T.C.

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DÖNER MAKİNE ELEMANLARIN TİTREŞİM ANALİZİ İLE KESTİRİMCİ BAKIMI

ÖZCAN ARMAĞAN AYAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi VEDAT TAŞKIN

EDİRNE – 2019

ÖZCAN ARMAĞAN AYAN'ın hazırladığı "DÖNER MAKİNE ELEMANLARIN TİTREŞİM ANALİZİ İLE KESTİRİMCİ BAKIMI" başlıklı bu tez, tarafımızca okunmuş, kapsam ve niteliği açısından Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri : İmza :

Dr. Öğr. Üyesi Vedat TAŞKIN

Dr. Öğr. Üyesi Fatih KARAÇAM

Dr. Öğr. Üyesi Olcay EKŞİ

Tez Savunma Tarihi :

16/01/2019

Bu tezin Yüksek Lisans tezi olarak gerekli şartları sağladığını onaylarım.

İmza :

Dr. Öğr. Üyesi Vedat TAŞKIN

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü onayı

Prof. Dr. Murat YURTCAN
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

TRAKYA ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI YÜKSEK LİSANS PROGRAMI

DOĞRULUK BEYANI

Trakya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında, tüm verilerin bilimsel ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini, kullanılan verilerde tahrifat yapılmadığını, tezin akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını, kullanılan tüm literatür bilgilerinin bilimsel normlara uygun bir şekilde kaynak gösterilerek ilgili tezde yer aldığını ve bu tezin tamamı ya da herhangi bir bölümünün daha önceden Trakya Üniversitesi ya da farklı bir üniversitede tez çalışması olarak sunulmadığını beyan ederim.

16/01/2019

Özcan Armağan AYAN

Yüksek Lisans Tezi

Döner Makine Elemanların Titreşim Analizi İle Kestirimci Bakımı

Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Ana Bilim Dalı

ÖZET

Kestirimci bakım anlayışı ‘‘bakım’’ kavramına bilimsel ve belirli bir sistem içerisinde yaklaşır. Endüstride kullanılan makinelerin daima maksimum seviyede üretim gerçekleştirmesi hedeflenir. Bu hedefin önündeki en büyük engellerden biri makinelerin verimsiz çalışması veya bir arıza nedeniyle üretime ara vermesidir. Döner makine elemanları aşınma, yorulma, hatalı montaj, hatalı imalat gibi kök nedenlerden kaynaklı olarak makinelerde arızalara ve bu arızalar da üretim hedeflerinin gerçekleşememesine neden olur.

Titreşim analizi makinelerin verimliliklerini istenilen seviyede tutmak ve beklenmedik arızalardan kaçınarak üretim kayıplarını engellemek için kullanılan etkili bir tekniktir. Titreşim analizi tüm dünyada ve ülkemizdeki çelik, çimento ve kağıt gibi endüstri alanlarında - özellikle rulman arızalarının tespiti için – yaygın şekilde kullanılmaktadır. Bu çalışmada çimento endüstrisinde faaliyet gösteren bir fabrikanın ana baca gazı fanında yaşanan rulman arızası titreşim analizi metoduyla incelenmiştir. Çalışmada bakım yaklaşımları, titreşim ve titreşim temelleri, titreşim analizi yöntemi ile tespit edilmesi mümkün olan başlıca arızalar, titreşim analizi yöntemi ile rulman arızalarının tespiti incelenerek ana baca gazı fanında uygulanan örnek olaya yer verilmiştir.

Yıl : 2019

Sayfa Sayısı : 82

Anahtar Kelimeler : Titreşim, Titreşim Analizi, Spektral Analiz, Rulman, Rulman Arızası, Kestirimci Bakım

Master's Thesis

Predictive Maintenance of Rotary Machine Elements by Use of Vibration Analysis

Trakya University, Institute of Natural Sciences

Department of Mechanical Engineering

ABSTRACT

The concept of ‘‘maintenance’’ is approached scientifically and in a particular system by predictive maintenance concept. It is aimed to have full performance of production from the machines used in the industry. One of the biggest obstacles to this aim is non-productive machines or pausing the production because of a breakdown. Rotary machine elements can cause breakdown in the machines because of some primary reasons such as; abrasion, fatigue, wrong mounting and fabrication etc. and these breakdowns lead to not reaching manufacturing aims.

Vibration analysis is the effective technique used to keep the machine productivity at the necessary level and to restrain loss of production by avoiding unexpected defects. Vibration analysis is commonly used in some industries like steel, cement and paper; especially for detection of roller bearing malfunction. In this study, roller bearing failure in the main chimney fan of a factory which is operated in cement industry is researched through vibration analysis method. In the study, maintenance philosophies, basis of vibration, main failures that can be detect by the vibration analysis are mentioned and the incident applied to the fan of main chimney has been given publicity by examining roller bearing failure thanks to vibration analysis.

Year : 2019

Number Of Pages : 82

Keywords : Vibration, Vibration Analysis, Spectral Analysis, Roller Bearing, Roller Bearing Failure, Predictive Maintenance

TEŞEKKÜR

İlköğretimden başlayıp yüksek lisans eğitimime kadar olan süreçte bu tezin tamamlanması için gerekli olan bilgi birikimimin temellerini atan ve bu uzun süreç boyunca bir an bile desteklerini benden esirgemeyen sevgili anneme ve babama, yüksek lisans eğitimim boyunca paylaşmış oldukları bilgilerinden ve birikimlerinden, göstermiş oldukları hoşgörüden ve iyi niyetten, vermiş oldukları desteklerden ve güvenden dolayı değerli hocalarım Dr. Öğr. Üyesi Vedat TAŞKIN ve Dr. Öğr. Üyesi Nilhan Ürkmez TAŞKIN'a, tezin uygulama bölümünde yer alan titreşim ölçümlerinin gerçekleştirilmesine imkan sağladığı için Çimentaş İzmir Çimento Fabrikası Türk A.Ş. Trakya Şubesi'ne, en derin teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

BÖLÜM 2

BAKIM YAKLAŞIMLARI 3

2.1. Arızi Bakım 4

2.2. Zaman Odaklı Bakım (Önleyici Bakım) 5

2.3. Durum Odaklı Bakım (Kestirimci Bakım) 5

2.4. Proaktif Bakım (Önetkin Bakım) 6

BÖLÜM 3

TİTREŞİM 8

3.1. Titreşim Hareketi 8

3.2. Basit Harmonik Hareket 8

3.3. Önceki Çalışmalar 14

3.4. Titreşim Analizi 16

3.5. Titreşim Analizi İle Arıza Teşhisi Ve Yararları 18

3.6. Titreşim Analizinde Kullanılan Terimler 19

3.6.1. Frekans (Periyot, Çevrim) 19

3.6.2. Dalga Boyu 19

3.6.3. Açısal Frekans 19

3.6.4. Genlik 19

3.6.5. Hertz (Hz) 20

3.6.6. Faz (Faz Gecikmesi) Ve Faz Açısı 21
3.6.7. Dalga Formu 21
3.6.8. Harmonik 21
3.6.9. Fourier Analizi (Fourier Dönüşümü) 23
3.6.10. Genel Genlik 24
3.6.11. Yer Değiştirme 24
3.6.12. Titreşim Hızı 24
3.6.13. Tepe Faktörü 25
3.6.14. Titreşim İvmesi 25
3.7. Titreşim Şiddetinin Değerlendirilmesi Esnasında Yer Değiştirme – Hız – İvme Değerlerinin Tercihi 26
3.7.1. 10 Hertz Frekans Değerinin Altındaki Hareketler 26
3.7.2. 10 Hertz – 1000 Hertz Frekans Değerleri Arasındaki Hareketler 27
3.7.3. 1000 Hertz – 1500 Hertz Frekans Değerleri Arasındaki Hareketler 27

BÖLÜM 4

VİBRASYON ANALİZİ İLE ARIZA TESPİTİ 29
4.1. Balanssızlık (Dengesizlik) 30
4.1.1. Statik Balanssızlık 31
4.1.2. Çoklu Balanssızlık 32
4.2. Eksen Kaçıklığı 33
4.2.1. Açısal Eksen Kaçıklığı 34
4.2.2. Paralel Eksen Kaçıklığı 35
4.3. Gevşeklik 36
4.3.1. Montajdan Kaynaklı Gevşeklik 36
4.3.2. Taban Plakası İle Makine Arasındaki Gevşeklik 37
4.3.3. Yapısal Gevşeklik 38
4.4. Rezonans 39
4.5. Eğik Şaft 39
4.6. Döner Elemanlı Rulmanlar Ve Arızaları 39
4.7. Rulman Çeşitleri Ve Özellikleri 43
4.7.1. Tek Sıralı Sabit Bilyalı Rulmanlar 44

4.7.2. Tek Sıralı Eğik Bilyalı Rulmanlar 44
4.7.3. Silindirik Makaralı Rulmanlar 45
4.7.4. Konik Makaralı Rulmanlar 46
4.7.5. Oynak Makaralı Rulmanlar 47
4.7.6. Tek Yönlü Eksenel Bilyalı Rulmanlar 47
4.7.7. Rulman Arıza Frekansları, Terimler Ve Hesaplanması 48

BÖLÜM 5

VİBRASYON LİMİTİ VE ISO STANDARTLARI 50

BÖLÜM 6

ÖRNEK UYGULAMA 53

6.1. Titreşim Analizinde Kullanılan Ekipmanlar 53
6.2. Ölçüm Metodu 55
6.3. Transdüserler (Dönüştürücüler) 56
6.4. 331FN110 Fanın Özellikleri 57
6.5. 22244 BE / XL Rulman Detayları Ve Arıza Frekansları 58
6.6. Hasarlı Rulmana Ait (Rulman Değişimi Öncesi) Ölçüm Grafikleri 60
6.7. Hasarsız Rulmana Ait (Rulman Değişimi Sonrası) Ölçüm Grafiği 74
6.8. Arızanın Yorumlanması 77

BÖLÜM 7

SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR 79
KAYNAKLAR 80
ÖZGEÇMİŞ 82

SEMBOLLER DİZİNİ

a : İvme

a_{max} : Maksimum İvme Değeri

α ve Θ : Döner Eleman Temas Açısı

B : Rulman Genişliği

B_d : Döner Eleman Çapı

ºC: Santigrat Derece

f : Frekans

F_s : Geri Çağırıcı Kuvvet

gE: Zarflanmış İvme

k : Rijitlik

λ : Dalga Boyu

m : Kütle

μ : Mikron

n : Bilye Sayısı

P_d : Pitch Diameter (Ortalama Çap)

π : Pi

t : Zaman

T : Periyot

ω : Açısal Frekans

x : Yer Değiştirme

x_i : İlk Konum

V : Hız

V_i : İlk Hız

V_{max} : Maksimum Hız Değeri

φ **:** Faz

% : Yüzde

KISALTMALAR DİZİNİ

BPFO : Rulman Dış Bilezik Arıza Frekansı

BPFI : Rulman İç Bilezik Arıza Frekansı

BSF : Her Bir Döner Elemanın Kendi Ekseni Etrafında Dönüşünü Gösteren Frekans

cos : Cosinüs

CPM : Cycles Per Minute (Dakikadaki Çevrim Sayısı)

D : Dikey

dB : Desibel

EKS : Eksenel Yön

FFT : (Fast Fourirer Transform) Fast Fourirer Dönüşümü

FTF : Kafes Arıza Frekansı

Hz : Hertz (Saniyedeki Devir Sayısı)

ISO : International Organization for Standardization (Uluslararası Standartlar Teşkilatı)

kg : Kilogram

kN : Kilonewton

kW : Kilowatt

m : Metre

mm : Milimetre

N : Newton

P : Power (Güç)

pk : Peak (Tepe)

s : Saniye

sin : Sinüs

Rad : Radyan

RMS : Root Mean Square (Karekök Ortalama)

rpm : Revolutions Per Minute (Dakikadaki Devir Sayısı)

Y : Yatay

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Bakım Yaklaşımları 4
Şekil 3.1. m Kütleli Bir Cismin Yatay, Sürtünmesiz Yüzey Üzerinde Serbestçe Hareket Edebildiği Fiziksel Sistem 9
Şekil 3.2. Basit Harmonik Hareketi Gösteren Deneysel Düzenek 10
Şekil 3.3. Basit Harmonik Hareket Yapan Bir Cisim İçin Bir x-t Eğrisi 11
Şekil 3.4. Basit Harmonik Hareketin Grafiksel Gösterimi 13
Şekil 3.5. Hız, İvme ve Yer Değiştirme Değerlerinin Faz İle İlişkisi 14
Şekil 3.6. Farklı Genlik Değerine Sahip İki Dalga Üzerinde Titreşim Terimleri 20
Şekil 3.7. Özdeş Frekans ve Genlik Değerindeki İki Farklı Dalga Arasındaki Faz Gecikmesi 21
Şekil 3.8. Tek Sayılı Frekanslarda Kendini Belli Eden Dalga Serisi 22
Şekil 3.9. Fourier Dönüşümü 23
Şekil 3.10. Hızın Değişken Fonksiyonunu Gösteren Grafik 25
Şekil 3.11. Genlik - Zaman Eğrisindeki RMS, Tepe ve Tepeden Tepeye Değerleri 26
Şekil 3.12. Hız, İvme Ve Yer Değiştirme Değerlerinin Tercih Edildiği Aralıkları 28
Şekil 4.1. Bir Motor - Makine Sisteminde Arıza Meydana Gelebilecek Noktalar 29
Şekil 4.2. Balanssızlık Durumunda Çalışma Devri Olan 1x CPM'de Oluşan Genlik 31
Şekil 4.3. Statik Balanssızlık Durumu 32
Şekil 4.4. Statik Balanssızlık Durumunda Çalışma Devri Olan 1x CPM'de Oluşan Genlik Ve Rotorda Meydana Gelen Titreşim 32
Şekil 4.5. Çoklu Balanssızlık Durumu 33
Şekil 4.6. Çoklu Balanssızlık Durumunda Çalışma Devri Olan 1x CPM'de Oluşan Genlik Ve Rotorda Meydana Gelen Titreşim 33
Şekil 4.7. Açısal Eksen Kaçıklığı Durumunda 1x, 2x ve 3x CPM'de Oluşan Genlik 34
Şekil 4.8. Bir Motor ve Pompa Şaftındaki Açısal Eksen Kaçıklığı 34

Şekil 4.9. Paralel Eksen Kaçıklığı Durumunda 1x, 2x ve 3x CPM'de Oluşan Genlik ... 35
Şekil 4.10. Bir Motor Ve Pompa Şaftındaki Paralel Eksen Kaçıklığı ... 35
Şekil 4.11. Gevşek Montaj Durumunda Oluşan Genlik ... 36
Şekil 4.12. Rulman İç Bileziği İle Şaft Arasındaki Gevşek Montaj Durumu ... 37
Şekil 4.13. Gevşek Montaj Durumunda Oluşan Genlik Değerleri ... 37
Şekil 4.14. Taban Plakası İle Makine Arasındaki Gevşeklik Durumu ... 38
Şekil 4.15. Yapısal Gevşeklik Durumunda Oluşan Genlik Değeri ... 38
Şekil 4.16. Şaftın Eğik Olması Durumunda Oluşan Genlik Değerleri ... 39
Şekil 4.17. Bir Rulmanı Oluşturan Elemanlar ... 40
Şekil 4.18. Yaygın Olarak Kullanılan Rulman Çeşitleri Ve Terimleri ... 43
Şekil 4.19. Tek Sıralı Sabit Bilyalı Rulman ... 44
Şekil 4.20. Tek Sıralı Eğik Bilyalı Rulman ... 45
Şekil 4.21. Silindirik Makaralı Rulman ... 46
Şekil 4.22. Konik Makaralı Rulman ... 46
Şekil 4.23. Oynak Makaralı Rulman ... 47
Şekil 4.24. Eksenel Bilyalı Rulman ... 48
Şekil 5.1. ISO 10816-3'e Göre Titreşim Hızı Limitleri ... 51
Şekil 5.2. ISO 10816-3'e Göre Titreşim Yer Değiştirme Limitleri ... 52
Şekil 6.1. SKF Marka Microlog GX Serisi CMXA70 Titreşim Analizörü ... 54
Şekil 6.2. SKF Marka CMSS2200 Model Manyetik Tip Transdüser /Dönüştürücü ... 54
Şekil 6.3. SKF Marka CMSS2200 Model Manyetik Tip Transdüser / Dönüştürücü Bağlantı Detayları Ve Boyutları ... 55
Şekil 6.4. Bir Yatak Üzerindeki Ölçüm Noktaları ... 56
Şekil 6.5. Transdüser / Dönüştürücü Çeşitleri ... 57
Şekil 6.6. 331FN110 Fanı Kesit Görünümü Ve Elemanları ... 58
Şekil 6.7. 22244 BE / XL Oynak Makaralı Rulman ... 59
Şekil 6.8. 22244 BE / XL Rulmana Ait Arıza Frekansları ... 60
Şekil 6.9. 06.07.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği ... 61
Şekil 6.10. 06.07.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği ... 61
Şekil 6.11. 06.07.2018'de Yatay Konumda Yapılan İvme Ölçümü Grafiği ... 62
Şekil 6.12. 13.07.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği ... 63
Şekil 6.13. 17.07.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği ... 63

Şekil 6.14. 17.07.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 64
Şekil 6.15. 20.07.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 65
Şekil 6.16. 25.07.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 65
Şekil 6.17. 25.07.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 66
Şekil 6.18. 02.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 67
Şekil 6.19. 02.08.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 67
Şekil 6.20. 06.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 68
Şekil 6.21. 06.08.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 69
Şekil 6.22. 10.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 70
Şekil 6.23. 10.08.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 70
Şekil 6.24. 14.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 71
Şekil 6.25. 14.08.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 72
Şekil 6.26. 14.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan İvme Ölçümü Grafiği 72
Şekil 6.27. Dış Bilezik Hasarı Tespit Edilen 22244 BE / XL Rulman 74
Şekil 6.28. 22244 BE / XL Rulmana Ait Hasarlı Dış Bilezik Ve Makara Yuvarlanma Yolu Üzerinde Oluşan Hasar (Üstten Görünüş) 75
Şekil 6.29. 22244 BE / XL Rulmana Ait Hasarlı Dış Bilezik Ve Makara Yuvarlanma Yolu Üzerinde Oluşan Hasar (Detay Görünüş) 75
Şekil 6.30. Rulman Değişimi Sonrası 16.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği 76
Şekil 6.31. Titreşim Seviyesi İle Çalışma Süresi Arasındaki İlişki 78
Şekil 6.32. Bir Rulman İç Bileziğinde Meydana Gelen Hasarın İlerleyişi 78

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 4.1. Bir Rulman Üreticisi Firmanın 6000 Serisi Rulmanlar İçin Paylaşmış Olduğu Arıza Frekansları (NTN Rulman, Rulman Arıza Frekansları 42

Çizelge 6.1. Hasar Tespitinden Rulman Değişime Kadar Olan Periyotta Hız ve İvme Ölçümlerinde Gözlemlenen Artış 73

Çizelge 6.2. Rulman Değişimi Sonrasında Gözlemlenen Hız Ve İvme Değerlerindeki Azalma 77

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Rulmanlarda meydana gelen hasarların arıza meydana gelmeden önce belirlenmesi, bakım ekiplerine rulman değişimi için gerekli olan iş gücünün oluşturulması ve kullanılacak malzemelerin temin edilmesi için zaman yaratarak planlanmış bir bakım esnasında değiştirmesine olanak tanır. Hasarın önceden tespit edilemeyip arızanın meydana geldiği varsayılırsa ilk olarak, planlanmış olan üretim hedeflerine ulaşılmasına engel olan bir üretim kaybı meydana gelir. Eğer bu arızadan dolayı üretimine ara verilen ürün satışı halihazırda planlanmış bir ürün ise bu direkt olarak satış kaybına da neden olur.

Meydana geldiği varsayılan arıza bakım ekibi açısından değerlendirildiğinde, değiştirilecek olan rulman yedeğinin stokta bulunmama ihtimali vardır. Bu durumda zorunlu olarak acil bir satın alım yapılmış olunur. Değiştirilecek olan rulmanın aynı kalitede bir yenisinin tedariği için gerekli olan süre bakımın yapılacağı süreye ek bir süre oluşturur. Bu da arızanın meydana geldiği ünitenin devreye alınmasını geciktirir. Acil bir rulman satın alınacağı için nakliye ve rulman fiyatları da sıradan bir satın alma süreci ile kıyaslandığında muhtemelen yüksek olacaktır. Ayrıca istenilen kalitede bir rulmanın bulunamaması durumunda, rulmanın kullanılacağı ekipmanın üreticisi tarafından tavsiye edilmeyen marka bir rulman kullanılmak zorunda da kalınılabilir. Böyle bir durumda ekipman, üreticisi tarafından sağlanan garanti şartlarının dışına çıkmış olur.

Orta ve büyük sınıf olarak değerlendirebileceğimiz yaklaşık 1000 kW üzeri güçte çalışan redüktör, değirmen ve motor gibi ekipmanlar genellikle üretici firmaların mühendislik yaklaşımlarına özgü şekilde tasarlanırlar. Bu yüzden rulman değişimleri teknik ve yöntem olarak herhangi bir rulman değişimi kadar basit değildir. Bu ekipmanların üreticileri üretmiş oldukları ürüne ait detaylı teknik ve mühendislik bilgilerini müşterileri ile genellikle paylaşmazlar. Bunun nedeni üretici firmaların, herhangi bir arıza veya planlı bakım sırasında kullanılacak olan mühendislik bilgilerinin bir danışman (süpervizör) aracılığı ile müşteriye işçilik/mühendislik hizmeti olarak satılarak kar elde etme beklentisidir. Bu nedenden dolayı bir arıza durumunda müsait bir danışman (süpervizör) bulunamayabilir. Bulunması durumunda ise oluşan acil satın alımlardan kaynaklı ek masraflara ilave olarak danışman (süpervizör) masrafları da oluşur.

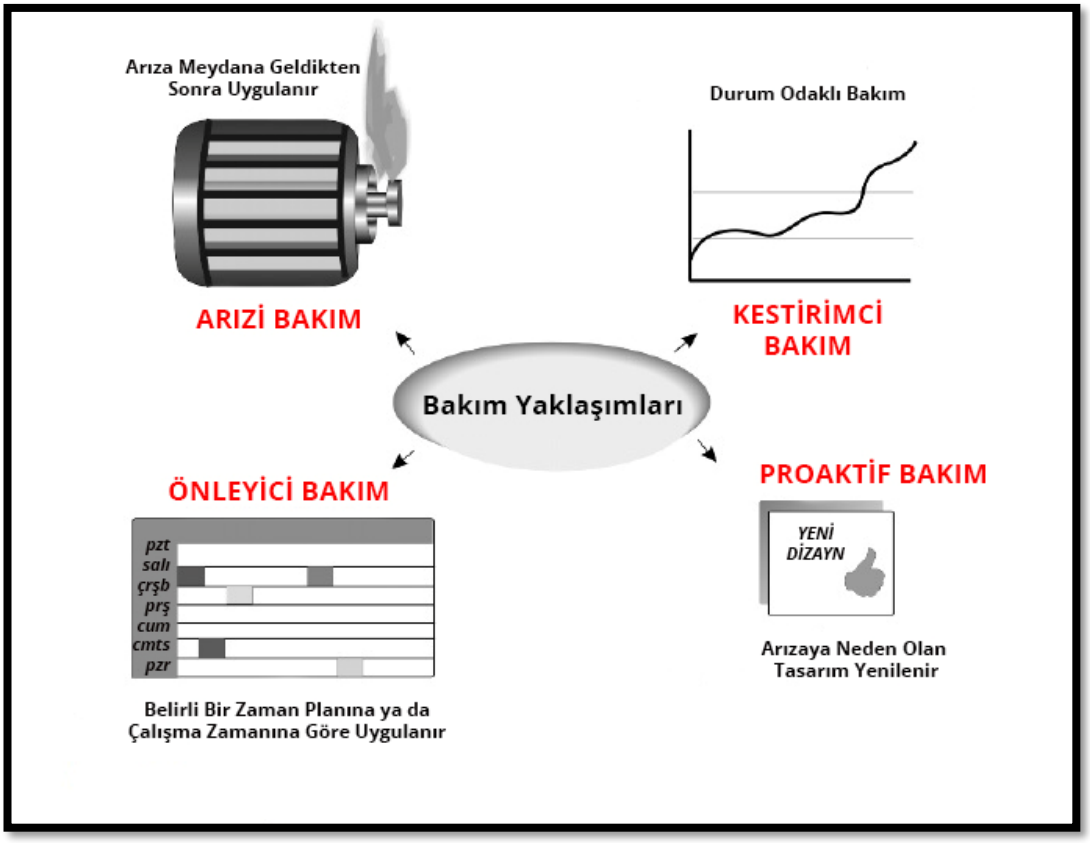
Bu çalışmada bir fan yatağı rulmanında yapılan titreşim ölçümlerinin analiz edilerek rulmanın çalışma sağlığı ile ilgili elde edilen verilerin teoride belirtildiği gibi gerçekleşip gerçekleşmediği araştırılmıştır. Öncelikle arızalardan kaynaklanan üretim kayıplarının ve işçilik ile bakım maliyetlerindeki artışların önüne geçmek için uygulanan dört farklı bakım yaklaşımı, titreşimin temelleri, endüstride sıklıkla kullanılan rulman çeşitleri ve titreşim analizi ile tespit edilebilen başlıca rulman hasarları incelenmiştir. 331FN110 numaralı fanın sabit yatağı (tahrik tarafı yatağı) rulmanında yapılan uygulamada tespit edilen arızalar teoride belirtilenlere göre kıyaslanarak yorumlanmıştır.

BÖLÜM 2

BAKIM YAKLAŞIMLARI

Otomotiv, çelik imalatı, çimento üretimi, kağıt üretimi, cam sanayii gibi çeşitli endüstri dallarında kullanılan bakım yaklaşımları incelendiğinde, bakım operasyonlarının benzer yaklaşımlar kullanılarak yapıldığı görülür. Bakım yaklaşımları Şekil 2.1.'de verildiği gibi temel olarak dört farklı kategoriye ayrılır.

- Arızi Bakım
- Önleyici Bakım (Zaman Odaklı Bakım)
- Kestirimci Bakım (Durum Odaklı Bakım)
- Proaktif Bakım



Şekil 2.1. Bakım Yaklaşımları

2.1. Arızi Bakım

Arızi bakım yaklaşımının dayandığı temel düşünce, bir makine elemanının arıza meydana gelene kadar çalışmasına müsaade etmek ve arıza meydana geldiğinde arızalanan makine elemanını tamir etmek ya da değiştirmektir. Meydana gelen arızanın üretim kayıplarına neden olmadığı ve bakım maliyetlerinin önemsenmeyecek kadar düşük olduğu durumlar için bu bakım yöntemi uygulanır.

Arızi bakım yaklaşımının dezavantajı, bakım ekibinin daima planlanmayan bir ‘‘kriz yönetimi’’ durumunda olmasıdır. Meydana gelen arızadan dolayı beklenmedik bir şekilde üretimin aksadığı durumlarda, arızanın bir an önce giderilip en kısa sürede yeniden üretime başlanması için kullanılacak olan yedek makine elemanları ve parçalar ambar stok maliyetlerini arttırır.

Şüphesiz ki bu yöntem bir üretim tesisinin bakımının yapılmasındaki en verimsiz yöntemdir. Bakım maliyetlerinin düşürülmesi için yapılan ucuz yedek parça arayışı ve günlük kiralanan işçilik hizmetleri uygulanan yöntemin verimi daha da düşürür.

Bu bakım yöntemi planlı bir bakım yöntemi olmadığından dolayı personelin morali olumsuz yönde etkilenir. Arızalardan kaynaklı olarak gerçekleştirilemeyen her bir planlı bakım da sonraki günlere bitirilmemiş bir iş ya da arıza olarak personelin karşısına gelir. (Girdhar, 2004)

2.2. Zaman Odaklı Bakım (Önleyici Bakım)

Önleyici bakım yaklaşımının dayandığı temel düşünce, bakım faaliyetlerinin gerçekleştirileceği periyotları bir takvime göre ya da makinelerin çalışma süreleri göz önünde bulundurularak önceden planlanmasıdır. Çalışma ömrünün sonuna yaklaşan bir makine elemanı arızaya sebep olmadan önce değiştirilir ya da bakımı yapılır. Bu yaklaşım sürekli olarak çalışmayan makinelerin bakımında, kestirimci bakım becerisi, bilgisi veya zamanı yeterli olmayan bakım personelinin olması durumunda uygulanır.

Bu yaklaşımın en büyük dezavantajı, bakımın yapılması gereken ideal zamandan daha erken ya da daha geç yapılma ihtimalinin olmasıdır. Bakımı yapılacak olan ekipman ya da makine belirli bir çalışma süresinin sonunda bakıma alınır. Herhangi bir arıza belirtisi olmaksızın değiştirilen makine elemanının çalışma ömrünü tam olarak tamamlamadan değiştirilmiş olma ihtimali de vardır. Bu durumda gereksiz/erken bakım yapılmış olunur. Bu nedenle bakım maliyetleri artar ve üretim kayıpları oluşur. Ayrıca erken bakımın yapıldığı bazı hallerde, gayet iyi şartlarda çalışan makineler demonte edilerek iyi durumda çalışan makine elemanları değiştirilir ve yeni elemanların yanlış montajından dolayı ortaya daha önce var olmayan sorunlar da çıkabilir. (Girdhar, 2004)

2.3. Durum Odaklı Bakım (Kestirimci Bakım)

Durum odaklı bakım yaklaşımının dayandığı temel düşünce, makinenin ya da makine elemanının işleyişinde bir sorun tespit edilip yapılacak olan bakımın planlanmasıdır. Mekaniksel ve operasyonel çalışma durumu periyodik olarak takip edilir. Sağlıksız çalıştığı anlaşılan, arıza tespit edilen makine elemanlarının bakımının yapılması için plan oluşturulur. Bu plan için en elverişli zaman seçilerek arızalı makine elemanları değiştirilir

ya da bakımı yapılır. Zaman seçimine dikkat edilmediği takdirde meydana gelecek olan herhangi bir arıza durumunda maliyetlerin artma ihtimali olasıdır. (Girdhar, 2004)

Durum odaklı bakım yaklaşımın avantajlarından biri, yapılacak olan bakımın bir iş emrine dayalı olarak planlanıp zamanlanmış olmasıdır. Bu zaman planı bakım esnasında kullanılacak olan makine elemanlarının, diğer gerekli olabilecek malzemelerin ve gereken iş gücünün temin edilmesi için hazırlık zamanı yaratır. Ayrıca bakımlar belirli bir zaman planına göre gerçekleştirileceğinden dolayı gereksiz stok maliyetinin de önüne geçilmiş olunur. Yaklaşımın diğer bir avantajı ise, arızi bakım yaklaşımına göre kıyaslandığında, makinelerin çalışma durumları periyodik olarak takip edildiğinden dolayı gereksiz bakım yapılmamış olunur bu da hem işçilik maliyetlerinin azalmasına hem de gereksiz ünite duruşu yapılmayacağından dolayı üretimin artmasına katkı sağlar.

Bu yaklaşımın olası bir dezavantajı, çalışma durumu belirli analizlerle takip edilen makineye ait analizlerin yanlış yorumlanmasıyla ortaya çıkar. Yanlış yorumlanan bir titreşim analizi, termal analiz, yağ analizi vb. sonucu aslında gerekli olmayan bir bakım faaliyetinin planlanmasına ve buna dayalı makine elemanlarının erken tedarik edilmesine yol açar. Bu da hâlihazırda çalışmakta olan makine elemanın çalışma ömrünün tamamlanmadan değiştirilmesine sebep olarak gereksiz bakım maliyeti yaratır. Ayrıca durum odaklı bakım yaklaşımının gerçekleştirilebilmesi için makinelerin çalışma koşullarının tespitinde kullanılan titreşim analizi, termal analiz, yağ analizi, tahribatsız malzeme muayenesi gibi konularda uzmanlaşmış personele ya da bu hizmetlerin dışarıdan satın alınmasına ihtiyaç vardır.

Durum odaklı bakım yaklaşımı uygulanmak istendiğinde üretim departmanları ile bakım departmanları uyum içinde çalışmalıdır çünkü makinelerin çalışma durumlarının takibi için gerekli ölçümlerin alınması ve gerekli görülen bakımların gerçekleştirilmesine olanak sağlayacak şekilde ünite çalışma planları oluşturulmalıdır. (Girdhar, 2004)

2.4. Proaktif Bakım (Önetkin Bakım)

Proaktif bakım yaklaşımının dayandığı temel düşünce, meydana gelen tüm arızaların kök nedenlerinin tespit edilip, ileriye yönelik yapılan analiz ve ölçümler sayesinde aynı arızanın bir kez daha tekrarının engellenmesidir. Durum odaklı bakım yaklaşımında

kullanılan ölçüm teknikleri kullanılır ve meydana gelen arızalar kök neden analizi ile değerlendirilir. Kök neden analizi arızaya yol açan problemin gerçek nedenini tespit eder ve tanımlar. Gerçekleştirilen bakımların ve kurulumların doğru şekilde yapılıp yapılmadığını garanti altına alır. Ayrıca makinelerin tasarım değişikliğinin veya yenilenmesinin gerekliliğini ortaya koyar ve buna bağlı yatırım planlarının oluşturulmasına olanak sağlar.

Durum odaklı bakım yaklaşımında olduğu gibi proaktif bakım yaklaşımında da yapılacak olan bakım bir iş emrine dayalı olarak planlanır. Bu zaman planı da bakım esnasında kullanılacak olan makine elemanlarının ve diğer gerekli olabilecek malzemelerin temin edilmesi için hazırlık zamanı yaratır ve gereksiz stok maliyetini engeller. Ancak bunlara ek olarak arızaya neden olan gerçek nedenin ortadan kaldırılabilmesi için ilave çaba gerektirir. Bu çaba karşılığında da makinelerin güvenilirlik katsayıları yükselir ve arıza kaynaklı üretim kayıpları önlenerek üretimin artması sağlanır.

Proaktif bakım yaklaşımının dezavantajı ise kestirimci ve önleyici bakım faaliyetlerinin yapılması için gerekli olan ekipman ve deneyimli/eğitimli personel ihtiyacıdır ya da bu hizmetlerin dışarıdan sürekli olarak satın alınması gerekliliğidir. (Girdhar, 2004)

BÖLÜM 3

TİTREŞİM

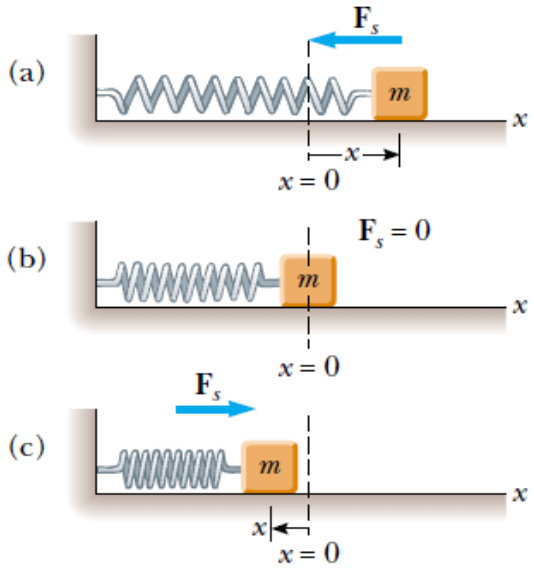
3.1. Titreşim Hareketi

Bir cisim üzerine etki eden kuvvet, cismin denge konumundan olan yer değiştirmesi ile orantılı olur ve her an cismin denge konumuna yönelik olarak etkirse bu konum etrafında tekrarlı bir ileri-geri hareket oluşur. Bu harekete titreşim hareketi denir. Titreşim hareketi, periyodik hareket, harmonik hareket veya salınım hareketi kavramları birbirleriyle eşdeğerdir.

Bir gitar telini titreşimi, bir yayın ucuna asılan bir cismin yapmış olduğu hareket ve bir ucu sabir diğer ucu boşta olan çubuğun geri çağırıcı kuvvet etkisi altında yapmış olduğu salınım titreşim hareketine örnek olarak gösterilir. (Richards, Sears, Wehr, & Zemansky)

3.2. Basit Harmonik Hareket

Şekil 3.1.'de olduğu gibi bir yayın ucuna tutturulmuş *m* kütleli bir cismin yatay, sürtünmesiz yüzey üzerinde serbestçe hareket edebildiği fiziksel bir sistem oluşturulduğunda; yay gerilmemiş ve sıkıştırılmamış durumda iken cisim sistemin denge konumu olan *x=0* konumundadır. Böyle bir sistem denge konumundan uzaklaştırıldığında, ileri-geri salınım yaptığını deneyimlerimizden biliriz. Bu tür harekette bir cisim, mekanik enerjide bir kayıp olmaksızın, konumu zamanın sinüs fonksiyonuyla belirlenecek şekilde titreşir. (Serway, & Beicher, 2000)



Şekil 3.1. *m* Kütleli Bir Cismin Yatay, Sürtünmesiz Yüzey Üzerinde Serbestçe Hareket Edebildiği Fiziksel Sistem (Serway, & Beicher, 2000)

İlk blok, denge konumundan küçük bir *x* uzaklığı kadar uzaklaştırıldığında yay, cisim üzerine yer değiştirme ile orantılı ve Eşitlik 3.1.'de verilen Hooke Yasası ile

$$F_s = -kx \tag{3.1.}$$

şeklinde bir kuvvet uyguladığını hatırlayarak, Şekil 3.1.'deki hareketi nitel olarak anlayabiliriz. Daima denge konumuna doğru yöneldiği ve bu yüzden yer değiştirmeye zıt olduğu için buna geri çağırıcı kuvvet denir. Yani blok, Şekil 3.1.'de *x=0* konumunun sağına gittiğinde yer değiştirme pozitif ve geri çağırıcı kuvvet sola doğru yönelir. Blok, *x=0* konumunun soluna doğru gittiğinde yer değiştirme negatiftir ve geri çağırıcı kuvvet sağa doğru yönelmiştir.

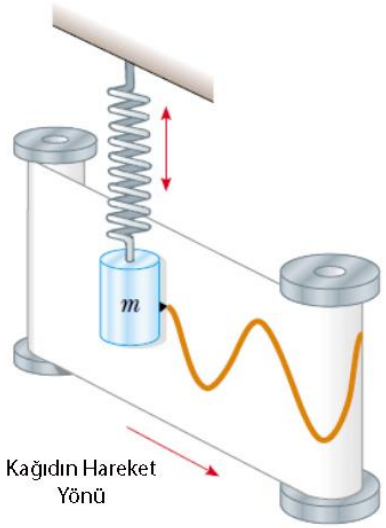
Eşitlik 3.1. ile birlikte, Newton'un ikinci yasasını bloğun hareketine Eşitlik 3.2.'de olduğu gibi uygularsak,

$$Fs = -kx = ma \tag{3.2.}$$

$$a = -\frac{k}{m}x \tag{3.3.}$$

İvme değeri Eşitlik 3.3.'de gösterildiği gibi elde edilir. Yani ivme, bloğun yer değiştirmesi ile orantılıdır ve yönü yer değiştirmenin yönüne zıttır. Bu şekilde davranan sistemlerin basit harmonik hareket yaptıkları söylenir.

Cismin ivmesinin, cismin bir denge konumundan olan yer değiştirmesi ile orantılı olduğu ve zıt yönde yöneldiği her durumda cisim basit harmonik hareket yapar. (Serway, & Beicher, 2000)



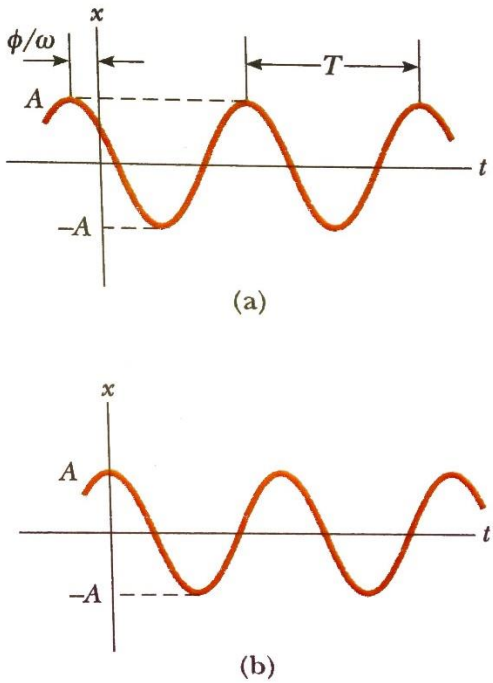
Şekil 3.2. Basit Harmonik Hareketi Gösteren Deneysel Düzenek (Serway & Beicher, 2000)

Basit harmonik hareket gerçekleştiren bir deney düzeneği Şekil 3.2.'de verilmiştir. Bir yayın ucuna bağlanmış olan *m* kütleli cisim ve bu cisime de kağıt üzerinde iz bırakması amacıyla bir kalem bağlanmıştır. Cisim basit harmonik hareket yaptığında, bir kağıt cismin hareketinin doğrultusuna dik yönde kaydırılır ve kalem dalga şeklinde bir desen oluşturur. x ekseni boyunca hareket eden bir cismin, denge konumundan ölçülen x yer değiştirmesi Eşitlik 3.4.'te verilmiştir.

$$x = A\cos(\omega t + \varphi) \qquad (3.4.)$$

Cismin yer değiştirmesi Eşitlik 3.4.'e göre zamanla değişiyorsa, cisim basit harmonik hareket yapıyor denir. Burada *A*, ω ve φ sabittir. Bu sabitlerin fiziksel anlamları, Şekil

3.3.(a)'da x'i t'nin fonksiyonu olarak çizilerek görsel olarak verilmiştir. Şekil 3.3.'te oluşan desen, Şekil 3.2.'de verilen deney düzeneğinde oluşan desendir. A, oluşan harmonik hareketin genliğini gösterir ve cismin $+x$ ya da $-x$ yönündeki en büyük yer değiştirme değeridir. ω, sabiti harmonik hareketin açısal frekansıdır ve cismin radyan cinsinden bir saniye içerisinde taradığı açıyı gösterir. Sabit açı φ'ye faz sabiti ya da faz açısı denir ve cismin başlangıç yer değiştirmesi ve hızından yararlanarak elde eldilir. Eğer cisim $t=0$'da $x=A$ maksimum konumunda ise, bu durumda $\varphi=0$ olur ve x'in t'ye göre eğrisi Şekil 3.3.(b)'de gösterildiği gibi olur. Cisim $t=0$'da başka bir konumda ise φ ve A sabitleri, $t=0$ anında yer değiştirme değerini verir. $(\omega t + \varphi)$ büyüklüğüne hareketin fazı denir ve iki parçacıklı sistemlerin yaptığı hareketlerin karşılaştırılmasında kullanılır. (Serway & Beicher, 2000)



Şekil 3.3. Basit Harmonik Hareket Yapan Bir Parçacık İçin Bir x-t Eğrisi (Serway & Beicher, 2000)

x fonksiyonunun periyodik olduğu ve ωt'nin, her 2π radyanda kendini tekrarladığı görülür. T periyodu, cismin harmonik hareketinin bir tam devrini tamamlaması için gerekli olan süredir. Bu tanımdan dolayı x'in t anındaki değeri, x'in $t+T$ anındaki değerine

eşittir. *T* kadarlık süre içinde *(ωt + φ)* fazın 2*π* radyan arttığı göz önünde bulundurularak, *T=2π/ω* olduğu gösterilebilir. Eşitlik 3.5.'ten yararlanılarak fonksiyonun *T* periyodu Eşitlik 3.6.'da elde edilir.

$$\omega t + \varphi + 2\pi = \omega(t + T) + \varphi \tag{3.5.}$$

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \tag{3.6.}$$

Periyodun tersine, hareketin f frekansı denir. Frekans, parçacığın birim zamanda yaptığı titreşimlerin sayısını gösterir. Periyot ile frekans arasındaki ilişki Eşitlik 3.7.'de belirtildiği gibidir.

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \tag{3.7.}$$

Frekans birimleri devir/saniye veya hertz(Hz) dir. Ayrıca Eşitlik 3.7.'den yararlanılarak *ω* açısal frekansı Eşitlik 3.8.de gösterildiği gibi elde edilir.

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \tag{3.8.}$$

Basit harmonik hareket gerçekleştiren bir cismin hızı, Eşitlik 3.4.'ün zamana göre türevini alınarak Eşitlik 3.9.'da gösterildiği gibi elde edilir.

$$v = \frac{dx}{dt} = -\omega A \sin(\omega t + \varphi) \tag{3.9.}$$

Cismin ivmesi, Eşitlik 3.9.'un zamana göre türevi alınarak Eşitlik 3.10.'da gösterildiği gibi elde edilir.

$$a = \frac{dv}{dt} = -\omega^2 A \cos(\omega t + \varphi) \tag{3.10.}$$

Eşitlik 3.4.'den yararlanılarak cismin ivmesi Eşitlik 3.11'de gösterildiği gibi elde edilir.

$$a = -\omega^2 x \tag{3.11.}$$

Sinüs fonksiyonu değeri *±1* arasında değiştiğinden dolayı, Eşitlik 3.9., *v*'nin maksimum ve minimum değerlerini *±ωA* olarak verir. Kosinüs fonksiyonu da *±1* arasında değiştiğinden olayı Eşitlik 3.10. ivmenin maksimum ve minimum değerlerinin *±ω²A*

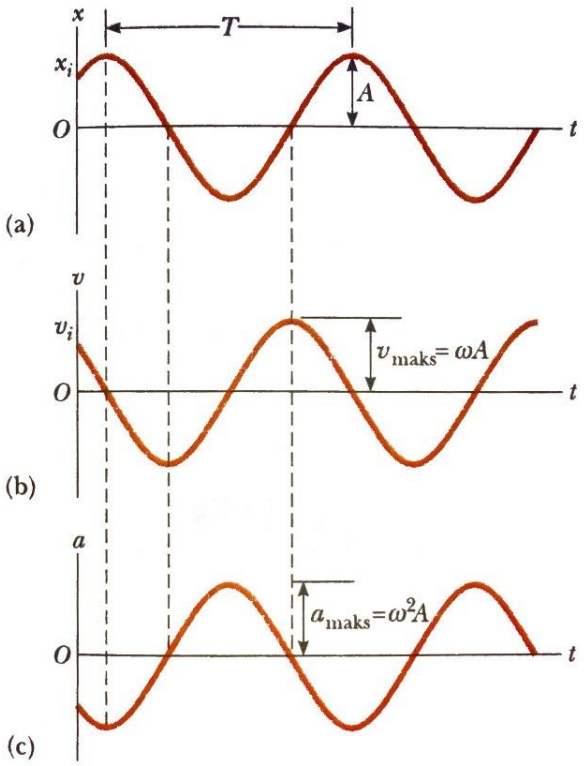
olduğunu gösterir. Bu nedenle, basit harmonik hareket yapan bir cismin veya parçacığın maksimum hız değeri Eşitlik 3.12.'de verildiği gibi ve maksimum ivme değeri Eşitlik 3.13.'de gösterildiği gibi elde edilir.

$$v_{maks} = \omega A \tag{3.12.}$$

$$a_{maks} = \omega^2 A \tag{3.13.}$$

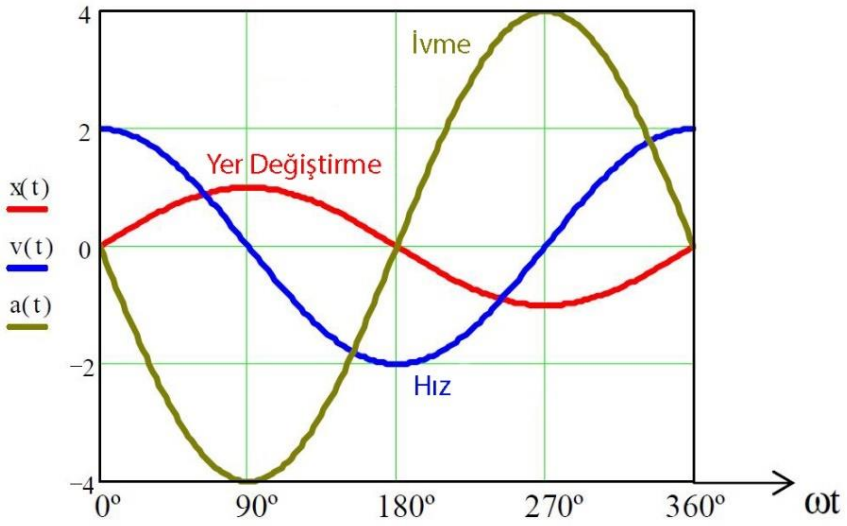
olarak elde edilir.

Şekil 3.4.'te basit harmonik hareketin grafiksel gösterimi verilmiştir. Şekil 3.4a., herhangi bir faz sabiti için yer değiştirme - zaman grafiğini göstermektedir. Hız ve ivme eğrileri Şekil 3.4.(b) ve Şekil 3.4.(c)'de verilmiştir. Bu eğriler; hız fazının, yer değiştirme fazından π/2 radyan, ya da 90° farklı olduğunu göstermektedir. Buna göre *x* değeri, maksimum ya da minimum değerde iken hız sıfıra eşittir. Aynı şekilde, *x* değeri sıfır iken hız maksimum değerine ulaşır. İvme fazı, yer değiştirme fazından π radyan veya 180° kadar farklıdır. Yani, *x* maksimum değerine ulaştığında *a, x* 'e göre ters yönde maksimum değerine ulaşır. (Serway & Beicher, 2000)



Şekil 3.4. Basit Harmonik Hareketin Grafiksel Gösterimi (Serway & Beicher, 2000)

Şekil 3.2.'deki deneysel düzenekte gösterildiği gibi basit harmonik hareket yapan *m* kütleli cismin hız, ivme ve yer değiştirme değerlerinin birbirlerine göre olan ilişkileri Şekil 3.5.'te gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Hız, İvme ve Yer Değiştirme Değerlerinin Faz İle İlişkisi (Bilosova & Bilos, 2012)

3.3. Önceki Çalışmalar

Rulmanlar, dişliler, pompa çarkları, kasnaklar, türbin kanatları, tamburlar gibi döner makine elemanları havacılık endüstrisi, elektrik motorları, beyaz eşyalar, motorlu taşıtlar, ağır sanayi makinaları, redüktörler, rüzgar türbinleri, pompalar, matbaa makineleri gibi günümüzde pek çok alanda kullanılan ve günlük hayatımızı doğrudan ilgilendiren son derece önemli makine elemanlarıdır. Makinelerin verimli ve sağlıklı çalışması başta rulmanlar olmak üzere döner makine elemanlarının sağlıklı şekilde çalışmasıyla doğrudan ilgilidir. Döner makine elemanları genellikle bir ya da birden çok rulmanın sayesinde çalışır. Bu nedenle rulmanlardaki hasar tespitleri ve çalışan rulmanların sağlığının sürekli olarak takip edilmesi pek çok araştırmanın konusu olmuştur.

Orhan (2002), çalışmalarında titreşim analizi tekniğini kullanarak fan moturu rulmanlarında dış bilezik arızası tespit etmiştir. Çalışmasında her bir devirde bir tam vuruntu oluştuğunu ve bunun tekrarlanma frekansının dış bilezik bilya geçiş frekansına

eşit olduğunu görmüştür. Bunun nedenin de rulman dış bileziğinin yalnızca bir noktasında hasar oluşmuş olmasıdır. Ayrıca çalışması esnasında bir noktada yapmış olduğu titreşim ölçümünden elde ettiği frekans genliklerinin düşük değerde olmasının nedenini ölçüm yapılan noktanın mil merkezinden uzak olmasından dolayı kaynaklandığını belirtmiştir. Çalışmalarında ayrıca bir pompanın iç yatağında, mil dönme frekansının çoklu katlarındaki belirtilerden ötürü, gevşeklik belirtisi tespit etmiş. Gevşeklik probleminin rulman dış bilezik hasarına ve yatak yuvasının aşınmasına neden olduğunu görmüştür.

Karahan (2005), çalışmasında elde etmiş olduğu hasar titreşim frekanslarının dış bilezik bilya geçiş frekansı olduğunu ve buna bağlı harmoniklerin oluştuğunu gözlemlemiştir. Hasarın teoride belirtildiği gibi gerçekleşmiş olduğunu göstermiştir.

Tazegün (2009), çalışmasında hedefin sıfır arıza ve minimum üretim kaybı olduğu Toplam Verimli Bakım (TPM) yaklaşımını incelemiştir. Bu yaklaşımın bir parçası olan kestirimci bakım uygulamalarından titreşim analizi yöntemini çalışmasında ele almıştır. Yapmış olduğu ölçümlerde 16 mm/s değerinde titreşim tespit etmiş ve bakım ekiplerince yapılan uygun müdahale sonrası titreşim değerinin 3 mm/s değeri civarına düştüğünü gözlemlemiştir.

Kurt (2012), bir egzoz gazında yapmış olduğu çalışmasında fana ait dört farklı yatak üzerinden titreşim ölçümleri alıp bakım öncesi ve bakım sonrası durumlarını karşılaştırmıştır. Radyal ve eksenel yönde almış olduğu ölçümleri spektrum analiz ve dalga form grafikleri üzerinde değerlendirerek, bakım öncesinde elde etmiş olduğu yüksek titreşim değerlerinin bakım sonrasında düştüğünü gözlemlemiştir.

Yıldırım (2014), kompresörler üzerinde yapmış olduğu çalışmasında titreşim analizi ile kestirimci bakım uygulayarak gevşek mil, mil dengesizliği, rulman dış bilezik hasarı, rulman iç bilezik hasarı ve kaymalı yatakta yıpranma tespit etmiştir. Tespit etmiş olduğunu arızaların yapılan bakım çalışmaları ile ortadan kaldırıldığını belirtmiştir. İki numaralı kompresöre ait birinci yatak rulmanında yapmış olduğu ölçümlerde, hesaplamış olduğu dış bilezik arıza frekansında ile iç bilezik arıza frekansında harmonikler gözlemlemiştir. İlgili spektrum grafiğini incelediğinde rulmanda oluşan hasarın ilerlediğini ve yapılacak olan titreşim ölçümlerinin sıklaştırılması gerektğini belirtmiştir.

Çimen (2015) çalışmasında bilyeli rulmanlarda oluşan hasarları titreşim analizi yöntemi ile tespit etmiştir. Rulman iç ve dış bileziklerindeki bilye yuvarlanma yüzeylerine özel bir

delme yöntemi ile yapay yorulma hataları oluşturarak herhangi bir kusuru bulunmayan sağlam durumdaki rulmanların titreşim davranışları ile karşılaştırmıştır. Yapmış olduğu ölçümlerde elde etmiş olduğu hasar frekansları ile nümerik yollarla bulunan hasar frekanslarının – deney düzeneğinden kaynaklı küçük farklılıklar haricinde – uyumlu olduğunu gözlemlemiştir. Ayrıca iç bilezik yuvarlanma yüzeyi kusurlu rulmana ait hasar frekansı genliği ile dış bilezik yuvarlanma yüzeyi kusurlu rulmana ait hasar frekansı genliğini karşılaştırdığında dış bilezik yuvarlanma yüzeyi kusurlu rulmana ait hasar frekansı genliğinin daha büyük olduğunu gözlemlemiştir. Bu durumun sebebini, iç bilezik hasarından kaynaklı meydana gelen arıza sinyalinin ölçümün yapıldığı titreşim sensörüne ulaşıncaya kadar yuvarlanma elemanları ve dış bilezik üzerinden geçerek sönümlenmesi olarak belirtmiştir.

Acar (2014), çalışmasının bir bölümünde bir pompa-motor grubunu incelemiştir. Dört rulmanlı bir su basma pompasında yapmış olduğu titreşim analizi uygulamasında grubun motor tarafında mekanik gevşeklik arızası tespit etmiştir. Gerekli bakımın yapılmasından sonra arızanın daha fazla ilerlemeden önüne geçildiğini belirtmiştir.

Arslan (2010), çalışmasında titreşim analizi yöntemi ile fanlarda meydana gelen arızaların tespitini incelemiştir. Fan balans arızasının 1x CPM'de, mekanik gevşeklik arızasının 0.5x, 1x, 2x, 3x CPM'de birlikte, rulman arızasının 1x, 2x, BPFO (Dış Bilezik Arıza Frekansı), 2BPFO, BPFI (İç Bilezik Arıza Frekansı) CPM'de birlikte görüldüğünü belirtmiştir.

Hancı (2009), 339 kW gücünde ve 750 RPM'de çalışan sistemde yapmış olduğu çalışmasındaki genlik-frekans grafiklerinde motorun çalışma devri olan 750 CPM'de (1xRPM) ve motor çalışma devrinin iki katı olan 1494 CPM'de (2xRPM) tepe noktaları gözlemleyerek meydana gelen titreşimin balanssızlık ve eksen ayarsızlığı olduğunu belirtmiştir.

3.4. Titreşim Analizi

Titreşim analizi; durum odaklı bakım (kestirimci bakım) ve proaktif bakım (önetkin bakım) yaklaşımlarının uygulanabilmesi için gerekli olan en temel ve en etkili analiz yöntemidir. Makinelerin bir zaman dilimindeki çalışma şartları veya mevcut anlık

mekanik durumlarının tespitinde kullanılır. Titreşim analizinin en büyük avantajı daha büyük maliyetlere neden olmadan ve beklenmedik üretim kayıpları ile karşılaşmadan önce arızaların erken tespit edilmesini sağlamasıdır. Titreşim analizi makinelerin devamlı şekilde izlenmesiyle ya da makinelerin aynı noktalarından belirli bir periyotta alınan titreşim ölçümlerinin yorumlanmasıyla yapılır.

Temel bir titreşim analizi ile rulmanlarda hasar ve bozulma, dişlilerde hasar, mekanik gevşeklikler, aşınma gibi mekanik arızaların tespiti yapılabilir. Bunlara ek olarak paralel/eksenel hizasızlık ve balanssızlık tespiti de yapılarak erken oluşan mil ve rulman hasarları engellenebilir. Titreşim analizi uygunsuz yapılan rulman montajı, hatalı mil hizalanması ve özensiz balans alınması gibi hatalı bakım uygulamalarının da tespitinde kullanılır.

Döner tüm makine elemanları titreşim oluşturur. Bu titreşim döner elemanın ayarsızlık ve balanssızlık gibi bir dinamiğinin fonksiyonudur. Belirli frekanslardaki titreşim genliği değeri makinenin çalışma durumu hakkında değerli bilgiler verir.

Titreşim analizi etkili ve sürekli bir yöntemdir. Makinelerin çalışması esnasında, bakım dönemlerinde ve devreye alma sırasında kullanılır. Titreşim analizi öncelikli olarak buhar/gaz türbinleri, pompalar, motorlar, kompresörler, fanlar, hadde makineleri, redüktörler gibi döner ekipmanlarda kullanılır.

Bir titreşim analiz sisteminde aşağıdaki dört temel eleman kullanılır,

- Sinyal Analizörü (Titreşim Analizörü)
- Transdüser (Sinyal Toplayıcı / Dönüştürücü)
- Analiz Yazılımı
- Veri Analizi ve Depolama İçin Bilgisayar

Bu temel elemanlar kullanılarak sürekli (online) titreşim takip sistemi kurulabilir, taşınabilir bir titreşim analizörü ile periyodik titreşim ölçümleri alınabilir ya da belirli zaman aralıklarında titreşim ölçümü yapan çoklu bir izleme sistemi kurulabilir. (Girdhar, 2004)

3.5. Titreşim Analizi İle Arıza Teşhisi Ve Yararları

Operatörler ve teknisyenler çalışmış oldukları ünitelerde sıklıkla olağandışı gürültüler duyarlar veya titreşimler hissederler. Tespit etmiş oldukları bu titreşim veya gürültünün ciddi bir sorun olup olmadığı titreşim analizi yapılarak anlaşılabilir. Eğer ciddi bir sorun tespit edilirse ilave olarak yapılan spektral analiz incelemeleri ile makinelerin muhtemel bir arızaya kadar kalan çalışma ömrü tahmin edilmeye çalışılır.

Titreşim analizi iş gücü ve bakıma ayırılmış olan bütçesi kısıtlı tesislerde efektif maliyetli bir yaklaşımdır. Bir operatörün hissetmiş olduğu titreşimin nedeni titreşim analizi ile incelenip sorunun ne olduğu net olarak teşhis edilemez ise hatırı sayılır derecede büyük arızalar meydana gelebilir ve titreşim analizinin efektif maliyetleri bu durumlarda ortaya çıkar.

Titreşim analizi kabul testleri sırasında da kullanılır. Bakımı yapılmış ya da imalatı bitmiş olan makinelerin düzgün bir şekilde tamamlanıp tamamlanmadığı titreşim analizi yapılarak tespit edilir. Bu tespitler makinelerin tipine bağlı olarak rulman ya da dişli montajının uygun şekilde yapılıp yapılmadığı, şaft eksen ayarlarının ya da balans alma işleminin olması gereken toleranslar dahilinde olup olmadığı bilgisini ortaya koyar. Döner ekipmanlarda tespit edilen arızaların yaklaşık %80'i şaft ayarsızlığı ya da balanssızlık kaynaklıdır. (Girdhar, 2004)

Makinelere haftalık veya aylık gibi periyodik titreşim ölçümü alınıp analiz yapılabilir. Bu periyodik analizler belirli bir zaman dilimi içerisinde, makineye ait bir titreşim trendi oluşturur. Bu titreşim trendlerinde çok küçük değişimler bile görülebilir ve bu da makinede yaşanabilecek muhtemel bir arızayı öngörülebilir yapar. Bu öngörüden yola çıkılarak ortaya bir arızanın meydana gelip plansız şekilde makinenin kendi kendine durması yerine belirli bir plan çerçevesinde makine bakım duruşuna alınarak daha kısa sürede ve etkin bir bakım yapılma şansı oluşturulur. Titreşim trendleri takip edilerek makinelerin dizayn özellikleri dışındaki yüksek sıcaklık, yüksek hız, aşırı yük gibi hatalı kullanım durumlarını da ortaya çıkarılabilir.

3.6. Titreşim Analizinde Kullanılan Terimler

3.6.1. Frekans (Periyot, Çevrim)

Frekans, parçacığın birim zamanda yaptığı titreşimdir. Şekil 3.6.'da dalga, birinci çevrimini A noktasında yapmaya başlar ve E noktasında tamamlar, E noktasında ikinci çevrimini yapmaya başlar ve I noktasında tamamlar. B noktası pozitif bölgede grafiğin zirve noktasıdır ve bu noktaya üst tepe noktası denir. D noktası negatif bölgede grafiğin dip noktasıdır ve bu noktaya alt tepe noktası denir. Bir çevrimde bir zirve ve bir dip noktası bulunur. (Girdhar, 2004)

3.6.2. Dalga Boyu

Dalga boyu, Şekil 3.6.'da iki alt tepe arasındaki ya da iki üst tepe arasındaki uzunluktur. L ve P alt tepe noktaları arasındaki uzunluk bir dalganın boyudur. Yunan alfabesinden Lambda (λ) harfi ile gösterilir. (Girdhar, 2004)

3.6.3. Açısal Frekans

Dönme hareketi yapan bir cismin birim zaman içerisinde taradığı açının radyan cinsinden değeridir. Yunan alfabesinden Omega (ω) harfi ile gösterilir. Birimi rad/s dir. $\omega = 2\pi f$'e eşittir. (Girdhar, 2004)

3.6.4. Genlik

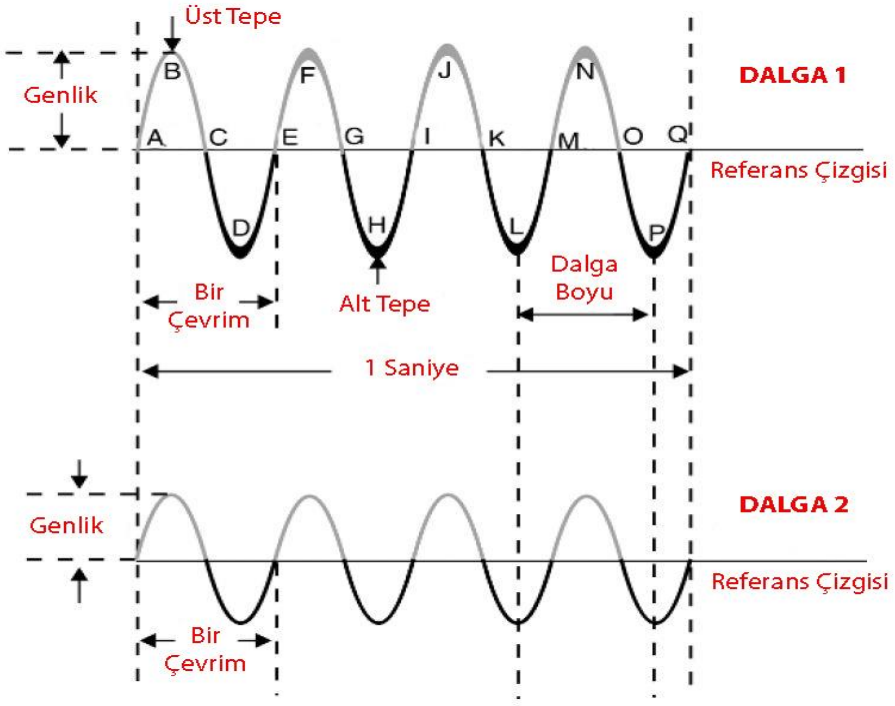
Genlik, bir dalganın yüksekliğini ifade eder. Şekil 3.6.'da A noktası ile B noktası arasındaki dik uzaklıktır. Grafikte verilen 2 farklı dalga örneğinin dalga boyları aynı olmasına rağmen genlik değerleri farklıdır. Genlik değeri dalganın taşımış olduğu enerji hakkında da bilgi verir. Genlik değeri büyüdükçe dalganın iletmiş olduğu enerji büyür.

A ve Q noktaları arasında olduğu gibi, dalga boyu ve genliği değişmeyen dalga serilerine dalga treni denir. (Girdhar, 2004)

3.6.5. Hertz (Hz)

Hertz (Hz), frekans birimidir. Saniyede gerçekleşen çevrim sayısını ifade eder. Şekil 3.6.'da gösterilen A ve Q noktaları arasındaki zaman dilimi bir saniye olarak düşünüldüğünde dalga bu zaman diliminde 4 tam çevrim yapmaktadır. Bu durumda 1 ve 2 numaralı dalgaların frekansı 4 Hertz'dir denir, 4 Hz şeklinde gösterilir.

Bir dakikalık zaman dilimi içinde gerçekleşen çevrim sayısı ifade edelirken CPM (Cycle Per Minute) kullanılır. *Hz = CPM/60* dır. (Girdhar, 2004)



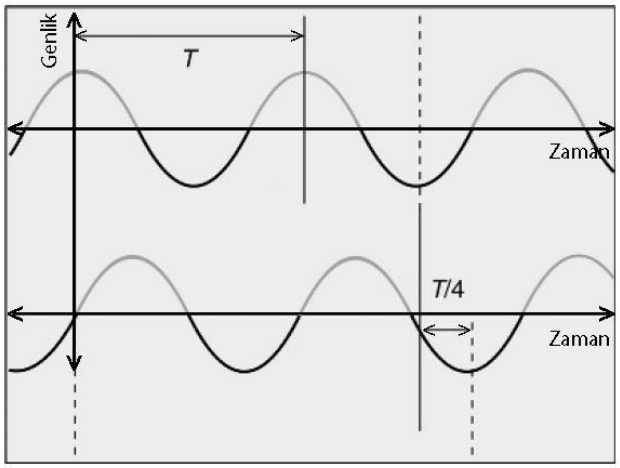
Şekil 3.6. Farklı Genlik Değerine Sahip İki Dalga Üzerinde Titreşim Terimleri (Girdhar, 2004)

3.6.6. Faz (Faz Gecikmesi) Ve Faz Açısı

Şekil 3.7.'de gösterildiği gibi özdeş frekans ve genlik değerine sahip iki dalganın tepe noktası arasında T/4 birim kadar bir zaman farkı vardır. Bu gecikmeye faz ya da faz gecikmesi denir ve faz açısı ile ölçülür. T birim zaman aralığındaki bir tam çevrim tamamlandığı için faz açısı 360° dir. Bu nedenden dolayı T/4 zaman dilimindeki faz açısı 90° dir. (Girdhar, 2004)

3.6.7. Dalga Formu

Yer değiştirme, hız ve ivme kavramları sinüs ve kosinüs dalgaları şeklinde gösterilebilir. Dalga formu hareketin zamana karşı anlık durumunu gösteren grafik ya da görseldir. (Girdhar, 2004)



Şekil 3.7. Özdeş Frekans ve Genlik Değerindeki İki Farklı Dalga Arasındaki Faz Gecikmesi (Girdhar, 2004)

3.6.8. Harmonik

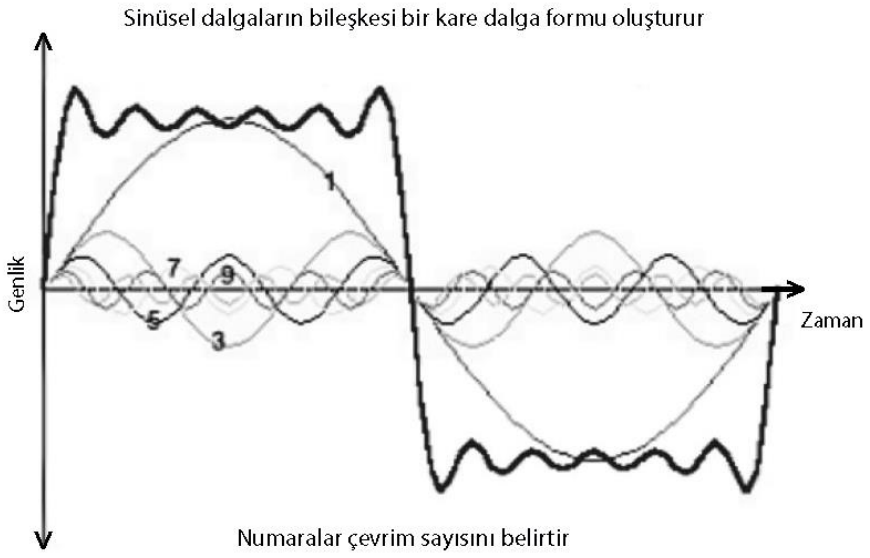
Şekil 3.8.'de y eksenini yer değiştirme ve x eksenini 1 (bir) saniyelik bir zaman dilimi olarak kabul ettiğimizde,

- 1 numara ile gösterilen dalga, 1 saniyelik zaman diliminde 1 çevrim yaptığından dolayı frekansı 1 Hz dir.
- 3 numara ile gösterilen dalga, 1 saniyelik zaman diliminde 3 çevrim yaptığından dolayı frekansı 3 Hz dir.
- 5 numara ile gösterilen dalga, 1 saniyelik zaman diliminde 5 çevrim yaptığından dolayı frekansı 5 Hz dir.
- 7 numara ile gösterilen dalga, 1 saniyelik zaman diliminde 7 çevrim yaptığından dolayı frekansı 7 Hz dir.
- 9 numara ile gösterilen dalga, 1 saniyelik zaman diliminde 9 çevrim yaptığından dolayı frekansı 9 Hz dir.

Burada olduğu gibi 1, 3, 5, 7, 9, … gibi tek sayılı frekanslarda kendini belli eden dalga serisine baskın frekansın tek sayılı harmonikleri denir.

Eğer ki 1, 2, 3, 4, 5, … Hz frekanslarındaki dalga formları incelenirse bu dalga formları 1 Hz frekansının harmoniğini oluştururlar. Serilerin ilk dalgaları genellikle baskın frekans olarak belirlenir.

Tek sayı harmoniklerin dalga formları üst üste eklendiği zaman genliklerini sönümleyerek ve/veya arttırarak karmaşık yapıda yeni bir dalga oluştururlar. Şekil 3.8.'de oluşan karmaşık yapılı yeni dalga dörtgene benzer şekildedir. (Girdhar, 2004)

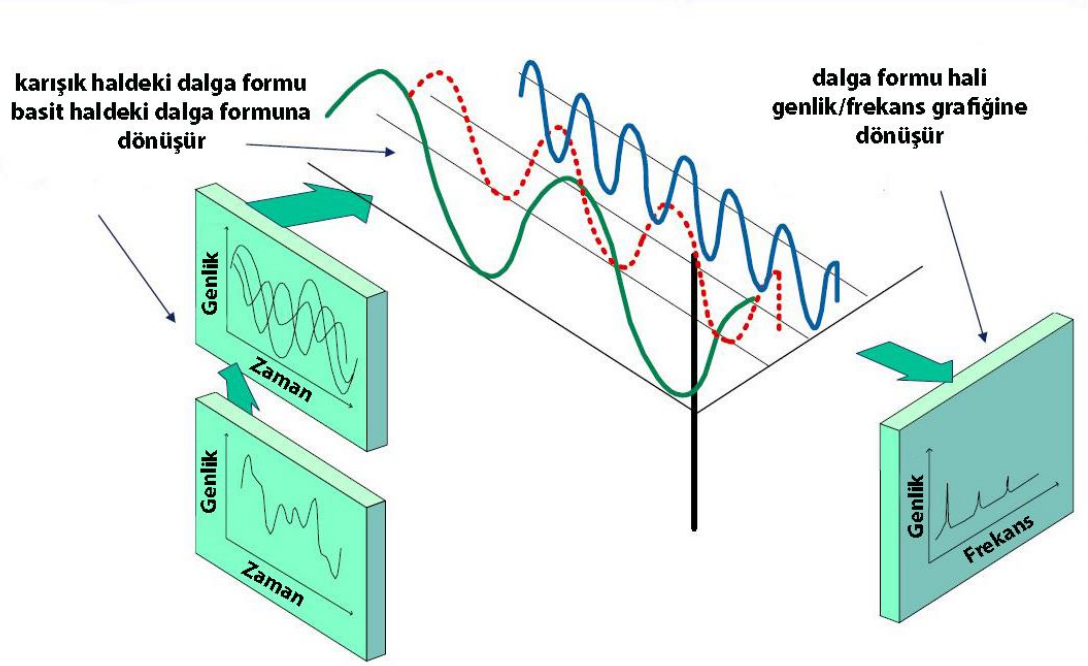


Şekil 3.8. Tek Sayılı Frekanslarda Kendini Belli Eden Dalga Serisi (Girdhar, 2004)

3.6.9. Fourier Analizi (Fourier Dönüşümü)

Titreşim ölçümlerinde makinelerden toplanan titreşim verileri, tüm sinüsoidal dalgaların üst üste eklenerek oluşturdukları karmaşık yapılı dalga şeklindedir. Titreşim analizinin yapılabilmesi için karmaşık yapılı dalgayı oluşturan tüm sinüsoidal dalgaların ayrıştırılması gerekmektedir. Fourier Dönüşümü sayesinde karmaşık yapılı dalgayı oluşturan sinüsoidal dalgalara ulaşılır. (Girdhar, 2004)

Fourier Dönüşümü Şekil 3.9.'da gösterildiği gibi genlik - zaman şeklindeki karmaşık yapılı dalga formunu genlik - frekans spektrumuna dönüştürür. Fourier Dönüşümü'ne Spektral Analiz de denir. Bu dönüşüm FFT (Fast Fourier Transform) analizörleri aracılığıyla yapılır.



Şekil 3.9. Fast Fourier Dönüşümü (Köse, 2009)

3.6.10. Genel Genlik

Toplam titreşim genliği değerinin geniş bir frekans aralığında ölçülmesi ile elde edilir. Hız, ivme ya da yer değiştirme şeklinde gösterilebilir. Aynı makineye ait iki farklı genel genlik değeri karşılaştırılırken yapılan ölçümlerin frekans aralıkları aynı olması gerekir. Farklı frekans aralığındaki genel genlik değeri de farklı olur. (Girdhar, 2004)

3.6.11. Yer Değiştirme

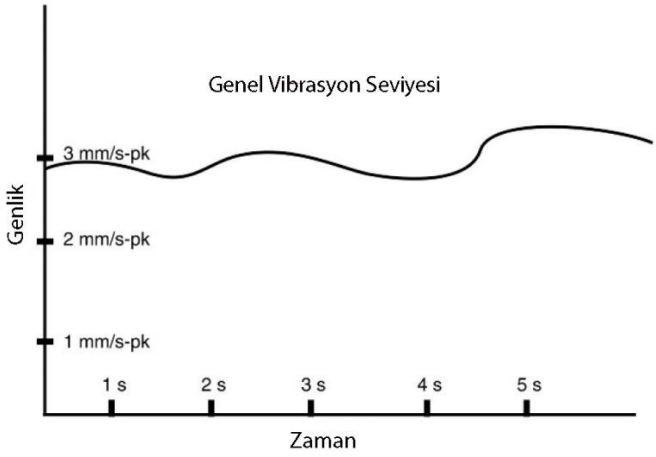
Titreşim hareketi yapan kütlenin hareket ettiği toplam mesafedir. Sinüsoidal dalga formundaki alt tepe nokta ile üst tepe nokta arasında kalan dik uzunluktur. Tepeden tepeye (Peak to Peak) olarak da adlandırılır. SI birim sisteminde mikron (1/1000 mm) birimi kullanılarak ölçülür.

3.6.12. Titreşim Hızı

Titreşim hareketi yapan kütle hareket ettikçe hızı değişir. Hareketin alt ve üst sınırlarında hızı sıfırdır. Hızın sıfır olduğu noktadan sonra kütlenin hareket yönü değişir. Kütle nötr pozisyondan geçtiği anda hızı maksimum olur. Bu maksimum hıza kütlenin ulaşmış olduğu hızın tepe (Peak) noktası denir. Sinüsoidal dalga formundaki alt tepe nokta ile nötr, ya da aynı şekilde nötr noktası ile alt tepe nokta arasında kalan dik uzunluktur. Birimi mm/s'dir.

Uluslararası Standartlar Teşkilatı (ISO), makinelerdeki titreşim değerlerinin ölçülürken hız-RMS (Root Mean Square) yani hızın ortalama karekökü olarak değerlendirilmesini önermiştir. Bunun nedeni hızın değişken fonksiyonuna karşılık daha efektif bir değer elde edilmesidir. Daha yüksek hız–RMS değeri, genellikle benzer bir hız-tepe değerinden daha fazla hasar vericidir. (Girdhar, 2004)

Hızın zamana bağlı değişimi Şekil 3.10.'da verilen grafikte görülmektedir.



Şekil 3.10. Hızın Değişken Fonksiyonunu Gösteren Grafik (Girdhar, 2004)

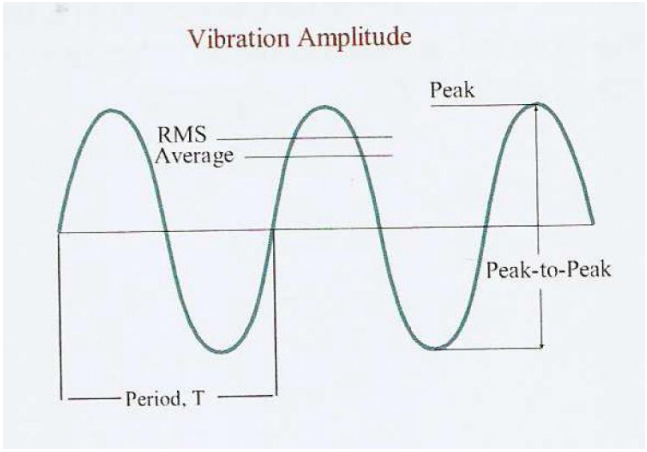
3.6.13. Tepe Faktörü

Tepe faktörü, dalga formunun tepe değeri ile dalga formunun hız-RMS değerinin birbirine olan oranıdır. Bir sinüs dalgasının tepe faktörü 1.414 tür. Yani bir sinüs dalga formunun tepe noktasında okunan hız değeri, aynı sinüs dalga formu hız-RMS değerinin 1.414 katına eşittir. (Girdhar, 2004)

3.6.14. Titreşim İvmesi

Titreşim ivmesi, titreşim hızındaki değişim oranıdır. Yay-kütle düzeneğinde hızın sıfır olduğu alt ve üst tepe noktalarında titreşim ivmesi maksimum değere ulaşır. İvme normalde *g* olarak gösterilir. *g* değeri yeryüzündeki yer çekimi kuvvetinin oluşturduğu hızlanmadır ve 9,80665 *m/s* değerine eşittir. Dalga formunun tepe noktasını (peak) referans alır. (Girdhar, 2004)

Peak (Tepe), RMS ve Peak to Peak (Tepeden Tepeye) kavramları Şekil 3.11.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.11. Genlik - Zaman Eğrisindeki RMS, Tepe ve Tepeden Tepeye Değerleri (Mobius Institute, 2005)

3.7. Titreşim Şiddetinin Değerlendirilmesi Esnasında Yer Değiştirme – Hız – İvme Değerlerinin Tercihi

Yer değiştirme, hız ve ivme değerlerinin üçü de titreşimin karakteri ile ilgilidirler ve titreşimin genliğini gösterirler. Titreşim genliği makinenin ne kadar iyi ya da kötü durumda olduğunu hakkında bilgi veren ilk veridir. Genellikle, artan genlik değeri ile birlikte makinede oluşan hasar veya arıza da büyür.

Yer değiştirme, hız ve ivme ölçümlerinin spektral analizi, sistemde neler olduğunun daha iyi anlaşılmasını sağlar. Bu üç ölçüm tipi, statik ve dinamik durumları tanımlayabildiğimiz fiziksel alanlardır. Titreşimden dolayı oluşan sinüs dalgası titreşimin araştırılmasında büyük önem taşıyan özel bir fonksiyondur. (Reithuber., 1992)

3.7.1. 10 Hertz Frekans Değerinin Altındaki Hareketler

10 Hz (600 CPM) değerinden düşük frekanstaki hareketler düşük bir ivme değeri, orta şiddetli bir hız değeri ve yüksek bir yer değiştirme değeri verir. Bu yüzden 0 Hz – 10 Hz aralığında çalışan ekipmanların titreşim ölçümleri değerlendirilirkern kullanılan genlik değeri yer değiştirme değeridir. Yer değiştirme değeri sinüs dalgasının alt tepe noktası ile üst tepe noktası arasındaki dik uzunluk değeridir.

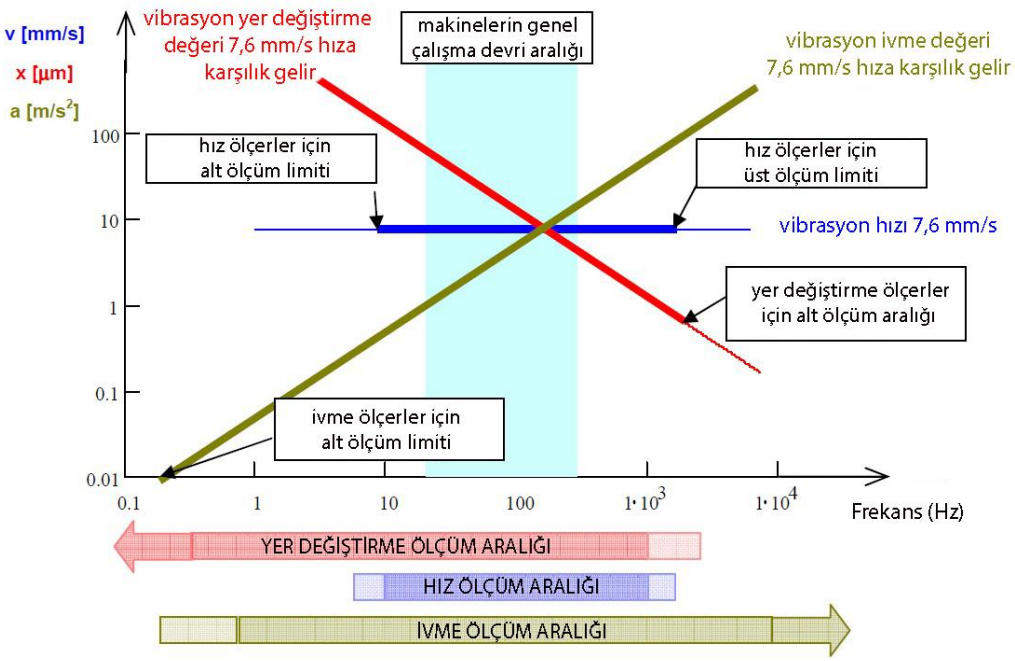
3.7.2. 10 Hertz – 1000 Hertz Frekans Değerleri Arasındaki Hareketler

10 Hz (600 CPM) – 1000 Hz (60000 CPM) frekans aralığı genel olarak döner makine elemanlarının çalıştığı aralıktır. Bu frekans aralığında çalışan ekipmanların titreşim ölçümleri değerlendirilirken hız değeri titreşimin şiddetini göstermesi açısından iyi sonuç verir. Bu nedenle kullanılan genlik değeri, hız değeridir. Hız değeri sinüs dalgasının üst tepe noktasına karşılık gelen değerin ortalama karekköküdür. RMS (Root Mean Square) ile ifade edilir.

3.7.3. 1000 Hertz – 1500 Hertz Frekans Değerleri Arasındaki Hareketler

1000 Hz (60000 CPM) – 1500 Hz (90000 CPM) yüksek frekans aralığında çalışan ekipmanların titreşim ölçümleri değerlendirilirken ivme değeri, hız ve yer değiştirme değerlerine kıyasla titreşimin şiddeti açısından daha iyi sonuç verdiği için bu aralıktaki hareketler için kullanılan genlik değeri ivme değeridir. İvme değeri sinüs dalgasının üst tepe noktasına karşılık gelen değerdir.

Değişen frekans aralıklarında meydana gelen hasarların daha efektif şekilde tespit edilebilmesi için hangi aralıklarda hız, ivme veya yer değiştirme değerlerinin dikkate alınması gerektiği Şekil 3.12.'de gösterilmiştir.

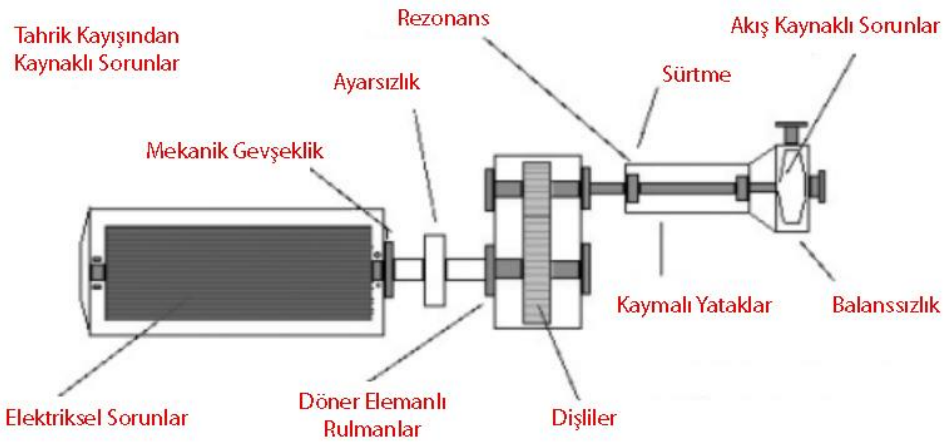


Şekil 3.12. Hız, İvme Ve Yer Değiştirme Değerlerinin Tercih Edildiği Aralıklar (Bilosova & Bilos, 2012)

BÖLÜM 4

VİBRASYON ANALİZİ İLE ARIZA TESPİTİ

Şekil 4.1.'de tipik bir makine ve tahrik grubu verilmiştir. Ana tahrik olarak bir elektrik motoru gösterilmiştir ancak bu bazen bir dizel motor, buhar türbini ya da gaz türbini de olabilir. Motorun çıkış devrini istenilen makine devrine düşürmek için bir dişli grubu (redüktör) kullanılmıştır ve motor şaftı redüktör şaftına kaplin bağlantılıdır. Sisteme bağlı olan makine bir pompa, fan, kompresör vb. olabilir. Bu makine elemanlarından kaynaklanabilecek olası arızalar ve arıza noktaları Şekil 4.1.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.1. Bir Motor - Makine Sisteminde Arıza Meydana Gelebilecek Noktalar (Girdhar, 2004)

Bazı istisnalar dışında makinelerde meydana gelen mekanik arızalar yüksek titreşime neden olur. Bu mekanik arızalardan bazıları şunlardır,

- Döner parçaların yaratmış olduğu balanssızlık
- Kaplinlerin ve rulmanların ayarsızlığı
- Eğik şaftlar
- Aşınmış veya hasarlı dişliler ve rulmanlar
- Hasarlı kayışlar ve zincirler
- Gevşeklik
- Sürtme
- Rezonans
- Hidrolik ve Aerodinamik Kuvvetler

Bir titreşim analizinde öncelikle ölçüm yapılacak olan noktadan gerekli olan tüm kullanışlı bilgiler toplanır. Örneğin ölçüm yapılacak olan noktadaki görsel ve işitsel belirtiler, gerekli radyal ve eksenel ölçümler gibi. Daha sonrasında ölçüme ait spektral veriler incelenir. Gerekirse ilave olarak yağ analizi ve termografi gibi diğer kestirimci bakım uygulamalarından da yararlanılarak sorunun ne olduğuna belirlenir ve buna yönelik aksiyon planı oluşturulur. (Mais, 2002)

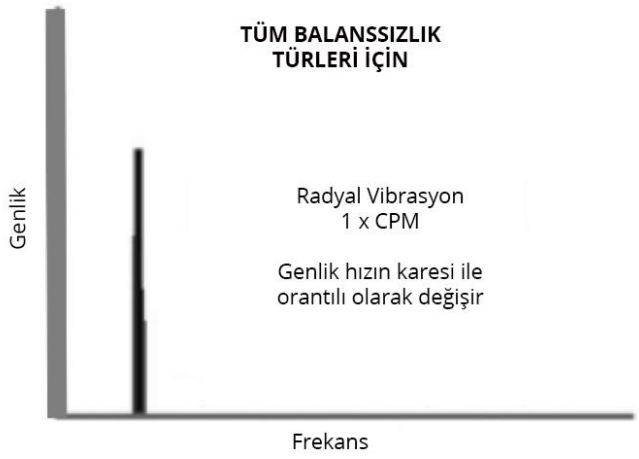
4.1. Balanssızlık (Dengesizlik)

Balanssızlık nedeni ile rotorda yaşanan titreşimler en yaygın makine arızalarıdır. Tespit edilmesi ve düzeltilmesi kolaydır. Bir makinedeki tüm döner elemanların oluşturdukları kuvvetlerin bir denge içinde olması durumuna balans durumu denir, bu kuvvetlerin bir denge içinde olmaması durumunda balanssızlık ortaya çıkar. Balanssızlığın nedeni döner elemanların homojen bir yapıya sahip olmaması, asimetrik olmaları, aşınmaları, korozyona uğramaları, döner elemanların yüzeylerine malzeme birikmesi olabilir.

Balanssızlık, bir ya da birden çok kütlenin rotorun dönme eksenine düzgün olmayan dağılımıdır. Balanssızlık tanımlamak için iki temel terimden yararlanılır.

- Geometrik Eksen (Fiziksel Eksen)
- Dönme Ekseni (Eylemsizlik Asal Ekseni)

Balans durumunun sağlanması için bu iki eksenin birbiri ile çakışması gerekmektedir. Genel olarak iki farklı balanssızlık durumu vardır ve bu iki durum için de FFT spektrumunda baskın titreşim frekansı (arıza frekansı), Şekil 4.2.'de gösterildiği gibi dönme devrinde (1x CPM) görülür.



Şekil 4.2. Balanssızlık Durumunda Çalışma Devri Olan 1x CPM'de Oluşan Genlik (Girdhar, 2004)

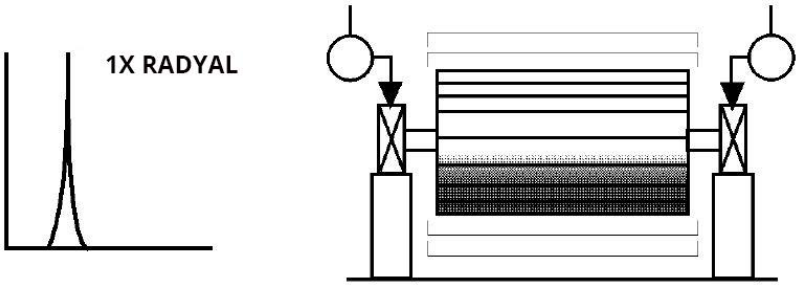
4.1.1. Statik Balanssızlık

Statik balanssızlık durumuna tek düzlem dengesizliği de denir. FFT spektrumunda baskın titreşim frekansı (arıza frekansı), Şekil 4.4.'de görüldüğü gibi dönme devrinde (1x CPM) görülür. Genlik değeri dönme hızının karesi ile orantılı şekilde değişir. Örneğin dönme hızı 3 katına çıkarıldığında genlik değeri 9 katına yükselir. Statik balanssızlık eş fazlıdır ve faz ölçümünde sabit olarak 15^o-20^o fazında görülür. (Girdhar, 2004)

Şekil 4.3.'te verilen denge parçası düşey konumdan yatay konuma doğru hareket ettirilirse faz açısı 90^o ($\pm 30^o$) değişir. Denge parçası yatay ya da düşey düzlem üzerinde bir yataktan diğer yatağa yeri değiştirilse faz açısı değişmez. Bu statik balanssızlık durumunun olduğunu gösterir.



Şekil 4.3. Statik Balanssızlık Durumu (Girdhar, 2004)



Şekil 4.4. Statik Balanssızlık Durumunda Çalışma Devri Olan 1x CPM'de Oluşan Genlik Ve Rotorda Meydana Gelen Titreşim (Berry, 1997)

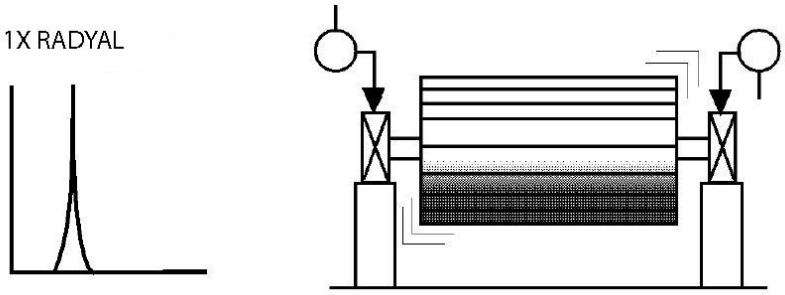
4.1.2 Çoklu Balanssızlık

Çoklu balanssızlığa çok düzlem dengesizliği de denir. Statik balanssızlık durumunda olduğu gibi FFT spektrumunda baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) dönme devrinde (1x CPM) görülür ve genlik değeri dönme hızının karesi ile orantılı şekilde değişir. Yüksek eksenel ve radyal titreşime neden olur. Aynı şaft üzerinde 180^{o} lik bir faz açısı oluşturur.

Şekil 4.5.'te çoklu balanssızlığa neden olan denge parçaları gösterilmiştir. Şekil 4.6.'da çoklu balanssızlığın ortaya çıkarmış olduğu etki ile dönme devrindeki tepe oluşumu gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Çoklu Balanssızlık Durumu (Girdhar, 2004)



Şekil 4.6. Çoklu Balanssızlık Durumunda Çalışma Devri Olan 1x CPM'de Oluşan Genlik Ve Rotorda Meydana Gelen Titreşim (Berry, 1997)

4.2. Eksen Kaçıklığı

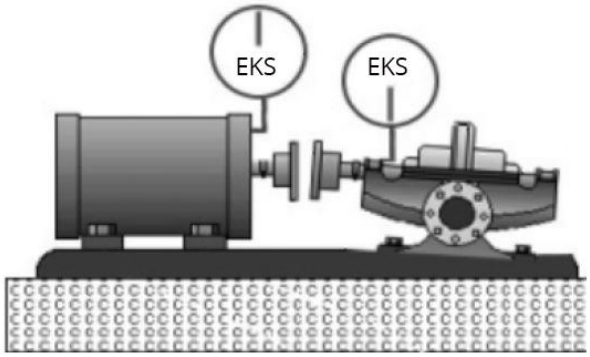
Eksen kaçıklığı da balassızlık gibi titreşime neden olan yaygın bir makine arızasıdır. Motor şaftı ekseni ile rotor şaftı ekseninin birbirlerine göre kaçık olması durumunda ortaya çıkar. Günümüz makine konstrüksiyonlarında kullanılan kendi kendini eksen hizasına getirebilen rulmanlar (self-aligning bearing) ve esnek kaplinler eksen kaçıklığını azaltmaya yönelik olarak imal edilmiştir. Genel olarak iki farklı eksen kaçıklığı durumu vardır.

4.2.1. Açısal Eksen Kaçıklığı

Açısal eksen kaçıklığı motor şaftı ekseni ile rotor şaftı ekseninin belirli bir açı ile birbiriyle çakışması durumunda meydana gelir. Eksenel yönde yüksek titreşime neden olur ve iki şaft arasında 180º faz farkı oluşturur. Şekil 4.7.'deki FFT spektrumunda verildiği gibi baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) devrin birinci katı (1x CPM) baskın olmak üzere, dönme devrinin birinci (1x CPM), ikinci (2x CPM) ve üçüncü (3x CPM) katlarında birlikte görülür. Bir pompa-motor grubuna ait açısal eksen kaçıklığı durumu Şekil 4.8.'de gösterilmiştir.



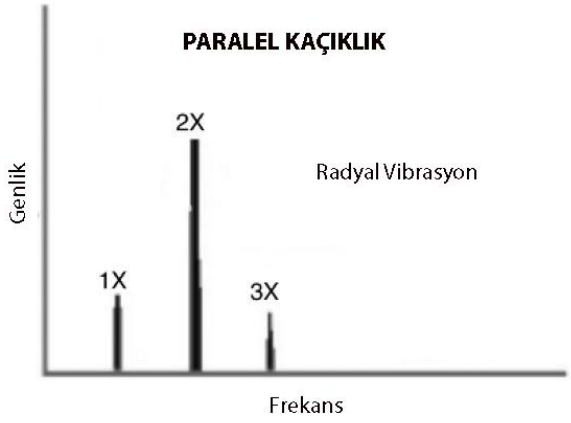
Şekil 4.7. Açısal Eksen Kaçıklığı Durumunda 1x, 2x ve 3x CPM'de Oluşan Genlik (Girdhar, 2004)



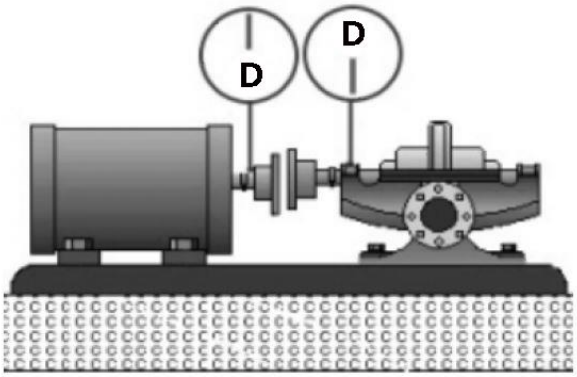
Şekil 4.8. Bir Motor ve Pompa Şaftındaki Açısal Eksen Kaçıklığı (Girdhar, 2004)

4.2.2. Paralel Eksen Kaçıklığı

Paralel eksen kaçıklığı motor şaftı ekseni ile rotor şaftı ekseninin biribine paralel olması durumudur. Açısal eksen kaçıklığı ile benzer belirtileri göstermesine rağmen radyal yönde yüksek titreşime neden olur ve iki şaft arasında 180^{o} faz farkı oluşturur. Şekil 4.9.'da verilen FFT spektrumunda olduğu gibi baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) dönme devrinin ikinci katı (2x CPM) baskın olmak üzere, dönme devrinin birinci (1x CPM), ikinci (2x CPM) ve üçüncü (3x CPM) katlarında birlikte görülür. Bir pompa-motor grubuna paralel açısal eksen kaçıklığı durumu Şekil 4.10.'da gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Paralel Eksen Kaçıklığı Durumunda 1x, 2x ve 3x CPM'de Oluşan Genlik (Girdhar, 2004)



Şekil 4.10. Bir Motor ve Pompa Şaftındaki Paralel Eksen Kaçıklığı (Girdhar, 2004)

4.3. Gevşeklik

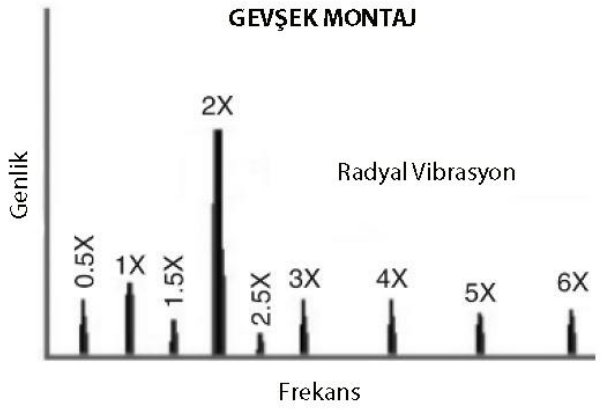
Döner bir makine incelendiğinde gevşeklik probleminin genel olarak üç farklı tipte görülür.

- Montajdan Kaynaklı Gevşeklik
- Taban Plakası İle Makine Arasındaki Gevşeklik
- Yapısal Gevşeklik

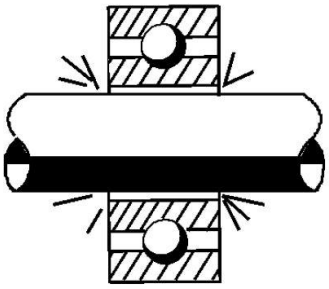
4.3.1. Montajdan Kaynaklı Gevşeklik

Bu tip gevşeklik bir rulman dış bileziği ve rulman yatağı arasında, rulman iç bileziği ve şaft arasında, şaft ve rotor arasında görülür. Bu boşluklar kesikli dalga formlarını ve bu dalga formları da farklı frekanslarda harmonikleri oluşturur. Faz açısı sabit değildir, ölçüm her tekrarlandığında değişkenlik gösterir. Şekil 4.12'de bir rulmanın iç bileziği ile şaft arasındaki gevşek montaj durumu görülmektedir.

Şekil 4.11.'de verilen FFT spektrumunda olduğu gibi baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) dönme devrinin ikinci katı (2x CPM) baskındır. Bunla birlikte dönme devrinin 0.5x CPM, 1.5x CPM, 2.5x CPM gibi ara katlarında, dönme devrinin birinci (1x CPM), ikinci (2x CPM), üçüncü (3x CPM), dördüncü (4x CPM), beşinci (5x CPM) ve altıncı (6x CPM) katlarında birlikte görülür.



Şekil 4.11. Gevşek Montaj Durumunda Oluşan Genlik (Girdhar, 2004)

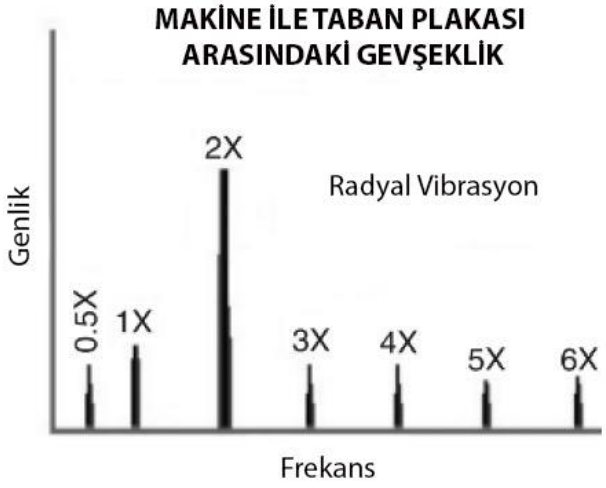


Şekil 4.12. Rulman İç Bileziği İle Şaft Arasındaki Gevşek Montaj Durumu

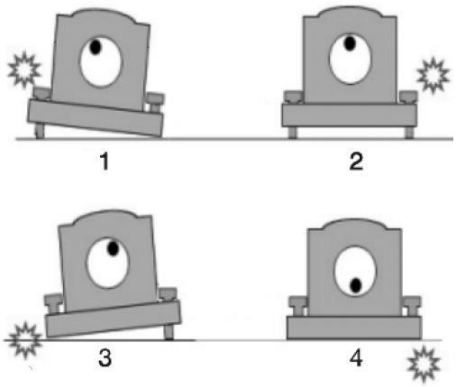
4.3.2. Taban Plakası İle Makine Arasındaki Gevşeklik

Bu tip gevşeklik genellikle rulman yatak cıvatalarının gevşekliğinden, yatak ayaklarındaki kırıklardan ya da yapısal kırıklardan kaynaklanır.

Şekil 4.13'de verilen FFT spektrumunda olduğu gibi baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) dönme devrinin ikinci katı (2x CPM) baskındır. Bunla birlikte dönme devrinin 0.5x CPM ara katında, dönme devrinin birinci (1x CPM), ikinci (2x CPM), üçüncü (3x CPM), dördüncü (4x CPM), beşinci (5x CPM) ve altıncı (6x CPM) katlarında birlikte görülür. Bir rulman yatağına ait gevşek montaj durumu Şekil 4.14.'de gösterilmiştir.



Şekil 4.13. Gevşek Montaj Durumunda Oluşan Genlik Değerleri (Girdhar, 2004)

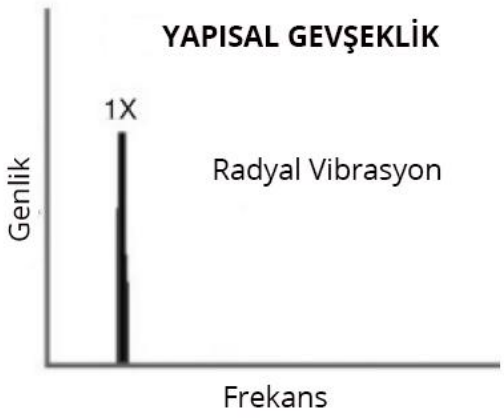


Şekil 4.14. Taban Plakası İle Makine Arasındaki Gevşeklik Durumu (Girdhar, 2004)

4.3.3. Yapısal Gevşeklik

Bu tip gevşeklik genellikle makine ile bulunduğu zemin arasındaki, temel betonunun kendisindeki, taban plaka sacındaki ya da makine ayaklarındaki gevşekliklerden kaynaklanır. Makine ayaklarından dikey pozisyonda radyal faz ölçümlerinde 180^{o} faz farkı oluşturur.

Şekil 4.15.'de verilen FFT spektrumunda olduğu gibi baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) dönme devrinin birinci katı (1x CPM) baskındır.



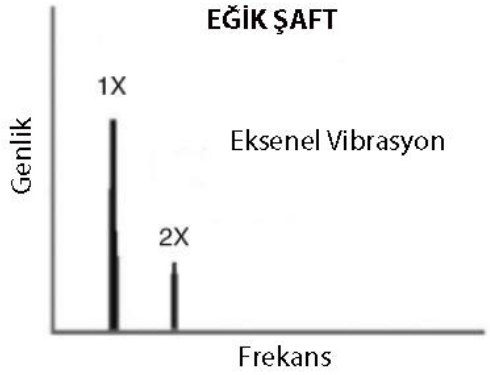
Şekil 4.15. Yapısal Gevşeklik Durumunda Oluşan Genlik Değeri (Girdhar, 2004)

4.4. Rezonans

Her bir cisim kütle, rijitlik ve sönümleme özelliklerinden kaynaklı doğal bir frekansa sahiptir. Bir makinenin çalıştığı frekans ile makinenin sahip olduğu doğal frekans birbiri ile çakıştığı anda rezonans durumu ortaya çıkar. Bu çakışma da yüksek titreşime sebep olur.

4.5. Eğik Şaft

Eğik şaftlı döner bir sistem üzerinden alınan titreşim ölçümünde hem eksenel hem de radyal değerlerde yüksek titreşim görülür. Şekil 4.16.'da verilen FFT spektrumunda olduğu gibi baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) dönme devrinin birinci (1x CPM) ve ikinci (2x CPM) katı baskındır. 1x CPM frekansındaki genlik değeri baskın ise eğiklik şaftın merkezine, 2x CPM frekansındaki genlik değeri baskınsa eğiklik şaftın ucuna yakındır.



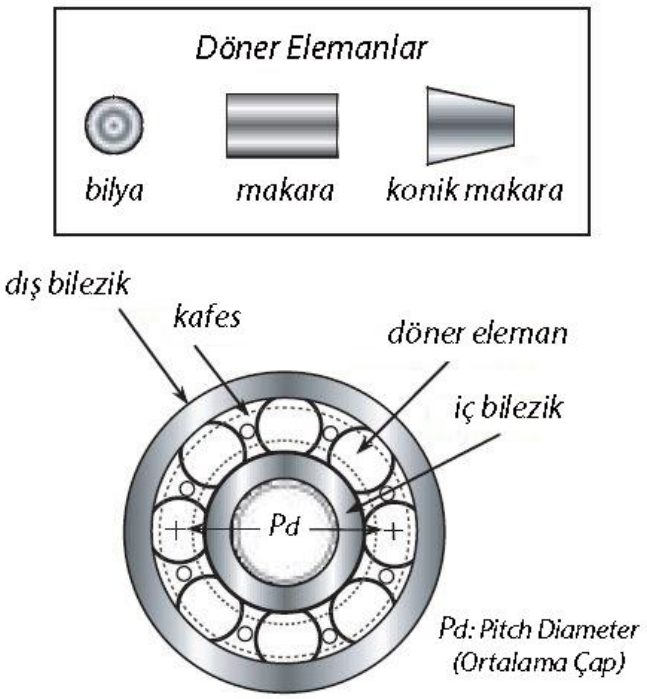
Şekil 4.16. Şaftın Eğik Olması Durumunda Oluşan Genlik Değerleri (Girdhar, 2004)

4.6. Döner Elemanlı Rulmanlar Ve Arızaları

Yuvarlanma-kayma sürtünmesi prensibi ile çalışan, dönen bir makine elemanı (mil) ile duran bir makine elemanı (gövde) arasında kuvvet geçişini aradaki yuvarlanma

elemanları vasıtasıyla sağlayan, destekleyen ve desteklenen elemanlar arasında yuvarlanma hareketinin mevcut olduğu yataklar rulmanlı yatak olarak tarif edilir.

Şekil 4.17.'de gösterildiği gibi döner elemanlı rulmanlar temel olarak iç bilezik, dış bilezik, kafes ve döner elemanlardan meydana gelirler. Bu elemanlarda yorulma, aşınma, hatalı montaj, yağsızlık gibi nedenlerden dolayı hasar meydana gelir. Hasar bu parçaların herhangi birinde meydana gelebilir ve yüksek frekansta titreşime neden olur. Titreşimin şiddeti aşınma ile birlikte değişir. Her bir rulman elemanının kendine özgü bir frekansı olduğundan dolayı, pek çok durumda arızaya neden olan rulman elemanını tespit etmek mümkündür. Rulman bileziklerinde ve döner elemanlarda oluşan arızaları tespit etmek kafeste oluşan arızaları tespit etmekten daha kolaydır. Arızanın nerede meydana geldiğini bulmak için pek çok teknik geliştirilmiş olmasına rağmen, arızanın bir makineyi ne zaman çalışamaz duruma getireceğini ön görebilen bir teknik yoktur.



Şekil 4.17. Bir Rulmanı Oluşturan Elemanlar (Felten, 2003)

FFT spektrumunda baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) her bir rulman elemanı için farklıdır. Çünkü her rulmanın içermiş olduğu döner eleman sayısı aynı değildir. Rulman elemanlarından kaynaklanan titreşimlerin hangi frekans değerinde oluştuğunu

hesaplamak için kullanılan formüller Eşitlik 4.1., Eşitlik 4.2., Eşitlik 4.3., ve Eşitlik 4.4.'te verilmiştir.

Ayrıca rulman üretici firmalar ürettikleri her rulman türü için rulman elemanlarına ait arıza frekanslarını kataloglarında ya da resmi internet sayfalarındaki hesaplama programları vasıtasıyla paylaşmaktadırlar. Çizelge 4.1.'de rulman üreticisi bir firmanın imal etmiş olduğu 6000 serisi rulmanlar için kataloglarında paylaşmış olduğu arıza frekanslarının bir bölümünü göstermektedir. Buna göre 6002 numaralı bir rulmanın arıza frekansları incelendiğinde,

FFT spektrumunda rulman dış bileziğine ait baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) BPFO, dönme devrinin 3.59 katında (3.59x CPM) görülür.

FFT spektrumunda rulman iç bileziğine ait baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) BPFI, dönme devrinin 5.41 katında (5.41x CPM) görülür.

FFT spektrumunda rulman kafesine ait baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) FTF, dönme devrinin 0.4 katında (0.4x CPM) görülür.

FFT spektrumunda rulman döner elemanlarına ait baskın titreşim frekansı (arıza frekansı) BSF, dönme devrinin 2.37 katında (2.37x CPM) görülür.

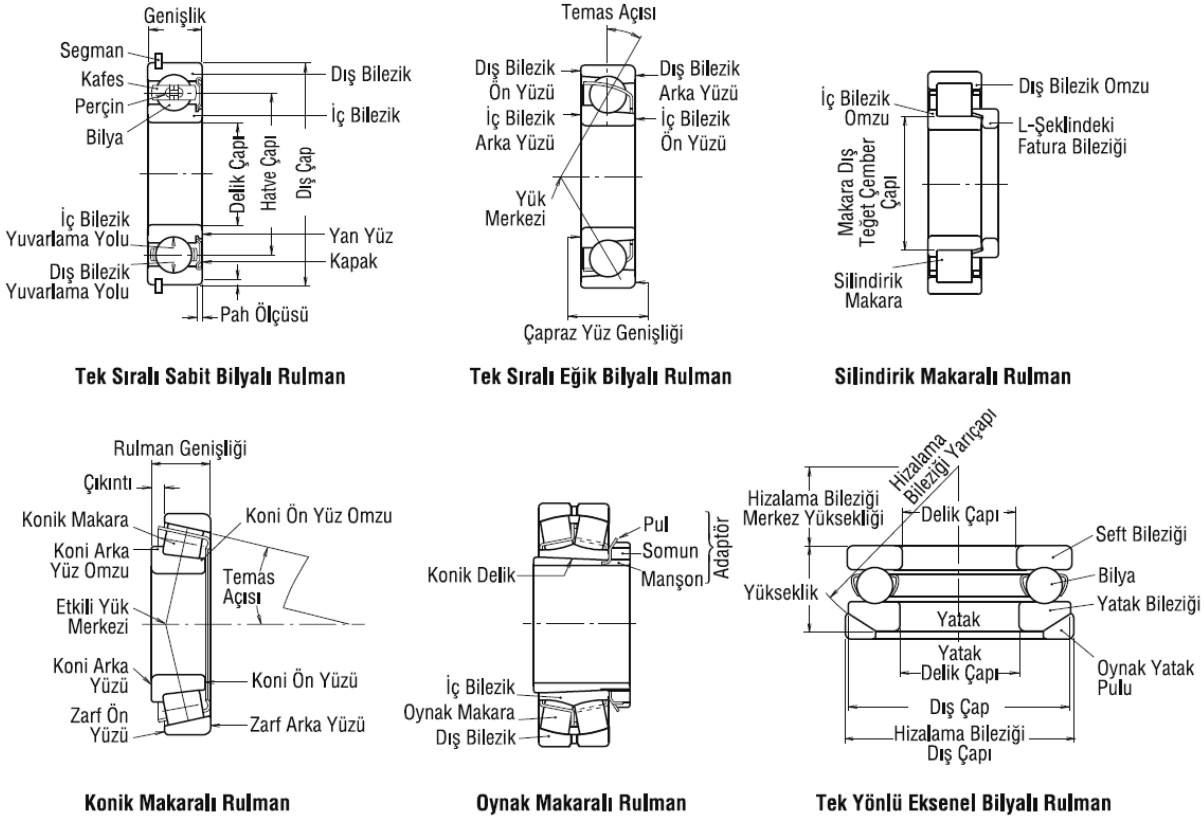
Çizelge 4.1. Bir Rulman Üreticisi Firmanın 6000 Serisi Rulmanlar İçin Paylaşmış Olduğu Arıza Frekansları (NTN Americas, 2010)

Bearing Number	NB	BD	PD	PHI	BPFO	BPFI	FTF	BSF
6002	9	0.187	0.925	0	3.59	5.41	0.40	2.37
6003	8	0.218	1.023	0	3.15	4.85	0.39	2.24
6004	9	0.25	1.24	0	3.59	5.41	0.40	2.38
60/22	9	0.25	1.299	0	3.63	5.37	0.4	2.5
6005	10	0.25	1.417	0	4.12	5.88	0.41	2.75
60/28	10	0.281	1.574	0	4.11	5.89	0.41	2.71
6006	11	0.281	1.692	0	4.59	6.41	0.42	2.93
60/32	10	0.312	1.771	0	4.12	5.88	0.41	2.75
6007	11	0.312	1.909	0	4.6	6.4	0.42	2.98
6008	12	0.312	2.125	0	5.12	6.88	0.43	3.33
6009	13	0.343	2.362	0	5.56	7.44	0.43	3.37
6010	14	0.343	2.559	0	6.06	7.94	0.43	3.66
6011	13	0.406	2.854	0	5.58	7.42	0.43	3.44
6012	14	0.406	3.051	0	6.07	7.93	0.43	3.69
6013	15	0.406	3.248	0	6.56	8.44	0.44	3.94
6014	14	0.468	3.543	0	6.08	7.92	0.43	3.72
6015	15	0.468	3.74	0	6.56	8.44	0.44	3.93
6016	14	0.531	4.035	0	6.08	7.92	0.43	3.73
6017	15	0.531	4.232	0	6.56	8.44	0.44	3.92
6018	14	0.593	4.527	0	6.08	7.92	0.43	3.75
6019	15	0.593	4.724	0	6.56	8.44	0.44	3.92
6020	15	0.593	4.921	0	6.6	8.4	0.44	4.09
6021	15	0.656	5.216	0	6.56	8.44	0.44	3.91
6022	14	0.718	5.511	0	6.09	7.91	0.43	3.77
6024	15	0.718	5.905	0	6.59	8.41	0.44	4.05
6026	15	0.812	6.496	0	6.56	8.44	0.44	3.94
6028	16	0.812	6.889	0	7.06	8.94	0.44	4.18
6030	16	0.874	7.381	0	7.05	8.95	0.44	4.16
6032	16	0.937	7.874	0	7.05	8.95	0.44	4.14
6034	15	1.062	8.464	0	6.56	8.44	0.44	3.92
6036	14	1.187	9.055	0	6.08	7.92	0.43	3.75
6038	15	1.187	9.448	0	6.56	8.44	0.44	3.92
6040	14	1.312	10.039	0	6.09	7.91	0.43	3.76
6044	15	1.374	11.023	0	6.57	8.43	0.44	3.95
6048	16	1.374	11.811	0	7.07	8.93	0.44	4.24
6052	14	1.625	12.992	0	6.12	7.88	0.44	3.93
6056	12	1.875	13.779	0	5.18	6.82	0.43	3.61
6060	12	2	14.96	0	5.2	6.8	0.43	3.67
6064	13	2	15.748	0	5.67	7.33	0.44	3.87
6068	12	2.25	16.929	0	5.2	6.8	0.43	3.7
6072	13	2.25	17.716	0	5.67	7.33	0.44	3.87
6076	14	2.25	18.503	0	6.15	7.85	0.44	4.05

4.7. Rulman Çeşitleri Ve Özellikleri

Rulmanlar maruz kaldıkları ana yükün yönüne bağlı olarak radyal rulmanlar veya eksenel rulmanlar olarak sınıflandırılırlar. Ayrıca yuvarlanma elemanlarının tipine bağlı olarak bilyalı rulmanlar ve makaralı rulmanlar olmak üzere ikiye ayrılırlar. Bunlara ek olarak tasarımındaki veya özel amacındaki farklılıklara göre de ayrılırlar.

Rulmanların düz yataklarla kıyaslandığında en temel avantajı başlangıç torkunun ve sürtünmenin düşük olmasıdır. Ayrıca başlangıç torku ile çalışma torku arasındaki fark küçüktür. Rulmanların bakımı, kontrolü, değiştirilmesi genellikle kolaydır ve uluslararası standartların ilerlemesiyle birlikte birbirleriyle değiştirilebilir niteliktedirler. Çoğu rulman hem radyal hem eksenel yükleri eşzamanlı veya bağımsız olarak taşıyabilir ve çok çeşitli sıcaklıklar altında çalışabilir. Şekil 4.18.'de gösterilen altı farklı tasarımdaki rulman çeşitli endüstriyel alanlarda sıklıkla kullanılmaktadır.



Şekil 4.18. Yaygın Olarak Kullanılan Rulman Çeşitleri Ve Terimleri (NSK, 2013)

4.7.1. Tek Sıralı Sabit Bilyalı Rulmanlar

Tek sıralı sabit bilyalı rulmanlar, endüstride en sık kullanılan rulman çeşitidir. Çalışma şartları pek çok kullanım alanına uyum sağladığından dolayı kullanımı oldukça yaygındır. Radyal yükleri taşımakla birlikte her iki yönde de eksenel yükleri taşıyabilirler. Düşük tork gereksinimlerinden dolayı, yüksek devirde çalışan küçük çaplı fanlarda olduğu gibi, yüksek hız olan uygulamalarda sıklıkla kullanılırlar. Şekil 4.19.'da olduğu gibi genellikle açık tip olarak üretilirler ancak tozlu ortamda çalışan rulmanların bilya yuvarlanma yoluna gelebilecek tozu önlemek amacıyla rulmanın her her iki tarafına çelik ya da kauçuk malzemeden kapaklar monte edilerek kapalı olarak da üretilen tipleri mevcuttur. Bilyaların yarıçapları, iç ve dış bileziklerde bulunan bilya yuvarlanma yolları yarıçapından daha küçüktür. Ayrıca, çevre kısmında bazen emniyet segmanları kullanılır. Kafesleri genellikle çelikten imal edilir ve preslenerek üretilir.



Şekil 4.19. Tek Sıralı Sabit Bilyalı Rulman (NSK, 2013)

4.7.2. Tek Sıralı Eğik Bilyalı Rulmanlar

Sadece bir yönden gelen eksenel yükleri taşıyabilirler ve bu nedenle ikinci bir rulmanın yanına monte edilmeleri gerekir. 15°, 25°, 30° ve 40° olmak üzere dört farklı şekilde imal edilirler. Temas açısı büyüdükçe eksenel yük taşıma kapasitesi de artar ancak yüksek hızda çalışma kabiliyeti azalır. Yüksek devirlerde çalışmaya uygundur ve karşıt rulmanlara olan mesafe kısa seçilmelidir. Tek sıralı sabit bilyalı rulmanlarda olduğu gibi kafesleri genellikle çelikten imal edilir ve preslenerek üretilir, ancak 30°'den daha az

temas açısına sahip yüksek hassasiyetli rulmanlar için genelde polyamid reçine kafesler kullanılır.Şekil 4.20.'de tek sıralı eğik bilyalı rulmana ait resim verilmiştir.



Şekil 4.20. Tek Sıralı Eğik Bilyalı Rulman (NSK, 2013)

4.7.3. Silindirik Makaralı Rulmanlar

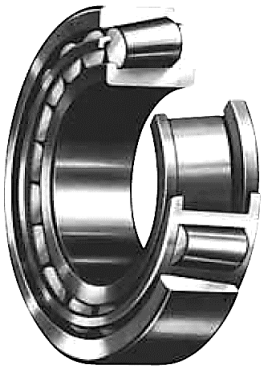
Silindirik makaralı rulmanlarda silindirik makaralar Şekil 4.21.'de görüldüğü gibi, yuvarlanma yollarıyla doğrusal temas halindedir. Radyal yük taşıma kapasiteleri yüksektir ve yüksek hız uygulamaları için uygundur ancak eksenel yük taşıma kapasiteleri düşüktür. Yüksek radyal yük şartlarında, aynı ölçülerde makaralı rulmanlar bilyalı rulmanlara kıyasla daha uygundur. Yan omuzların tasarımına veya omuzların olup olmadığına bağlı olarak tek sıralı rulmanlar için farklı tipleri mevcuttur. Parçalarına ayrılabilen rulmanlardır, tüm tiplerin dış ve iç bilezikleri ayrılabilir. Bazı silindirik makaralı rulmanların iç veya dış bileziğinde omuz yoktur, bu nedenle bilezikler birbirine göre eksenel olarak hareket edebilir. İç veya dış bileziğinde omuz bulunan silindirik makaralı rulmanlar eksenel yükü bir yönde alabilir. Çift sıralı silindirik makaralı rulmanlar yüksek radyal rijiditeye sahiptir. Takım tezgahları gibi yüksek hassasiyet gereken uygulamalarda kullanılırlar. Makara kafesleri genellikle çelikten imal edilir ve preslenerek üretilir, ancak bazı uygulamalarda plastikten (polyamid) imal edilmiş kafesler de tercih edilir.



Şekil 4.21. Silindirik Makaralı Rulman (NSK, 2013)

4.7.4. Konik Makaralı Rulmanlar

Konik makaralı rulmanlar, iç ve dış bileziklerindeki makara yuvarlanma yolları Şekil 4.22.'de olduğu gibi konik olarak tasarlanmıştır. Çok yüksek radyal ve eksenel yükleri taşıyabilme kapasiteleri vardır. Makaraların sayısı ve ölçüleri artırılarak yük taşıma kapasiteleri arttırılabilir. Tek sıralı eğik bilyalı rulmanlarda olduğu gibi çift olarak montaj yapılırlar. Çiftli montajın uygulandığı durumlarda, karşılıklı iki rulmanın konileri veya zarfları arasında bırakılan eksenel boşluk dikkat edilmesi gereken bir ayarlamadır, bu boşluk doğru bırakılmalıdır. Ayrılabilir olduklarından, koni grupları ve zarflar bağımsız olarak monte edilebilir. Temas açısına bağlı olarak, normal açı, orta açı ve dik açı olmak üzere üç çeşittir. Çift sıralı ve dört sıralı konik makaralı rulmanlar da bazı özel uygulamalarda kullanılmaktadırlar. Makara kafesleri genellikle çelikten imal edilir ve preslenerek üretilir.



Şekil 4.22. Konik Makaralı Rulman (NSK, 2013)

4.7.5. Oynak Makaralı Rulmanlar

Oynak makaralı rulmanlar Şekil 4.23.'de görüldüğü gibi iki yuvarlanma yollu iç bilezik ile tek küresel yuvarlanma yollu dış bilezik arasında varil şeklinde makaralara sahiptir. Parçalarına ayrılamaz rulmanlardır. Dış bilezik yuvarlanma yolu merkezi rulman ekseni ile kesiştiğinden dolayı şaft ayarsızlıklarını kompanse edip, şaftı kendinden hizalayabilir. Şaft ya da yatak eksenleri yanlış hizalanmışsa, rulmanlar üzerine etkiyen fazla yükü azaltıcı yönde şaftı otomatik olarak düzeltir. Yalnızca yüksek radyal yükleri değil, bazı eksenel yükleri de her iki yönde taşıyabilir. Çok yüksek radyal yük taşıma kapasitelerinin yanında, darbe yükü olduğu durumlarda da kullanılırlar. Bazı rulmanlarda konik delikler vardır ve konik millere veya silindirik millere adaptörler veya çekme manşonlar kullanılarak doğrudan monte edilebilir. Sürtünmelerinin fazla olması, gürültülü çalışmaları ve moment taşıma kapasitelerinin düşün olması başlıca dezavantajlarıdır. Makara kafesleri genellikle çelik malzemeden preslenerek veya pirinçten işlenerek üretilir.

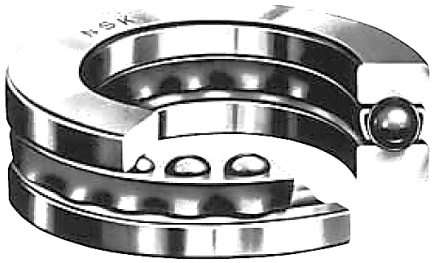


Şekil 4.23. Oynak Makaralı Rulman (NSK, 2013)

4.7.6. Tek Yönlü Eksenel Bilyalı Rulmanlar

Tek yönlü eksenel bilyalı rulmanlar Şekil 4.24.'de verildiği gibi pul benzeri rulman bileziklerinden oluşur. Sadece eksenel yükleri taşıyabilirler. Bu rulmanlarda, bileziklere tabla denir. İki tabla da, üzerinde bilyalar için kanal bulundurur. İki tür eksenel bilyalı rulman vardır; tek yönlü eksenel bilyalı rulmanlar ve çift yönlü eksenel bilyalı rulmanlar.

Tek yönlü olan rulmanlar sadece tek bir yönden gelen eksenel kuvveti taşır, çift yönlüler ise iki yönde de gelen eksenel kuvveti taşır. Ayrıca milin eksenel kaçıklığını veya yerleştirme hatasını telafi etmek için yatak pulunun altında ayarlama pulu bulunabilir. Kafeslerin üretiminde, preslenmiş çelik levha, polyamid reçine, talaşlı imal edilmiş güçlendirilmiş pirinç veya döküm çelik kullanılır.



Şekil 4.24. Eksenel Bilyalı Rulman (NSK, 2013)

4.7.7. Rulman Arıza Frekansları, Terimler Ve Hesaplanması

Bir rulman döndüğünde bileziklerin yuvarlanma yollarında veya döner elemanların yüzeylerinde bulunan bir hasar, baskın titreşim frekansını (arıza frekansı) meydana getirir. Arıza frekansları,

- **İç Bilezik Arıza Frekansı:**
  BPFI (Ball Pass Frequency – Inner) olarak kısaltılır.
  Her bir döner elemanın rulman iç bileziğinde oluşan hasar üzerinden geçişini gösteren frekans değeridir. Birimi Hz dir.
- **Dış Bilezik Arıza Frekansı:**
  BPFO (Ball Pass Frequency – Outer) olarak kısaltılır.
  Her bir döner elemanın rulman dış bileziğinde oluşan hasar üzerinden geçişini gösteren frekans değeridir. Birimi Hz dir.
- **Kafes Arıza Frekansı:**
  FTF (Fundamental Train Frequency - Cage) olarak kısaltılır.
  Kafes frekansıdır. Birimi Hz dir.
- **Döner Eleman Arıza Frekansı:**

BSF (Ball Spin Frequency for Rolling Element) olarak kısaltılır.
Her bir döner elemanın kendi ekseni etrafında dönüşünü gösteren frekans değeridir. Birimi Hz dir.

- **Nb (Number of Balls) :** Döner eleman sayısıdır.
- **Bd (Ball Diameter) :** Döner eleman çapıdır. Birimi mm dir.
- **Pd (Pitch Diameter) :** Döner elemanların bölüm dairesi çapıdır. Birimi mm dir.
- **Θ (Theta) :** Döner elemanın kontak açısıdır. Derece cinsindendir.

$$BPFI = \frac{Nb}{2}\left(1 + \frac{Bd}{Pd}\cos\Theta\right) x\ CPM \quad (4.1.)$$

$$BPFO = \frac{Nb}{2}\left(1 - \frac{Bd}{Pd}\cos\Theta\right) x\ CPM \quad (4.2.)$$

$$FTF = \frac{1}{2}\left(1 - \frac{Bd}{Pd}\cos\Theta\right) x\ CPM \quad (4.3.)$$

$$BSF = \frac{Pd}{2Bd}\left[1 - \left(\frac{Bd}{Pd}\right)^2 (\cos\Theta)^2\ \right] x\ CPM \quad (4.4.)$$

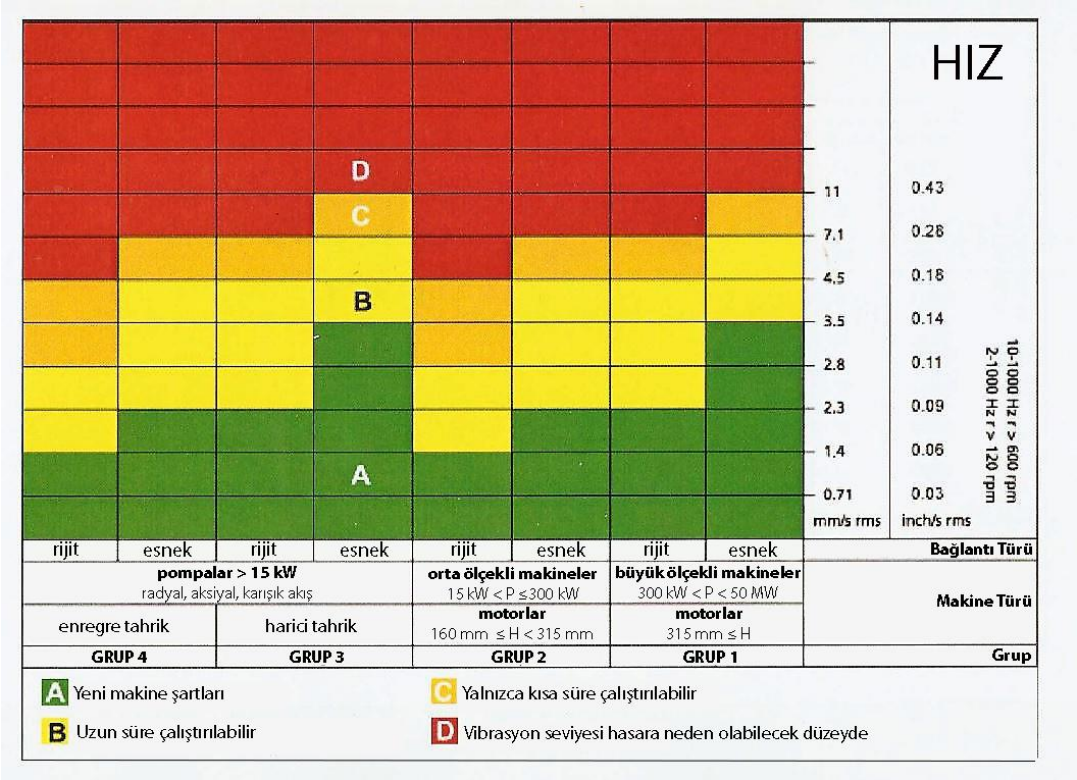
Ayrıca, 30.000 CPM – 200.000 CPM arasındaki frekans aralığında görülen tepe oluşumları ve bu tepelere ait yan bantlar (yan tepeler) rulmanın doğal frekansının bozulduğunu gösterir. Doğal frekansın bozulması rulmanda oluşan bir hasardan meydana gelmektedir. (Berry, 1997)

BÖLÜM 5

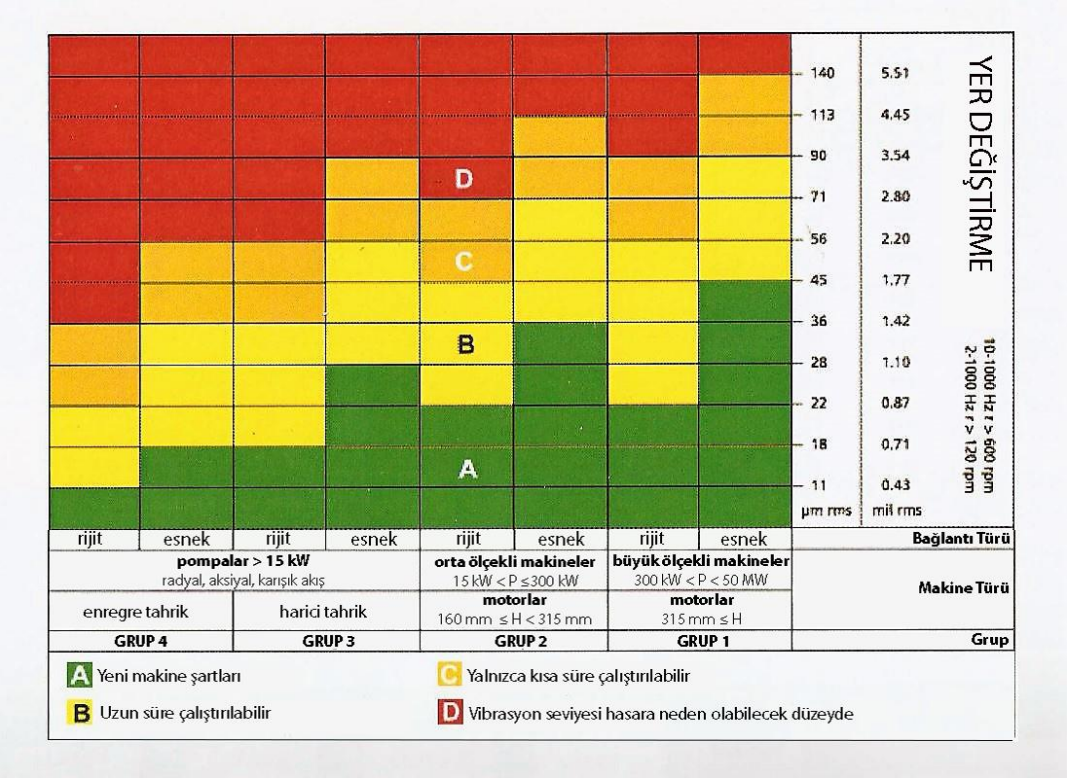
VİBRASYON LİMİTİ VE ISO STANDARTLARI

Genlik değeri bir makinede meydana gelen hasarın büyüklüğünü belirtir. Genlik değeri farklı çalışma frekans aralıklarında yer değiştirme, hız veya ivme değerlerinden herhangi birine eşit olduğu için, bu değerin belirli bir standart çerçevesinde yorumlanması gerekmektedir.

Titreşim şiddetinin değerlendirilmesine ile ilgili pek çok standart olmasına rağmen en yaygın kullanılan güncel standart Uluslararası Standartlar Teşkilatı (ISO) tarafından belirlenmiş olan ISO 10816-3:2009/Amd:2017 dir. Bu standart nominal gücü 15 KW üzeri ve hızı 120 CPM - 15000 CPM aralığındaki endüstriyel makinelerin hareketsiz parçaları üzerinden alınan titreşim ölçümlerinin değerlendirilmesi kapsar. Şekil 5.1.'de hız değeri için ve Şekil 5.2.'de yer değiştirme değeri için ISO 10816-3 standartı verilmiştir.



Şekil 5.1. ISO 10816-3'e Göre Titreşim Hızı Limitleri (MOBIUS Institute, 2005)



Şekil 5.2. ISO 10816-3'e Göre Titreşim Yer Değiştirme Limitleri (MOBIUS Institute, 2005)

BÖLÜM 6

ÖRNEK UYGULAMA

Çimentaş Trakya Çimento Fabrikası'nın ana baca gazı fanı olan 331FN110 numaralı fanın titreşim değerleri aralıklarla ölçülerek takip edilmiştir. Balanssızlık, eksen hizasızlığı, gevşeklik gibi arızaların yanı sıra özellikle fan ve motor yataklarındaki rulmanların durumu takip edilmiştir. Rulmanlara ait arıza frekansları göz önünde bulundurularak her bir ölçüm değerlendirilmiştir. Fanın sabit yatağı (tahrik tarafı yatağı) üzerinden alınan ölçümlerde, dış bilezik arıza frekansına denk gelen frekansta tepe oluşumları dikkat çekmiş ve tekrarlayan ölçümlerde aynı frekansta tepe oluşup oluşmadığı takip edilmiştir.

6.1. Titreşim Analizinde Kullanılan Ekipmanlar

Mekanik titreşimlerin ölçülmesi için geçmişte, mekanik veya optik ilkelere göre çalışan çeşitli cihazlar geliştirilmiş olmakla birlikte, günümüzde artık hemen hemen istisnasız olarak elektriksel ölçüm sistemleri kullanılmaktadır. Elektrik sinyallerinin yükseltilmelerinin ve analiz ve kayıtlarının kolay olması, bu durumun başlıca nedeni olmuştur. Sayısal (dijital) elektronikteki gelişmeler elektrik sistemlerinin üstünlüğünü daha da ön plana çıkarmış bulunmaktadır. (Dokumacı & Ergüven, 1994)

Yapılan titreşim analizlerinde kullanılan temel elemanlar,

- **Sinyal Analizörü (Titreşim Analizörü):** SKF GX CMXA 70
- **Transdüser (Sinyal Toplayıcı / Dönüştürücü):** SKF CMSS2200
- **Analiz Yazılımı:** SKF @ptitude Analyst

- **Veri Analizi ve Veri Depolama İçin Bir Bilgisayar**

Titreşim analizörü ve transdüser makinelerden titreşim verilerini toplamak için, analiz yazılımı ve bilgisayar ise makinelerden toplanan titreşim verilerinin analiz edilerek arızanın hangi nedenden kaynaklandığını tespit etmek için kullanılır.

Titreşim ölçümleri Şekil 6.1.'de gösterilen SKF marka Microlog GX serisi CMXA70 titreşim analizörü ve Şekil 6.2. ile Şekil 6.3.'de gösterilen SKF marka CMSS2200 model manyetik tip ivme transdüseri (dönüştürücü) kullanılarak yapılmıştır.

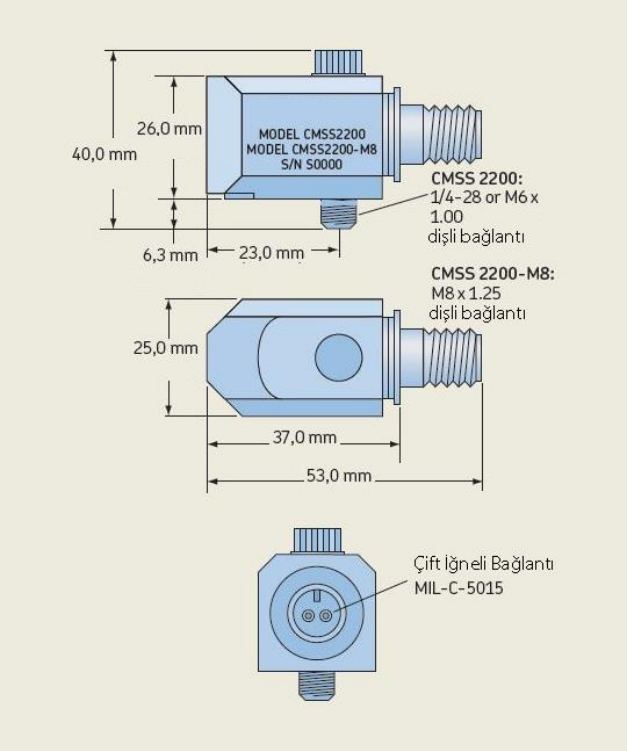
Titreşim analizleri Windows 10 işletim sistemi ile çalışan bir bilgisayar ve bu bilgisayarda kurulu, titreşim analizörü ile uyumlu çalışan SKF marka @ptitude Analyst yazılım programı kullanılarak yapılmıştır.



Şekil 6.1. SKF Marka Microlog GX Serisi CMXA70 Titreşim Analizörü (SKF, 2007)



Şekil 6.2. SKF Marka CMSS2200 Model Manyetik Tip Transdüser /Dönüştürücü (SKF, 2018)

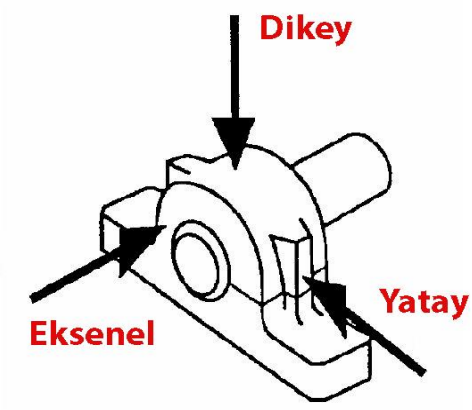


Şekil 6.3. SKF Marka CMSS2200 Model Manyetik Tip Transdüser / Dönüştürücü Bağlantı Detayları Ve Boyutları (SKF, 2018)

6.2. Ölçüm Metodu

Titreşim ölçümlerine başlamadan önce bilgisayarda kurulu olan analiz yazılımına ve titreşim analizörüne ölçüm yapılacak olan 331FN110 numaralı fan tanıtıldı. Fanın rotor şaftını yataklayan iki adet yatağa ve motor şaftını yataklayan iki adet yatağa ait rulman numaraları, rulman üretici firmaları ve yataklardan ölçüm alınacak her bir noktanın ismi ile birlikte fanın çalışma devri, ölçümün yapılacağı frekans aralığı bilgileri girildi.

Titreşim ölçümleri Şekil 6.4.'de gösterildiği gibi motor ve fan yataklarının yatay konumundan ivme ve hız, dikey ve eksenel konumlarından ise yalnızca hız ölçümü alınarak yapıldı. Hız ölçümleri yapılırken titreşim genliği mm/s cinsinden RMS değeri dikkate alınarak, ivme ölçümleri yapılırken titreşim genliği gE cinsinden tepe (peak) değeri dikkate alınarak yapıldı.



Şekil 6.4. Bir Yatak Üzerindeki Ölçüm Noktaları (FES Systems, 2008)

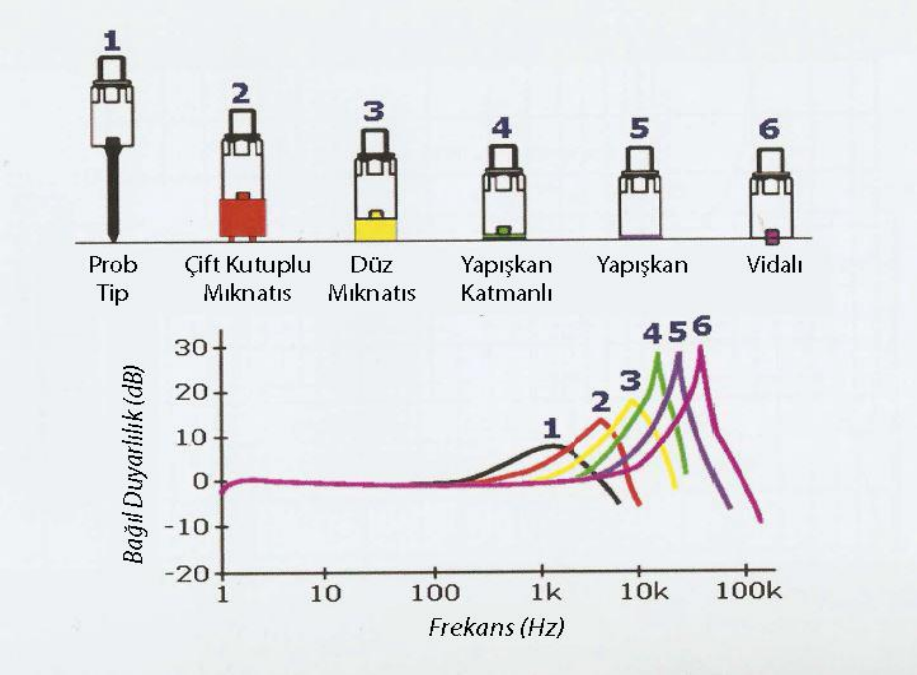
6.3. Transdüserler (Dönüştürücüler)

Dönüştürücüler, mekanik titreşimleri algılayan ve elektrik sinyaline dönüştüren cihazlardır. Enerji dönüşümünün sağlanmasında piezoelektrik, magnetositif, kapasitif, rezistif, endüktif veya piezorezistif elemanlar kullanılmaktadır. (Dokumacı & Ergüven, 1994)

Dönüştürücü, (bazen bir alıcı veya sensör olarak da adlandırılır), şok veya titreşim hareketini optik, mekanik veya yaygın olarak, hareketin parametreleri ile orantılı olan bir elektrik sinyaline dönüştüren bir cihazdır. (Harris & Piersol, 2002)

Hızı, ivmeyi veya yer değiştirmeyi ölçen dönüştürücüler mevcuttur. Piezoelektrik ivme ölçerler geniş bir frekans aralığında hızı ve yer değiştirmeyi de ölçebilir. (SKF, 2018)

Dönüştürücüler titreşim ölçümünün yapılacağı nokta ile aralarındaki temas/birleşme durumuna göre altıya ayrılırlar. Dönüştürücü ile ölçüm alınan nokta arasındaki temas kuvvetlendikçe dönüştürücünün ölçüm hassasiyeti de artar. Özellikle yüksek frekans değerlerinde yapılan ölçümlerin sonuçlarına doğrudan etki eder. Şekil 6.5.'te dönüştürücülerin temas/birleşme durumuna göre çeşitleri ve artan frekans değeri ile birlikte değişen ölçüm hassasiyetleri gösterilmiştir.

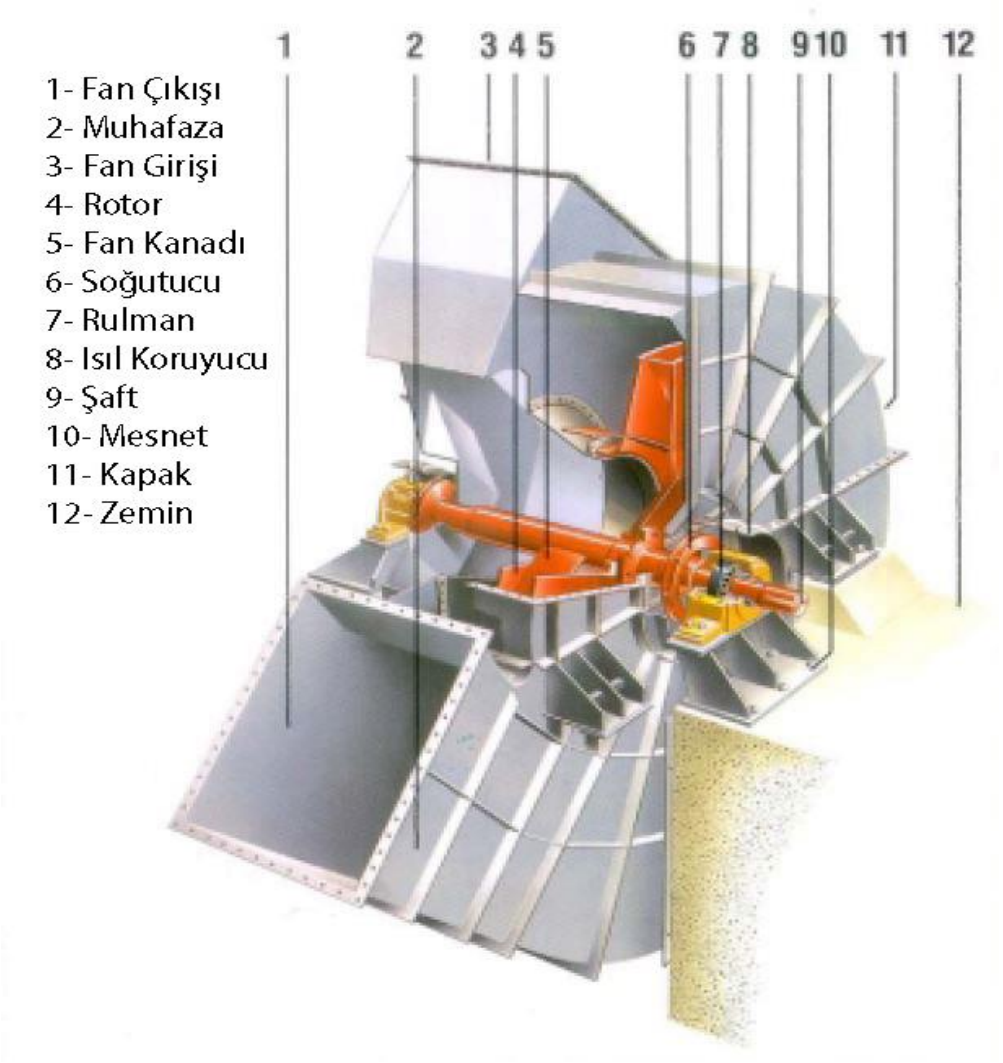


Şekil 6.5. Transdüser / Dönüştürücü Çeşitleri (MOBIUS Institute, 2005)

6.4. 331FN110 Fanın Özellikleri

Tek emişli, emiş gövdesi spiral şekilli bir radyal fandır. Geriye kavisli kanatları bulunan santrifüj tipindeki rotor Şekil 6.6.'da verildiği gibi iki yatak arasına yerleştirilmiş durumdadır. Her iki fan yatağında da -şaft hizasızlıklarının tolere edilmesi amacıyla- oynak makaralı tip rulman kullanılmaktadır ve yataklar -rulmanların kendi kendini yağlaması amacıyla- sentetik sıva yağlıdır.

- Rotor Çapı: 3,35 m
- Rotor Dönme Hızı: 959 CPM
- Güç Tüketimi: 1363 kW
- Gaz Akışı: 138 m^3/s
- Gaz Yoğunluğu: 0,59 kg/m^3
- Gaz Sıcaklığı: 300 ^oC
- Motor Çalışma Frekansı: 50 Hz
- Serbest Yatak Rulmanı: 22230 BE / XL
- Sabit Yatak Rulmanı (Tahrik Tarafı): 22244 BE / XL



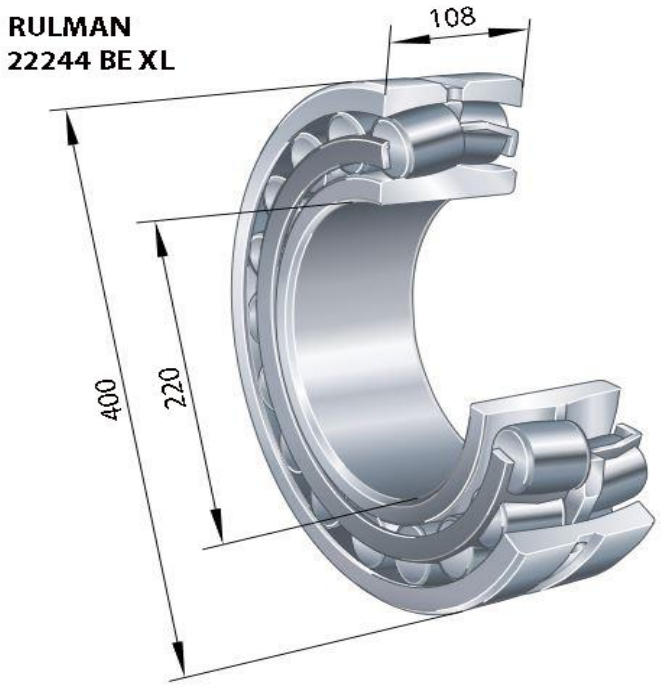
Şekil 6.6. 331FN110 Fanı Kesit Görünümü Ve Elemanları (F.L. Smidth, 2000)

6.5. 22244 BE / XL Rulman Detayları Ve Arıza Frekansları

Örnek uygulamanın gerçekleştirildiği 331FN110 numaralı fanın tahrik tarafındaki yatağında Şekil 6.7.'de gösterilen 22244 BE / XL oynak makaralı tip rulman kullanılmaktadır. Uygulamada tespit edilen rulman hasarı bu rulmanın dış bileziğinin makara yuvarlanma yolu üzerinde olduğu görülmüştür. 22244 BE / XL rulmana ait temel özellikler aşağıdaki gibidir,

- Rulman Tipi: Oynak Makaralı
- Dış Bilezik Dış Çapı: 400 mm
- İç Bilezik İç Çapı: 220 mm

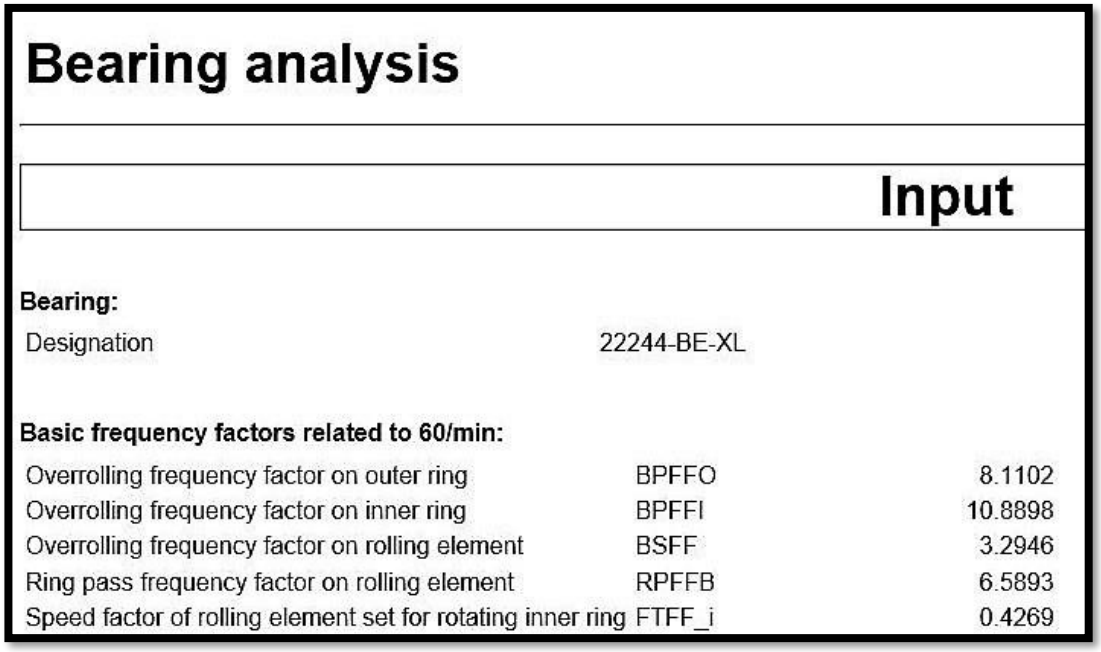
- Genişlik: 108 mm
- Ağırlık: 59,6 kg
- Statik Radyal Yük Taşıma Kapasitesi: 2360 kN
- Dinamik Radyal Yük Taşıma Kapasitesi: 1840 kN
- Limit Yorulma Yükü: 210 kN
- Devir Limiti: 2140 CPM
- Referans Devir: 1350 CPM



Şekil 6.7. 22244 BE / XL Oynak Makaralı Rulman (Medias Schaeffler, 2019a)

Rulman üreticisi firmanın resmi internet sayfasındaki interaktif uygulamadan elde edilen hesaplamalara göre rulman arıza frekansları Şekil 6.8.'de belirtilmiştir. Bu hesaplamalara göre,

- Dış bilezik arıza frekansı çalışma devrinin 8,11 katıdır.
- İç bilezik arıza frekansı çalışma devrinin 10,88 katıdır.
- Döner eleman arıza frekansı çalışma devrinin 3,29 katıdır.
- İç bileziğin döner eleman üzerinden geçiş frekansı devrinin 6,58 katıdır.
- Kafes arıza frekansı çalışma devrinin 0,42 katıdır.



Bearing analysis

Input

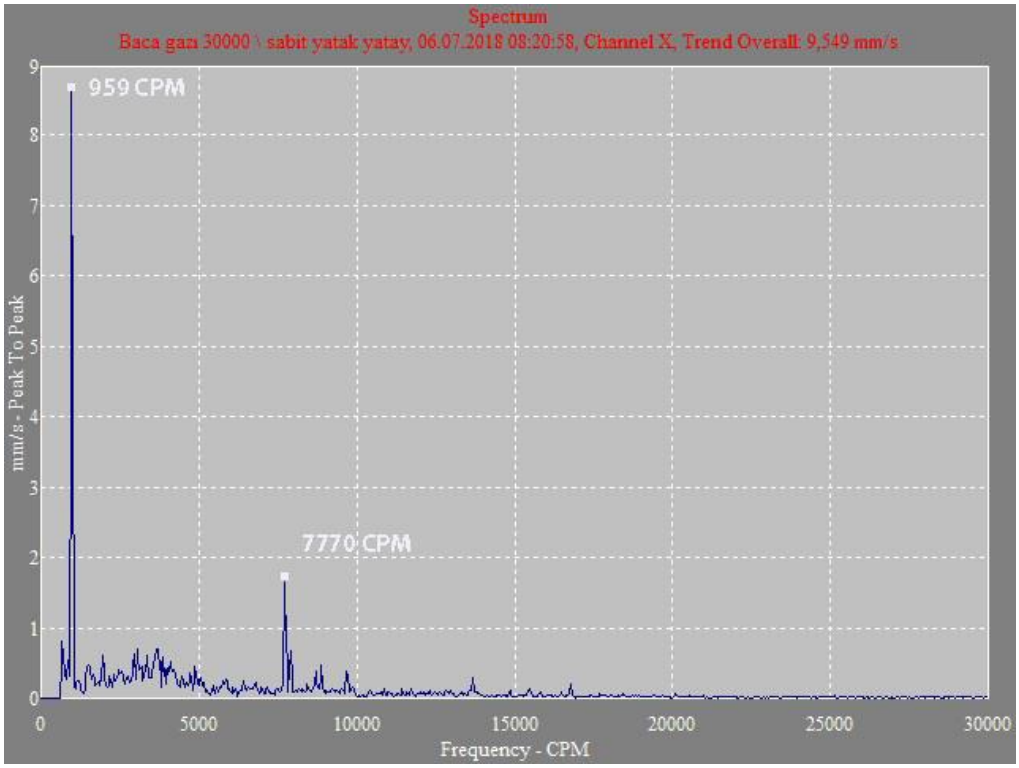
Bearing:

Designation	22244-BE-XL	
Basic frequency factors related to 60/min:		
Overrolling frequency factor on outer ring	BPFFO	8.1102
Overrolling frequency factor on inner ring	BPFFI	10.8898
Overrolling frequency factor on rolling element	BSFF	3.2946
Ring pass frequency factor on rolling element	RPFFB	6.5893
Speed factor of rolling element set for rotating inner ring	FTFF_i	0.4269

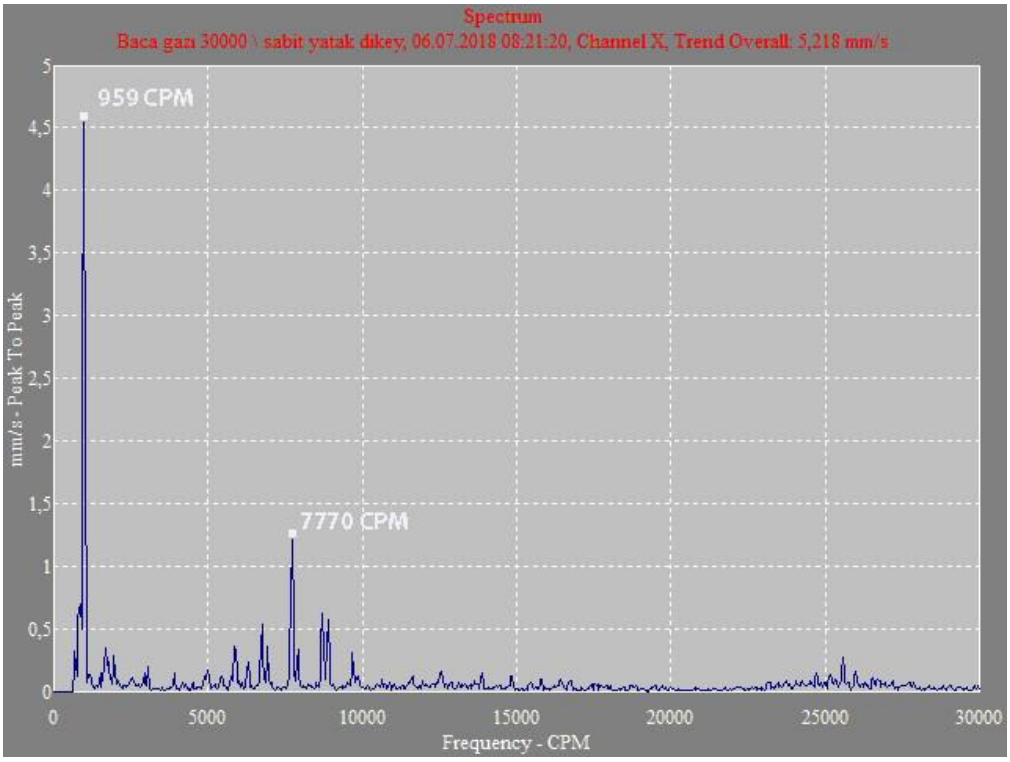
Şekil 6.8. 22244 BE / XL Rulmana Ait Arıza Frekansları (Schaeffler, 2019b)

6.6. Hasarlı Rulmana Ait (Rulman Değişimi Öncesi) Ölçüm Grafikleri

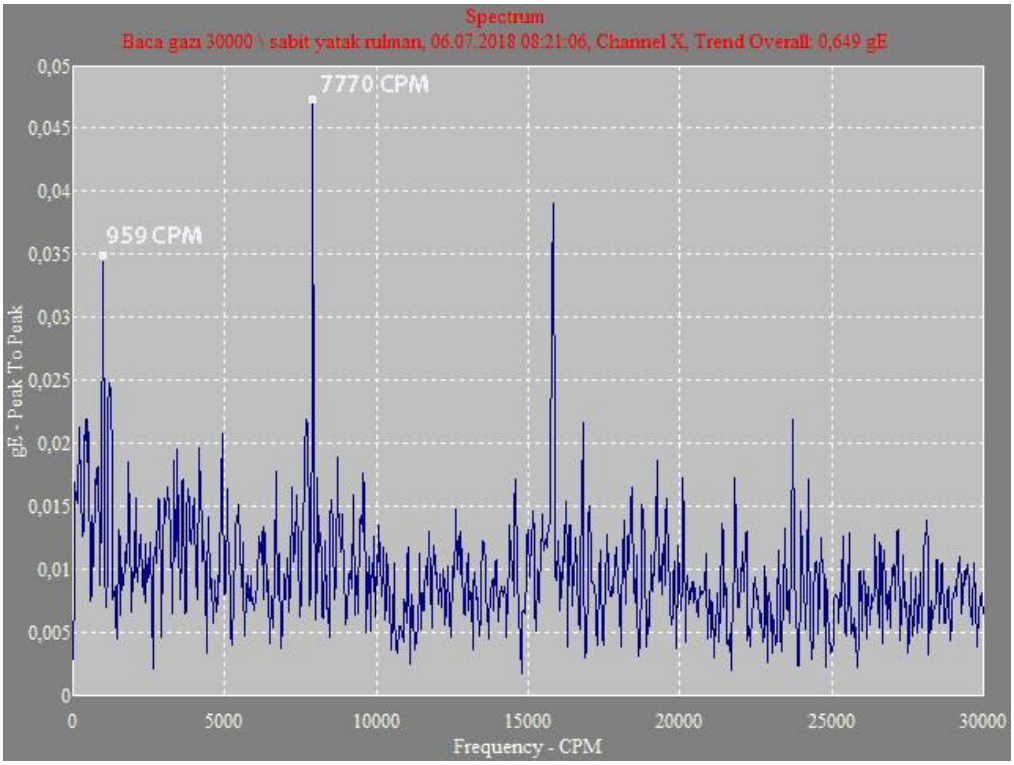
06.07.2018 tarihinde fan sabit yatağında (tahrik tarafı yatağı) yapılan ilk ölçümler, rulman arıza frekanslarının daha detaylı biçimde görülebilmesi açısından 0 CPM - 30.000 CPM dar aralığında ve RMS yerine tepeden tepeye (Peak to Peak) yapılmıştır. Şekil 6.9. yatay konumda yapılan hız, Şekil 6.10. dikey konumda yapılan hız ve Şekil 6.11. yatay konumda yapılan ivme ölçümünün grafiğini göstermektedir. Her üç grafikte de fan çalışma devri olan 959 CPM'de (1x CPM) ve rulman dış bilezik arıza frekansı olan 7770 CPM'de baskın şekilde belli olan tepe değerleri gözlemlenmiştir. İlk ölçümlerden elde edilen veriler ISO 10816-3 standartına göre değerlendirildiğinde fanda kabul edilebilir seviyede titreşim oluşturan balanssızlık arızası ve dış bilezikte hasarlanma başladığı görülmektedir.



Şekil 6.9. 06.07.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği



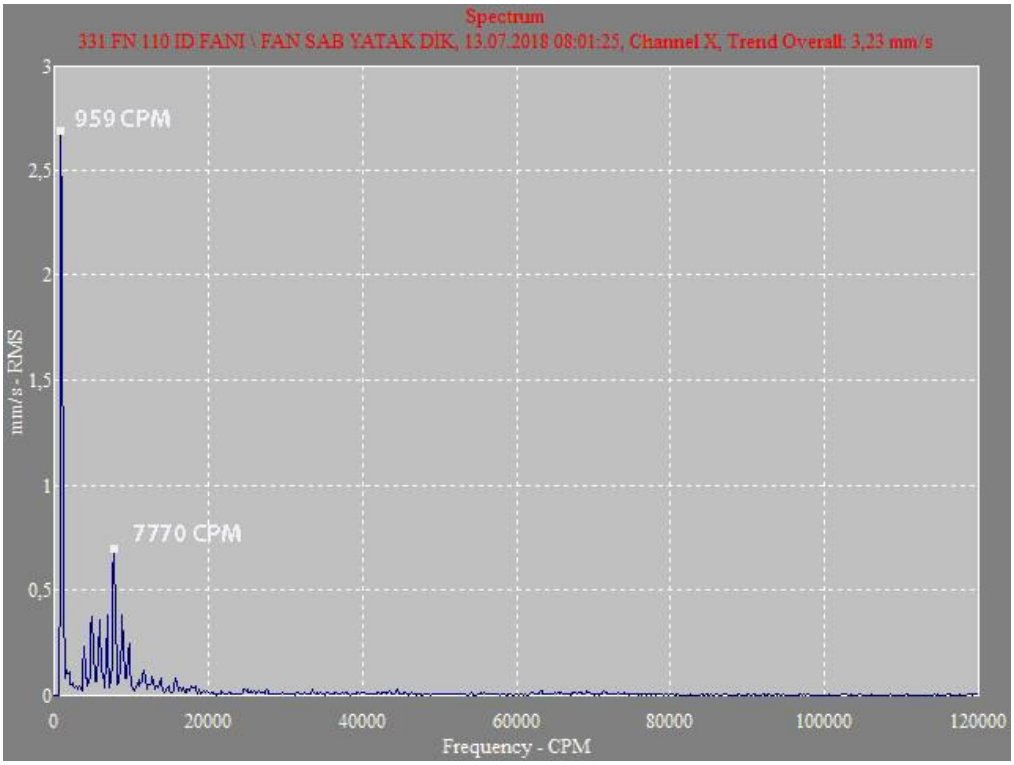
Şekil 6.10. 06.07.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği



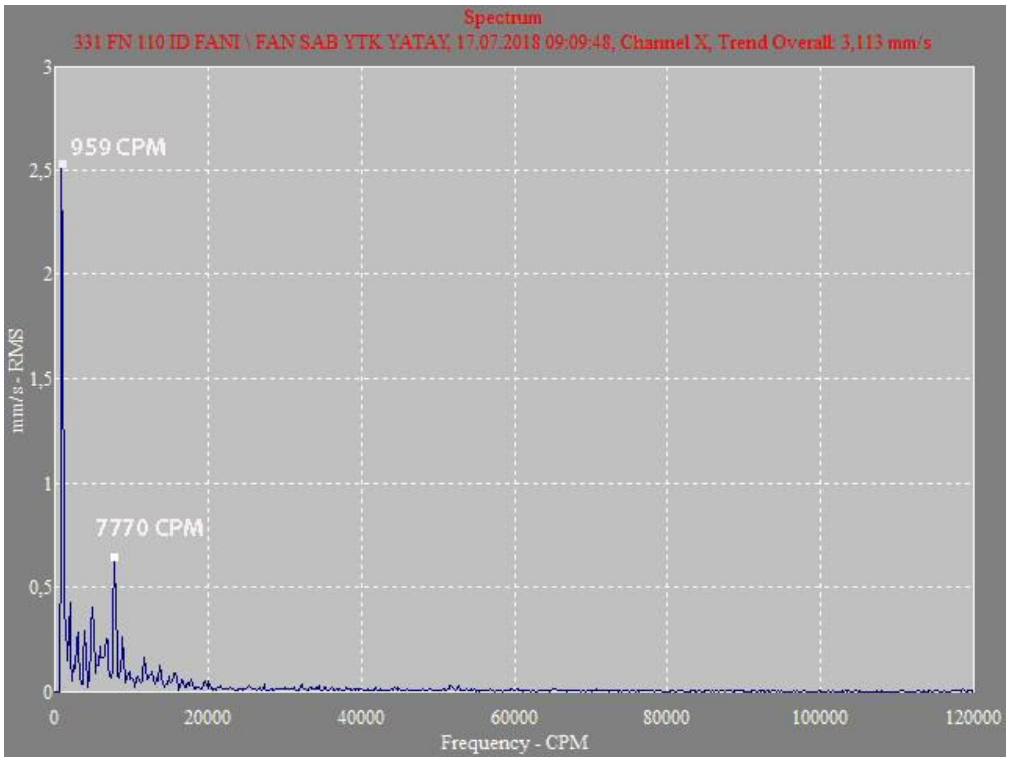
Şekil 6.11. 06.07.2018'de Yatay Konumda Yapılan İvme Ölçümü Grafiği

13.07.2018 ve 17.07.2018 tarihlerinde fan sabit yatağında (tahrik tarafı yatağı) yapılan hız ölçümleri, rulman arıza seviyelerinin ISO 10816-3 standartı kapsamında daha sağlıklı şekilde değerlendirilebilmesi için RMS olarak ve daha geniş arıza frekansları ile rulman bileşenlerine ait doğal frekansların da görülebilmesi açısından 0 CPM - 120.000 CPM geniş aralığında yapılmıştır.

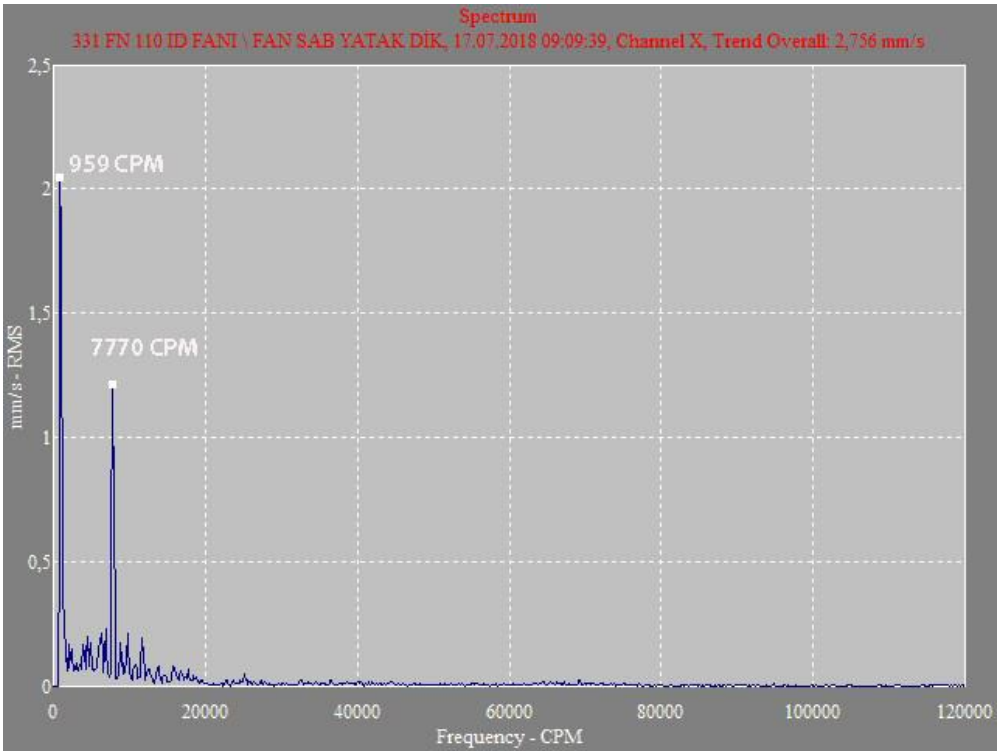
Şekil 6.12. 13.07.2018'de dikey konumda yapılan hız, Şekil 6.13. 17.07.2018'de yatay konumda yapılan hız ve Şekil 6.14. 17.07.2018'de dikey konumda yapılan hız ölçümünün grafiğini göstermektedir. Her üç grafikte de bir önceki ölçüme ait sonuçları destekler şekilde fanın çalışma devrinde ve dış bilezik arıza frekansında tepe oluşumları mevcuttur. 30.000 CPM üzeri yüksek frekans bölgesinde herhangi bir tepe oluşumu gözlemlenmemiştir.



Şekil 6.12. 13.07.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

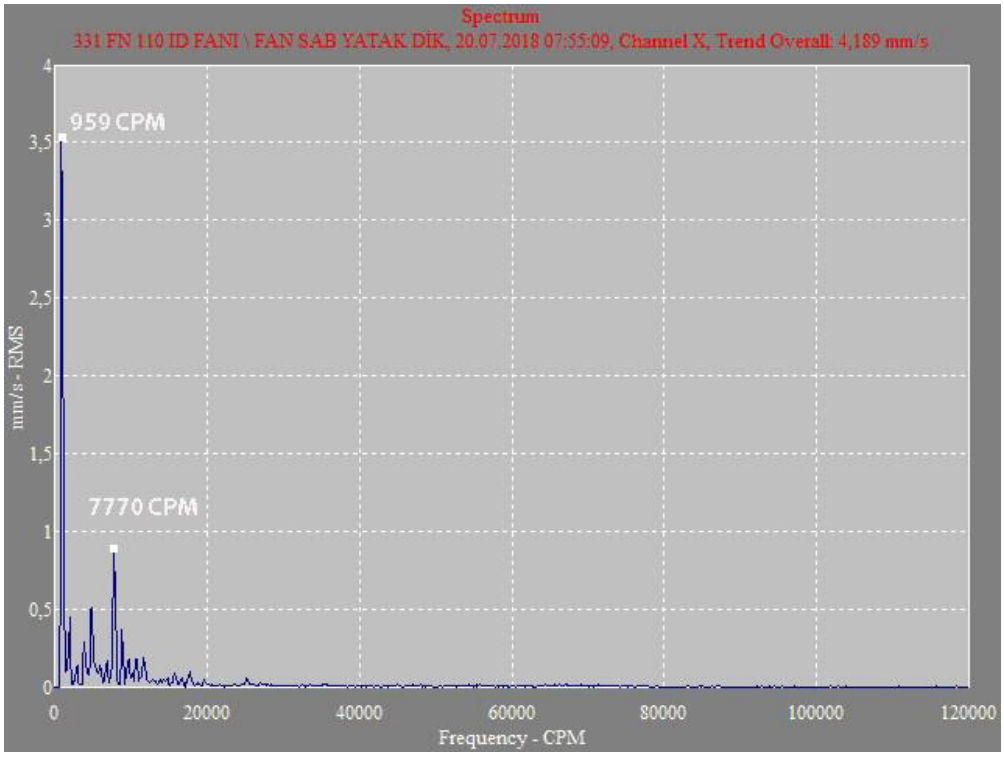


Şekil 6.13. 17.07.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

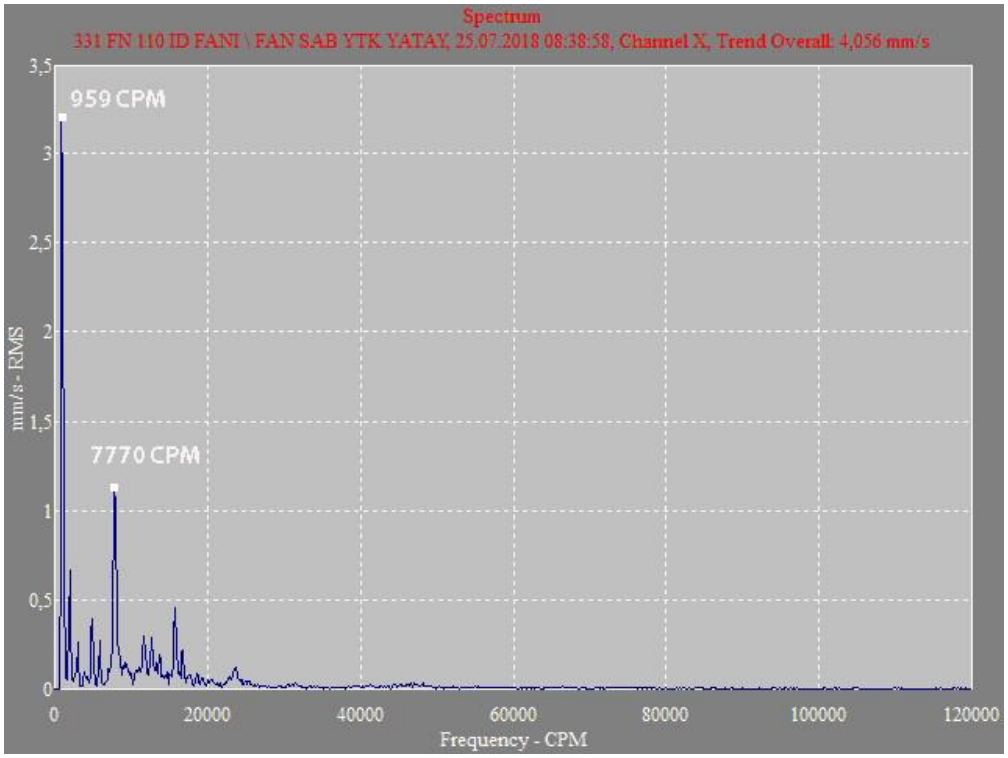


Şekil 6.14. 17.07.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

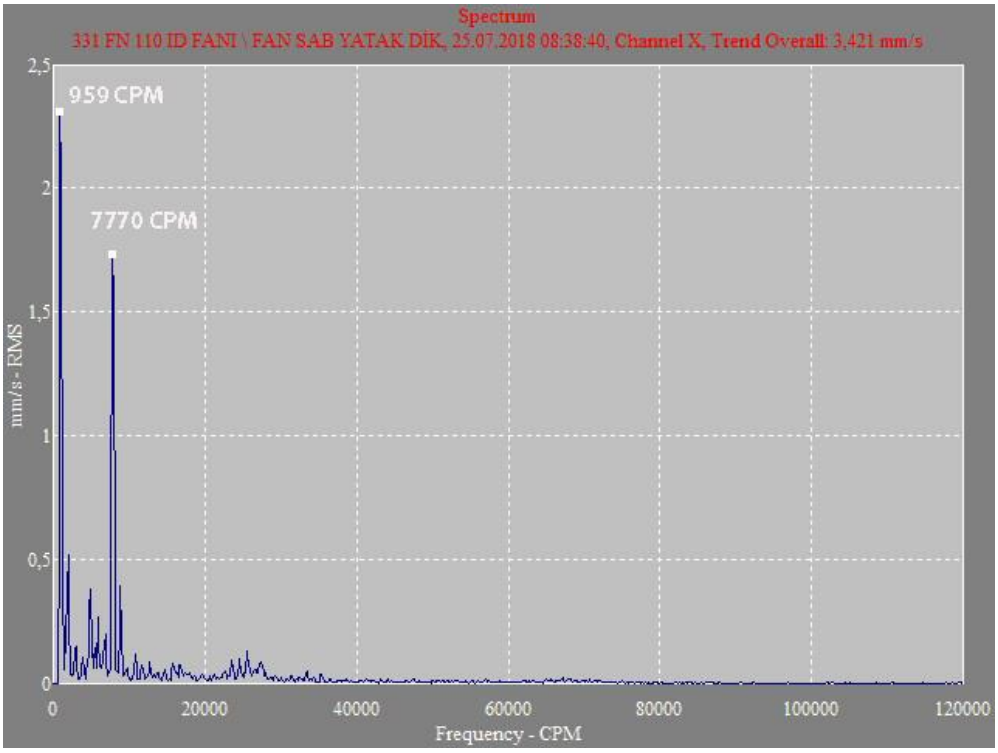
Şekil 6.15. 20.07.2018'de dikey konumda yapılan hız, Şekil 6.16. 25.07.2018'de yatay konumda yapılan hız ve Şekil 6.17. 25.07.2018'de dikey konumda yapılan hız ölçümünün grafiğini göstermektedir. Her üç grafikte de bir önceki ölçüme ait sonuçları destekler şekilde fanın çalışma devrinde ve dış bilezik arıza frekansında tepe oluşumları gözlemlenmiştir. 30.000 CPM üzeri yüksek frekans bölgesinde herhangi bir tepe oluşumu gözlemlenmemiştir.



Şekil 6.15. 20.07.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

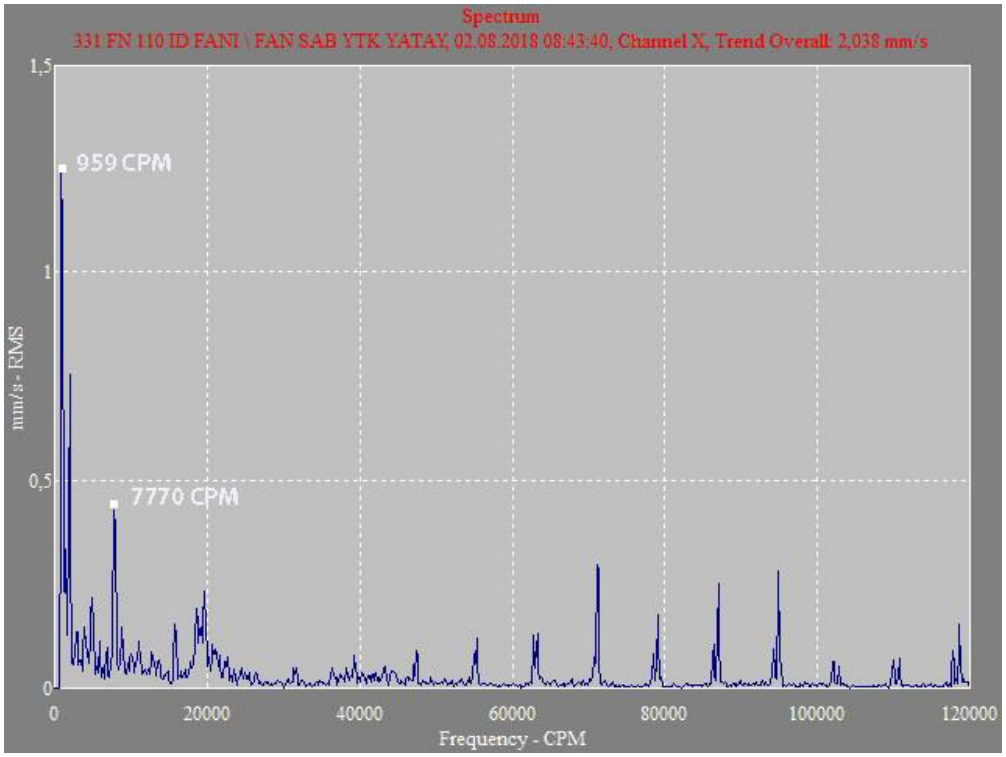


Şekil 6.16. 25.07.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

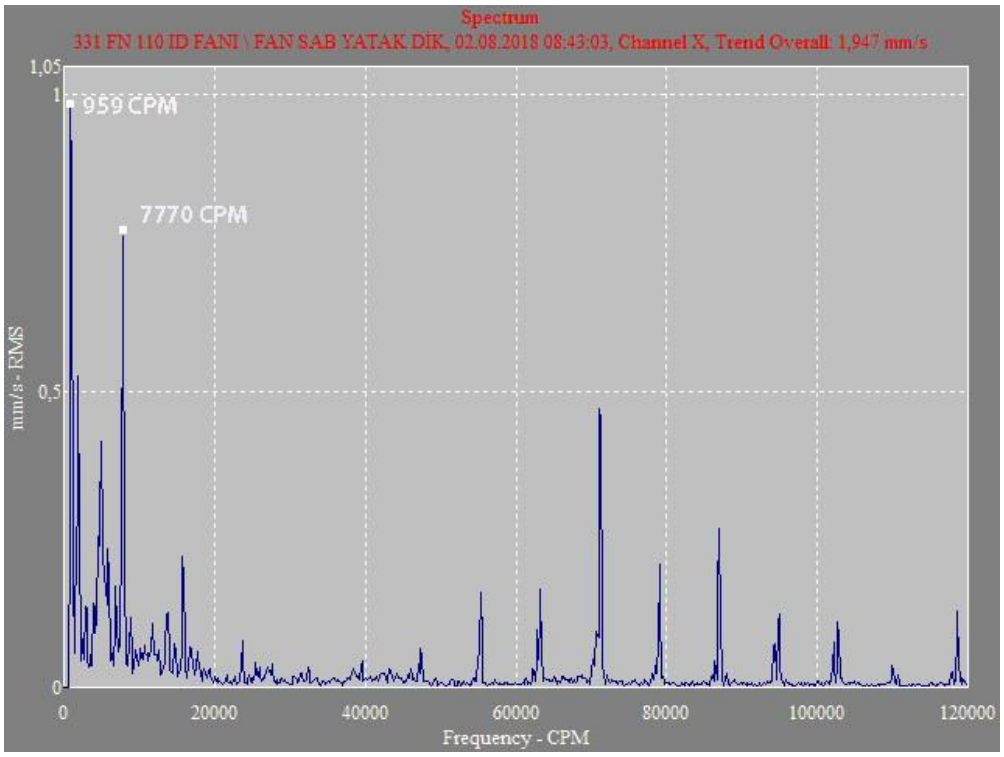


Şekil 6.17. 25.07.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

Şekil 6.18. 02.08.2018'de yatay konumda yapılan hız, Şekil 6.19. 02.08.2018'de dikey konumda yapılan hız ölçümünün grafiğini göstermektedir. Daha önceki ölçüm sonuçlarına paralel olarak çalışma devrinde görülen balanssızlık arızası ve düşük seviyelerdeki rulman dış bilezik arızası belirtileri devam etmektedir. Ancak daha önceki ölçümlerden farklı olarak yatay konumda yapılan ölçümde ilk kez 20.000 CPM bölgesinde ve dikey konumda yapılan ölçümde ilk kez 5.000 CPM bölgesinde tepe oluşumu görülmekedir. Ayrıca 30.000 CPM – 200.000 CPM aralığındaki yüksek frekans bölgesinde eş aralıklarla olmak üzere çok sayıda düşük seviyeli tepe oluşumları gözlemlenmiştir. Eğer bir rulmanda hasar olmuş ise bu hasardan dolayı, rulmanı meydana getiren elemanların doğal frekansları yüksek frekans bölgesinde tepe oluşumları şeklinde görülmeye başlar. Buna göre rulman dış bileziğinde oluşan hasarın ilerlediği yorumu yapılabilir.

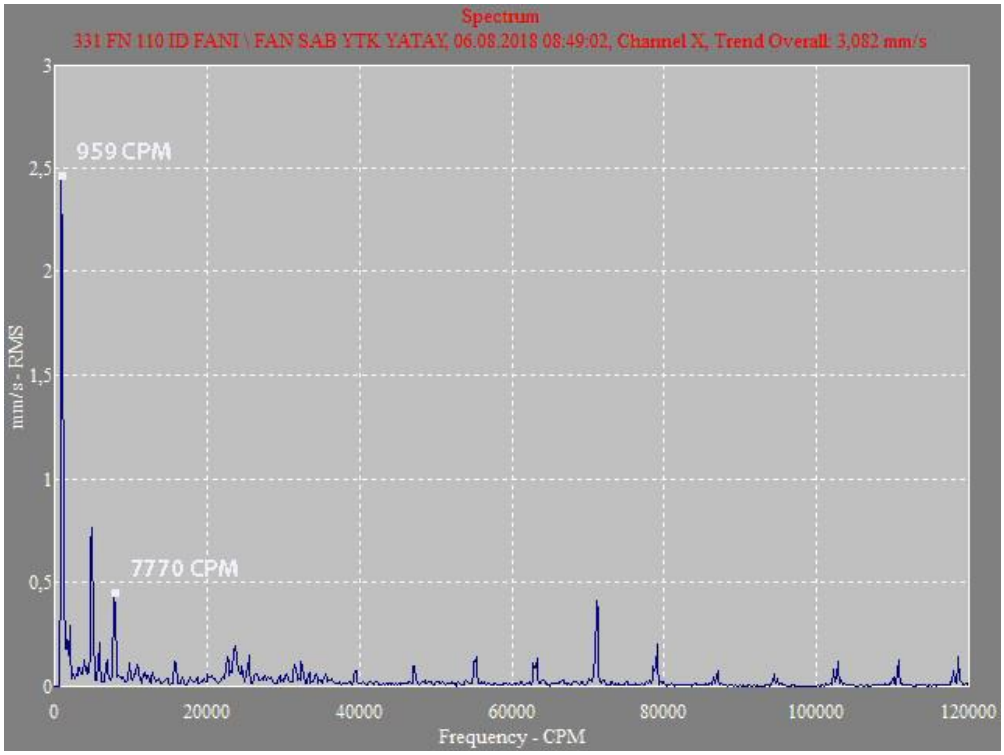


Şekil 6.18. 02.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

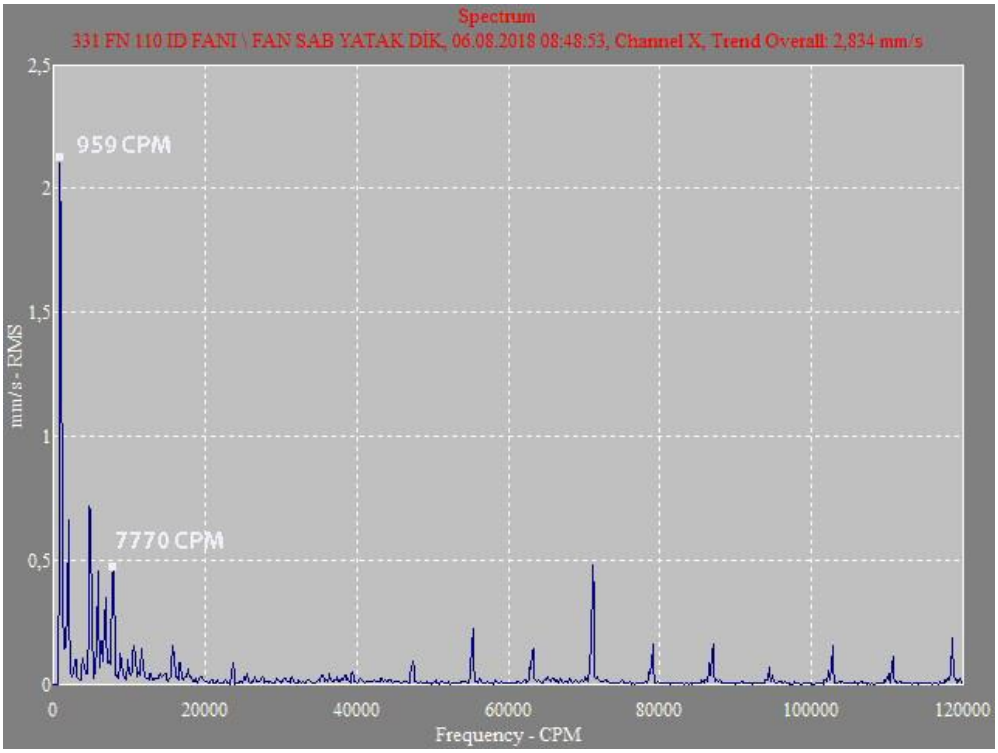


Şekil 6.19. 02.08.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

Şekil 6.20. 06.08.2018'de yatay konumda yapılan hız, Şekil 6.21. 06.08.2018'de dikey konumda yapılan hız ölçümünün grafiğini göstermektedir. Bir önceki ölçümle kıyaslandığında balanssızlık arızasından dolayı oluşan titreşim seviyesinin artarak devam ettiği, dış bilezik arızasının ve yüksek frekans aralığındaki tepe oluşumlarının da benzer değerlerde olduğu gözlemlenmiştir.

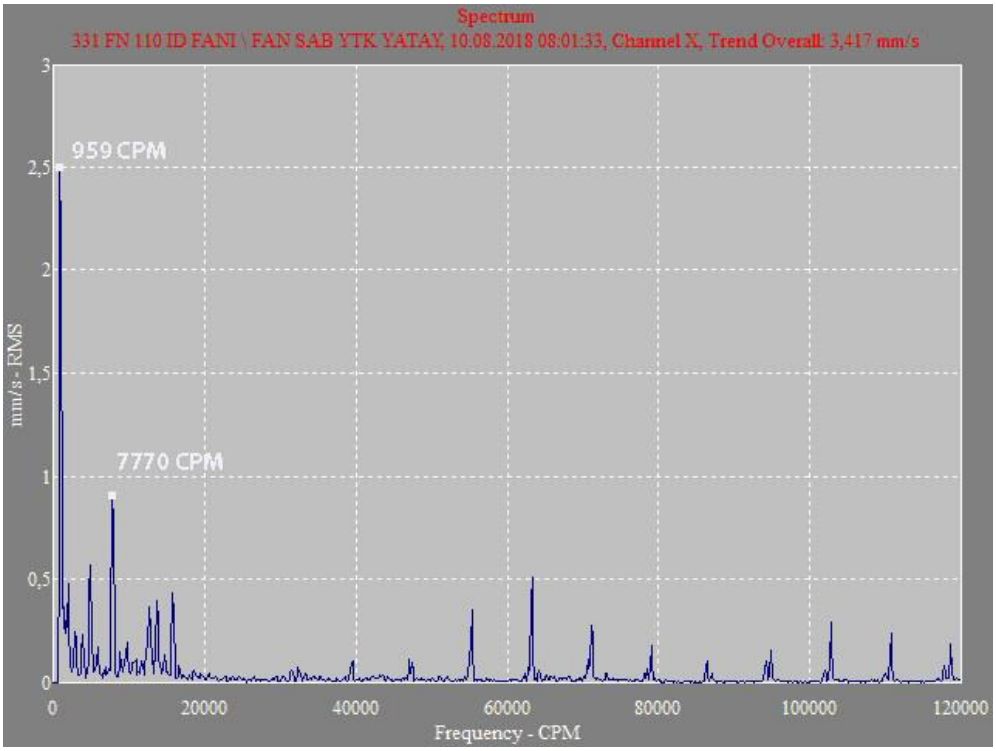


Şekil 6.20. 06.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

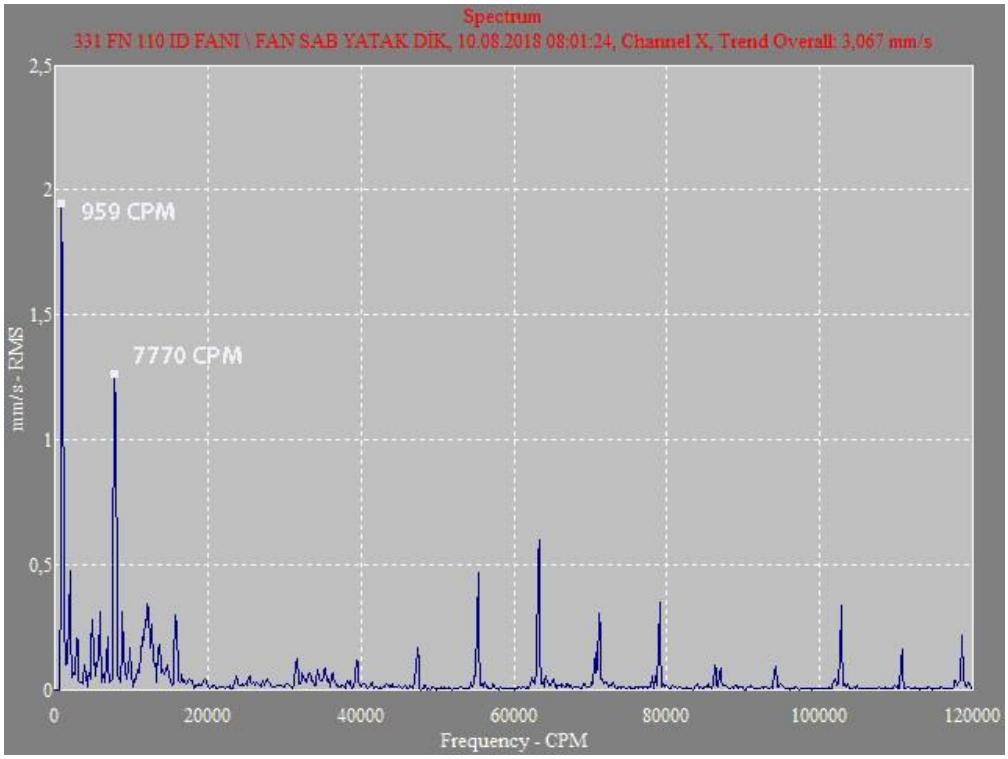


Şekil 6.21. 06.08.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

Şekil 6.22. 10.08.2018'de yatay konumda yapılan hız, Şekil 6.23. 10.08.2018'de dikey konumda yapılan hız ölçümünün grafiğini göstermektedir. Bir önceki ölçümle kıyaslandığında balanssızlık arızasından dolayı oluşan titreşim seviyesinin aynı değerde devam ettiği, dış bilezik arızasının ve yüksek frekans aralığındaki tepe oluşumlarının da bir miktar artarak devam ettiği gözlemlenmiştir.

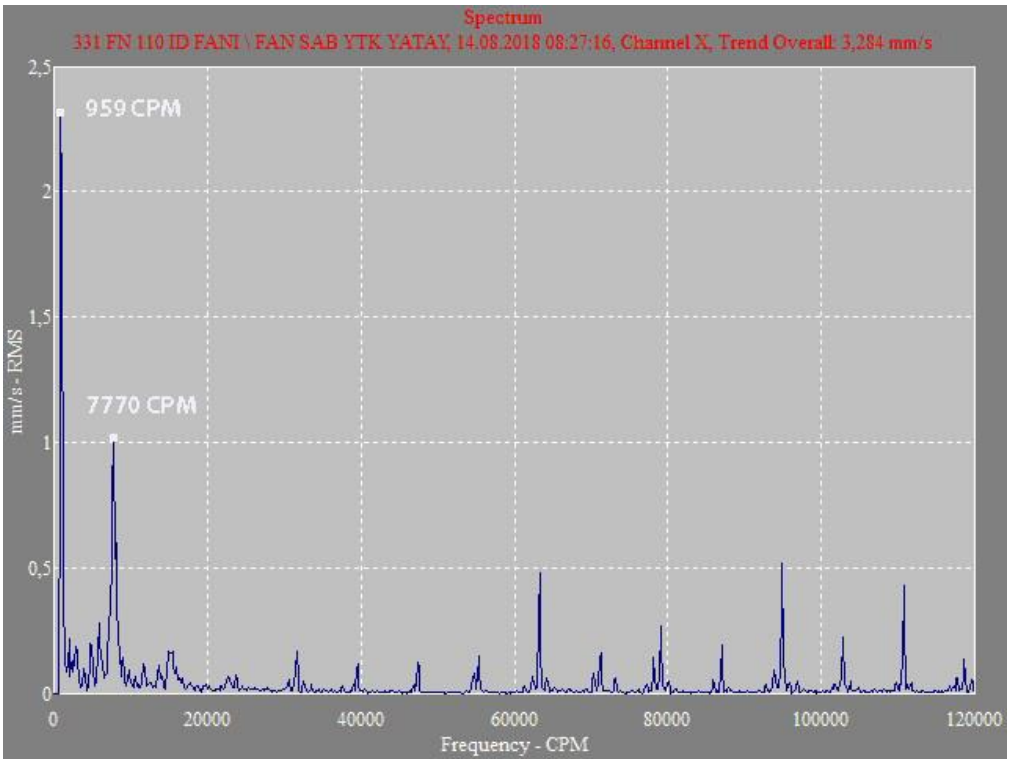


Şekil 6.22. 10.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

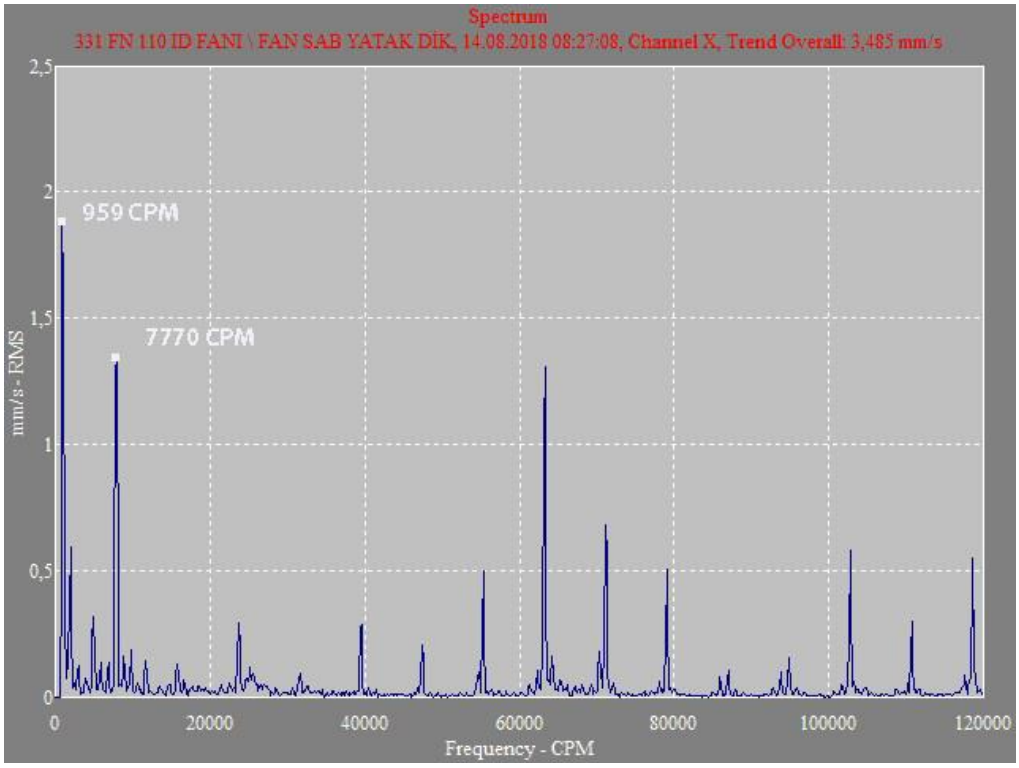


Şekil 6.23. 10.08.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

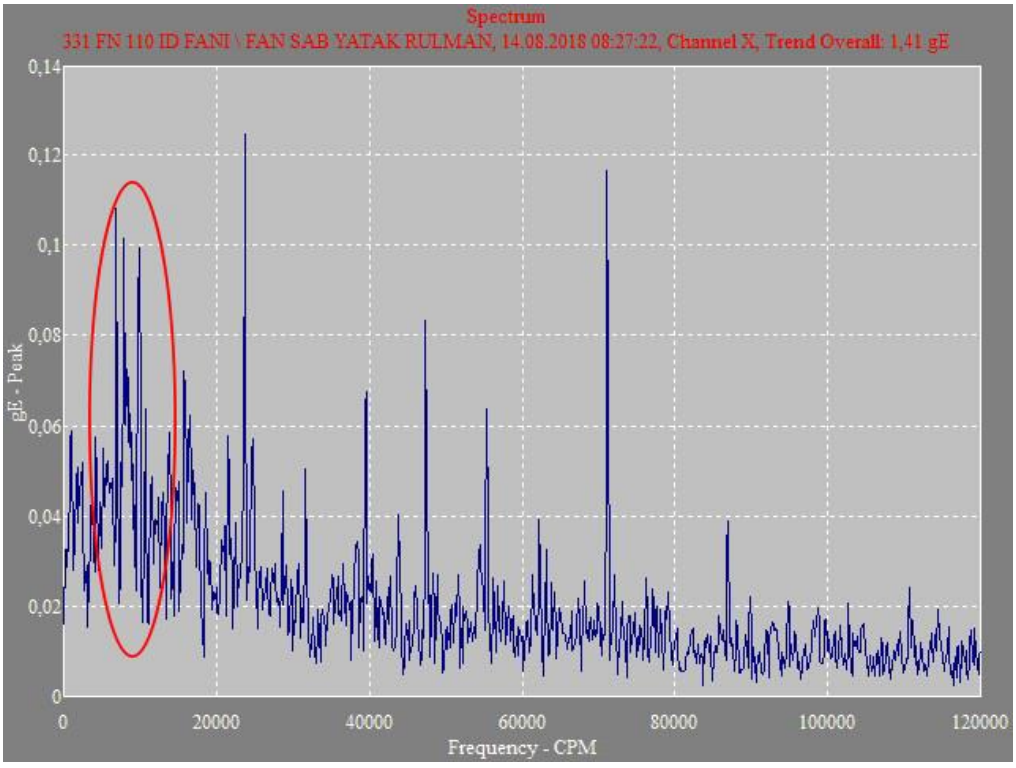
Şekil 6.24. 14.08.2018'de yatay konumda yapılan hız, Şekil 6.25. 14.08.2018'de dikey konumda yapılan hız, Şekil 6.26. 14.08.2018'de yatay konumda yapılan ivme ölçümünün grafiğini göstermektedir. Bir önceki ölçümle kıyaslandığında balanssızlık arızasından dolayı oluşan titreşim seviyesinin yaklaşık 0,4 mm/s arttığı, dış bilezik arızasının ve yüksek frekans aralığındaki tepe oluşumlarının yaklaşık aynı seviyelerde devam ettiği gözlemlenmiştir. Yapılan ivme ölçümüne ait grafik incelendiğinde, rulmana ait dış bilezik arıza frekansı olan 7770 CPM bölgesinde ve yüksek frekans aralığında tepe oluşumları gözlemlenmiştir. Bu gözlemler yapılan hız ölçümleri ile paralel sonuçlar vermektedir.



Şekil 6.24. 14.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği



Şekil 6.25. 14.08.2018'de Dikey Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği



Şekil 6.26. 14.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan İvme Ölçümü Grafiği

06.07.2018 tarihinde yapılan titreşim ölçümünün analiz edilmesiyle tespit edilen dış bilezik rulman arızası 14.08.2018 tarihine kadar alınan periyodik ölçümlerle takip edilmiştir. İki tarih arasında yapılan dikey konumdaki hız ölçümleri Çizelge 6.1.'de kıyaslanmıştır. Dış bilezik arıza frekansında bulunan genliğe ait tepe değeri %31 artış göstererek 0,43 mm/s RMS'ten 1,40 mm/s RMS değerine ilerlediği gözlemlenmiştir. İki tarih arasında yapılan yatay konumdaki hız ölçümleri kıyaslandığında, dış bilezik arıza frekansında bulunan genliğe ait tepe değeri %60 artış göstererek 0,63 mm/s RMS'ten 1,05 mm/s RMS değerine ilerlediği gözlemlenmiştir. İki tarih arasında yapılan yatay konumdaki ivme ölçümleri kıyaslandığında, dış bilezik arıza frekansında bulunan genliğe ait tepe değeri %24 artış göstererek 0,024 gE Peak'ten 0,100 gE Peak değerine ilerlemiştir.

Çizelge 6.1. Hasar Tespitinden Rulman Değişime Kadar Olan Periyotta Hız ve İvme Ölçümlerinde Gözlemlenen Artış

	HIZ (Yatay) mm/s RMS	**HIZ (Dikey) mm/s RMS**	**İVME (Yatay) gE PEAK**
6.07.2018	0,63	0,43	0,024
14.08.2018	1,05	1,40	0,100
% DEĞİŞİM	60%	31%	24%

14.08.2018 tarihinde yapılan son ölçüm sonuçları ISO 10816-3 standartına göre değerlendirildiğinde tespit edilen dış bilezik arızasının çok düşük seviyede olduğu ve ekipmanın çalışmasına engel oluşturmadığı görülmektedir. Bu olumlu değerlendirmeye rağmen, titreşimin hızına ve ivmesine ait genlik değerlerinin göstermiş olduğu artışlar göz önünde bulundurularak 16.08.2018 tarihine halihazırda planlanmış olan bakım duruşunda rulmanın değiştirilme kararı alınmıştır. Değişim kararının alınmasında, bir sonraki planlı bakım duruş tarihine yaklaşık olarak dört ay süre bulunması ve bu süre içinde dış bilezikte oluşan hasarın hangi seviyelere kadar artacağının net olarak öngörülememesi etkili olmuştur.

6.7. Hasarsız Rulmana Ait (Rulman Değişimi Sonrası) Ölçüm Grafiği

Rulmanın değiştirilmesi kararı verilmesinin ardından 16.08.2018 tarihinde rulman fabrikanın mekanik bakım personeli tarafından değiştirilmiştir. Şekil 6.27.'de hasarlı rulmanın demontaj öncesindeki fotoğrafı ve Şekil 6.28.'de ve Şekil 6.29.'da demontaj bittikten sonra dış bilezikte oluşmuş olan hasara ait fotoğraflar görülmektedir. Hasarın dış bilezik makara yuvarlanma yolu üzerinde, yaklaşık 60 mm boyunda ve 20 mm genişliğindeki alanda 0.7 mm derinliğindeki çukurlar şeklinde olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 6.27. Dış Bilezik Hasarı Tespit Edilen 22244 BE / XL Rulman



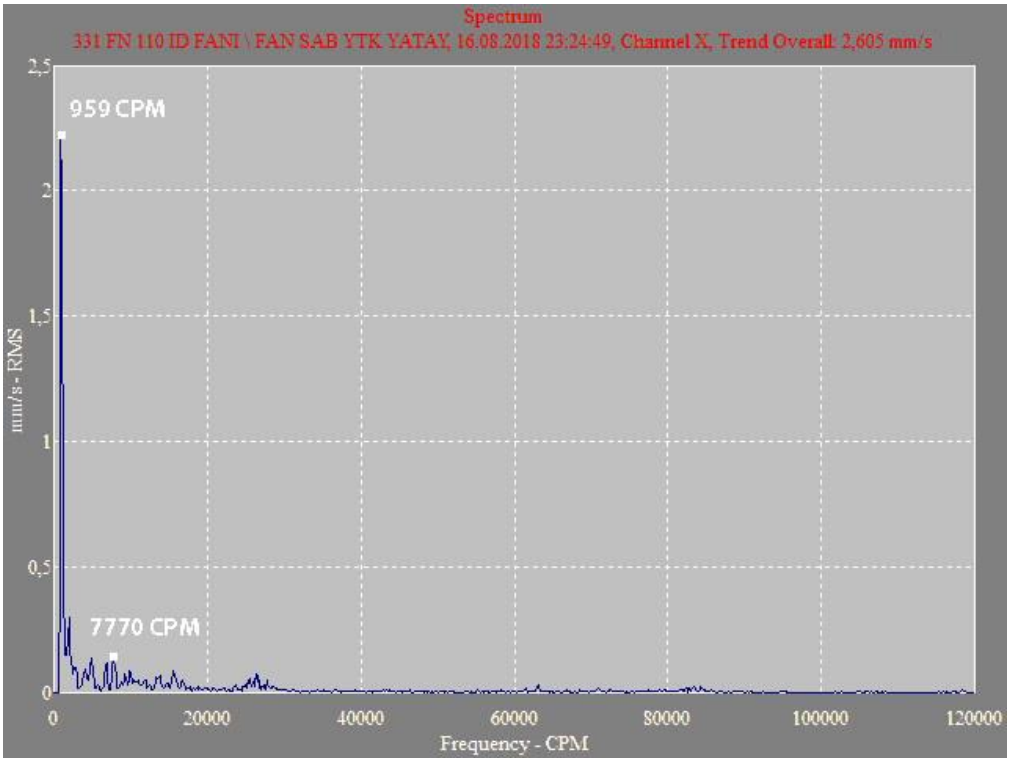
Şekil 6.28. 22244 BE / XL Rulmana Ait Hasarlı Dış Bilezik Ve Makara Yuvarlanma Yolu Üzerinde Oluşan Hasar (Üstten Görünüş)



Şekil 6.29. 22244 BE / XL Rulmana Ait Hasarlı Dış Bilezik Ve Makara Yuvarlanma Yolu Üzerinde Oluşan Hasar (Detay Görünüş)

Yapılan rulman değişimi sonrasında fanın sabit yatağına yapılan hız ölçümü tekrarlanmıştır. Ölçüme ait grafik (Şekil 6.30.) rulman değişimi öncesinde yapılan son ölçüm ile kıyaslandığında, dış rulman arıza frekansı olan 7770 CPM'de görülen tepe oluşumunun ve yüksek frekans aralığındaki tepe oluşumlarının tamamen sönümlendiği görülmüştür.

Fanın çalışma devri olan 959 CPM (1X CPM) değerinde görülen tepe değerinin balanssızlık arızasından kaynaklı olarak 2,2 mm/s RMS seviyelerinde devam ettiği görülmüştür.



Şekil 6.30. Rulman Değişimi Sonrası 16.08.2018'de Yatay Konumda Yapılan Hız Ölçümü Grafiği

14.08.2018'de hasarlı rulmana ait son titreşim ölçümleri ile rulman değişimi sonrası 16.08.2018'de yeni (hasarsız) rulmana ait titreşim ölçümleri karşılaştırıldığında, yapılan dikey konumdaki hız ölçümleri kıyaslandığında, dış bilezik arıza frekansında bulunan genliğe ait tepe değeri %560 azalarak 1,40 mm/s RMS'ten 0,25 mm/s RMS değerine düştüğü gözlemlenmiştir. İki tarih arasında yapılan yatay konumdaki hız ölçümleri

Çizelge 6.2.'de kıyaslanmıştır. Dış bilezik arıza frekansında bulunan genliğe ait tepe değeri %1050 azalarak 1,05 mm/s RMS'ten 0,10 mm/s RMS değerine düştüğü gözlemlenmiştir. İki tarih arasında yapılan yatay konumdaki ivme ölçümleri kıyaslandığında, dış bilezik arıza frekansında bulunan genliğe ait tepe değeri %833 azalarak 0,100 gE Peak'ten 0,012 gE Peak değerine düştüğü gözlemlenmiştir.

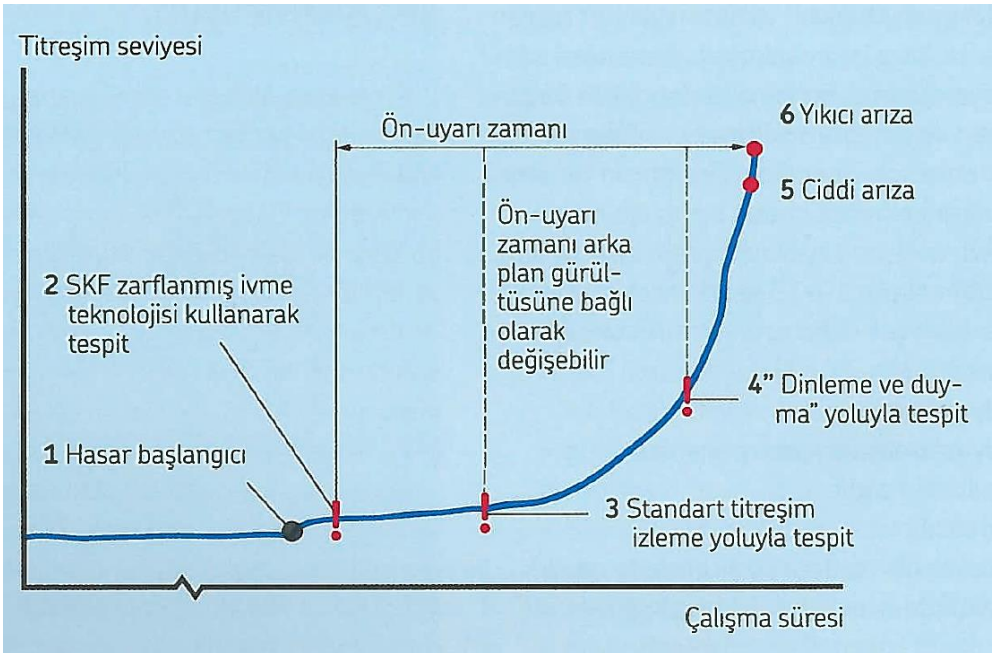
Çizelge 6.2. Rulman Değişimi Sonrasında Gözlemlenen Hız Ve İvme Değerlerindeki Azalma

	HIZ (Yatay) mm/s RMS	**HIZ (Dikey) mm/s RMS**	**İVME (Yatay) gE PEAK**
14.08.2018	1,05	1,40	0,100
16.08.2018	0,10	0,25	0,012
% DEĞİŞİM	-1050%	-560%	-833%

6.8. Arızanın Yorumlanması

Örnek olayda ele alınan dış bilezik hasarı, bir rulman üreticisi olan SKF firmasının bir rulmana ait titreşim seviyesi ile çalışma süresi arasındaki ilişkiyi gösteren grafiği (Şekil 6.31.) üzerinde ele alındığında, 06.07.2018'de yapılan arıza tespitinin 1 numara ile belirtilen hasar başlancından hemen sonra ve 16.08.2018'de yapılan rulman değişimin 2 ile 3 numara ile belirtilen ön uyarı zamanı içinde kalan zaman diliminde olduğu görülmektedir.

Şekil 6.32.'de bir rulman bileziğinde oluşan hasarın arızaya dönüşene kadar olan aşamaları altı adımda gösterilmiştir. Bu altı adım Şekil 6.31.'de belirtlilen altı noktadaki rulmanın uğramış olduğu hasar seviyesini temsil etmektedir. Örnek olaydaki 22244 BE / XL rulmana ait dış bilezik arızası Şekil 6.32.'de belirtilen 3. seviye hasarla benzerlik göstermektedir.



Şekil 6.31. Titreşim Seviyesi İle Çalışma Süresi Arasındaki İlişki (SKF, 2015)



Şekil 6.32. Bir Rulman İç Bileziğinde Meydana Gelen Hasarın İlerleyişi (SKF, 2015)

BÖLÜM 7

SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR

Bu çalışmada bir kestirimci bakım tekniği olan titreşim analizi yöntemi kullanılarak baca gazı fanında balanssızlık arızası ve dış bilezik hasarı tespiti yapılmıştır. Yapılan tespitler teoride belirtildiği gibi gerçekleşmiştir. Rulman üreticisi firmanın müşterileri ile paylaşmış olduğu rulman dış bilezik arıza frekansında, dış bilezik hasarı tespiti yapılmıştır. Bu tespitler fanın çalışmasına ciddi bir tehlike oluşturmadan önce yapılmıştır. Bu bağlamda olası üretim kayıplarının ve ek bakım maliyetleri oluşması engellenmiştir.

331FN110 numaralı fanın sabit yatak rulmanı 22244 BE / XL'de tespit edilen dış bilezik hasarı yaklaşık kırk gün boyunca takip edilmiş ve rulmanın değiştirilmesine karar verilmiştir. Hasarın tespit edilmesinden rulman değişimine kadar geçen süre içerisinde hasarlı rulman yedeklenmiş ve planlı bakım duruşunda yapılacak olan rulman değişimi için gerekli olan ekipmanlar ile iş gücü organize edilmiştir.

Rulman değişimi öncesinde ölçülen son titreşim seviyeleri ISO 10816-3 standartına göre ve rulman üreticisi firmaların referanslarına göre değerlendirildiğinde rulmanın, henüz çalışma ömrünü tamamlamadan değiştirildiğini göstermektedir. Ancak rulman dış bileziğinde başlamış olan hasarın ne kadar süre sonra arızaya sebep olacağı öngörülemediğinden dolayı rulman, üretim kayıplarının en düşük seviyede olduğu bir planlı bakım esnasında değiştirilerek olası bir arızadan kaynaklı ünitesi duruşu ve üretim kayıplarının önüne geçilmiştir.

KAYNAKLAR

Acar G., (2014). *Otomotiv Sektöründe Kullanılan Kestirimci Bakım Yöntemleri Ve Uygulamaları,* (Yüksek Lisans Tezi), Kocaeli Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli.

Arslan S., (2010). *Titreşim Analizi İle Fanlarda Arıza Teşhisi Ve Kestirimci Bakımı,* (Yüksek Lisans Tezi), Zonguldak Karaelmas Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, Zonguldak.

Berry J. E., (1997). *Analysis 2, Concentrated Vibration Signature Analysis And Related Condition Monitoring Techniques,* Charlotte: Technical Associates Of Charlotte

Bilosova A. & Bilos J., (2012). *Vibration Diagnostics*. Ostrava.

Çimen M., (2015). *Bilyeli Rulman Hasarlarının Titreşim Analizi İle Tespiti Ve Gemi Makinelerinde Kestirimci Bakım Uygulaması*, (Yüksek Lisans Tezi), İstanbul Teknik Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

Dokumacı E., & Ergüven N., (1994). Makine Mühendisliği El Kitabı, Cilt 1. *Üretim ve Tasarım.* Ankara: TMMOB Makine Mühendisleri Odası

Felten D., (2003). *Understanding Bearing Vibration Frequencies,* Wisconsin: L&S Electric, Inc.

FES Systems Inc. (2008), *Vibration Analysis Services*, Eğitim Notları S.25

F.L. Smidth & Co. A/S, (2000) Single Machines, *HAF Fan Tanıtım Kataloğu*

Girdhar P., (2004). *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance,* Oxford: Elsevier

Hancı G., (2009). *Lastik Endüstrisinde Kullanılan Kestirimci Bakım Uygulamaları,* (Yüksek Lisans Tezi), Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.

Harris M. H., & Piersol A. G.,(2002). *Harris' Shock And Vibration Handbook* (5. Baskı). New York: McGraw Hill

Karahan M. M. F., (2005). *Titreşim Analizi İle Makinalarda Arıza Teşhisi,* (Yüksek Lisans Tezi), Celal Bayar Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, Manisa.

Köse R.K., (2009) Makina Arızası Belirlenmesinde Kullanılan Vibrasyon Analizinde Dairesel Titreşim Dalgaformu*, Mühendis ve Makine, 50*, 61-65)

Kurt E., (2012). *Kestirimci Bakım Yöntemi Kullanılarak Egzoz Fanında Arıza Teşhisi,* (Yüksek Lisans Tezi), Erciyes Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, Kayseri.

Mais J., (2002). *Spectrum Analysis, The Key Features Of Analyzing Spectra,* San Diego: SKF USA Inc.

Medias Schaeffler. (2019a). 7 Şubat 2019 tarihinde https://medias.schaeffler.com/medias/tr!hp.ec.br/222..-E1 adresinden erişildi.

Medias Schaeffler. (2019b). 13 Ocak 2019 tarihinde https://medias.schaeffler.com/medias/en!hp.fc/ adresinden erişildi.

Mobius Institute, (2005). *Glossary Diagnostic Guide Useful Charts And Tables*, Washington: Mobius Software P/L

NSK, (2013). *Genel Rulman Kataloğu,* Katalog No: E1102k 2013 C11-TR

NTN Americas. (2010). 13 Ocak 2019 tarihinde http://www.ntnamericas.com/en/website/documents/brochures-and-literature/tech-sheets-and-supplements/frequencies.pdf adresinden erişildi.

Orhan S., (2002). *Rulmanlarla Yataklanmış Dinamik Sistemlerin Titreşim Analizi İle Kestirimci Bakımı,* (Doktora Tezi), Kırıkkale Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, Kırıkkale.

Reithuber F., (1992). *Vibration Principles, An Introduction To Spectrum Analysis*, San Diego: SKF Reliability Systems

Richards, J. A., Sears, F.W., Wehr M.R., & Zemansky M.W., *Modern Üniversite Fiziği (Cilt 1).* F.Domaniç, E.Erdik, N.Zengin (Çev.). İstanbul: Çağlayan

Serway, R. A. & Beicher, R. J., (2000). *Physics For Scientists And Engineers With Modern Physics* (5. Baskı). : Saunders College Publishing.

SKF, (2007), *Microlog Analizör GX Serisi Kataloğu,* Yayın No: CM2383 EN

SKF, (2015), *Rulmanlarda Hasar Ve Arıza Analizi,* Yayın No: PUB BU/I3 14219 TR

SKF, (2018), *Titreşim Sensörleri Kataloğu,* Yayın No: PUB CM/P1 11604/16 EN

Tazegün A., (2009). *Toplam Verimli Bakım Ve Çimento Sektöründe Uygulamaları,* (Yüksek Lisans Tezi), Trakya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, Edirne.

Yıldırım E., (2014). *Makinelerde Titreşim Analizi İle Kestirimci Bakım,* (Yüksek Lisans Tezi), Celal Bayar Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü, Manisa.

ÖZGEÇMİŞ

1990 yılında Edirne'de doğdu. İlköğretimi Edirne Yüksel Yeşil İlköğretim Okulu'nda, liseyi Edirne Lisesi ve Joao Pessoa - Brezilya'da Hipocrates Koleji'nde tamamladı. 2010 yılında Mustafa Kemal Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde lisans eğitimine başladı. 2011 yılında Lazio - İtalya'da Cassino Üniversitesi'nde AB Erasmus öğrenci değişim programına katıldı. 2014 yılında Mustafa Kemal Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden mezun oldu. 2015 yılında Çimentaş Trakya Çimento Fabrikası – Edirne'de Bakım (Güvenilirlik) Mühendisi olarak çalışmaya başladı. 2016 yılında Trakya Üniversitesi Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans programına başladı.