulanık mantık gibi gelişmiş sinyal işleme teknikleri titreşim analizine dayalı hata tespiti kapsamında uygulanmaktayken, şok darbe metodu, ses basınç ve ses yoğunluğu teknikleri ile akustik emisyon metodu da akustik ölçümlere dayalı hata tespiti kapsamında uygulanmıştır [10,11].

Rulmanlarda var olan bir hatanın erken tespit ve teşhisi için de farklı metotlar kullanılmıştır. Bunlar en genel anlamda titreşim ve akustik ölçümler, sıcaklık ölçümleri ve aşınmış parçacık analizi olarak sınıflandırılabilir. Bu metotların arasında en çok kullanılan titreşim ölçümlerine dayalı analizlerdir. Titreşim ölçümlerine dayalı hata tespitinde ise en sık kullanılan yaklaşım frekans tanım bölgesi (spektral analiz)'dir [11].

Kestirimci bakım kapsamında titreşim gözlemleme metoduyla rulman hataları, makinelerin çalışması sırasında tespit edilecek, bu hatalar ilerleme kaydedip tehlikeleri boyutlara ulaşmadan önce, hatalı rulmanın değiştirilmesi ile birlikte makinelerin beklenmedik ani duruşlarının önüne geçilebilecektir. Bu yöntemde ana

prensip, makinenin işleyişi sırasında yapılan titreşim ölçümleriyle makinelerin performansını izleyerek, ne zaman bakıma gerek olacağına karar verip, bakım zamanında kısa bir süre üretime ara vererek daha önceden belirlenen arızayı onarmaktır [12].

Çeşitli endüstri alanlarındaki farklılıklar dikkate alındığında, bakım masraflarının toplam üretim maliyetinin %15-40'ına sebep olduğu gerçeği ile karşılaşılmaktadır. Bu oran gıda sektöründe %15'ler civarında kalmaktayken, demir-çelik ve kağıt gibi ağır endüstri alanlarında ise %40'lara kadar ulaşmaktadır. Bakım giderleri Amerika'da yılda 200 milyar dolar üzerinde maliyete sebep olmaktadır. Bakım yönetimlerinin etkinliği üzerine yapılan son araştırmalara göre bakım masraflarının 1/3'ünün, gereksizce yapılan ya da zamanında yapılmayan bakımlar nedeniyle israf edildiği açığa çıkmaktadır [13]. Bu sebeple bir işletmeye, bakım masraflarını en az seviyede tutacak ve makine-teçhizatının işleyişini en verimli bir şekilde sağlayacak biçimde uygun olabilecek bir bakım stratejisi uygulanmalıdır.

Gelişmiş ülkelerde endüstride kestirimci bakım uygulamalarının kullanımı sonucunda oldukça önemli faydalar sağlandığı görülmüştür. Yedek parça ihtiyacının %30 oranında düştüğü ve bunun paralelinde bakım-onarım masraflarının %50-80 civarlarında azaldığı ve sonuç olarak sistemlerin net karının %20-60 arasında arttığı tespit edilmiştir [14,15]. Etkili bir kestirimci bakım programı ile bakım için ayrılan toplam maliyetin ortalama beş katının iki veya üç yıl içerisinde tesise geri kazandırılması beklenmektedir [16].

Bilgisayar ve elektronik teknolojisindeki önemli gelişmeler, dolaylı olarak bakım teknolojisine de yansımıştır. 1970'li yıllara kadar genellikle tercih edilmekte olan plansız ve periyodik bakım yöntemleri, yerini elektronik ve bilgisayar sistemlerini verimli bir şekilde kullanan kestirimci bakım yöntemlerine bırakmıştır [17]. Petrol, kimya, çimento, demir-çelik ve kâğıt sanayi bu yöntemi kolayca benimsemiş ve makinelerin daha az durması ve üretimdeki artış sonucu, karlılıklarını büyük ölçüde artırmışlardır [18,19]. Kestirimci bakım kapsamında işletmelerde kullanılmakta olan durum izleme cihazları sayesinde yöntemin amacına uygun kullanımı kolay bir şekilde sağlanmış ve yöntemden daha somut bir verim alınmıştır.

Durum izleme cihazlarının kullanıldığı bilgisayar destekli kestirimci bakım kapsamında makinelerin önem derecelerine göre titreşimleri sürekli veya belirlenen aralıklarla ölçölüp, kayıt altına alınır. Sistem tarafından her yapılan ölçümde daha önceki ölçüme ait veriler otomatikman karşılaştırılarak değerlendirilmeler yapılır, titreşim seviyesi trendindeki artış veya azalmalar gözlemlenir. Makinelerin üretici verileri dikkate alınarak, tecrübelerle istinaden ya da standart kuruluşlarınca belirlenen ve sisteme tanıtılan limit ikaz ve durdurma titreşim seviyeleri kullanıcı tarafından otomasyon sistemine tanıtılarak, kritik makineler için emniyet sistemleri oluşturulur. Bu sayede makine arıza vermeden planlı olarak bakıma alınmış, makinelerdeki plansız, beklenmeyen duruşların önüne geçilmiş olunur.

Durum izleme cihazları, üretimin aksamasını ve yüksek maliyetli onarımları engelleyerek, olası yakın arızaların erken işaretini verip, verimi artırmak için kullanılmaktadır. Durum izlemenin arkasındaki esas fikir, arızaları ve üretimdeki plan dışı duruşları en az seviyelere indirmek için, donanım karakteristiği ile ilgili toplanmış olan verilerin analizine dayanmaktadır. Günümüzde kestirimci bakım yeteneği olan sürekli durum izleme cihazlarının endüstriyel tesislerdeki otomasyon sistemlerine entegrasyonu giderek yaygınlaşmaktadır [20].

Artan teknoloji ile birlikte günümüzde inşa edilen gemilerde de çok farklı tip ve kapasitelerde makineler (elektrik motorları, fanlar, pompalar, kompresörler, tulumbar vs.) yer almakta ve bu makineler gemilerin liman ve seyir periyotlarındaki işleyişlerini aksatmamaları için önemli görevler üstlenmektedirler. Teknolojiye paralel olarak ilerleyen bu makine ve teçhizatın artan maliyeti, bakım-onarım maliyetlerine de doğrudan yansımaktadır.

Gemilerde liman veya seyir sürecinde herhangi bir makinede meydana gelen bir arıza büyük olumsuzluklara neden olacak, işleyişin aksamasına ve hatta durmasına kadar uzanan problemlere sebebiyet verecektir. Örneğin; seyir esnasında önemli bir makinenin beklenmedik bir şekilde ani duruşu; yüksek bakım onarım masraflarına, gereksiz parça değişimlerine, yedek parça temininin zorluklarına, titreşim boyutunun başka makine aksamalarına hasar vermesine, zaman kaybına, personel üzerinde baskı ile strese ve buna bağlı iş kazalarına, hatta seyrin iptaline kadar gidecek önemli kayıplara yol açacaktır.

Gemilerde makine ve teçhizatı ile ilgili olumsuz bir durumla karşılaşmamak için farklı bakım-onarım metotları denenmekte, periyodik olarak yapılan yağ ve parça benzeri değişimler ile belirli seviyelerde başarı elde edilse de beklenmedik arızaların önüne etkin olarak geçilememektedir.

Amerikan Deniz Kuvvetleri'ne ait uçak gemilerindeki makine arızalarının %25'inin rulman arızalarından kaynaklandığı tespit edilmiştir [21]. Yapılan bir araştırma sonucunda da; gemide kullanılmakta olan 1000 HP gücüne sahip bir motorun rulman arızası sebebiyle plansız duruşuyla yaklaşık 79000 dolarlık bir maliyet ile karşılaşılırken, rulman arızalanmadan motorun planlı bir şekilde bakıma alınmasının maliyeti 1600 dolar olarak belirlenmiştir [22].

Rulmanların gemilerdeki döner makinelerde de kullanıldığı ve bu makineler için önemli bir eleman konumunda oldukları dikkate alındığında, titreşim analizine dayalı kestirimci bakım metodunun gemilerde uygulanması ve kritik makineler için bilgisayar destekli kestirimci bakım kapsamında durum izleme cihazları ile otomasyon sistemlerine entegrasyonu önem arz eden bir konudur.

1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmada rulman arızalarından %34'lük oranı ile en yüksek arıza yüzdesine sahip olan yorulmaya bağlı kusurların [23], rulman elemanları üzerindeki etkisinin titreşim analizi ile araştırılması hedeflenmiştir.

Rulman iç bileziği ve dış bileziği üzerine lazer delme yöntemiyle, her bir rulmanda ve her bir bilezikte bir adet hata olmak üzere, 0.15 mm, 0.45 mm ve 0.90 mm'lik yapay yorulma hataları verilerek ve bu hatalı rulmanlardan titreşim verileri toplanarak sağlam rulmanlardan elde edilen titreşim verileriyle karşılaştırılacak ve kusurlu rulmanlara ait spektrumlardan elde edilen frekans değerleri nümerik formüllerle doğrulanmaya çalışılacak, ayrıca hata boyutunun artmasının titreşim genlik değerlerini nasıl etkileyeceği araştırılacaktır.

1.2 Literatür Araştırması

Teknolojik bilgisayarların kullanılmasıyla birlikte, bilyeli rulmanların titreşim karakteristiklerini araştırmak üzerine önemli çalışmaların birçoğu 1960'lı yıllardan itibaren başlayarak devam etmiştir [24]. Titreşim analiziyle döner makinelerde hata

tespit ve teşhisi konusu, birçok araştırmacı için uzun yıllar boyunca süren çeşitli çalışmaların alanı olmuştur.

Orhan ve diğerleri [25] titreşim analizine dayalı kestirimci bakım tekniğinin işleyişini incelemişler ve bu kapsamda gerçek bir sistem üzerinde çalışarak, bir santrifüj pompa rulmanlarının çalışabilirliğini rulman yatakları üzerinden belirli periyotlarla aldıkları titreşim verileriyle değerlendirmişler. Alınan ölçümler sonucunda rulmanların titreşim genliklerindeki ciddi artış dikkate alınarak pompanın ani duruşuna mahal vermeden, arızalı rulman değiştirilmiş ve pompa çalışmasına yeni rulmanlar ile devam etmiştir.

Arslan ve diğerleri [26] titreşim analizi yöntemini kullanılarak bilyeli rulmanlardaki bölgesel yüzey kusurlarını deneysel olarak incelemişlerdir. Hazırlanan bir rulman-mil deney seti ile sağlam ve iç ve dış bileziği yapay kusurlu rulmanlara ait titreşimleri kaydetmişlerdir. Ayrıca sistem için teorik bir model oluşturarak sağlam ve kusurlu rulmanları analiz etmek için bir simülasyon programı geliştirmişlerdir. Simülasyon programından elde edilen sonuçlarla deneysel sonuçlar karşılaştırıldığında bir uyum içerisinde oldukları gözlemlenmiştir.

Aliustaoğlu ve diğerleri [27] kestirimci bakım teknolojisine dayalı, rulman hata tespiti üzerine bir inceleme gerçekleştirmişlerdir. Bu maksatla bir rulman test düzeneği oluşturularak, rulman iç ve dış bileziklerine yapay hasarlar verilmiş ve ölçümler ile titreşim verileri toplanmıştır. Bu verileri incelediklerinde, hata frekans bileşenlerinin hatanın varlığını; bu bileşenlere ait genliklerin ise hatanın gelişme durumunu gösterdiği sonucuna varmışlardır.

Kalyoncu [23] makinelerde ve makine elemanlarında meydana gelen arızaların tespitinde titreşim analizi metodu ve kestirimci bakımdan bahsetmiştir. Örnek uygulama olarak, rulmanlarda meydana gelebilecek arızalar irdelenmiş ve titreşim ölçümü ve analizi yapılarak önceden belirlenen sınır değerler ve trendler de kullanılarak yapılan karşılaştırmaların, makine ve teçhizatının hem geçmişinin nasıl izlendiği, hem de halihazırdaki ve gelecekteki durumları hakkında nasıl tahminler yapıldığı konuları üzerinde durulmuştur.

Açıkel ve diğerleri [28] matbaacılık sektöründe kullanılan sürekli form baskı makinesin için uygulanan kestirimci bakım yöntemi ile ilgili bir çalışma yapmışlardır. Makine üzerinden titreşim ölçümleri alınarak zaman ve frekans tanım

bölgelerinde incelenerek eğilimler belirlenmiştir. Yapılan analizler neticesinde, sürekli form baskı makinesi ana motor fanında oluşan performans kayıplarının ve arızalarının titreşim ölçümleri ve analizleri sayesinde tespit edilebileceği gösterilmiştir.

Engür [29] titreşim analiziyle kestirimci bakım yöntemini irdelemiş, döner makinelerde eksen kaçıklığı, balanssızlık, rulman kusurları, mekanik gevşeklik gibi hataların bu yöntemle hızlı ve daha az bir maliyetle tespit edilerek olası daha büyük kayıplardan korunabileceğini vurgulamıştır.

Narwade ve diğerleri [30] indüksiyon motorları için durum gözetleme ve hata teşhisinin önemi üzerinde durmuşlardır. Titreşim analiziyle hata tespiti kapsamında kendi deney düzenekleri üzerinde rulman iç ve dış bileziklerine verdikleri hatalar ile durum gözetleme ve titreşim analizinin indüksiyon motorlarda uygulanmasının avantajları üzerinde çalışmışlardır.

Boukhobza ve diğerleri [31] rulman hatlarının yerinin tespiti ve büyüklüğünün teşhisi için yapay sinir ağları metodu üzerinde durmuşlardır. Çalışmalarında rulman iç bileziği, dış bileziği ve bilye üzerine değişik ebatlarda yapay hatalar vererek yapay sinir ağları metodunun rulmandaki hataların ciddiyetini belirleme üzerindeki etkinliğini araştırmışlardır.

Williams ve diğerleri [32] rulmanların çalışma süresini belirlemek maksadıyla bir test düzeneği kullanmışlardır. Yapılan birçok çalışmadan farklı olarak rulmanlara yapay kusurlar vermek yerine sağlam rulmanları bu test düzeneğinde çalıştırarak farklı devirlerde, hasar oluşuncaya kadar teste tabi tutmuşlar ve elde ettikleri titreşim verilerini kaydetmişlerdir.

Al-Najjar [33] iki farklı İsveç kağıt fabrikasındaki kestirimci bakım programları kapsamında rulman hasarlarının belirlenmesi, oluşma sebepleri, rulman ömürlerinin artırılması için alınması gereken tedbirleri ve etkili bir bakımda gerekli stratejileri ele almıştır.

Mcfadden ve Smith [34-35] sabit bir yük altındaki bir rulmanın iç bileziğindeki tek ve ikili hasarın sebep olduğu titreşimi tanımlamak için bir matematiksel model oluşturmuşlardır. Deneysel yolla elde edilen sonuçlar ile hesaplara bulunan sonuçların uyum içinde olduğu tespit edilmiş, oluşturulan matematiksel modelin tatminkar sonuçlar verdiği görülmüştür.

Karaçay ve Aktürk [36] açısal temaslı bir bilyeli rulmanın elemanlarında oluşan yerel kusurları modelleyerek temas noktalarındaki yük-ezilme ilişkilerini incelemişlerdir. Her bir kusurun şaftta meydana getirdiği dinamik değişiklikleri gözlemlemişleridir.

Choudhury ve Tandon [37] sağlam rulman ile bilye ve iç bilezik yuvarlanma yolu üzerindeki ufak ve büyük hasar derecelerine sahip rulmanların farklı yüklemeler altındaki akustik emisyon ölçümlerini yapmak için kendi deney düzeneklerini kurarak rulman hasarlarının tespitinde akustik emisyon yöntemin kullanılabilirliğini araştırmışlardır.

Nelias ve Yoshioka [38] derin oluklu bir bilyeli rulmanın çalışması esnasında yuvarlanma elemanının yorulma başlangıcını belirlemek için bir bilgisayar simülasyonu kullanmıştır. Bu simülasyon programında akustik emisyon tekniğini kullanarak deneysel çalışmaları doğrulamışlardır. Çalışmalarında rulman ciddi hasar işaretleri vermeden önce, yüzey altı kusurlarının tespiti ve lokalizasyonunda başarılı sonuçlar elde etmişlerdir.

Jayaswal ve Wadhwani [39] titreşim analiziyle hata teşhisi kapsamında yapay sinir ağları, bulanık mantık ve dalgacık dönüşümü tekniklerini irdelemişler ve bu yöntemlerin özellikle döner makinelerin en önemli parçalarından olan rulmanlar üzerindeki uygulamaları ve kullanım alanlarını araştırmışlardır.

Tandon ve Choudhury [40] rulmanlardaki yerel ve dağınık hataları belirlemede titreşim ve akustik ölçüm metotlarının avantaj ve dezavantajlarını içeren çalışmalarını geçmiş çalışmalar ve güncel teknolojik teknikleri de dikkate alarak sunmuşlardır.

Li ve diğerleri [21] rulmanlarda hatayı erken tespit ve hata yerini teşhis etmek için gürültü perdelemesi yapan etkili bir sinyal işleme metodu geliştirmişler ve farklı yüklemeler altında çalışan rulmanlarda hatanın büyüklüğünü tahmin ve bu hatanın zamana bağlı olarak gelişimi üzerinde kendi deney düzeneklerini kullanarak çalışmalar yapmışlardır.

Lacey [41] rulman titreşimlerinin sebeplerini incelemiş ve bir rulmanın iç bilezik, dış bilezik, bilye ve kafes elemanları üzerinde meydana gelen bir kusurun spektrum üzerinde meydana getirdiği frekansları irdelemiştir.

Banister [42] rulman kusurlarını belirlemede titreşim verilerine dayalı durum gözetleme teknikleri üzerinde çalışmış, bu tekniklerin birbirlerine nazaran olumlu ve olumsuz yönlerini irdelemiştir.

Harker ve Sandy [43] rulman elemanlarında oluşan hasarların meydana getirdiği titreşimlerin frekans spektrumu ile analizleri üzerinde çalışmışlardır. Rulman hasarlarının sebeplerini, bu hasarların gelişim evrelerini ve titreşim ölçüm tekniklerini detaylı bir şekilde araştırmışlardır.

Liu ve Mengel [44] yapay sinir ağıları yöntemini kullanarak bilyeli rulmanların durumlarını gözetlemişler, bu teknik ile rulmanın hasarlı olup olmadığının ve hasar var ise hangi elemanında olduğunun tespitinin yapılabilirliğini göstermişlerdir.

Nohal ve diğerleri [5] rulman çeliği hatalarının başlangıç ve gelişim aşamalarındaki tespitinde akustik emisyon metodunun daha hassas sonuçlar vereceğini vurgulamış ve çalışmalarında akustik emisyon metodu ile iki farklı rulman çeliğinin iki farklı yükleme altındaki başlangıç ve gelişim aşamasında olan kusurlarını irdelemişlerdir.

Carmen ve diğerleri [45] rulmanlarda meydana gelen hataların boyutlarını tespit etmek için bir deney düzeneği oluşturmuşlar ve farklı rulman iç bileziklerine değişik ebatlarda hasarlar vererek bu hasarların boyutlarını basit bir matematik modeli ile de doğrulamışlardır.

Ayaz ve diğerleri [46] rulmanları yapay olarak eskitilmiş asenkron motordan titreşim verileri alınarak spektral ve dalga form analizleri yapmışlardır. Sürekli Dalgacık Dönüşümü analiz yaklaşımının elektrik motorlarındaki rulman arıza tanısının belirlenmesindeki etkinliği üzerinde çalışmışlardır.

Bayram ve diğerleri [47] 106M208 No'lu Tübitak projesi kapsamında altyapısı oluşturulan deney düzeneğini ve farklı ebatlarda iç bileziği, dış bileziği ve bilyesi yapay hasarlı rulmanları kullanarak titreşim verilerini toplayıp, elde edilen sinyallere dalgacık dönüşümü uygulayarak gürültüden arındırmışlardır. Gürültülü ve gürültüsüz sinyallerin enerjilerini hesaplayıp orantılayarak dalgacık katsayılarını elde etmişlerdir. Dalgacık dönüşümü yöntemi sonucu elde edilen katsayılar tekniği yönteminin etkinliğini, rulman elemanları üzerindeki farklı ebatlardaki hataları sınıflandırmada kullanılabilirliğini vurgulamışlardır.

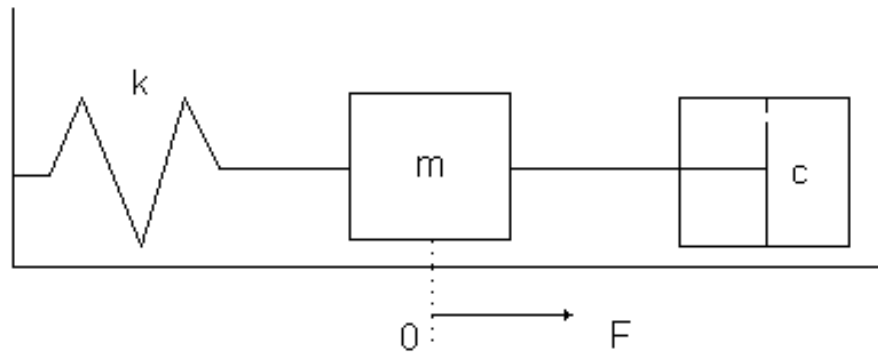
2. TİTREŞİM TEORİSİ

Titreşim, basitçe bir sistemin denge konumu civarında yaptığı salınım hareketi olarak tarif edilebilir. Titreşim bir müzik aletinin ses çıkarabilmesi, konuşmamızı sağlayan ses tellerinin hareketi gibi bazı durumlar için arzu edilse de, mekanik sistemlerde genellikle istenmeyen bir durumdur. Titreşim makineler için boşa harcanan enerji, istenmeyen ses ve gürültü, yüksek gerilmeler, malzeme yorulması ve aşınması ve hatta rezonans durumunda makinenin tahribatı gibi olumsuz durumlara sebebiyet verebilmektedir.

Titreşim analizinin yapılabilmesi için mekanik titreşimler konusunda bilgi sahibi olmak ve bazı temel kavramları bilmek gerekmektedir. Böylece titreşim analizleri daha iyi bir şekilde yapılmış olur ve konunun işleyişindeki her adım daha iyi kavranmış olunur.

2.1 Titreşimin Temeli

Kütle yay sisteminin harici bir F kuvvetine karşı nasıl cevap verdiğinin anlaşılması ile titreşimin ölçülmesi ve analizinin yapılmasıyla ilgili hususlar daha iyi tanımlanabilir ve çözülebilir. Şekil 2.1'deki kütle-yay sisteminde m kütlesi, k rijitliğine sahip bir yaya bağlanmış durumda olup, m kütlesinin ön tarafına ise c sönümlü bir piston konulmuştur. Piston ise sistemde sönümü sağlayan içerisi yağ ile dolu bir gövdenin içerisinde bulunmaktadır.



Şekil 2.1 : Kütle-Yay-Sönüm sistemi [48].

F harici kuvvetinin m kütlesini ileri doğru hareket ettirmesi ile birlikte sistemde iki olay meydana gelir;

1. Yay gerilir,
2. Yağ pistonun ön tarafından geriye doğru akar.

Burada F kuvveti:

1. m kütlesinin ataletini,
2. Yayın k rijitliğini,
3. Yağın pistonun ön tarafından arkasına doğru akmasıyla meydana gelen direnci
(c sönümlemesini)'ni yenerek m kütleli cismi hareket ettirebilmektedir.

Temelde tüm sistemler, kütle-yay sistemindeki gibi, titreşimlerine neden olan kuvvetlere karşı nasıl tepki vereceklerini belirleyen üç ana özelliğe sahiptir.

Bu üç temel özellik;

- Kütle (m)
- Rijitlik (k)
- Sönüm (c)

Bu üç ana özellik bir makinenin titreşimlere karşı nasıl direnç göstereceğine ilişkin doğal karakteristiğidir.

2.1.1 Kütle (m)

Hareketli veya hareketsiz konumdaki bir cismin kendisine uygulanan kuvvete karşı göstermiş olduğu dirençtir ve büyüklüğü kilogram (kg) ile ifade edilir. Bir cismin kütlesi kendisinin temel ve daimi bir özel değeri olup, değişmez.

2.1.2 Rijitlik (k)

Elastik cisim ve yapıların ötelenme ve yer değiştirme tesirlerine karşı koyma derecesi olarak ifade edilebilir. Birimi Newton/metre (N/m)'dir. Rijitlik arttıkça şekil değiştirme olabilmesi için gereken etki kuvveti de artmaktadır.

2.1.3 Sönüm (c)

Bir sistemin titreşim hareketinin hızını yavaşlatacak bir yapıdır. Birimi Newton/metre/saniye $[N/(m/s)]$ 'dir.

2.2 Titreşim İle İlgili Diğer Kavramlar

2.2.1 Denge noktası

Salınım hareketi yapabilen bir cismin hareketsiz kalabildiği başlangıç (sıfır noktası) konumudur. Kinetik enerjisinin sıfır olduğu konum denge noktasıdır.

2.2.2 Periyodik hareket

Belirli bir zaman aralığında kendisini sürekli olarak tekrarlayan harekettir.

2.2.3 Periyot (T)

Kendisini sürekli tekrarlayan harekette, hareketin belirli bir noktadan ilk geçişiyle ikinci geçişi arasında kalan süredir. Birimi saniye (s)'dir.

2.2.4 Frekans (f)

Frekansın tanımı iki şekilde yapılabilir. Birincisi; 1 saniye içerisinde gerçekleşen titreşim sayısıdır. Birimi Hertz ($Hz=1/s$)'dir. İkincisi; titreşim hareketinin 1 dakika süre içerisindeki tekrarlanma adedidir. Birimi RPM (revolution per minute)'dir. RPM ve Hz arasındaki bağıntı;

$$RPM/60 = Hz \quad (2.1)$$

ve periyot ile frekans arasındaki bağıntı;

$$T = 1/f \quad (2.2)$$

şeklinde ifade edilebilir.

2.2.5 Faz (ø)

Referans bir nokta baz alınarak iki hareketten birinin diğerine nazaran ne kadar önce veya sonra meydana geldiğinin göstergesidir. Birimi derece ($0-360^0$) veya radyan ($0-2\pi$)'dir.

2.2.6 Açısal frekans (ω)

Titreşim hareketi yapan bir sistemin hareketinin birim zamanda bir çember etrafında süpürdüğü açının miktarıdır. Daha farklı bir ifadeyle, bu hareketin birim zaman içerisindeki radyan olarak ölçüsüdür. Birimi radyan/saniye (rad/sn)'dir. Açısal frekans ile frekans ve periyot arasındaki bağıntı;

$$\omega = 2\pi f = 2\pi / T \quad (2.3)$$

şeklinde ifade edilebilir.

2.2.7 Genlik (x)

Salınım hareketi yapan bir cismin denge noktası baz alındığında herhangi bir yönde ulaşabildiği en büyük uzaklıktır. Daha farklı bir ifadeyle, titreşim şiddetinin göstergesidir. Bir titreşimde genlik değeri, hız, ivme ve deplasman (yer değiştirme) olarak 3 farklı şekilde ifade edilebilir.

2.2.8 Doğal frekans (f_n)

Bir sisteme herhangi bir dış kuvvet uygulanmadan kendi yaptığı serbest titreşim hareketi esnasındaki frekans değeri doğal frekans olarak adlandırılır. Aslında titreşim hareketi yapan her sistemin cinsine, kütesine, boyutlarına, yapılarına ve sınır şartlarına bağlı bir doğal frekansı vardır.

2.2.9 Kritik hız

Rulmanlar aracılığıyla dönmekte olan bir mil, iki ucu yataklı bir kiriş gibi düşünülebilir. Dolayısıyla bu milin bir doğal frekansı vardır ve bu frekansın milin dönme devriyle çakıştığı devre, kritik hız denir. Döner bir makine kritik hızda çalışmamalı, çalışması zorunlu ise de bu devirde kısa süreli kalmalıdır.

2.2.10 Rezonans

Harici bir kuvvetin etkisi altındaki titreşim zorlanmış titreşim olarak ifade edilmektedir. Bu zorlanmış titreşimin zorlama frekansı, zorlanan sistemin doğal frekansı ile aynı olursa bu duruma rezonans denmektedir. Rezonansa giren sistemin genlik değerleri sonsuza gitmeye çalışacak ve sistem aşırı derecede titreşecektir. Rezonans, 1940 yılında ABD'nin Washington eyaletinde yapılmış olan Tacoma

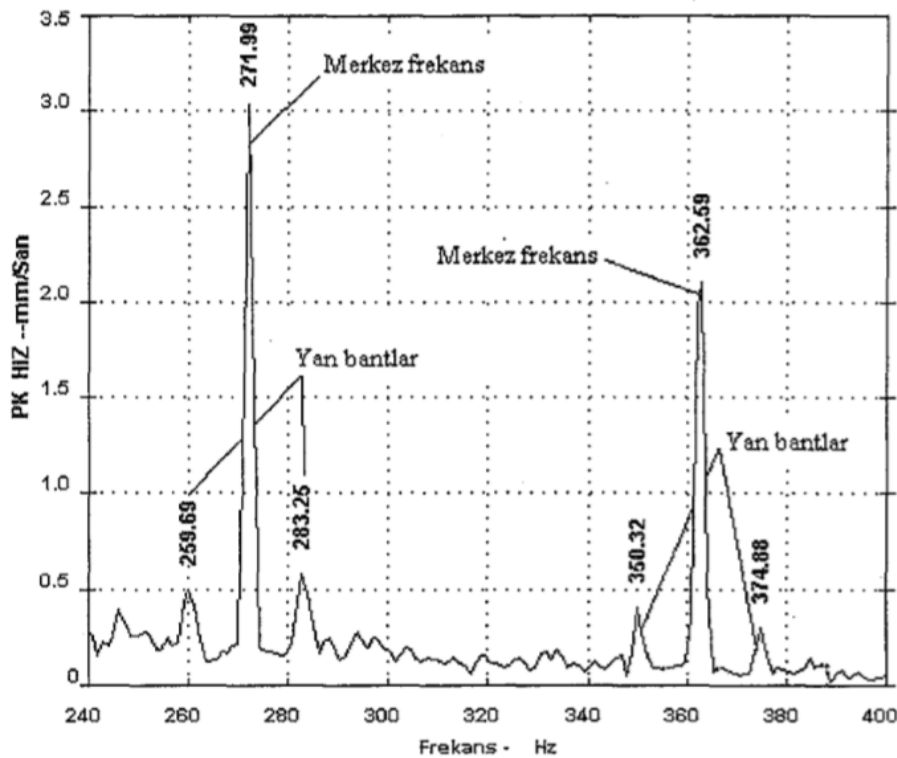
Asma Köprüsü'nün ulaşımına açıldıktan birkaç ay sonra rüzgarın etkisiyle yıkılması örneğinde olduğu gibi, sistemin komple dağılmasına kadar varabilen ciddi ve kalıcı hasarlar oluşturabilmektedir.

2.2.11 Harmonik

Bir rulman-mil sistemi ele alındığında ve bu sisteme ait titreşim frekans spektrumu incelendiğinde, mil dönme devrinin veya rulman temel hasar frekansının tam sayı katlarındaki frekans değerlerinde bir titreşim belirliyorsa, bunlar mil dönme devrinin veya rulman hasar frekansının harmonikleri olarak adlandırılır (Şekil 2.2).

2.2.12 Yan bant

Farklı frekans değerlerine sahip sinyallerden birinin diğerini modülasyona uğratmasıyla başka bir frekans değerinde oluşan yeni bir sinyaldir. Yine rulman-mil sistemi ele alındığında ve bu sisteme ait titreşim frekans spektrumu incelendiğinde, belirli bir merkez hasar frekansının mil dönme frekansı ile modülasyona uğrayıp sağ ve sol yanında eşit aralıklarla beliren yeni frekans değerleridir.



Şekil 2.2 : Merkez frekans, harmonik ve yan bant [51].

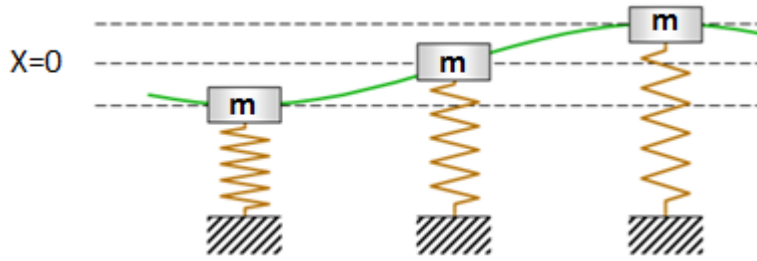
Şekil 2.2'de görülen merkez hasar frekansları temel hasar frekansı, 90.64 Hz'in 3'üncü (271.9 Hz) ve 4'üncü (362.5 Hz) harmonikleridir. Yan bantlar ise mil dönüş

hızı (12.35 Hz) sebebiyle merkez frekansların demodülasyona uğramaları sonucu oluşan frekanslardır.

2.3 Titreşim Türleri

2.3.1 Serbest titreşim

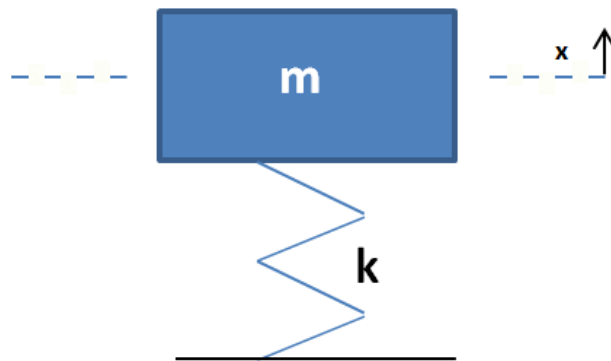
Bir sistemin dışarıdan ilave bir kuvvet olmadan, sadece başlangıçta uygulanan serbest bir kuvvetin uyarıcı etkisiyle yaptığı salınım hareketidir. Örneğin; Şekil 2.3'te elastik bir yay ucunda denge konumunda duran bir m kütlesi aşağıya doğru hafif bir çekilip bırakılırsa, $x=0$ denge konumu civarında salınımlar yapmaya başlayacak ve bu durum sönüm etkisi yoksa sonsuza kadar devam edecektir.



Şekil 2.3 : Serbest titreşim [49].

2.3.1.1 Sönümsüz serbest titreşim

Bir sistemdeki titreşim hareketi sürtünme ya da farklı sebepler ile bir kayba uğramıyorsa böyle titreşimlere “sönümsüz titreşimler” denir. En basit titreşim sistemi kütle-yay sistemidir. Kütle-yay sistemini incelemek için, sönüm göz ardı edilir ve kütleye hiçbir kuvvet uygulanmazsa, sistemin kütlesi ve yay sabiti de biliniyorsa, sisteme bir ilk hareket uygulandığında hangi frekansta titreyeceği bulunabilir. Şekil 2.4'te sönümsüz serbest titreşimin kütle-yay sistemi gösterilmiştir.

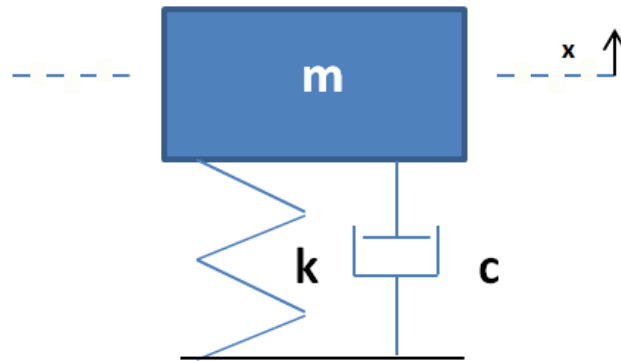


Şekil 2.4 : Sönümsüz serbest titreşim.

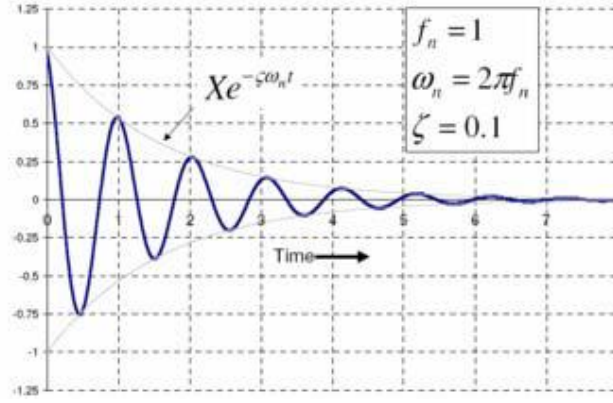
Kütle-yay sistemine bir başlangıç kuvveti etki ettiğinde sistem salınım hareketi yapmaya başlayacaktır. Şekildeki 2.4'teki sistemde bir başlangıç kuvveti ile yay çekilerek belirli mesafe kadar uzatılınca, yayda bir potansiyel enerji depolanır. Uygulanan kuvvet bu konumdan serbest bırakılınca yay başlangıç konumuna dönmek isteyecek ve bu yüzden de bağlı olduğu kütleyi ivmelendirecektir. Yayın başlangıç konumuna döndüğü noktada artık üzerinde depolanmış bir potansiyel enerji yoktur, ancak burada kütle maksimum hızına ulaştığından depolanmış olan tüm potansiyel enerji kütle üzerinde kinetik enerjiye dönmüştür. Bu noktadan itibaren kütlenin yayı sıkıştırıyor olması sebebiyle kütle ivmesi azalmaya başlayacak ve kütle üzerindeki kinetik enerji yay üzerinde potansiyel enerjiye dönüşecek ve depolanacaktır. Kütledeki kinetik enerjinin yaydaki potansiyel enerjiye ve yaydaki potansiyel enerjinin kütledeki kinetik enerjiye dönüşümü bir salınım sebeptir ve bu salınım da enerjinin korunumu prensibinden kaynaklanmaktadır. Bu sistemde zemin pürüzsüz ve sürtünmesiz olarak kabul edersek bu salınım hareketi süresiz olarak devam edecektir.

2.3.1.2 Sönümlü serbest titreşim

Sönümsüz serbest titreşimde sürtünmesiz ve pürüzsüz ortamda kütle-yay sistemi süresiz, sonsuza kadar aynı salınımı yapacaktır. Ancak gerçek sistemlerde, sistemin içinde titreşim hareketi yaptığı hava, su, yağ gibi ortamlar sebebiyle bu harekete bir direnç oluşturulacak ve sistemdeki enerji bu direnci yenmek için boşa harcandığından mutlaka bir süre sonra bu hareket sonecektir. Bu şekilde titreşim hareketi boyunca sistemde bir enerji kaybı söz konusu ise böyle titreşimlere "sönümlü titreşim" adı verilir. Şekil 2.5'te sönümlü serbest titreşimin kütle-yay sistemi gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Sönümlü serbest titreşim.

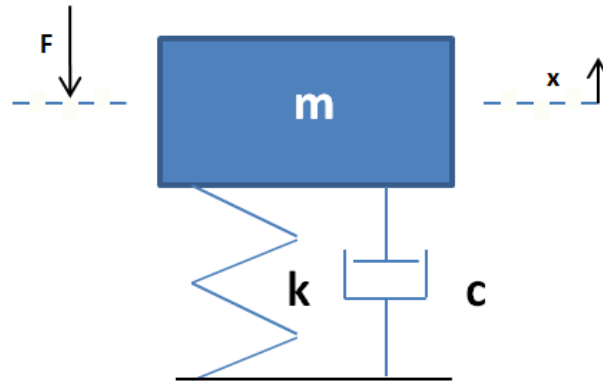


Şekil 2.6 : Sönüm oranı 0.1 olan bir salınım [50].

Şekil 2.6’da sönüm oranı 0.1 olan bir titreşim hareketinin yaptığı salınım görülmektedir. Sönümün etkisiyle hareketteki genlik değerlerinin zamanla azaldığı, sıfıra doğru yaklaştığı görülmektedir.

2.3.2 Zorlanmış titreşim

Dışarıdan zorlayıcı bir kuvvetin etkisindeki bir sistemin yaptığı titreşim hareketidir. Makinelerdeki titreşimlerin çoğu zorlanmış titreşimlerdir. Bunlar bir harici kuvvet ya da etki tarafından oluşturulup sürdürülen salınımlardır. Zorlanmış titreşimlerde titreşimin frekansı uygulanan dış kuvvetin frekansına bağlıyken, titreşimin genliği ise sistemin mekanik davranışına bağlıdır. Şekil 2.7’de sönümlü zorlanmış titreşimin kütle-yay sistemi gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : Sönümlü zorlanmış titreşim.

Zorlanmış titreşimler de serbest titreşimler gibi sönümlü ve sönümsüz olarak ikiye ayrılır. Bu hareketler, mühendislik çalışmalarında titreşim hareketlerinin en önemli olanları olarak ele alınır ve çeşitli tip makine ve elemanlarının titreşimlerine sebebiyet veren kuvvetleri analiz etmek ve bu titreşimleri gidermek için bir çok titreşim probleminin temelini oluşturur.

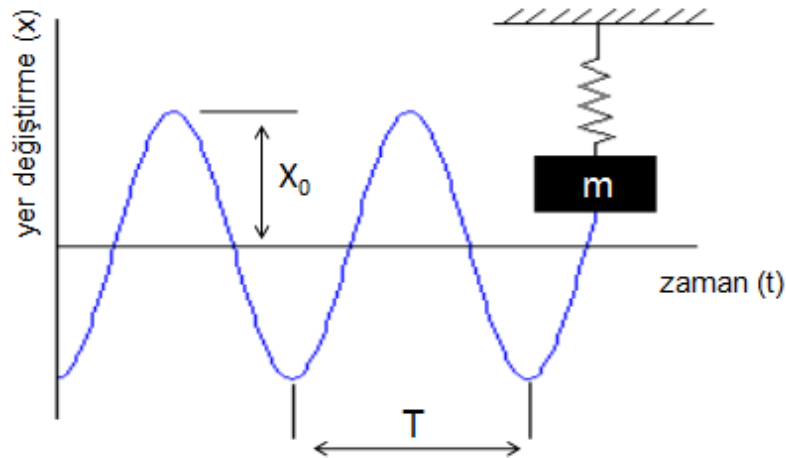
Rezonans durumunun; dış kuvvet frekansının, sistemin doğal frekansına eşit olduğu durumlarda meydana geleceği göz önüne alındığında zorlanmış titreşimler konusunun önemi bir kez daha açığa çıkmaktadır. Bilindiği üzere rezonans durumunda genlikler sonsuza ulaşacak ve bu durum mekanik sistem için geri dönüşü olmayan hasarlarla sonuçlanacaktır.

Rezonans mekanik sistemler için istenmeyen bir durum olduğundan, titreşim analizlerinde bu durumla ne zaman karşılaşılacağına tespitini mutlaka yapmak gerekecektir. Rezonans durumunda maksimum seviyelere ulaşan genlik değeri sisteme sönüm eklenerek ya da sistemin kütle ve direngenliğinin değiştirilmesi ile doğal frekans ile zorlama frekansı arasındaki farkı artırarak önemli ölçüde düşürülebilecektir. Eğer sistem üzerinde bir değişiklik yapılamayacak ise, zorlayıcı dış kuvvetin frekans değerinin değiştirilmesi gerekmektedir.

2.4 Basit Harmonik Hareket

Titreşim, belirli bir zaman diliminde kendini tekrarlayan periyodik bir harekettir. Bu tarifle titreşim Şekil 2.8’de olduğu gibi sinüsoidal bir grafikte gösterilebilir. X_0 ; konum değişikliği (genlik), t ; zaman, ω ; açısal frekans ve T ; periyottur. Burada periyodik hareketin en basit tipi gösterilmekte ve aşağıdaki denklem ile ifade edilebilmektedir.

$$X = X_0 \sin \omega t \quad (2.4)$$



Şekil 2.8 : Basit harmonik hareket.

Harmonik hareket, bir denge konumundan eşit uzaklıktaki belirli iki nokta arasında eşit zaman aralıklarında periyodik şekilde tekrarlanan hareket olup en basit titreşim şekli olarak da belirtilebilir. Şekil 2.8’de görüldüğü üzere sarmal yayın ucuna bağlı m kütlesi harici bir kuvvet ile çekilip bırakılırsa, kütle denge noktasından geçerek iki uç konum arasında eşit zaman aralıklarında salınım hareketi yapar ve bir enerji kaybı yoksa bunu sonsuza kadar sürdürür. Bu salınım hareketi periyodik ve harmoniktir.

2.4.1 Basit harmonik harekette deplasman (yer değiştirme)

Basit harmonik hareket yapan kütlelerin herhangi bir andaki denge konumundan olan gerçek uzaklığına deplasman denir. Deplasmanın alabileceği en büyük değer ise genliktir. Bir titreşimdeki deplasman verileri deplasman problemleri ile ölçülür. Kütlelerin deplasmanı ve bu salınımında geçen zaman arasındaki ilişki aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir.

$$X = X_0 \sin \omega t \quad (2.4)$$

Burada X, metre (m) yer değiştirme ya da deplasman olarak adlandırılır. Açısal hız; ω , radyan/saniye (rad/s), zaman; t, saniye (s) ile gösterilmekte olup, X_0 ise; bu salınımdaki en yüksek genlik değeridir ve birimi metre (m)’dir.

2.4.2 Basit harmonik harekette titreşimin hızı

Şekil 2.8’deki m kütlesi iki uç nokta arasında hareket ederken en yüksek hızına denge noktasından geçerken ulaşıyor olup, deplasmanın en yüksek olduğu uç noktalarda ise hızı sıfıra düşmektedir. Genel bir tanımla hız; birim zamanda alınan yoldur ve burada kütlelerin ne kadar hızlı hareket ettiğinin bir ölçüsüdür. Bir titreşimdeki hız verileri hız transduserleri ile ölçülür. Kütlelerin hızı deplasman denkleminin zamana göre türevinin alınması ile elde edilebilir. Birimi metre/saniye (m/s)’dir.

$$V = \frac{dX}{dt} = X_0 \omega \cos(\omega t) \quad (2.5)$$

Hızın alabileceği maksimum değer cosinüsün maksimum değerinde olur ve bu durumda; $V_{\max} = X_0 \cdot \omega$ ’dir.

2.4.3 Basit harmonik harekette titreşimin ivmesi

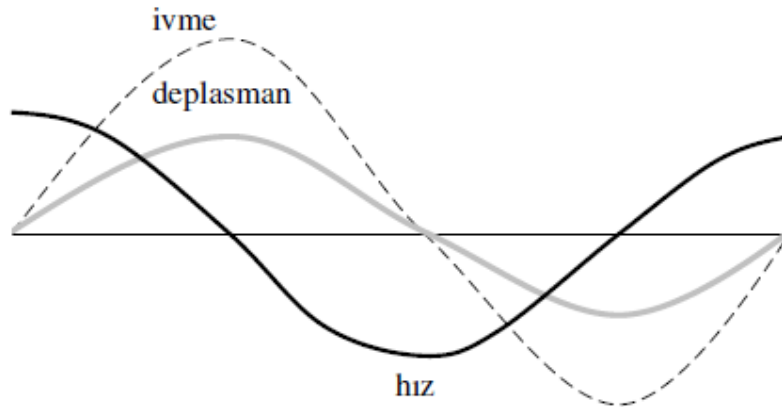
Birim zamanda hızdaki değişim miktarı ivmeyi verir. Deplasmanın ikinci ya da hızın birinci türevi ile ivme hesaplanabilmektedir. Bir titreşimdeki ivme verileri, ivme transduserleri ile ölçülür Birimi metre/saniye² (m/s²)'dir.

$$a = \frac{dV}{dt} = -X_0 \omega^2 \sin \omega t \quad (2.6)$$

İvmenin alabileceği maksimum değer sinüsün maksimum değerinde olur ve bu durumda; $a_{\max} = X_0 \cdot \omega^2$ 'dir.

Kütlenin ivmelenmesi salınımın uç noktalarında maksimum oluyorken, kütle denge konumundan geçiyorken ivme sıfıra düşmektedir.

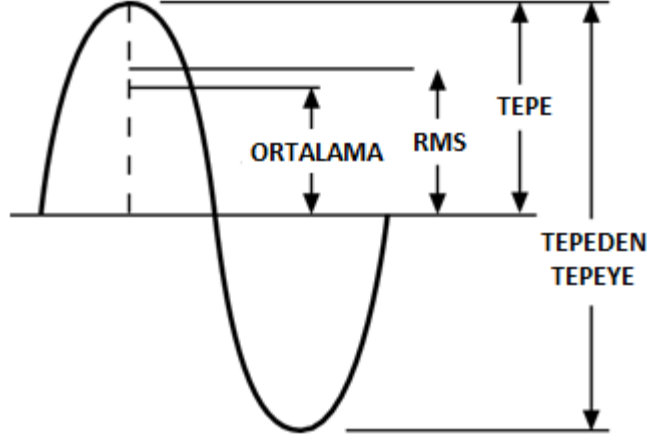
Sekil 2.9'da deplasman ve ivme bir sinüs eğrisi ile hız ise bir kosinüs eğrisi ile ifade edilmektedir.



Şekil 2.9 : Deplasman, ivme ve hız eğrileri [48].

2.5 Genlik Değerleri

Genlik salınım hareketi yapan bir cismin denge noktası baz alındığında herhangi bir yönde ulaşabildiği en büyük uzaklık olarak tanımlanmıştır. Genlik değerleri ise 4 farklı şekilde ifade edilmektedir. Bunlar; Tepeden-Tepeye (Peak-To-Peak), Sıfırdan-Tepeye (Zero-To-Peak), RMS (Root Mean Square) ve Ortalama (Average) olarak isimlendirilmekte olup, grafikleri Sekil 2.10'da gösterildiği gibidir.



Şekil 2.10 : Genlik değerleri [52].

2.5.1 Tepeden-tepeye (peak-to-peak)

Salınımın (+) tepe noktası ile (–) tepe noktası arasındaki mesafeyi belirtmektedir. Titreşim yapan bir sistemin toplam titreşim genlik değerini verir. Sıfırdan-tepeye değerinin iki katıdır.

2.5.2 Sıfırdan-tepeye (zero-to-peak)

Sıfır, yani denge noktasına göre salınımda bir yönde erişilen maksimum değeri ifade eder. Tepeden-tepeye değerinin yarısıdır.

2.5.3 RMS (root mean square)

Belirli bir zaman aralığında ölçülen titreşim değerlerinin karelerinin ortalamasının kareköküdür. Titreşimin efektif değeridir. Elinizi titreşim yapan makina üzerine koyduğunuzda hissettiğiniz titreşim seviyesidir. Basit harmonik harekette zero-to-peak değerinin 0.707 katıdır. RMS değeri aşağıdaki bağıntı ile bulunabilir.

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (2.7)$$

2.5.4 Ortalama (average)

Belirli zaman aralıklarında ölçülen titreşim değerlerinin aritmetik ortalamasıdır. Basit harmonik harekette sıfırdan-tepeye değerinin 0,637 katıdır.

2.6 Gemilerde Titreşim Standartları

Titreşimler belirli seviyelerin üzerinde olduğu zaman insan sağlığına, çevreye ve makine parçalarına zarar verebilmektedir. Makinelerde yapılan titreşim analizinde rezonans değerlendirmesi ile birlikte tespit edilen titreşim değerlerinin limitler dahilinde olup olmadığına da bakılmalıdır. Limitler dahilinde olmayan titreşim genlikleri makine aksamalarına zarar vererek çalışma ömrünü kısaltmakta, boşa enerji kaybı yaratmakta, istenmeyen ses ve gürültü ile yüksek gerilmeler, malzeme yorulması ve aşınmasına sebebiyet vermekle birlikte, insan sağlığını da olumsuz etkilemektedir.

Gemi koşullarının, insan verimliliği ve konforu için titreşim, gürültü, iklim kontrol, aydınlatma ve aynı zamanda fiziksel ve mekansal karakteristikler açısından kabul edilebilir standartlar dahilinde olması, gemide yaşanabilirliğin sağlanması adına çok önemlidir. Esas amacı dinlenmek ve eğlenmek olan alanlar, gemilerde yaşam mahallerini oluşturmaktadır. Yaşam mahalleri; kamaralar, tıbbi tesisler (revirler), ofisler, genel ve dinlenme odaları, salonlar, yemek odaları gibi alanları kapsamaktadır. Çalışmaya ayrılmış alanlar ise; seyir mahalleri, servis mahalleri (mutfak, çamaşırhane) ve makine mahalleridir. Yaşam mahalleri ve çalışmaya ayrılmış alanlardaki titreşim değerlerinin ulusal, uluslararası veya diğer standartlar ile kurallara uyma zorunluluğu yoksa, ISO 6954'e uygunluğu tavsiye edilmektedir [53].

Klas kuruluşları denizcilik sektöründe gemi inşaa süreci ve sonrasında, teknik olarak uygunluk ve dayanıklılık, çevre kirliliği, emniyet, sağlık gibi konularda belirli kurallar ve standartlar getiren kuruluşlar olup, belirledikleri kriterler ve işletim durumlarına göre gemilerde titreşim ölçümlerini yaptırmakta ve bunları kontrol edip onaylamaktadırlar. Klas kuruluşları genellikle yolcu gemilerindeki gürültü ve titreşim kriterleri üzerinde durmuşlardır. Çünkü yolcu gemilerinde yolcunun konfor ve rahatlığı özel bir öneme sahiptir. Öncelik yolcu gemilerinde olmak üzere, diğer gemi tipleri için de gemilerde yaşanabilirliği sağlayacak kriterler oluşturmuşlardır. Klas kuruluşları genelde titreşim ile ilgili olarak ISO 6954 standartlarını temel almışlardır.

Titreşim analizleri birçok alanda yapılmakla birlikte gemilerde de önemli bir yer tutmaktadır. Gemilerin yapım aşamasında ve onarım süreçlerinde farklı farklı bölme

ve mekanik aksamalarında yapılan titreşim ölçümleri ve analizleri kabul görmüş belirli ulusal veya uluslararası standartlara göre yapılmaktadır. Bu standartlar ile; titreşimlerin insan sağlığı ve konforu üzerinde etkileri, yapısal titreşimler ve de makine ile ekipmanlarının titreşimleri göz önüne alınarak bir takım titreşim limitleri belirlenmiştir. Limit değerlerinin aşılmaması sorumluluğu ve garantisi geminin inşası sürecinde yapım şirketine ait olup, bakım ve onarım sürecinde de bakım-onarım kademesine ait olmaktadır [54].

Titreşim limitlerini belirlemek için üç önemli etken vardır [55].

- Titreşimin insan sağlığına etkisi,
- Yapısal titreşim,
- Makine ve ekipman titreşimleri.

2.6.1 Titreşimin insan sağlığına etkileri

İnsan sağlığına etki eden fiziksel etkenler arasında titreşim hareketi de önemli bir yer tutmaktadır [56]. Günlük hayatta çoğu insan farkında olmadan farklı frekans ve genliklerde, çeşitli şekil ve sürelerde titreşime maruz kalırlar. İnsanların maruz kaldığı 2 tip titreşim vardır. Bunlardan ilki; yoğunlukla elle temas anında karşılaşılan ve el dokuları veya parmaklardan vücuda geçerek özellikle de damar, kemik, eklem, sinir ve kas bozukluklarına yol açan el-kol titreşimi, ikincisi ise desteklenen yüzey (ayaklar, sırt vb.) aracılığıyla vücuda aktarılan ve özellikle de bel bölgesinde rahatsızlık ve omurgada travmaya yol açan tüm vücut titreşimidir.

Aslında insan vücudu da eklem ve kemik yapılarımız dikkate alındığında mekanik bir sistem gibi düşünülebilir. Bu mekanik sistemin de bir doğal frekansı olacağına göre, harici titreşimin frekansı bu doğal frekansa yaklaşıncı insan vücuduna zarar vermesi kaçınılmazdır. Örneğin, iç organların ve omurganın 8 Hz, gözlerin 20 Hz ve kasların 7-15 Hz arasında bir doğal frekansa sahip oldukları belirtilmektedir [57].

İnsanların titreşime maruz kalmaları sonucu oluşabilecek sağlık ve güvenlik risklerinden korunmalarını sağlamak için asgari gereklilikleri belirleyen bir takım standartlar mevcuttur. Bu standartlar kapsamında insanların yaşamları boyunca karşılaşılabileceği tüm titreşim parametreleri belirlenerek, limit değerler oluşturulmuş ve bu değerlerin aşılmaması gerektiği vurgulanmıştır.

ISO 6954 standardı yolcu ve ticari gemilerdeki konfor yönünden titreşimlerin ölçümü, raporlanması ve değerlendirilmesine ilişkin esaslara dair oluşturulmuş bir uluslararası standart olup, bu standarda göre gemilerdeki farklı bölmeler 3 ayrı sınıfa ayrılmış ve bu bölmeler için personel ve yolcuların konfor ve rahatlığını bozabilecek üst ve alt titreşim limit değerleri Çizelge 2.1’de açıklanmıştır. Bu çizelgede yolcu kabini, personel dairesi ve çalışma alanları belirtilmektedir.

Çizelge 2.1 : Geminin değişik alanlarında yaşanılabilirliği için kullanılan 1-80 Hz arasındaki frekans ağırlıklı RMS değerleri [58].

	Gemi Alanları					
	Yolcu Kamarası		Mürettebat Kamarası		Çalışma Alanları	
	İvme (mm/s ²)	Hız (mm/s)	İvme (mm/s ²)	Hız (mm/s)	İvme (mm/s ²)	Hız (mm/s)
En yüksek kabul edilebilir titreşim düzeyi	143	4	214	6	286	8
Daha düşük değerlerinde olumsuz bir etkiye sahip olmayacak değerler	71.5	2	107	3	143	4
Not: Tablodaki yüksek ve düşük titreşim değerleri arasında kalan titreşimler, gemi üzerinde çoğunlukla maruz kalınan ve kabul edilen değerleri ifade etmektedir.						

Bu kriterler, gemideki yolcu ve mürettebat için gerekli olan en düşük yaşanılabilirlik koşullarını belirlemektedir. Gemi yaşanılabilirliği için minimum koşullar, ISO 6954’ün maksimum izin verilebilir titreşim seviyeleri ile belirlenmiştir.

Belirtilen titreşim limitlerini aşan değerler gemide görev yapan personeli ve yolcuları olumsuz etkilemekte, konfor ve rahatlıklarını bozmakla birlikte sağlıklarına da olumsuz zararlar vermektedir. Titreşim yapan cihazın gemi seyri esnasında sürekli devrede olduğu düşünülürse, gerek gemi personelinin gerekse de yolculuk yapan kişilerin günlerce, haftalarca hatta bazen aylarca bu kesintisiz titreşime maruz kalacakları aşıkardır.

2.6.2 Yapısal titreşim

Yapısal titreşim, geminin yapısal bütünlüğünü sağlamak amacıyla belirli sınırlar içerisinde olması gereken ve gemi yapısı üzerinden ölçülen titreşim düzeyidir. Kabul edilebilir yapısal titreşim değeri, yorulma çatlaklarını başlatacak seviyenin altında olmalıdır veya yorulma çatlakları için düşük risk belirtmelidir. Ayrıca titreşim düzeyleri, çalışma koşulları ve gemideki genel konfor düzeyi için belirlenen sınırları aşmamalıdır. Genel olarak gemilerde yapısal titreşim ölçümlerinde, algılayıcıların

konuslandırılması, geminin boyuna, enine ve düşey eksenlerin doğrultusundaki ölçümleri kapsayacak biçimde olmalıdır [53].

Gemilerde yapısal titreşim global ya da yerel olarak tanımlanmaktadır.

2.6.2.1 Global yapısal titreşim

Geminin ana yapısal kısımlarında meydana gelen titreşim şekli olarak tanımlanmaktadır. Burada tekne kirişi, üst yapı ve gemi kış yapısı, geminin ana yapısal parçaları olarak incelenir.

2.6.2.2 Yerel yapısal titreşim

Yerel yapısal titreşim, geminin yerel yapısal kısımlarının titreşim şekilleriyle belirlenen titreşimler olarak tanımlanmaktadır. Üst bina, direk, tank perdeleri, derin postalar, stifnerler ve levhalar geminin yerel yapılarıdır.

Yerel yapısal titreşimler için; 1 Hz – 5 Hz frekans aralığında ayrı ayrı düşey, yatay ve boyuna doğrultudaki her bir pik tepki bileşeni için deplasman değerinin 1.0 mm 'yi geçmemesi önerilmektedir. 2.0 mm 'den daha büyük değerlerin görülmesi halinde bir miktar hasar beklenmektedir. 5 Hz ve üzerindeki frekans aralığında bulunan düşey, yatay ve boyuna doğrultudaki her bir pik tepki bileşeni için, hız maksimum değerinin 30 mm/s değerini aşmaması tavsiye edilmekte ve olası hasarın da 60 mm/s üzerindeki hız değerlerinde olması beklenmektedir [53].

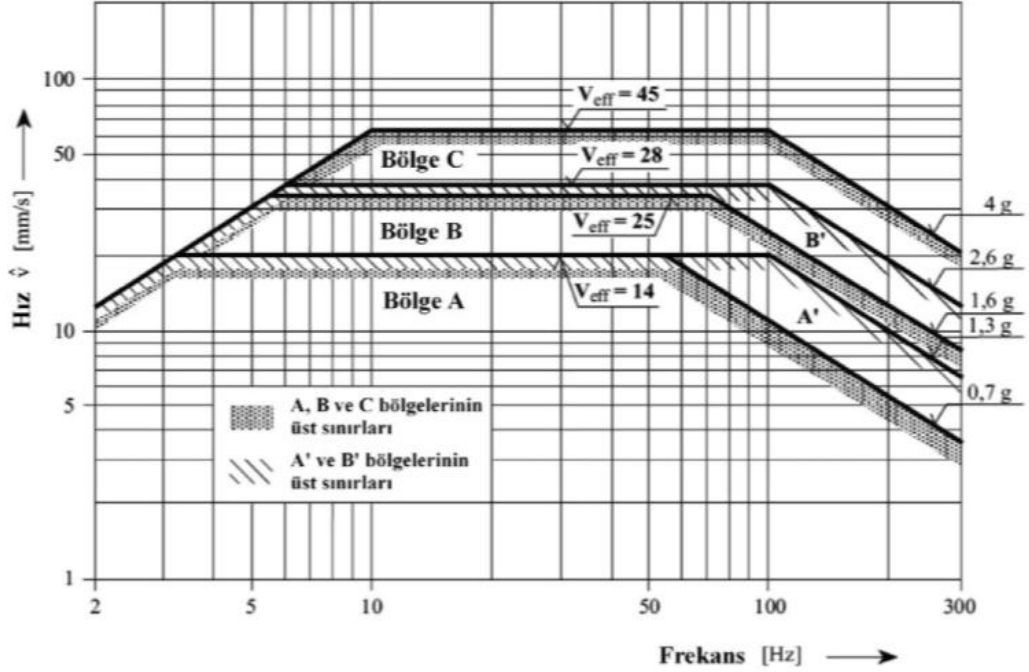
2.6.3 Makine ve ekipman titreşimi

Makine grubu ve onların bileşenleri, ekipmanlar, boru donanımları, vb. gibi kısımlarda ölçülen titreşim düzeyidir. Bir makine veya bir cihazın çalışması esnasında meydana getirdiği titreşimlerin şiddeti, ulusal veya uluslar arası standartlarda belirtilen sınırları geçmemelidir. Böylelikle, vakitsiz çalışmaya veya hatalı çalışmaya sebep olabilecek aşırı yükseltilmiş ilave titreşim gerilmelerinden, hem titreşimi meydana getiren makine, hem de çevresindeki makine-teçhizat korunmuş olur.

Gemi ana makineleri, yardımcı makineler ve donanımın içinde bulundukları teknik koşullar titreşim açısından 3 farklı bölgede düşünülerek ele alınır [53]. Bunlar:

- ✓ (A) Bölgesi : Makine ve donanımın üretimden çıktıkları andaki durumu veya tamirden geçtikten sonraki durumu gösterir.

- ✓ (B) Bölgesi : Normal çalışmasını sürdüren makine ve donanımın durumunu gösterir.
- ✓ (C) Bölgesi : Teknik bakım ya da tamir gerektirecek durumda olan makine ve donanımı gösterir.



Şekil 2.11 : Titreşim yüklerinin belirlenmesi için bölgeler [53].

Bütün makinelerin, cihazların ve teçhizatın değerlendirilmesi için A bölgesinden yararlanılabilir. Gemide bulunan makineler, cihazlar ve teçhizat bir titreşim gerilmesi için en az A bölgesinin sınır eğrilerine uygun tasarlanmalıdır.

Tam bir sinüzoidal titreşim halinde titreşim hızının etkin değeri (V_{eff}) aşağıdaki formülle hesaplanabilir;

$$V_{eff} = \frac{1}{\sqrt{2}} \tilde{v} = \frac{1}{\sqrt{2}} \frac{\hat{a}}{\omega} = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{s} \omega \quad (2.8)$$

Burada;

$\hat{s}$ = Titreşim hareketinin genliği

$\tilde{v}$ = Titreşim hızının genliği

V_{eff} = Titreşim hızının etkin değeri

$\hat{a}$ = Titreşim ivmesinin genliği

ω = Titreşimin açısal hızı

Çizelge 2.2 : Titreşim yüklerinin belirlenmesinde bölgelere ait üst sınır değerler.

Bölge	$\hat{s}$ mm	$\hat{v}$ mm/s	V_{eff} mm/s	$\hat{a}$ 9.80665 mm/s ²
A	<1	<20	<14	<0.7
B	<1	<35	<25	<1.6
C	<1	<63	<45	<4.0
A'	<1	<20	<14	<1.3
B'	<1	<40	<28	<2.6

Şekil 2.11’de görülen A, B ve C alanlarını sınırlayan hatlar için izin verilen standart değerler Çizelge 2.2’de verilmiştir.

2.6.4 Gemilerde titreşim ölçümleri ile ilgili standartlar

Gemilerde titreşim limit değerlerinin tanımlanmasında en çok kabul edilen standartlardan biri ISO standartlarıdır. ISO standartları sektöre hakim uzmanlar tarafından oluşturulmuş bilimsel komiteler aracılığıyla geliştirilmiştir. Bu standartlarda hem yolcu, hem de personel alanlarını kapsamaktadır. Standartların büyük bir kısmı kabul edilebilir titreşim limitlerini tanımlamaktadır [59]. Gemilerdeki titreşimleri ölçme, analizini yapma ve değerlendirme maksadıyla kullanılan bazı ISO standartları şu şekildedir [53];

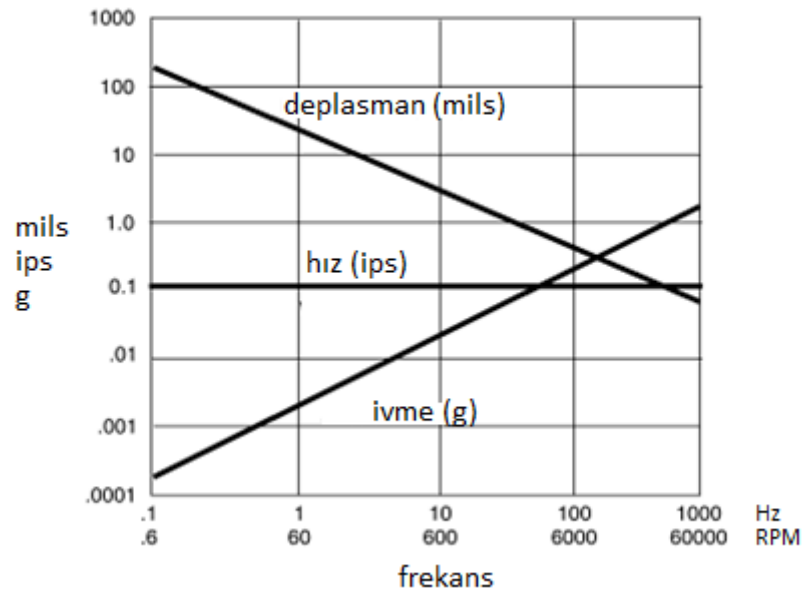
- ISO 2041, “Mechanical Vibration, Shock and Condition Monitoring – Vocabulary and Definitions”
- ISO 6954, “Mechanical Vibration – Guidelines for the Measurement, Reporting and Evaluation of Vibration with Regard to Habitability on Passenger and Merchant Ships”
- ISO 20283-2, “Mechanical Vibration – Measurement of Vibration on Ships – Part 2: Measurement of Structural Vibration”
- ISO 20283-3, “Mechanical Vibration – Measurement of Vibration on Ships – Part 3: Pre-installation Vibration Measurement of Shipboard Equipment”
- ISO 8041, “Human Response to Vibration – Measuring Instrumentation”
- ISO 2631-1, “Mechanical Vibration and Shock — Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration — Part 1 : General Requirements”

- ISO 2631-2, “Mechanical Vibration and Shock — Evaluation of Human Exposure to Whole-body Vibration — Part 2 : Vibration in Buildings (1 Hz to 80 Hz)“

2.7 Titreşim Analizi ve Veri Toplama

Titreşim analizinin doğru bir şekilde yapılması, en temelde titreşim verilerinin sağlıklı bir şekilde toplanmasına bağlıdır. Kestirimci bakım kapsamında titreşim analiziyle arıza tespiti yapmak, titreşim verilerinin sağlıklı bir şekilde alınabilmesi, bu verilerin kayıtlara geçirilmesi ve geçmiş verilerle de karşılaştırılarak değerlendirilmesi süreçlerini izleyen kritik adımlardan oluşmaktadır.

Titreşim verilerinin toplanabilmesi için titreşim sensörleri kullanılmaktadır. Titreşim ölçümlerinde bu sensörler, titreşim gibi fiziki bir enerji türünü, elektrik akımı veya voltaj gibi başka bir enerji türüne dönüştüren cihazlardır. Titreşim genliğinin ölçümünde kullanılan 3 tip sensör mevcuttur. Bunlar; hız transduserleri, ivme transduserleri (accelerometers) ve deplasman ölçen problardır. Her birinin kullanımında farklı alanlar ve limitler mevcuttur, ayrıca kesin ve güvenilir bir ölçüm için bu veri toplayıcıların titreşim ölçümü yapılacak noktalara uygun bir şekilde yerleştirilmesi gerekmektedir.



Şekil 2.12 : Deplasman, hız ve ivme arasındaki ilişki [48].

Titreşim ölçümlerin yapılması esnasında genlik birimi olarak hangi tip transduserin kullanılacağına karar vermek önemlidir. Deplasman, hız ve ivme ile yapılan

ölçümlerin kendilerine özgü avantaj ve dezavantajları olabilmektedir. Hangi transduserin kullanılacağına karar verilebilmesi için ölçüm yapılacak makinenin devri göz önünde bulundurulur. Deplasman, hız ve ivme transduserlerinin çalışma frekans aralıkları Şekil 2.12’de verilmiştir. Burada; sırasıyla deplasman, hız ve ivme şu şekilde gösterilmektedir;

- mils	: 0.001 inch	= 0.0254 mm
- ips (inches per second-saniyedeki inch sayısı)	: inch/s	= 25.4 mm/s
- g	: ips/s	= 25.4 mm/s ²

2.7.1 Hız transduserleri (velocity transducers)

Titreşim verilerinin toplanmasında hızın ölçülmesi yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Bu tipteki bir titreşim transduseri birçok analiz cihazına kolayca monte edilebilir ve diğer sensörlere göre daha düşük bir maliyete sahiptir. Bu yüzden hız transduserleri birçok mekanik sistemin titreşim ölçümlerinde ideal bir veri toplayıcı olarak kabul edilebilir.

Hız transduserlerinin kullanımı 10-1000 Hz (600-60000 RPM) aralığında çalışan mekanik sistemler için uygundur. Bir çok mekanik sistemin çalışma frekans aralığı ve onların hasar frekansları 10 Hz ile 1000 Hz arasına denk geldiği için bu sistemlerde hız, titreşim analizleri için en önemli parametre olmaktadır [48].

2.7.2 Deplasman probaları (eddy-current transducer)-(proximity probes)

Titreşimin anlık hareket veya yer değiştirme miktarını ölçmek amacıyla dizayn edilmiş problardır. Deplasman probaları titreşim hareketindeki peak-to-peak verilerini mils (0.0254 mm) olarak kaydeder. Bu veriler denge noktası (referans konum)’na göre maksimum yer değiştirmeyi ifade etmektedir.

Genlik birimi olarak deplasmanın kullanımı düşük devirli makinelerde sağlıklı sonuçlar vermektedir. 10 Hz (600 RPM) altında çalışan mekanik sistemler için deplasman probalarının kullanımı uygundur. Deplasman probalarının yüksek maliyeti bir dezavantaj olarak görülebilir.

2.7.3 İvme transduserleri (accelometre)

İvme transduserleri titreşim veri ölçümlerinde en yaygın olarak kullanılan transduserlerdir. Bunlar sağlam, ufak ve hafif transduserler olup, geniş bir frekans

aralığı için uygundurlar. Mekanik bir sistemde bilyeli rulman veya dişli grubu gibi malzemeler arızalı olduklarında yüksek titreşim frekansları üretirler ve bunların titreşim ölçümü için ivme transduserleri kullanılmalıdır [48].

Genlik birimi olarak ivmenin kullanımı yüksek devirli makinelerde sağlıklı sonuçlar vermektedir. 1000 Hz (60000 RPM) üzerinde çalışan mekanik sistemler için ivme transduserlerinin kullanımı uygundur.

Fazla kalibrasyon gerektirmemeleri avantajlı yanları olmakla birlikte, piezoelektrik kristallerinin sıcaklık hassasiyetleri dezavantajlı yanları olarak görülebilir.

2.8 Titreşim Analiziyle Makinelerde Tespit Edilebilecek Arızalar

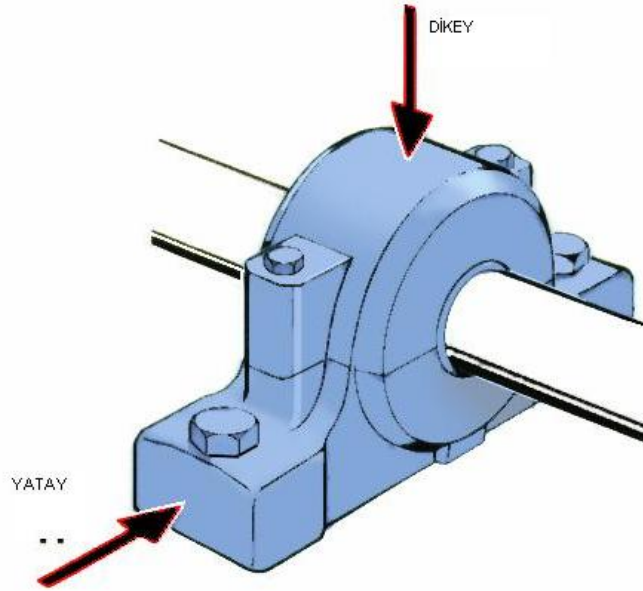
Her makinenin değişik karakterde titreşmesine paralel olarak, makinelerde çeşitli arızalar da belirli frekanslarda titreşimler üretmektedir. Bu arıza frekanslarının bilinmesi sayesinde, makinelerden elde edilen titreşim frekanslarının hangi arıza sebebiyle oluştuğu kestirilebilir. Yani bir makinenin titreşim verileri kaydedilerek ve bu ölçümlerin detaylı analizleri yapılarak ölçüm yapılan makinede var olan arızalar hakkında çıkarımlarda bulunulabilir [60,61]. Frekans spektrumundaki titreşim genlikleri de bu arızaların boyutu ve gelişimi hakkında bilgiler verir. Titreşim analiziyle makinelerde, eksenel kaçıklık, mekanik gevşeklik, balanssızlık, rulman arızaları, dişli ve kaplin hasarları, yatak aşınma arızaları, yağlama problemleri, akış problemleri, kayış-kasnak problemleri gibi arızalar tespit edilebilmektedir.

Makinelerde titreşim ölçümleri yapılırken ölçümün yataklar üzerinde nerelerden ve de hangi yönlerden (radyal/eksenel) alındığının önemi büyüktür. Çünkü bir takım arızalar bazı yönlerden alınan ölçümlerden daha kolay yakalanabilirken, bazı arızaların da ölçüm yerinin ve yönünün yanlış seçilmesi sebebiyle spektrumda arıza işarı vermemesi ihtimaldir.

Makinenin gövdesi üzerinden ve yataklara en yakın olan yerden titreşim ölçümleri radyal (yatay ve dikey) ve eksenel yönlerden alınmalıdır. Titreşim algılayıcı sensörü ölçüm yapılan yatağa Şekil 2.13'te gösterildiği gibi, dönen mile dik olacak şekilde dikey ve yatay monte edilerek radyal ölçümler alınır. Örneğin, temel bir problem olup makinelerde görülen yaygın bir titreşim türü olan balanssızlık, radyal-dikey eksenelde yapılan ölçümlerde kolayca yakalanabilirken [62], radyal-yatay yönde alınan

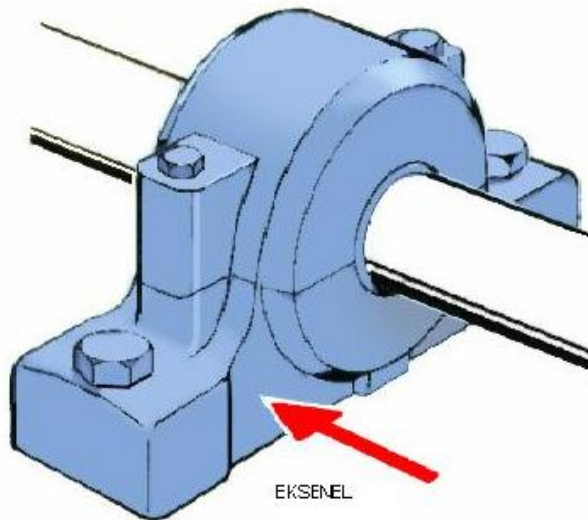
ölçümlerde ise makinede var olan mekanik gevşeklik problemini daha rahat yakalamak mümkündür.

Eğer makinede bir kaplin bağlantı problemi, kayış kassak uyum sorunu gibi durumlardan şüpheleniliyorsa, o yataktan bir de Şekil 2.14'te gösterildiği gibi dönen mile paralel olacak şekilde eksenel ölçüm yapılmalıdır.



Şekil 2.13 : Yataktan alınan radyal ölçümler [63].

Eksenel yönden alınacak ölçümde ayrıca eksenel kaçıklık problemlerini daha kolay bir şekilde yakalamak da mümkündür [61].



Şekil 2.14 : Yataktan eksenel yönde alınan ölçüm [63].

Çalışmanın bu bölümünde, konunun daha iyi anlaşılabilmesi için titreşim ile ilgili temel kavramlar ve tanımlar üzerinde durulmuş, gemilerde geçerli olan titreşim standartları ile ilgili bilgiler verilmiş ve titreşim analizinin makinelerde kullanım alanı konusunda tanımlamalar yapılmıştır.

Bu çalışmada esas olarak, makinelerde titreşim analiziyle tespit edilebilecek arızalardan olan rulman arızaları üzerinde durulacaktır. Amerikan Deniz Kuvvetlerine ait uçak gemilerindeki makine arızalarının %25'inin rulman arızalarından kaynaklandığı [21] ve elektrik motorlarında %41'lik oran ile en çok rastlanan arıza tipinin rulman arızaları olduğu [6,7,31] istatistiksel araştırma sonuçlarına göre, rulmanların gemilerde kullanılmakta olan döner makineler için çok önemli bir makine elemanı oldukları gayet açıktır. Sonuç olarak bu çalışmada yapay yorulma hatalı rulmanlardan alınan titreşim verileri, sağlam rulmanlardan elde edilen titreşim verileriyle karşılaştırılacak ve kusurlu rulmanlara ait spektrumlardan elde edilen frekans değerleri nümerik formüllerle doğrulanmaya çalışılacaktır. Ayrıca hata boyutunun artmasının titreşim genlik değerlerini nasıl etkileyeceği araştırılacaktır.

3. BAKIM ve GEMİLERDE UYGULAMA ALANI

Dünya yüzeyinin % 71'ini kaplayan denizler ve okyanuslar, geniş kapasiteli ve ekonomik ulaştırma imkanları, sunduğu çok zengin besin kaynakları ve diğer doğal kaynaklar yanında alternatif enerji kaynakları ile de insanlığın vazgeçilmez hayat alanını ve ekonomik mücadele zeminini oluşturmaktadır [65]. Denizlerin yaşamın çok önemli bir parçası olduğu insanlar tarafından anlaşılmış ve ilkel çağlarda şişirilmiş keçi postları, kütük parçaları, geniş ağızlı küpler ile başlayan su üstünde kalma çabaları, tarih boyunca sallar, kayıklar, kürekli ve yelkenli gemilere kadar şekillenerek devam etmiştir [66]. Denize ve denizciliğe önem veren devletler Barbaros Hayrettin Paşa'nın "Denizlere Hakim Olan, Cihana Hakim Olur." özdeyişini doğrularcasına tarih boyunca daima gelişme ve büyüme kaydetmişler ve diğer devletlere yön veren konumda olmuşlardır.

Denizlerin vazgeçilmez bir hayat alanı oluşunun denizciliği sürekli gelişime itmesi ve teknolojik yeniliklere mutlaka uyumunu gerektirmesi gerçeği ile birlikte, denizcilikte ve gemi inşaa sanayinde büyük gelişimler kaydedilmiş, daha teknolojik ve konforlu, daha denizci ve daha ekonomik gemiler üretilmeye başlanmıştır. Ancak gittikçe artan rekabet koşulları gemi yapım şirketlerini de etkileyerek daha düşük maliyetli gemi yapımında teşvik edici bir etken olmuştur [67]. Bu da beraberinde gemilerde birçok mekanik problem ile birlikte, titreşim kaynaklı problemlere de neden olmuştur.

Gerek ulaşım, ticari, balıkçılık ve gerekse de askeri ve araştırma maksatları ile inşa edilen tüm tipteki gemiler işleyişlerine mahal vermemek adına liman periyotlarında sürekli faal bulunarak seyir hazır olmak ve de seyir periyotlarında da gidecekleri limanlara güvenli ve zamanında vararak görevlerini icra etmek durumundadırlar. Bunu sağlayabilecek en büyük etmen, geminin makine ve teçhizatının sürekli bakımlı ve faal olmasıdır. Bu da ancak kalifiye personel tarafından makinelerde oluşabilecek arızaların hızla giderilmesi ve makine bakımları sürecinde bakım faaliyetlerinin eksiksiz ve zamanında yerine getirilmesi ile gerçekleştirilmektedir.

Gemi bünyesindeki tüm makine, donanım ve teçhizatın işleyişlerini yüksek performans ve eksiksiz yerine getirebilmeleri ve hizmet yeterliklerini uzun süre devam ettirebilmeleri ancak iyi bir bakım ve onarım ile sağlanabilir. Özellikle liman süreçlerinde bakımlı tutulan ve arıza durumlarında da düzgün bir onarım sürecinden geçen bir makine, geminin seyir görevlerini yerine getirebilmesi için öncelikli şartların başında gelmektedir. Aslında bakımlı ve faal her makine gemiyi yüzdürecek bir sephiye, varış limanına avdet ettirecek bir mil demektir.

Endüstride büyük teknolojik gelişmelerin yaşandığı çağımızda özellikle gelişmekte olan ülkemizde birçok alanda iyi eğitilmiş ve yetenekli işçi yetersizliği ile karşılaşilmektedir. İşletme sahipleri ve yöneticiler gerekli bakım işlerinin düzgün yürütülebilmesi için uygun vasıfta yeteri kadar eleman teminini pek dikkate almayıp arka planlara atmaktadırlar. İşletme sahipleri ve yöneticiler üretimde daha fazla eleman eşittir daha fazla üretim olduğunu dikkatlerine alarak o yönde daha çok çaba harcamakta ve bakımda bir yetenekli elemana sahip olmanın, on adet yeteneksiz üretim işçisinden daha iyi olduğu gerçeğini maalesef unutmaktadırlar [64].

Geçmişten günümüze, çok çeşitli bakım metotları kullanılarak makine ve teçhizatının faal durumda olmasına çalışılmıştır, ancak bu metotların çoğu temelde dört adet bakım türüne dayanmaktadır.

- Kestirimci Bakım
- Koruyucu Bakım
- Arıza Çıktıkça Bakım
- Proaktif Bakım

3.1 Kestirimci Bakım

Makineler için erken bir uyarı niteliği taşıyan kestirimci bakım, ani arızalarla karşılaşp plansız duruşlara mahal vermemek, gereksiz zaman kayıpları, maliyet ve parça değişimlerine yol açmamak adına mekanik sistemlerde büyük önem arz etmektedir. Bu bakım yönteminde prensip; ilgili makinenin durumunu sürekli gözlem altında tutarak, toplanan verilerdeki belirgin bir değişiklik durumunda makinenin arızalanmasını beklemeden kontrollü ve planlı bir şekilde makineye müdahale etmektir. Kestirimci bakım ile, bir mekanik sistemde arıza yapması muhtemel parçalar belirlenebildiğinden gereksiz parçalar ve kullanım ömrü

dolmayan parçaların değişimlerinin önüne geçilecektir. Yapılan ölçümlerle arıza yapacağı tespit edilen parçanın bozulacağı zaman kestirilebileceğinden, bakım malzemelerinin stokları azaltılabilecek, gereksiz işgücü ve üretim kaybı engellenecektir. Makinelerin duruşları kontrollü ve planlı olacağından ani arızalar ile karşılaşma ihtimali ortadan kalkacaktır. Tüm bunlar maliyet, zaman ve iş gücü kayıplarını azaltırken, üretim kapasitesi ve verimliliği artıracaktır.

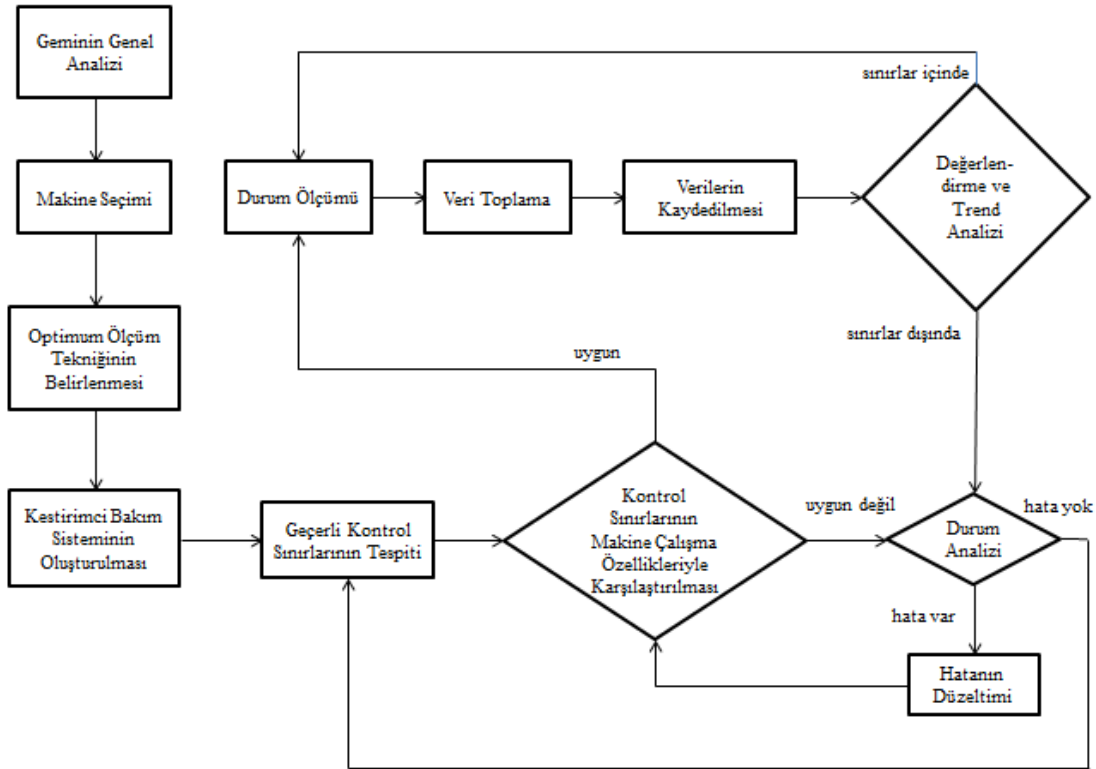
Kestirimci bakım sistemi diğer bakım sistemlerine nazaran birçok avantaja sahiptir. Gelişmiş ülkelerde endüstride kestirimci bakım uygulamalarının kullanımı sonucunda oldukça önemli faydalar sağlandığı görülmüştür. Yedek parça ihtiyacının % 30 oranında düştüğü ve bunun paralelinde bakım-onarım maliyetlerinin % 50-80 civarlarında azaldığı ve sonuç olarak sistemlerin net karının % 20-60 arasında arttığı tespit edilmiştir [14,15]. Bununla beraber, kullanılacak ekipmanın maliyetli oluşu ve eleman eğitimleri için harcanacak tutar, ilk zamanlarda bu metodun dezavantajı olarak görülse de, etkili bir kestirimci bakım programı ile bakım için ayrılan toplam maliyetin ortalama beş katını iki veya üç yıl içerisinde tesise geri kazandırılması beklenmektedir [16].

Kestirimci Bakım yöntemi son 30 yıl içinde, özellikle batılı gelişmiş ülkelerde yaygın hale gelmiş ve uzun vadede üretim maliyetlerinin büyük ölçülerde düştüğü, karlılığın da belirgin bir şekilde arttığının tartışılmaz olduğu kanıtlanmıştır. Bilhassa üretimin, bakım için bile olsa uzun süreli durmasının gerek ekonomik gerekse sistem yönünden sakıncalı olduğu tesislerde bu yöntemin kullanılması kaçınılmaz hale gelmektedir. Elektrik santralleri, çimento, kâğıt, cam ve petro-kimya gibi tesisler bu tip sektörlere örnek gösterilebilir. Bu yöntemin başlaması ve gelişmesi de genellikle bu tip tesislerde olmuştur. Ancak bu gün kestirimci bakım hemen hemen her sektörde tercih edilmekte ve yaygın olarak kullanılmaktadır [60].

Gemilerde de liman veya seyir periyotlarında herhangi bir makinede meydana gelen bir arıza büyük olumsuzluklara neden olacak, işleyişin aksamasına ve hatta durmasına kadar uzanan problemlere sebebiyet verecektir. Örneğin seyir esnasında önemli bir makinenin beklenmedik bir şekilde ani duruşu; yüksek bakım onarım masraflarına, gereksiz parça değişimlerine, yedek parça teminin zorluklarına, titreşim boyutunun başka makine aksamalarına hasar vermesine, zaman kaybına ve hatta seyrin iptaline kadar gidecek önemli kayıplara yol açacaktır.

Gemilerde makine ve teçhizatı ile ilgili olumsuz bir durumla karşılaşmamak için farklı bakım-onarım metotları denenmekte, periyodik olarak yapılan yağ ve parça benzeri değişimler ile belirli seviyelerde başarı elde edilse de beklenmedik arızaların önüne etkin olarak geçilememektedir. Gemilerde beklenmedik arızaların önüne, ancak etkili bir kestirimci bakım metodunun uygulanması ile geçilebilecektir.

Gemilerde uygulanabilecek kestirimci bakım yöntemi akış şeması Şekil 3.1’de olduğu gibidir.



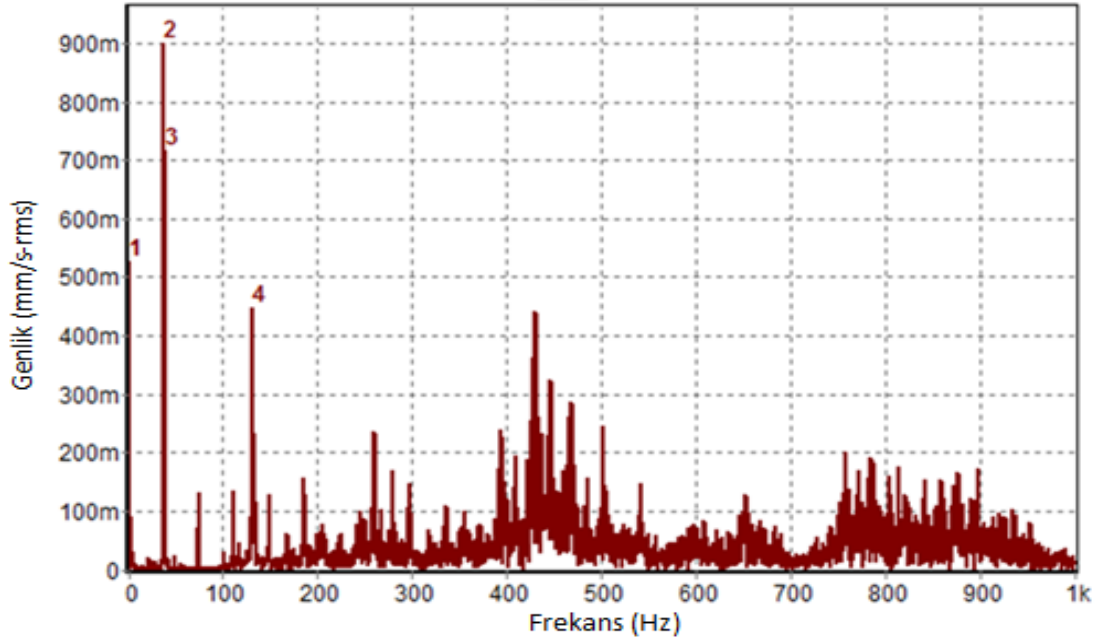
Şekil 3.1 : Gemilerde kestirimci bakım yöntemi akış şeması.

Kestirimci bakım; titreşim analizi, kızıl ötesi termografi, motor akımı izleme, yağ analizi, triboloji ve ultrasonik analizlerden oluşmaktadır [13]. Bu metotların hepsi bakım yapmanın gerekli olup-olmadığına dair işaretler verebilmesine rağmen günümüzde en yaygın olarak kullanılan teknik titreşim ölçümüne dayalı kestirimci bakımdır.

3.1.1 Titreşim ölçümüne dayalı kestirimci bakım ve spektral analiz

Titreşim ölçümlerine dayalı hata tespitinde en sık kullanılan yaklaşım frekans tanım bölgesi (spektral analiz) [11] olup, spektral analizi yapmak için kullanılan frekans

spektrumu, titreşim seviyelerini frekansın fonksiyonu olarak gösteren grafik olarak tanımlanmaktadır (Şekil 3.2).



Şekil 3.2 : Örnek bir frekans spektrumu.

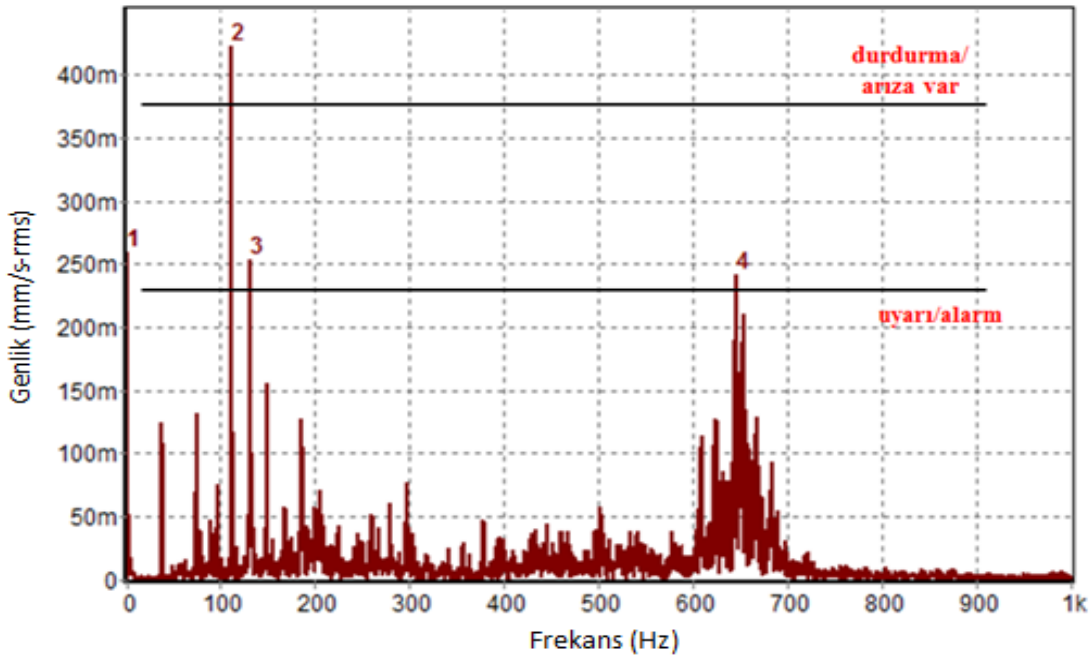
Bir titreşimin analizi yapmak için bu titreşimin frekans spektrumunu bilmek önemlidir. Frekans spektrumu bir mekanik sistemin parmak izini verir. Bir makinenin frekans spektrumu incelendiğinde o makineye ait titreşimlerin olağan frekansları belirlenebilirken, olağan dışı frekanslardaki titreşimler de makineye ait arızaları işaret ediyor olarak değerlendirmeler yapılabilir. Titreşim limitlerinin belirlenmesi, frekans ve genlik değerlerinin takibi mekanik sistemlerin sorunsuz bir şekilde çalışması açısından oldukça önemlidir. Bu da ancak frekans spektrumlarının incelenmesi ve de analiziyle mümkün olmaktadır.

Titreşim ölçümüne dayalı kestirimci bakım yöntemi kapsamında genel anlamda, makinelerin titreşimleri belirlenen aralıklarla ölçülür ve kayıt altına alınır. Her yapılan ölçümde, daha önceki ölçüm verileri karşılaştırılarak spektrumlar üzerinden değerlendirilmeler yapılır. Titreşim trendinde bir artış var ve bu artış ciddi boyutlara ulaşmışsa, makine arıza vermeden planlı olarak bakıma alınır. Bu sayede makinelerdeki plansız duruşların önüne geçilmiş ve birçok olumsuz durumla karşılaşmadan erken önlem alınmış olunur.

Arıza yapma olasılığı olan bir makine üzerinde yapılan titreşim ölçümlerinde, ya farklı bir frekansta titreşim açığa çıkması ya da aynı frekansta fakat yüksek bir genlikte titreşim meydana gelmesi beklenmelidir. Böyle bir durumda arızanın boyutu

yönünde değerlendirmeler yapıp gerekirse makinenin planlı olarak bakıma alınması gerekmektedir.

Çalışma şartlarında ani/büyük değişimlerin beklendiği ve bulunduğu platform için kritik olarak nitelendirilebilecek makinelerin takibi için sürekli izleme ve analiz sistemleri, yani bilgisayar destekli sistemler kullanılmalıdır. Sürekli veri toplama ve takip sistemleri genellikle enerji, petrokimya ve demir-çelik gibi isleyişin durmasının çok büyük finansal kayıplara yol açabileceği sektörlerde tercih edilmektedir. Gemilerde ise gaz tribünü ile tahrik edilen askeri gemilerde bu sistem etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Bu sistemler, kullanıldığı makinelerden topladığı verileri anlık olarak takip etmekte ve bu veriler ulusal/uluslararası standartlarda veya makine üreticisi tarafından belirlenen sınır değerlere ulaştığında, anlık uyarı ve durdurma emniyet sistemleriyle makine emniyetini sağlamaktadır. Burada uyarı/alarm ikazıyla makinenin belirli bir süre sonra arıza yapacağı anlaşılarak erken müdahale imkanı doğmaktadır. Ayrıca aşılacak kritik titreşim değeriyle de sistem tarafından durdurma ikazı verilip makinenin ciddi hasarlara ulaşmadan ve etrafındaki diğer makinelere zarar vermeden durdurulması sağlanmaktadır. Sistemin Şekil 3.3'te temsili bir gösterimi bulunmaktadır.



Şekil 3.3 : Titreşim seviyeleri ve uyarı-durdurma emniyet sistemi.

Çalışma şartlarında ani/büyük değişimlerin beklenmediği ve bulunduğu platform için kritik olmayan küçük çaplı makineler için titreşim ölçümlerinin belirli periyotlar ile yapılması ve elde edilen verilerin öncekilerle kıyaslanarak ve belirli sınır değerlere

ulaşıp ulaşmadığı da değerlendirilerek gerekli durumlarda müdahale edilmesi uygun bir yöntemdir. Bu sistemlerde titreşim verileri, gerek bir önceki verilerle kıyaslanarak, gerekse de ulusal/uluslararası standartlarda veya makine üreticisi tarafından belirlenen sınır değerlere ulaşıp ulaşmadığı kontrol edilerek mekanik sisteme müdahale kararı verilebilir. Periyodik ölçümlerin yapıldığı bu sistemlerde veriler kayıt altına alınarak manuel olarak takip edilebileceği gibi belirli periyotlarla bilgisayar programına aktararak, anlık ölçümlerin yapıldığı sistemlerde olduğu gibi, uyarı ve ikaz veren bir otomasyon sistemiyle de takip edilebilir.

Kestirimci bakım üç aşamalı olarak uygulanmaktadır. Bunlar;

- Tespit,
- Teşhis,
- Bakım-onarım.

3.1.2 Kestirimci bakım aşamaları

3.1.2.1 Tespit

Kestirimci bakımın bu ilk safhası, makinede gelecekte oluşabilecek bir arızaya dair bir işaretin alındığı safhadır. Yani bu safhada, makineden karşılaşılabilecek probleme yönelik belirtiler beklenmelidir. Bakım kapsamında ilgili makineler belirli aralıklarla ya da sürekli olarak izlenmelidir. Kritik olmayan makinelerden önemine göre bazıları ayda bir, bazıları haftalık, bazıları günlük periyodik olarak izlenerek, kritik makineler ise otomasyon sistemiyle sürekli takip edilerek varolan bir arızanın varlığı kestirimci bakıma giden yoldaki ilk adım, yani tespit aşaması ile keşfedilmelidir.

3.1.2.2 Teşhis

Makinede bir problemin varlığı tespit edildikten sonraki aşama bu problemin nereden kaynaklandığını sorgulayan teşhis aşamasıdır. Burada titreşim verileri incelenerek detaylı bir analiz yapılır ve bu analizin neticesinde makinedeki arızanın sebebi (dengesizlik, balanssızlık, eksen kaçıklığı, kayış-kasnak mekanizması hasarları, rulman kusurları vb. arızalar) bulunarak teşhis yapılmış olur.

3.1.2.3 Bakım onarım

Makinedeki probleminin kaynağının da teşhisinden sonra bir bakım-onarım planı uygulanır. Bakım-onarım personeli planlı bir zaman zarfında gerekli malzeme,

teçhizat ve yedek parçalar ile birlikte ilgili makineye müdahalelerde bulunarak kısa sürede ve planlı bir şekilde problemi gidermiş olurlar.

3.2 Arıza Çıktıkça Bakım

Bu bakım yönteminde makine ve teçhizatı kendi çalışma durumlarında bırakılır, herhangi bir bakım uygulanmaz ve ancak anlık gelişen arızalarda onarıcı müdahalelerde bulunulur. Önemsiz, gayrı faal kalması durumunda üretim ve işleyişi etkilemeyecek makine ve teçhizat için bu bakım yönteminin uygulanması mantıklı görünüyorsa da, gemilerde bu bakım yönteminin uygulanması pek arzu edilen bir durum değildir. Çünkü makinenin bakımı için arızalanana kadar beklemek aslında bir bakım yöntemi değil, arızalanan makine ve teçhizatının onarılması ya da değiştirilmesi sistemi olarak tanımlanabilir.

Bu bakım sisteminin gemideki uygulama alanı düşünülerek ani arıza yapan bir mekanik sistem ele alınırsa, öncelikle bu ani arızanın gemi personeli ve onarım kademesinde bir telaş ve stres yaratacağı aşıkardır. Geminin planlı seyir faaliyetlerini aksatmama ve bir an önce arızayı giderme baskısı altında arıza üzerinde etraflıca düşünülmeyerek, arıza izalesi net bir şekilde yapılmayacak ve anlık onarım kararları verilecektir. Bu anlık kararlar ile belki de gereksiz parça değişimleri ve fazla malzeme kullanımı ile birlikte iş gücü, zaman ve maliyet kaybı yaşanacak, hatta sistem onarım sonrasında tekrar devreye alındığında arızanın tekrarlandığı, belki başka noktalara sıçradığı da görülebilecektir. Ayrıca bu bakım yaklaşımında artan telaş ve stres ile doğru orantılı olarak iş kazası riski de mevcuttur.

Görüldüğü üzere gemide seyre mani olabilecek bir sistemin beklenmedik arızası büyük finansal kayıplara sebebiyet verirken bu durum aynı zamanda gemi mürettebatı ve teknik onarım personelinin başlayarak daha üst kademelere kadar artan stres ve telaş olarak yansımaktadır. Bu sebeple bu yöntemin gemilerde kullanılması mecbur kalınmadıkça tercih edilmemelidir.

3.3 Koruyucu Bakım

Zamana bağlı ya da periyodik bakım olarak da adlandırılan bu bakım yönteminde esas, önceden belirlenen zaman periyotlarında makine ve teçhizatının düzenli bakım-tutumlarının yapılmasıdır. Bu bakım yöntemi ile her makine ve teçhizatı

gereksinimlerine göre düzenli zaman aralıklarıyla gözden geçirilmekte, yağlama, parça değişimleri, temizlik ile ayarları yapılmakta ve tespit edilen arızalar ile arıza oluşturması muhtemel olan durumlar giderilmektedir. Bu sayede beklenmeyen arızalar ile karşılaşma riski azalır, düzenli olarak bakım, parça ve yağ değişimleri ile ayar ve temizlik yapıldığından makine ve teçhizatının kullanım ömürleri ve verimlilikleri artmaktadır.

Bu yöntem gemi makinelerine yağ ve parça değişimi, temizlik vs. gibi uygulamalarla sıklıkla uygulanmakta ve aslında bu makinelerde arıza ile karşılaşma öngörülmemektedir. Çünkü makine ve teçhizatı üzerinde önceden periyodik olarak yapılan bakımlar nedeniyle olası arızaların önüne geçileceği hedeflenmektedir. Aslında her yapılan bakımda, o bakıma kadar geçen sürede arıza çıkmaması sebebiyle, bir önceki yapılan bakımın başarısı görülmekte ve bir sonraki yapılacak bakıma kadar geçecek sürede de çalışabilirlik güveni verilmektedir. Ancak her zaman durum hedeflendiği gibi olmamakta, periyodik bakım zamanından önce de gemilerde beklenmedik arızalar ile karşılaşılabilir.

Makine ve teçhizatının hangi zaman periyodunda bakıma alınacağı, bu makine ve teçhizatı satan veya kuran firmanın vermiş olduğu kılavuz/kitapçıklardaki bilgiler doğrultusunda önceden planlanmaktadır. Arıza ile karşılaşma riskini minimuma indirmek için firmalar genellikle periyodik bakım zaman aralıklarını ve parça, yağ vb. malzemelerin değişim aralıklarını kısa tutmaktadırlar. Bakım yapmak maksadıyla sıkça makinelerin durdurulması, arıza ile karşılaşma riskini minimuma indirmek adına kullanım ömrünü tamamlamamış parçaların erken değişimi gibi fuzuli uygulamaların yapılması, bakım esnasında istem dışı da olsa bazı ayarlar ve parçaların bozulması ya da hatalı yapılan bir ayar veya montajın bir sonraki bakım tarihinden önce arızaya sebebiyet vermesi gibi olumsuz tarafları da bulunur. Bunlar bakım giderlerini yükseltirken aynı zamanda üretim, iş gücü kaybına sebebiyet vermekte ve gereksiz zaman kayıplarıyla da geminin planlı faaliyetlerinin sarkmasına da neden olabilmektedir.

3.4 Proaktif-Önleyici Bakım

Son yıllarda kullanılmaya başlayan yeni bir bakım yöntemi olarak proaktif bakımda hedeflenen husus, makinelerin arızalarını tespit etmek değil, arızanın ortaya çıkmasını önlemektir. Proaktif yani önceden harekete geçme şeklinde uygulanan bu

bakım türünde yöntem, arızaya sebep olabilecek nedenleri ortadan kaldırmaya dayanmaktadır. Bu yöntemin uygulanmasıyla kestirimci bakımda olduğu gibi makinelerin ani duruşları azalacak, üretim ve verimlilik de artacaktır.

Proaktif bakımda makinenin çalışma sürecinde duruşuna neden olabilecek hususlar en başta belirlenerek, bu hususlar ortadan kaldırılır ve böylece makinenin çalışma ömrü artırılmış olur. Örneğin çalışma sıcaklık limitleri bilinen bir makinenin montaj yapılacağı mahal, makinenin çalışması esnasında bu sıcaklık limitlerine yaklaştıracak bir bölge olarak seçilmeyerek bir önleyici bakım yapılmış olur. Bir başka örnek olarak, bir makine çalışması esnasında ortam nem oranları sürekli kontrol altında tutularak makineye zarar verecek boyuta gelmeden ortamı nemden arındırmak makinenin çalışabilirlik durumuna katkı sağlayacak ve ani duruşuna mani olacaktır.

Proaktif bakım ile arızaya neden olabilecek durum en başta engellenerek, makinenin bakım-onarımı için harcanan zaman ve masraflardan kaçınılmış olur. Bu bakım yönteminin gemilerde belirli makine/cihazlar için çevre etmenlerden koruma alanı oluşturulması gibi uygulama alanı olmakla birlikte, makine ve teçhizatının gemilerde zaten kısıtlı ve dar alanlara monte edildiği ve birbirlerine çok yakın konumlarda konuşlandırıldığı dikkate alındığında aslında bu bakımın gemilerde kullanılmasının pek mümkün olmadığı anlaşılmaktadır.

4. RULMAN

Tekerleğin gelişmiş bir şekli olarak nitelendirilebilecek olan rulmanların temelleri aslında tekerleğin icadının altında yatan ihtiyaçlar ile atılmıştır. Eski çağlarda insanoğlu ağır cisimleri bir yerden başka bir yere itmek için altlarında silindirik ağaç vb. materyaller kullanıyorlardı. Böylece yuvarlanma hareketinin hayatı ne ölçüde kolaylaştırdığının ve enerjiden yapılan tasarrufun farkına varmışlardı. Bilinen ilk rulman kalıntılarına Nemi Gölü (İtalya)'ndeki Roma döneminden kalma ve MS 40'lı yıllara ait olduğu belirlenen gemi kalıntılarında rastlanılmıştır [74]. İlerleyen tarihlerde, Leonorda da Vinci'nin MS 1500'lü yıllarda helikopter dizaynı için kullanacağı bir rulmanın resmine de rastlanılmakta olup, ilk rulman patenti Philipe Vaughen tarafından 1794 yılında alınmıştır. Tarihsel süreç ve paralelinde gelişen teknoloji ile birlikte rulmanlar insanoğlunun kullanım alanına çıkmaya başlamış olsa da aslında 20. yy.'a kadar rulmanlar çok da verimli olarak kullanılamamışlardır.

Sanayi devrimi ile birlikte rulmanların makineler için önemi anlaşılmaya başlanmış ve sürtünmeyi minimuma indirdiği için bir cismi bir yerden başka bir yere götürmede ve bir cismi yüksek hızlarda döndürmede ne kadar faydalı olduğu görülmüştür. Bu süre zarfında farklı çalışma şartlarında kullanılacak değişik tiplerdeki rulmanların icatları yapılmış ve günümüzde halen faaliyet göstermekte olan büyük firmaların da temelleri atılmış olunmuştur.

Rulman için basitçe, iç ve dış bilezikleri arasındaki yuvarlanma elemanının dönmesiyle en az sürtünme ve enerji kaybıyla iş yapabilen döner makine elemanı tarifi yapılabilir. Rulmanlar döner makinelerin görevlerini sağlıklı bir şekilde yapabilmeleri için önemli görevler üstlenmektedir. Döner makinelerin kesintisiz çalışabilmeleri rulman çalışabilirliğiyle doğrudan ilişkilidir. Rulmanlarda meydana gelebilecek bir hasar bağlı olduğu makinenin işleyişinde bir aksamaya hatta arızanın ilerlemesiyle de bazı zamanlarda duruşlara sebep verebilmektedir. Bu sebeple rulmanlardaki var olan hatanın erken safhalarda tespit edilmesi çok önemlidir.

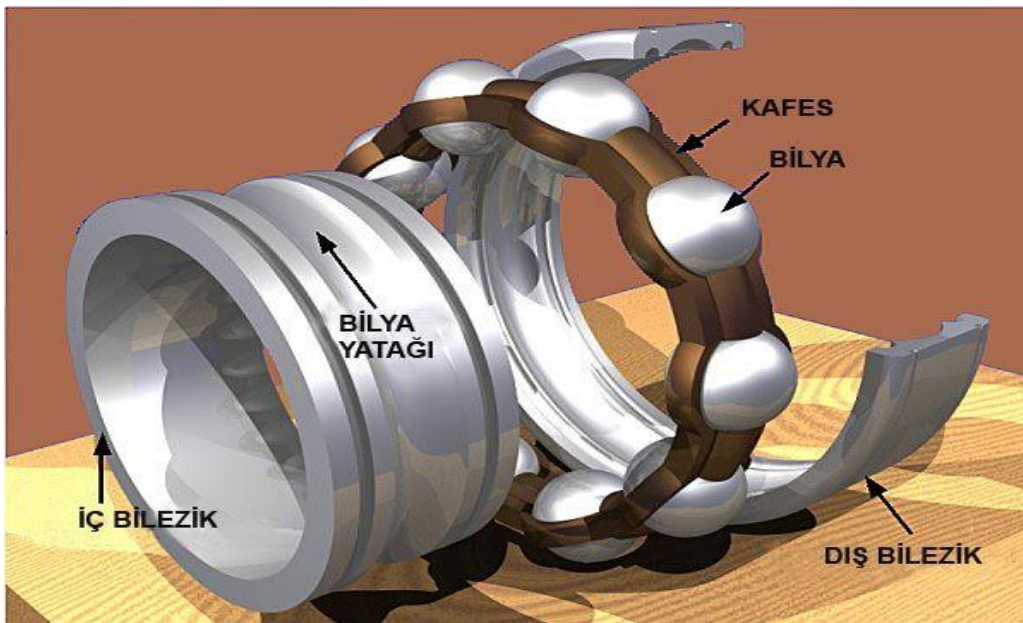
Rulmanların çalışabilirlik durumu sebep oldukları titreşim derecelerine doğrudan bağlıdır. Rulmanlar üzerinde yapılan titreşim ölçümleri ile, rulman çalışabilirlik ömrü tahmin edilerek, değiştirilip değiştirilmeyeceğine karar verilebilir. Çalışma ömrünün biteceği yönünde bir tahmin var ise de rulman değiştirilerek ani ve plansız duruşunun önüne geçilmiş olur.

Rulmanlar kullanıldığı makinelerde, üretici tarafından belirtilen minimum yükler dikkate alınarak ve doğru ve yeterli miktarlarda yağlamaları yapılarak kullanılmalıdır. Böyle bir bakım ile rulmanların hedeflenen ömür sürelerine ulaşabilmesi mümkündür. Ancak iyi bir bakım tutum ile rulmanların kullanım ömürlerine ulaşabilecekleri hedeflense de, çalışan rulmanların sadece %10-20'lik kısmının tasarımda planlanan çalışma ömrüne ulaşabildiği gerçeğiyle karşılaşilmektedir [68].

4.1 Rulman Elemanları

Bir rulman temel olarak Şekil 4.1'de gösterildiği üzere 4 elemandan oluşmaktadır. Bunlar;

- İç bilezik,
- Dış bilezik,
- Kafes
- Yuvarlanma elemanı (bilye)'dir.



Şekil 4.1 : Rulman ve elemanlarının genel görünüşü [74].

4.1.1 İç bilezik

Döner makine mili üzerinde bulunan ve rulmanın dönme hareketini yaptığı parçasıdır. Rulman tiplerine göre, iç bileziğin mile geçen kısmı silindirik veya konik şekilde olabilmektedir. İ bileziğin yuvarlanma elemanlarına yataklık eden kısmı yuvarlanma elemanlarının farklı tiplerine uygun olarak dizayn edilir. İç bilezik mil dönme hızıyla döner.

4.1.2 Dış bilezik

Milin yatağına monte edilen, rulmanın dönme hareketi yapmayan sabit parçasıdır. Dış bileziğin yuvarlanma elemanlarına yataklık eden kısmı yuvarlanma elemanlarının farklı tiplerine uygun olarak dizayn edilir.

4.1.3 Yuvarlanma elemanı (bilye)

İ ve dış bilezik arasında bulunan ve dönme hareketini asıl sağlayan elemandır.

4.1.4 Kafes

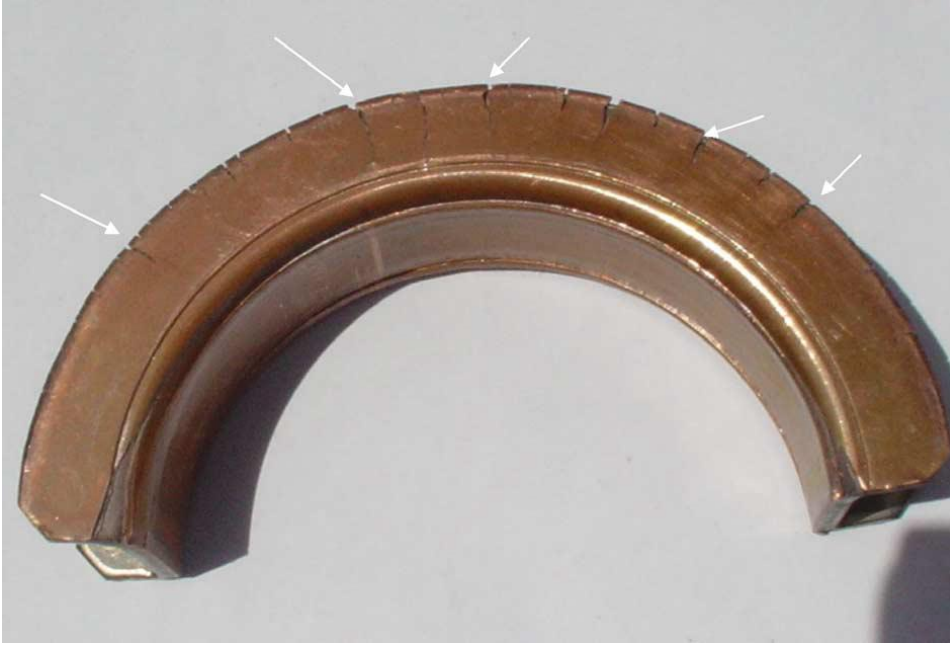
Yuvarlanma elemanlarını birbirlerine eşit mesafelerde, temas etmeden ve bir arada tutan elemandır.

4.2 Rulman Hasarları

Rulmanların normal olarak uzun süreler çalışması arzu edilir ancak, maruz kaldıkları yük, ortam sıcaklığı, yetersiz ve aşırı yağlama, çalışma yeri hijyen durumu, eksen kaçıklıkları, yanlış depolama şartları ve hatalı montaj, yorulma ve kirlenme gibi bir çok faktöre bağlı olarak çalışma ömürleri azalma gösterir [51]. Tüm bu faktörlerin rulman ömrü üzerinde önemli bir belirleyici özellikleri vardır. Bunların rulmana bir hasar vermeden erken tespiti rulman çalışabilirlik ömrüne katkı sağlayacağı gibi, eğer rulmana hasar vermişse bile bu hasarın erken tespiti de bağlı olduğu makinenin çalışabilirlik ömrüne katkı sağlayacaktır.

Rulmanlarda hasarın başlangıcı genellikle çok erken aşamalarda bilezik yüzeylerinde aşınma ve yük bölgelerinde küçük oyuklar (micro pitting) şeklinde kendini gösterir. Bunlar ilk etapta rulman çalışabilirliği için olumsuz görünmese de hasar oluşumunda ilk aşamaya yaklaşıldığının bir habercisidir. Rulmanlarda dalgalılık, düzgünsüzlük, pürüzlülük, dengesizlik, eksen kaçıklığı, radyal boşluk vb. dağınık kusurlara

rastlanıldığı gibi, bilye ve yuvarlanma yüzeylerinde oluşan çentik, çatlak, çukur ve metal parçacıkları gibi bölgesel kusurlara da rastlanılmaktadır. Şekil 4.2’de rulman bileziği üzerinde meydana gelen çatlaklar görünmektedir.



Şekil 4.2 : Rulman üzerindeki çatlakların görünümü [71].

Rulmanların bileziklerinde ve bilyelerinde meydana gelen hatalar, rulmanın çalışması esnasında bilye ile bilezikler arasındaki temas deformasyonlarında darbe şeklinde ani değişikliklere sebebiyet vermektedir. Bu deformasyonlar hatanın bulunduğu rulman elemanı ve hatanın temas ettiği dış yükleme durumuna bağlı olarak rulmanın ürettiği bileşke kuvvette değişikliklere neden olmaktadır. Bu değişiklikler ile rulmanın doğrusal olmayan dinamik cevabı oluşmakta ve rulmanlarla yataklanmış şaftta karakteristik titreşimler meydana gelmektedir [14].

Gerçek durumda döner bir makine üzerindeki rulmanda bir hasar meydana gelmiş ise bu, rulmanın sağlam durum verileriyle de kıyaslanarak, titreşim ölçümleri ve analiziyle tespit edilecek ve hatanın yeri ve büyüklüğü konusunda çıkarımlar yapılabilecektir. Deneysel çalışmalarda ise, ya makineye bağlanan sağlam rulman arıza oluşuncaya kadar döndürülerek, ya da rulman elemanları üzerine yapay kusurlar oluşturularak titreşimlerindeki değişimler takip edilecek, sağlam rulman verileri ile kıyaslanacaktır.

Eğer bir rulmanın üretimi ve montaj işlemi doğru yapılmış, çalışma şartları önceden belirlenmiş olan yük, devir ve sıcaklıklara uygun olarak sağlanmış ve yağlanması da doğru bir şekilde yapılmışsa böyle bir rulmanda yuvarlanma elemanı temas

yüzeylerinde en çok metal yorulmasına bağlı kabarma, çatlak ve çukur sebebiyle arızalanma beklenir. Yorulma, yüzey altında ince çatlak olarak başlar ve zamanla yüzeye ilerleyerek küçük küçük dökülmelere, kabarcıklara yol açar ve erken tespit ile müdahale edilmez ise ciddi arızalara sebep olur.

Dış bilezik yüzeyinde meydana gelen bir aşınma ilerledikçe; pürüzler düzgünleşir, sinyalin darbe özelliği azalır, bosluk derinlestikçe bilyeler zıplamaya başlar ve bu durum sonunda iç bileziği de aşındırır [69].

4.2.1 Rulman hasar aşamaları

Herhangi bir hasara sahip bir rulmanın spektrum grafiğinde meydana getirdiği belirtiler dört aşama ile açıklanabilmektedir [70].

4.2.1.1 Birinci aşama

Rulman durumunun hali hazırda iyi olduğu ancak bir süre sonra küçük olarak nitelendirilen hasarın bir miktar artacağı (micro pittingden mikro oyuklar seviyesine) aşamadır. Bu durumda rulman hasar frekansının spektrumda görülmesi beklenmez ancak hasar frekansı harmonikleri spektrumda belirmeye başlar.

4.2.1.2 İkinci aşama

Rulman durumu halen iyidir ve değiştirilmesini gerektiren bir durum yoktur. Temel hasar frekanslarının oluşması beklenmez ancak hasar frekansı harmoniklerinin genliklerinde belirgin bir artış beklenir. Bu aşamada takip edilmesi gereken, harmoniklere ait genlik değerleri olup, artış göstermesi durumunda ölçümler sıklaştırılmalıdır. Ancak temel hasar frekansı halen görünmez.

4.2.1.3 Üçüncü aşama

Bu aşamada rulman hasar frekansları spektrumda görülmeye başlarken, hasar frekansı harmoniklerinde de rulman dönme devrine bağlı olarak yan bantlar belirmeye başlar. Ölçümlerin sıklaştırılmasını gerektiren bir aşamadır.

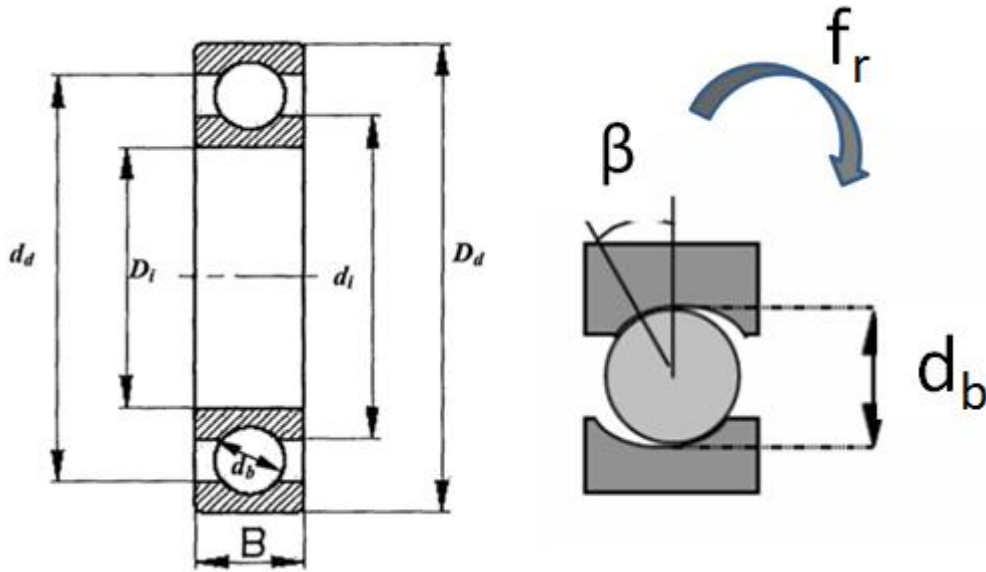
4.2.1.4 Dördüncü aşama

Bu aşamada rulman ömrü sonlara doğru yaklaşmıştır. Titreşim genliklerinin ciddi artış gösterdiği aşamadır. Rulmanın bağlı olduğu mekanik sistemde önemli bir

duruşa mahal vermemesi için acilen değiştirilmesi gerekmektedir. Rulman hasar frekansında titreşimin genliğinde belirgin bir şekilde artış görülür.

4.2.2 Rulman hasar frekansları

Rulmanlar üzerinde uzun yıllar boyunca yapılan araştırmalar neticesinde, rulman elemanlarında oluşan hataların farklı frekans değerlerinde titreşime sebep olduğu tespit edilmiş ve rulmanın geometrik yapısına, bilye sayısına ve dönüş hızına bağlı olarak bu frekans değerlerini de bulmaya yarayan bir takım formüller geliştirilmiştir. Rulmanlarda var olan bir arıza oluşumunda arızayı karakterize eden dört farklı arıza frekansı belirlenmiştir. Bunlar dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı, iç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı, bilye geçiş titreşim frekansı ve kafes bilye geçiş titreşim frekanslarıdır. Bu frekanslar Şekil 4.3'te görülen rulman geometrisine göre hesaplanmaktadır [11,30,39].



Şekil 4.3 : Rulman geometrisi.

Burada;

n = bilye sayısı,

$PD = d_i + d_d / 2$,

d_b = bilye çapı,

f_r = devir frekansı

β = temas açısı

D_d = dış bilezik dış çap

d_d = dış bilezik iç çap

d_i = iç bilezik dış çap

D_i = iç bilezik iç çap

B = rulman genişliği

Teoride rulman hasar frekanslarının normal zamanlarda, yani rulman elemanlarının sağlam olduğu durumlarda, meydana gelmesi beklenmez. Bu hasar frekanslarına ancak rulman elemanlarından herhangi birinin kusurlu olduğu durumlarda rastlanılır.

Hiç kullanılmamış, sıfır durumda olan rulman elemanlarında küçük de olsa daima bir yüzey pürüzlülüğü olmaktadır. Bu sebeple sağlam rulmanlardan alınan titreşim verilerinde düşük genlikli rulman hasar frekanslarına rastlamak mümkündür.

Genel bir ifadeyle; rulman elemanlarında var olan bir hasar, rulman hasar frekanslarını uyaracak ve bu hasar frekansları, bunlara ait harmonikler ve yan bantlar, hasarın aşamasına göre, frekans spektrumunda kendilerini göstermesi beklenecektir.

4.2.2.1 Dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı

Yuvarlanma elemanlarının, kusurlu dış bilezik yuvarlanma yolu üzerinden geçerken oluşturdukları titreşim frekansıdır. Dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı denklem 4.1’de belirtilen formül ile hesaplanır.

$$f_{DİŞ} = \frac{n}{2} f_r \left[1 - \frac{d_b}{PD} \cos \beta \right] \quad (4.1)$$

Dış bilezik bilye yuvarlanma yüzeyinde kusur bulunan bir rulmana ait frekans spektrumunda, dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı, bu frekansa ait harmonikleri ve yan bantlarda pikler belirecektir.

4.2.2.2 İç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı

Yuvarlanma elemanlarının kusurlu iç bilezik yuvarlanma yolu üzerinden geçerken oluşturdukları titreşim frekansıdır. İç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı denklem 4.2’de belirtilen formül ile hesaplanır.

$$f_{İÇ} = \frac{n}{2} f_r \left[1 + \frac{d_b}{PD} \cos \beta \right] \quad (4.2)$$

İç bilezik bilye yuvarlanma yüzeyinde kusur bulunan bir rulmana ait frekans spektrumunda, mil dönme frekansı, bazı durumlarda kafes bilye geçiş titreşim frekansı, iç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve bu frekansa ait harmonikleri ve yan bantlarda pikler belirecektir.

İç bilezik yuvarlanma yüzeyinde kusur bulunması durumunda kusurun da şaft hızıyla dönmesi sebebiyle frekans spektrumunda daha karmaşık titreşimler görünür. Ayrıca, iç bileziği kusurlu bir rulmana ait frekans spektrumundaki genlik değeri, dış bileziği kusurlu rulmana ait genlik değerinden daha düşük olması beklenir. Çünkü iç bilezik kusuru sebebiyle oluşan titreşim sinyali, titreşim sensörüne ulaşmaya kadar yuvarlanma elemanları ve dış bilezikten de geçerek sönümlenmektedir.

Saha çalışmalarında rulman hasarlarının yaklaşık %90'lık büyük bir bölümünün iç ya da dış bilezik kusurlarından kaynaklanması sebebiyle [51], bu elemanlara rulmanların yumuşak karnı denilebilir. Bileziklerde meydana gelen bir kusura zamanında müdahale edilmezse, bu kusur rulman çalıştıkça ilerleme kaydederek ve diğer elemanlara da sıçrayarak bir süre sonra rulmanın çalışamaz duruma gelmesine sebep olur.

4.2.2.3 Bilye geçiş titreşim frekansı

Her bir yuvarlanma elemanı bileziklerin yuvarlanma yolları üzerinde döndükleri için aynı zamanda kendi eksenini etrafında da dönmüş olurlar. Yuvarlanma elemanlarındaki kusurların her tam devirlerinde hem iç bilezik hem de dış bilezik yuvarlanma yollarına temas ederek oluşturdukları titreşim frekansıdır. Hatanın her tam dönüşte hem iç bileziğe, hem de dış bileziğe vurması sebebiyle bilye geçiş titreşim frekansı $2 \times f_{BİLYE}$ olur ve denklem 4.2'de belirtilen formül ile hesaplanır.

$$f_{BİLYE} = \frac{1}{2} f_r \frac{PD}{d_b} \left[1 - \left(\frac{d_b}{PD} \cos \beta \right)^2 \right] \quad (4.3)$$

Bilye yuvarlanma yüzeyinde kusur bulunan bir rulmana ait frekans spektrumunda, bilye geçiş titreşim frekansı, harmonikleri ve yan bantları ile birlikte kafes bilye geçiş titreşim frekansında da pikler belirecektir.

4.2.2.4 Kafes bilye geçiş titreşim frekansı

Yuvarlanma elemanlarını bilezikler arasında birbirlerine eşit mesafelerde, temas etmeden ve bir arada tutan eleman konumundaki kafeste bir kusur bulunması durumunda oluşan frekanstır. Kafes bilye geçiş titreşim frekansı denklem 4.4'te belirtilen formül ile hesaplanır.

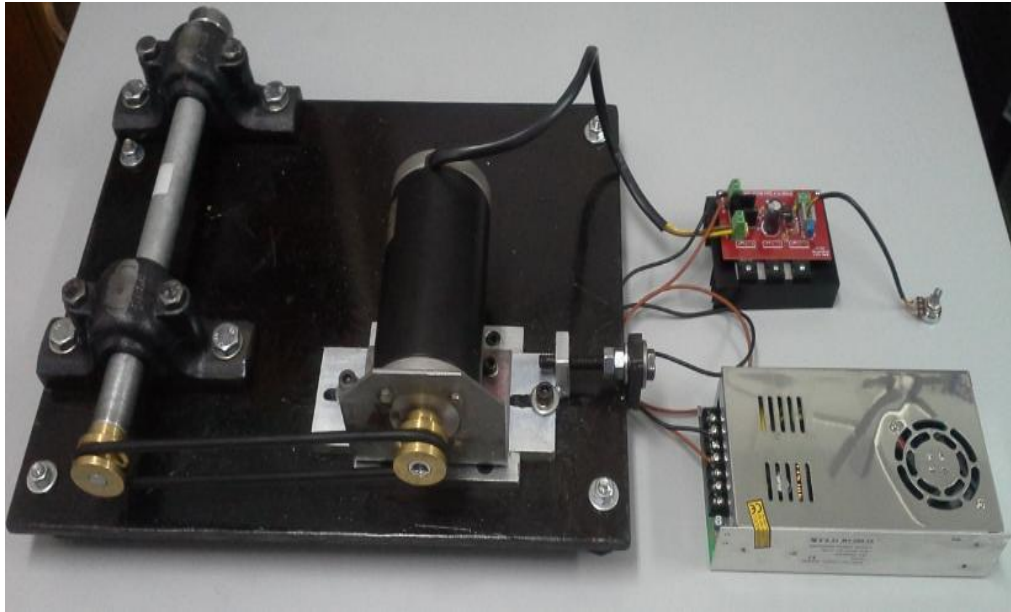
$$f_{KAFES} = \frac{1}{2} f_r \left[1 - \frac{d_b}{PD} \cos \beta \right] \quad (4.4)$$

Kafes yüzeyinde kusur bulunan bir rulmana ait frekans spektrumunda, kafes geçiş titreşim frekansı, harmonikleri ve yan bantlarında pikler belirecektir.

5. DENEYSEL ÇALIŞMA

5.1 Deney Düzenegi

Rulmanlarda yorulmaya bağılı kusurların rulman elemanları üzerindeki etkisini titreşim analizi metoduyla deneysel yolla araştırmak üzere Şekil 5.1'deki gibi bir deney düzenegi tasarlanmıştır.



Şekil 5.1 : Deney düzeneginin genel görünüşü.

Deney düzeneginde, rulmanların sıkı geçme olarak takılabileceğı bir mil ve bu milin uçlarına rulmanların yataklanmasını ve mil-rulman sisteminin saç levhaya sabitlenmesini sağlayan iki adet rulman yatağı kullanılmıştır. Deney düzeneginde kullanılan elemanları taşıyan saç levhanın dört köşesine, elektrik motorunun çalıştığı ve mil-rulman sisteminin döndüğü ölçümler esnasında oluşabilecek yerel titreşimlerin minimuma indirilebilmesi için dairesel tip takozlar cıvatalanmış ve düzenek bu şekilde zemine oturtulmuştur.

Mil-rulman sistemini çalıştırmak için elektrik motoru olarak 190 W gücünde bir doğru akım motoru kullanılmış ve mil-rulman sistemi elektrik motorundan tahrikli bir V-kayış ile döndürülmüştür. Doğru akım elektrik motorunu, şehir şebekesinden besleyebilmek için bir güç kaynağı (220VAC → 12VDC) ve mil-rulman sistemini

farklı devirlerde döndürebilmek için de bir devir kontrol ünitesi kullanılmıştır (Şekil 5.2).



Şekil 5.2 : Güç kaynağı ve devir kontrol ünitesi.

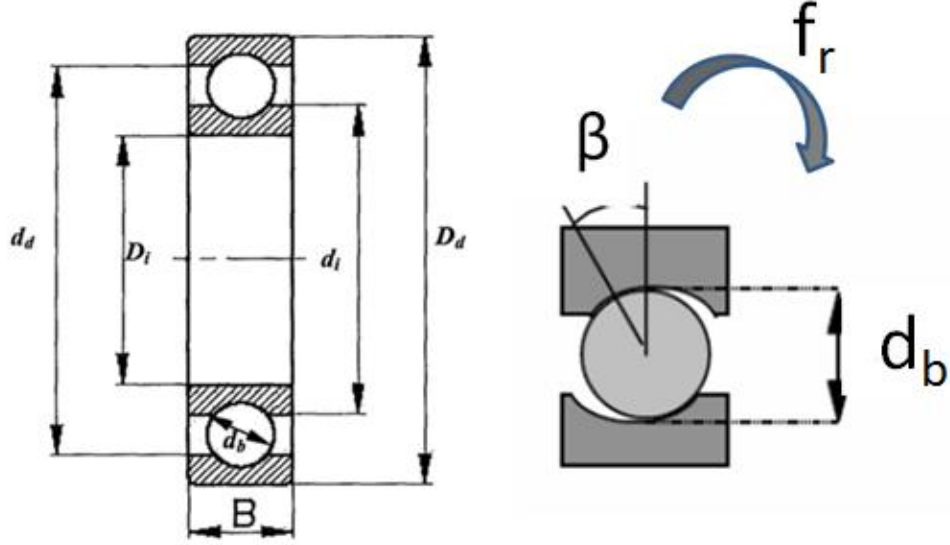
Deney esnasında devir kontrol ünitesi üzerinden ayarlanan mil-rulman devri, lazer ışını ile ölçüm yapan Konstar DT-2236B dijital optik tip bir takometreden yararlanılarak tespit edilmiştir (Şekil 5.3).



Şekil 5.3 : Konstar DT-2236B dijital optik takometre.

Mil-rulman sisteminin elektrik motoru aracılığıyla dönmesini sağlayan ve hem rulman hem de elektrik motoru uçlarındaki kaskat yuvalarına oturan V-kayışın gerginliği, elektrik motorunu saç levhaya bağlayan kızaklı yatak sayesinde ayarlanabilmiştir. Böylece hem kayış boşluğu sebebiyle oluşabilecek titreşimler engellenmiş, hem de kayışın kaydırma yapmaması sağlanarak kuvvet kayıplarının önüne geçilmiştir.

Deney düzeneğinde analiz edilmek üzere , Şekil 5.4'te geometrik özellikleri verilen, ORS firmasına ait 6205 tek sıra sabit bilyeli rulmanlar kullanılmıştır.



Şekil 5.4 : ORS 6205 rulmana ait geometrik özellikler.

n (bilye sayısı)	= 9	D_d (dış bilezik dış çap)	= 52 mm
$PD = d_i + d_d / 2$	= 38.55 mm	d_d (dış bilezik iç çap)	= 43.6 mm
d_b (bilye çapı)	= 7.94 mm	d_i (iç bilezik dış çap)	= 33.5 mm
f_r (devir frekansı-Hz)	= 29.2/37.5	D_i (iç bilezik iç çap)	= 25 mm
β (temas açısı)	= 0	B (rulman genişliği)	= 15 mm

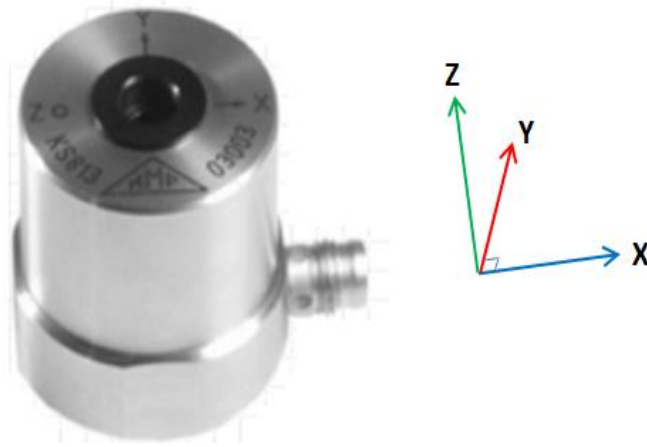
Ölçümlerde veri toplama ve analiz cihazı olarak Benstone Impaq Elite-4 sinyal analizörü kullanılmıştır (Şekil 5.5). Cihaz bünyesinde bulunan analiz programı sayesinde, zaman bağımlı sonuçları FFT (fast fourier transform-hızlı fourier dönüşümü) kullanarak frekans bağımlı sonuç halinde gösterebilmekte ve verileri hafızasında saklayabilmektedir.



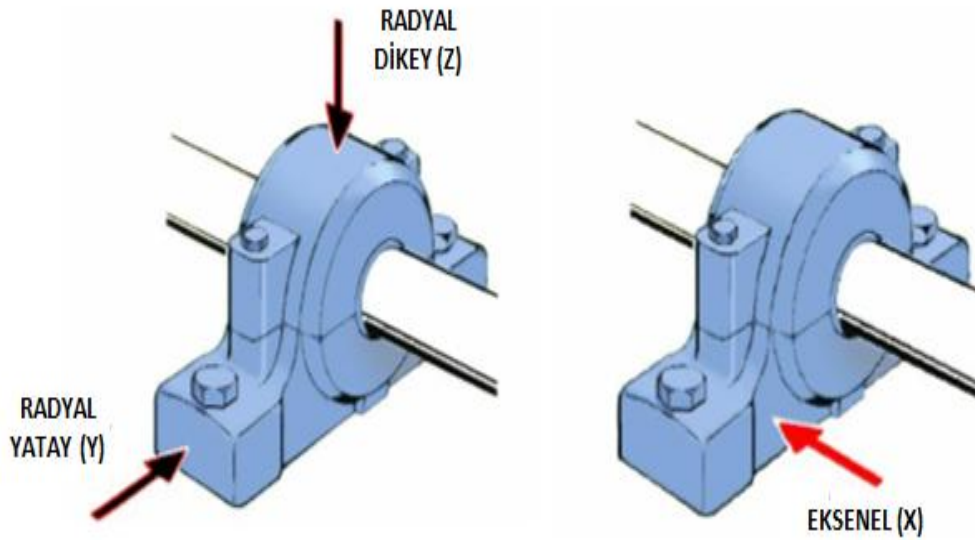
Şekil 5.5 : Benstone Impaq Elite-4 sinyal analizörü.

Mil-rulman sistemi 1750 RPM ve 2250 RPM hızlarında döndürülerek sağlam ve hatalı rulman titreşimleri, rulman yatağı üzerine manyetik bağlantı yoluyla sabitlenen

3 eksenli MMF Type KS813B titreşim sensörü vasıtasıyla, eksenel ve radyal (yatay ve düşey) olmak üzere 3 yönden (x-y-z) ölçülmüştür (Şekil 5.6 ve Şekil 5.7). Deneyde kullanılan sensör tercihe bağlı olarak, hız transduseri, ivme transduseri (accelerometer) ve deplasman ölçen prob olarak kullanılabilmekte olup, deney süresince hız transduseri olarak kullanılmış ve titreşim genlik değerleri hız (mm/s) olarak kaydedilmiştir. Sensörün hız transduseri olarak kullanılmasının sebebi; hız transducerlerinin çalışma frekansının 10-1000 Hz aralığında olup, birçok mekanik sistemin çalışma frekans aralığı ve onların hasar frekanslarının bu aralığa denk gelmesidir.



Şekil 5.6 : MMF Type KS813B titreşim sensörü ve ölçüm yönleri.



Şekil 5.7 : Rulman yatağı titreşim ölçüm yönleri.

Deney süresince tüm ölçümler elektrik motoru titreşimlerinden en az etkileneceği değerlendirilen motora uzak olan yatak üzerinden alınmıştır. Her ölçümde titreşim sensörünün rulman yatağı üzerinde aynı noktaya yerleştirilebilmesi için, yatak

üzerinde işaretleme yapılmış ve tüm ölçümlerde sensörün bu nokta üzerinde olmasına dikkat edilmiştir.

Deney kapsamında kullanılan kusurlu rulmanlar Kocaeli Üniversitesi Mekatronik Mühendisliği tarafından yürütülen 106M208 kodlu TÜBİTAK projesi kapsamında kullanılmış olan rulmanlar olup, iç bilezik ve dış bilezik bilye yuvarlanma yüzeyleri hata dağılımları Çizelge 5.1’de, hataya ait örnek resimler Şekil 5.8’de belirtildiği gibidir. Bu hatalı rulmanlardan titreşim verileri toplanarak sağlam rulmandan elde edilen titreşim verileriyle karşılaştırılmış ve kusurlu rulmanlara ait spektrumlardan elde edilen frekans değerleri nümerik formüllerle doğrulanmaya çalışılmıştır. Ayrıca hata boyutunun artmasının titreşim genlik değerlerini nasıl etkileyeceği araştırılmıştır.

Çizelge 5.1 : Deney kapsamında kullanılan rulmanlar ve hata boyutları.

RULMAN	Hata Ebadı (mm)	
	Dış Bilezik	İç Bilezik
B1	Hata Yok	Hata Yok
B2	0.15	Hata Yok
B3	0.45	Hata Yok
B4	0.90	Hata Yok
B5	Hata Yok	0.15
B6	Hata Yok	0.45
B7	Hata Yok	0.90



Şekil 5.8 : Lazer ile oluşturulmuş hatalar ve 0.9 mm hataya ait mikroskobik bir görüntü [47, 72].

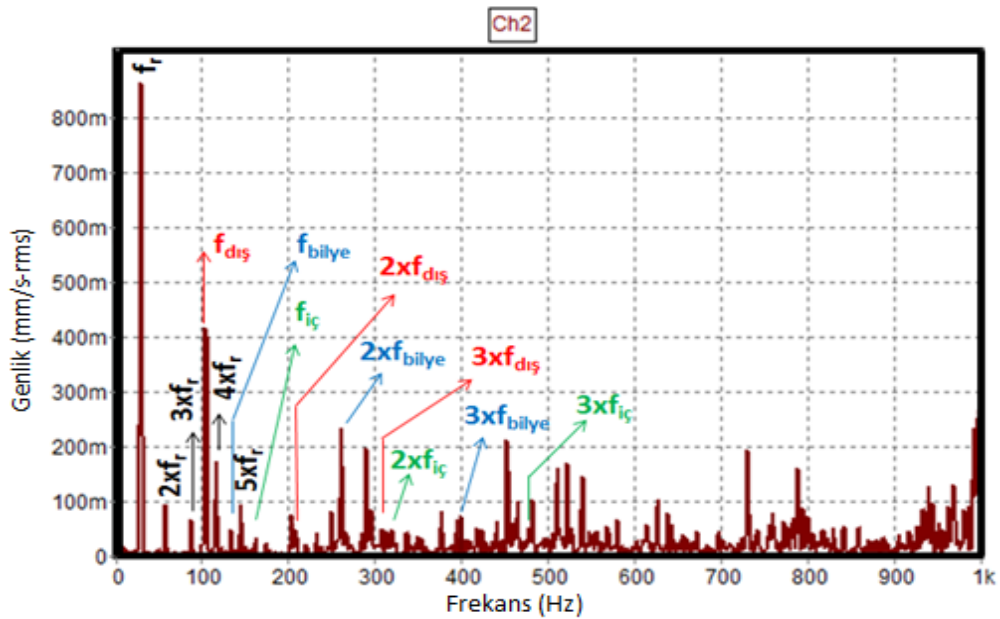
5.2 Veri Analizleri

Frekans spektrumlarının ön analizleri neticesinde sağlam rulmana ait radyal-yatay (y-ekseni) doğrultusundaki titreşim genliklerinin, yapay hasarlı rulmanlara ait ise radyal dikey (z-ekseni) doğrultusundaki titreşim genliklerinin diğer yönlerle nazaran daha yüksek olması sebebiyle analizlerde bu doğrultulardaki ölçümler değerlendirilmiştir. Ayrıca spektrum frekans aralığının 0-1000 Hz olarak geniş bir frekans aralığında olması nedeniyle rulman hasar frekansları değerlendirilirken hasar frekansları ile birlikte bunlara ait ilk 2 harmonik, mil dönme devirleri de değerlendirilirken mil dönme devri ile birlikte buna ait ilk 4 harmonik dikkate alınmıştır. Analizlerin yapılması için sadece bu değerlerin dikkate alınmasının yeterli olacağı değerlendirilmiştir.

Ayrıca spektrum analizlerinden elde edilecek sonuçların teorik verileri doğrulamasının deney şartlarına da bağlı olduğu unutulmamalıdır. Titreşim sensörünün yerleştirme açısı ve yerleştirme noktasının, mil dönme devrindeki salınımların, harici titreşimlerin vs. deney sonuçlarını etkileyeceği bir gerçektir.

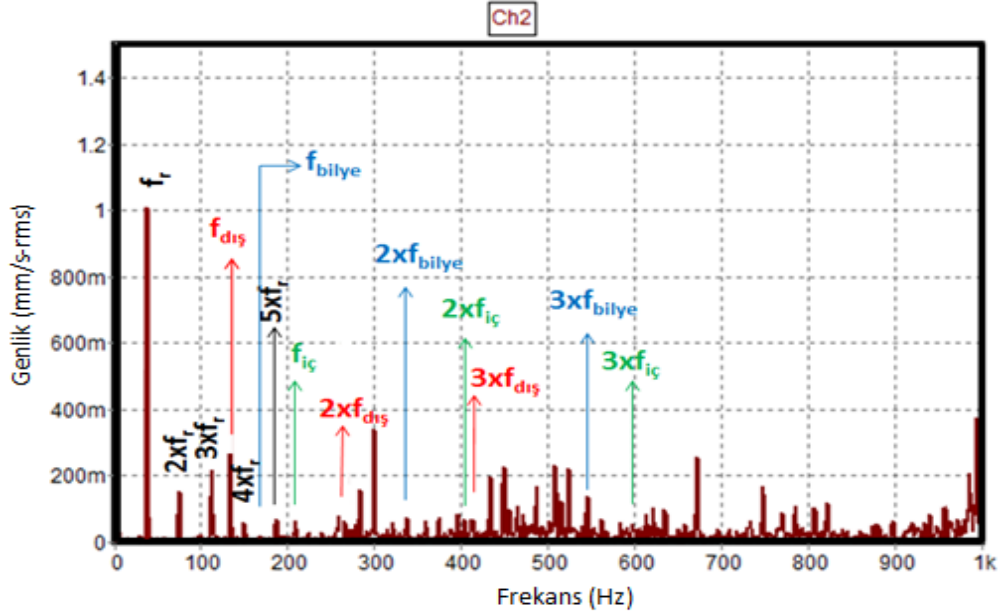
5.2.1 Sağlam rulman analizleri

Sağlam rulmanın 1750 RPM hızındaki spektrum grafiği olan Şekil 5.9 incelendiğinde mil dönme frekansında ($f_r = 29.2$ Hz) baskın olmak üzere, bu frekansın harmoniklerinde ($2xf_r$, $3xf_r$, $4xf_r$, $5xf_r$) pikler görülmektedir.



Şekil 5.9 : 1750 RPM mil devrinde sağlam rulman titreşimleri.

Ayrıca yine aynı rulmanın 2250 RPM hızındaki spektrum grafiği olan Şekil 5.10 incelendiğinde mil dönme frekansında ($f_r=37,5$ Hz) baskın olmak üzere, bu frekansın harmoniklerinde ($2xf_r$, $3xf_r$, $4xf_r$, $5xf_r$) pikler görülmektedir. Mil dönme devirlerinde baskın birer pik olması sistemde bir dengesizlik olduğunun göstergesidir.



Şekil 5.10 : 2250 RPM mil devrinde sağlam rulman titreşimleri.

Döner makinelerde dengesizlik, küçük boyutlarda olunca makine için tehlike arz etmemekle birlikte yaygın görülen bir titreşim şeklidir. Mükemmel seviyede dengelenmiş bir makinede hiç titreşim olmaz teorisi doğru olsa da, mükemmel dengelenmiş bir makine olmadığı için gerçekte tüm makineler az da olsa dengesizdirler ve bu sebeple de titreşirler.

Bu durumda, deney düzeneğinde kullanılmak üzere imal edilen milin tam dengelenmemiş olduğu ortaya çıkmaktadır. $2xf_r$, $3xf_r$, $4xf_r$, $5xf_r$ frekanslarında piklerin devam etmesi de sistemdeki mekanik bir gevşekliğin göstergesidir ve bu gevşekliğin ölçüm yapılan rulman yatağının rulmanları %100 kavrayamamasından kaynaklandığı değerlendirilmektedir.

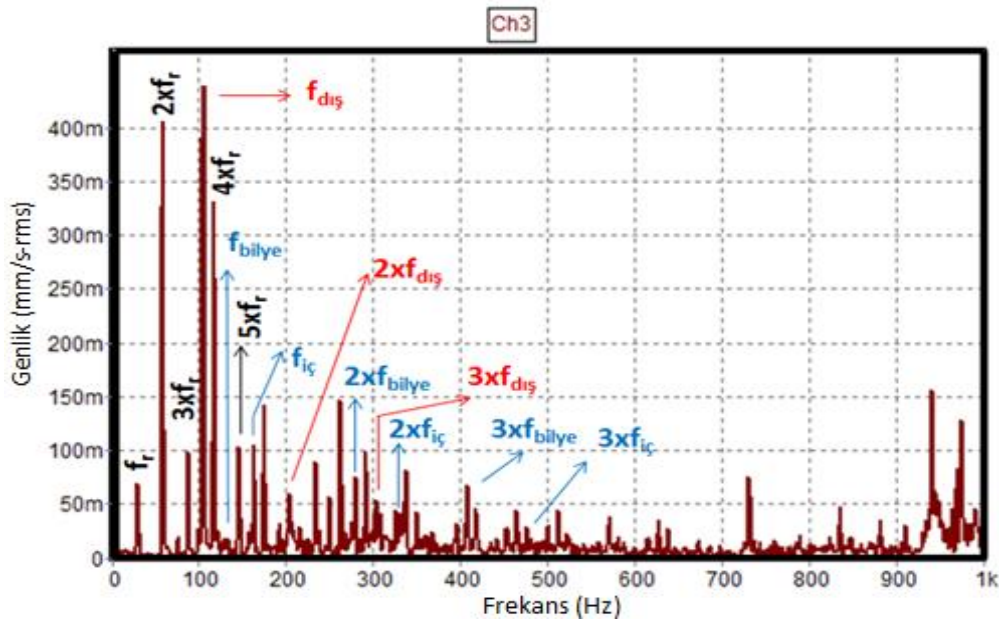
Şekil 5.9'da 102.95 Hz, 133.9 Hz ile 157.3 Hz frekansları ve harmoniklerinde ve Şekil 5.10'da 133.75 Hz, 174.1 Hz ile 203.2 Hz frekansları ve harmoniklerinde düşük genlikli birer pik görünmektedir. Bu frekanslar sırasıyla dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı, bilye geçiş titreşim frekansı ve iç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonik değerlerine denk gelmekte olup, bu hata frekanslarının varlığı

sağlam rulmanlarda bile küçük de olsa yüzey pürüzlülüğüne rastlanılabilirliğini doğrulamaktadır.

Ayrıca 2250 RPM mil dönme hızına ait spektrumda, mil dönme frekansı genliği 1.008 mm/s olup, 1750 RPM mil dönme hızına ait spektrumda mil dönme frekansı genliği ise 0.864 mm/s'dir. Burada mil dönme hızının artması ile birlikte dengesizliğe ait frekans genliklerinin de arttığı görülmektedir.

5.2.2 Dış bileziği hasarlı rulman analizleri

Şekil 5.11'de dış bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.15 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 1750 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir. Dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{dış}$, $2xf_{dış}$, $3xf_{dış}$) spektrumda 104.1 Hz, 206.3 Hz ve 307.1 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.440 mm/s, 0.060 mm/s ve 0.040 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.



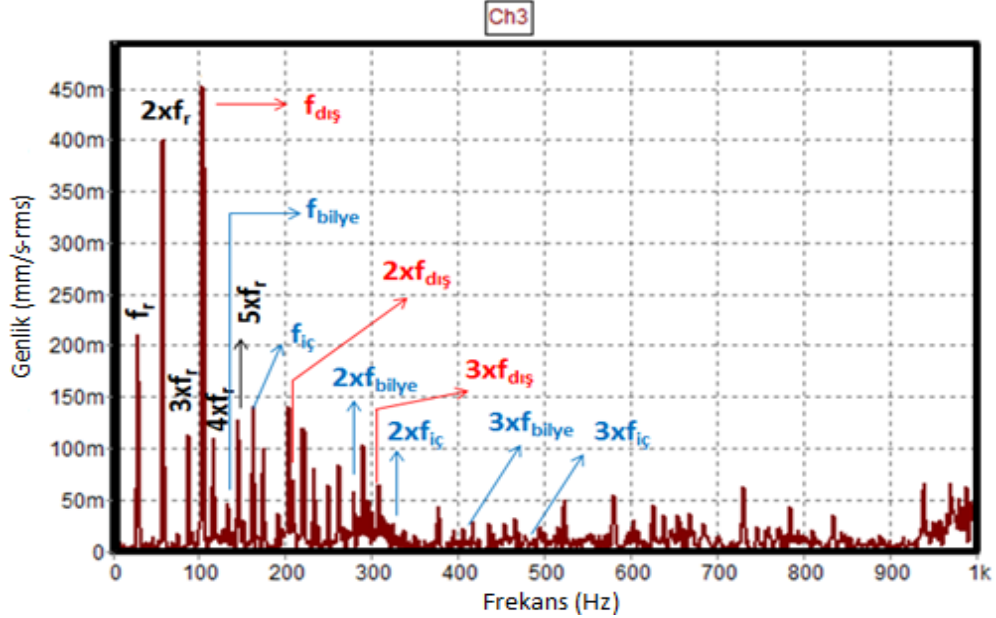
Şekil 5.11 : 1750 RPM, dış bileziği 0.15 mm hasarlı spektrum grafiği.

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağlı küçük farklılıklar göstermiş olup, Çizelge 5.2'de olduğu gibidir.

Çizelge 5.2 : 1750 RPM, 0.15 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)
104.1	104.21 $f_{dış}$
206.3	208.42 $2xf_{dış}$
307.1	312.63 $3xf_{dış}$

Şekil 5.12’de dış bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.45 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 1750 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir. Dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{dış}$, $2xf_{dış}$, $3xf_{dış}$) spektrumunda 103.75 Hz, 206.1 Hz ve 307.9 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.455 mm/s, 0.070 mm/s ve 0.060 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.



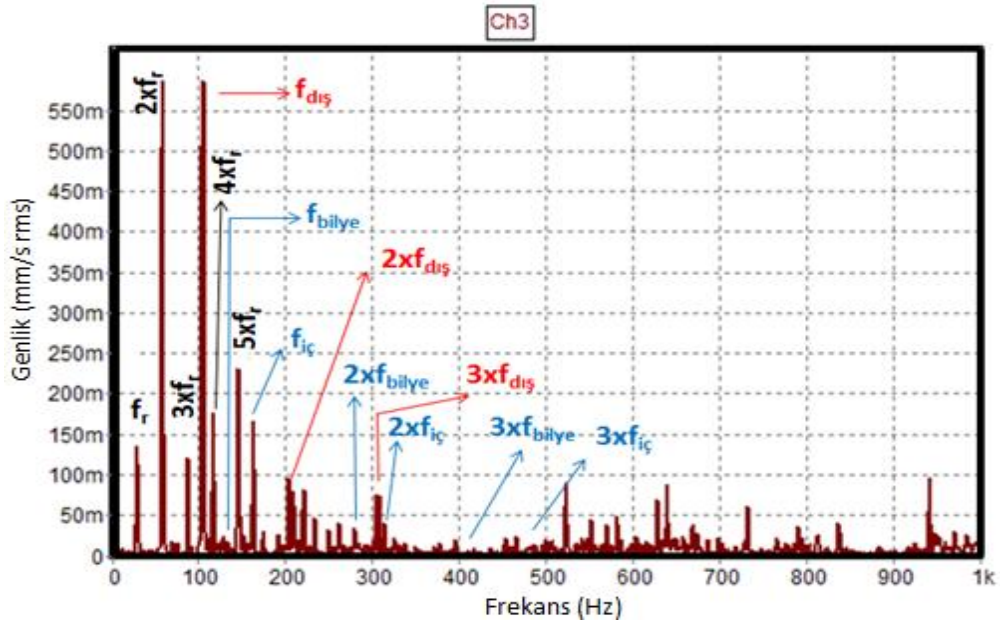
Şekil 5.12 : 1750 RPM, dış bileziği 0.45 mm hasarlı spektrum grafiği.

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağlı küçük farklılıklar göstermiş olup, Çizelge 5.3’te olduğu gibidir.

Çizelge 5.3 : 1750 RPM, 0.45 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)
103.75	104.21 $f_{dış}$
206.1	208.42 $2xf_{dış}$
307.9	312.63 $3xf_{dış}$

Şekil 5.13’de dış bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.90 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 1750 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir. Dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{dış}$, $2xf_{dış}$, $3xf_{dış}$) spektrumunda 104.3 Hz, 206.5 Hz ve 307.4 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.585 mm/s, 0.080 mm/s ve 0.070 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.



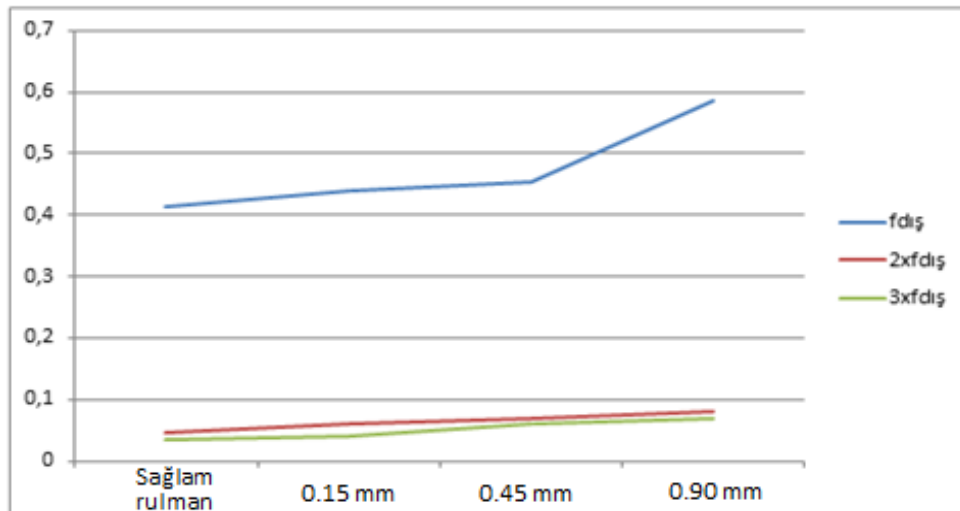
Şekil 5.13 : 1750 RPM, dış bileziği 0.90 mm hasarlı spektrum grafiği.

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağlı küçük farklılıklar göstermiş olup, Çizelge 5.4’te olduğu gibidir.

Çizelge 5.4 : 1750 RPM, 0.90 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)
104.3	104.21 $f_{dış}$
206.5	208.42 $2xf_{dış}$
307.4	312.63 $3xf_{dış}$

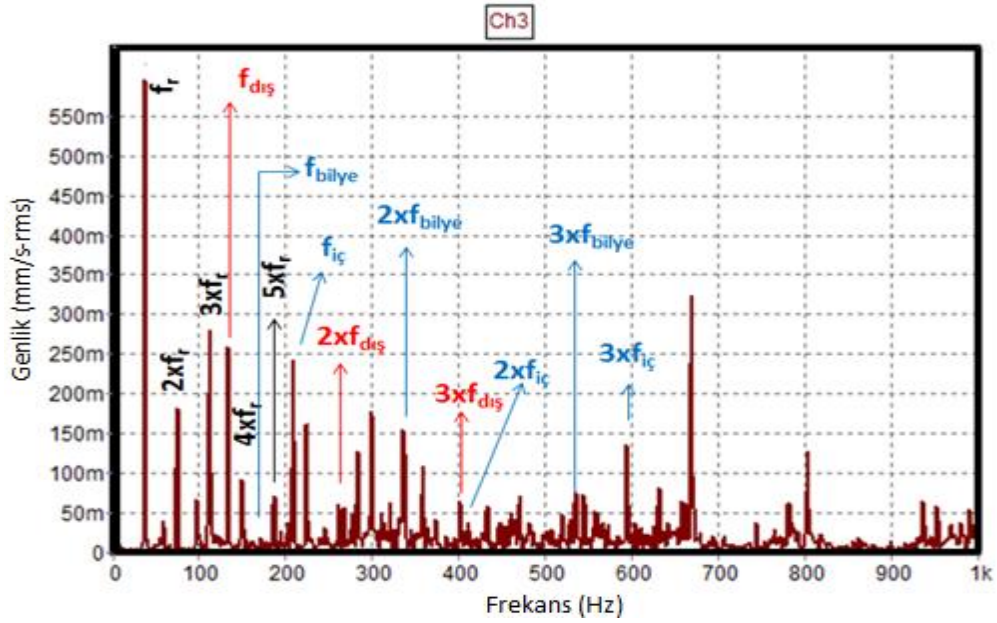
1750 RPM mil devrinde dönmekte olan, sağlam rulman ve dış bileziği 0.15 mm, 0.45 mm ve 0.90 mm ebatlarında hasarlı rulmanların spektrum analizleri neticesinde,



Şekil 5.14 : 1750 RPM, sağlam ve dış bilezik hatalı rulmanlara ait genlik değerleri.

dış bilezik bilye yuvarlanma yüzeyi üzerinde hasar boyutunun artması ile birlikte hasar frekansı genlik değerlerinin de arttığı gözlemlenmiştir (Şekil 5.14).

Şekil 5.15'te dış bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.15 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 2250 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir. Dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{dış}$, $2xf_{dış}$, $3xf_{dış}$) spektrumda 133.75 Hz, 267.5 Hz ve 401.25 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.255 mm/s, 0.060 mm/s ve 0.065 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.



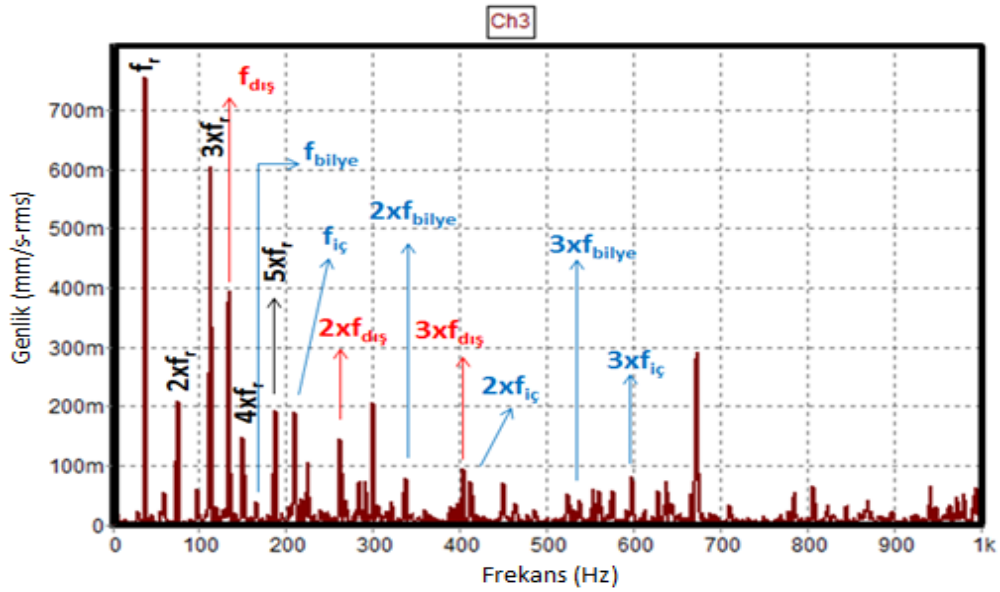
Şekil 5.15 : 2250 RPM, dış bileziği 0.15 mm hasarlı spektrum grafiği.

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağlı küçük farklılıklar göstermiş olup, Çizelge 5.5'de olduğu gibidir.

Çizelge 5.5 : 2250 RPM, 0.15 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)
133.75	133.99 $f_{dış}$
267.5	267.98 $2xf_{dış}$
401.25	401.97 $3xf_{dış}$

Şekil 5.16'da dış bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.45 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 2250 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir. Dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{dış}$, $2xf_{dış}$, $3xf_{dış}$) spektrumda 134.5 Hz, 269 Hz ve 403.5 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.395 mm/s, 0.150 mm/s ve 0.095 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.



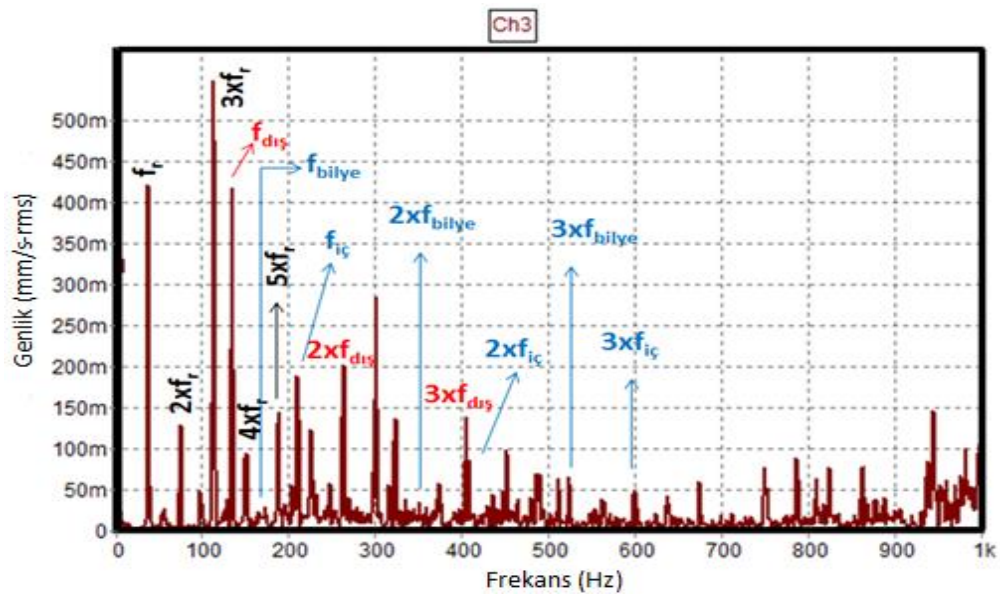
Şekil 5.16 : 2250 RPM, dış bileziği 0.45 mm hasarlı spektrum grafiği.

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağlı küçük farklılıklar göstermiş olup, Çizelge 5.6’da olduğu gibidir.

Çizelge 5.6 : 2250 RPM, 0.45 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)
134.5	133.99 $f_{dış}$
269	267.98 $2xf_{dış}$
403.5	401.97 $3xf_{dış}$

Şekil 5.17’de dış bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.90 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın 2250 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir.



Şekil 5.17 : 2250 RPM, dış bileziği 0.90 mm hasarlı spektrum grafiği.

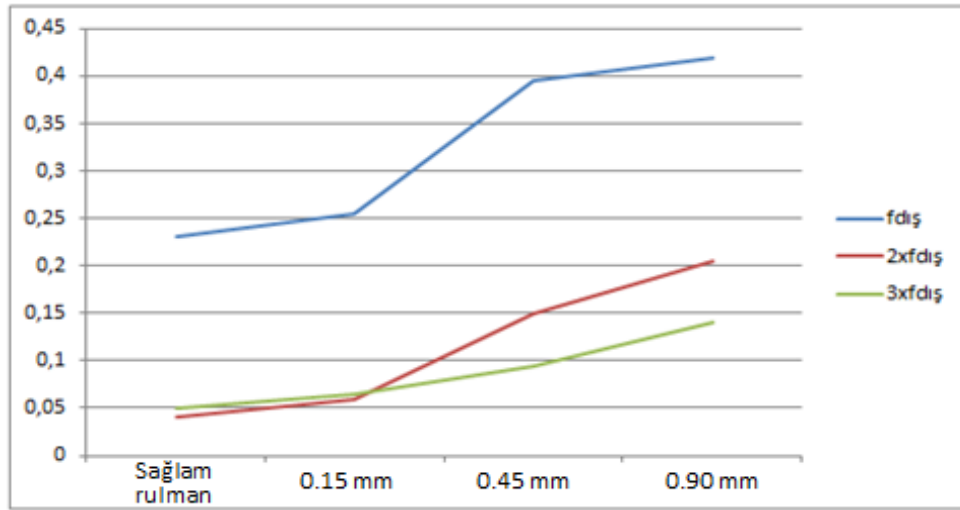
Dış bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{dış}$, $2xf_{dış}$, $3xf_{dış}$) spektrumda 135 Hz, 270 Hz ve 405 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.420 mm/s, 0.205 mm/s ve 0.140 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağlı küçük farklılıklar göstermiş olup, Çizelge 5.7’de olduğu gibidir.

Çizelge 5.7 : 2250 RPM, 0.90 mm dış bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen Dış Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	
135	133.99	$f_{dış}$
270	267.98	$2xf_{dış}$
405	401.97	$3xf_{dış}$

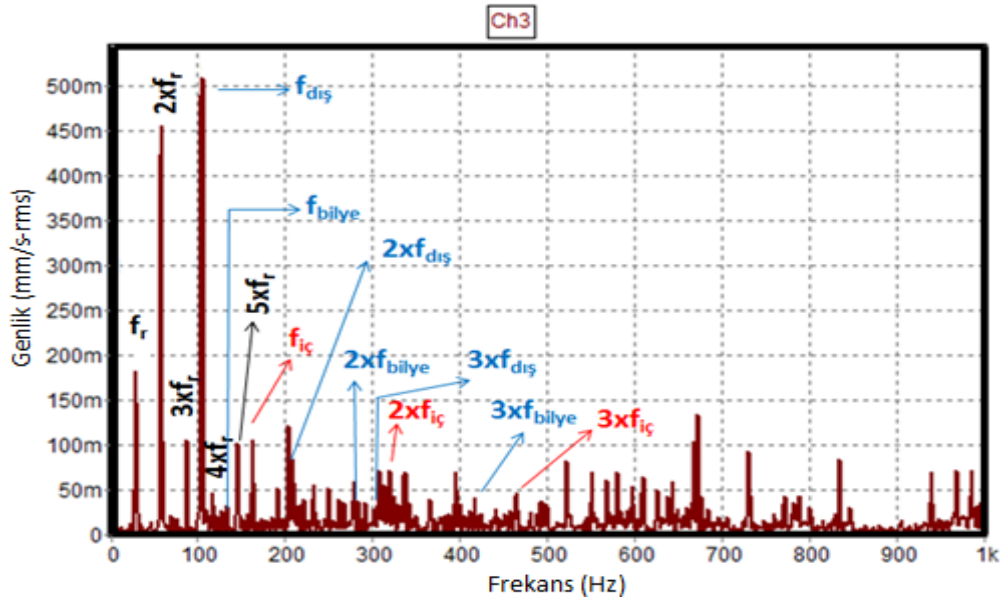
2250 RPM mil devrinde dönmekte olan, sağlam rulman ve dış bileziği 0.15 mm, 0.45 mm ve 0.90 mm ebatlarında hasarlı rulmanların spektrum analizleri neticesinde, dış bilezik bilye yuvarlanma yüzeyi üzerinde hasar boyutunun artması ile birlikte hasar frekansı genlik değerlerinin de arttığı gözlemlenmiştir (Şekil 5.18).



Şekil 5.18 : 2250 RPM, sağlam ve dış bilezik hatalı rulmanlara ait genlik değerleri.

5.2.3 İç bileziği hasarlı rulman analizleri

Şekil 5.19’da iç bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.15 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 1750 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir. İç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{iç}$, $2xf_{iç}$, $3xf_{iç}$) spektrumda 157.9 Hz, 315.8 Hz ve 473.7 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.110 mm/s, 0.075 mm/s ve 0.050 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.



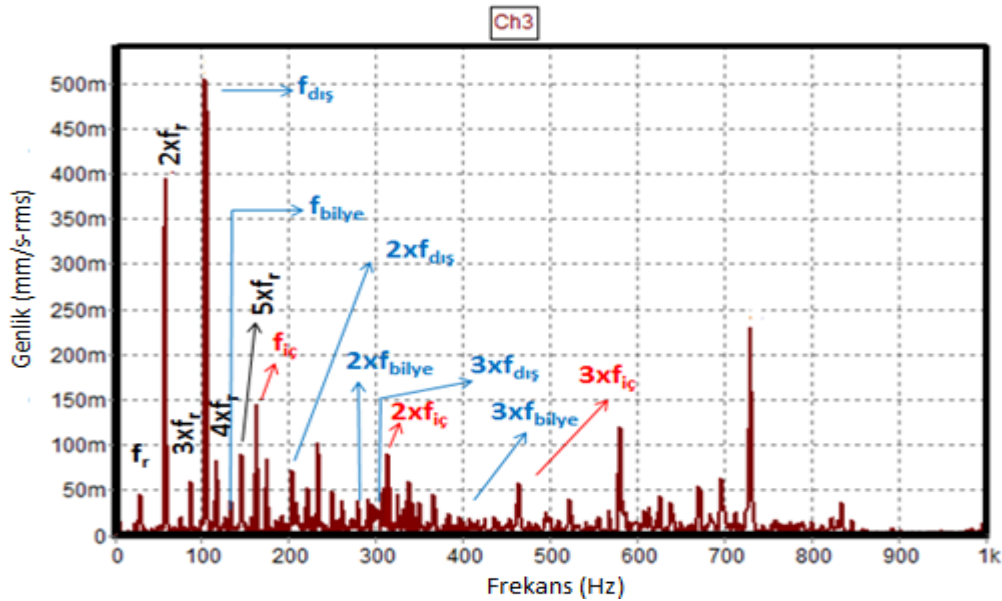
Şekil 5.19 : 1750 RPM, iç bileziği 0.15 mm hasarlı spektrum grafiği.

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağlı küçük farklılıklar göstermiş olup, Çizelge 5.8’de olduğu gibidir.

Çizelge 5.8 : 1750 RPM, 0.15 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)
157.9	158.28 $f_{iç}$
315.8	316.56 $2xf_{iç}$
473.7	474.84 $3xf_{iç}$

Şekil 5.20’de iç bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.45 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 1750 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir.



Şekil 5.20 : 1750 RPM, iç bileziği 0.45 mm hasarlı spektrum grafiği.

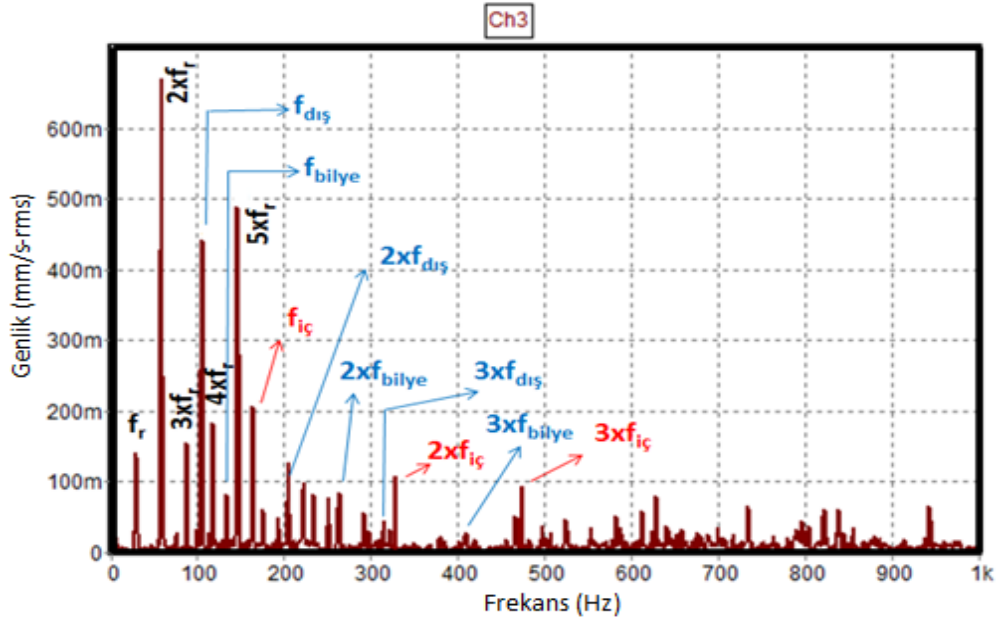
İç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{iç}$, $2xf_{iç}$, $3xf_{iç}$) spektrumda 157.2 Hz, 314.4 Hz ve 471.6 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.145 mm/s, 0.090 mm/s ve 0.060 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağlı küçük farklılıklar göstermiş olup, Çizelge 5.9’da olduğu gibidir.

Çizelge 5.9 : 1750 RPM, 0.45 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	
157.2	158.28	$f_{iç}$
314.4	316.56	$2xf_{iç}$
471.6	474.84	$3xf_{iç}$

Şekil 5.21’de iç bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.90 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 1750 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir. İç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{iç}$, $2xf_{iç}$, $3xf_{iç}$) spektrumda 158.1 Hz, 316.2 Hz ve 474.3 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.210 mm/s, 0.110 mm/s ve 0.090 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.



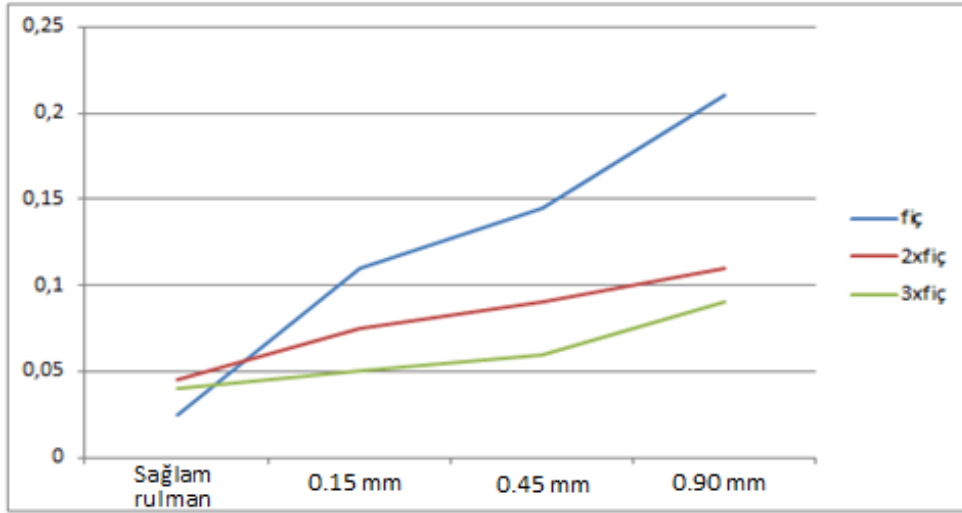
Şekil 5.21 : 1750 RPM, iç bileziği 0.90 mm hasarlı spektrum grafiği.

Çizelge 5.10 : 1750 RPM, 0.90 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.

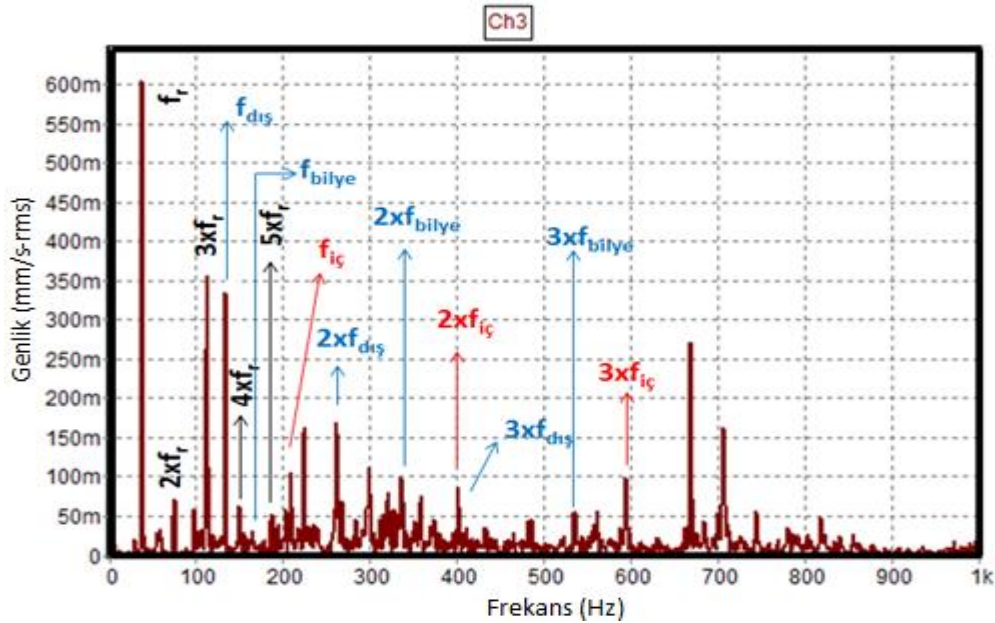
Analizle Elde İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	
158.1	158.28	$f_{iç}$
316.2	316.56	$2xf_{iç}$
474.3	474.84	$3xf_{iç}$

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağı küçük farklılıklar göstermekte olup, Çizelge 5.10’da olduğu gibidir.

1750 RPM mil devrinde dönmekte olan, sağlam rulman ve iç bileziği 0.15 mm, 0.45 mm ve 0.90 mm ebatlarında hasarlı rulmanların spektrum analizleri neticesinde, iç bilezik bilye yuvarlanma yüzeyi üzerinde hasar boyutunun artması ile birlikte hasar frekansı genlik değerlerinin de arttığı gözlemlenmiştir (Şekil 5.22).



Şekil 5.22 : 1750 RPM, sağlam ve iç bilezik hatalı rulmanlara ait genlik değerleri.



Şekil 5.23 : 2250 RPM, iç bileziği 0.15 mm hasarlı spektrum grafiği.

Şekil 5.23’te iç bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.15 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 2250 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir. İç

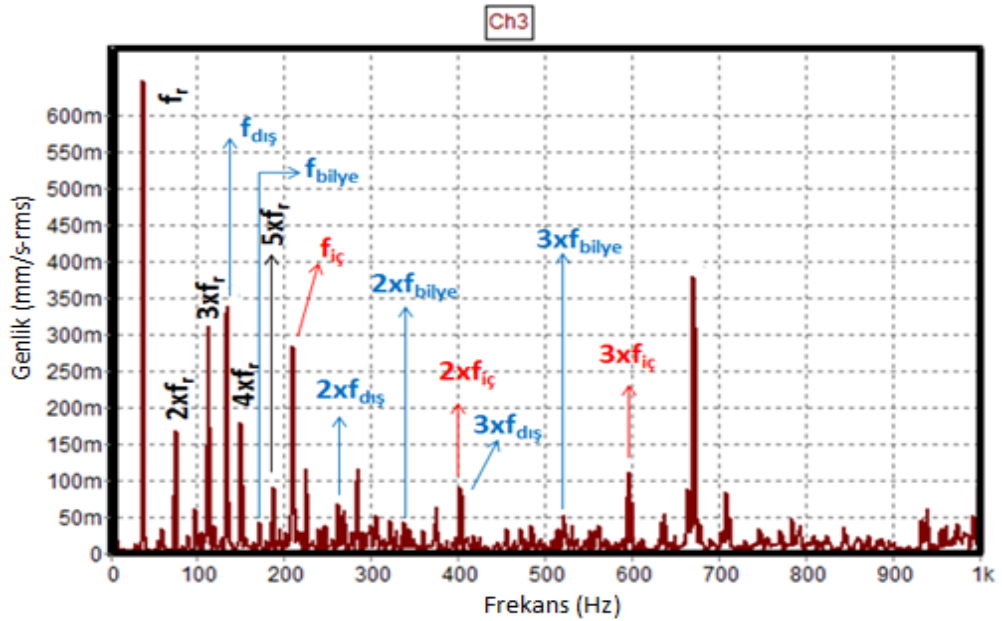
bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{i}$, $2xf_{i}$, $3xf_{i}$) spektrumda 204.1 Hz, 401.2 Hz ve 599.1 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.105 mm/s, 0.085 mm/s ve 0.095 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağlı küçük farklılıklar göstermiş olup, izelge 5.11’de olduğu gibidir.

Çizelge 5.11 : 2250 RPM, 0.15 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)
204.1	203.5 $f_{i}$
401.2	407 $2xf_{i}$
599.1	610.5 $3xf_{i}$

Şekil 5.24’te iç bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.45 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 2250 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir. İç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{i}$, $2xf_{i}$, $3xf_{i}$) spektrumda 204.9 Hz, 400.8 Hz ve 599.7 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.280 mm/s, 0.090 mm/s ve 0.110 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.



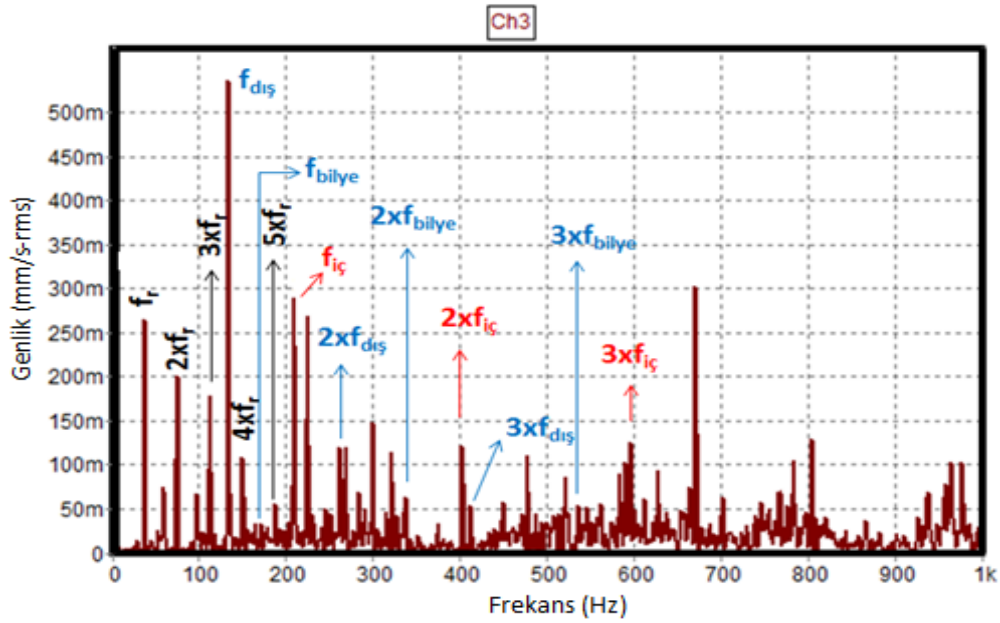
Şekil 5.24 : 2250 RPM, iç bileziği 0.45 mm hasarlı spektrum grafiği.

Çizelge 5.12 : 2250 RPM, 0.45 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)
204.9	203.5 $f_{i}$
400.8	407 $2xf_{i}$
599.7	610.5 $3xf_{i}$

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağı küçük farklılıklar göstermiş olup, Çizelge 5.12’de olduğu gibidir.

Şekil 5.25’te iç bilezik bilye yuvarlanma yolu üzerinde 0.90 mm çapında yapay bir hasara sahip rulmanın, 2250 RPM hızına ait spektrum grafiği görünmektedir. İç bilezik bilye geçiş titreşim frekansı ve harmonikleri ($f_{iç}$, $2xf_{iç}$, $3xf_{iç}$) spektrumda 205.9 Hz, 401.2 Hz ve 599.1 Hz değerlerinde belirmiş olup, sırasıyla; 0.290 mm/s, 0.125 mm/s ve 0.130 mm/s değerlerinde birer pik yapmıştır.



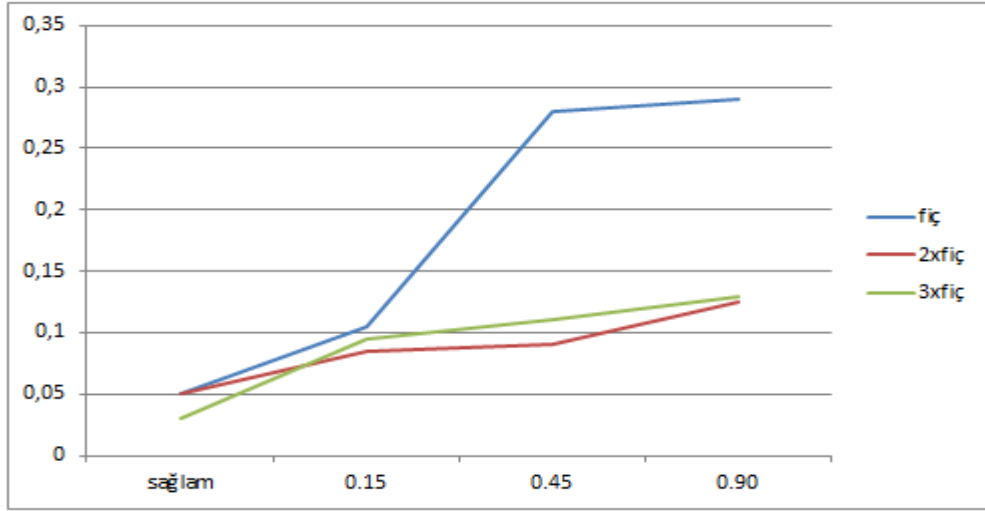
Şekil 5.25 : 2250 RPM, iç bileziği 0.90 mm hasarlı spektrum grafiği.

Analizle elde edilen frekanslar ile hesapla bulunan frekanslar mil devrine bağı küçük farklılıklar göstermiş olup, Çizelge 5.13’te olduğu gibidir.

Çizelge 5.13 : 2250 RPM, 0.90 mm iç bilezik hasarlı rulman frekansları.

Analizle Elde İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)	Hesapla Elde Edilen İç Bilezik Hasar Frekansları(Hz)
205.9	203.5 $f_{iç}$
401.2	407 $2xf_{iç}$
599.1	610.5 $3xf_{iç}$

2250 RPM mil devrinde dönmekte olan, sağlam rulman ve iç bileziği 0.15 mm, 0.45 mm ve 0.90 mm ebatlarında hasarlı rulmanların spektrum analizleri neticesinde, iç bilezik bilye yuvarlanma yüzeyi üzerinde hasar boyutunun artması ile birlikte hasar frekansı genlik değerlerinin de arttığı gözlemlenmiştir (Şekil 5.26).



Şekil 5.26 : 2250 RPM, sağlam ve iç bilezik hatalı rulmanlara ait genlik değerleri.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Rulman arızalarından %34'lük oran ile en yüksek arıza yüzdesine sahip olan yorulmaya bağlı kusurların rulman elemanları üzerindeki etkisinin titreşim analizi ile araştırılması amacıyla yapılan bu çalışma kapsamında, rulmanların yumuşak karnı olarak nitelendirilebilecek olan iç bilezik ve dış bilezik hataları üzerinde durulmuştur.

Rulman iç bileziği ve dış bileziği bilye yuvarlanma yüzeyleri üzerine lazer delme yöntemiyle, her bir rulmanda ve her bir bilezikte 1 adet hata olmak üzere, 0.15 mm, 0.45 mm. ve 0.90 mm'lik yapay yorulma hataları verilmiş (Çizelge 5.1) ve bu hatalı rulmanlardan titreşim verileri toplanmıştır. Ayrıca herhangi bir hatası bulunmayan sağlam durumdaki rulman üzerinde de titreşim ölçümleri yapılmıştır.

Rulman geometrisindeki değişimler, mil dönme devirlerinin tam sabitlenememesi ve titreşim sensörünün yatak üzerinde her ölçümde tam olarak aynı noktaya yerleştirilememesi gibi sebeplerden dolayı beklenildiği gibi, ölçüm sonucu elde edilen titreşim frekansları ile hesapla bulunan frekanslar küçük de olsa farklılık göstermiştir (Çizelge 5.2-5.13 ve Çizelge A-1, A-2). Ayrıca titreşim verilerinin kayıtları esnasındaki mil devrindeki salınımlar sebebiyle spektrum üzerindeki bazı frekans değerleri ve harmonikleri arasında tam katlar sağlanamamıştır. Örneğin; Şekil 5.11'de spektrum analizinde $f_{dış}=104.1$ Hz iken; $2xf_{dış}=208.2$ Hz ve $3xf_{dış}=312.3$ Hz olması beklenirken, spektrum grafiğinden $2xf_{dış}=206.3$ Hz ve $3xf_{dış}=307.1$ Hz okunmaktadır. Bu küçük frekans farklılıkları titreşim verilerinin analizör tarafından kaydedilmesi esnasındaki, mil dönme devrinin salınımlarından kaynaklanmaktadır. Bunlara ek olarak, elektrik motoru ve kayış/kasnak sisteminden kaynaklı önlenemeyen bir takım titreşimlerin de frekans spektrumu üzerinde bazı pikler oluşturduğu görülmüştür.

Döner makine rulman arızalarının başlangıç aşamasında iken, titreşim analizine dayalı etkili bir kestirimci bakım programı ile tespit edilebildiği mil-rulman sistemi deneyi ile gösterilmiş olup, yapılan deney kapsamında sağlam ve yapay kusurlu

rulmanların farklı devirlerde çalıştırılması ile elde edilen frekans spektrumlarının analizleri neticesinde genel olarak şu sonuçlara varılmıştır.

1. Mükemmel seviyede dengelenmiş bir makinede hiç titreşim olmaz teorisi doğru olsa da, mükemmel dengelenmiş bir makine olmadığı için, gerçekte tüm makineler az da olsa dengesizdirler ve bu sebeple de titreşirler. Dengelenmemiş makinelere ait frekans spektrumlarında mil dönme devirlerinde genellikle baskın bir pik görünmekte olup, mil devrinin artmasıyla birlikte bu titreşime ait genlik de artmaktadır. Tüm ölçümlerde 2250 RPM hızına ait mil dönme frekansı genlik değerleri, 1750 RPM hızına ait mil dönme frekansı genlik değerlerinden büyük çıkmıştır (Çizelge A-1, A-2). Burada, dengesiz olarak çalışan bir sistemin çalışma hızı arttırıldığında, meydana getirdiği titreşimin şiddetinin de arttığı görülmektedir.

2. Döner makinelerde rulman yataklarının rulmanları tam kavrayamaması ya da yataklara ait civataların uygun derecelerde sıkılmaması sebebiyle mekanik gevşeklik durumu olabilmekte, bu durum da spektrum grafiğinde mil dönme devri katlarında çoğunlukla küçük genlikli pikler olarak kendini göstermektedir (Şekil 5.9-5.25).

3. Rulmanlar hiç kullanılmamış, sıfır durumda olsalar dahi elemanları üzerinde mutlaka çok küçük seviyelerde de olsa bir yüzey pürüzlülüğü bulunmaktadır. Bu sebeple sağlam rulmanlara ait frekans spektrumlarında küçük genlikli hasar frekanslarına rastlanabilmektedir (Şekil 5.9 ve 5.10).

4. İç bilezik yuvarlanma yüzeyi kusurlu rulmana ait hasar frekansı genlikleri ile dış bilezik yuvarlanma yüzeyi kusurlu rulmana ait hasar frekansı genlikleri spektrum grafiklerinde karşılaştırıldığında; iç bileziği kusurlu rulman hasar frekansı genlik değerlerinin dış bileziği kusurlu rulmana ait değerlerden daha düşük çıktığı görülmüştür. Bu durum, iç bilezik kusuru sebebiyle oluşan titreşim sinyalinin, titreşim sensörüne ulaşmaya kadar yuvarlanma elemanları ve dış bilezikten de geçerek sönümlenmesinden kaynaklanmaktadır.

5. Rulmanlara ait elemanlarda yorulmaya bağlı hatalara (çatlak, çukur vb.) ait frekans spektrumlarındaki hasar frekansları ile nümerik yollarla bulunan hasar frekanslarının, deney düzeneği kaynaklı küçük frekans farklılıkları haricinde, uyumlu olduğu gözlemlenmiştir (Çizelge 5.2-5.13 ve Çizelge A-1, A-2). Ayrıca bu hataların derinlikleri arttıkça hasar frekanslarına ait genlik değerlerinin de arttığı tespit edilmiştir (Çizelge A-1, A-2). Bu sonuçtan hareketle; hata frekansı bileşenlerinin

hatanın varlığını, bu bileşenlere ait genliklerin ise hatanın ilerleme durumunu gösterdiği doğrulanmıştır.

Sonuç olarak bu çalışma ile, rulmanların gemilerde kullanılmakta olan döner makineler için çok önemli bir makine elemanı konumunda oldukları dikkate alındığında, titreşim analizine dayalı kestirimci bakım sisteminin gemilerde kullanılmasının döner makine arızalarının erken tespiti açısından önemi açığa çıkmıştır.

Bu çalışmanın devamı olarak gerçek bir gemi üzerinde bulunan döner makinelerden kritik öneme sahip bir tanesi titreşim analizine dayalı kestirimci bakım kapsamına alınabilir, düzenli periyotlar ile makine üzerinden titreşim verileri kaydedilip zamana bağlı olarak makinenin titreşim karakteristiği incelenebilir. Yine gerçek bir gemi üzerinde bulunan ve titreşim problemi olan bir makine bilgisayar destekli kestirimci bakım programına alınarak, klas veya standart kuruluşlarınca ya da makine üreticileri tarafından belirlenen titreşim limitlerine uygun ikaz ve durdurma emniyetleri tanımlanıp, gemi otomasyon sistemine entegresi sağlanabilir ve bu şekilde makinenin işleyişi sürekli takip edilebilir. Ayrıca başka makinelerde makine ve teçhizatına zarar vermeden dengesiz mil ile çalıştırma, yatak cıvatalarını gevşek bırakma, kaplin bağlantılarında kaçıklıklar yapma ve arızalı rulman ile çalıştırma gibi gerçek hataların titreşim ölçümleri sonucunda spektrum grafiklerine nasıl yansındıkları araştırılabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Dimagaronas, A. D.** (1990). The Origins of Vibration Theory, *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 140, Sayı 2, Sf. 181-189.
- [2] **Sofronas, A.** (2012). *Case Histories in Vibration Analysis and Metal Fatigue for the Practicing Engineer*. John Wiley & Sons. Sf. 279-283.
- [3] **Khanam, S., Dutt, J.K. ve Tandon, N.** (2014). Extracting Rolling Element Bearing Faults From Noisy Vibration Signal Using Karman Filter, *Journal of Vibration and Acoustics*, Cilt 136, No 3, Sf. 031008/1- 031008/11.
- [4] **Arslan, H.** (2003). *Şaft-Rulman Sistemindeki Bilyalı Rulman Hasarlarının Titreşim Analizi Metodu ile Tespiti*, Kırıkkale, (Doktora Tezi), Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Anabilim Dalı.
- [5] **Nohál, L., Hort, F., Dvořáček, J. ve Mazal, P.** (2013). An Experimental Investigation of Rolling Contact Fatigue of Steels Using Acoustic Emission Method, *Insight*, Cilt 55, No 12, Sf. 665-669.
- [6] **Smiley, R. G.** (1992). Using Line Current to Diagnose Faults in Induction Motors, *Iron and Steel Engineer*, 23-5.
- [7] **Thomson, W. T. ve Fenger, M.** (2001). Current Signature Analysis to Detect Induction Motor Faults. *Industry Applications Magazine, IEEE*, Cilt 7, No 4, Sf. 26-34.
- [8] **Şeker, S. ve Ayaz, E.** (2002). Endüstriyel Süreçlerde Durum İzleme ve Öngörülü Bakım Teknolojileri, *İstanbul Üniversitesi Elektrik-Elektronik Dergisi*, Cilt 1, Sayı 1, Sf. 140-142.
- [9] **Sadettin, O.** (2002). *Rulmanlarla Yataklanmış Dinamik Sistemlerin Titreşim Analizi ile Kestirimci Bakımı*, Kırıkkale, (Doktora Tezi), Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Anabilim Dalı.
- [10] **Jayaswal, P., Wadhwani, A.K. ve Mulchandani, K.B.** (2008). Machine Fault Signature Analysis, *International Journal of Rotating Machinery* Cilt 2008, Sf. 1-10.
- [11] **Tandon, N. ve Choudhury, A.** (1999). A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings, *Tribology international*, Cilt 32, No 8, Sf. 469-480.
- [12] **Belek, T. ve Toprak, T.** (1991). Endüstriyel Tesislerde Makine Performansının İzlenmesi ve Bilgisayar Destekli Bakım Planlanması, *Brüel & Kjaer Teknik Personel Eğitimi Kurs Notları*.
- [13] **Mobley, R. K.** (2002). *An Introduction to Preventive Maintenance* Butterworth-Heinemann, New York, Sf. 1-22.

- [14] **Bartos, F.J.** (1999). Predictive Maintenance Maximizes Machinery Healths, *Control Engineering*, Cilt 46, No 7, Sf. 51 -52.
- [15] **Ball, P.G.** (1998). Machine Wear Analysis- A Rotational Approach to Methods Integration for Maximum Benefits, *Lubrication Engineering*, Cilt 54, No 3, Sf. 18-22.
- [16] **World Pumps** (1998). On the road to effective predictive maintenance, *World Pumps*, Sayı 385, Sf 43-45.
- [17] **Feyzullahoğlu, E.**, (2006). Bilgisayar Destekli Kestirimci Bakım Uygulamaları, *Mühendis ve Makine*, Cilt 42, Sayı 503, Sf. 30-37.
- [18] **Belek, T. ve Toprak, T.** (2003). Titreşim Ölçümüne Dayalı Makina Bakımı, *Brüel & Kjaer Teknik Personel Eğitimi Kurs Notları*.
- [19] **Tekelioglu, M.** (1992). Titreşim Analiziyle Kestirimci Bakım, *Bilgilendirme Semineri*, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü.
- [20] **Litt, J., Kurtkaya, M. ve Duyar, A.** (1995). Sensor Fault Detection and Diagnosis for a T700 Turboshift Engine. *Journal of Guidance, Control, and Dynamics*, Cilt 18, No 3, Sf. 640-642.
- [21] **Li, Y., Zhang, C., Kurfess, T. R., Danyluk, S. ve Liang, S. Y.** (2000). Diagnostics and Prognostics of a Single Surface Defect on Roller Bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, Cilt 214, No 9, Sf. 1173-1185.
- [22] **Rao, B. K. N.** (1996). *The Need for Condition Monitoring and Maintenance Management in Industries. Handbook of Condition Monitoring*. Sf.1-36.
- [23] **Kalyoncu, M.** (2006), Titreşim Analizi ile Makine Elemanları Arızalarının Belirlenmesi, *Mühendis ve Makine*, Cilt 47, Sayı 552, Sf. 28-35.
- [24] **Arslan, H. ve Aktürk, N.** (2004). Açışal Temaslı Bilyalı Rulmanlarda Bilya Titreşimlerinin İncelenmesi, *Gazi Üni. Müh. Mim. Fak. Dergisi*, Cilt 19, No 3, Sf. 305-312.
- [25] **Orhan, S., Aktürk, N. ve Çelik, V.** (2003). Bir Santrifüj Pompa Rulmanlarının Çalışabilirliğinin Titreşim Analizi ile Belirlenmesi, *Gazi Üni. Fen Bilimleri Dergisi*, Cilt 16, Sayı 3, Sf. 543-552.
- [26] **Arslan, H., Aslan, E. ve Aktürk, N.** (2006). Bilyalı Rulman Hasarlarının titreşim analizi yöntemiyle incelenmesi, *Gazi Üni. Müh. ve Mim. Fak. Dergisi*, Cilt 21, No 3, Sf. 541-552.
- [27] **Aliustaoğlu, C., Ocak, H. ve Ertunç, H., M.** (2007). Rulman Titreşim Analizi ile Bölgesel Hataların İncelenmesi, *TOK'07 Bildiriler Kitabı*.
- [28] **Açıkel, S., Karaçay, T. Ve Aktürk, N.** (2010). Sürekli form Baskı Makinesi Fan Arızasının Titreşim Sinyali Yardımıyla Kestirimci Bakım Analizi, *Makine ve Teknolojileri Elektronik Dergisi*, Cilt 7, No 2, Sf. 81-86.
- [29] **Engür, A., İ.** (2007). Kestirimci Bakımda Titreşim Analizi, *Mühendis ve Makine*, Cilt 48, Sayı 570, Sf 27-31.

- [30] **Narwade, S., Kulkarni, P. ve Patil, C.Y.** (2013). Fault Detection of Induction Motor Using Current and Vibration Monitoring, *International Journal of Advanced Computer Research*, Cilt 3, Sayı 4, Baskı 13, Sf. 272-279.
- [31] **Boukhobza, M.E., Derouiche, Z., Foitih,Z., A.** (2013). Location and Evaluation Of Bearings Defects By Vibration Analysis And Neural Networks, *Mechanics*, Cilt 19, Sayı 4, Sf. 459-465.
- [32] **Williams, T., Ribadeneira, X., Billington S. ve Kurfess, T.** (2001). Rolling Element Bearing Diagnostics in Run-to-Failure Lifetime Testing, *Mechanical System and Signal Processing*, Cilt 15, No 5, Sf. 979-993.
- [33] **Al-Najjar, B.** (2000). Accuracy, Effectiveness and Improvement of Vibration-Based Maintenance in Paper Mills: Case Studies, *Journal Sound and Vibration*, Cilt 229, No 2, Sf. 389–410.
- [34] **McFadden, P. D. and Smith, J. D.** (1984). Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing, *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 96, No 1a, Sf. 69-82.
- [35] **McFadden, P. D. and Smith, J. D.** (1985). The Vibration Produced by a Multiple Point Defect in a Rolling Element Bearing, *Journal of Sound and Vibration*, Cilt 98, No 2, Sf. 263-273.
- [36] **Karaçay, T., Aktürk, N.** (2009). Bilyeli Rulman Yerel Kusurlarının Neden Olduğu Titreşimlerin Modellenmesi, *Gazi Üni. Müh. Mim. Fak. Dergisi*, Cilt 24, No 2, Sf. 191-197.
- [37] **A.Choudhury and N. Tandon** (2000). Application of Acoustic Emission Technique for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings, *Tribology International*, Cilt 33, Sf. 39-45
- [38] **Nelias, D., ve Yoshioka, T.** (1998). Location of an Acoustic Emission Source in a Radially Loaded Deep Groove Ball-Bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, Cilt 212, No 1, Sf. 33-45.
- [39] **Jayaswal, P. and Wadhwani, A.K** (2009). Application of Artificial Neural Networks Fuzzy Logic and Wavelet Transform in Fault Diagnosis via Vibration Signal Analysis:A review, *Australian Journal of Mechanical Engineering*, Cilt 7, No 2, Sf. 157-171
- [40] **Tandon N. and Choudhury A.** (1999). A Review of Vibration and Acoustic Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings, *Tribology International*, Cilt 32, Sf. 469-480.
- [41] **Lacey, S.J.** (2008), An Overviev of Bearing Vibration Analysis, *Manintanence&Asset Management*, Sayı 23, No 6, Sf. 32-42.
- [42] **Bannister, R. H.** (1985). A Review of Rolling Element Bearing Monitoring Techniques. *In Condition Monitoring of Machinery Seminar*, Sf 11-24.

- [43] **Harker, R. G., ve Sandy, J. L.** (1989). Rolling Element Bearing Monitoring and Diagnostics Techniques, *Journal of engineering for gas turbines and power*, Cilt 111, No 2, Sf 251-256.
- [44] **Liu, T. I., ve Mengel, J. M.** (1992). Intelligent Monitoring of Ball Bearing Conditions. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Cilt 6, No 5, Sf 419-431.
- [45] **Carmen B., Razyan M., Dimutru O.N.** (2014). Study on Defect Size of Ball Bearings Elements Using Vibration Analaysis, *Applied Mechanics and Materials*, Cilt 658, Sf. 289-294.
- [46] **Ayaz E., Öztürk, A. ve Şeker, S.** (2006), Sürekli Dalgacık Dönüşümü ile Elektrik Motorlarında Arıza Tanısı Üzerine Bir İnceleme, *IEEE 14th Signal Processing and Communications Applications Conference*.
- [47] **Bayram, S., Kaplan, K., Kuncan, K. ve Ertunç. H. M.** (2014). Rulman Hatalarının Dalgacık Dönüşümü Yöntemi Kullanarak Elde Edilen Katsayılar Etkisi, *IEEE 22nd Signal Processing, Communication and Applications Conference*.
- [48] **Girdhar, P. ve Scheffer, C.** (2004). *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*, Elseiver.
- [49] **Odabaşı, Y.** (2008). *Gemi Mühendisliğine Giriş Ders Notları*.
- [50] **Pasin, F.** (2000). *Mekanik Titreşimler*, Birsen Yayınevi.
- [51] **Orhan, S.** (2002). *Rulmanlarla Yataklanmış Dinamik Sistemlerin Titreşim Analizi ile Kestirimci Bakımı*, (Doktora Tezi), Kırıkkale Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Anabilim Dalı.
- [52] **Mobley, R., K.** (1999). *Vibration Fundamentals*. Butterworth-Heinemann.
- [53] **Türk Loydu** (2015).
- [54] **Korkmaz, F., C.** (2012). *Gemi Ana Makine ve Sevk Sistemlerinin Titreşim Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Ana Bilim Dalı.
- [55] **Chapple, S.** (2005). *Analysis of Ship Structures*.
- [56] **İşsever, H.**, Vibrasyon ve İnsan Sağlığı Üzerindeki Etkileri
- [57] **Mester, J., Spitzenpfeil, P., ve Yue, Z.** (2003). Vibration Loads: Potential for Strength and Power Development. *Strength and Power in Sport Second Edition*, Sf. 488-501.
- [58] **ISO 6954**, (2000) Mechanical Vibration-Guidelines for the Measurement Reporting and Evaluation of Vibration with regard to Habitability on Passenger and Merchant Ships
- [59] **Diyyaroğlu, Ç.** (2009). *Gemilerde Ana Makine Kaynaklı Titreşim ve Gürültünün Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Ana Bilim Dalı.

- [60] **Karahan, M., F.** (2005). *Titreşim Analizi İle Makinelerde Arıza Teşhisi*, (Yüksek Lisans Tezi), Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Anbilim Dalı
- [61] **Karadayı, H., M.** (2011). *Titreşim Analizi İle Pompalarda Arıza Tespiti ve Kestirimci Bakım Uygulamaları*, (Yüksek Lisans Tezi), Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Anbilim Dalı
- [62] **Orhan, S.** (2003). Dönen Makinelerde Oluşan Arızalar ve Titreşim İlişkisi, *Teknoloji Dergisi*, Karabük, Yıl 6, Sayı 3-4, Sf. 41-46.
- [63] **DMT Makine** (2009).Vibrasyon Sunumu.
- [64] **Çetinus, O.**, (2009). *Mekanik Sistemlerde Farklı Modellerde Aktif Titreşim*, (Yüksek Lisans Tezi), Cumhuriyet Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Anbilim Dalı
- [65] **Yiğit, E. U.**, (2010). *Dz.H.Ok.'nun 238'inci Eğitim-Öğretim Yılı Açılış Konuşması*
- [66] **Grolier International Americana**, Sf. 244-250
- [67] **Durak, Ş.**, (2009). *Gemilerde Ortaya Çıkan Yerel Titreşim Problemlerinin DeneySEL Analizi*, (Yüksek Lisans Tezi), Gebze İleri teknoloji Enstitüsü, Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Anbilim Dalı
- [68] **Denli, H., B.** (2007), *Kestirimci Bakım ve Uygulamalarının İyileştirilmesi*, (Yüksek Lisans Tezi), Mersin Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Anabilim Dalı
- [69] **Wowk, V.** (1991), *Machinery Vibration: Measurement and Analysis*, McGraw- Hill, Inc.
- [70] **Reeves, T.** (1994). Failure Modes of Rolling Element Bearings. *DoctorKnow Application Paper, Computational Systems Incorporated..*
- [71] **Sudhakar, K.,V. ve Paredes, J., C.** (2005), Failure Mechanisms in Motor Bearings, *Engineering Failure Analysis*, Cilt 12, No 1, Sf. 35-42
- [72] **Bayram, S., Kaplan, K., Kuncan, M., ve Ertunç, H., M.** (2013), Bilyeli Rulmanlarda Zaman Uzayında İstatiksel Öznitelik Çıkarımı ve Yapay Sinir Ağları Metodu ile Hata Boyutunun Kestirimi, Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı, TOK2013, Sf. 986-994
- [73] **Url-1** <[http://en.wikipedia.org/wiki/Bearing_\(mechanical\)#History](http://en.wikipedia.org/wiki/Bearing_(mechanical)#History)>, alındığı tarih : 28.03.2015
- [74] **Url-2** <<http://tr.wikipedia.org/wiki/Dosya:Rulman.jpg>>, alındığı tarih : 28.03.2015

EKLER

EK A: Çizelgeler.

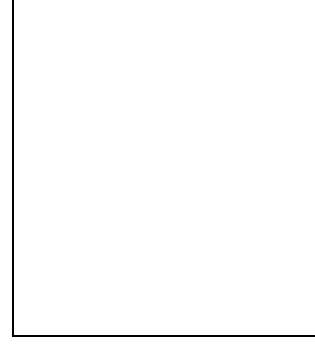
Çizelge A.1 : Sağlam ve farklı ebatlarda dış bileziği hasarlı rulmanların, farklı devirlerdeki frekans, genlik değerleri ve genlik eğilimleri.

Rulman	Hata (mm)	Devir (RPM)	f_r 'daki (mm/s) Genlik	f_r Genlik Eğilimi	Frekans	$f_{dış}$ (Hz) Hesapla	$f_{dış}$ (Hz) Spektrum	$f_{dış}$ (mm/s) Genlik	$f_{dış}$ Genlik Eğilimi
B1	Sağlam	1750	0.864	-	$f_{dış}$	104.21	102.95	0.415	↗
B2	Dış, 0.15		0.065				104.1	0.440	
B3	Dış, 0.45		0.211				103.75	0.455	
B4	Dış, 0.90		0.135				104.3	0.585	
B1	Sağlam	2250	1.008	↗	$f_{dış}$	133.99	133.75	0.230	↗
B2	Dış, 0.15		0.596				133.75	0.255	
B3	Dış, 0.45		0.755				134.5	0.395	
B4	Dış, 0.90		0.421				135	0.420	
B1	Sağlam	1750	0.864	-	$2xf_{dış}$	208.42	205.9	0.045	↗
B2	Dış, 0.15		0.065				206.3	0.060	
B3	Dış, 0.45		0.211				206.1	0.070	
B4	Dış, 0.90		0.135				206.5	0.080	
B1	Sağlam	2250	1.008	↗	$2xf_{dış}$	267.98	267.5	0.040	↗
B2	Dış, 0.15		0.596				267.5	0.060	
B3	Dış, 0.45		0.755				269	0.150	
B4	Dış, 0.90		0.421				270	0.205	
B1	Sağlam	1750	0.864	-	$3xf_{dış}$	312.63	308.85	0,035	↗
B2	Dış, 0.15		0.065				307.1	0,040	
B3	Dış, 0.45		0.211				307.9	0,060	
B4	Dış, 0.90		0.135				307.4	0,070	
B1	Sağlam	2250	1.008	↗	$3xf_{dış}$	401.97	401.25	0.050	↗
B2	Dış, 0.15		0.596				401.25	0.065	
B3	Dış, 0.45		0.755				403.5	0.095	
B4	Dış, 0.90		0.421				405	0.140	

Çizelge A.2 : Sağlam ve farklı ebatlarda iç bileziği hasarlı rulmanların, farklı devirlerdeki frekans, genlik değerleri ve genlik eğilimleri.

Rulman	Hata (mm)	Devir (RPM)	f_r 'daki (mm/s) Genlik	f_r Genlik Eğilimi	Frekans	$f_{iç}$ (Hz) Hesapla	$f_{iç}$ (Hz) Spektrum	$f_{iç}$ (mm/s) Genlik	$f_{iç}$ Genlik Eğilimi
B1	Sağlam	1750	0.864	-	$f_{iç}$	158.28	157.3	0.025	
B5	İç, 0.15		0.065				157.9	0.110	
B6	İç, 0.45		0.211				157.2	0.145	
B7	İç, 0.90		0.135				158.1	0.210	
B1	Sağlam	2250	1.008		$f_{iç}$	203.5	203.2	0.050	
B5	İç, 0.15		0.596				204.1	0.105	
B6	İç, 0.45		0.755				204.9	0.280	
B7	İç, 0.90		0.421				205.9	0.290	
B1	Sağlam	1750	0.864	-	$2xf_{iç}$	316.56	314.6	0.045	
B5	İç, 0.15		0.065				315.8	0.075	
B6	İç, 0.45		0.211				314.4	0.090	
B7	İç, 0.90		0.135				316.2	0.110	
B1	Sağlam	2250	1.008		$2xf_{iç}$	407	406.4	0.050	
B5	İç, 0.15		0.596				401.2	0.085	
B6	İç, 0.45		0.755				400.8	0.090	
B7	İç, 0.90		0.421				401.2	0.125	
B1	Sağlam	1750	0.864	-	$3xf_{iç}$	474.84	471.9	0.040	
B5	İç, 0.15		0.065				473.7	0.050	
B6	İç, 0.45		0.211				471.6	0.060	
B7	İç, 0.90		0.135				474.3	0.090	
B1	Sağlam	2250	1.008		$3xf_{iç}$	610.5	599.6	0.030	
B5	İç, 0.15		0.596				599.1	0.095	
B6	İç, 0.45		0.755				599.7	0.110	
B7	İç, 0.90		0.421				599.1	0.130	

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad : Murat ÇİMEN

Doğum Yeri ve Tarihi : İstanbul/1985

E-Posta : cimenmrt@gmail.com

Lisans : Deniz Harp Okulu Komutanlığı