

CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİTREŞİM ANALİZİ İLE MAKİNALARDA ARIZA TEŞHİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisi M. MEHMET FATİH KARAHAN

Anabilim Dalı : Makina Mühendisliği

Programı : Makina Teorisi ve Dinamiği

MANİSA 2005

CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİTREŞİM ANALİZİ İLE MAKİNALARDA ARIZA TEŞHİSİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Mühendisi M. MEHMET FATİH KARAHAAN

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 11 Temmuz 2005

Tezin Savunulduğu Tarih : 15 Ağustos 2005

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Erdoğan ÖZKAYA

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Mehmet PAKDEMİRLİ

: Doç. Dr. Tahsin BABACAN

MANİSA 2005

Fen Bilimleri Enstitü Müdürünün onayı

Prof. Dr. Necdet BİLDİK
Müdür

Bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak Makina Anabilim Dalı standartlarına uygun olduğunu onaylarım.

Prof. Dr. Mehmet PAKDEMİRLİ
Anabilim Dalı Başkanı

Bu tezi okuduğumu ve Yüksek Lisans tezi olarak bütün gereklilikleri yerine getirdiğini onaylarım.

Doç. Dr. Erdoğan ÖZKAYA
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Erdoğan ÖZKAYA

Prof. Dr. Mehmet PAKDEMİRLİ

Doç. Dr. Tahsin BABACAN

İÇİNDEKİLER

İÇİNDEKİLER.....	i
SEMBOLLER LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	vi
ÇİZELGELER LİSTESİ.....	ix
KISALTMALAR LİSTESİ.....	x
TEŞEKKÜR.....	xi
ÖZET.....	xii
ABSTRACT.....	xiii
1. GİRİŞ.....	1
2.BAKIM YÖNTEMLERİ.....	4
2.1. Arıza olduğu Zaman Bakım.....	4
2.2. Zamana Bağlı Koruyucu Bakım.....	6
2.3. Erken Uyarıcı Bakım.....	7
2.3.1. Neden Erken Uyarıcı Bakım?.....	8
2.3.2. Erken Uyarıcı Bakım Parametreleri.....	9
2.3.2.1. Sıcaklık.....	10
2.3.2.2. Yağ Kontrolü.....	10
2.3.2.3. Akıntı ve Sızıntıların Kontrolü.....	10
2.3.2.4. Gürültü Kontrolü.....	11
2.3.2.5. Titreşim Kontrolü.....	11
2.3.3. Erken Uyarıcı Bakımın Uygulanması	11
2.3.4. Trend Analizi.....	12
3.TİTREŞİM VE PARAMETRELERİ.....	13
3.1. Basit Harmonik Hareket.....	13
3.1.1. Periyot.....	14
3.1.2. Frekans.....	14
3.1.3. Açısal Frekans.....	14
3.1.4. Faz.....	15
3.1.5. Genlik.....	15
3.1.5.1. Tepe Değer.....	16
3.1.5.2. Tepeler Arası Değer.....	16
3.1.5.3. Ortalama.....	16
3.1.5.4. RMS.....	16
3.1.5.5. Yer değiştirme.....	17
3.1.5.6. Hız.....	17

3.1.5.7. İvme.....	17
3.1.5.8. Desibel Ölçeği.....	18
3.1.6. Harmonik.....	19
3.1.7. Yan Bant.....	19
3.2. Makinalarda Titreşim Tipleri.....	21
3.2.1. Mutlak Yatak Titreşimleri	21
3.2.2. İzafi Şaft Titreşimleri.....	21
3.2.3. Mutlak Şaft Titreşimleri.....	22
4. TİTREŞİM TRANSDÜSERLERİ.....	23
4.1. İvmeölçerlerin çalışma Prensipleri.....	24
4.2. Frekans Ölçüm Aralığı.....	25
4.3. Pratikte Kullanılan İvmeölçerler.....	26
4.3.1. Delta Kayma Tipi Tasarım.....	26
4.3.2. Düzlemsel Kaymalı Tasarım.....	27
4.3.3. Baskıda Çalışan Tip Tasarım.....	27
4.4. İvmeölçer Montaj Yöntemleri.....	28
4.4.1. Saplamalı montaj Yöntemi.....	29
4.4.1.1. Uygulama Alanları.....	29
4.4.1.2. Avantajları.....	29
4.4.1.3. Dezavantajları.....	30
4.4.2. Balmumu İle Montaj Yöntemi.....	30
4.4.2.1. Uygulama Alanları.....	30
4.4.2.2. Avantajları.....	30
4.4.2.3. Dezavantajları.....	31
4.4.3. Mıknatıslı Montaj Yöntemi.....	31
4.4.3.1. Uygulama Alanları.....	31
4.4.3.2. Avantajları.....	31
4.4.3.3. Dezavantajları.....	31
4.4.4. Ölçüm Kalem Kullanımı	32
4.5. Çevresel Etkenler.....	32
5. FREKANS TANIM TEKNİKLERİ.....	33
5.1. Frekans Analizi.....	33
5.2. Zarf Analizi.....	33
5.3. Kepstrum Analizi.....	35
6. ARIZALAR VE TİTREŞİM İLİŞKİSİ.....	36
6.1. Titreşim Frekans Bölgeleri.....	36
6.1.1. Rotor Titreşim Bölgesi.....	36

6.1.2. Eleman Geçiş Frekans Bölgesi.....	36
6.1.3. Yüksek Frekans Bölgesi.....	37
6.2. Makinalarda En Çok Görülen Arızalar ve Oluşturdukları Titreşim Frekansları.....	37
6.2.1. Dengesizlik.....	37
6.2.1.1. Statik Dengesizlik.....	38
6.2.1.2. Dinamik Dengesizlik.....	40
6.2.1.3. Dengeleme Makinaları.....	41
6.2.2. Mekanik Gevşeklik.....	42
6.2.2.1. Gevşek Temel.....	42
6.2.2.2. Gevşek Mil.....	42
6.2.3. Eksen Kaçıklığı.....	43
6.2.3.1. Eksen Kaçıklığının Nedenleri.....	45
6.2.3.2. Eksen Kaçıklığının Etkileri.....	45
6.2.4. Kaymalı Yatak Hasarları.....	45
6.2.5. Rulman Arızaları.....	46
6.2.5.1. Rulman Karakteristik Arıza Frekansları.....	48
6.2.5.1.1. Dış Bilezik Bilya Geçiş Frekansı.....	48
6.2.5.1.2. İç Bilezik Bilya Geçiş Frekansı.....	49
6.2.5.1.3. Bilya Dönme Frekansı.....	50
6.2.5.1.4. Kafes frekansı.....	50
6.2.5.2. Zarf Analizi İle Rulman Arızalarının Bulunması.....	51
6.2.5.3. Rulman Hasar Oluşumunun Titreşim Spektrumundaki Belirtileri.....	52
6.2.6. Dişli Sistem Arızaları.....	52
7. VERİ TOPLAMA CİHAZI.....	55
7.1 Vibrotest 60 Veri Toplama Cihazı	55
7.1.1. Data Collector (Veri Toplayıcı).....	55
7.1.2. Overall Vibration / BCU.....	56
7.1.3. Spectrum / Cepstrum.....	56
7.1.4. Envelope Analysis / BCS.....	56
7.1.5. CPB – Spectrum.....	56
7.1.6. Tracking.....	57
7.1.7. Balancing.....	57
8. UYGULAMA ÇALIŞMASI.....	58
8.1. Rulman Arızası.....	58
8.1.1. REF. 23024EAS.M.C3 Oynak Makaralı Rulmanın Arıza frekansları	73

8.2. Kaymalı Yatak Arızası.....	74
SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	77
KAYNAKLAR.....	78

SEMBOLLER LİSTESİ

C_{xx}	Kepstrum
f	Frekans
Hz	Herzt
N_b	Yuvarlanma elemanı sayısı
Rpm	Dakikadaki mil dönme hızı
T	Periyot
f_{kafes}	Kafes frekansı
f_{bilya}	Bilya geçiş frekansı
f_{du}	Dış bilezik bilye geçiş frekansı
$f_{iç}$	İç bilezik bilye geçiş frekansı
nx	Mil dönme hızının n katı

ŞEKİLLER LİSTESİ

ŞEKİL

2.1. Arıza olduğu Zaman Bakım.....	5
2.2. Arıza olduğu Zaman Bakımın Maliyet Analizi.....	5
2.3. Zamana Bağlı koruyucu Bakım.....	6
2.4. Zamana Bağlı Koruyucu Bakımın Maliyet Analizi.....	7
2.5. Erken Uyarıcı Bakımın Maliyet Analizi.....	8
2.6. Neden Erken Uyarıcı Bakım.....	9
2.7. Erken Uyarıcı Bakım.....	12
2.8. Trend Analizi.....	12
3.1. Basit Titreşim Sistemi.....	13
3.2. Basit Harmonik Titreşim.....	14
3.3. Faz Farkı.....	15
3.4. RMS Gösterimi.....	16
3.5. Yer değiştirme, hız, ivme ilişkisi.....	18
3.6. Lineer ve Logaritmik ölçekli frekans spektrumlarının karşılaştırılması.....	19
3.7. Yan bant oluşumu.....	20
3.8. Makinalarda Titreşim Tipleri (a).....	21
3.9. Makinalarda Titreşim Tipleri (b).....	22
4.1. Transdüserlerin çalışma aralığı.....	24
4.2. İvmeölçerlerin Frekans Karakteristiği.....	25
4.3. Delta Kayma Tipi Tasarım.....	26
4.4. Düzlemsel Kaymalı Tasarım.....	27
4.5. Baskı Altında Çalışan Tip İvmeölçer.....	28
4.6. Saplama ile montaj yöntemi.....	29
4.7. Balmumu ile montaj yöntemi.....	30
4.8. Çevresel Etkenler.....	32
5.1. Dalga formu.....	34
5.2. Filtreden geçirilmiş titreşim sinyalleri.....	34
5.3. Titreşim sinyallerinin zarfı.....	34
5.4. Zarf spektrumu.....	35
6.1. Statik Dengesizlik.....	38
6.2. Dengesizlik spektrum grafiği.....	40
6.3. Moment dengesizliği.....	40
6.4. Dinamik dengesizlik.....	41

6.5. Gevşek Temel Spektrum Grafiği.....	42
6.6. Gevşek Mil Spektrum Grafiği.....	43
6.7. Eksen Kaçıklığı Çeşitleri.....	43
6.8. Paralel Eksen Kaçıklığı Spektrum Grafiği.....	44
6.9. Açısal Eksen Kaçıklığı Spektrum Grafiği.....	44
6.10. Kaymalı Yatak Spektrum Grafiği (Yağ Filmi Dengesizliği).....	45
6.11. Kaymalı Yatak Spektrum Grafiği (Yıpranma Problemleri).....	46
6.12. Rulman Aşınma Başlangıcı.....	47
6.13. Rulman Aşınma Gelişimi.....	47
6.14. Rulman Geometrisi.....	48
6.15. Dış Bilezik Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği.....	49
6.16. İç Bilezik Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği.....	49
6.17. Bilya Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği.....	50
6.18. Titreşim Spektrum Grafiği.....	51
6.19. Zarf Spektrum Grafiği.....	51
6.20. Sağlam Bir Rulmanın Zarf Spektrum Grafiği.....	52
6.21. Dişli spektrum grafiği.....	53
6.22. Dişli kepstrum grafiği.....	53
6.23. Spektrum ve Kepstrum grafiklerinin karşılaştırılması.....	54
7.1. Veri toplama cihazı	55
7.2. Vibrotest 60 görev menüsü	56
8.1. Sarma makinası yatak kısmının şematik gösterimi.....	58
8.2. Yatak titreşim spektrum grafiği (16 Aralık 2004).....	59
8.3. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (16 Aralık 2004).....	59
8.4. Yatak titreşim spektrum grafiği (30 Aralık 2004).....	60
8.5. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (30 Aralık 2004).....	61
8.6. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Şubat 2005, Radyal, Ç:12800)	62
8.7. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Şubat 2005, Radyal, Ç:6400).....	62
8.8. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Şubat 2005, Radyal, Ç:3200)	63
8.9. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Şubat 2005, Radyal, Ç:1600).....	63
8.10. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (17 şubat 2004, Radyal).....	64
8.11. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Şubat 2005, Eksenel)	64
8.12. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (17 şubat 2004, Eksenel).....	65
8.13. Yatak titreşim spektrum grafiği (10 Mart 2005, Radyal)	66
8.14. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (10 Mart 2005, Radyal)	66
8.15. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Mart 2005, Radyal).....	67
8.16. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Mart 2005, Eksenel).....	67

8.17. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (17 Mart 2005, Radyal)	68
8.18. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (17 Mart 2005, Eksenel).....	68
8.19. Yatak titreşim spektrum grafiği (07 Nisan 2005, Radyal)	69
8.20. Yatak titreşim spektrum grafiği (07 Nisan 2005, Eksenel)	69
8.21. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (07 Nisan 2005, Radyal)	70
8.22. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (07 Nisan 2005, Eksenel).....	70
8.23. Yatak titreşim spektrum grafiği (30 Nisan 2005, Radyal)	71
8.24. Yatak titreşim spektrum grafiği (30 Nisan 2005, Eksenel)	71
8.25. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (30 Nisan 2005, Radyal).....	72
8.26. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (30 Nisan 2005, Eksenel).....	72
8.27. Kaymalı yatak	74
8.28. Kaymalı yatak titreşim zarf analizi grafiği (17 Mart 2005, Ç:6400).....	74
8.29. Kaymalı yatak titreşim zarf analizi grafiği (07 Nisan 2005, Ç:3200).....	75
8.30. Kaymalı yatak titreşim zarf analizi grafiği (30 Nisan 2005, Ç:3200).....	75
8.31. Kaymalı yatak titreşim zarf analizi grafiği (07 Nisan 2005, Ç:3200).....	76

ÇİZELGELER LİSTESİ

ÇİZELGE

2.1. Kestirimci Bakım Parametrelerin hata türlerini belirlemesi.....	10
8.1 Yatak titreşim frekansları.....	73

KISALTMALAR LİSTESİ

d / d

FFT

RMS

devir / dakika

Hızlı Fourier dönüşümü

Sinyalin karelerinin ortalamasının

Karekökü (**R**oot **M**ean **S**quare)

TEŞEKKÜR

Bu çalıőmayı yapmamda bilgi, tecrübe ve yönlendirmesi ile daima desteğini gördüğüm danışman hocam Doç. Dr. Erdoğan ÖZKAYA' ya teşekkürlerimi sunmayı bir borç bilirim.

Titreşim ölçümleri almama yardımcı olan Alper ÖKTEN' e teşekkür ederim.

Bu kapsamlı çalıőmayı Ege Demir-elik fabrikasında yapmama imkan sağlayan, fabrikanın değerli yöneticilerine, sürekli iyi niyet ve desteklerini gördüğüm Teknik Kontrol, Bakım Müdürlüğü birimlerinde çalışan tüm personele, ayrıca teşekkür ederim.

Her zaman yanımda olup desteklerini esirgemeyen aileme ayrıca teşekkür ederim.

ÖZET

Makinalarda beklenmedik ani arızaların oluşması üretim planını aksattığı gibi büyük finansal kayıplara da yol açmaktadır. Bu nedenle makinalarda kestirimci bakım önemli yer tutmaktadır. Kestirimci bakım yöntemlerinden en önemlisi ve en kapsamlısı titreşim analizi ile kestirimci bakımdır. Bu yöntemde ana prensip, üretim sırasında yapılan ölçmelerle makinaların performansını izleyerek, ne zaman bakıma gerek olacağına karar verip, kısa bir süre üretime ara vererek daha önceden belirlenen arızayı onarmaktır. Bu yöntemde arıza önceden belirlenip kısa bir sürede onarıldığından üretim aksamasına ve finansal kayıplara yol açmaz.

Kestirimci bakım, kesintisiz üretimin önemli olduğu tesislerde önemli yer tutar. Özellikle demir-çelik, çimento ve kağıt sanayinde kullanılması, tesislerde üretim artmasına ve bunun sonucunda da büyük karlılıklara yol açar.

Bu çalışmada demir-çelik endüstrisinde kullanılan makinalarda titreşim analizi kullanılarak kestirimci bakım uygulaması gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla makinalarda periyodik titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiş, elde edilen titreşim verileri frekans analizi metodu ile değerlendirilerek arızalar tespit edilmeye çalışılmıştır. Yapılan çalışmalar sırasında bir rulman arızası ve kaymalı yatak arızası tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Arıza Teşhisi, Titreşim Analizi, Kestirimci Bakım.

ABSTRACT

The occurrence of sudden and unexpected defects in machinery not only hinders the production plan but also causes important financial losses. For that reason, predictive maintenance takes an important part in machinery. The most important and comprehensive method for this is vibration analysis based on predictive maintenance. The main principle in this method is first to watch the performance of the machines with the measurements taken during the production, then to determine when the maintenance will be needed and to repair the defect determined before by having a short break in production. In this method, as the defect is determined beforehand and repaired in a short period, it doesn't cause any hindrance or financial losses during the production.

Predictive maintenance has an important role in factories where the continuous production is vital. That it is used especially in steel, cement and paper industries provides the increase in production and as a result of this great benefits.

In this study, predictive maintenance is performed by using vibration analysis at machines that are used in steel industry. For this purpose, periodical vibration measurements have been taken from machinery and these vibration data have been evaluated with the frequency analysis method and the failures have been tried to be determined. During the studies, a bearing defect and a journal bearing defect have been discovered.

Key Words: Fault Diagnosis, Vibration Analysis, Predictive Maintenance.

1. GİRİŞ

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

Günümüzde titreşim ölçümleri alanında büyük gelişmeler kaydedilmiştir. Titreşim ölçümü ve analizi çok değişik amaçlar için yapılmaktadır. Tabii frekansın tespiti, ürün kalite kontrolü, gürültü ölçümü, yapılardaki ve malzemelerdeki hasarların belirlenmesi, makina durumunun izlenmesi bunlardan bazılarıdır.

Makinalarda beklenmedik ani arızaların oluşması üretim planını aksattığı gibi büyük finansal kayıplara da yol açmakta ve maliyet artmasına neden olmaktadır. Bu nedenle makinalarda titreşim ölçümüne dayalı bakım önemli yer tutmaktadır. Bu yöntemde ana prensip, üretim sırasında yapılan ölçmelerle makinaların performansını izleyerek, ne zaman bakıma gerek olacağına karar verip, kısa bir süre üretime ara vererek daha önceden belirlenen arızayı onarmaktır [1]. Bu yöntemde arıza önceden belirlenip kısa sürede onarıldığından üretim aksamasına ve finansal kayıplara yol açmaz.

Titreşim ölçümüne dayalı makina bakımı, kesintisiz üretimin önemli olduğu tesislerde 1970'lerden beri uygulanmaktadır. Petrol, kimya, çimento, demir-çelik ve kağıt sanayi yöntemi kolayca benimsemiş ve makinaların daha az durması ve üretimdeki artış sonucu karlılıklarını büyük ölçüde artırmışlardır [2, 3].

Dönen makinaları kullanan tesislerde yöntem hızla yayılmaktadır. Bir kimya tesisi daha önce 247 olan yıllık bakım sayısını 14 gibi küçük bir sayıya indirmiştir. Üstelik bunların hepsi önceden planlı olup arızanın sebebi de yine önceden belirlenebilmiştir. Bir petrol rafinerisinde elektrik motorlarının bakım masrafı %75 azalmıştır.

Kestirimci bakım ile arıza analizi konusunu bir çok araştırmacı ele almıştır.

McFadden ve Smith [4,5] sabit yük etkisindeki bir rulmanın iç bileziğindeki tek ve çoklu hasarın oluşturduğu titreşimi ifade etmek için bir matematiksel model oluşturmuşlar, deneysel yolla elde edilen sonuçlar ile hesapla bulunan sonuçların uyum içinde olduğunu tespit etmişlerdir.

Aktürk et al [6] açısız temaslı iki rulman ile yataklanmış mil-rulman sisteminde eksenel ve radyal titreşimleri incelemek için matematiksel model oluşturmuşlardır.

Aktürk ve Gohar [7] iki açısız bilyalı rulman ile yataklanmış bir mil-rulman sisteminde bilya boyutundaki değişimin milin eksenel ve radyal titreşimlerine olan etkisini incelemişlerdir. Bunun için bir bilgisayar programı oluşturulmuş ve sonuçlar zaman ve frekans ortamında sunulmuştur. Ölçü dışı bilyaların kafes hızında ve harmoniklerinde titreşimler oluşturduğu görülmüştür.

Tandon ve Choudhury [8] rulmanlardaki bölgesel ve yayılı hataları belirlemeye yarayan titreşim ve akustik ölçüm metodlarını içeren çalışmalarını özetlemişlerdir.

Orhan ve diğerleri [9] mevcut olan titreşim analizi metodu ile rulman arızalarının belirlenmesi ele alınmıştır. Rulman titreşimleri, ölçümü ve analizi özet olarak verilmiş, silindirik tip yuvarlanma elemanına sahip bir rulmanda oluşan dış bilezik hasarının titreşim analiziyle belirlenmesi sunulmuştur.

Arslan ve diğerleri [10] Sağlam ve hasarlı durumdaki açısız temaslı bilyalı rulmanların titreşimini incelemek üzere bir şaft-rulman modeli oluşturulmuştur. Modelde şaft-rulman ikilisi kütle-yay sistemi olarak modellenmiş ve ilave olarak bilyaların titreşimini incelemek için, bilyalar da kütleli olarak kabul edilmiştir. Şaft ve bilyalar için hareket denklemleri elde edilmiş ve bu denklemler geliştirilen bilgisayar programı yardımıyla radyal ve eksenel yönde çözülmüştür. Simülasyon programından şaft ve bilyalar için bulunan sonuçlar zaman ve frekans tanım bölgesinde incelenmiş ve rulman bilyalarının kütleli olarak kabul edilmesinin şaftın genel titreşimini pek fazla etkilemediği görülmüştür.

Bakım yönetiminin verimliliği üzerine yapılan son araştırmalar, bakım masraflarının 1/3'ünün gereksizce yapılan veya zamanında yapılmayan bakımlar sonucu israf edildiğini göstermiştir. Bundan daha önemlisi, uluslararası pazarlarda rekabet edebilecek kaliteli malları üretme gücünü azaltmasıdır. Çünkü yeterli olmayan veya kullanışsız bir bakım yönetiminin uygulandığı yerde, üretimde zaman kaybı ve ürün kalitesinde düşme olacaktır [11].

Bu çalışmada demir-elik endüstrisinde kullanılan makinalarda titreşim analizi ile kestirimci bakım uygulaması gerçekleştirilmiştir. Bu amaçla fabrikada kullanılan sarma makinası ve hadde tezgahlarının yatak kısımlarından periyodik titreşim ölçümleri alınmış, elde edilen titreşim verileri frekans analizi metodu ile değerlendirilerek arızalar tespit edilmeye çalışılmıştır. Yapılan alışmalar sırasında sarma makinası yatak rulmanında dış bilezik hasarı ve hadde tezgahında bulunan kaymalı yatakta yıpranma tespit edilmiştir.

2. BAKIM YÖNTEMLERİ

Ülkemizin kalkınması üretimin arttırılmasına bağlıdır. Ancak ürün başına düşen maliyetin olabildiğince düşük tutulması da üretimin arttırılması kadar önemlidir. Bakım sebebiyle makinaların sık sık durdurulması, birim zamanda alınacak ürün miktarını kısıtlayan en önemli faktörlerden biridir. O halde üretim maliyetini ve bunu doğrudan etkileyen üretimin durma zamanını azaltmak için endüstriyel işletmelerde bakım amacıyla harcanan sürenin en aza indirilmesi gerekmektedir.

Özellikle demir – çelik, kağıt, çimento vb. üretimin süreklilik arz ettiği tesislerde bakımın çok önemli bir yeri vardır. Geniş ölçüde dönen makinaların kullanıldığı bu tür tesislerde, üretim hattının herhangi bir noktasındaki küçük bir arıza bile üretimin bütünüyle durmasına yol açabilir. Böyle durumlarda, üretime başlamak için sistemin tekrar harekete geçirilmesi, bazen arıza giderildikten sonra bile uzun zaman alabilir.

Yakın geçmişte kullanılan alışılmış bakım yöntemleri genelde iki şekilde olmaktadır.

- Arıza Olduğu Zaman Bakım
- Zamana Bağlı Koruyucu Bakım

Bunlara ilave olarak son 30 yıl içinde bilhassa endüstrisi gelişmiş batılı ülkelerde daha geniş kapsamda uygulanmaya başlanan üçüncü yöntem

- Erken Uyarıcı Bakım (Kestirimci Bakım)
- olarak bilinmektedir.

2.1. Arıza Olduğu Zaman Bakım

Yöntem bakımdan çok onarım yada değiştirme kelimesiyle daha iyi açıklanabilir. Makina çalışamaz duruma gelinceye kadar çalıştırılır. Bundan sonra da makinanın arıza yapan parçası ya onarılır yada değiştirilir. Bakım ekibi için tam bir belirsizlik durumu vardır. Arızanın belirlenmesi, yedek parçanın temini ve tamir yada değiştirme yönteminin tayini, bakım için gereken sürenin artmasına yol açar. Arıza yapması muhtemel parçalardan yedek olarak bulundurmak zorunludur. Planlanmış üretimin aksamasına sebep olduğu için maliyeti ve üretim miktarını önemli ölçüde etkiler.

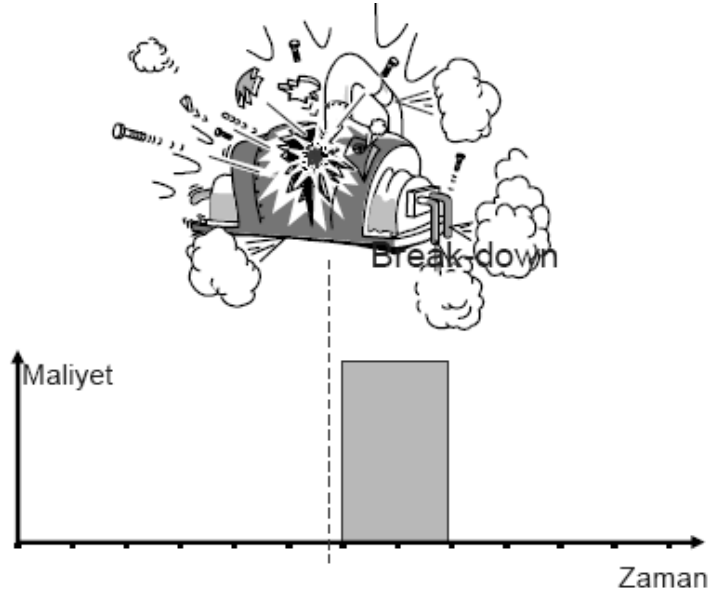


Şekil 2.1. Arıza olduğu zaman bakım^[12]

Arıza olunca bakım bize aşağıdaki sonuçları verir.

- İkincil arızalar
- Güvenlik riski
- Plansız duruşlar
- Plansız bakım
- Parça ziyarı
- Fazla yedek parça stok ihtiyacı

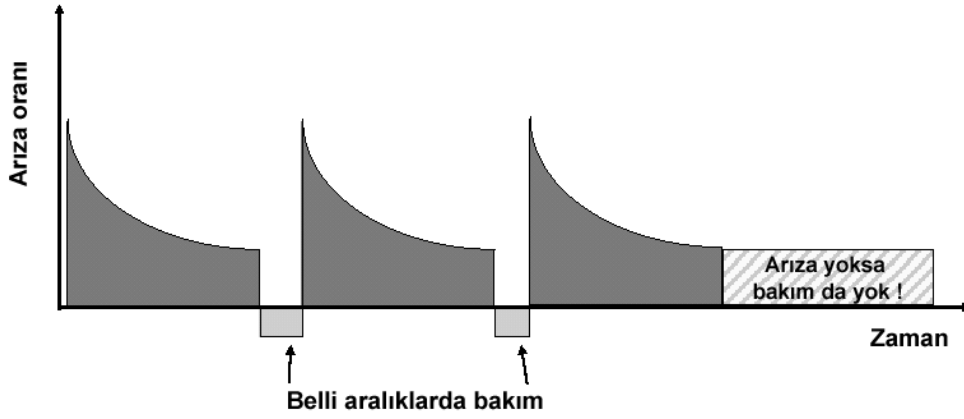
Bu sonuçlarda şekil 2.2.'de görüldüğü gibi maliyeti artırır.



Şekil 2.2. Arıza olduğu zaman bakımın maliyet analizi^[12]

2.2. Zamana Bağlı Koruyucu Bakım

Endüstride bakım denilince genellikle bu yöntem anlaşılmaktadır. Her makina için belli bir çalışma süresi tespit edilir. Bu süre dolduktan sonra makina bakıma alınır. Planlı yada periyodik bakım denilen bu yöntemde çeşitli sebeplerle bakım zamanından önce ortaya çıkacak arızaların tespiti imkansızdır. Çoğu kere bakıma ihtiyacı olmayan parçalar sökülüp takılmış olabilir. Hassas makinaların ayarları söküp-takma dolayısıyla bazen eskisi kadar bile iyi yapılamaz ve normal çalışma koşullarına ulaşması belli bir zaman gerektirir. Ömrünü tamamlamamış parçaların da değiştirilmesi yöntemin dezavantajlarından biridir.



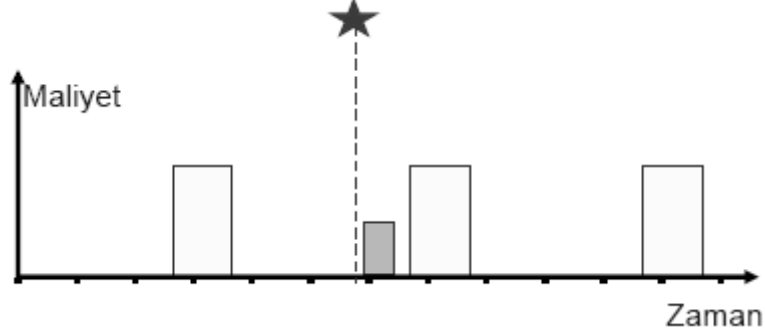
Şekil 2.3. Zamana bağlı koruyucu bakım^[12]

Şekil 2.3.'de görüldüğü gibi bakım sırasında söküp yeniden monte etme makinanın ayar ve hassasiyetini bozabilir.

Zamana bağlı koruyucu bakım bize aşağıdaki sonuçları verir.

- Daha sık revizyon
- Arızanın beklenenden önce oluşma riski
- Sorunsuz makinalarında bakımının yapılması
- Zaman alıcı revizyonlar
- Her revizyon için uzman personel ihtiyacı

Bu sonuçlarda şekil 2.4.'de görüldüğü gibi maliyeti artırır.



Şekil 2.4. Zamana bağlı koruyucu bakımın maliyet analizi^[12]

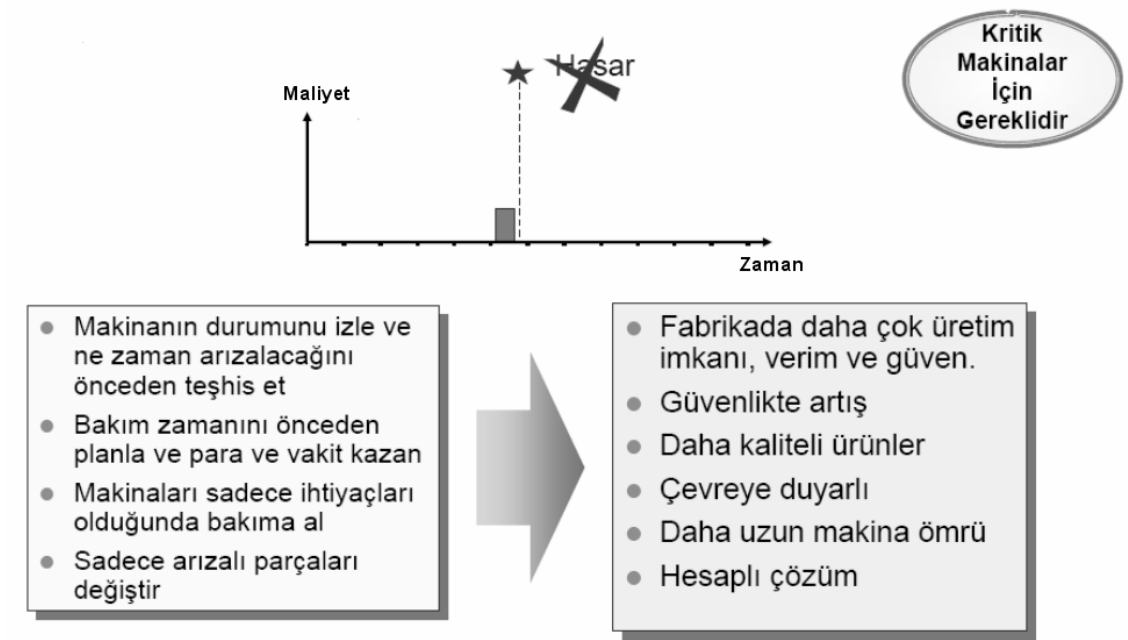
2.3. Erken Uyarıcı Bakım (Kestirimci Bakım)

Bu bakım yönteminde ana prensip, üretim sırasında yapılan ölçmelerle makinaların performansını izleyerek ne zaman bakıma gerek olacağına karar verip, kısa bir süre üretime ara vererek daha önceden belirlenen arızayı onarmaktır [1, 2].

Bu bakım yönteminde, yine makinanın karakteri ve çalışma koşullarını göz önünde bulundurarak yapılan program çerçevesinde, üretimi durdurmadan bazı parametrelerin kontrolü ve ölçümü yapılır. Bu ölçümler değerlendirilerek makinanın çalışma şartları hakkında fikir oluşturulur ve varsa oluşan hatanın gelişmesi izlenir. Hatayı oluşturan sebep belirlenir, yani hata teşhisi yapılır. Bu teşhis adımı yöntemin en can alıcı ve tecrübe gerektiren bölümüdür. Ölçülen ve izlenen parametreye bağlı olarak hata belirleme işlemi değişik kriterlere dayanarak yapılır. Hata teşhis edildikten sonra gerekli yedek parçalar temin edilerek, üretim durdurulur ve mümkün olan en kısa zamanda bakım yapıp üretime devam edilir.

Kestirimci Bakım yöntemi son 30 yıl içinde, bilhassa batılı gelişmiş ülkelerde yaygın hale gelmiş ve uzun vadede üretimin maliyetlerinin büyük ölçüde düştüğü, karlılığın da o ölçüde arttığı tartışılmaz olduğu kanıtlanmıştır. Bilhassa üretimin, bakım için bile olsa durmasının gerek ekonomik gerekse sistem yönünden sakıncalı olduğu tesislerde bu yöntemin kullanılması acil hale gelmektedir. Elektrik santralleri, çimento, kağıt, cam ve petro-kimya tesisleri bu tip sektörlere örnek gösterilebilir. Bu yöntemin başlaması da genellikle bu tip entegre tesislerde olmuştur. Ancak bu gün her sektörde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Erken uyarıcı bakıma şekil 2.5.'deki gibi şematik olarak bakarsak maliyet analizinin minimum noktada olduğu görülecektir.



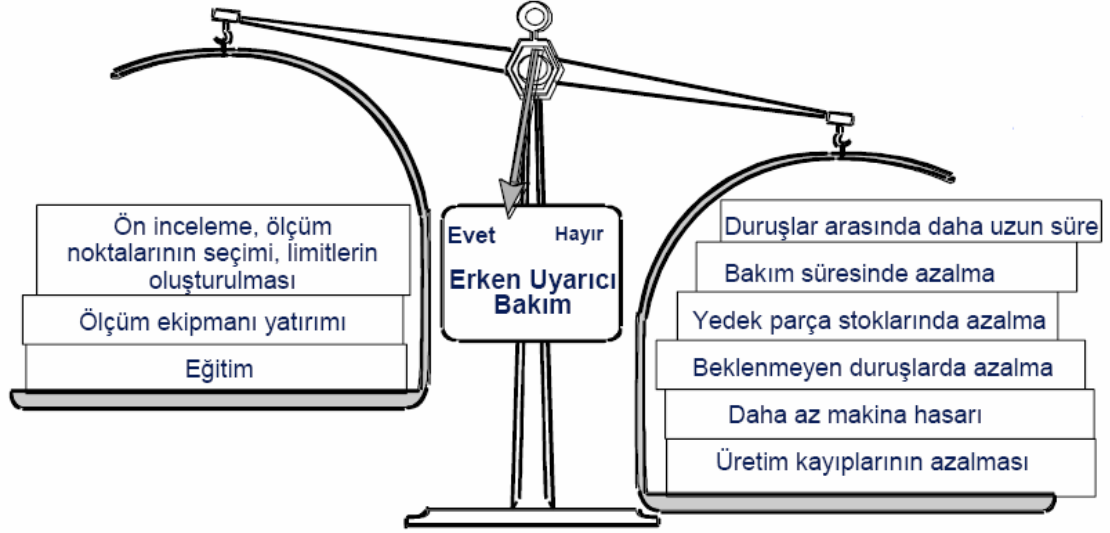
Şekil 2.5. Erken uyarıcı bakımın maliyet analizi^[12]

2.3.1. Neden Erken Uyarıcı Bakım ?

Erken Uyarıcı Bakım Yönteminin Avantajlarını şöyle sıralayabiliriz.

- Titreşim ölçümleriyle makinanın ilerde oluşturacağı problemleri üretim sırasında teşhis ederek beklenmeden zamanda meydana gelecek durmaları ortadan kaldırır, dolayısıyla güvenilirliği ve üretimi artırır.
- Bir çok problem makinada önemli hasarlar meydana getirmesine fırsat vermeden onarılır.
- Bir makina parçasında oluşan hasarın diğer parçalara intikali önlenir.
- Üretim planının sağlıklı yürütmesi sağlanır.
- Hangi parçanın onarılacağı önceden bilindiği için bakım süresi azalır.
- Yedek parça stoku azaltılır. Çünkü yöntem hangi parçanın değiştirileceğini önceden belirlediği için piyasada her an bulunabilecek parçaları stokta tutmak gerekmez.
- Oluşacak hasarlar büyümeden onarılacağı için makinaların ömrü artar.

Şekil 2.6.'da erken uyarıcı bakımın avantajlarının, kurulum maliyetine ne kadar baskın olduğu görülmektedir.



Şekil 2.6. Neden erken uyarıcı bakım^[12]

2.3.2. Erken Uyarıcı Bakım Parametreleri

Makinaların çalışma şartlarını izlerken çok değişik parametrelerden yararlanılır. Bu parametrelere titreşim, sıcaklık, basınç, sızdırma, yağ kalitesi, gürültü gibi büyüklükler örnek gösterilebilir. Çizelge 2.1'de görüldüğü gibi titreşim makinada oluşması muhtemel değişik hasarlar hakkında en fazla ve en detaylı bilgiyi veren parametredir.

Çizelge 2.1. Kestirimci bakım parametrelerin hata türlerini belirlemesi^[3]

Makinalardaki Arıza nedeni	PARAMETRE				
	Sıcaklık	Basınç	Sızdırma	Yağ Analizi	Titreşim
Dengesizlik					X
Eğik mil – Eksen kaçıklığı	X				X
Rulmanlı Yatakta Hasar	X			X	X
Kaymalı Yatakta Hasar	X	X	X	X	X
Dişlilerde Hasar				X	X
Mekanik Gevşeklik					X

2.3.2.1. Sıcaklık

Kritik konumlarda örneğin yataklarda, yağ sıcaklığı veya soğutma suyu sıcaklığı ölçülerek, normal sınırlar içinde olup olmadığı kontrol edilir. Sıcaklık ölçmeleri bazı parçaların dış yüzeylerinden de alınabilir. Ölçümler sürekli veya periyodik sürelerde olabilir.

2.3.2.2. Yağ Kontrolü

Yağ ve filtrelerin kontrolü ile parçaların aşınması hakkında fikir sahibi olunur. Yağ içindeki partiküllerin miktarı ve tane büyüklüğü aşınma hakkında geniş bilgi verir. Yağın köpüklenmesi, su karışık olması, renginin koyuluğu da makinanın çalışma koşulları hakkında bilgi verir. Bu ölçme ve analizler genellikle makinaların mecburi durma anlarında yapılabilir.

2.3.2.3. Akıntı ve Sızıntıların Kontrolü

Akıntı ve sızıntılar, basınç düşmeleri ve başka yöntemlerle kontrol edilir.

2.3.2.4. Gürültü Kontrolü

Makina ve elemanlarında oluşan titreşimlerden doğan gürültünün ölçülüp, analiz edilmesi ve normal şartlardaki değerlerle karşılaştırılması da makinanın çalışma performansı hakkında ve hata teşhisi konusunda yararlı bilgiler verir. Gürültü sinyallerinin frekans analizini yaparak, gürültünün hangi makinadan ve o makinanın hangi parçasından kaynaklandığı belirlenebilir.

Bu parametreler dışında , çatlak kontrolü, makinaya giriş-çıkış güçlerinin kontrolü, korozyon kontrolü ve akışkanlarda hız kontrolü de hata teşhisinde önemli rol oynar.

2.3.2.5. Titreşim Kontrolü

Kestirimci bakım yönteminde en çok kullanılan kontrol parametresi titreşimdir. Yöntemin esası makinadaki titreşimin sürekli yada belli periyotlarla izlenmesine dayanır. Ölçümler genel titreşim seviyesi olarak veya belli frekans yada frekans bantlarındaki titreşim seviyesi olarak kaydedilir. Titreşim ölçümleriyle hatalar büyümeden anlaşılabilir.

2.3.3. Erken Uyarıcı Bakımın Uygulanması

Makinaların performansını izlemek amacıyla yapılan ölçmeler genelde iki şekilde yapılmaktadır [2].

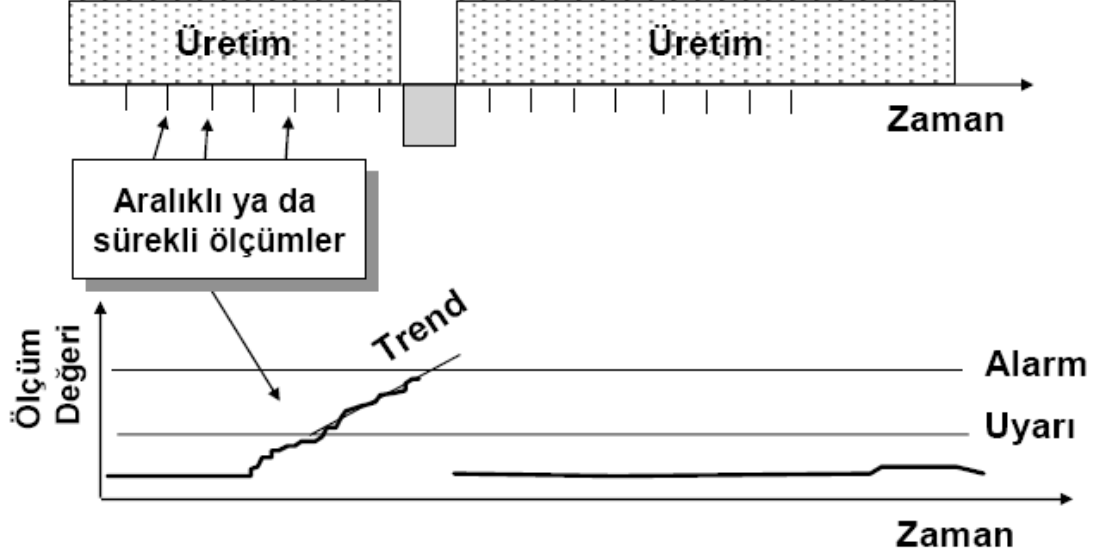
- Sürekli Ölçümler
- Periyodik Ölçümler

Sürekli ölçümler, makina çalışma şartlarında hızlı değişmelerin olabildiği veya ölçme yapılacak noktaya emniyetli ve kolay ulaşma olanağı olmadığı durumlarda tavsiye edilir.

Periyodik ölçümler ise çalışma şartlarında ani değişmelerin beklenmediği, çok sayıda ve çok kritik olmayan makinalardan ölçüm yapılacağı zaman kullanılan ölçüm yöntemidir.

Sürekli yada periyodik ölçümler hata teşhis kriterlerini içeren bilgisayar programına gönderilir. İzlenen parametre ile ilgili standartlardan yararlanarak tanımlanan sınır değerlere yaklaşma veya aşma durumunda ikaz veya alarm sinyali ile duruma müdahale edilir.

Erken uyarıcı bakım son ölçüm ve geçmiş ölçümleri bir bütün içinde eğilim çözümleme yöntemi (Trend Analysis) ile değerlendirilerek gelecekte çıkacak olası arızayı belirler.

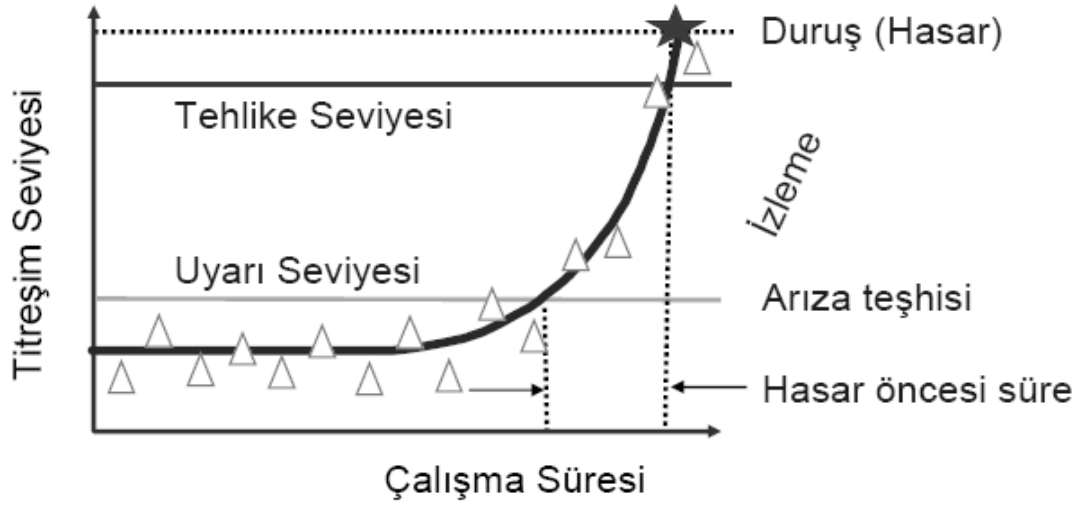


Şekil 2.7. Erken uyarıcı bakım^[12]

2.3.4. Trend Analizi

Trend analizi sayesinde şekil 2.8.'de belirtildiği gibi;

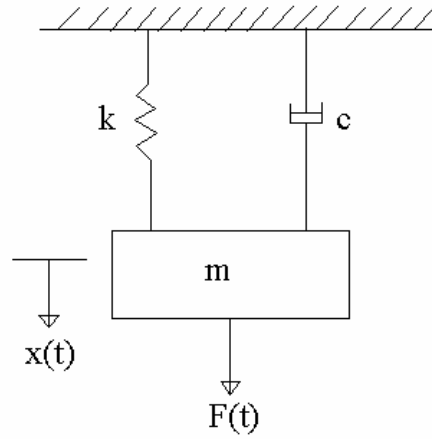
- Baş gösteren arıza belirlenir.
- Arızanın gelişimi takip edilir.
- Duruş (hasar) anından hemen önceye kadar makina çalıştırılır.



Şekil 2.8. Trend analizi^[12]

3. TİTREŞİM VE PARAMETRELERİ

Titreşim, bir kütlenin bir referans konum etrafındaki salınım hareketidir. Şekil 3.1.'de en basit titreşim sistemi gösterilmiştir. Bir makina yada makina elemanının titreşimi, referans olarak alınabilecek bir noktaya göre yaptığı bağıl yer değişimleri olarak tanımlanır.



k: Yay
Elemanı

c: Viskoz
Sönüm
Elemanı

x(t): Denge
Konumundan
Uzaklık

F(t): Dış
Kuvvet

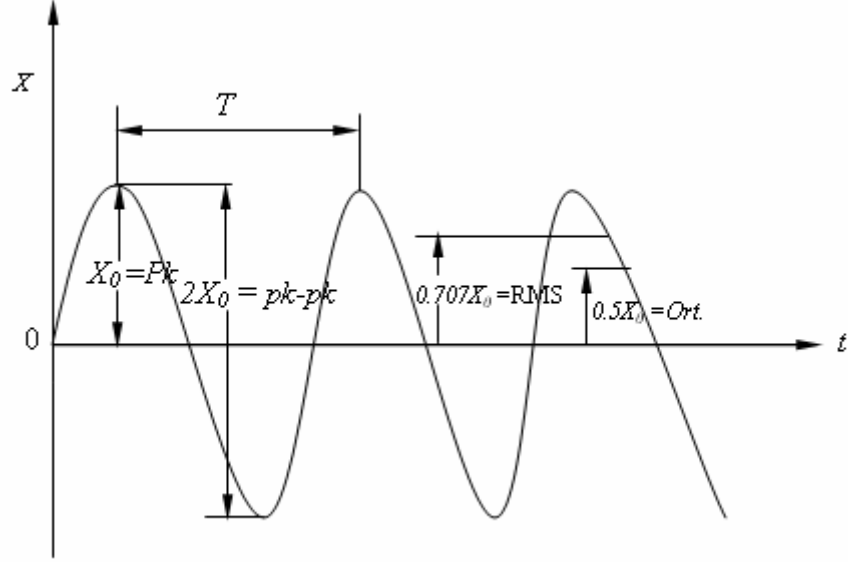
Şekil 3.1. Basit titreşim sistemi

3.1. Basit Harmonik Hareket

En basit titreşim çeşidi harmonik titreşimdir. Harmonik titreşimde yer değiştirme ile zaman arasındaki ilişki şu ifade ile belirtilebilir:

$$X = X_0 \sin(\omega t) \quad (3.1.)$$

Burada X_0 yer değiştirme genliğidir. Harmonik titreşim ve parametrelerin gösterimi Şekil 3.2.'de verilmektedir. Titreşim hareketinde titreşimi belirleyen başlıca parametreler periyot (T), frekans (f), açısal frekans (ω), faz (ϕ) ve yer değiştirme genliği (X) dir.



Şekil 3.2. Basit harmonik titreşim

3.1.1 Periyot (T)

Titreşim hareketinin bir tam tekrarının ne kadar süre içinde gerçekleştiğinin ölçüsüdür. Yani titreşimin tekrarlanma süresidir. Birimi saniyedir.

3.1.2. Frekans (f)

Titreşim hareketinin birim zamanda tekrarlanma sayısıdır. İki değişik şekilde ifade edilir.

- Titreşim hareketinin bir saniye süre içinde tekrarlanma miktarıdır. Birimi hertz (Hz) 'dir
- Titreşim hareketinin bir dakika süre içinde tekrarlanma miktarıdır. Birimi RPM (Revolution per minute) olarak alınır. $RPM/60 = Hz$ olarak dönüşüm yapılabilir.

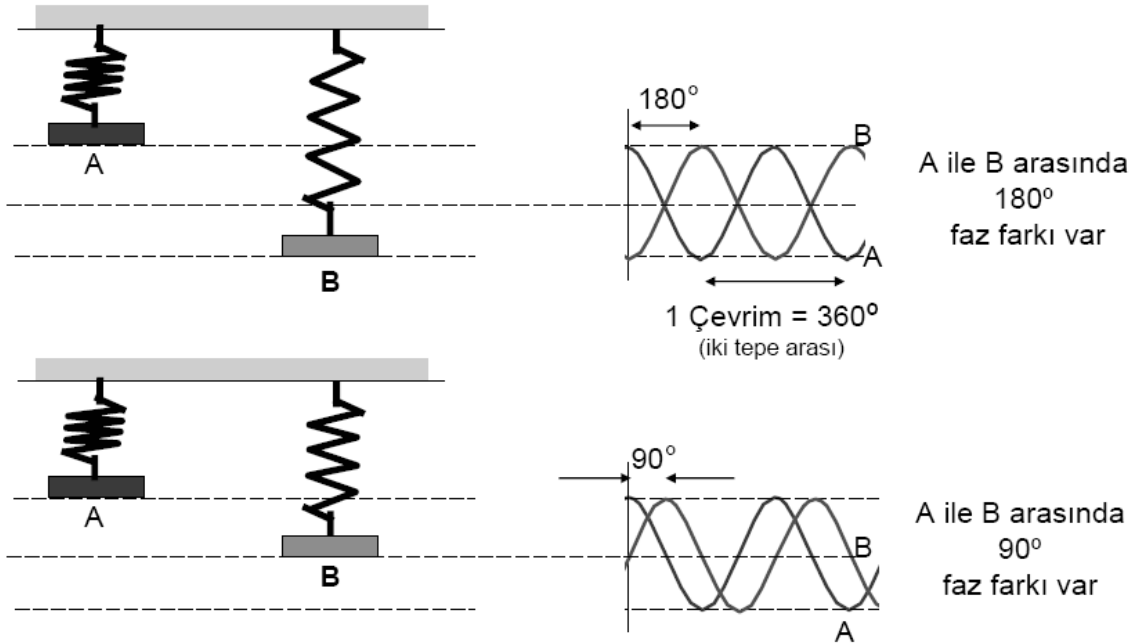
Frekans ile periyot arasında $f=1/T$ bağıntısı vardır.

3.1.3. Açısal frekans (ω)

Dönme hareketi yapan bir cismin birim zamanda kat ettiği yolun radyan cinsinden değeridir. Birimi rad/s'dir, $\omega = 2\pi f$ ile ifade edilir.

3.1.4. Faz (ϕ)

Şekil 3.3.'de görüldüğü gibi referans yada başlangıç miktarına bağlı olarak iki olaydan birinin diğerine göre ne kadar önce veya sonra meydana geldiğinin ölçüsüdür. Birimi açı birimi, derece veya radyandır. $0-360^\circ$ veya $0-2\pi$ arasında değerler alır. Dönen cisimlerde faz açısı hesaplanırken, referans noktasından itibaren dönüş yönünün tersi pozitif yön olarak kabul edilir. Faz, dengesiz bir rotorda yerleştirilecek kütlelerin yerinin belirlenmesinde, dengesizlik, eksen kaçıklığı, gevşeklik ve diğer makina arızalarının birbirlerinden ayırt edilmesinde çok önemli olmaktadır [11].



Şekil 3.3 Faz farkı

3.1.5. Genlik

Titreşimin şiddetini ifade eder. Eğri üzerindeki sıfır noktası ile tepe noktası arasındaki mesafedir. Birimi uzunluk boyutundadır. Genlik *tepe değer*, *tepeler arası değer*, *RMS*, ortalama olmak üzere dört şekilde ifade edilebilir.

3.1.5.1. Tepe Değer (X_0)

Sıfır noktasına göre maksimum titreşimleri ifade eder.

3.1.5.2. Tepeler arası değer ($2X_0$)

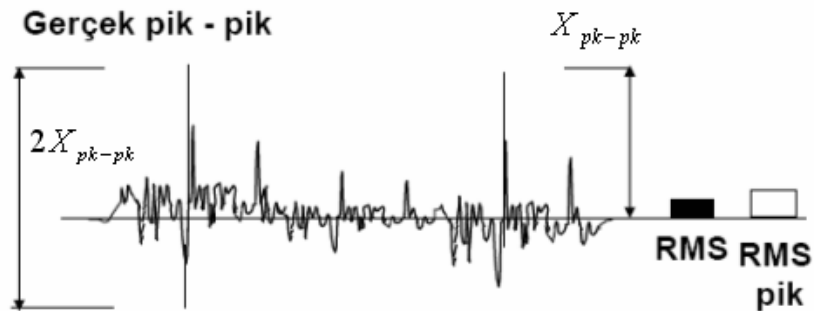
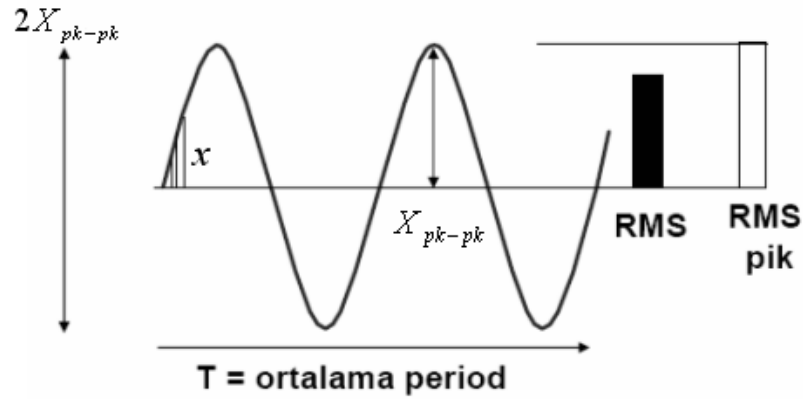
Pozitif ve negatif yöndeki maksimum titreşimleri ifade eder.

3.1.5.3. Ortalama

Bir sinyalin t_1-t_2 zaman aralığında aldığı değerlerin aritmetik ortalamasıdır. *Ortalama=0.5xTepe değer* ifadesi ile elde edilir.

3.1.5.4. RMS

Bir sinyalin t_1-t_2 zaman aralığında aldığı değerlerin karelerinin ortalamasının kareköküdür.



Şekil 3.4. RMS gösterimi^[12]

RMS değerleri aşağıdaki gibi bulunur.

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt} \quad (3.2.)$$

$$X_{pk} = \sqrt{2} * X_{RMS} \quad (3.3.)$$

Titreşim genlik birimleri yer değiştirme, hız ve ivme birimlerinden birisi olabilir.

3.1.5.5. Yer değiştirme

Bir kuvvetin etkisi altında kalan kütlenin, sıfır noktasına veya belli bir referans noktasına göre ötelenmesi sonucunda aldığı yol veya yer değiştirme miktarıdır. Birimi uzunluk boyutundadır.

3.1.5.6. Hız

Birim zamanda alınan yoldur. Matematiksel olarak yer değiştirmenin zamana göre değişimidir. Birimi m/s, mm/s, mikron/s, inç/s, mil/s olabilir.

3.1.5.7. İvme

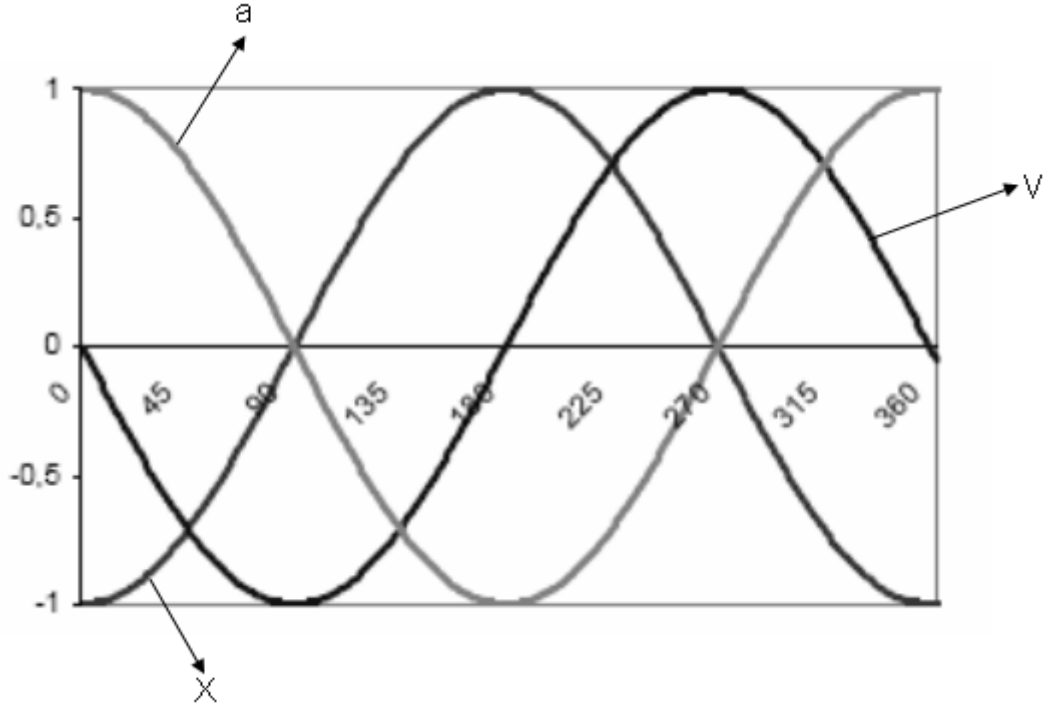
Hızda birim zamanda meydana gelen değişmedir. Birimi g, m/s², mm/s², mikron/s², inç/s² olabilir. g= 9.81 m/s².

$$\text{Titreşim Yer değişimi: } X = X_0 \sin(\omega t) \quad (3.4)$$

$$\text{Titreşim Hızı: } V = X_0 \omega \cos(\omega t) = X_0 \omega \sin(\omega t + \frac{\pi}{2}) \quad (3.5)$$

$$\text{Titreşim İvmesi: } a = -X_0 \omega^2 \sin(\omega t) = X_0 \omega^2 \sin(\omega t + \pi) \quad (3.6)$$

şekil 3.5.'de görüldüğü gibi hız konumu 90 derece gecikme ile; ivme ise konumu 180 derece gecikme ile takip eder.



Şekil 3.5. Yer değiştirme, hız, ivme ilişkisi

Genlik birimi olarak kullanılan bir başka ölçüde desibel (dB) dir.

3.1.5.8. Desibel Ölçeği

Titreşimlerin bir frekans spektrumu üzerinde sayısal olarak değerlendirilmesi gerekir. Ancak bazı frekanslardaki titreşimler diğerlerinin binlerce katı mertebesinde olabilir. Bu kadar geniş bir aralığı basit sayılarla kapsamak ve frekans spektrumunda bütün ayrıntıları elde etmek hemen hemen imkansızdır. Bu durumdan kurtulmanın bir yolu logaritmik ölçek kullanmaktır. Desibel, iki genlik oranının 10 tabanına göre logaritmasınının 20 katı olarak tanımlanır. Örneğin x rasgele bir deplasman değerini, x_0 ise bir referans deplasman değerini göstermek üzere $dB = 20 \log(x/x_0)$ tanımını yapmak mümkündür. Aynı ifade hız ve ivme içinde yazılabilir [1].

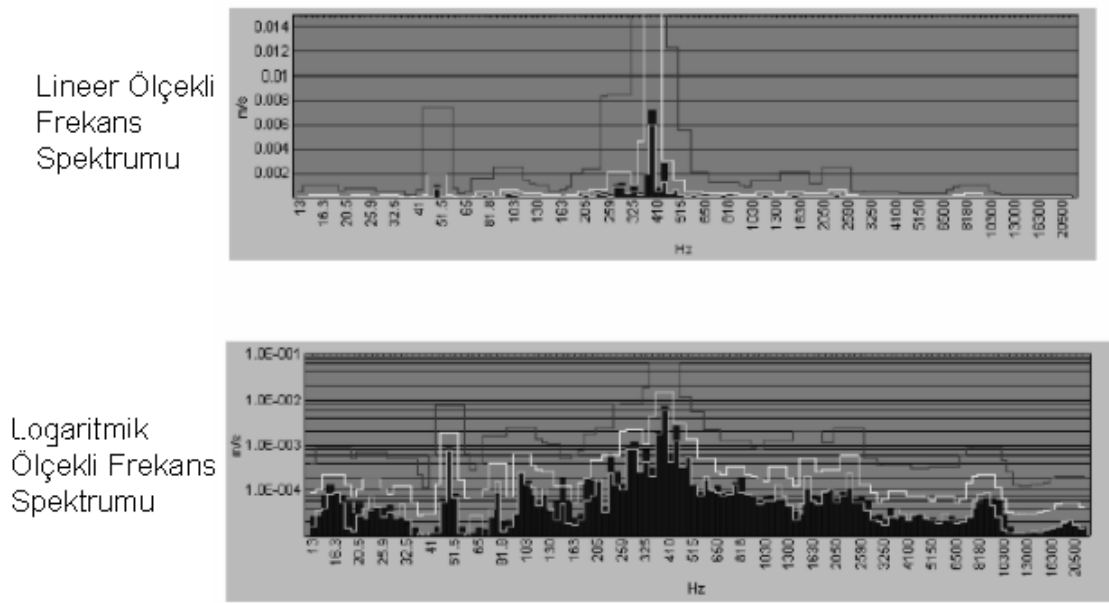
Desibel ölçeği kullanılırken referans değerlerinin belirtilmesi unutulmamalıdır. Referans değerlerinin seçimi keyfi olarak yapılabilir. Ancak uluslararası standartlarda tavsiye edilen referans değerlerinden bazıları şöyledir.

İvme için: $10^{-6} m/s^2$

Hız için: $10^{-9} m/s$

Kuvvet için: $10^{-6} N$

Titreşim büyüklüğündeki 2 kat artış desibel ölçeğine 6 dB, 10 kat artış ise 20 dB lik artışlar olarak yansır. Desibel ölçeğini kullanmakla bütün frekanslardaki artışların genlik ölçeğine aynı oranlarla aktarılması sağlanmış olur. Şekil 3.6.'da lineer ve logaritmik ölçekli frekans spektrumları karşılaştırılmıştır. Logaritmik ölçekte alçak tepe noktalarının daha belirgin olduğu ve bir çok ayrıntıyı ortaya çıkardığı görülmektedir.



Şekil 3.6. Lineer ve Logaritmik ölçekli frekans spektrumlarının karşılaştırılması^[12]

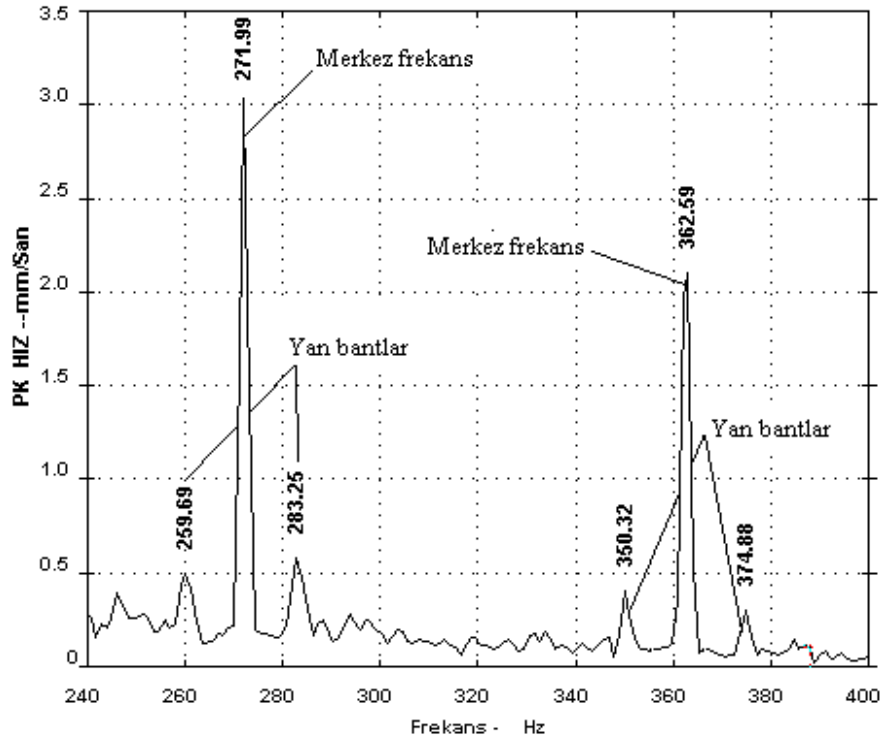
3.1.6. Harmonik

Frekans, temel frekansın tam sayı katlarına sahip titreşim sinyallerine temel frekansın harmonikleri adı verilir. 1x, 2x..... şeklinde gösterilebildikleri gibi dönme hızının katları olarak da ifade edilirler. 1x RPM gibi. Bunlardan birinci harmonik, ikinci harmonik şeklinde de bahsedilir. Alt harmonikler, 0.5x şeklinde belirtilirken ara harmonikler 1.5x, 2.5x şeklinde ifade edilir.

3.1.7. Yan Bant

Merkez frekans etrafında (sağ ve sol yanında) eşit olarak yerleşmiş frekans bileşenleridir (Şekil 3.7.). Pratikte makina veya elemanların simetrik olmamalarından dolayı yan bantlar merkez frekansa göre nadiren simetriklerdir. Merkez frekans, taşıyıcı frekans olarak adlandırılır. Dişli kavrama frekansı, rulman bilye geçiş frekansı katları, makina veya yapının rezonans frekansı veya ivme metrenin rezonans frekansı taşıyıcı frekans olabilir. Yan bantlar modülasyon frekansı olarak da adlandırılır. Çünkü modülasyon frekansı bir sinyalin modülasyonu sonucu

oluşur. İki çeşit modülasyon vardır: Genlik ve frekans modülasyonu. Genlik modülasyonu sabit bir frekans sinyalinin genliğindeki değişimdir. Frekans modülasyonu ise sabit bir genlik sinyalinin frekansındaki değişimdir. Genelde genlik modülasyonu yükleme durumundaki değişimle birlikte olur. Frekans modülasyonu ise hızdaki değişimle birlikte olur. Rulmanlı yataklarda genlik modülasyonu olur. Dişlilerde yan bantlar mil dönme hızında ve onun harmoniklerinde oluşur. Eksantrik dişli, eğik yada eksenli kaçık mil üzerinde dişli olması durumunda kavrama oluştuğunda genlik modülasyonları olur. Bu durumda dişleri periyodik olarak kavramaya sokan kuvvetten dolayı tekrarlayıcı yükleme olur. Milin her dönüşünde bir kez minimum ve maksimum kavrama kuvveti oluşur. Eksantriklik artınca yan bant genlikleri de artar [11].



Şekil 3.7. Yan bant oluşumu^[11]

Yan bant f_1 frekanslı bir sinyalin f_2 frekanslı diğer bir sinyal tarafından modülasyona uğratılması sonucu oluşur. Örneğin $\cos(2\pi f_1)$ periyodik sinyali $\cos(2\pi f_2)$ sinyali tarafından modülasyona uğratılırsa ortaya çıkan yeni sinyal bu iki sinyalin çarpımından oluşacaktır. Trigonometrik bağıntılardan;

$$\cos(2\pi f_1) * \cos(2\pi f_2) = 1/2 [\cos(2\pi(f_1 + f_2)) + \cos(2\pi(f_1 - f_2))] \quad (3.7.)$$

ifadesi elde edilir. Bu ifadeden de açıkça görüleceği gibi böyle bir sinyal $(f_1 + f_2)$ ve $(f_1 - f_2)$ frekanslarında iki tepe değere sahip olacaktır. Modülasyon etkileri, burada verilen örnekten çok

daha karmaşık olduğu için genellikle modülasyona uğrayan frekansın sağ ve sol tarafında bir çok yan bant oluşabilir [11].

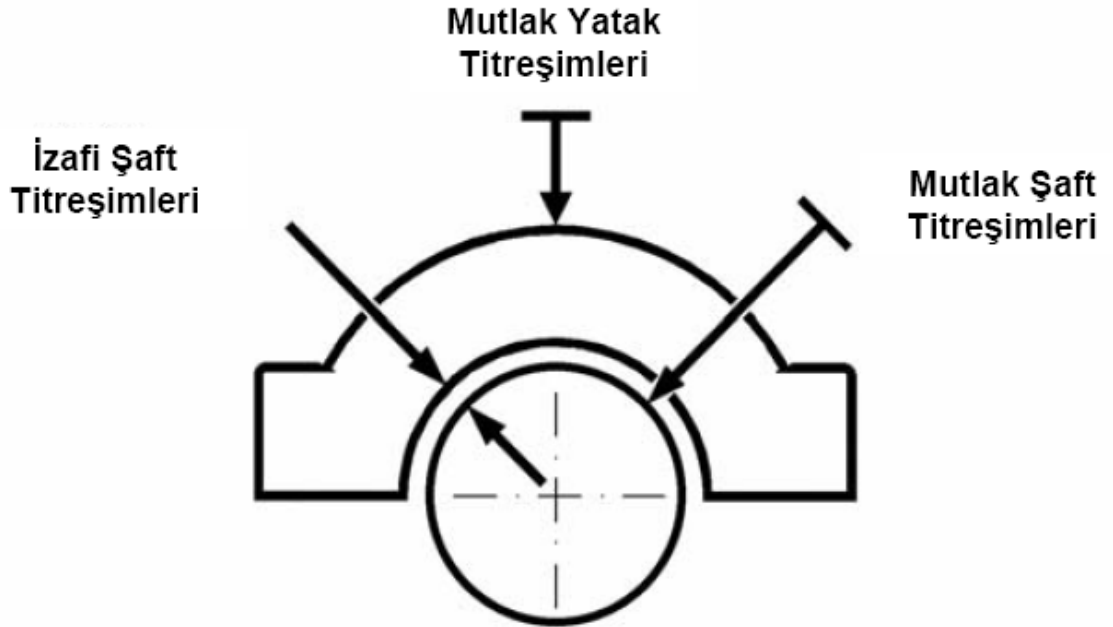
3.2. Makinalarda Titreşim Tipleri

Makinalarda titreşim tipleri şekil 3.8. ve 3.9.'da gösterildiği gibi 3 çeşittir.

3.2.1. Mutlak Yatak Titreşimleri

Yatak bloğunun belli bir referans noktasına göre yatay, düşey ve eksenel titreşimleri olarak bilinir. Sensör makina bloğu yada yatak üstüne monte edilir.

Rulmanlı yataklarda mutlak yatak titreşim ölçümü bize en fazla bilgiyi verir.

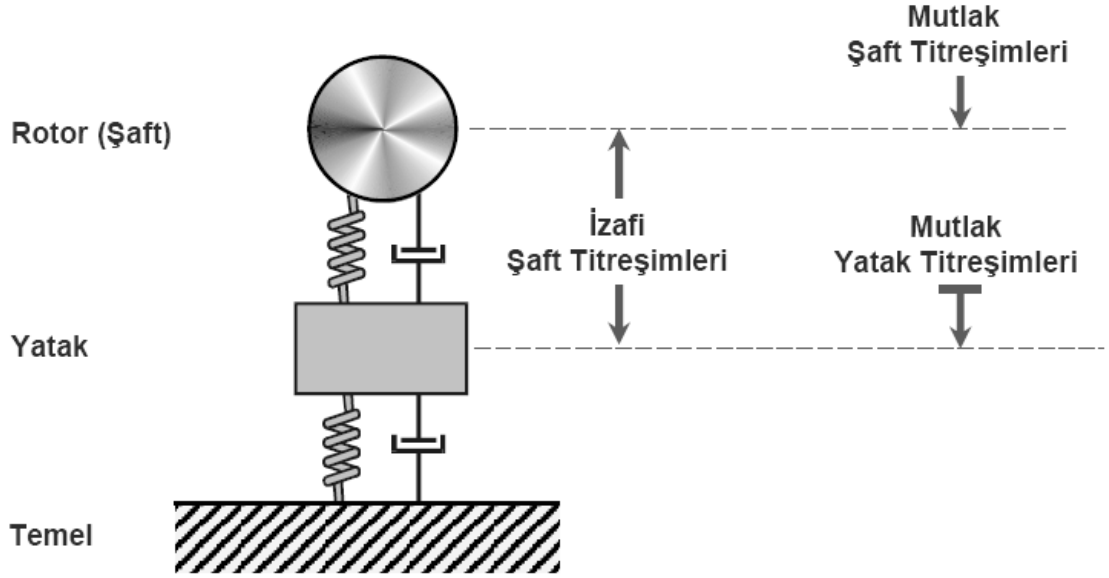


Şekil 3.8. Makinalarda titreşim tipleri (a) ^[12]

3.2.2. İzafi Şaft Titreşimleri

Şaftın yatağa göre titreşimidir. Genellikle birbiriyle 90 derece açı yapan iki temassız sensör kullanılır.

Kaymalı yataklarda izafi şaft titreşimlerinin ölçümü bize en fazla bilgiyi verir.



Şekil 3.9. Makinalarda titreşim tipleri (b)^[12]

3.2.3. Mutlak Şaft Titreşimleri

Şaftın belli bir referans noktasına göre ölçülen titreşimdir.

Makinalarda iletilen titreşimler aşağıdaki parametrelere bağlıdır.

- Titreşen objenin katılığı
- Yatak ve yağ filminin sönüm miktarı
- Temele bağlanma şekli ve temelden kaynaklanan sönüm
- Rotorun, temelin ve yatağın kütlesi
- Makine temelinin altındaki zeminin özellikleri

4. TİTREŞİM TRANSDÜSERLERİ

Titreşim incelemelerinde önemli üç parametre vardır. Bunlar titreşimin deplasmanı, hızı ve ivmesi olup birbirleri arasında daha önce bahsedilmiş basit ilişki vardır. Eğer belli bir frekanstaki ivme değeri biliniyor ise, hız ve deplasman kolayca bulunabilir. Bunun için gereken integrasyon elektronik olarak kolayca gerçekleştirilmektedir. Ancak elektronik olarak deplasmandan türev yoluyla hız ve ivmenin bulunması bir takım kararsızlıklardan ötürü kullanılmamaktadır.

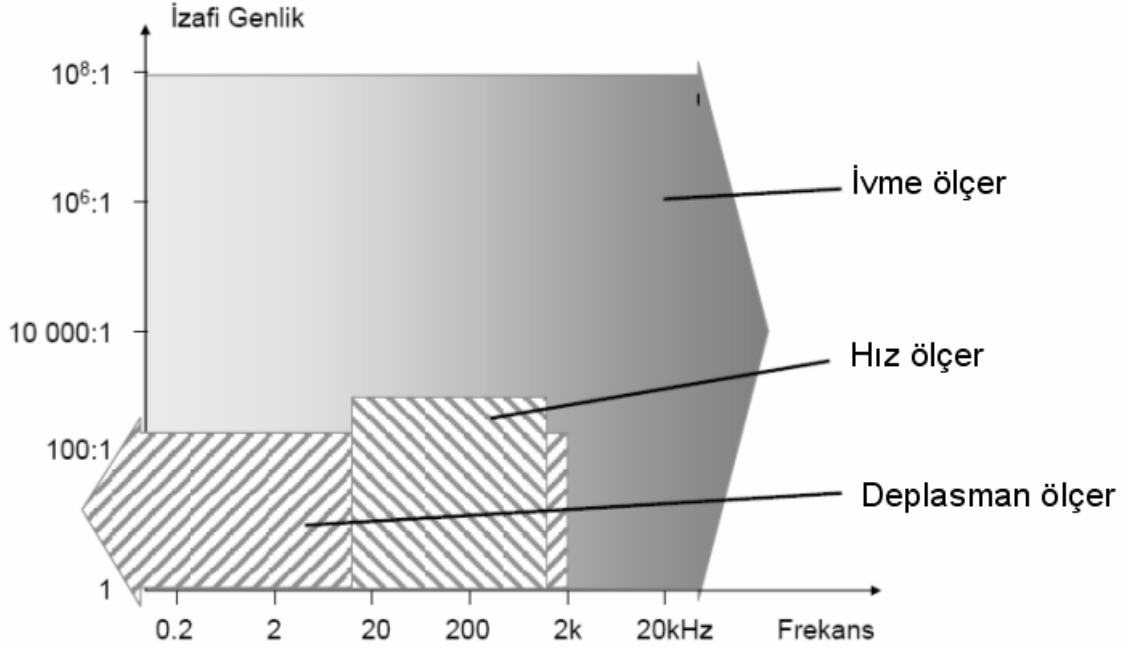
Titreşim incelemelerinde en çok kullanılan transdüserler ivmeölçerlerdir. İvmeölçerler üzerlerine uygulanan ivme ile orantılı bir elektrik sinyali üretirler. Nispeten zayıf olan bu sinyaller bir ön yükselticide kuvvetlendirilir ve empedansları düşürülerek ölçü ve analiz cihazına gönderilir. Bazı ivmeölçerlerde ön yükseltici ivmeölçerin içine yerleştirilmektedir. Hız transdüserlerine göre boyutları oldukça küçük olan ivmeölçerlerin, çok geniş bir frekans aralığında kullanılabilmesi ve oldukça geniş bir dinamik ölçüm merkezi sağlamaları vurgulanması gereken en önemli üstünlükleridir.

Mekanik sistemlerin tabiatı gereği, büyük deplasmanlar küçük frekanslarda meydana gelir. Dolayısıyla deplasman ölçümleri bize çok sınırlı bilgiler verir. Yüksek frekanslardaki değişimleri ancak ivme ölçümleriyle izlemek mümkündür. Dönen bir makinadaki dengesizlik şaftın dönme frekansında nispeten büyük yer değişimlerine yol açar. Deplasman ölçümleri bu gibi durumlarda yararlı olabilir.

Genel titreşim seviyesinin belirtilmesinde hız ölçümlerinden yararlanılır. Bunun en önemli sebebi hızın RMS değerinin titreşim enerjisi ve dolayısıyla mekanik sistemde ortaya çıkabilecek hasarla olan ilişkisidir.

Yüksek frekanslı titreşimleri ölçülmesi gereken yerlerde ölçüm parametresi olarak ivme alınır. Yüksek frekans bölgesinde deplasman ve hız relatif olarak düşük olup bu bölgelerde en anlamlı sonuçlar ivme ölçümüyle elde edilmektedir.

Sonuç olarak şekil 4.1.'de görüldüğü gibi deplasman transdüserleri düşük frekans bölgesinde, hız transdüserleri orta frekans bölgesinde, ivme transdüserleri ise tüm frekans bölgelerinde iyi performans göstermektedir [1, 2]



Şekil 4.1. Transdüserlerin çalışma aralığı^[12]

4.1. İvmeölçerlerin Çalışma Prensipli

İvmeölçerlerin aktif ölçüm elemanları piezoelektrik elemanlardır. Bu elemanlar transdüserin gövdesi ile sismik kütle arasında yay görevi yapmaktadırlar. Transdüser titreşim yaptığı zaman sismik kütle ile kütle çarpımı kadar kuvvet üretilir ve bu kuvvet kesme kuvveti yada bası kuvveti olarak piezoelektrik elemana etkir. Piezoelektrik eleman uygulanan kuvvete orantılı olarak bir elektrik şarjı üretir. Kütleler sabit olduğu için bu şarj ivme ile doğru orantılıdır. Sismik kütleler aynı genlik ve fazda çok geniş bir frekans aralığında hareket etmeye başlar, böylece transdüser, üzerine yerleştirilmiş olduğu yüzeyin titreşim ivmesi ile orantılı bir şarj üretmiş olur [2].

İvmeölçerlerin avantajları;

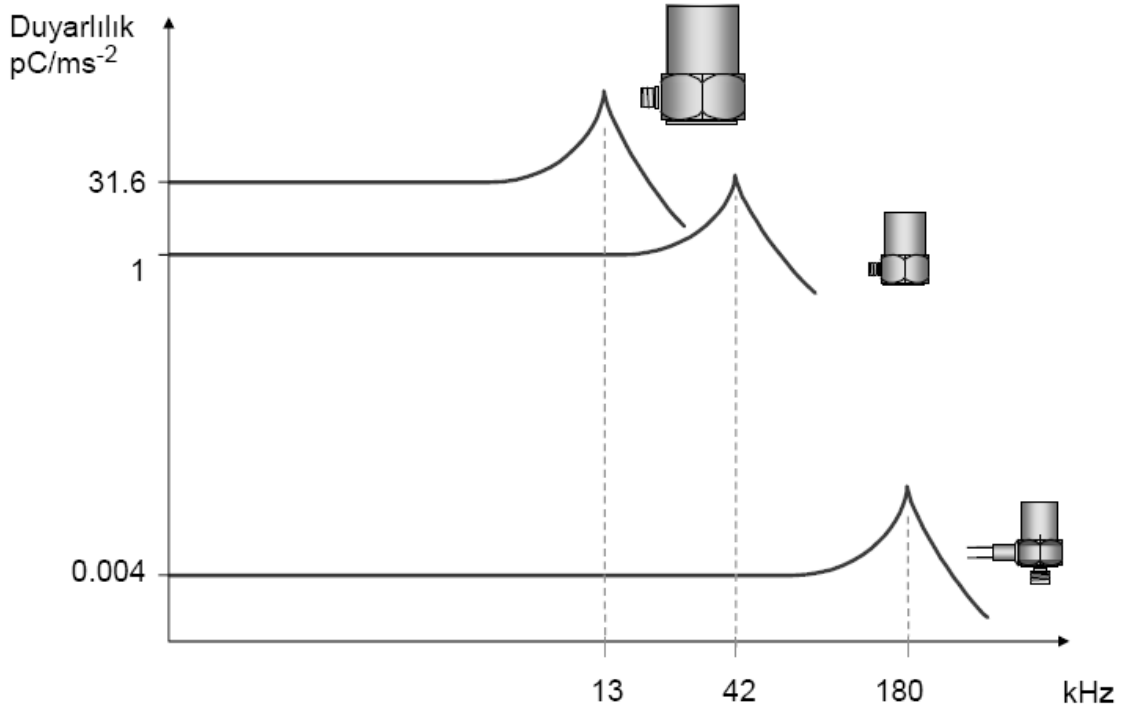
- Çok geniş bir frekans aralığında kullanılabilir.
- Çok geniş bir dinamik ölçüm bölgesinde mükemmel lineer özelliğe sahiptir.
- İvme sinyali elektronik olarak kolayca integre edilerek hız ve deplasman bilgisine dönüştürülebilir.
- Çok farklı koşullarda mükemmel doğrulukta titreşim ölçümleri yapmak mümkündür.
- Kendi kendilerine sinyal ürettikleri için dış güç kaynağına gereksinim yoktur.

- İçinde hareketli kısımları olmadığı için son derece dayanıklıdır.
- Titreşimlere karşı son derece duyarlıdır ve (duyarlılık / kütle) oranı yüksektir.

4.2. Frekans Ölçüm Aralığı

İvmeölçerlerin frekansa bağlı davranışı şekil 4.2.'de gösterilmiştir. Ölçümler bu eğrinin lineer kısmıyla sınırlıdır. Şekildeki zirveler ivme ölçerlerin titreşim oluşturacak noktaya tutturulma şekline göre rezonans frekansı göstermektedir. İvmeölçerlerin rezonans frekansı ne kadar yüksek olursa frekans ölçüm aralığı da o kadar geniş olacaktır.

Ölçümler için üst frekans sınırı olarak ivmeölçerlerin rezonans frekansının üçte biri kullanılır. Uygulamada kullanılan ivmeölçerlerin rezonans frekansı genellikle 10 kHz lik bir bölgede emniyetle ölçüm yapılacak şekildedir. İvmeölçer kütlesi büyüdükçe hassasiyet artmakla beraber rezonans frekansı düşer. Bu ise frekans ölçüm aralığının küçülmesi demektir [3].



Şekil 4.2. İvmeölçerlerin Frekans Karakteristiği^[12]

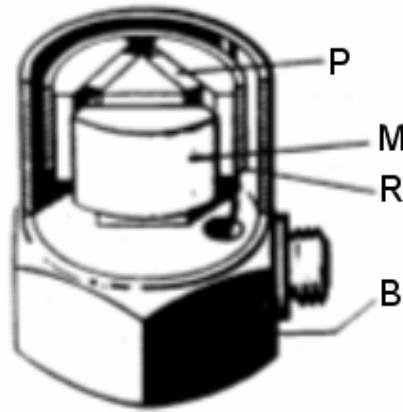
4.3. Pratikte Kullanılan İvmeölçerler

İvmeölçer tasarımında üç farklı mekanik konstrüksiyon kullanılmaktadır.

4.3.1. Delta kayma Tipi Tasarım

Yay görevi gören üç adet piezoelektrik eleman ve üç kütle ortadaki üçgen prizma gövde üzerine yerleştirilmiştir. Kütleler buldukları yerlere yüksek ön gerilmeli bir tutucu kavrama halkası ile bastırılmıştır. Parçaları bir arada tutmak için yapıştırıcı veya cıvata kullanılmamıştır. Bu tasarım optimum performans ve ölçümde güvenilirlik sağlamaktadır.

Tutucu kavrama halkasının ön gerilmeli yapılmış olması piezoelektrik elemanlara yüksek düzeyde lineerlik özelliği kazandırmaktadır. Üretilen elektrik şarjı kavrama halkası ile dış gövde arasında biriktirilir. Delta kaymalı tasarımın duyarlılık / kütle oranı diğer ivmeölçerlere göre büyüktür ve oldukça yüksek rezonans frekansına sahiptir. Ayrıca bu tip ivmeölçerler, ölçüm yapılan yüzeydeki uzamalardan ve sıcaklıktan en az ölçüde etkilenir[1, 2].



Şekil 4.3. Delta Kayma Tipi Tasarım^[1]

Burada;

P: Piezoelektrik Eleman

R: Kenetleme Halkası

B: Temel

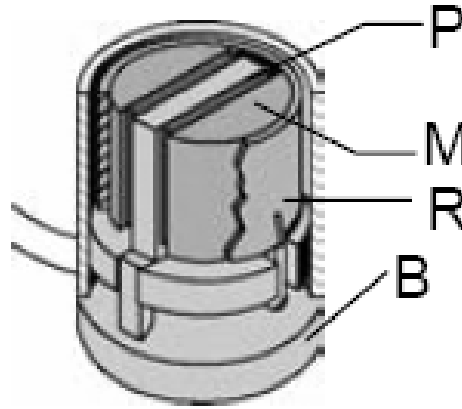
M: Sismik Kütle'dir

Delta kayma tipi tasarımı mükemmel özellikleri nedeniyle genel amaçlı ve diğer özel ölçümler için ideal yapıdadır.

4.3.2. Düzlemsel Kaymalı Tasarım

Bu tip tasarımda da piezoelektrik eleman delta tipinde olduğu gibi kayma deformasyonuna uğrar. İvmeölçerin merkezinde bulunan dikdörtgen kesitli gövdenin yüzüne yine dikdörtgen kesitli iki piezoelektrik eleman şekil 4.4.'deki gibi yerleştirilmiştir.

Bu tipte de ön gerilmeli tutucu kavrama halkası piezoelektrik parçaları bağlı tutmaktadır. İvmeölçerin tabanı ve piezoelektrik elemanlar birbirlerinden izole edilmiştir, böylece ivmeölçerin monte edildiği yüzeyin eğilmesi ve sıcaklık değişimi piezoelektrik elemanı etkilemez[1, 2].



Şekil 4.4. Düzlemsel Kaymalı Tasarım^[12]

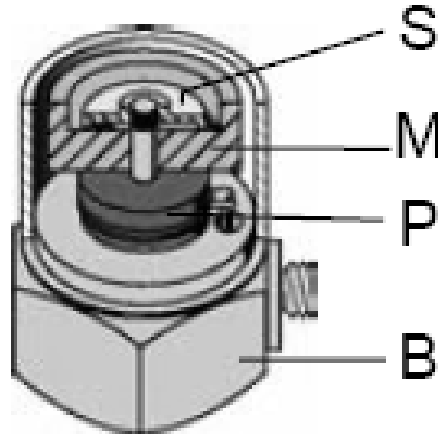
4.3.3. Baskıda Çalışan Tip Tasarım

Bu geleneksel ve basit yapılı tasarım iyi sayılacak duyarlılık / kütle oranına sahiptir. Piezoelektrik elemanın kütle-yay sistemi ivmeölçerin tabanına ve tam ortada bulunan silindirik bir pim üzerine yerleştirilmiştir. Ancak ivmeölçerin tabanı ve ortadaki pim seri çalışan iki yay gibi davranır. Bu nedenle montaj yüzeyindeki dinamik değişimler, eğilmeler ve sıcaklık etkileri piezoelektrik elemanda gerilmeler yaratarak sonuçların hatalı olmasına yol açabilir. Çok kalın tabanların kullanılmasına rağmen eğilme ve gerilme kuvvetleri piezoelektrik elemana iletilebilir. Bu durumda titreşim frekansında titreşim dışı hatalı sinyaller üretilecektir. İlave olarak sıcaklık değişimleri de piezoelektrik elemanlarda elektrik şarjı üretebilir ve bu sinyaller titreşim değerlerinde hata yaratabilir.

Baskıda çalışan ivmeölçerler sadece şok ölçümlerinde veya transdüser kalibrasyon sistemlerinde kullanılması uygundur. Şok ölçümlerinde hata oranı, ölçülen titreşim sinyaline

göre oldukça küçüktür. Bu ivmeölçerler, laboratuvar gibi kontrol edilebilen ortamlarda, standart referans transdüseri olarak kalibrasyon sistemlerinde kullanılır[1, 2].

Transdüser tabanına ilave edilen “berilyum” alaşımli disk, tabanı kuvvetlendirir ve eğilmeleri önler. Bu transdüser, aynı zamanda ters yönde ölçüm yapan diğer transdüserlerin tabanına da monte edilerek tabanın da titreşimlerinin ölçülmesine olanak sağlar.



Şekil 4.5. Baskı Altında Çalışan Tip İvmeölçer^[12]

Burada;

S: Yay

P: Piezoelektrik Eleman

B: Temel

M: Sismik Kütle'dir

4.4. İvmeölçer Montaj Yöntemleri

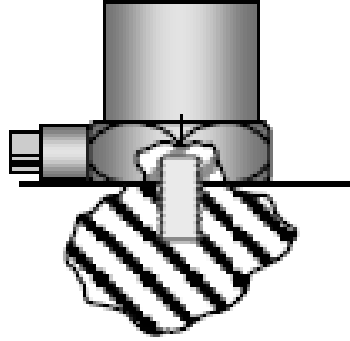
Titreşimleri doğru ölçmek için şu hususlara dikkat edilmelidir:

- Faydalı frekans bölgesi ve dinamik ölçüm aralığı hatalı tutturma yöntemiyle kısıtlanmamalıdır.
- İvmeölçer kütlesi titreşimi ölçülen cismin kütleli özelliklerini değiştirmemelidir. (makinalarda yataklar üzerinde yapılan ölçümlerde böyle bir sorun yoktur.)
- Ölçüm yapılan nokta kesin olarak belli olmalı ve daha sonraki ölçümler aynı noktadan yapılabilmelidir.

İvmeölçerlerin ölçüm yapılacak bölgeye yerleştirilmesinde kullanılan yöntemler aşağıdaki gibidir.

4.4.1. Saplama Montaj Yöntemi

- Ölçüm yapılacak yüzey temizlenir ve mümkün olduğu kadar düzgünleştirilir.
- Saplama civatası için delik ve vida ağızı açılır.
- Saplama hazırlanan deliğe takılır. Saplama ucunun ivmeölçerin tabanını sıkıştırmamasına dikkat edilmelidir.



Şekil 4.6. Saplama ile montaj yöntemi^[12]

4.4.1.1. Uygulama Alanları

- Yüksek frekanslarda titreşim ölçülmesi istendiğinde bu montaj tekniği kullanılarak monte edilen sistem için çok yüksek rezonans frekansı temin edilir.
- Sabit titreşim ölçümlerinde kullanılır.

4.4.1.2. Avantajları

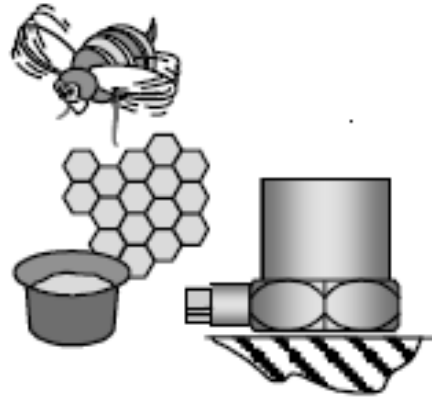
- Optimum ivmeölçer performansı elde edilir. Mümkün olduğu kadar bu yöntem kullanılmalıdır.
- Bu montaj tekniği ivmeölçerin yüksek sıcaklıklarda çalışmasını etkilemez.
- Çok yüksek titreşim düzeylerinde çalıştırılabilir.

4.4.1.3. Dezavantajları

- Ölçüm yapılacak yüzeyin hazırlanması, saplama deliğinin ve dişlerinin açılması vakit alabilir

4.4.2. Balmumu İle Montaj Yöntemi

- Montaj yüzeyinin mümkün olduğu kadar düzgün olmasına dikkat edilir. Yüzey ve ivmeölçer tabanı kirden ve yağdan temizlenir.
- İvmeölçer seti ile birlikte verilen balmumundan bir parça alınır ve parmakla yumuşatılır.
- Balmumu montaj yüzeyine sürülür, balmumu sürülen yüzeyin ivme ölçer tabanından bir miktar geniş olmasına dikkat edilir. Balmumu tabakası iki yüzeyin arasını dolduracak kadar kalın olmalıdır.
- İvmeölçer balmumu sürülmüş yüzeyde kaydırılarak yerleştirilir, daha sonra bastırılıp döndürülerek yüzeye iyice yapışması temin edilir.



Şekil 4.7. Balmumu ile montaj yöntemi^[12]

4.4.2.1. Uygulama Alanları

- Çabuk yapılması istenen titreşim ölçümlerinde kullanılır.
- Saplama için delik delinmesi mümkün olmadığı hallerde kullanılır.
- Tabanında saplama deliği olmayan ivmeölçerlerde kullanılır.

4.4.2.2. Avantajları

- Çabuk ve kolay monte edilir.

- Montaj rezonans frekansı saplamalı sistemden sadece biraz aşağıdadır.

4.4.2.3. Dezavantajları

- Sıcaklık sınırı 40 derecenin altındadır.
- Ölçülebilen maksimum titreşim seviyesi yaklaşık olarak 100 m/s² dir.

4.4.3. Mıknatıslı Montaj Yöntemi

- Ölçüm yüzeyi ve ivmeölçer kirden ve yağdan temizlenir.
- İvmeölçer sabit mıknatıs üzerine vidalanarak gerekirse anahtarla sıkıştırılır.

4.4.3.1. Uygulama Alanları

- Bu yöntem endüstriyel makinalarda sabit ölçüm noktalarının yerlerinin tespiti için kullanılır.
- Makina performansının izlenmesinde çok sayıda elle yapılan ölçümler için en ideal yöntemdir.

4.4.3.2. Avantajları

- Son derece hızlıdır
- Özellikle düzgün satırlı yüzeylerde bu yöntemin yüksek frekanslardaki performansı çok iyidir.
- Yüksek ivme değerleri ölçülebilir.

4.4.3.3. Dezavantajları

- Ölçüm yüzeyleri ferromagnetik olmalıdır.
- Ölçüm noktalarında yapılan ölçümlerin tekrarlanabilirlik özelliğı çok iyi değildir.
- Mıknatıs yapı üzerine ilave bir kütle eklenmesine neden olur. Hafif yapılarda bu sorun teşkil eder.

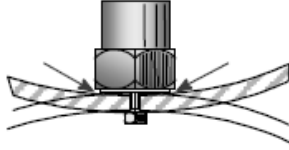
4.4.4. Ölçüm Kalemı Kullanılması

İvmeölçerlerin ucuna takılan ölçüm kalemı ile yapılan titreşim ölçümleri tavsiye edilmemektedir. Çünkü faydalı frekans bölgesi önemli ölçüde düşer. Bu yöntem ancak genel bir fikir elde etmek amacıyla kullanılır.

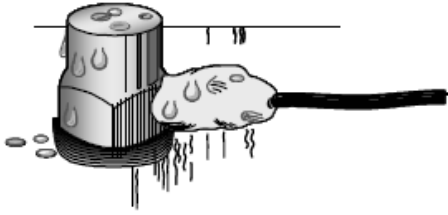
4.5. Çevresel Etkenler

Titreşim ölçümleri genellikle ivmeölçerler için özel önlemler alınması gereken ortamlarda yapılır. Güvenilir ölçümler için ivmeölçerler şekil 4.8.'de gösterilen tüm çevresel etkenlerden maksimum ölçüde korunmuş olmalıdır.

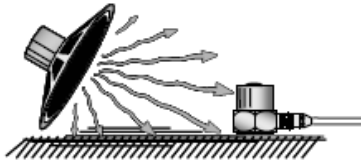
- Gerilme



- Nem



- Akustik Gürültü



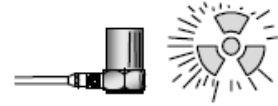
- Korozyif ortam



- Manyetik alan



- Nükleer radyasyon



Şekil 4.8. Çevresel Etkenler^[12]

5. FREKANS TANIM TEKNİKLERİ

Frekans tanım teknikleri hasarın oluşturduğu frekansı belirlemeye dönük metotlardır.

5.1. Frekans (Spektral) Analizi

Hangi hasarın hangi titreşim frekansında olduğu bilinmektedir. Elde edilen titreşim değerlerindeki frekanslar analiz edilip bu frekansı oluşturan arızanın bulunması sağlanır. Rulman hasarlarını belirlemede en yaygın kullanılan metot frekans tanım bölgesi veya spektral analizdir. Bir sinyalin belirgin özellikleri frekans tanım bölgesinde zaman tanım bölgesinden çok daha kolay şekilde belirlenebilmektedir.

Her bir rulman elemanının rulman geometrisi ve dönme hızı kullanılarak hesaplanabilen farklı hasar frekansları vardır. Elemanda bir hasar oluşması durumunda bu elemanın hasar frekansının titreşim enerjisinde bir artış meydana gelir. Rulman hasarının ilk aşamasında hasar frekansı bileşenleri oldukça küçüktür ve doğrudan spektrum grafiğinden belirlenmesi zordur. Bu yüzden küçük, tekrarlı hasar frekansı sinyalleri "zarf tekniği" kullanılarak kuvvetlendirilip kolayca analiz edilebilmektedir.

Zaman tanım bölgesindeki titreşim sinyalleri Fourier analizi kullanılarak frekans tanım bölgesine dönüştürülür. Herhangi bir titreşim sinyali ne kadar karmaşık veya doğrusal olmazsa olmasın, farklı genlik ve frekanslara sahip çok sayıda basit harmonik terimin toplamı olarak ifade edilebilir. Bu tekniğe Fourier analizi (FFT) denilmektedir. Fourier analizini gerçekleştirmek için, sinyali farklı merkez frekanslara sahip bir dizi analog filtreden geçirmek veya tüm frekans aralığında ayarlanabilen filtreden geçirmektir. Yapılacak esas seçim, filtrenin bant aralığıdır ve bant aralığının ayarlı frekansın sabit bir yüzdesinde mi olması gerektiği veya ayarlı frekanstan bağımsız sabit mutlak bant genişliğinde mi olması gerektiğidir [11]. Günümüzde kullanılan titreşim analizörlerindeki FFT algoritması gerçek ve sanal dizilerden oluşan karmaşık frekans spektrumunu verebilmektedir.

5.2. Zarf Analizi

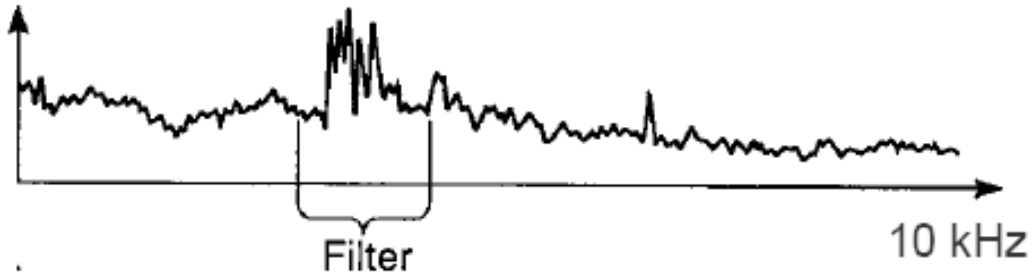
Zaman dalga formu analizinin geliştirilmiş hali olan Zarf Belirleme Tekniği, elde edilen titreşim sinyallerini rezonans frekansı civarındaki yüksek frekansları geçiren bir filtreden geçirerek rulman hasarlarının sebep olduğu yüksek frekans bileşenlerini açığa çıkarıp, dengesizlik, eksen kaçıklığı, mekanik gevşeklik, rulman arızası, dişli kavrama frekansı v.s. den kaynaklanan titreşim frekans sinyallerini ayıklayan bir metottur.

Bu teknik, kavrama halindeki dişlilerden ve diğer elemanlardan gelen zemin titreşimi üzerindeki kısa süreli hasar darbelerini ayırt etmek için yapı ve algılayıcının rezonanslarını kullanmaktadır. Sonra bu vuruntular düzelticiler yardımıyla elektronik olarak belirlenmektedirler. Böylece elde edilen sinyal hasar hakkında anlamlı bilgi elde etmek için değişik yollarla veya spektral analizle kullanılabilir [11].

İlk önce karmaşık sinyaller (Şekil 5.1.) yüksek geçiş bant filtresinden geçirilir (Şekil 5.2.), elde edilen titreşim zaman sinyallerine zarf uygulanır (Şekil 5.3.) son olarak zarf uygulanan sinyaller FFT işlemine tabi tutularak spektrum elde edilir. (Şekil 5.4.).



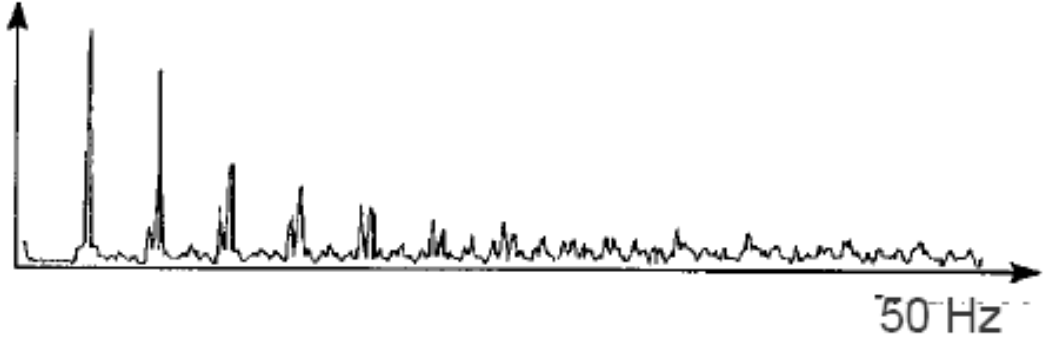
Şekil 5.1. Dalga formu^[12]



Şekil 5.2. Filtreden geçirilmiş titreşim sinyalleri^[12]



Şekil 5.3. Titreşim sinyallerinin zarfı^[12]



Şekil 5.4. Zarf spektrumu^[12]

5.3. Kepstrum Analizi

Rulman ve dişli titreşimlerinden elde edilen farklı harmonik bileşenleri ve yan bantları kolayca belirlemeye yarayan bir metottur. Kepstrum logaritmik spektrumun spektrumu olarak tanımlanır.

$$C_{xx}(\tau) = F^{-1}\{\log G_{xx}(f)\} \quad (5.1.)$$

Burada $G_{xx}(f)$ güç spektrumudur.

Özellikle bir çok dişliden oluşan dişli kutularından elde edilen titreşim sinyallerinde yan bantlar arasındaki aralığı zayıf çözünürlüğü yüzünden frekans analizi ile değerlendirmek güç olabilmektedir. Bu yüzden kepstrum analizi geliştirilmiştir[11].

6. ARIZALAR VE TİTREŞİM İLİŞKİSİ

Makinalardaki değişik hasarlar titreşim sinyalinde değişik frekanslarda kendini gösterir. Buda hata teşhisinde esas teşkil eder. Frekans düzlemindeki titreşim sinyali, bir çok hata gelişimi hakkında bilgi verir. Arızalar hakkında daha çok bilgi sahibi olabilmek için makinalardan alınan titreşim ölçümlerinin dahil olduğu frekans bölgelerini bilmemiz gerekir.

6.1. Titreşim Frekans Bölgeleri

Dönen makinalardan elde edilen titreşim frekanslarının spektrum grafiğinde temsil ettiği yer, araştırmacılar tarafından üç farklı bölgeye ayrılmıştır, bunlar:

6.1.1. Rotor Titreşim Bölgesi

Rotorla ilgili titreşimler normal olarak mil dönme hızının 1/4'ü ile 3 katı arasındaki aralıkta oluşur ve en iyi hız veya yer değiştirme birimlerinde ölçülür. Çok genel amaçlı makinalar 1200 ile 3600 d/d hız aralığında çalıştığı için rotor ile ilişkili titreşim sinyalleri 10 Hz'den 500 Hz'e kadar olan aralıkta kalmaktadır. Bir çok rulman arızası rotor ile ilişkili bozukluklar(dengesizlik, eksen kaçıklığı, rotor kararsızlığı) sonucu oluşmaktadır. Bu frekans bölgesindeki titreşim gözlemlenmezse rotor ile ilgili bozukluklar belirlenmeyecek buda devam eden süreçte rulman arızası oluşturacaktır. Rotor titreşim bölgesinde sadece rotorla ilgili titreşim olayları olmaz aynı zamanda rulmanla ilgili titreşim frekanslar da bu bölgede olabilirler. Hasarlı bir kafes, mil dönme hızının 1/2'sinin altında titreşim oluşturacaktır [11].

6.1.2. Eleman Geçiş Frekans Bölgesi

Rulman yataklı makinaların durumunu gözlemlenmek için ikinci frekans bölgesi eleman geçiş bölgesidir. Eleman geçişi, yuvarlanma elemanlarının iç veya dış bilezik hasarı üzerinden geçmesi sonucu oluşan rulman frekanslarını içine alan titreşim frekans aralığını tanımlamak için kullanılan bir terimdir. Bu frekans aralığı normal olarak eleman geçiş hızının 1'den 7 katına (1-7 Epx) kadar olan kısmı içine alır ve yer değiştirme, hız veya ivme birimlerinde etkili olarak ölçülebilir. Eleman geçiş hızı (Epx) yuvarlanma elemanının iç veya dış bilezikteki bir noktadan geçme anındaki hızı olarak tanımlanır. Saha çalışmaları tüm rulman hasarlarının yaklaşık %90'ının iç veya dış bilezik kusurları ile ilgili olduğunu göstermiştir. Diğer %10'u rotor titreşim bölgesinde titreşim frekansları üreten yuvarlanma elemanı veya kafes kusuru ile ilgilidir. Eleman geçiş bölgesinin oluşturulması ve rotor ile ilgili titreşim bileşenlerinin filtrelenmesiyle rulmanların durumlarının gözlemlenmesi geliştirilebilir [11].

6.1.3. Yüksek Frekans Bölgesi

Üçüncü frekans bölgesi yüksek frekans bölgesidir. Bu bölge 5 kHz'den yaklaşık 25 kHz'e kadar olan frekansları kapsar. Rulmanda bir kusur olduğunda üretilen titreşim sinyalleri kısa, ani darbeler şeklindedir. İvme ölçerler hafif sönümlü cihazlar oldukları için kendi rezonans frekansında çınlayarak bu tip sinyallere tepki gösterirler. İvmeölçerin montaj rezonans frekansı kullanılarak ve genliği ivme biriminde ölçülerek rulmanların durumunu yüksek frekans bölgesinde gözlemlemek mümkündür. Ancak gürültüden etkilenebilen problemler ve hasarın ilerlemesine rağmen yüksek frekans genlik değerlerini azaltan "rulman hasarının kendini ezmesi" nedeniyle yüksek frekans ölçümleri sadece "rotor titreşim" ve "eleman geçiş" bölgelerine ek olarak kullanılmalıdır.

Tecrübeler rulmanların durumu hakkındaki bilgilerin ve rulman hasarlarının belirtilerinin bir çoğunun eleman geçiş bölgesinde(1-7 Epx) olduğu görülmüştür. Rotor davranışı hakkındaki bilgiler genellikle dönme hızının 1/4 ve 3 katı arasında oluşmaktadır. Oldukça yüksek frekanslardaki bilgiler makinanın durumu ile ilgili diğer bilgileri (sürtünmeler, kavitasyon, valf gürültüsü) içerdiği kadar, rulman hasarı hakkında oldukça erken uyarı verir [11].

6.2. Makinalarda En Çok Görülen Arızalar ve Oluşturdukları Titreşim Frekansları

Arızalar belirli frekanslarda titreşim üretirler. Bu frekansların bilinmesi sayesinde makinalardan elde edilen titreşim frekanslarında hangi arızaların katkısı olduğu belirlenebilir. Dolayısıyla makinadaki arıza da bu yolla tespit edilebilir. Frekans düzlemindeki titreşim sinyali, rulmanlı yataklardaki, dişli çarklardaki vb. hata gelişimleri hakkında bilgi verir. Bu bilgileri görebilmek için makinanın çalışma hızı, dişli kavrama frekansı, diş sayısı, rulman geometrisi gibi bilgileri bilmek gerekir.

6.2.1. Dengesizlik

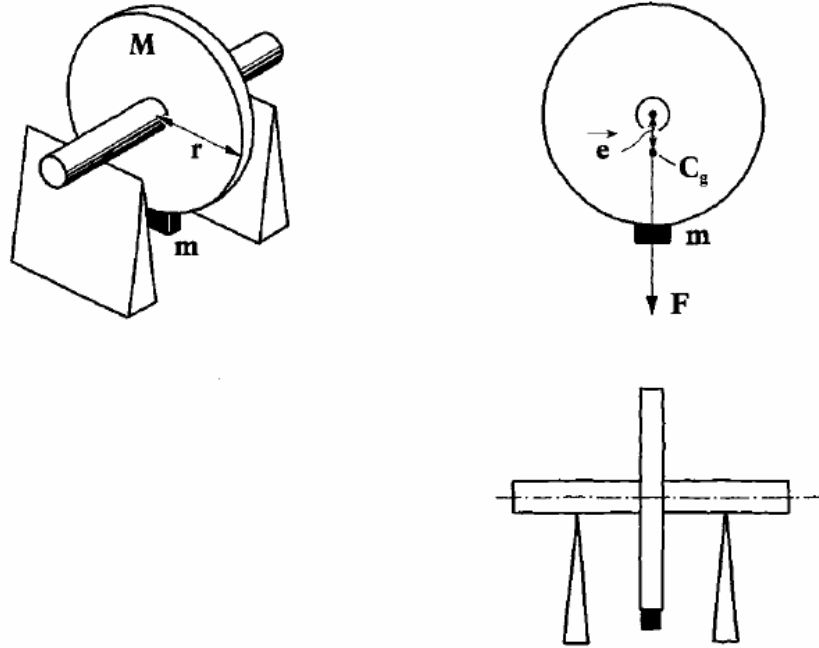
Makinalarda dönen elemanlar tarafından oluşturulan tüm kuvvetlerin denge halinde oluşuna denge (balans) denir. Bu denge halindeki herhangi bir değişme balanssızlığı oluşturur. Dengesizlik makinalarda görülen en yaygın titreşim şeklidir. Teorik olarak, mükemmel dengelenmiş bir makinada hiç titreşim oluşmaz. Pratikte mükemmel olarak dengelenmiş makina yoktur. Tüm makinalar az seviyede de olsa dengesizdirler. Bu dengesizlik spektrum grafiğinde mil dönme hızında (1x) bir tepe oluşturur [11].

Dengesizlik, Statik dengesizlik ve dinamik dengesizlik olmak üzere iki sınıfta ele alınabilir.

6.2.1.1. Statik Dengesizlik

Spektrum grafiğinde baskın olan 1x titreşim frekansını oluşturur. Yalnızca bir nokta dengesiz olduğu için, rotorun her dönüşünde yalnızca bir işaret oluşur. Yatakların fazı aynıdır. Genellikle radyal doğrultuda 1x'in genliği daha büyüktür.

Statik dengesizlik için verilecek en basit örnek şekil 6.1.'de gösterilmiştir. İki tarafından mafsallanmış ve kütlesi ihmal edilebilen bir milin tam ortasına yerleştirilmiş ince bir disk düşünelim.



Şekil 6.1. Statik Dengesizlik^[12]

Disk kütlesinin M (kg) olduğunu ve dönme eksenine göre tam bir döneel simetriye sahip olduğunu kabul edelim. İmalat hataları veya diskin kütlesinin homojen yayılı olmaması gibi nedenlerle C_g ağırlık merkezinin dönme ekseninden "e" kadar saptığını kabul edelim. "e" büyüklüğüne eksantrisite de denir.

Ağırlık merkezinin dönme eksenine çakışmaması sonucu diskimiz $\omega(rad/s)$ lik hızla dönüyorsa oluşacak atalet kuvveti

$$F = Me\omega^2 (N) \quad (6.1.)$$

ile ifade edilecektir.

Bu durumda disk her döndürüldüğünde C_g kütle merkezi şekil 6.1.'de görüldüğü gibi düşey doğrultu üzerinde ve dönme eksenin altında duracaktır. O halde dönme ekseninden r (mm) kadar uzaklığa bir m (g) eklediğimizi düşünelim. Eğer bu yerleştirdiğimiz m kütlelerini denklem 6.2.'de ki gibi seçersek disk dengelenmiş olacaktır.

$$F = mr\omega^2 \quad (6.2.)$$

İlave edilen dengeleme kütleleri diskin ağırlık merkezi ile dönme ekseninin çakışmasını temin etmiştir. Görüldüğü gibi problem esas itibarıyla statik bir problemdir ve bu nedenle bu tip dengesizlik problemlerine statik dengesizlik denir.

Diskte var olan dengesizlik u (gmm) olarak tanımlanmıştır. Dengeleme büyüklüğü olarak tarif edilen bu büyüklük denklem 6.3.'e eşittir.

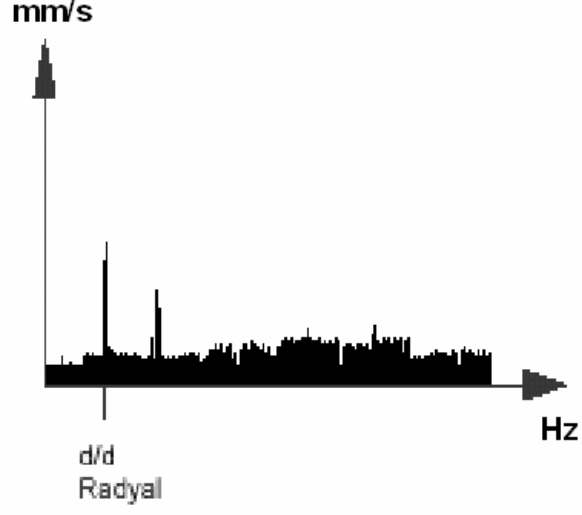
$$u = mr \quad (6.3.)$$

Denklem 6.2 ve 6.3 ortak çözülür ise eksantrisite yani birim dengeleme büyüklüğü ortaya çıkar.

$$e = \frac{mr}{M} \quad (gmm/kg) \quad (6.4.)$$

Birim dengeleme büyüklüğü, birim kütledeki dengesizliği gösterir. e büyüklüğü türk standartlarında özgül balanssızlık olarak geçmektedir [1, 2].

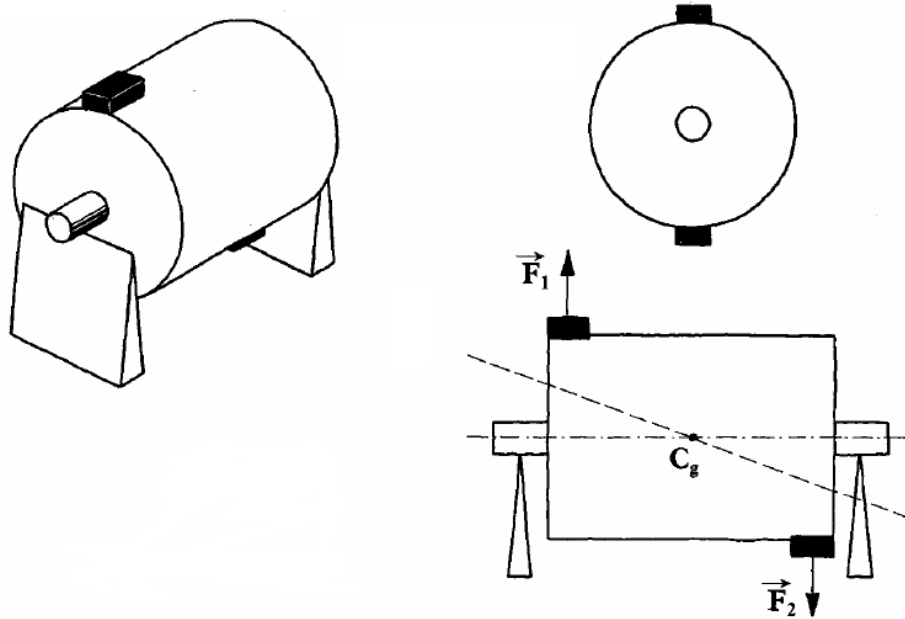
Dengesizlik, daha öncede belirtildiği gibi şekil 6.2.'de görüldüğü üzere spektrum grafiğinde mil dönme hızında (1x) bir tepe oluşturur.



Şekil 6.2. Dengesizlik spektrum grafiği^[12]

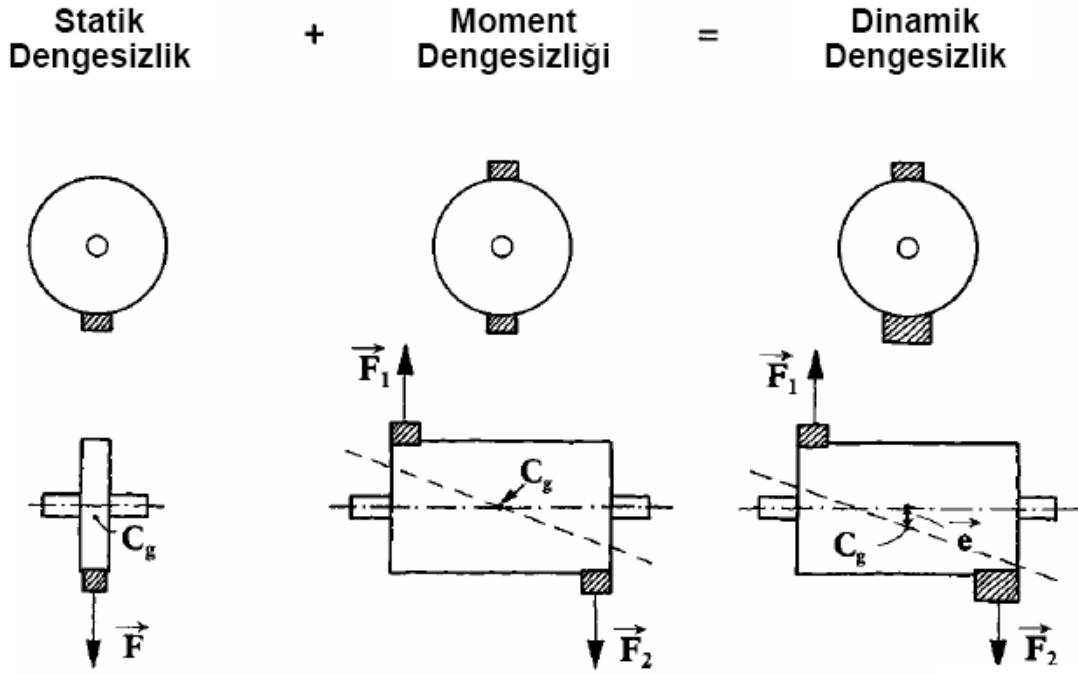
6.2.1.2. Dinamik Dengesizlik

Pratikte rastlanan bütün rotorların büyük bir bölümü kütle dağılımları itibariyle tek bir disk gibi düşünülebilir. Ancak bir çok rotorda kütle dağılımı şekil 6.3.'de görüldüğü gibi dönme eksenini boyunca dağılmış durumdadır. Bu durum farklı bir dengesizlik türünün ortaya çıkmasına yol açar. Şekil 6.3.'de görüldüğü gibi rotor statik olarak dengelenmiş olmakla beraber atalet kuvvetlerinin rotor üzerinde bir moment etkisi kalabilir.



Şekil 6.3. Moment dengesizliği^[12]

Statik dengesizlik ve moment dengesizliğinin bir arada bulunduğu dengesizliğe dinamik dengesizlik denir.



Şekil 6.4. Dinamik dengesizlik^[12]

6.2.1.3. Dengeleme Makinaları

Dengeleme makinaları sabit ve portatif olmak üzere iki gruba ayrılır. Sabit dengeleme makinaları çeşitli büyüklüklerde ve özelliklerde imal edilir. Sürekli imalat yapılan bir tesiste kullanılan dengeleme tezgahları ile değişik rotorları dengelemek amacıyla kullanılan çok amaçlı dengeleme tezgahları farklı yapıdadır [1, 2].

Bazı durumlarda dengeleme makinası bulunmayabilir veya dengelenecek rotor sabit bit deneme tezgahına sığmayacak kadar büyük olabilir. Böyle durumlarda rotorun yerinde dengelenmesi çok daha ekonomik ve kolaydır. Bu amaçla yerinde dengeleme cihazları kullanılır. Gelişmiş titreşim analizörleri bu fonksiyonu yerine getirecek şekilde tasarlanmıştır.

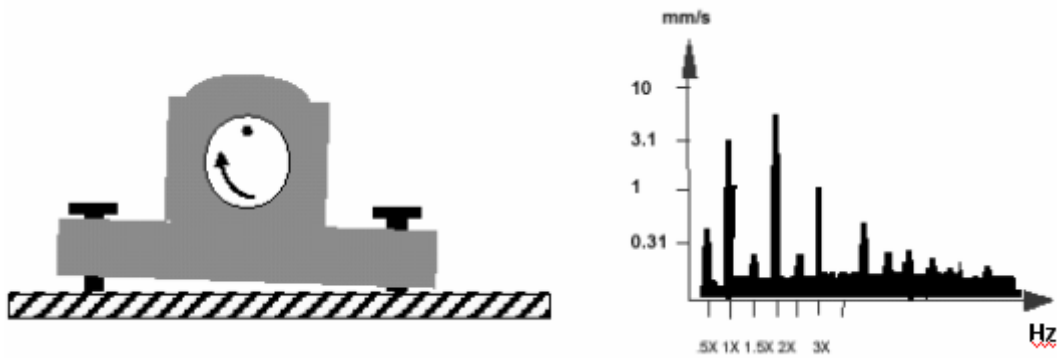
6.2.2. Mekanik Gevşeklik

Çalışan makina parçalarının bağlantılarında zamanla gevşemeler olmaktadır. Genellikle titreşim spektrum grafiğinde mil dönme devrinin çoklu harmoniklerinde (1x, 2x, 3x, ...) oluşmaktadır. Bazı durumlarda mil dönme devrinin yarım harmoniklerinde de (0.5x, 1.5x, 2.5x, ...) oluşmaktadır.

Mekanik gevşekliği; gevşek temel ve gevşek mil olarak iki şekilde inceleyebiliriz.

6.2.2.1. Gevşek Temel

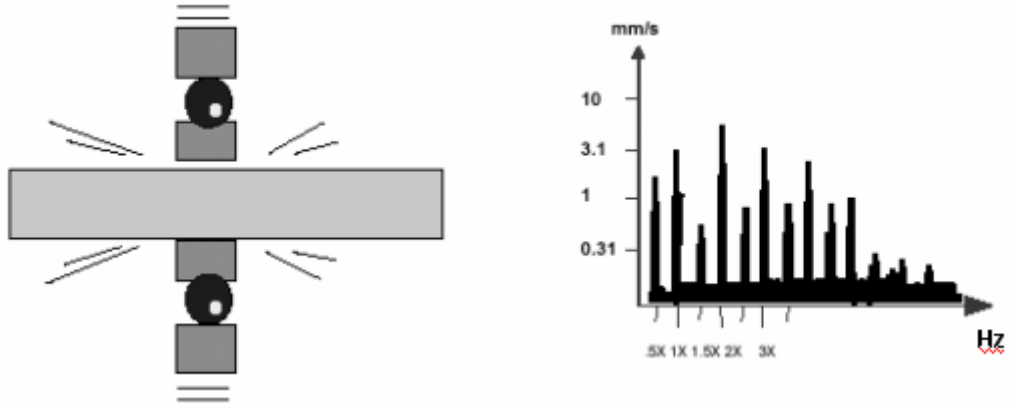
Şekil 6.5.' de görüldüğü gibi genellikle titreşim spektrum grafiğinin mil dönme devrinin çoklu harmoniklerinde (1x, 2x, 3x, ...) oluşmaktadır. Kısım de olsa yarım harmoniklerde görülür. En yüksek tepe genellikle 2x'de görülür [12].



Şekil 6.5. Gevşek Temel Spektrum Grafiği^[12]

6.2.2.2. Gevşek Mil

Şekil 6.6.' da görüldüğü gibi genellikle Titreşim spektrum grafiğinde yarım harmonikler dizisi şeklinde görülür.

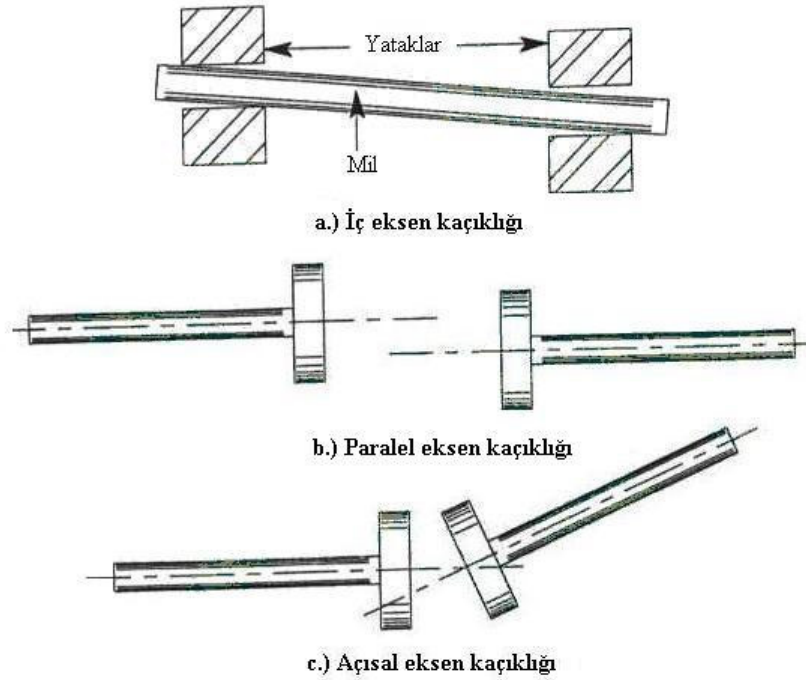


Şekil 6.6. Gevşek Mil Spektrum Grafiği^[12].

6.2.3. Eksen Kaçıklığı

Eksen kaçıklığı, döndüren ve döndürülen makinaların millerinin aynı merkezde olmaması durumudur. Ekipmanlarda meydana gelen mekanik arızaların % 50 'sini eksen kaçıklığı oluşturmaktadır. Mil, kaplin veya rulmanlar tam merkezlerinden ayarlanmadığı zaman eksen kaçıklığı meydana gelmektedir [11].

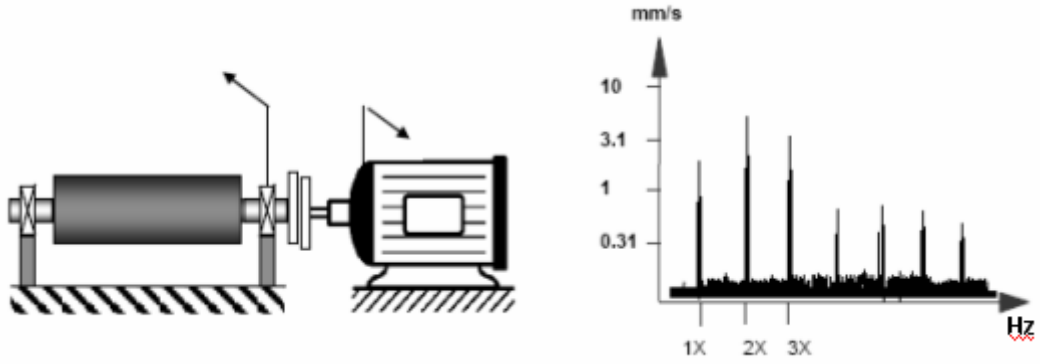
Eksen kaçıklığı, iç, paralel ve açısal olmak üzere 3 çeşittir.



Şekil 6.7. Eksen Kaçıklığı Çeşitleri^[11]

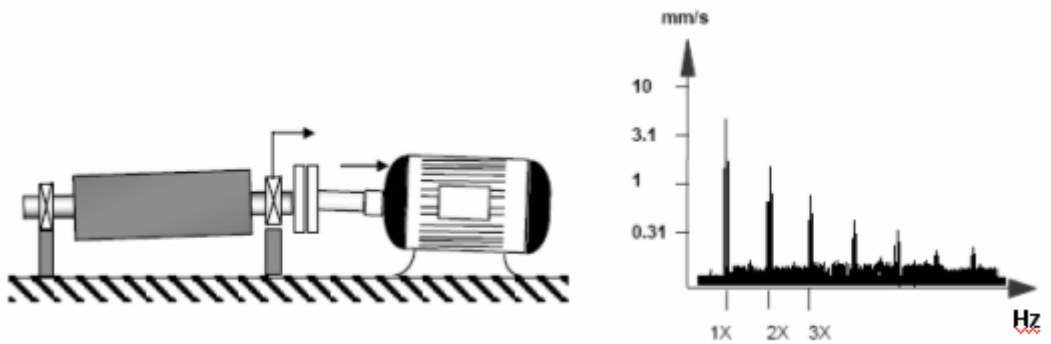
Faz ölçümleri eksen kaçıklığının teşhisi için çok faydalı bir yöntemdir. Eğer mümkün ise makinanın her iki ucundan eksenel yönde faz ölçümü yapılmalıdır.

Her üç tip eksen kaçıklığı makinada bariz bir dengesizlik oluşturacağı için spektrum grafiğinde 1x frekansında bir tepeciğe sebep olan titreşim meydana getirir. İç (yatak) ve paralel eksen kaçıklığı aynı zamanda 2x harmonik frekansında bir yüksek tepe oluşmasına neden olur. Ayrıca paralel eksen kaçıklığında şekil 6.8. 'de görüldüğü gibi radyal yönde kaplin boyunca 180° faz kayması gösterir [13].



Şekil 6.8. Paralel Eksen Kaçıklığı Spektrum Grafiği^[12]

Açısal eksen kaçıklığı bir çok şekilde kendini gösterir ve titreşim spektrum grafiğinde 1x ve 2x frekanslarının oluşmasına yol açar. Faz ilişkisine bağlı olarak üçüncü harmonik (3x) frekansını da oluşturabilir. Aynı zamanda kuvvetli eksenel titreşim oluşturur. Açısal eksen kaçıklığında eksenel yönde kaplin boyunca 0° faz kayması gösterir [13].



Şekil 6.9. Açısal Eksen Kaçıklığı Spektrum Grafiği^[12]

6.2.3.1. Eksen Kaçıklığının Nedenleri

- Genleşme veya bir makina elemanının sıcaklık artışı yada sıcaklık azalmasından dolayı boyutunun değişmesi sonucu eksen kaçıklığı oluşur.
- Makinaların birçoğu durmuş ve normal çalışma sıcaklığında değil iken eksen ayarı yapıldığından, makina normal çalışma sıcaklığına ulaştığında termal genişmeden dolayı eksen kaçıklığı oluşmaktadır.
- Ekipmanın şasesinin düzgün olmaması eksen kaçıklığına neden olmaktadır.

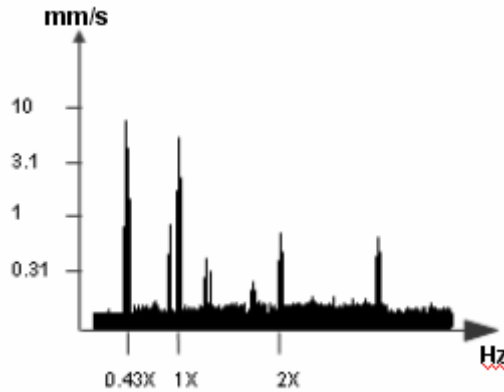
6.2.3.2. Eksen Kaçıklığının Etkileri

Eksen kaçıklığı, rulmanın dizayn edilen ve taşıyacağı yüklerden daha fazla yük taşımasına neden olur, buda rulmanın erken yorulmasına (fatig) sebep olmaktadır. Rulmanın erken yorulması; rulmanın yük taşıma yüzeyinin altına uygulanan ekstra kuvvet neticesinde yuvarlanma yüzeylerinde parça kopmalarının meydana gelmesine sebep olur [13]. Buda aşırı sürtünmenin neden olduğu sıcaklık artışına ve kaplinde de hasarlanmaya neden olmaktadır. Sonuç olarak makinada titreşim ve gürültü artar.

6.2.4. Kaymalı Yatak Hasarları

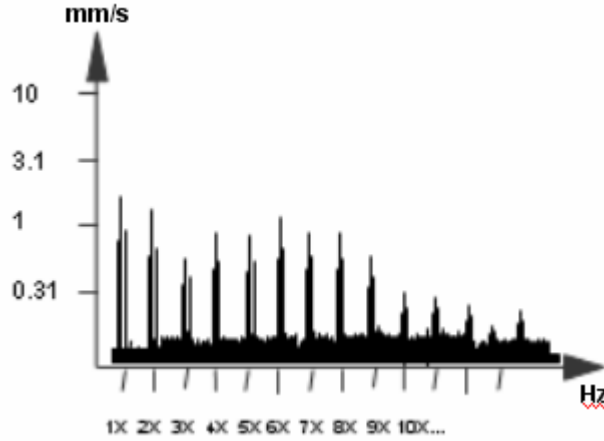
Kaymalı yataklarda ortaya çıkan tipik hatalar yağ filmi dengesizliği ve dolanımda iç sürtünmelerin etkisi şeklindedir [1, 2]. Bunlar titreşim spektrumunda kendini değişik şekilde gösterir.

Yağ filmi dengesizliğinde, yüksek hızlı makinaların düşük yük halinde, kendi kendini besleyen tipik titreşimler oluşturur. Genellikle şekil 6.10.'da görüldüğü gibi 0.42x ile 0.47x aralığında en yüksek tepelik oluşur.



Şekil 6.10. Kaymalı Yatak Spektrum Grafiği (Yağ Filmi Dengesizliği) [12]

İç sürtünmelerin etkisine yıpranma problemleri de diyebiliriz. Titreşim spektrumunda devir sayısı ve harmoniklerinde pikler verir.



Şekil 6.11. Kaymalı Yatak Spektrum Grafiği (Yıpranma Problemleri) ^[12]

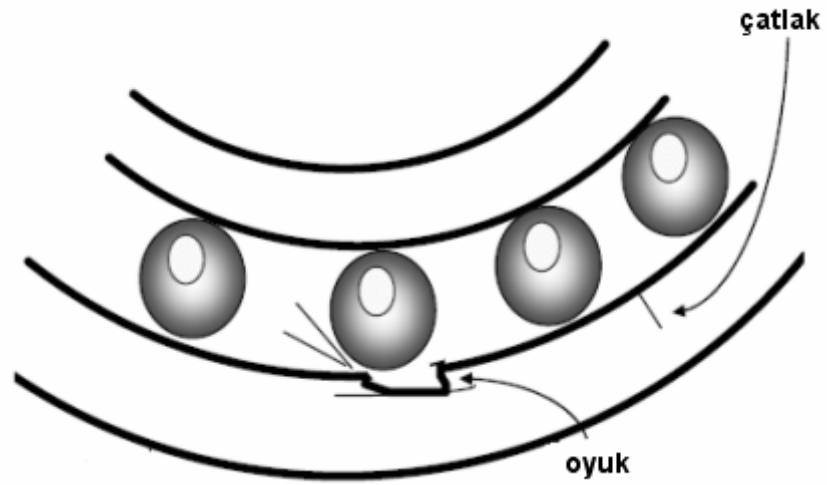
6.2.5. Rulman Arızaları

Rulmanlar dönen makinalarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Makinaların problemsiz çalışması rulmanların sağlıklı çalışması ile doğrudan ilgilidir. Makina yataklarından titreşim ölçülerek makinanın iç yapısında gelişen olaylar hakkında bilgi edinilebilir.

Rulmanlı yataklarda yağ filmi tabakası çok incedir ve temas noktalarında radyal doğrultuda bağıl hareket yoktur. Yatağın iç ve dış mobilitesi hemen hemen aynıdır. Bu nedenle yatağın dış yüzeyinde yapılan titreşim ölçümleri, iç yapıdaki gelişmeleri doğru şekilde yansıtır [14]. Dönen makinalarda arızadan kaynaklanan duruşların en önemli sebeplerinden birisi rulman arızalarıdır. Helikopter ve otomatik işleme makinaları gibi bir çok sistemde beklenmedik rulman arızaları yıkıcı ve çok masraflı olabileceğinden rulman arızaları bir çok araştırmancının konusu olmuştur [15].

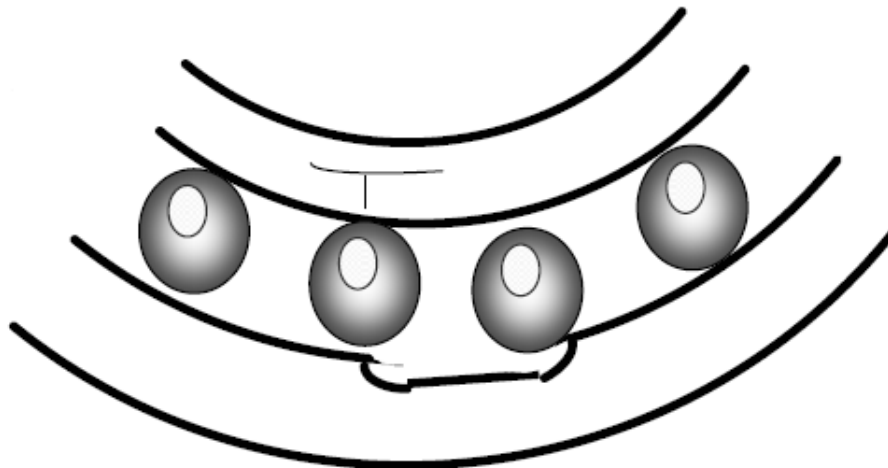
Rulmanlı yatakların bilyalarında veya silindirik elemanlarında oluşan arızalar, arızanın bulunduğu noktaya bağlı olarak bir dizi darbeler üretirler. Başlangıçta bu arızalar mikroskobik boyutta olduğu için darbe süreleri çok kısadır ve frekansları belki de 300 kHz 'e kadar geniş bir bölgeyi kapsamaktadır. Bu şok darbeleri makina gövdesinin yapısal rezonanslarını uyandırdıkları gibi piezoelektrik transdüserlerinde rezonanslarını tahrik edebilir. Bunun sonucu frekans spektrumu, bu frekanslarda üretilen darbelerin etkilerini içermektedir [1, 2].

Rulmanların maksimum metal gerilmesi, dış bilezik yük bölgesinde ve yatak yüzeyinin birkaç milimetre altında gelişir. Bu yüzden aşınmalar genelde dış bilezikte başlar. Rulman aşınmalarının çoğu çatlak yada boşluk halinde başlar. Çatlaklar yüksek frekans bölgesinde darbe üretirler [16].



Şekil 6.12. Rulman Aşınma Başlangıcı^[12]

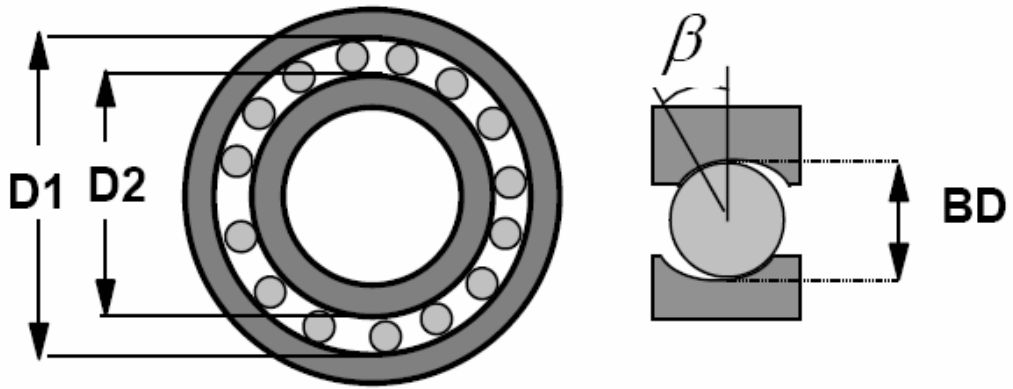
Aşınma ilerledikçe; pürüzler düzgünleşir, sinyalin darbe özelliği azalır, boşluk derinleştikçe bilyalar zıplamaya başlar ve iç bileziği aşındırır [17].



Şekil 6.13. Rulman Aşınma Gelişimi^[12]

6.2.5.1. Rulman Karakteristik Arıza Frekansları

Rulmanda bir arıza oluşumunda arızayı karakterize eden dört çeşit arıza frekansı vardır. Bunlar dış bilezik, iç bilezik, yuvarlanma elemanı, ve kafes frekansdır. Bu frekanslar şekil 6.14.'de görülen rulman geometrisine göre hesaplanırlar.



Şekil 6.14. Rulman Geometrisi^[12]

6.2.5.1.1. Dış Bilezik Bilya Geçiş Frekansı

Bilyalar veya yuvarlanma elemanlarının dış bilezik üzerinden geçerken oluşturdukları titreşim frekansıdır. Dış bilezik bilya geçiş frekansı; denklem 6.5.'deki gibidir.

$$\text{BPFO} = f_{du} = \frac{n}{2} f_r \left[1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta \right] \quad (6.5.)$$

Burada;

n = Bilya Sayısı

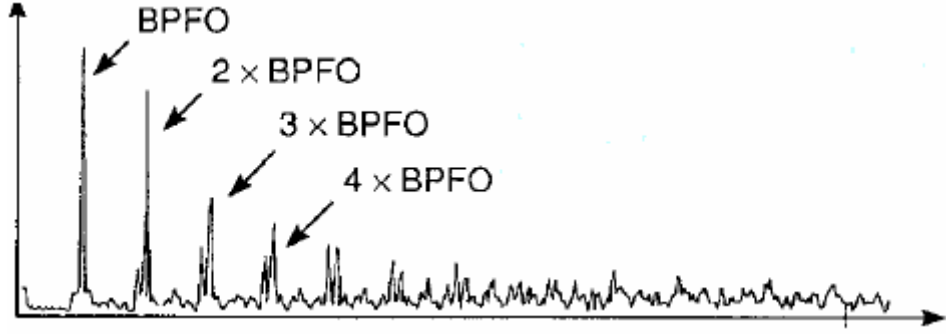
$$PD = \frac{D1 + D2}{2}$$

BD = Bilya Çapı

f_r = Devir frekansı

β = Temas Açısı'dır

Rulmanlarda dış bilezik arızaları aylar öncesinden belli olur. Titreşim spektrum grafiğinde kendini dış bilezik bilya geçiş frekansı ve harmoniklerinde belli eder.



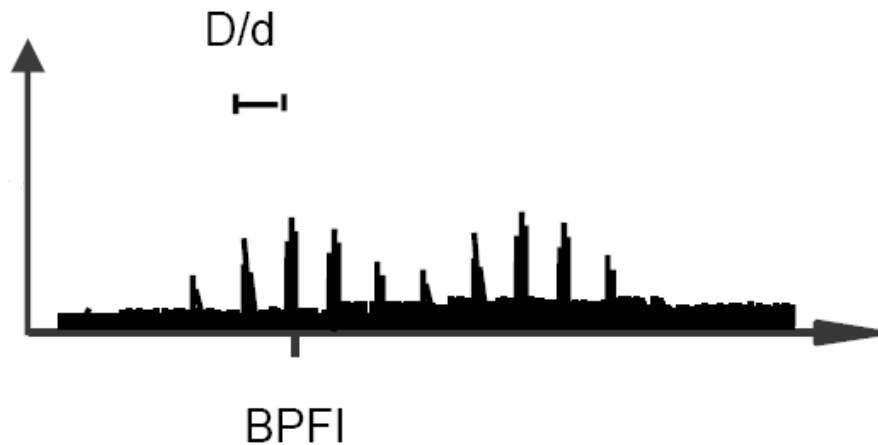
Şekil 6.15. Dış Bilezik Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği^[12]

6.2.5.1.2. İç Bilezik Bilya Geçiş Frekansı

Bilya veya yuvarlanma elemanlarının iç bilezik üzerinde bağıl dönme hareketleri neticesinde oluşan titreşim frekanslarıdır. İç bilezik bilya geçiş frekansı denklem 6.6.'deki gibi hesaplanır.

$$\text{BPFI} = f_{iç} = \frac{n}{2} f_r \left[1 + \frac{BD}{PD} \cos \beta \right] \quad (6.6.)$$

İç bilezik arızaları günler veya haftalar öncesinde belli olur. Spektrum grafiğinde şekil 6.16.'da görüldüğü gibi iç bilezik bilya geçiş frekansı, yan bantlar ve devir sayısı harmoniklerinde kendini belli eder.



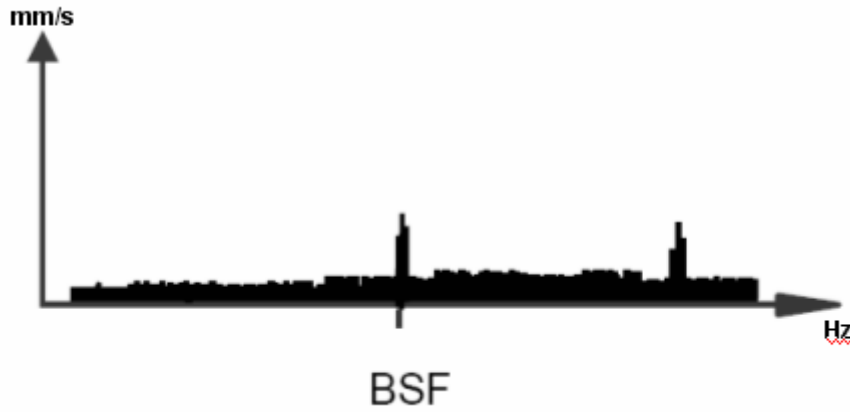
Şekil 6.16. İç Bilezik Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği^[12]

6.2.5.1.3. Bilya Dönme Frekansı

Her bir bilya veya yuvarlanma elemanı bilezikler etrafında döndüğü için kendi ekseninde etrafında da dönmüş olur. Spektrum grafiğinde bilya dönme frekansını oluşturan bu dönme hareketi bilya dönmesi olarak adlandırılır. Bilya dönme frekansı denklem 6.7.'deki gibi hesaplanır.

$$\text{BSF} = f_{bilya} = f_r \frac{PD}{BD} \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cos \beta \right)^2 \right] \quad (6.7.)$$

Bilya arızaları anında müdahale gerektirir. Spektrum grafiğinde bilya dönme frekansı ve harmoniklerinde kendini gösterir.



Şekil 6.17. Bilya Arızalı Rulmanın Spektrum Grafiği^[12]

6.2.5.1.4. Kafes frekansı

Rulman kafesi bileziklerin hızına bağlı olarak döner. Kafes; yuvarlanma elemanlarını birbirine bağlayarak onların birbirine çarpmaması için aralarında belirli boşluklar oluşturulmasını sağlar. İyi bir yağlama sağlansa bile yuvarlanma elemanları ile bilezikler arasında sürtünme olur [11]. Genellikle mil hızının yarısına yakın bir hızla döner.

Kafes frekansı denklem 6.8.'deki gibi hesaplanır.

$$f_{kafes} = \frac{1}{2} f_r \left[1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta \right] \quad (6.8.)$$

Rulman hakkında yeterli bilgi edinilemiyorsa, sadece yuvarlanma elemanı sayısının bilinmesi ile rulman hasar frekansları yaklaşık olarak aşağıdaki denklemler kullanılarak elde edilir [11].

$$f_{kafes} \cong 0,4 * f_r \quad (6.9.)$$

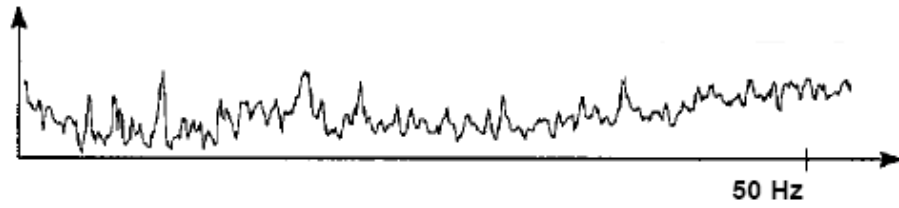
$$f_{du} = 0,4 * f_r * N_b \quad (6.10.)$$

$$f_{iç} = 0,6 * f_r * N_b \quad (6.11.)$$

Burada N_b yuvarlanma elemanı sayısıdır.

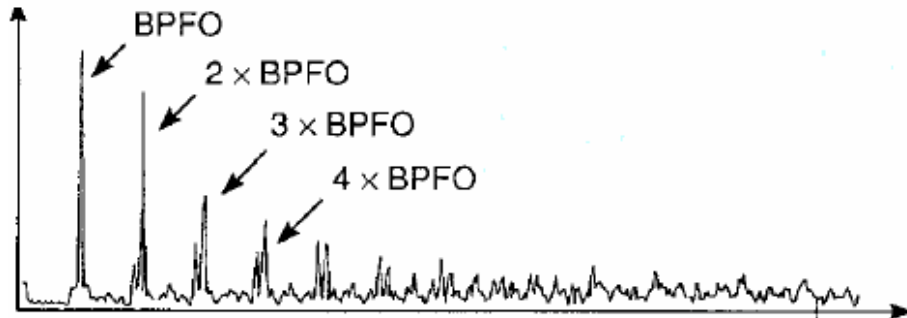
6.2.5.2. Zarf Analizi İle Rulman Arızalarının Bulunması

Rulmanlı yatak arızalarını hem belirlemek hem de analizi için zarf analizi kullanılır. Elbetteki rulman arızaları, spektrum grafiğinde de belirlenip analiz edilebilir. Ancak yüksek harmoniklerin ayrılabilmesi için devir hızının sabit olması gerekir. Çünkü pratikte en ufak bir devir hızı değişimi yüksek dereceli harmoniklerin iç içe geçmesine neden olur. Şekil 6.18.'de görüldüğü gibi rulman arızalı dahi olsa normal spektrum grafiğinde rulman kritik frekansları görünmeyebilir.



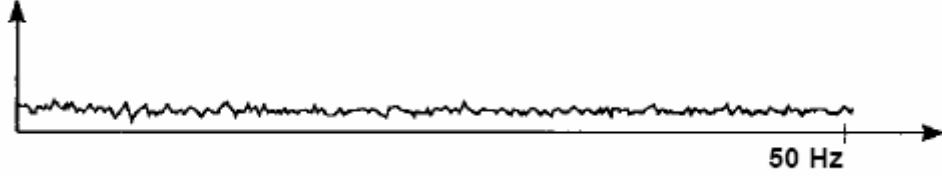
Şekil 6.18. Titreşim Spektrum Grafiği^[12]

Zarf spektrumunda ise şekil 6.19.'da görüldüğü gibi tekrar frekansları doğrudan görülür. Ayrıca zarf eğrisi devir hızındaki küçük değişimlere ve darbeler arasındaki sürenin değişimine karşı yüksek frekanslarda bile duyarsızdır.



Şekil 6.19. Zarf Spektrum Grafiği^[12]

Hasarsız bir rulmanın zarf spektrumu şekil 6.20.'deki gibi düzdür.



Şekil 6.20. Sağlam Bir Rulmanın Zarf Spektrum Grafiği^[12]

6.2.5.3. Rulman Hasar Oluşumunun Titreşim Spektrumundaki Belirtileri

Hasarlı bir rulmanın neden olduğu titreşimin spektrum grafiğinde oluşturduğu belirtiler dört aşama ile açıklanabilir [11].

1. Aşama: Hasarın ilk zamanlarında spektrum grafiğinde hasar titreşim frekansının harmonikleri oluşur. Temel hasar frekansı görülmez.

2. Aşama: Spektrum grafiğinde hasar titreşim frekansının çok daha fazla harmonikleri oluşur. Bozulma devam ettiğinde hasar titreşim frekansları mil dönme hızı ile modülasyona uğrar ve yan bantlar oluşur. Yan bantların genliği esas frekansın (merkez frekans) genliğini geçerse hasarın önemli olduğu anlaşılmalıdır.

3. Aşama: Spektrum grafiğinde hasar titreşim frekansı harmonikleri ve yan bantlarına ek olarak temel hasar frekansı da oluşur.

4. Aşama: Rulman bozulmaya devam ettiği için rulman elemanlarının bozulmasını hızlandıran iç boşluklar artmaya başlar. Bu boşluklar rulman elemanları arasındaki çarpmaları artırır bu çarpmalar sonucu meydana gelen titreşimin spektrum grafiğinde geniş bant gürültü oluşur. Titreşimlerin genlikleri azalabilir ve geniş bant gürültüden zor ayırt edilebilirler.

6.2.6. Dişli Sistem Arızaları

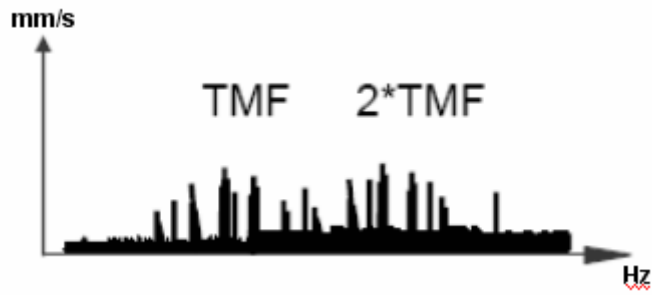
Mükemmel profile sahip dişliler bile, yük altında dişlerin deformasyonu ve yükün değişik sayıda diş tarafından taşınması sırasında ani değişiklikler nedeniyle, titreşim hareketi yaparlar. Diş deformasyonu etkisi, diş kavrama frekansı (TMF) ve bunun harmoniklerinde kendini gösterir ve büyük ölçüde yüke bağlıdır [1, 2].

$$\text{TMF} = \text{Diş sayısı} \times \text{Devir frekansı}$$

$$(6.12.)$$

Diş kavrama frekansının harmoniklerinde ideal profilden sapmalar nedeniyle de titreşimler görülebilir. Bu titreşimler başlangıçta dişli imalatındaki hatalar nedeniyle görülür, fakat daha sonra eşit aşınma nedeniyle azalır ve aşınma etkileri altında yine artar.

Dişli sistemler kompleks spektrumlar üretirler. Şekil 6.21.'de görüldüğü gibi spektrum grafiğinde diş kavrama frekansı ve harmonikleri civarında yan bantlar oluşur. Buda arızayı teşhis etmede zorluklar yaratır.



Şekil 6.21. Dişli spektrum grafiği^[12]

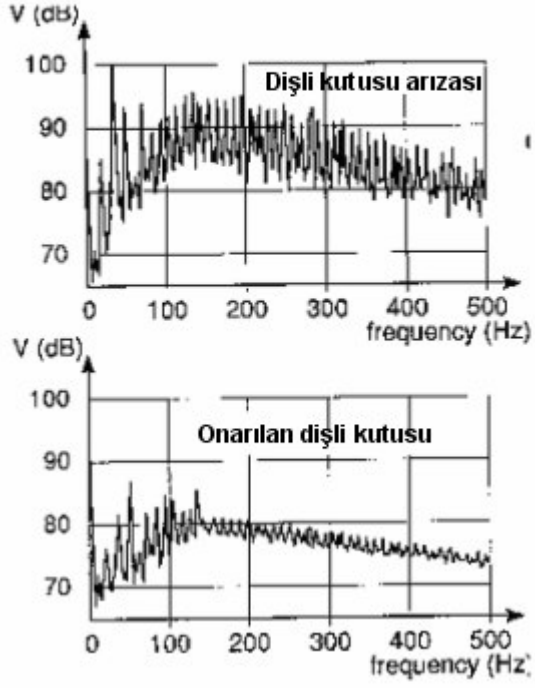
Bu yüzden dişli sistemlerde arıza teşhisi ve analizi için kepstrum analizi kullanılır. Böylelikle arıza enerjisi kolayca görülür.



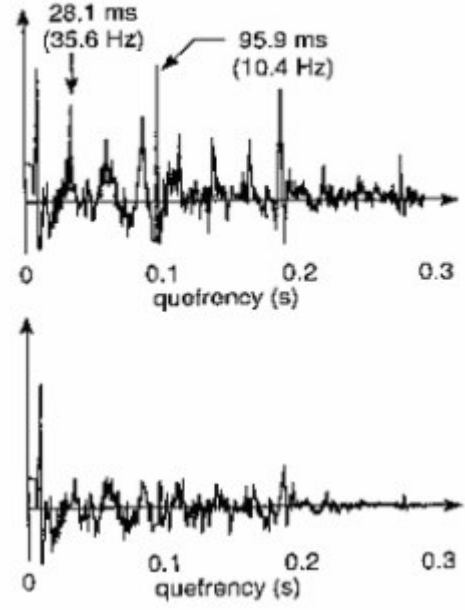
Şekil 6.22. Dişli kepstrum grafiği^[12]

Kepstrum analizinde şekil 6.23.'de görüldüğü gibi harmonik ve yan bant frekans ailelerindeki tepelerin artışı hassas bir şekilde ölçülür ve veriler azaltılarak tek bir çizgiye indirgenir.

Spektrum



Kepstrum



Şekil 6.23. Spektrum ve Kepstrum grafiklerinin karşılaştırılması^[12]

7. VERİ TOPLAMA CİHAZI

Bu çalışmadaki titreşim ölçümleri Brüel & Kjaer firmasının ürettiği Vibrotest 60 veri ölçeri ve AS – 065 S / N tipinde ivme algılayıcısı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Ölçüm cihazı ile alınan ölçümler vibroreport programı ile bilgisayar ortamına aktarılmıştır.



Şekil 7.1. Veri toplama cihazı

7.1. Vibrotest 60 Veri Toplama Cihazı

Vibrotest 60 cihazı, makina bakımında ölçme ve değerlendirme ihtiyaçlarını karşılayan bir cihazdır. Bu cihazın görev menü modülleri şekil 7.2.'deki gibidir.

7.1.1. Data Collector (Veri Toplayıcı)

Periyodik bakım ve arıza analizi çalışmaları için kullanılan modüldür.

VIBROTEST 60

Data Collector

Overall Vibration/BCU

Spectrum/Cepstrum

Envelope Analysis/BCS

CPB-Spectrum

Process Values

Tracking

Balancing

Keyboard Input

SELECT | INFO | SETUP | REPORT

Şekil 7.2. Vibrotest 60 görev menüsü

7.1.2. Overall Vibration / BCU

Genel titreşim düzeyi, devir hızı ve BCU (Bearing Condition Unit) ölçümlerinde kullanılır.

7.1.3. Spectrum / Cepstrum

Arızaları erken teşhis için gelişmiş FFT spektrum ölçümü ve dişli kutularında, yan bantların ve harmoniklerin içerdiği titreşim enerjisini teşhis için cepstrum analiz tekniği kullanılır.

7.1.4. Envelope Analysis / BCS

Rulman arızaları tespiti için zarf analiz tekniği modülüdür.

7.1.5. CPB – Spectrum

Constant Percentage Bandwidth (Sabit yüzdeleri bant genişliği) analiz fonksiyonudur.

7.1.6. Tracking

Mertebe analizi ile rezonans ve kritik hız tespiti yapılabilen bir modüldür.

7.1.7. Balancing

Bu modül yerinde balans almayı sağlamaktadır.

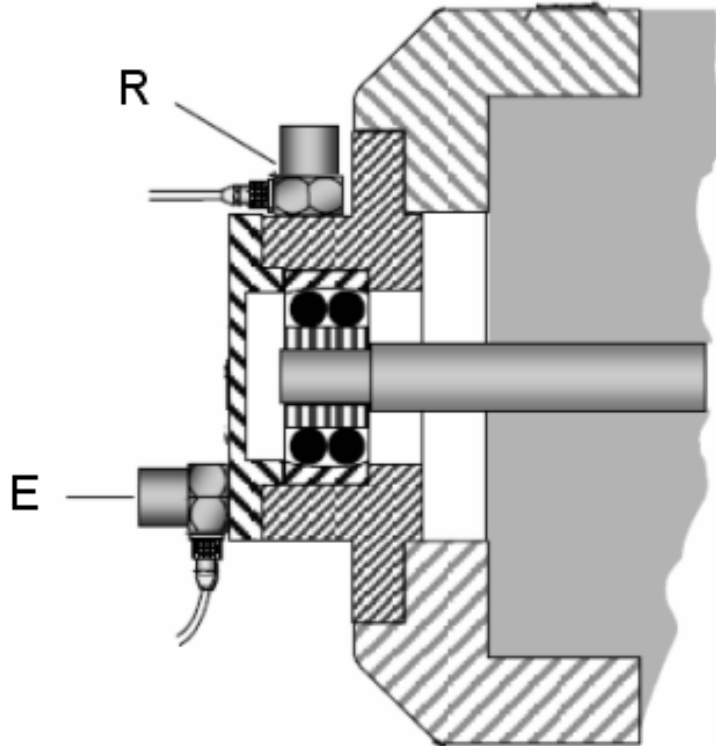
8. UYGULAMA ÇALIŞMASI

Bu çalışmada Ege Demir – Çelik fabrikasında bulunan makinalarda meydana gelen arızalar kestirimci bakım yöntemiyle belirlenmiştir. Çalışma kapsamında fabrikada bulunan sarma makinası ve hadde tezgahlarının yatak kısımlarından ölçümler alınmıştır.

Ölçümler sırasında sarma makinası yatak kısmında rulman arızası ve hadde tezgahında bulunan kaymalı yatakta yıpranma tespit edilmiştir.

8.1. Rulman Arızası

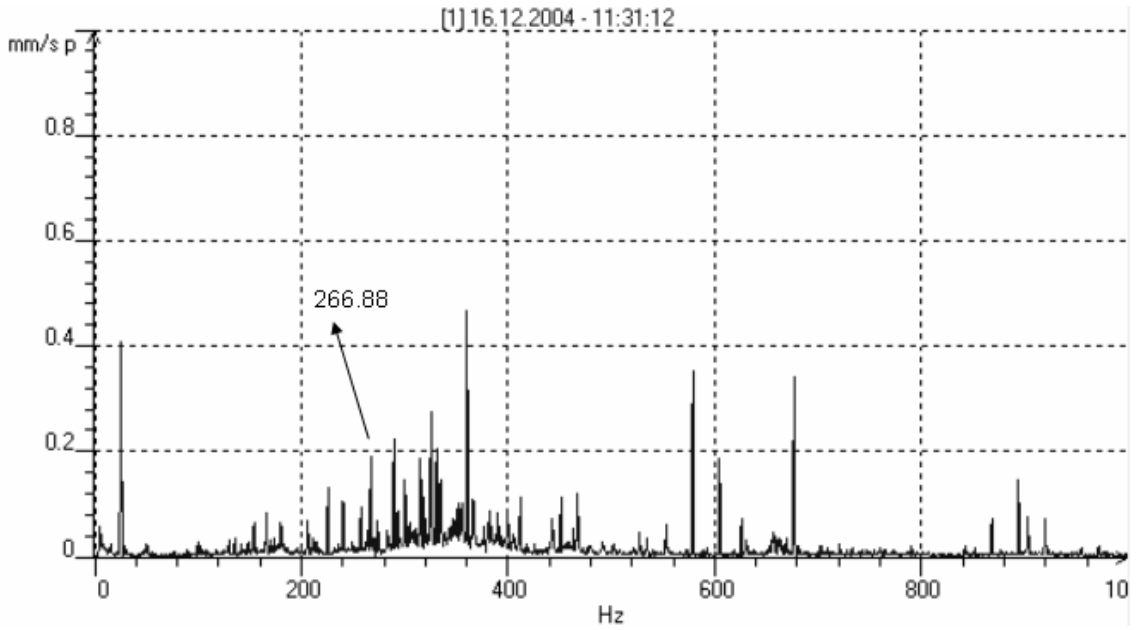
Bu çalışmada rulman arızası tespiti için hadde tezgahlarından çıkan düz çeliği spiral hale getirmek için kullanılan 1575 d/d motor devrinde 200 kW gücünde olan sarma makinasının yatak kısmından aksel ve radyal ölçümler alınmıştır. Ek kısmında teknik resmi verilen Sarma makinasının yatak kısmı Şekil 8.1’de şematik olarak gösterilmiştir.



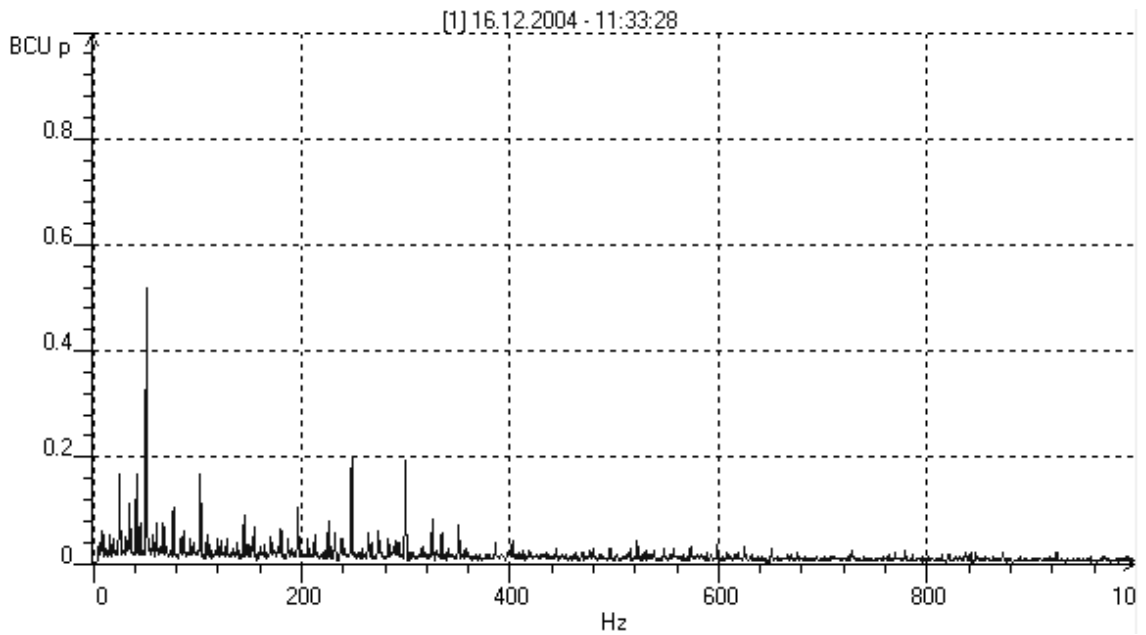
Şekil 8.1. Sarma makinası yatak kısmının şematik gösterimi

Yatakta bulunan rulmanın özellikleri ve oluşturduğu hasar titreşim frekansları bölüm 8.1.1.'de verilmiştir.

İlk (referans) ölçüm 16 aralık 2004 tarihinde gerçekleştirilmiştir (Şekil 8.2. ve 8.3.).



Şekil 8.2. Yatak titreşim spektrum grafiği (16 Aralık 2004)

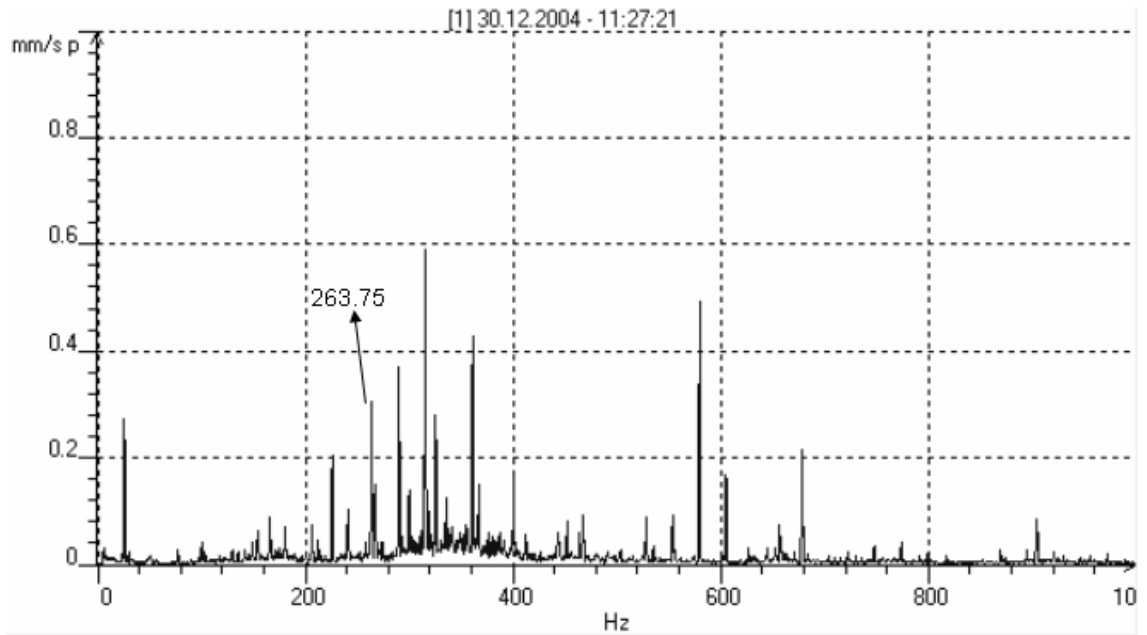


Şekil 8.3. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (16 Aralık 2004)

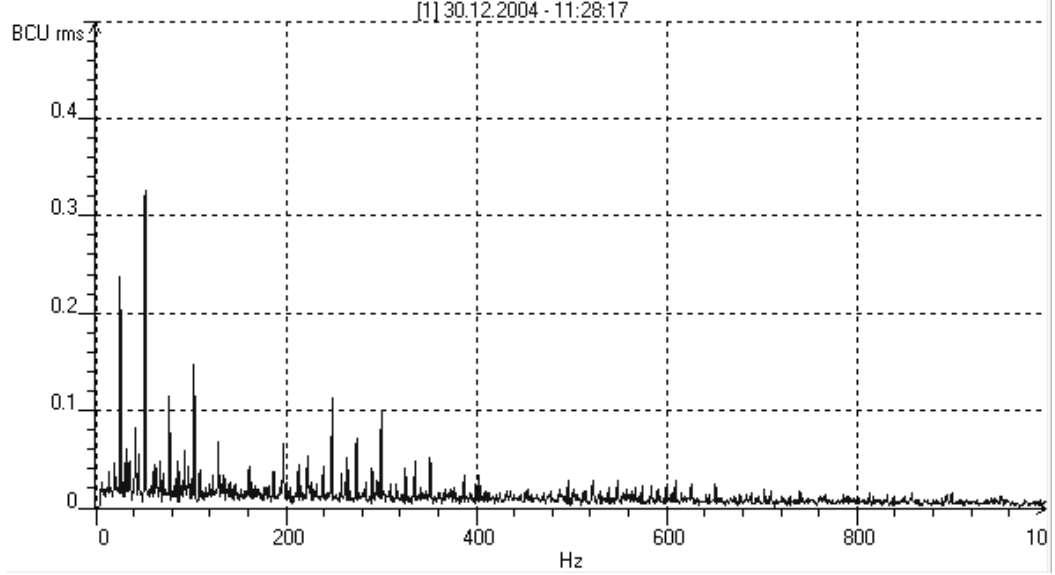
Şekil 8.2'de görüldüğü gibi 266.88 Hz'de 0.1896 mm/s titreşim hızında pik tespit edilmiştir. Bu frekans değeri, yatakta bulunan rulmanın dış bilezik bilya geçiş frekansına eşittir. Buda yatakta rulman arızası olduğunu göstermektedir. Ancak spektrumda ve zarf analiz grafiğinde dış bilezik bilya geçiş frekansının harmonikleri görülmemektedir. Buda arızanın başlangıç aşamasında olduğunu göstermektedir.

Sarma makinası büyük ve karmaşık bir makina olduğu için ölçüm alınırken mümkün olduğu kadar yatak kısmına yakın yerler tespit edilip ölçüm alınmıştır. Şekil 8.2.'deki titreşim spektrum grafiğinde görülen diğer pikler ölçüm alınan noktaya yakın olan redüktörlerden geldiği tahmin edilmektedir.

30 Aralık 2004 tarihinde alınan ölçümleri inceleyecek olursak;



Şekil 8.4. Yatak titreşim spektrum grafiği (30 Aralık 2004)

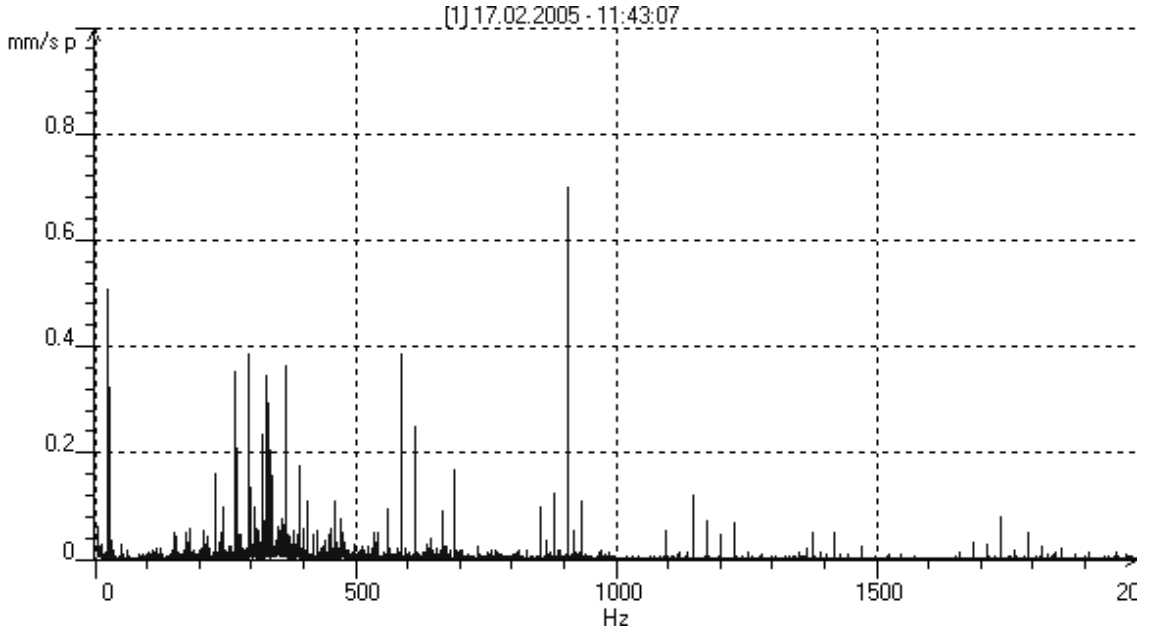


Şekil 8.5. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (30 Aralık 2004)

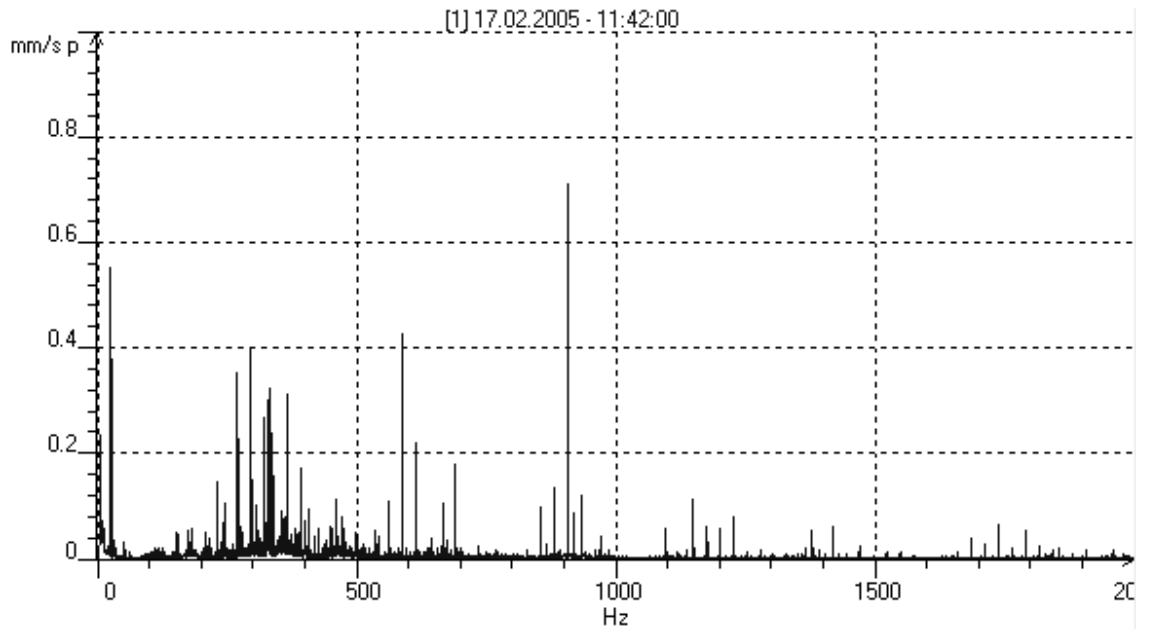
30 Aralık 2005 tarihinde alınan ölçümlerde referans ölçümlere göre herhangi bir değişiklik tespit edilmemiştir. Gene spektrum grafiğinde dış bilezik bilya geçiş frekansı tespit edilmiştir. Yani 263.75 Hz'de 0.3061 mm/s titreşim hızında pik görülmüştür. Frekans değerindeki değişimin sebebi devir hızında oluşan ufak bir değişimdir. Çünkü devir hızındaki ufak bir değişiklik bile spektrum grafiğinde yüksek dereceli harmoniklerin iç içe girmesine neden olur. Buda frekans değerlerinde değişikliklere neden olur.

17 Şubat 2005 tarihinde sarma makinası yatak kısmından alınan aksenal ve radyal ölçümler cihaz çözünürlüğü (titreşim değerlerinin hassasiyetinde önemli faktörlerden birisi) artırılarak alınmıştır. Şimdiye kadar alınan ölçümler 1600 çözünürlükte alınmıştır ve de bu yeterince hassas bir çözünürlüktür. Yüksek çözünürlükte ölçüm alınmasının sebebi spektrumlarda ne gibi değişiklikler olduğunu gözlemlemek içindir. Çözünürlüğü belirtilmeyen titreşim spektrumları 1600 çözünürlükte alınmıştır.

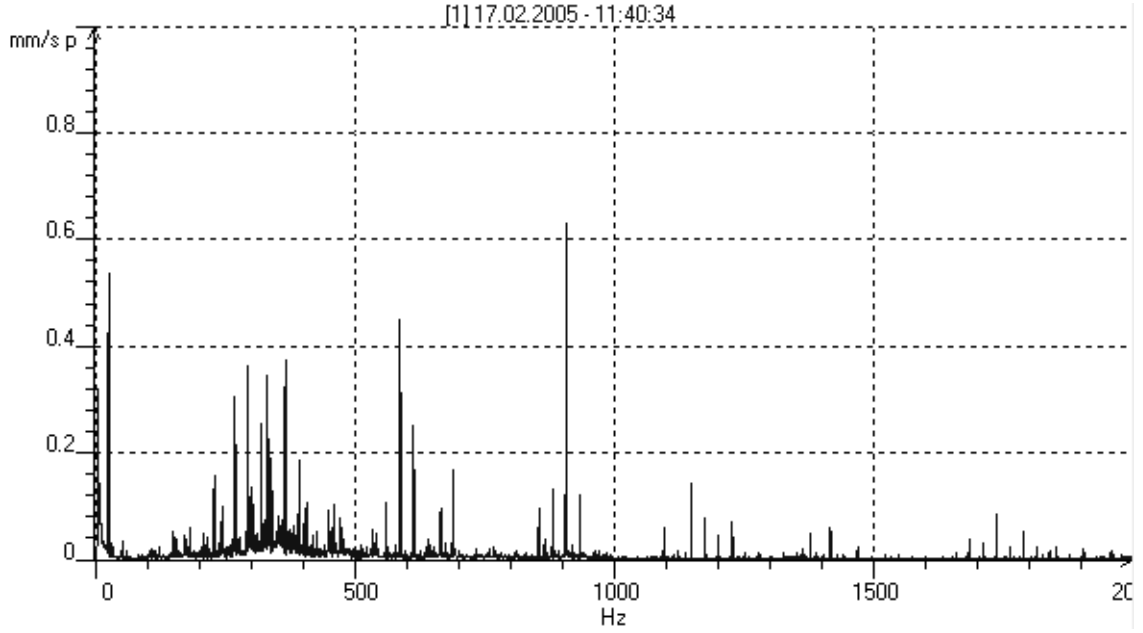
Şimdi değişik çözünürlükte alınan titreşim spektrumlarının inceleyelim.



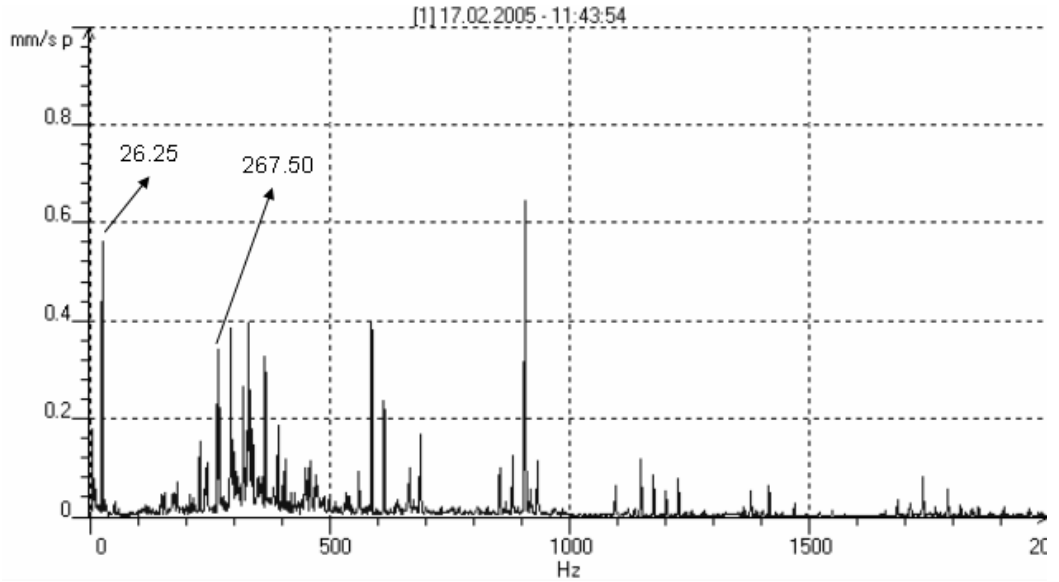
Şekil 8.6. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Şubat 2005, Radyal, Ç:12800)



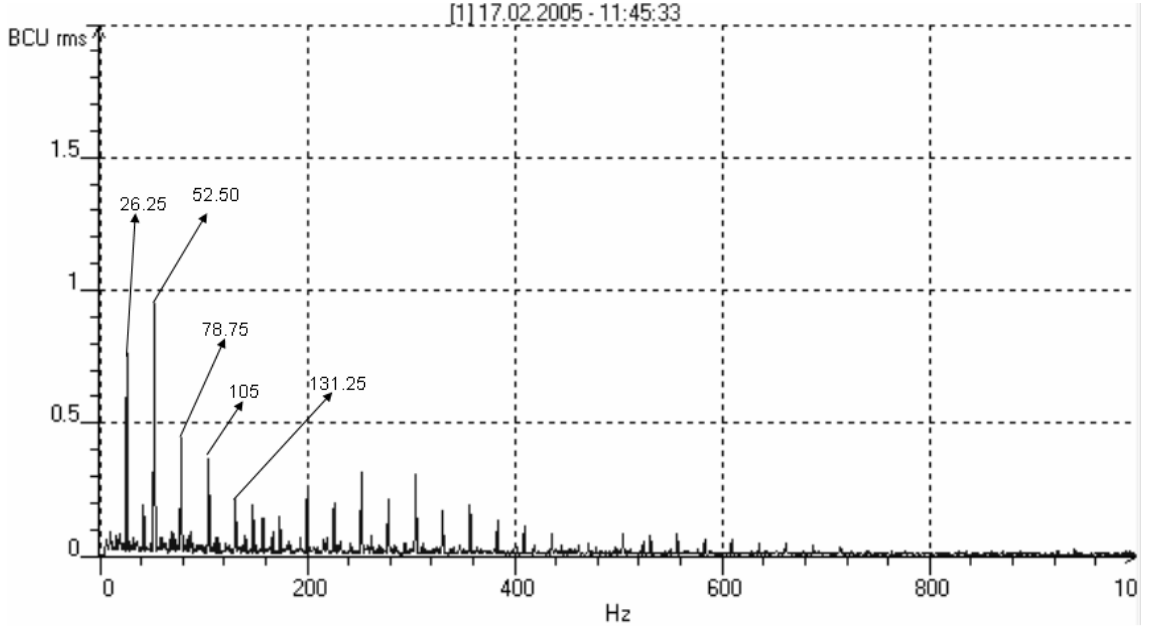
Şekil 8.7. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Şubat 2005, Radyal, Ç:6400)



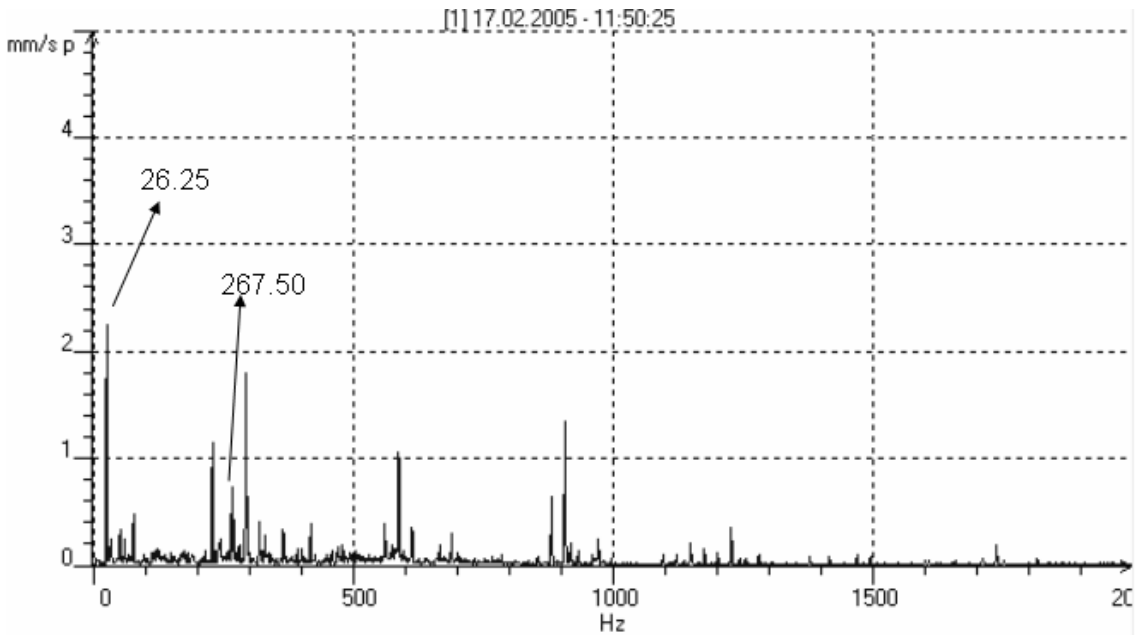
Şekil 8.8. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Şubat 2005, Radyal, Ç:3200)



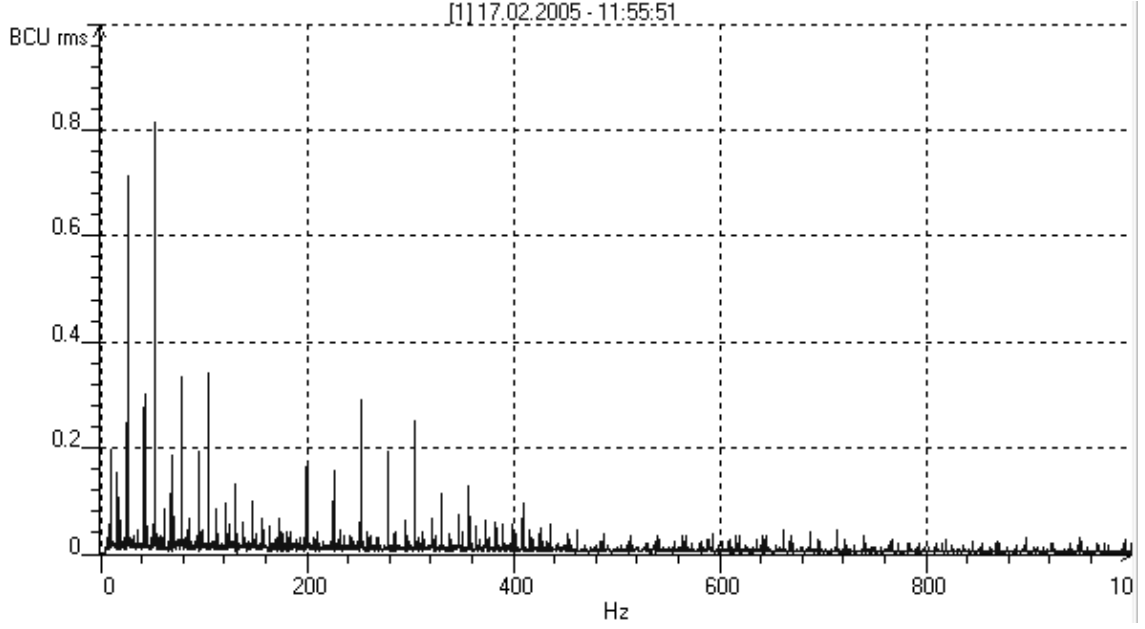
Şekil 8.9. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Şubat 2005, Radyal, Ç:1600)



Şekil 8.10. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (17 şubat 2005, Radyal)



Şekil 8.11. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Şubat 2005, Eksenel)

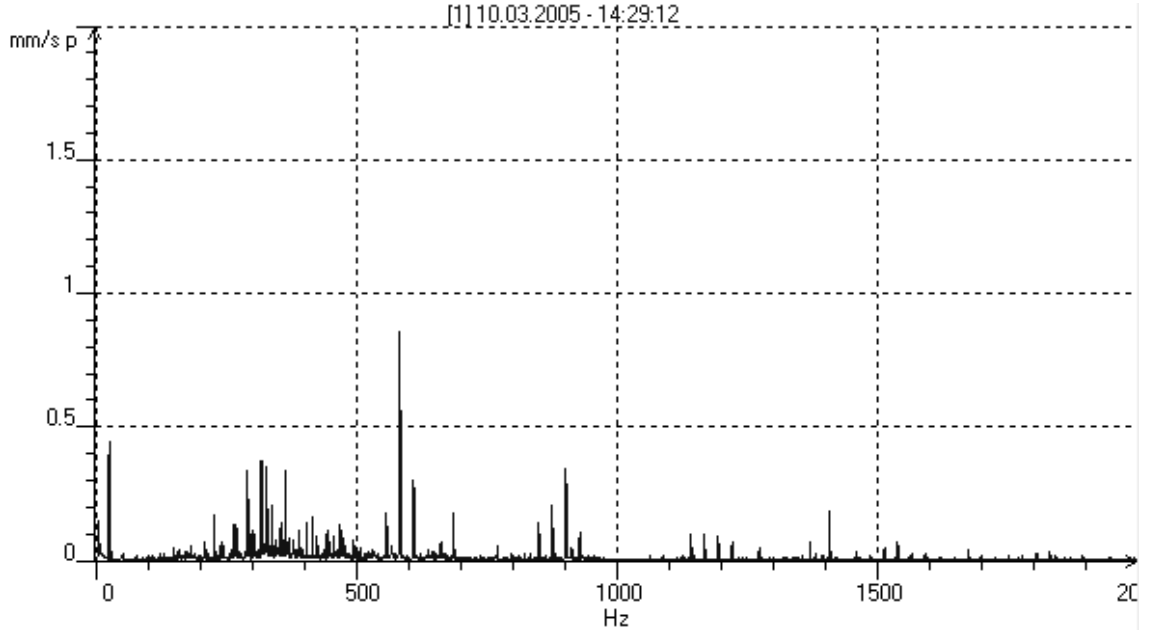


Şekil 8.12. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (17 şubat 2005, Eksenel)

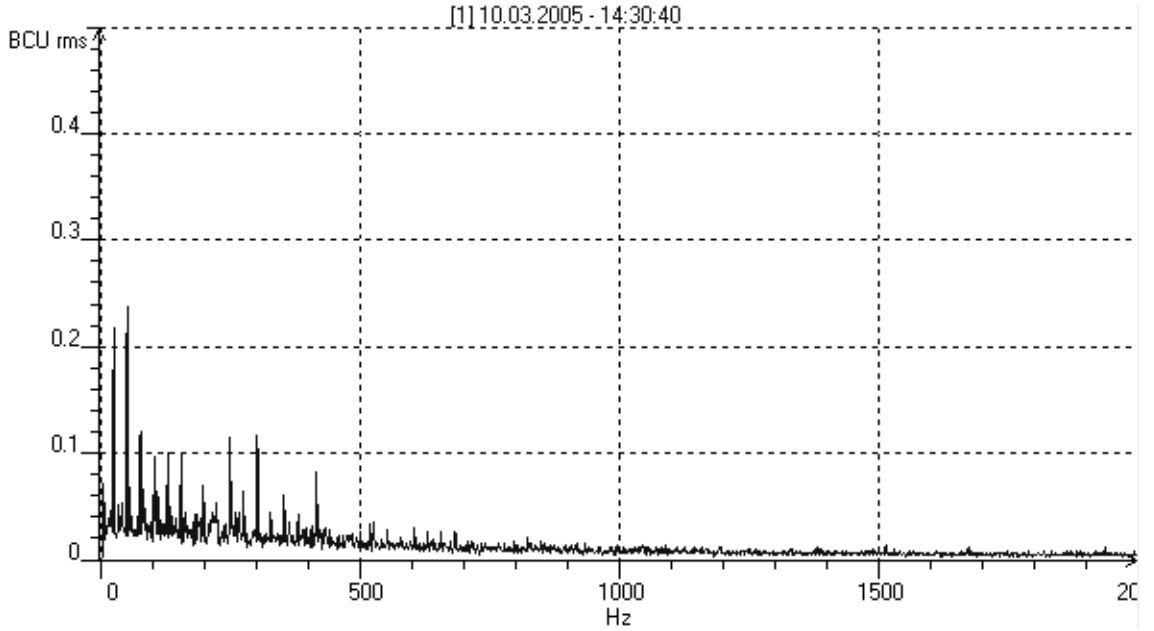
Şekil (8.6., 8.7., 8.8., 8.9.) da sırasıyla 12800, 6400, 3200, 1600 çözünürlükte titreşim spektrumları verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi çözünürlük değerinin artması spektrumlarda sadece piklerin daha sık olmasını sağlamıştır. Şekil 8.9.'da görüldü gibi 1600 çözünürlükte devir hızı ve dış bilezik bilya geçiş frekans değerinde pik tespit edilmiştir. Buda 1600 çözünürlüğün yeteri kadar hassas olduğunu göstermektedir.

Alınan ölçümlerde spektrum grafiklerinde herhangi bir değişiklik tespit edilmemiştir. Ancak zarf analiz grafiklerinde devir hızı ve çok sayıda harmonikleri tespit edilmiştir. Bu da milde bir dengesizlik başlangıcının açık belirtisidir.

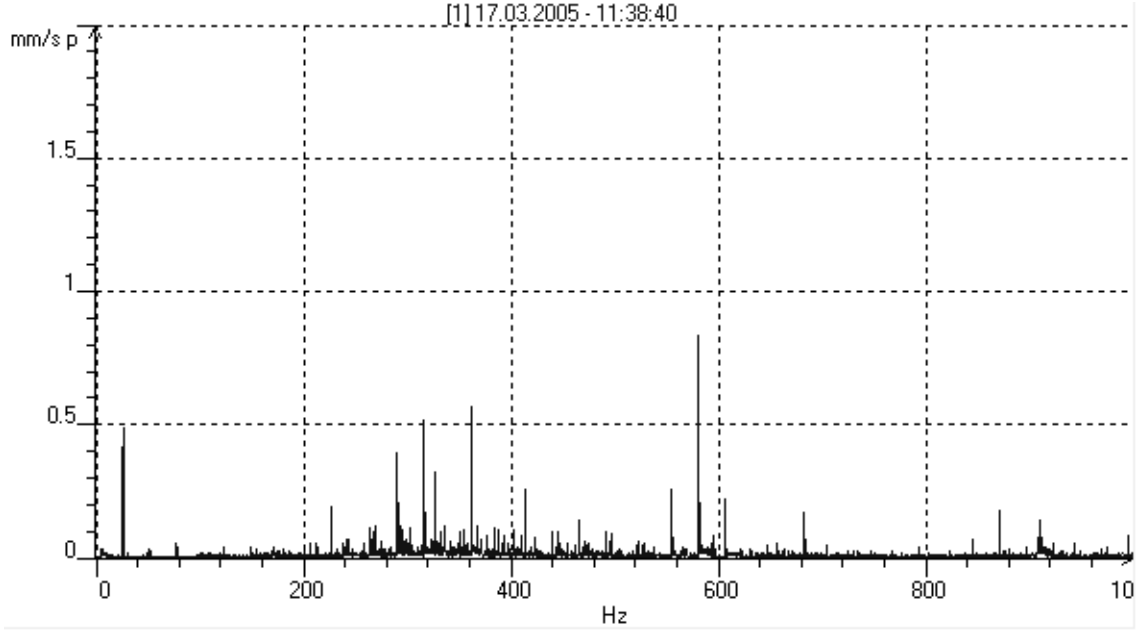
10 Mart 2005 ve 17 Mart 2005 tarihlerinde alınan ölçümleri inceleyelim



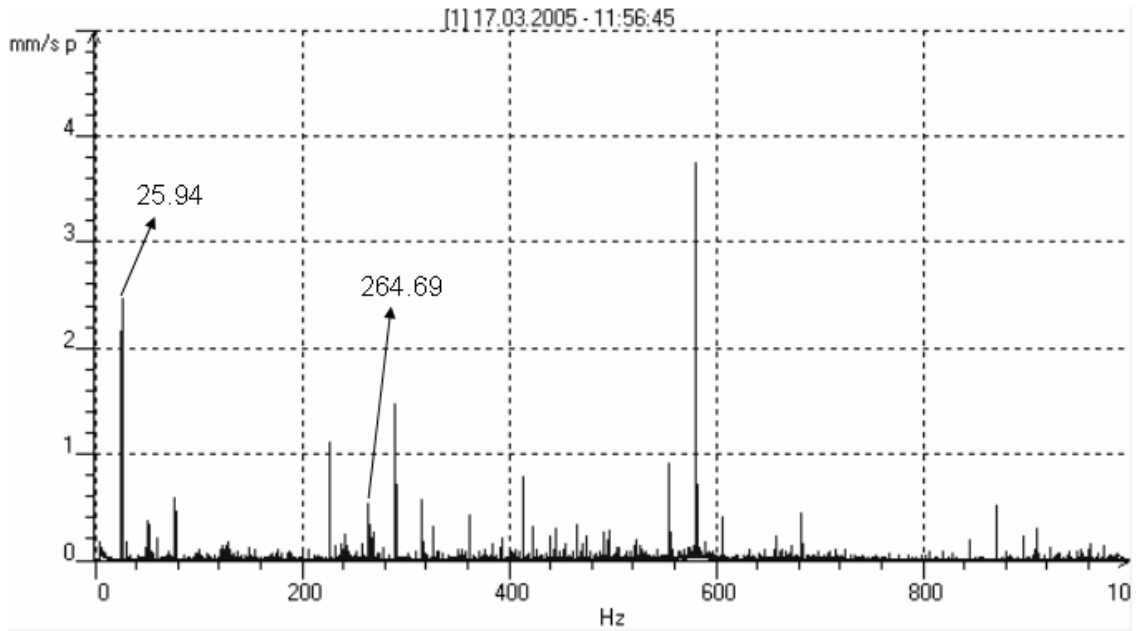
Şekil 8.13. Yatak titreşim spektrum grafiği (10 Mart 2005, Radyal)



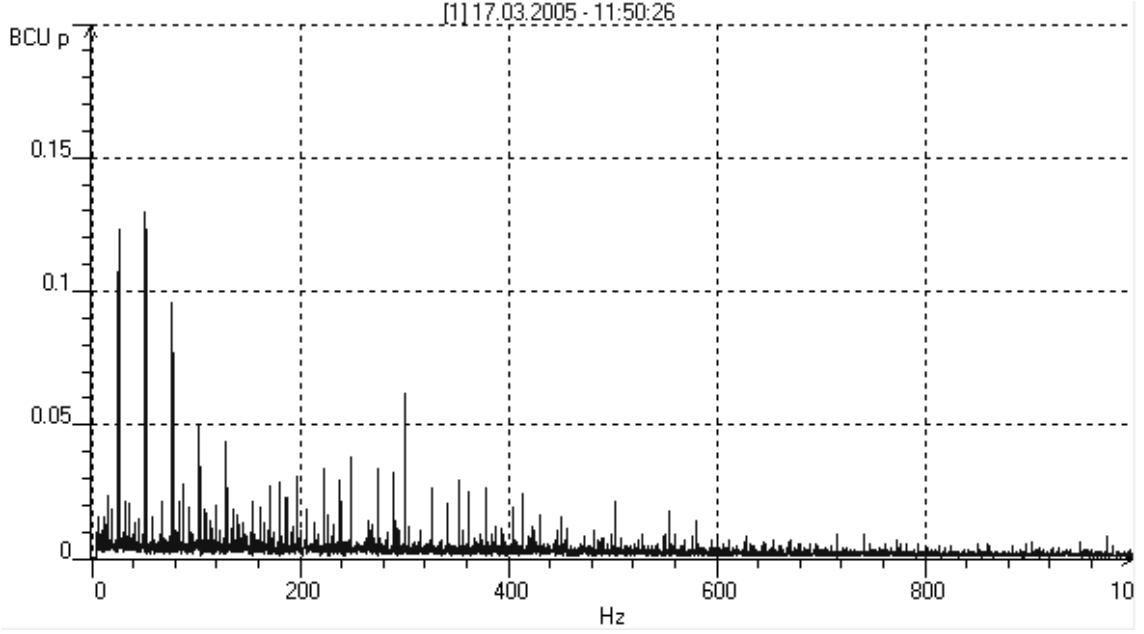
Şekil 8.14. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (10 Mart 2005, Radyal)



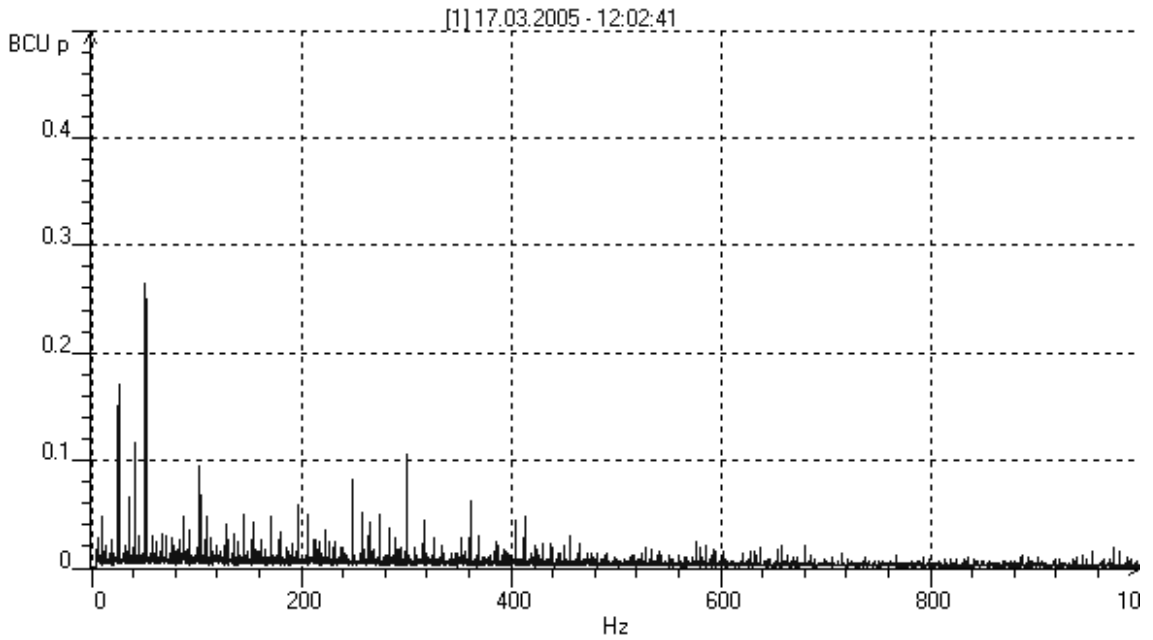
Şekil 8.15. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Mart 2005, Radyal)



Şekil 8.16. Yatak titreşim spektrum grafiği (17 Mart 2005, Eksenel)



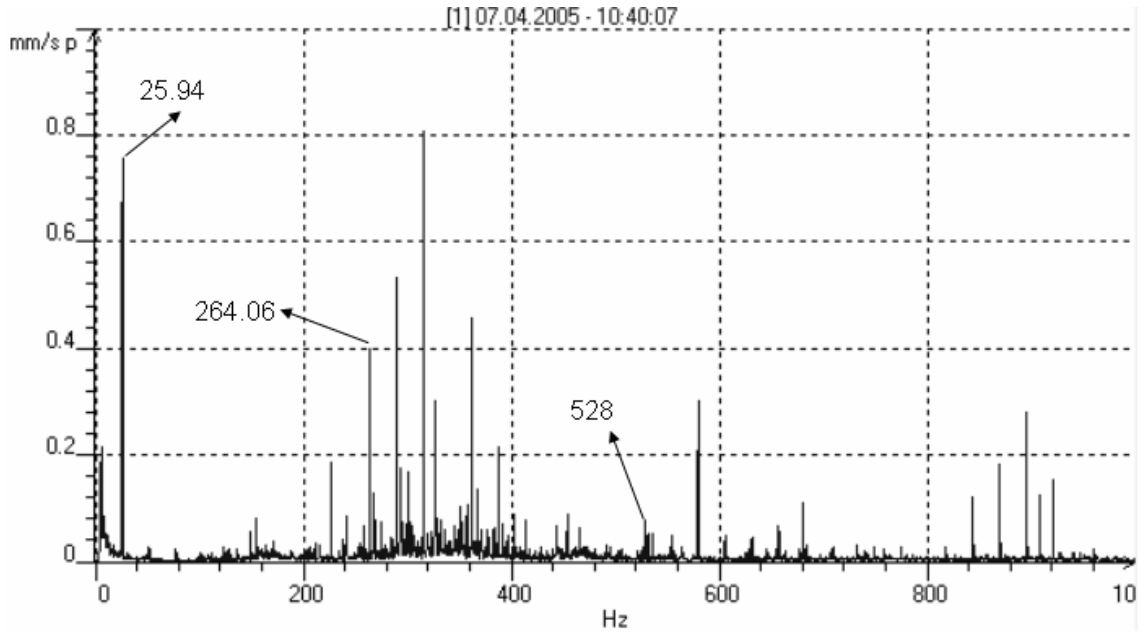
Şekil 8.17. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (17 Mart 2005, Radyal)



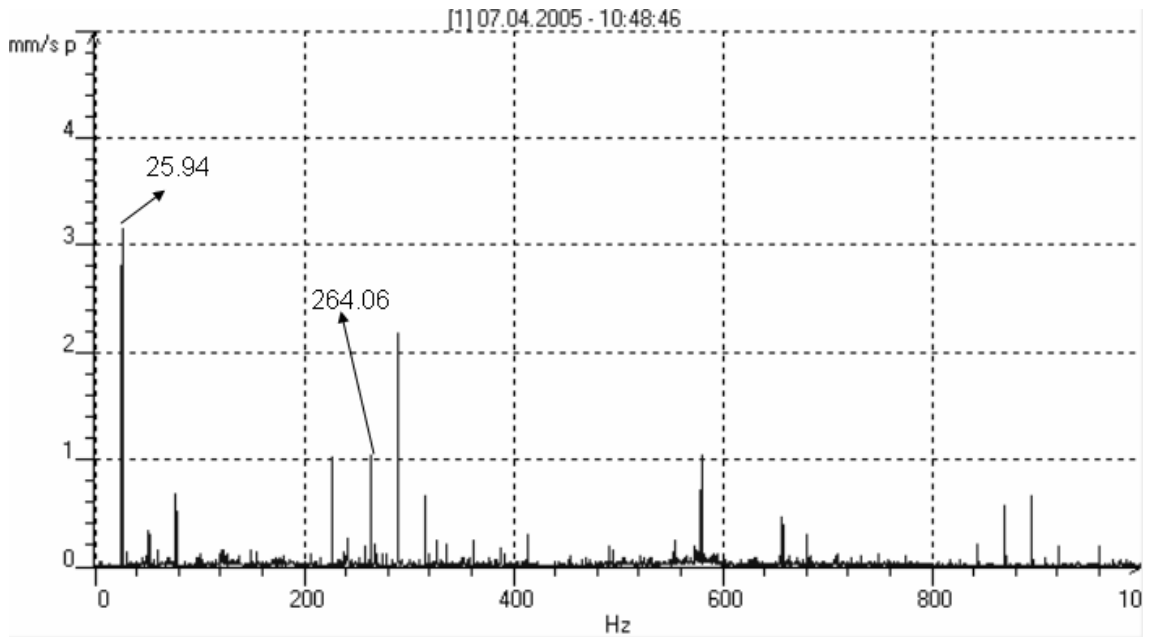
Şekil 8.18. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (17 Mart 2005, Eksenel)

10 Mart ve 17 Martta alınan ölçümlerde de herhangi bir değişiklik görülmemiştir. Zarf analiz grafiklerinde devir sayısı ve harmonikleri görülmektedir. Ancak eksenel alınan ölçümlerde bu harmoniklerin genliklerinde artışlar gözlemlenmiştir. Buda dengesizliğin arttığına işarettir.

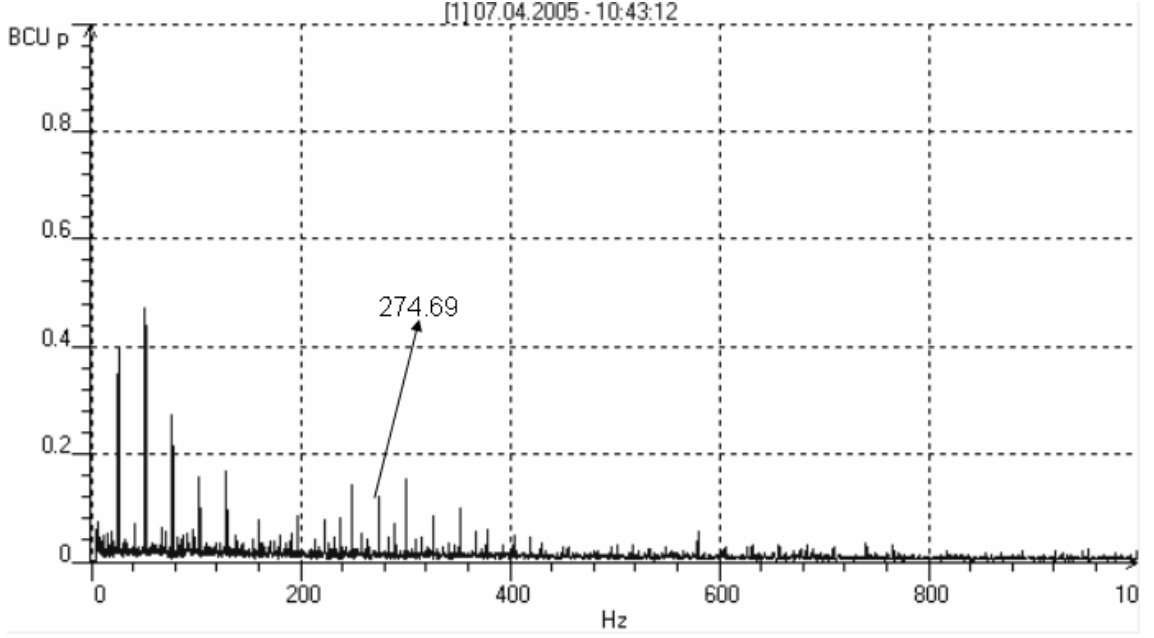
7 Nisanda alınan ölçümler incelenecek olursa;



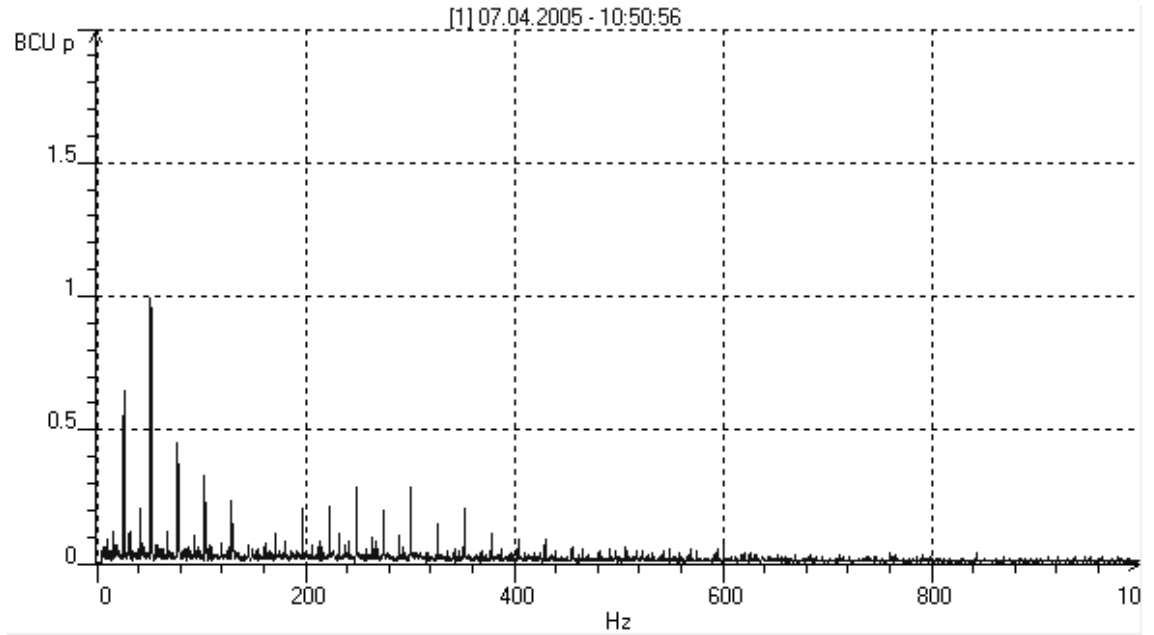
Şekil 8.19. Yatak titreşim spektrum grafiği (07 Nisan 2005, Radyal)



Şekil 8.20. Yatak titreşim spektrum grafiği (07 Nisan 2005, Eksenel)



Şekil 8.21. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (07 Nisan 2005, Radyal)

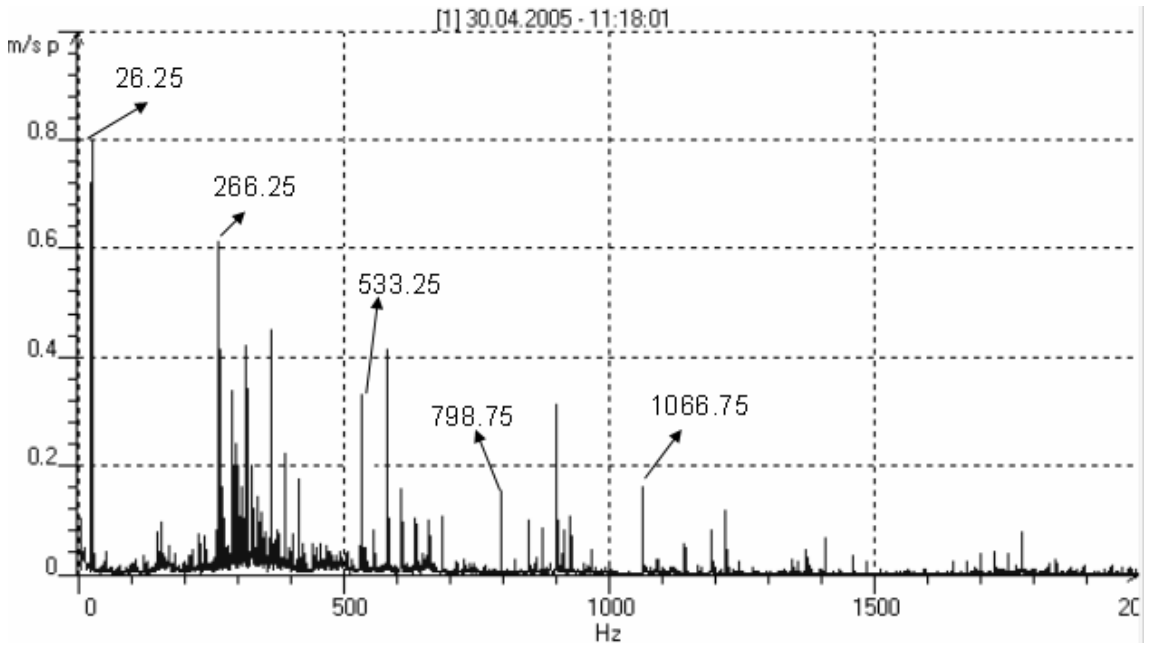


Şekil 8.22. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (07 Nisan 2005, Eksenel)

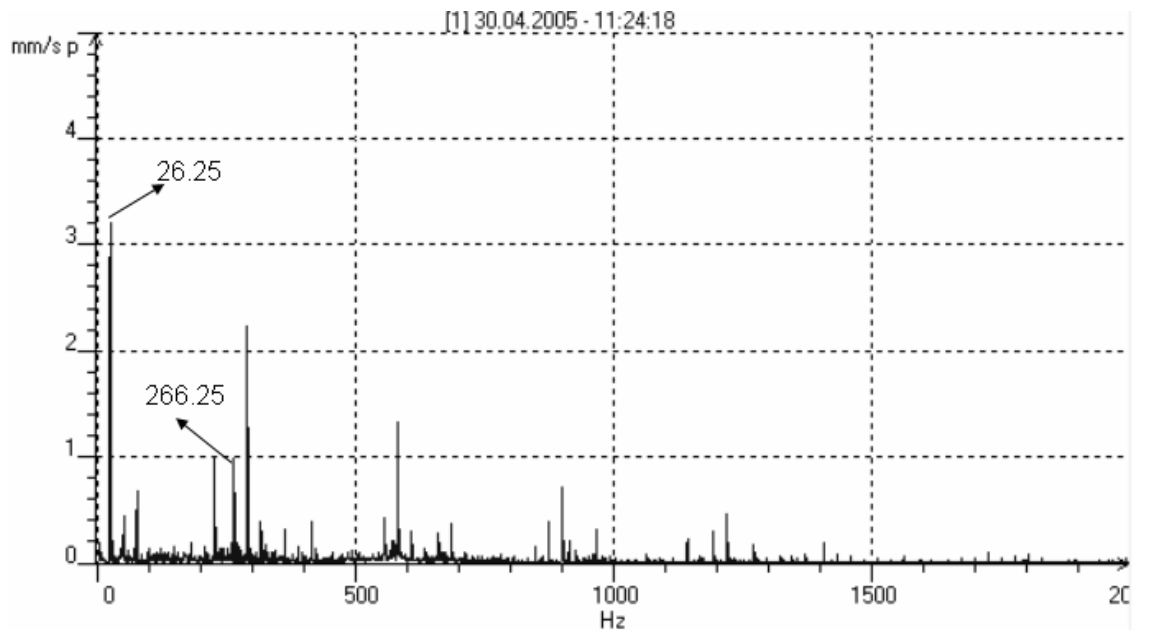
Şekil 8.19.'da görüldüğü gibi spektrumda dış bilezik bilya geçiş frekansının ikinci harmoniğide tespit edilmiştir. Şekil 8.21.'de görülen zarf analiz grafiğinde devir sayısı harmonikleri yanı sıra dış bilezik bilya geçiş frekansı da görülmektedir. Bu gelişmeler rulman hasarının zamanla

artığının bir göstergesidir. Daha öncede belirtildiği gibi diğer piklerin ölçüm alınan noktaya yakın olan redüktörden geldiği tahmin edilmektedir.

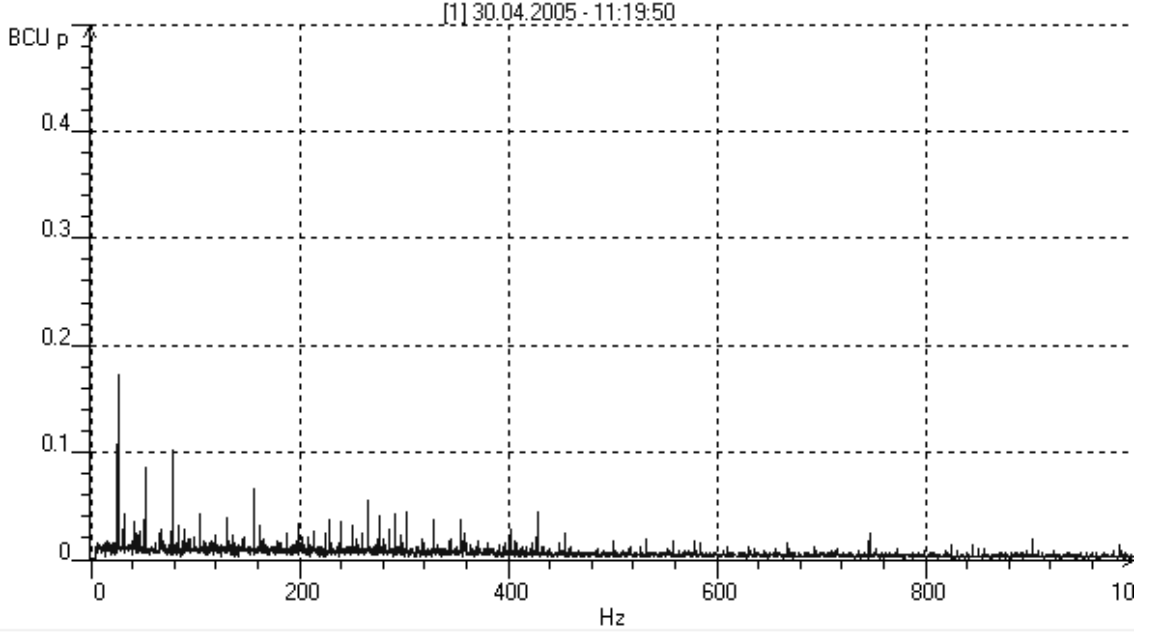
Bu çalışma kapsamında son olarak 30 Nisan 2005 tarihinde ölçümler alınmıştır. Bu tarihte alınan ölçümler yataktaki rulmanda dış bilezik arızası olduğunu göstermiştir.



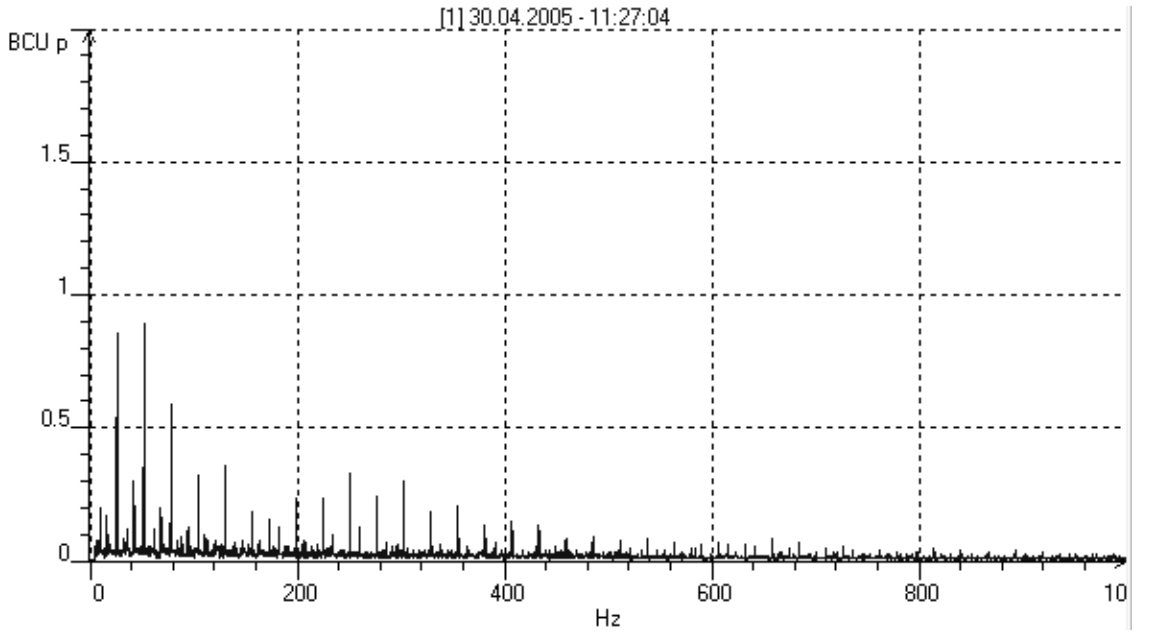
Şekil 8.23. Yatak titreşim spektrum grafiği (30 Nisan 2005, Radyal)



Şekil 8.24. Yatak titreşim spektrum grafiği (30 Nisan 2005, Eksenel)



Şekil 8.25. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (30 Nisan 2005, Radyal)



Şekil 8.26. Yatak titreşim zarf analizi grafiği (30 Nisan 2005, Eksenal)

Şekil 8.23.'deki titreşim spektrum grafiğinin incelenmesi sonucu, frekansların denklem (6.10.) ile hesaplanan yatak rulmanı (REF. 23024EAS.M.C3) dış bilezik temel hasar frekansının katlarında olduğu anlaşılmıştır.

8.1.1. REF. 23024EAS.M.C3 Oynak Makaralı Rulmanın Arıza frekansları

Bilya Geometrisi:

Dış çapı : 180 mm

İç çapı: 120 mm

Masura sayısı (N_b) : 25

Temas açısı : 0

Mil devri (n) :1575 d/d (26.25 Hz)

Hasarlı Rulman Titreşim Frekansları:

$$f_{kafes} = 10.5 \text{ Hz}$$

$$f_{du} = 262.5 \text{ Hz}$$

$$f_{iç} = 393.75 \text{ Hz}$$

Çizelge 8.1. Yatak titreşim frekansları

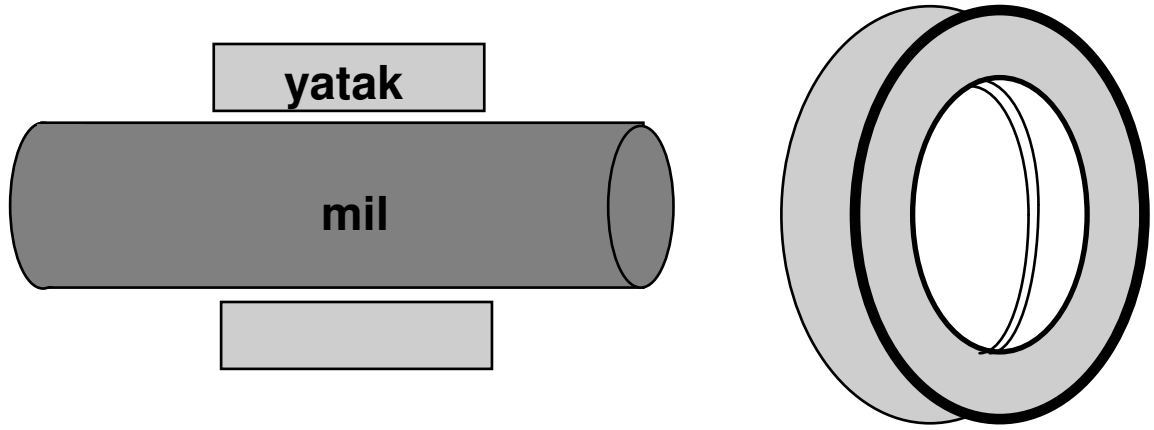
Ölçüm ile elde edilen hasar frekansları (Hz)	Teorik hesapla elde edilen hasar frekansları ve karşılıkları (Hz)
266.25	262.5 $1 \times f_{du}$
533.25	525 $2 \times f_{du}$
798,75	787.5 $3 \times f_{du}$
1066.75	1050 $4 \times f_{du}$

Bu durum dış bilezik hasarının açık belirtisidir. Dış bilezik temel hasar frekansı ve harmoniklerinin oluşması bölüm 6.2.5.3.'de belirtildiği gibi hasarın dört aşama içerisinde üçüncü aşamaya geldiğini göstermektedir. Bu aşamada rulman hala yararlı bir ömre sahiptir. Değiştirilmesine gerek yoktur. Fakat titreşim ölçümü sıklaştırılmalıdır. Çünkü rulman bozulması genellikle doğrusaldır ve eğiliminden bilgi edinilir. Fakat çalışma ömrü azaldığında doğrusal olmaktan çıkar.

Ölçüm ile elde edilen titreşim frekansları ile hesapla bulunan hasar titreşim frekansları arasında ufak farklılıkların olması; rulman geometrisindeki değişim, temas açısı, kayma hareketi ve mil dönme devrindeki değişimdir.

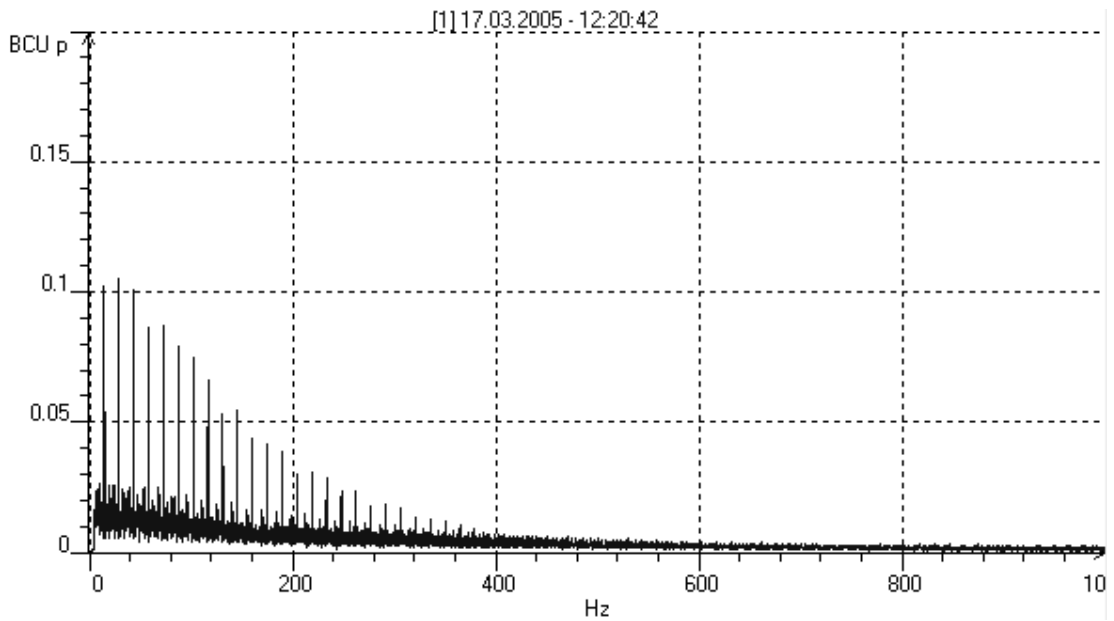
8.2. Kaymalı Yatak Arızası

Hadde tezgahında bulunan 845 d/d hızla dönen kaymalı yatak şekil 8.27.'de şematik olarak gösterilmiştir.

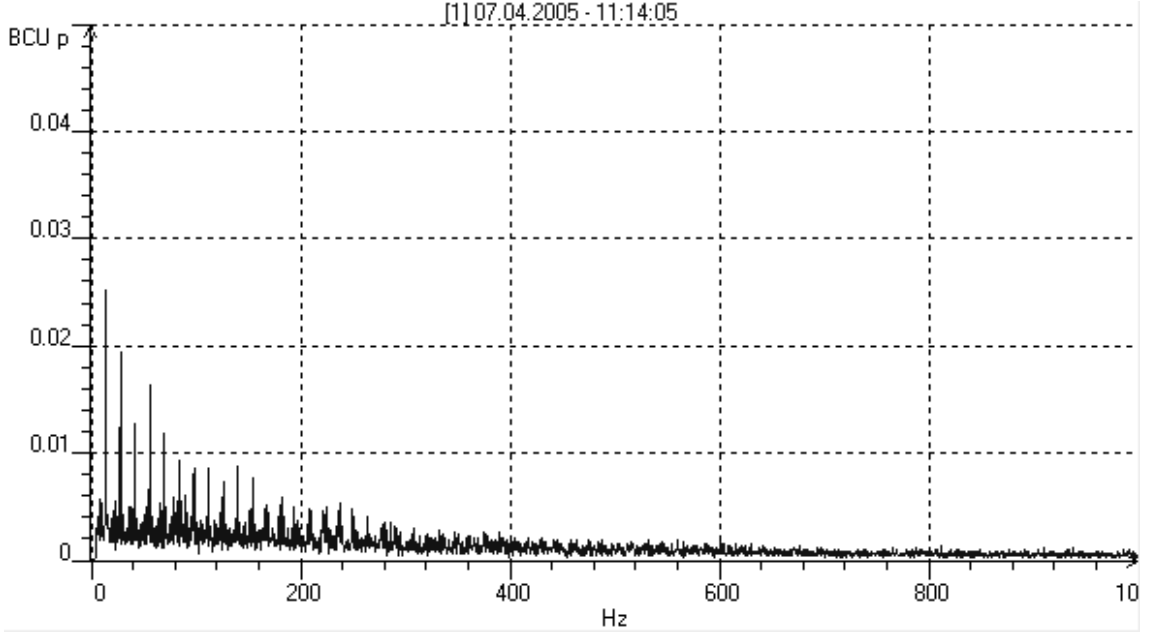


Şekil 8.27. Kaymalı yatak

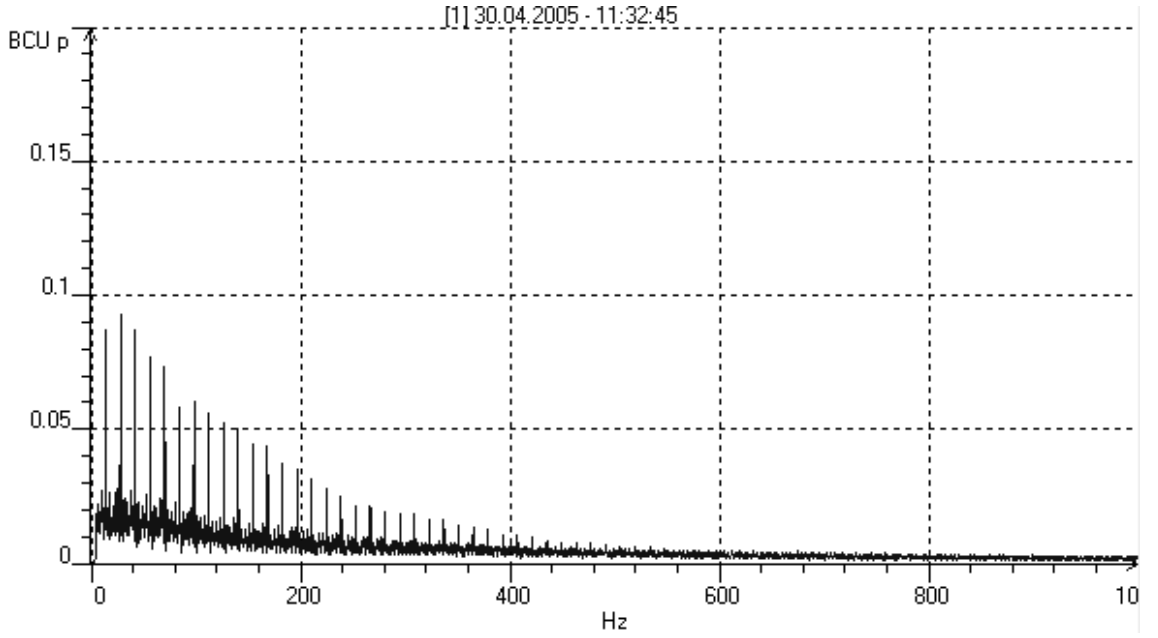
Kaymalı yataktan alınan ölçümler incelenecek olursa;



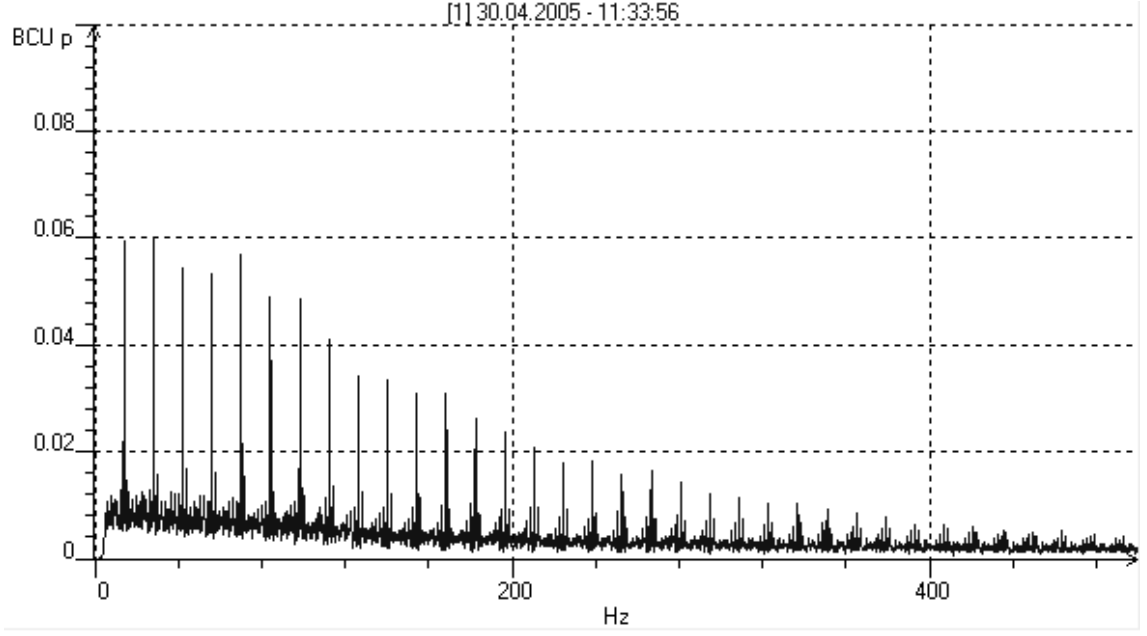
Şekil 8.28. Kaymalı yatak titreşim zarf analizi grafiği (17 Mart 2005, Ç:6400)



Şekil 8.29. Kaymalı yatak titreşim zarf analizi grafiği (07 Nisan 2005, Ç:3200)



Şekil 8.30. Kaymalı yatak titreşim zarf analizi grafiği (30 Nisan 2005, Ç:3200)



Şekil 8.31. Kaymalı yatak titreşim zarf analizi grafiği (07 Nisan 2005, Ç:3200)

Farklı çözünürlük ve farklı frekans aralıklarında alınan ölçümlerde spektrumlarda devir hızı ve çok sayıda harmonikleri gözlemlenmiştir. Bu da kaymalı yatakta yıpranma olduğunun açık göstergesidir.

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada kestirimci bakım tekniği kullanılarak dış bilezik rulman hasarı ve kaymalı yatakta yıpranma problemi tespit edilmiş, bunlar makinalar için tehlikeli hale gelmeden yetkililere bildirilmiştir.

Sarma makinası yatak rulmanında oluşan dış bilezik hasar belirtisi teoride belirtildiği gibi gerçekleşmiştir. Bu çalışmada elde edilen hasar titreşim frekansları, dış bilezik bilya geçiş frekansı ve harmoniklerinde oluşmuştur. Buda arızanın rulman dış bileziğinde oluştuğunu göstermektedir.

Hadde tezgahında bulunan kaymalı yataktan alınan ölçümlerde, titreşim spektrum grafiğinde, devir frekansı ve harmoniklerinin oluştuğu tespit edilmiştir. Bu da teoride belirtildiği gibi kaymalı yatakta yıpranma olduğunu göstermektedir.

Sarma makinası yatak rulman hasarı ve hadde tezgahında bulunan kaymalı yatak yıpranması acil önlem alınması gereken arızalar değildir. Ancak titreşim ölçümleri sıklaştırılmalıdır. Çünkü rulman bozulması ve kaymalı yatak yıpranması genellikle doğrusaldır ve eğilimden bilgi edinilir. Fakat çalışma ömürleri azaldığında doğrusal olmaktan çıkar.

Bu çalışma süresince edinilen bilgi ve tecrübeler doğrultusunda şu önerilerde bulunulabilir.

Makinalarda ölçüm almadan önce ölçüm alınacak noktaları iyi belirlemek gerekir. Ölçüm alınan noktanın, sinyal alınmak istenen rulmanla mesafesini bilmek gerekir. Çünkü gelen titreşim sinyallerinin ne kadar sönümlendiğini de hesaba katmak gerekmektedir.

Son olarak titreşimle analiz edilecek makinanın özellikleri hakkında bilgi sahibi olmamız gerekmektedir. Ayrıca makinanın arıza karakteristiğini yani hangi periyodik aralıklarla arıza çıkardığını iyi bilmek gerekir. Çünkü komplike bir makinada arıza analizi için frekans analizi yeterli olmayabilir. Bu yüzden frekans analizi yanında makina arıza karakteristiğini de bilmek gerekir.

KAYNAKLAR

1. Belek, T. ve Toprak, T. "Endüstriyel Tesislerde Makina Performansının İzlenmesi ve Bilgisayar Destekli Bakım Planlanması", Brüel & Kjaer Teknik Personel Eğitimi Kurs Notları., İTÜ Makina Fakültesi., 1991.
2. Belek, T. ve Toprak, T. "Titreşim Ölçümüne Dayalı Makina Bakımı", Brüel & Kjaer Teknik Personel Eğitimi Kurs Notları., İTÜ Makina Fakültesi, İstanbul, 2003
3. Tekelioğlu, M., "Titreşim Analiziyle Kestirimci Bakım", Bilgilendirme Semineri, Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü. İzmir, 1992
4. McFadden, P. D. and Smith, J. D., "Model for the Vibration Produced by a Single Point Defect in a Rolling Element Bearing", **Journal of Sound and Vibration**, 96(1a), 69-82, 1984.
5. McFadden, P. D. and Smith, J. D., "The Vibration Produced by a Multiple Point Defect in a Rolling Element Bearing", **Journal of Sound and Vibration**, 98(2), 263-273, 1985.
6. Aktürk, N., Uneeb, M. and Gohar, R., "The Effects of Number of Balls and Preload on Vibrations Associated with Ball Bearings", **Journal of Tribology**, 119, 747-753, October 1997.
7. Aktürk, N. and Gohar, R., "The Effect of Ball Size Variation on Vibrations Associated with Ball-Bearings", **Proc. I.Mech.E.**, 212 Part J, 101-109, 1998.
8. Tandon, N. and Choudhury, A., "A Review of Vibration and Acoustics Measurement Methods for the Detection of Defects in Rolling Element Bearings", **Tribology International**, 32, 469-480, 1999.
9. Orhan, S., Arslan, H. ve Aktürk, N., "Titreşim Analiziyle Rulman Arızalarının Belirlenmesi", **Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.**, Cilt 18, No 2, 39-48, 2003
10. Arslan, H., Orhan, S., ve Aktürk, N., "Bilyalı Rulman Hasarlarının Neden Olduğu Titreşimlerin Modellenmesi", **Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.**, Cilt 18, No 4, 123-146, 2003
11. Orhan, S., **Rulmanlarla Yataklanmış Dinamik Sistemlerin Titreşim Analiziyle Kestirimci Bakımı**, Doktora Tezi, Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı, Kırıkkale, Haziran 2002.
12. Pro-Plan, "Titreşim Ölçümüne Dayalı Makina Bakımı" , Eğitim Semineri Notları , İstanbul, 2004
13. Us, İ., "Eksen kaçıklığı Problemleri ve Çözümleri", **2. Bakım Teknolojileri Kongresi ve Sergisi**, Denizli, 113-123, 11-14 Mayıs 2005
14. Belek, T., "Makinalarda Titreşim Ölçümlerinin İzlenmesi Yolu İle Gerçekleştirilen Erken Uyarıcı Dinamik Bakım Yöntemleri", **2. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu**, Gaziantep, 370-393, 22-24 Eylül 1986.
15. Li, Y., Zhang, C., Kurfess, T.R., Danyluk, S. and Liang, S. Y., "Diagnostics and Prognostics of a Single Surface Defect on Roller Bearings", **Proc. Instn. Mech. Engrs.**, vol. 214 Part C, 1173-1185, 2000.

16. Aktürk, N., **Rigid Shaft Supported by Angular Contact Ball Bearings**, PhD. Thesis, Imperial College of Science, Technology and Medicine, University of London, London, April 1993.
17. Wowk, V., **Machinery Vibration: Measurement and Analysis**, McGraw- Hill, Inc., 1991.

EK

