T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRİK MOTORU-POMPALARDA BİLGİSAYAR DESTEKLİ FREKANS ANALİZİ YÖNTEMİ İLE ARIZALARIN TAYİNİ VE TEŞHİSİ

136436

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. Recep KILIÇ

136436

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜH.
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Recep KAZAN

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

MART 2003

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ELEKTRİK MOTORU-POMPALARDA BİLGİSAYAR DESTEKLİ FREKANS ANALİZİ YÖNTEMİ İLE ARIZALARIN TAYİNİ VE TEŞHİSİ

DOKTORA TEZİ

Mak. Yük. Müh. Recep KILIÇ

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜH.
Enstitü Bilim Dalı : MAKİNA TASARIM VE İMALAT
Tez Danışmanı : Doç. Dr. Recep KAZAN

Bu tez 06/06/2003 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Ertuğrul TAÇGIN
Jüri Başkanı

Doç. Dr. Recep KAZAN
Jüri Üyesi

Doç. Dr. Nizami AKTÜRK
Jüri Üyesi

Doç. Dr. Ümit KOCABIÇAK
Jüri Üyesi

Yrd. Doç. Dr. Ömer Kadir MORGÜL
Jüri Üyesi

ÖNSÖZ

Ülkemizin mühendislik alanındaki önde gelen bilim yuvalarından birisi olan Sakarya Üniversitesinde Yüksek Lisans ve Doktora eğitimi yapmaktan büyük onur ve sevinç duyduğumu belirtmek isterim.

Gerek Yüksek Lisans gerekse Doktora eğitimim boyunca dokuz yıldır sürekli öğrencisi olduğum dersler dışında, verdiği fikirler ile bana sürekli yol gösteren, yapmış olduğum bu çalışmayı titizlikle yöneten, çalışma süresince her türlü teşvik ve fedakarlığı esirgemeyen, değerli hocam **Doç. Dr. Recep KAZAN'** a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarıma yakın ilgi ve alaka gösteren, değerli fikirleriyle beni her zaman destekleyen ve yardımlarını esirgemeyen İSKİ' nin çok değerli Genel Müdürüne, İşletmeler Genel Müdür Yardımcısına, Elektrik Mekanik Daire Başkanına, Avrupa Terfi Merkezleri Müdürüne ve birlikte çalıştığım tüm mesai arkadaşlarıma teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca program yapımında benden desteğini esirgemeyen Mustafa ÇETİNKAYA'ya da çok teşekkür ederim.

Çalışmalarım esnasında maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen aileme, bu zor dönemde büyük bir özveri gösteren eşime ve çocuklarıma teşekkürlerimi sunarım.

Recep KILIÇ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ ix
ŞEKİLLER LİSTESİ xi
TABLOLAR LİSTESİ xvii
ÖZET xviii
SUMMARY xix

BÖLÜM 1 Giriş 1

BÖLÜM 2
TİTREŞİM TORİSİNE GİRİŞ 11
2. 1. Basit Harmonik Hareket 12
2. 2. Periyodik Hareket 13
2. 3 Gelişigüzel Titreşim 14
2. 4. Zaman ve frekans tanım bölgesi 14
2. 5 Titreşim Genliği ve Ölçülmesi 17
2. 6 Faz Kavramı 19
2. 7 Yer değiştirme, Hız ve İvme Arasındaki İlişki 20
2. 8 Mekanik Sistemler 23
2. 8. 1 Doğal frekans 24
2. 9 Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Sistemler 25
2. 9.1 Doğrusallık tanımı 25
2. 9. 2 Doğrusal olmayan sistemler 26
2. 9. 3 Döner sistemlerde doğrusal olmama durumu 26
2. 9. 4 Makine titreşim spektrumlarının değerlendirilmesi 27

BÖLÜM 3
BAKIM YÖNTEMLERİ....28
3.1 Bakım Sisteminin Amacı....29
3.2 Bakım Sistemleri....29
3. 2. 1 Arıza sonrası bakım....29
3. 2. 2 Periyodik koruyucu bakım....30
3. 2. 3. Erken uyarıcı bakım (Kestirimci bakım)....32
3. 2. 3. 1. Erken uyarıcı bakım sistemi algoritması....34
3. 3. EUB sisteminde kullanılan parametreler....35
3. 3. 1.Titreşim....35
3. 3. 2 Sıcaklık....36
3. 3. 3 Yağ analizi ve partikül aşınma analizi....36
3. 3. 4 Elektrik akım analizi....37

BÖLÜM 4
SİNYAL ANALİZİ VE ERKEN UYARICI BAKIM....38
4. 1 Dijital Frekans Analizörlerin Temel Yöntemleri....39
4. 1. 1 Zaman örnekleme yöntemi....40
4. 1. 2 Zaman tanım bölgesi çarpımı ve frekans tanım bölgesi dönüşümü....42
4. 1. 3 Kayma (Aliasing)....43
4. 1. 3. 1 Kayma önleyici filtrenin gerekliliği....46
4. 1. 4 Sızıntı....46
4. 1. 5 Pencereleme ve pencerelemenin gerekliliği....47
4. 1. 6 Ortalama alma....49
4. 1. 6.1 RMS ortalaması....50
4. 1. 6.2 Doğrusal ve senkronize zaman ortalaması....51
4. 1. 7 Üst üste kayıt işlemi....52
4. 2 Titreşim Spektrumunun İncelenmesinde Dikkat Edilmesi Gereken Noktalar....55
4. 2. 1 Frekans hassasiyetinde FFT çizgi sayısının etkisi....56

BÖLÜM 5

TİTREŞİM ÖLÇÜM TEKNİKLERİ....58
5.1 Algılayıcı Çeşitleri ve Seçimi....59
5. 1. 1 Yerdeğiştirme algılayıcıları....59
5. 1. 1. 1 Yerdeğiştirme algılayıcılarının üstünlükleri....60
5. 1. 1. 2 Yerdeğiştirme algılayıcılarının dezavantajları....60
5. 1. 2 Hız algılayıcıları....60
5. 1. 2. 1 Hız algılayıcılarının üstünlükleri....61
5. 1. 2. 2 Hız algılayıcılarının dezavantajları....61
5. 1. 3 İvme algılayıcıları....62
5. 1. 3. 1 İvme algılayıcılarının üstünlükleri....63
5. 1. 3. 2 İvme algılayıcılarının dezavantajları....63
5. 2 Algılayıcı Seçimi....63
5. 3 Titreşim Ölçüm Noktalarının ve Ölçüm Yönlerinin Belirlenmesi....64
5. 3. 1 Titreşim ölçüm noktalarının belirlenmesi....65
5. 3. 2 Titreşim ölçüm yönleri....67
5. 3. 2. 1 Tanjantiyal ölçüm....68
5. 3. 2. 2 Radyal ölçüm....68
5. 3. 2. 3 Eksenel ölçüm....69
5. 4 Standart Ölçüm Metotları....70
5. 4. 1 Toplam genel titreşim....70
5. 4. 2 İvme zarflama....71
5. 4. 3 Akustik enerji emisyonu (AEE)....71
5. 4. 4 Faz ölçümü....72
5. 4. 5 Yüksek Frekanslı Tespit (HFD)....72
5. 5 Kurtosis Yöntemi....73
5. 6 Kepstrum Analizi....73
5. 7 Esas Sebep (Root Cause) Hata Analizi....74
5. 8 Dalgacık (Wavelet) Analizi....75
5. 9 Yapay Sinir Ağları (YSA) Yöntemi....75

BÖLÜM 6
MOTOPOMP'LARDA TİTREŞİM ANALİZİ İLE TESPİT EDİLEBİLECEK ARIZALARIN BELİRLENME KRİTERLERİ....77
6. 1.Santrifüj Pompa ve Elektrik Motorunda oluşacak Ortak Arızalar 78
6. 1. 1 Rulman arızaları....78
6. 1. 1. 1 Rulman arızalarının ilerleme safhaları....84
6. 1. 1. 2 Rulman arızalarının tanımlanması....87
6. 1. 1. 2. 1 Rulman iç bilezik arızası....89
6. 1. 1. 2. 2 Rulmanlarda mekanik gevşeklik....90
6. 1. 1. 2. 3 Rulmanlarda yanlış hizalama....91
6. 1. 2. Dengesizlik Probleminin Teşhisi....93
6. 1. 3 Yanlış hizalama 96
6. 1. 3. 1 Yanlış hizalamanın tespit edilmesi....98
6. 1. 3. 1.1 Paralel yanlış hizalama 99
6. 1. 3. 1.2 Açısal yanlış hizalama....100
6. 1. 3. 1.3 Genel yanlış hizalama....100
6. 1. 4 Mekanik Gevşeklik....103
6. 1. 4. 1 Sabit Mekanik Gevşeklik....103
6. 1. 4. 2 Dönen Mekanik Gevşeklik....104
6. 2 Santrifüj Pompalarda Arıza Tespiti....105
6. 2. 1 Santrifüj Pompalarda Kavitasyon....107
6. 2. 2 Santrifüj Pompalarda Geri Sirkülasyon, Türbülans ve Difüzör ve Gövde Arasındaki Etkileşim....109
6. 3 Elektrik Motoru (AC motor) Arızaları 110
6. 3. 1. FFT Analizinde kullanılan elektriksel tanım ve bağıntılar....112
6. 3. 2 AC Motorlarda titreşim kaynakları....113
6. 3. 2. 1 Stator problemleri....113
6. 3. 2. 2 Rotor problemleri....114
6. 3. 2. 2. 1 Kırılmış veya çatlamış rotor çubukları....115
6. 3. 2. 2. 2 Lokal ısınmalara bağlı olarak oluşan eğilme....116
6. 3. 2. 2. 3 Eksantrik Rotor....117

6. 4 Yapılan Çalışmanın Diğer Çalışmalar ile Karşılaştırılması.....119
6. 5 Uyarıcı Bakım Uygulamasının İşletmeye Ekonomik Katkısı.....124

BÖLÜM 7
ÖLÇÜM YERLERİ VE ÖLÇÜM TEÇHİZATI.....128
7.1 Titreşim Sinyallerinin İstatistiki Özellikleri.....128
7.1.1 Test koşulları.....128
7.1.2 Çalışma koşulları.....129
7.1.3 Motopompların göz ile incelenmesi 129
7. 2 Spektrumların Karşılaştırılması.....130
7. 3 Referans Spektrumu ve Eğilim İzlenmesi.....130
7. 4 Motopomp Test Zaman Planlaması.....131
7. 5 Titreşim Ölçüm ve Analizi İçin Kullanılan ölçüm Cihazı ve Programın Özellikleri.....135
7. 5. 1 Predict – DLI DCA 20 Veri Toplayıcı.....135
7. 5. 2 ExpertALERT for Voyager yazılımı.....136
7. 6 Motopomp'lardaki Arızaların Bilgisayar Ortamında Analizi.....138
7. 6.1 Programda FFT'nin Kullanılması.....138
7. 6. 2 Program yapısı.....140
7. 6. 2. 1 Yeni fabrika, bölge, makine ve ölçme.....141
7. 6. 2. 2 Makine tanımlama 142
7. 6. 2. 3 Grafikler ve analiz sonuçları.....145

BÖLÜM 8
ELDE EDİLEN BULGULAR VE TARTIŞMA.....148
8. 1 Pompa Terfi Merkezlerinde EUB Uygulaması ve Titreşim Analizi ile Tespit Edilen Arızalar.....148
8. 2 Motopomp'ta Kaynağı Rulman Olan Arızası Belirlemesi.....149
8. 3 Motopomp'ta Kaynağı Dengesizlik Olan Arıza Belirlemesi.....155
8. 4 Motopomp'ta Kaynağı Yanlış Hizalama Olan Arıza Belirlemesi.....166
8. 5 Motopomp'ta Kaynağı Mekanik Gevşeklik Olan Arıza Belirlemesi....173
8. 6 Santrifüj Pompalarda Titreşime Sebep Olan Hidrolik Kaynaklı Problemlerin Tesbiti.....179

8. 7 Elektrik Motoru Arızalarının Belirlenmesi.....185
8. 7 .1 Stator Problemi.....185
8. 7. 2 Rotor Problemi 190

BÖLÜM 9
SONUÇLAR ve GELECEK ÇALIŞMALAR İÇİN ÖNERİLER 193

KAYNAKLAR.....201

EKLER
EK 1 Programda FFT Hesaplama Prosedürü.....208
EK 2 Program Görüntüleri 210

ÖZGEÇMİŞ.....225

SİMGELER VE KISALTMALAR

A	: Genlik
A/D	: Analog ve dijital
α	: Temas açısı [^{0}]
a_i	: Herbir pencere altında kalan alan için seçilmiş bir katsayı,
BPFI	: İç bilezik bilye geçiş frekansı [Hz]
BPFO	: Dış bilezik bilye geçiş frekansı [Hz]
BSF	: Bilye dönüş frekansı [Hz]
c	: Sönümleme katsayısı (N/ms^{-1})
CPM	: Dakikadaki çevrim sayısı
D	: Rulman merkez çapı [mm]
d	: Bilye çapı [mm]
f	: Frekans [Hz]
FFT	:Hızlı Fourier Dönüşümü
f(t)	: Analiz edilmiş analog sinyal
FTF	: Temel refarans frekansı [Hz]
ΣF	: Toplam frekans[Hz]
Fe	: Elektriksel magnetik frekans[Hz]
Fm	: Dönme magnatik alan frekansı [Hz]
F_{max}	: Maksimum ortalama frekansı [Hz]
F_L	: Hat frekansı [Hz]
Fr	: Rotor frekansı[Hz]
g	: İvme [m/s^2]
HFD	: Yüksek frekans kötüleşmesi,
İSKİ	: İstanbul su ve Kanalizasyon İdaresi
k	: Yay katsayısı [N/m]
M	: Kütle [kg]
m	: Dengeleme kütlesi [kg]
N	: Saniyede alınan örnek sayısı

Ns	: Kaymanın sıfır olduğu senkron hız [m/s]
n	: Dikdörtgen şeklindeki örnekleme sayısı,
n_1	: Bilye sayısı
P	: t_s süresinde alınan örnek sayısı
P_2	: Kutup sayısı
P_1	: Güç [W]
p	: İlgili frekans sayısı
PTM	: Pompa Terfi Merkezi
P_{GK}	: Güç kaybı [W]
r	: Dengeleme kütlesinin merkeze olan uzaklığı [m]
RBPF	: Rotor çubuğu geçiş frekansı [Hz]
RMS	: Güç ortalaması
RPM	: Motopomp hızı [dev/dak]
S	: Mil dönüş hızı [dev/s]
s(t)	: Örnekleme fonksiyonu
T	: Peryod [s]
Δt	: Toplam süre [s]
T_1	: Tahrik momenti, [Nm]
T_s	: Tahrik momentinin istenmeyen bileşeni, [Nm]
t_p	: P örnek alındığında geçen süre [s]
w(t)	: Pencereleme fonksiyonu
ω	: Milin açısal hızı, [rad/s]
x(t)	: Analiz edilmiş voltaj sinyali
$Y_i(w)$	: Fourier spektrumu
υ	: İntegrasyonun geçici frekans değişkeni
α_1	: Matris etkileme katsayısı
α_2	: Açısal eksen kaçıklığı, [^{0}]
ϕ	: Güç kaybı faktörü

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 2.1 Kütle –yay sistemi 12
Şekil 2.2 Periyodik hareket....14
Şekil 2. 3 Titreşim hareketinin frekans ve zaman ekseni görünümü....15
Şekil 2. 4 Zaman ve frekans tanım bölgesi gösterimi....17
Şekil 2. 5 Titreşim genliği....18
Şekil 2. 6 Faz kavramının şekil üzerinde gösterimi....19
Şekil 2. 7 Faz açısının ölçülmesi....20
Şekil 2. 8 Yerdeğiştirme, hız ve ivme arasındaki faz açısı ilişkisi. 21
Şekil 2. 9 Sabit hıza karşılık yerdeğiştirme ve ivme titreşim genliğinin değişimi....22
Şekil 2. 10 Yerdeğiştirme ve hızın frekans eksenindeki görünümü....22
Şekil 2. 11 İvmenin frekans eksenindeki görünümü....23
Şekil 3. 1 Makine arıza küvet eğrisi 31
Şekil 3. 2 EUB algoritma şeması 35
Şekil 4. 1. Sinyal tipleri 38
Şekil 4. 2 Dijital sinyal örnekleme yöntemi, a) x(t) analiz edilmiş voltaj sinyali b) w(t) pencereleme fonksiyonu c) s(t) örnekleme fonksiyonu d) f(t) analiz edilmiş analog sinyalin sayısallaştırılmış versiyonu hali 41
Şekil 4. 3 FFT örnekleme 42
Şekil 4. 4 FFT spektrumu 42
Şekil 4. 5 Örnekleme fonksiyonundan kaynaklanan kayma....44
Şekil 4. 6 Kaymanın fiziksel görünümü 46
Şekil 4. 7 Farklı frekansların iki sinosoidal çizimi 47
Şekil 4. 8 Rectangular, Hanning, Kaiser – Bessel ve Yassı tepe (Flat top) pencereleme fonksiyonlarının zaman tanım bölgesinde gösterimi 49
Şekil 4. 9 Frekans ve zaman tanım bölgesi ortalaması 50

Şekil 4. 10 Senkronize zaman tanım bölgesi analizi 52
Şekil 4. 11 FFT'yi etkileyen örnekleme oranı, örnek miktarı, zaman ve Frekans çözünürlüğü arasındaki ilişki 53
Şekil 4. 12 Yeni bilgi (zaman kaydı) üzerinde gerçekleştirilen üst üste kayıt yapılmamış işlem 54
Şekil 4. 13 Üst üste kayıt işlemi eski ve yeni zaman kaydını birleştiren bilgi üzerinde gerçekleştirilmiştir 54
Şekil4. 14 Frekans ve genlik değeri tespit edilmiş titreşim spektrum grafiği 56
Şekil 5. 1 Hız algılayıcı.....61
Şekil 5. 2 Piezo-elektrik ivme algılayıcı.....62
Şekil 5. 3 Yatay motopomplar için ölçüm noktaları.....65
Şekil 5. 4 Dikey motopomplar için ölçüm noktaları.....66
Şekil 5. 5 Rulman yataklarında doğru ölçüm noktasının şematik görünüşü.....66
Şekil 5. 6 Motopomp üzerinden alınan titreşim ölçüm yönleri.....67
Şekil 5. 7 Titreşim ölçümünde kullanılmış ivme algılayıcı ve montaj yastığı.....68
Şekil 5. 8 Yatay motopomp üzerinden alınabilecek altı farklı ölçüm yönü.....69
Şekil 5. 9 Dikey motopomp üzerinden alınabilecek altı farklı ölçüm yönü.....70
Şekil 6. 1 Bilyeli rulman bileşenleri.....79
Şekil 6. 2 Dış yüzey Sabit İç yüzey hareketli bilyeli rulman geometrisi. 81
Şekil 6. 3 Rulman arıza ilerlemesinin birinci safha spektrum görünümü.....85
Şekil 6. 4 Rulman arıza ilerlemesinin ikinci safha spektrum görünümü.....85
Şekil 6. 5 Rulman arıza ilerlemesinin üçüncü safha spektrum görünümü.....86
Şekil 6. 6 Rulman arıza ilerlemesinin dördüncü safha spektrum görünümü.....86
Şekil 6. 7 Safhalara göre genlik ilerlemesi.....87
Şekil 6. 8 Rulman üzerinden alınmış rulman temel arıza frekans spektrum görünümü.....88
Şekil 6. 9 Rulman arızası ilerlemiş rulman temel arıza frekans spektrum görünümü 88
Şekil 6. 10 İç yüzey arızasından kaynaklanan rulman temel arıza frekans spektrum etrafında oluşan 1X yan bantları.....89
Şekil 6. 11 Arızalı iç bilezik zaman dalga formu grafiği 90

Şekil 6. 12 Rulmanlardaki mekanik gevşeklik probleminin neden olduğu titreşimin spektrumu.....91
Şekil 6. 13 Hizası bozulmuş rulman.....91
Şekil 6. 14 Yanlış hizalama çeşitleri.....97
Şekil 6. 15 Motor-Pompa arasında yanlış hizalama.....97
Şekil 6. 16 Paralel yanlış hizalama kuvvet diyagramı.....99
Şekil 6. 17 Açısal yanlış hizalama kuvvet diyagramı.....100
Şekil 6. 18 Yanlış hizasızlığı gösteren tipik titreşim spektrum grafiği.....101
Şekil 6. 19 Temel problemi spektrum görünümü.....104
Şekil 6. 20 Dinamik mekanik gevşeklik spektrum görünümü.....105
Şekil 6. 21 Santrifüj pompa karakteristik eğrisi.....107
Şekil 6. 22 Santrifüj pompalarda kavitasyonun oluşturduğu spektrum görünümü...108
Şekil 6. 23 Senkron ve asenkron motorun şematik görünümü.....111
Şekil 6. 24 Stator problemini gösteren model spektrum.....114
Şekil 6. 25 Tipik rotor çubuk problemlerinin spektrum görünümü 116
Şekil 6. 26 Açısal eksen kaçıklığı 125
Şekil 6. 27 Açısal eksen kaçıklığının moment bileşenlerinin şematik gösterimi.....126
Şekil 7. 1 Motopomp ölçüm noktalarına yapıştırılan silindirik montaj bloğu veya yastığı.....134
Şekil 7. 2 Data toplayıcı cihazın genel bir görünümü.....136
Şekil 7. 3 ExpertAlert programının genel bir görünümü.....137
Şekil 7. 4 ExpertAlert programının yapmış olduğu raporun ekran görünümü.....138
Şekil 7. 5 Fabrikanın Tanımlandığı Program Görüntüsü.....141
Şekil 7. 6 Yeni Bölgenin Tanımlandığı Program Görüntüsü.....141
Şekil 7. 7 Tahrik ünitesinin seçim ekranı.....142
Şekil 7. 8 Tahrik edilen makinanın seçim ekranı.....143
Şekil 7. 9 Motopomp'ta yataklarda kullanılan rulman çeşidini seçme ekran Görüntüsü. 144
Şekil 7. 10 Tahrik eden makine ile tahrik edilen makine arasındaki bağlantı şeklini seçim ekranı.....144
Şekil 7. 11 Zaman ekseni grafiğinin program görüntüsü.....145
Şekil 7. 12 FFT grafiğinin program görüntüsü.....146
Şekil 7. 13 Titreşim sınır değerleri.....147

Şekil 7. 14 Analiz sonuç ekran görüntüsü.....147
Şekil 8. 1 Ölçüm yapılan motopompun ölçüm noktaları ve yönleri.....150
Şekil 8. 2 Şaft rulman yatağı eksenel yön spektrum grafiği.....151
Şekil 8. 3 Şaft rulman yatağı eksenel yön dalgaformu grafiği.....152
Şekil 8. 4 Şaft rulman yatağı tanjantiyal yön spektrum grafiği.....152
Şekil 8. 5 Şaft rulman yatağı tanjantiyal yön dalgaformu grafiği.....153
Şekil 8. 6 Şaft rulman yatağı üç yöndeki spektrum grafiği.....153
Şekil 8. 7 Şaft rulman yatağı üç yöndeki dalgaformu grafiği.....154
Şekil 8. 8 Şaft rulman yatağı spektrum grafiklerinin karşılaştırılması.....154
Şekil 8. 9. Ölçüm yapılan motopompun ölçüm noktaları ve yönleri.....156
Şekil 8. 10 Pompa kaplin tarafı radyal yön spektrum görünümü.....158
Şekil 8. 11 Pompa kaplin tarafı radyal yön dalgaformu grafiği.....158
Şekil 8. 12 Pompa kaplin tarafı tanjantiyal yön spektrum grafiği.....159
Şekil 8. 13 Pompa kaplin tarafı tanjantiyal yön dalgaformu grafiği.....159
Şekil 8. 14 Pompa serbest tarafı radyal yön spektrum grafiği.....160
Şekil 8. 15 Pompa serbest tarafı radyal yön dalgaformu grafiği.....160
Şekil 8. 16 Pompa serbest tarafı tanjantiyal yön spektrum grafiği.....161
Şekil 8. 17 Pompa serbest tarafı tanjantiyal yön dalgaformu grafiği.....161
Şekil 8. 18 Pompa kaplin tarafı radyal yön spektrum grafikleri karşılaştırması.....162
Şekil 8. 19 Pompa kaplin tarafı radyal yön genlik eğilim eğrisi.....162
Şekil 8. 20 Pompa kaplin tarafı tanjantiyal yön spektrum grafikleri karşılaştırması.....163
Şekil 8. 21 Pompa kaplin tarafı tanjantiyal yön genlik eğilim eğrisi.....163
Şekil 8. 22 Pompa serbest tarafı radyal yön spektrum grafikleri karşılaştırması.....164
Şekil 8. 23 Pompa serbest tarafı radyal yön genlik eğilim eğrisi.....164
Şekil 8. 24 Pompa serbest tarafı tanjantiyal yön spektrum grafikleri Karşılaştırması.....165
Şekil 8. 25 Pompa serbest tarafı tanjantiyal yön genlik eğilim eğrisi.....165
Şekil 8. 26 Ölçüm yapılan motopompun ölçüm noktaları ve yönleri.....168
Şekil 8. 27 Motor kaplin tarafı eksenel yön spektrum grafiği.....170
Şekil 8. 28 Pompa kaplin tarafı eksenel yön spektrum grafiği.....170
Şekil 8. 29 Pompa kaplin tarafı radyal yön spektrum grafiği.....171
Şekil 8. 30 Pompa kaplin tarafı tanjantiyal yön spektrum grafiği.....171

Şekil 8. 31 Motor kaplin tarafı spektrum grafiği.....172
Şekil 8. 32 Pompa kaplin tarafı spektrum grafiği.....172
Şekil 8. 33 Ölçüm yapılan motopompun ölçüm noktaları ve yönleri.....173
Şekil 8. 34 Motor serbest tarafı spektrum grafiği.....175
Şekil 8. 35 Motor kaplin tarafı spektrum grafiği.....175
Şekil 8. 36 Motor serbest tarafı bakım sonrası spektrum görünümü.....176
Şekil 8. 37 Motor kaplin tarafı bakım sonrası spektrum görünümü.....176
Şekil 8. 38 Motor serbest tarafı spektrum karşılaştırması.....177
Şekil 8. 39 Motor serbest tarafı eğilim eğrisi.....177
Şekil 8. 40 Motor kaplin tarafı spektrum karşılaştırması.....178
Şekil 8. 41 Motor kaplin tarafı eğilim eğrisi.....178
Şekil 8. 42 Pompa kaplin tarafı radyal yön spektrum grafiği.....181
Şekil 8. 43 Pompa kaplin tarafı radyal yön zaman ekseni grafiği.....181
Şekil 8. 44 Pompa kaplin tarafı 3 yönlü spektrum grafiği.....182
Şekil 8. 45 Pompa serbest tarafı 3 yönlü spektrum grafiği.....182
Şekil 8. 46 Pompa kaplin tarafı spektrum grafiklerinin karşılaştırılması.....183
Şekil 8. 47 Pompa kaplin tarafı eğilim eğrisi.....183
Şekil 8. 48 Pompa serbest tarafı spektrum grafiği karşılaştırması.....184
Şekil 8. 49 Pompa serbest tarafı eğilim eğrisi.....184
Şekil 8. 50 Motor Serbest taraf radyal yön spektrum görünümü.....186
Şekil 8. 51 Motor Serbest taraf tanjantiyal yön spektrum görünümü.....187
Şekil 8. 52 Motor Serbest taraf eksenel yön spektrum görünümü.....187
Şekil 8. 53 Motor kaplin taraf radyal yön spektrum görünümü.....188
Şekil 8. 54 Motor kaplin taraf radyal yön spektrum görünümü.....188
Şekil 8. 55 Motor serbest taraf titreşim eğilim eğrisi.....189
Şekil 8. 56 Motor kaplin taraf titreşim eğilim eğrisi.....189
Şekil 8. 57 Motor serbest tarafı spektrum grafiği.....191
Şekil 8. 58 Motor kaplin tarafı spektrum grafiği.....191
Şekil 8. 59 Motor serbest tarafı eğilim eğrisi.....192
Şekil 8. 60 Motor kaplin tarafı eğilim eğrisi.....192
Şekil Ek 1. 1 Bahçelievler motor rulman 1 zaman ve FFT görüntüsü.....210
Şekil Ek 1. 2 Bahçelievler motor rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü.....211
Şekil Ek 1. 3 Bahçelievler pompa rulman 1 zaman ve FFT görüntüsü.....212

Şekil Ek 1. 4 Bahçelievler pompa rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü.....213
Şekil Ek 1. 5 Bahçelievler analiz sonuç görüntü sayfası.....214
Şekil Ek 1. 6 FSM motor rulman 1 zaman ve FFT görüntüsü.....215
Şekil Ek 1. 7 FSM motor rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü.....216
Şekil Ek 1. 8 FSM analiz sonuç görüntü sayfası.....217
Şekil Ek 1. 9 Küçükköy motor rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü.....218
Şekil Ek 1. 10 Küçükköy pompa rulman 1 zaman ve FFT görüntüsü.....219
Şekil Ek 1. 11 Küçükköy analiz sonuç görüntü sayfası.....220
Şekil Ek 1. 12 Terkos motor rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü.....221
Şekil Ek 1. 13 Terkos pompa rulman 1 zaman ve FFT görüntüsü.....222
Şekil Ek 1. 14 Terkos pompa rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü.....223
Şekil Ek 1. 15 Terkos analiz sonuç görüntü sayfası.....224

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 3. 1 Makinaların Çalışma Şartlarını Belirleyen Tablolar 33
Tablo 4. 1 Pencerleme katsayıları.....48
Tablo 6. 1 Rulmanların temel arıza frekansları tablosu.....83
Tablo 6. 2 Rulman arızaları gösterge tablosu.....92
Tablo 6. 3 Dengesizlik arızaları gösterge tablosu.....96
Tablo 6. 4 Dengesizlik ve yanlış hizalama arasındaki fark tablosu.....102
Tablo 6. 5 Yanlış hizalama arızaları gösterge tablosu.....102
Tablo 6. 6 Mekanik gevşeklik arızaları gösterge tablosu.....105
Tablo 6. 7 Santrifüj pompalarda hidrolik arıza gösterge tablosu.....110
Tablo 6. 8 Elektrik motorlarında arıza gösterge tablosu.....118
Tablo 6. 9 Analiz sonuçlarını karşılaştırma tablosu.....119
Tablo 8. 1 Motopomp teknik özellikleri ve rulman temel arıza frekansları.....150
Tablo 8. 2 Ölçüm yapılan motopomp'un teknik özellikleri.....156
Tablo 8. 3 Ölçüm yapılan motopomp'un teknik özellikleri.....168
Tablo 8. 4 Ölçüm yapılan motopomp'un teknik özellikleri.....174
Tablo 8. 5 Ölçüm yapılan motopomp'un teknik özellikleri.....179

ÖZET

Anahtar Kelimeler: Erken uyarıcı bakım, Titreşim analizi, titreşim ölçümü,Arıza Teşhisi, Pompa

Gelişmiş ülkelerdeki sanayilerde titreşimlerin ölçülmesi ve izlenmesi yolu ile gerçekleştirilen bakım teknikleri sayesinde önemli ölçüde üretim artışı ve tasarruf sağlanmıştır. Titreşim mühendisliğinin sanayide uygulaması ile ortaya çıkan Erken Uyarıcı Bakım (EUB)son yıllarda ülkemizde de ilgi uyandırmış ve birçok işletme konuyu araştırmaya başlamıştır. Çalışmanın amacı sanayileşmiş ülkelerde uygulanmakta olan bu bakım yönteminin ülkemiz sanayisinde de kullanılabileceğini göstermek ve bu bakım sisteminin sanayiye getireceği faydaları araştırmaktır. Bu nedenle İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi'nde (İSKİ) bulunan belirli Pompa Terfi Merkezleri (PTM) model olarak seçilmiş, (EUB) yöntemi buralarda uygulanmıştır.

Bölüm 1 de titreşim analizi ile arıza tespitinin yapılması olayının kısa bir tarihçesi verilmiş ve günümüze kadarki yapılan çalışmalar değerlendirilmiştir. Bölüm 2'de titreşim teorisi üzerinde durulmuş, titreşim hareketleri ve temel titreşim kavramları açıklanmıştır. Yer değiştirme, hız ve ivme arasındaki ilişki açıklanmıştır. Bölüm 3'de klasik bakım yöntemi ve uyarıcı bakım yöntemleri anlatılmış ve bu bakım yöntemleri bir birleri ile karşılaştırılarak avantaj ve dezavantajları belirtilmiştir. Bölüm 4'de ölçülen titreşim değerlerinin zaman tanım bölgesinden frekans tanım bölgesine dönüştürülmesinde kullanılan hızlı Fourier dönüşüm teknikleri incelenmiştir. Titreşim ölçüm sırasında gerçekleştirilen örnekleme yöntemi anlatılmış ve bu sırada oluşan kayma, sızıntı, pencereleme, ortalama alma ve üst üst kayıt işlemi anlatılmıştır. Bölüm 5'de titreşim ölçümlerinde kullanılan algılayıcı çeşitleri, titreşim ölçümü sırasındada algılayıcı seçimi, motopomp üzerinde titreşim ölçü noktalarının ve yönlerinin belirlenme yöntemleri gösterilmiştir. Bölüm 6'de uyarıcı bakım yöntemi tekniklerinden titreşim analizinden yararlanılarak motopomplarda oluşacak rulman arızaları, dengesizlik, mekanik gevşeklik, eksen kaçıklığı, kavitasyon, resürkilasyon, türbülans, stator ve rotor problemlerinin belirlenme yöntemleri anlatılmıştır. Bu çalışma ile Crawford ve Eshleman'ın çalışmaları karşılaştırılmıştır. Yapılan bu çalışmanın ekonomik olarak işletmeye faydası bir örnekle açıklanmıştır.

Bölüm 7 da uyarıcı bakım yönteminin en iyi bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için gerekli olan çalışma koşulları, motopomp test zaman planlamasının nasıl yapılacağı ve titreşim eğilimlerinin izlenmesi anlatılmıştır. Bölüm 6'da belirlenen kriterler göz önüne alınarak titreşim analizi yöntemi ile EUB programı geliştirilmiştir. Bölüm 8'de altıncı bölümde verilen titreşim analiz teknikleri ile motopomplarda tanımlanan arızaların her biri için diagnostik uygulamaları yapılmış, bu arızaları gösteren titreşim spektrumları analiz edilmiş ve motopomp eğilim eğrisi grafikleri çıkarılmıştır. Sonuç bölümünde ise uyarıcı bakım yönteminin işletmeler için getireceği faydalar, titreşim analizi ile ne tür arızaların tespit edilebileceği ve bir işletme için uyarıcı bakım yönteminde hangi parametrelerin kullanılması gerektiği belirtilmiştir.

DETECTION AND DIAGNOSIS OF ELECTRICAL MOTOR-PUMP FAULTS USING COMPUTER BASED FREQUENCY ANALYSIS TECHNIQUE

SUMMARY

Keywords : Predictive maintenance, vibration analysis, vibration measurement, Diagnosis, Fault diagnosis, pumps

In developed countries, a considerable amount of improvement in production rate and saving has been achieved by means of maintenance techniques using vibration measurement and tracking. In recent years predictive maintenance (PdM) as an application of vibration engineering has been of interest in our country and many companies have started to examine the technology. The aim of this study is to show that the technology which has been used by the industrialized companies can be used in our country and to show the benefits of the technology for the industry. For that reason, some pumping station of Istanbul Water and Sewerage Administration (İSKİ) are selected as case studies and the PdM method was applied.

A historical view to the fault detection by using vibration analysis is given in Chapter I. and studies performed till now are evaluated. In Chapter 2, vibration theory is worked out and basic vibration types and vibration terminology are explained. Relationship between displacement, velocity and acceleration is explained. In Chapter 3, Classical maintenance method and PdM methods are explained and compared with each other, and advantages / disadvantages are given. In Chapter 4, FFT methods which is used to convert time domain vibration data in to frequency domain are explained. Sampling techniques used during vibration measurement and signal aliasing, leakage, windowing, averaging and overlopping are explained.

In Chapter 5, types of the transducers used in vibration measurement, transducer selection and determination of the measurement points and direction on the motopomp (motor and pump) are shown. In Chapter 6, detection of bearing faults, unbalance, mechanical looseness, eccentricity, cavitations, resirculation, turbulence, problems of stator and rotor using PdM are given. This study is compared with those of Crawford and Eshleman. Economical merits of this study are explained through an example. The working condition to utilize PdM method satisfactorily, motopomp test scheduling and tracking of vibration trends are explained in Chapter 7. In Chapter 8, diagnostic application of each fault detected by means of the vibration analysis techniques given in Chapter 6 are performed, the vibration spectrum showing these faults are analyzed and the motopomp trend curves are derived.

In conclusion, advantages of PdM for a company, types of faults which can be detected by using vibration analysis and the parameters used in PdM methods are explained.

BÖLÜM 1 GİRİŞ

Günümüzde çeşitli fabrikalarda yer alan makinaların bakım işlemlerini azaltmak ve üretim faaliyetlerini aksatmamak amacıyla titreşim ölçümlerinden giderek artan bir şekilde yararlanılmaktadır. Çok sayıda dönen ekipmanın bulunduğu işletmelerde, titreşimin izlenmesi ve analizi işletmenin güvenliği ve verimliliği açısından son derece önemlidir. Eskiden deneyimli bakım ve işletme mühendisleri dokunarak ve dinleyerek makinaların sağlıklı çalışıp çalışmadığını anlayabilirlerdi. Günümüzde insan-makina arasındaki bu tip bir ilişki ekonomik açıdan verimli değildir. Bir de yeni teknoloji ile üretilmiş makinalar çok yüksek hızlarda çalışmaktadırlar. Bu yüzden titreşimler de çok yüksek frekanslarda oluşmakta ve ancak gelişmiş cihazlar kullanılarak ölçülebilmektedirler.

Titreşim oluşturan kuvvetleri üreten makina elemanlarına (örneğin yataklara) makinayı açmadan ulaşmak ve tahrik kuvvetlerinin oluşturduğu titreşimi makinanın dışından ölçmek mümkündür. Pek çok sistemin tipik bir işletme titreşim düzeyi vardır ve frekans spektrumunun şekli iyi çalışma koşulları için karakteristiktir.

Her makina parçasının karakteristik titreşimi vardır. Rulmanlar belli frekansta titreşim oluştururlar, balans bozukluğundan ileri gelen titreşimler ise bir başka frekansta kendini gösterir, diğer bazı arızaları gösteren titreşimler de aynı kolaylıkla tanımlanabilir. Makinaların titreşimlerinin periyodik ölçümleri yapılarak titreşim seviyesinin değişim hızından makinanın ne kadar daha süre bakım görmeden çalışabileceği kestirilebilir. Bu şekilde makinaların titreşim spektrumlarından, arızaları oluşmadan önce bildirerek arızaların boyutunu küçülten bu yönteme erken uyarıcı bakım (EUB) denilmektedir. EUB tekniklerinden biri titreşim analizinden faydalanarak arıza tespiti ile ilgili pek çok çalışma yapılmıştır. Bunlar;

Aktürk vd. (1997) çalışmalarında açısal temaslı iki rulman ile yataklanmış mil-rulman sisteminde eksenel ve radyal titreşimleri incelemek için matematiksel model oluşturulmuş, bu modelle elde edilen matematiksel ifadeler nümerik olarak çözülmüş, hasarsız bilyelerin sayısında ve ön yükteki değişimlerin mil titreşimine olan etkisi incelenmiştir. Bilye sayısı ve ön yükün doğru seçilmesi durumunda titreşimin genliğinin önemli oranda azaldığı görülmüştür.

Aktürk ve Gohar (1998) çalışmalarında iki açısal bilyeli rulman ile yataklanmış bir mil-rulman sisteminde bilye boyutundaki değişmenin milin eksenel ve radyal titreşimlerine olan etkisi incelenmiştir. Bunun için bir bilgisayar programı oluşturulmuş ve sonuçlar zaman ve frekans ortamında sunulmuştur. Ölçü dışı bilyelerin kafes hızında ve harmoniklerinde titreşimler oluşturduğu görülmüştür.

Belek (1990) pompalarda karşılaşılan titreşim ve gürültü sorunlarını genel olarak ele almıştır. Pompalarda titreşim ve gürültü yaratan etkenler gözden geçirilmiş ve pompa üzerinde yapılan titreşim ölçümlerinin frekans karakteristiğine bağlı olarak sistemdeki problemlerin ne şekilde belirleneceği üzerinde incelemede bulunmuştur. Daha sonra pompalarda gürültü ölçümlerinin nasıl yapılacağını incelemiştir.

Bently (1996) çalışmasında rotor-stator termal sürtünmesinin nominal dönme hızında (1XRPM) kendini nasıl göstereceği üzerine bir araştırma yapmıştır. Bu çalışmasında sürtünmenin rotor devrinin katlarında ve yan bantlarında değişen titreşim pikleri oluşturacağını söylemiştir.

Bently (2001) yapmış olduğu bir başka çalışmada işletme maliyetini azaltma ve makina verimliliğini artırma amacı ile titreşim bilgisi kullanılarak tahmini bakım felsefesinin tüm endüstrilerde kabul gördüğünü ifade etmiştir. Bu tahmini bakım programında makinaların çoğu yuvarlanmalı yatak elemanları içerdiğinden çalışmasını rulmanlar üzerinde yoğunlaştırmıştır. Rulmanların titreşim karakteristiklerini araştırmış ve rulman arızalarının teşhisi için REBAM adı verilen bir metot geliştirmiştir.

Bognatz (2000) yapmış olduğu çalışmasında öncelikle yanlış hizalamanın ne olduğunu ve çeşitlerini ifade ettikten sonra yanlış hizalamanın makinalar üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Çalışmasında yanlış hizalamanın titreşim grafiklerinde hangi frekansta ortaya çıkacağını araştırmış ve döner makina arızalarının %70'den fazlasının yanlış hizalama olduğunu söylemiştir.

Cerna and Ouzillou (1999) frekans tanım bölgesindeki ölçümlerin yorumlanması, kayma, kaymaya karşı korunma yolları üzerinde inceleme yapmıştır. FFT'ye dayanan ölçme sistemlerinde frekans aralığının önemi ve seçimi üzerinde çalışarak frekans aralığının ne olması gerektiği hususunda öneride bulunmuştur.

Coleman and Coleman (1999) dinamik hata bulma teorisi üzerine yapmış olduğu çalışmasında; ilk olarak her bir makinanın arıza durumunu ifade eden grafikleri sağlayan kendine özgü dinamik karakteristiklere sahip olup olmadığını araştırmıştır. Bunun içinde tek serbestlik dereceli ve çok serbestlik dereceli sistemlerin frekans cevap fonksiyonlarını incelemiştir. İkinci olarak titreşim sinyallerinin işlenmesi, modellenmesi ve yazılım oluşturularak montaj hatları üzerinde hata arama algoritması üzerinde çalışmıştır.

Crawford and Crawford (1992) yapmış oldukları çalışmalarında öncelikle genel olarak titreşim teorisi hakkında bilgi verdikten sonra titreşim ölçümünde kullanılan algılayıcılar ve genel analiz teknikleri hakkında bilgi vermiştir. Ayrıca makinalarda oluşabilecek rulman arızaları, balanssızlık, eksen kaçıklığı ve mekanik gevşeklik tespitinin titreşim analizi ile nasıl yapılacağını, elektrik motoru, pompalar, dişli kutuları, fanlar ve dizel motorlarında meydana gelecek arızaların titreşim analizi ile nasıl tespit edilebileceğini araştırmıştır.

Cross and Hoffman (2000) Hızlı Fourier Transformunun (Dönüşümü) Matlab ve C++ ile kullanım kodlarını tanıtmış olduğu çalışmasında zaman fonksiyonunda frekans bilgilerini, matematiksel kavram olarak Fourier dönüşümünü ve Hızlı Fourier Dönüşümü algoritmasını incelemiştir.

Dron (1998) titreşim analizinden yararlanarak rulman durumunun izlenmesinde yüksek çözünürlük tekniğini kullanarak parametrik spektrum analizinin uygulanması ile ilgili bir araştırma yapmıştır. Yapılan bu çalışmada ilk olarak AR spektrum analizi ve Burg algoritması test edilmiştir. İkinci olarak ise geleneksel spektrum analiz metodları ile parametrik metodlar arıza tespit etme yönünden karşılaştırılmıştır.

Eralp (1998) santifüj pompalardaki kavitasyonun deneysel incelenmesi üzerinde yapmış olduğu çalışmasında; santrifüj pompaların tasarım dışı debilerde çalıştırıldığı zaman, borularda ve pompa girişinde bir tür akış bozukluğu resürkülasyon ve dolayısıyla pompa içinde akışkan kaynaklı basınç dalgalanmalarına sebep olacağını belirtmiştir. Bu koşullar altında oluşan düşük basıncın ise pompalarda kavitasyona yol açacağını deneysel olarak incelemiştir. Santrifüj pompalarda oluşan kavitasyonun ise erozyona, gürültüye titreşime ve kayıplara yol açacağını belirtmiştir. Kavitasyonun pompa performansı üzerindeki etkilerini araştırmıştır.

Eralp vd. (1988) yapmış oldukları çalışmalarında bir boru hattına hizmet veren pompalama birimlerinde boru hattının tasarım dışı çalışma koşullarında oluşacak yüksek düzeydeki titreşimlerin pompalama birimi üzerindeki etkilerini belirlemek ve birimi titreşime karşı korumak için pompa–kaplin ve motordan oluşan bu sistemin dinamik analizini yapmışlardır.

Eshleman (1996) EUB ve makinaların sürekli izlenmesinde faydalanılan titreşim analizi yöntemlerini incelemiş ve makinalarda oluşan arızaların pratikte kolay bir şekilde yapılabilmesi için analiz tablolarını oluşturmuştur. Ayrıca çoğu arızaların titreşim tepeleri oluşturduğu 1X hatalarının titreşim analiz üzerinde çalışmıştır.

Forland (1999) çalışmasında makina problemlerinin teşhis edilebilmesi için faz açısının önemini gösteren bir çalışma yapmıştır. Çalışmasında makina arızalarının doğru teşhis edilebilmesi için makina titreşim bilgilerinin (bunlar titreşim spektrum grafikleri, zaman ekseni grafikleri ve faz açıları) komple gerekli olduğunu söylemiştir. Çalışmasının sonucunda faz açısı bilgisi olmadan komple bir makinanın durumu ve makinada oluşan arızalar hakkında bir şey söylenebilmesinin zor olacağını belirtmiştir.

Frishwel (1998) yatak karakteristiklerinin şaft hızına bağımlı olduğu makinaların kritik hızlarının hesaplanması için önemli işlem sıralarını içeren bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada dikkate alınan bir yatağın frekans cevap fonksiyonuna uygun olacak şekilde, yatağın dönen ve sabit duran parçaları arasında çok serbestlik dereceli hayali bir sistem göz önüne alarak karmaşık yatak dinamiği için indirgenmiş modeller geliştirilip kritik hız hesabı için basit çözüm teknikleri geliştirmiştir.

Titreşim analizi ile arıza tespiti üzerinde en kapsamlı çalışmayı Gelen (1993) yapmıştır. Gelen çalışmasında dönen makinaları gruplara ayırarak her bir makinanın arızalarının titreşim analizi yardımı ile nasıl tespit edilebileceğini anlatmıştır. Ayrıca çalışmasında titreşim spektrum grafiklerinin nasıl analiz edildiğini, bütün arızaların hangi frekansta ortaya çıkacağını ve zaman ekseni grafiğinin analizinin nasıl yapılacağını anlatmıştır. Gelen'in yapmış olduğu bu çalışma yarı teorik yarı pratik bir çalışmadır.

Gupta, Tiwari and Prakash (2000) bilyeli yataklarla yataklanmış bir rotor sisteminde dengesizliğin sebep olduğu titreşimler ve sistemin kararlılığını incelemişler. Çalışmalarını teorik ve deneysel olarak iki kısımda gerçekleştirerek teorik ve deneysel sonuçların uyum içinde olduğunu göstermişlerdir.

Harris (1991) yazmış olduğu "Rulman Analizleri" isimli kitabında ilk olarak rulmanları sınıflandırmıştır. Rulmanlar üzerinde oluşan statik ve dinamik yüklerin formüllerini çıkardıktan sonra statik yüklü rulmanlar üzerindeki yük dağılımlarını detaylı bir şekilde incelemiştir. Rulman parçalarının hız formüllerini çıkardıktan sonra yüksek hızlı rulmanlarda yük dağılımını incelemiştir. Ayrıca şaft ve rulman sistemlerini incelediği kitabında rulmanlar üzerinde oluşacak kuvvet ve moment dağılımlarını incelemiş ve gerekli formülleri çıkarmıştır. Rotor dinamiğini ele aldığı bölümünde sönümlü zorlanmış titreşimler, rijit şaftlar, çok serbestlik dereceli sistemleri ele almıştır. Rulmanlarda oluşan gerilmeleri ve gerilmeleri etkileyen faktörleri incelemiştir. Yine rulmanlarda oluşan kusurları ve sebeplerini araştırdığı kitabında rulmanlarda titreşim ve ses analizini detaylı bir şekilde izah etmiştir.

Jensen and Dayton (2000) laboratuar ortamında bir pompa test düzeneği kurmuşlar ve kavitasyounun etkisi ile pompa ve elektrik motoru titreşim ve basınç değişimini izlemek için yataklama noktalarına yerleştirdikleri titreşim algılayıcı ve pompa emme ağzı ve basma ağzına yerleştirdikleri basınç ölçerlerle de sistemin basınç değişimini sürekli olarak izlemişlerdir. Bu şekilde titreşim ve basınç değişiminden yararlanarak kavitasyonun nasıl tespit edilebileceğini araştırmışlardır.

Johnson (2000) çalışmasında bir Chiller makinası üzerindeki rulmanlardaki aşınmanın titreşim testleri ile tespit edilmesi üzerinde araştırma yapmıştır. Chiller makinaları için titreşim kabul kriterlerini, bilyeli rulmanlar için rulman arıza frekanslarını araştırmış ve yaygın olarak kullanılan teşhis stratejilerini incelemiştir. Çalışmasında makinadan alınan titreşim grafiklerinin nasıl yorumlandığını pratik olarak göstermiştir.

Karakurt vd. (1988) rulmanlı yataklarda kullanım sırasında oluşan sorunların saptanması ve tanılanması amacına yönelik makina sağlığı izleme çalışmaları kapsamında yer alan çeşitli yöntemleri incelemişlerdir. Çalışmada ele alınan izgesel çözümleme, Kurtosis parametresi kestirimi, zarf-izge algılama, şok-atım ve kepstrum çözümleme yöntemleri ayrıntılı olarak örneklerle tanıtılmıştır.

Lee and Lee (1999) çalışmasında bilyeli yatakla yataklanmış rotor sisteminde eksen kaçıklığının sebep olduğu titreşimler sonlu elemanlar metodu kullanılarak modellenmiştir. Eksen kaçıklığından kaynaklanan kuvvetler belirlenmiş, deforme olan kaplin üzerindeki reaksiyon kuvvetleri ve momentleri çıkarılmıştır. Laboratuar ortamında yapılan deneylerle de modelin geçerliliği doğrulanmıştır.

Lofall (2001) Erken uyarıcı bakım algoritması ile bilgisayar destekli bakım yönteminin birleştirilmesi üzerinde çalışmıştır. Her iki sistemin birlikte kullanılması durumunda işletmelere sağlayacağı faydalar araştırılmıştır.

Martin and Dyke (1998) dönen makinaların titreşim analizi ile doğruluğunu geliştirmek için sistem proses bilgileri ile uzman sistemin birleştirilmesi üzerine bir araştırma yapmışlardır. Bunun için birkaç tane prototip sistem geliştirerek hem yük

gemilerine hem de kargo uçaklarına bu sistemi yerleştirmişlerdir. Hava kompresöründen alınan datalar ile sistem proses dataları arasındaki ilişkiyi incelemek için prototip sistemden alınan datalar kullanılarak bir durum çalışması yapılmıştır. Makinaların arızalarını önceden belirleyerek on-line haber vermek için sistemin titreşim, motor akımı ve partikül aşınması takip edilmiştir.

McConnell (1995) titreşim analizi yapabilmek için dinamik sinyallerin analizini, tek serbestlik dereceli, iki serbestlik dereceli ve çok serbestlik dereceli sistemleri araştırmıştır. Sismik algılayıcıların mekanik modelleri, piozelektrik sensörleri ve lineer ve açısal ivme algılayıcıların birleştirilmesi ile ilgili teorik bir çalışma yapmıştır.

McFadden and Smith (1984) çalışmalarında sabit radyal yük altında bir rulmanlı yatak iç bilezik hasarının meydana getirdiği titreşimi tanımlamak için bir model geliştirmişlerdir. İç bileziği hasarlı rulman üzerinde yaptıkları bu çalışmada; tahmin edilen ve ölçülen frekans ve bağıl genlik değerlerinin model tarafından doğrulandığını tespit etmişlerdir.

Momono and Noda'nın (1999) makalesinde rulmanlarda yapı, üretim, taşıma ve diğer faktörlerden kaynaklanan ses ve titreşim özellikleri detaylı olarak incelenmiştir. Rulmanların iç-dış bilezikleri ve bilyelerinde oluşan titreşim frekanslarının matematiksel formülleri, bu titreşimleri oluşturan nedenler ve alınması gereken tedbirler tablo halinde verilmiştir.

Natke and Cempel (1991) çalışmalarında "Arıza, sistemin dinamik davranışını değiştirir" ilkesini kullanarak, arızaları teşhis için oluşturulan modelde dinamik davranıştaki değişimi ön plana çıkarmışlardır. Arızanın bulunması ve yerinin tespitinde değişken fiziksel parametreler ve arızanın boyutuyla ilgili model hassasiyeti bilgisi kullanıldı. Bilginin nadiren bulunduğu ve hesaplama yapılmasına ihtiyaç duyulduğu özel dinamik sistemlerin arızalarının teşhisinde, istatistik analiz ve yapay sinir ağlarının kullanıldığı model temelli yaklaşım büyük rol oynamaktadır.

Orhan (2002) çalışmasında rulmanlarla yataklanmış dönen makine elemanlarında titreşim analizi kullanılarak kestirimci bakım uygulaması gerçekleştirmiştir. Bu amaçla bir çok fan, pompa ve bir kompresörden oluşan makina grubunda periyodik titreşim ölçümleri gerçekleştirilmiş, elde edilen titreşim bilgileri "frekans analizi" metodu ile değerlendirilerek bu makinalarda zaman içinde oluşan dengesizlik, eksen kaçıklığı, mekanik gevşeklik, rulman ve dişli hasarları ilk oluşma anlarında belirlemiştir. Çalışmada makinalar için büyük risk oluşturan arızaların EUB metodu ile etkili bir şekilde belirlenebileceğini tespit etmiş ve elde edilen sonuçların teori ile uyumunu irdelemiştir.

Piotrowski (2001) çalışmasında eksen kaçıklığının önemi ve makine sağlığı üzerine etkilerini araştırdığı çalışmasında, değişik hızlardaki makinalarda eksen kaçıklığı toleranslarını araştırmıştır. Eksen kaçıklığının çok az, orta seviye ve aşırı olması durumunda makinalar üzerinde nasıl bir etki bırakacağını araştırmıştır. Eksen kaçıklığını gidermek için her bir adımın ne kadar süre alacağını ve bu sürelerin nasıl azaltılabileceği hususunda araştırmasını yoğunlaştırmıştır. Diğer bir çalışmasında ise durum izleme esaslı bakım ve ön aktif bakım (Pro-active maintenance) üzerinde bir program geliştirmiştir. Bu program temelde titreşim analizini kullanarak makinalarda eksen kaçıklığını ve topal ayak problemini tespit etmektedir.

Piotrowski (2001) diğer bir çalışmasında ise pompaların uzun süre kesintisiz çalışabilmesi için pompalara uygulanması gerekli bakım sistemlerini araştırmış ve etkili bir erken uyarıcı ve ön- active bakımın nasıl yapılacağını izah etmiştir.

Sekhar and Prabhu (1995) çalışmalarında dönen makinaların titreşimi üzerinde kaplin ayarsızlığının etkisini araştırmışlar. Kaplinde oluşan reaksiyon kuvvetlerine bağlı olarak mil ayarsızlığı, titreşimi oluşturan en büyük sebep olabileceğini kanısına varmışlardır. Yatak ayarsızlığının en önemli belirtisinin 2X titreşim cevapları olduğu genelde kabul edilmiştir. Bir sonlu elemanlar rotor-kaplin-yatak sistemi geliştirmişler ve kaplin koordinasyon sisteminden ayarsızlık etkilerine ulaşmışlardır. 1X cevapların, 2X cevapları önemli derecede etkilemediği yerlerde, model ampirik sonuçlarla uyum içindedir. Bu modeli kullanarak, arıza teşhisi ve makina tasarımı

terimlerinde değişken harmonik değerlerdeki ayarsızlığa bağlı titreşim cevaplarını tahmin etmek mümkün hale gelmiştir.

Taplak (2002) dönen mekanik sistemlerin dinamik davranışının analizini yapmak için, bir "Düz Bağlantılı Rotor Sistemi" imal ederek, çeşitli işletme şartları için sistemi, titreşim parametreleri yönünden araştırmıştır. Deney düzeneği üzerinde belirlenen ölçüm noktalarından düşey doğrultuda titreşim parametreleri, yüksüz ve tek diskli yükleme şartlarında her bir farklı çalışma hızı için elde etmiştir. Sistemden alınan verileri, tur içi ve tur dışı olmak üzere iki grupta incelemiştir. Tur dışı analiz ile sadece sistemin dinamik davranışını, tur içi analiz yardımı ile sistemi arıza parametreleri açısından incelemiştir. Sistemde çeşitli arızalar mevcut iken dinamik davranışını incelemiş, belirli bir çalışma süresi aralığında da meydana gelebilecek arızaları tahmin etmiştir. Çalışmasında ayrıca endüstriyel çalışma şartlarına örnek teşkil edecek şekilde bir mekanizmayı dikkate almış, meydana gelebilecek arızaların tahmini ve bakım öncesi-sonrası titreşim parametrelerindeki değişimi araştırmıştır.

Taylor (1994) makinalarda titreşim analizi ile arıza tespitinin temel ilkelerini, zaman ve frekans analiz tekniklerini açıklamıştır. Titreşim ölçümleri için kullanılan algılayıcı seçim teknikleri ve kullanılan algılayıcı çeşitlerini sınıflandırmıştır. Makinalarda meydana gelen arıza çeşitlerinin ve bunların titreşim analizi ile nasıl tespit edilebileceğini zaman ve frekans grafikleri üzerinde detaylı bir şekilde açıklamıştır. Bütün makinaların ortak elemanı olan rulmanları ayrı bir bölüm halinde inceleyen Taylor rulman arıza frekanslarını, rulman kusurlarını ve rulman arızalarına sebep olan etkenleri detaylı bir şekilde açıklamıştır.

Victor (1991) ise pratik hayatta karşılaştığı titreşim problemlerini titreşim spektrum grafiklerini analiz ederek hataları nasıl tespit ettiğini her bir dönen makine için ayrı ayrı göstermiştir. Kitabının ilk kısmında genel titreşim teorisi hakkında bilgi vermiş daha sonra ise titreşim ölçümü için gerekli çalışma şartlarını tanımlamıştır. Ayrıca titreşim algılayıcı ve veri toplayıcı cihazları hakkında bilgiler vermiştir.

Watts (1993) dönen makina hatalarının tam olarak doğru bir şekilde teşhisi için titreşim spektrun dataları hakkında her üç eksende de bilgi sahibi olunması

gerektiğini belirtmiştir. Eğer makine titreşim spektrum grafikleri doğru bir şekilde analiz edilirse, üç eksende yapılan titreşim ölçümlerinin daha fazla bilgi sağlayacağını çalışmasında belirtmiştir. Ayrıca çalışmasında üç eksenden toplanan data tarafından sağlanan bilgiler ile tek eksenli radyal yönde ve bazen eksenel yönde dataların sağlayacağı bilgilerin karşılaştırmasını yapmıştır. Üç eksenli data toplama, irdeleme ve değerlendirmenin önemsenecek ek bir maliyet getirmediğini yaptığı maliyet analizi ile göstermiştir.

Wang and Kootsookos (1998) çalışmalarında arızalı rulmanlı yatak titreşim sinyallerinin genel bir modelini kurarak, düşük hızlı mil yataklamaları için arıza teşhis tekniği olarak bu modelin verimliliğini araştırmışlardır.

Yudin, Barkov and Azovtsev (1994) çalışmalarında zarflama yöntemini kullanarak rulman arızalarını tespiti nasıl yapılacağını detaylı olarak izah etmişlerdir. Geliştirdikleri model ile rulman arızalarının otomatik olarak program yardımı ile tespit edilebileceğini göstermişlerdir.

BÖLÜM 2 TİTREŞİM TEORİSİNE GİRİŞ

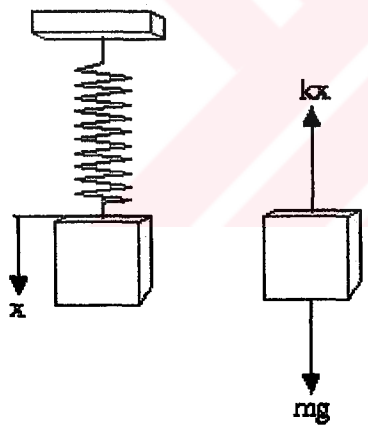
Kütle ve elastisite şartlarına haiz mühendislik sistemleri, izafi hareket yapabilirler. Eğer böyle bir sistemin hareketi, verilen zaman aralığından sonra tekrarlanırsa, böyle bir hareket, titreşim olarak tarif edilir. Diğer bir değişle, Mekanik titreşim bir partikül veya rijit cismin denge konumu etrafında tekrarlı salınımıdır. Genel halde titreşim, istenmeyen ve lüzumsuz bir enerji halidir. Bilhassa makinalarda gürültü yapması, parçaları kırması ve istenmeyen kuvvetleri iletmesi bir gerçektir. Bazı durumlar için ise titreşim istenilir ya da bilerek üretilir. Telli sazlarda, örneğin bağlama ve piyano tellerinde, sarkaçlı saatte, beton dökümünde kullanılan vibratör vb. de titreşim üretilir. Bu tür problemlerde mühendisin görevi, titreşim oluşturmak ve kontrol etmektir. Ancak, dönen makinalardaki ve yapılardaki çoğu titreşimler istenmeyen titreşimlerdir. Eğer dönen makine elemanları dikkatlice dengelenmezse titreşirler. Titreşimler makina ve zeminde hasar meydana getirmelerinin yanı sıra operatörünü de rahatsız eder(Seto,1964;Günay,1998).

Dönen makinaların titreşimlerinin ölçülebilmesi, gerek titreşimin önlenmesi gerekse titreşimin meydana getireceği arızaların önceden tespiti açısından önemlidir. Bu nedenle titreşim frekansı ve genliğini ölçebilecek ve ölçülen bu titreşin değerlerini analiz edebilecek ürünler geliştirilmiştir. Bu cihazlar elektronik ve mekanik cihazlardır. Bu cihazlardan istenilen en önemli özellik mekanik titreşimin elektronik sinyale dönüşümünün en iyi bir şekilde yapılmasıdır. Mekanik titreşimin elektronik sinyale dönüştürmek için kullanılan cihazlar algılayıcı olarak adlandırılır. Algılayıcılar makinanın deplasman, hız ve ivmesini ölçerler. Algılayıcı çıkışı olarak ise makinaların hangi frekanslarda ve genliklerde titreşim ürettiğini verir. Frekans makinanın sorununun ne olduğunu ve genlik ise problemin bağıl şiddetini tarif eder. Titreşim hareketleri harmonik, periyodik ve gelişigüzel olabilir. Bir noktanın düzgün doğrusal hareketinde, eğer noktanın ivmesi, noktanın yörünge üzerindeki sabit bir noktaya olan mesafesi ile daima orantılı ve ivme, devamlı bu sabit noktaya doğru

yönelmiş ise bu noktanın hareketine basit harmonik hareket denir (Seto, 1964). Tüm harmonik hareketler periyodiktir. Bununla birlikte, tüm periyodik hareketler harmonik değildir. Gelişigüzel hareketten kasıt ise makinanın önceden kestirilemeyecek bir tarzda hareket ettiğinin ifadesidir (Taylor, 1994).

2. 1. Basit Harmonik Hareket

Basit harmonik hareket karakteristik olarak sinusoidal veya biraz bozulmuş şeklidir. Tüm harmonik hareket aynı nokta üzerinden sabit zaman dilimlerinde geçerler, yani periyodiktirler. Aşağıdaki denklemde de görüleceği gibi ivmenin yerdeğiştirme ile doğru orantılı olduğunu ve sabit noktaya (denge konumuna) yönelmiş olduğunu görülmektedir. Mühendislik uygulamalarında karşılaşılan çoğu titreşim tipleri bir basit harmonik hareketle temsil edilebilirler. Bunların dışındaki titreşim tipleri de basit harmonik hareketle gerçeğe yakın bir şekilde temsil edilebilir.



$$\ddot{x} = -\frac{k}{m}x \tag{2.1}$$

Şekil 2.1 Kütle–yay sistemi

Denklem 2.1 standart tipte bir diferansiyel denklemdir (homojen, ikinci mertebeden sabit katsayılı lineer bir diferansiyel denklem) ve genellikle

$$\ddot{x} + \omega_n^2 x = 0 \tag{2.2}$$

formunda yazılır. Birimi rad/s olan ω_n katsayısı salınımın frekansı ile ilgilidir. Bu katsayıya doğal dairesel frekans adı verilir ve aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$\omega_n = \sqrt{k/m} \tag{2.3}$$

Denklem 2.2'nin genel çözümü

$$x(t) = B\cos\omega_n t + C\sin\omega_n t \tag{2.4}$$

Denklem 2. 4'deki ifade

$$x(t) = A\cos(\omega_n t - \phi_c) \tag{2.5}$$

veya

$$x(t) = A\sin(\omega_n t - \phi_c) \tag{2.6}$$

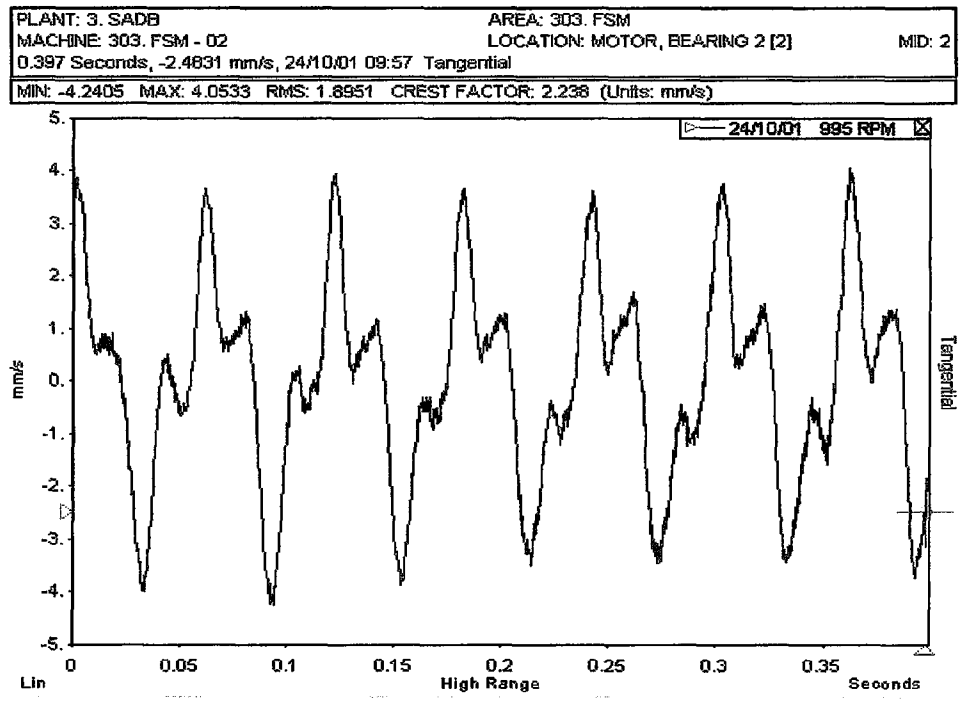
şeklinde yazılabilir. Burada A sistemin titreşim genliğini ϕ_c ise sistemin faz açısını ifade eder (Günay, 1998).

Doğrusal bir sistemde, dönel ekipmanlardaki bir balanssızlık harmonik hareketi oluşturabilir. Bununla birlikte, dişli kutuları, mekanik gevşeklik, rulman arızaları, kaplin ayarsızlığı gibi birçok değişkenli olaylarda titreşim grafikleri sinüs eğrileri şeklinde olmazlar. Sinüs dalgası basitçe bir çevirimin zamana karşı çizilmiş grafiği olduğunu anlamak önemlidir (Taylor,1998).

2. 2. Periyodik Hareket

Titreşimleri periyodik ve periyodik olmayan şeklinde de ikiye ayırabiliriz. Belirli ve eşit zaman aralıkları içinde bütün özellikleri ile aynen tekrarlanan titreşime periyodik titreşim denir.

Periyodik hareket her zaman harmonik hareket olmayabilir. Şekil 2. 2'de yanlış hizalanmış ve kaplin bağlantısında belirli bir gevşeklik bulunan motor kaplininde şaftın her dönmesinde bir çarpmaya sebep olmakta olduğu görülmektedir. Mekanik gevşeklik olan motor kaplininde şaftın her dönmesinde çarpması olayı periyodik olmasına rağmen, harmonik değildir. Zaman tanım bölgesi grafiğinde belirli bir periyotta bir darbenin olduğu grafikten görülmektedir.



Şekil 2.2 Periyodik hareket

2. 3 Gelişigüzel Titreşim

Gelişigüzel titreşim, düzensiz bir tarzda ortaya çıkar ve tüm frekansları içinde barındırır. Gelişigüzel titreşim, tekrar etmeyen herhangi bir harekettir. Gelişigüzel titreşim ses olarak da adlandırılır. Gelişigüzel bir sese ait zaman sinyali verilen aralıkta tüm frekansları ihtiva eder. Makinalarda gelişigüzel titreşimlerin tipik bir kaynağı aşırı mekanik gevşekliktir.

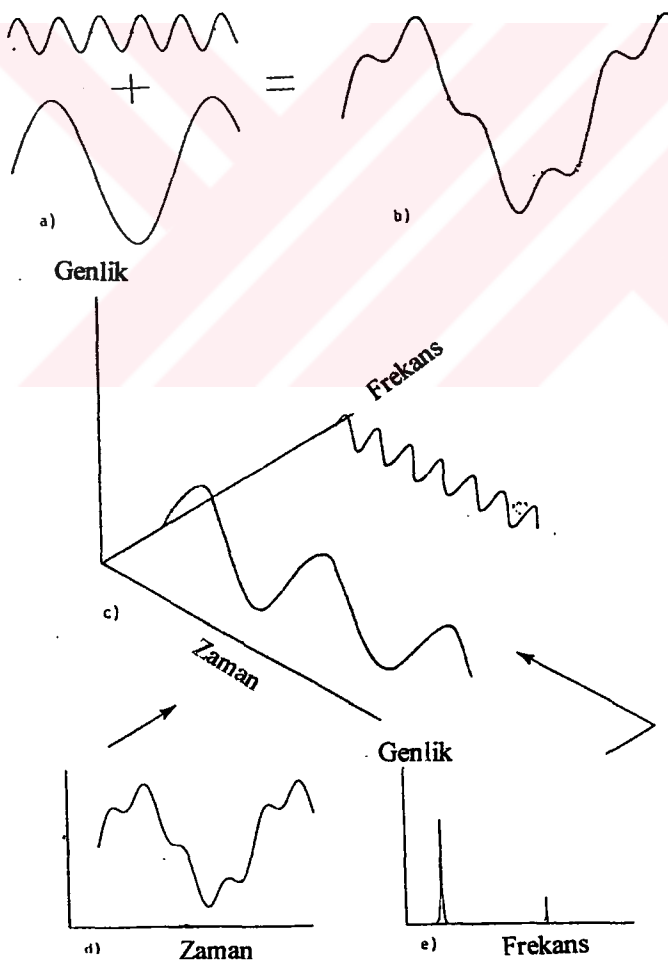
Gelişigüzel titreşimler, düzenli olarak tekrar etmeleri hariç kompleks titreşim sinyalleri ile aynıdırlar. Bu yüzden onların frekanslarını işaretlemek zordur. Makinalarda oluşan sürtünmeler, pompalardaki kavitasyon gelişigüzel titreşimlere neden olurlar.

2. 4 Zaman ve frekans tanım bölgesi

Gerek basit harmonik harekette ve gerekse periyodik harekette gösterilen titreşim grafiklerinin hepsi zaman tanım bölgesindedir. Zaman tanım bölgesinde çizilmiş olan bu titreşim grafikleri x ekseninde zamana karşı y ekseninde titreşim genliği gösterimi

şeklindeydi. Oysa titreşimleri incelemek için başka farklı yollar da bulunmaktadır. Bunlardan biri de frekans tanım bölgesidir. Frekans tanım bölgesi ise frekansa (x ekseninde) karşı titreşim genliğinin (y ekseninde) çizimidir. Zaman tanım bölgesi grafiği dalga formu olarak, frekans tanım bölgesi grafiği ise spektrum olarak adlandırılmaktadır.

Makinaları arıza izlemede frekans tanım bölgesi gösterimi çok güçlü yöntemlerden birisidir. Makinaları tanılama ve EUB cihazları, titreşimleri frekans tanım bölgesinde gösterirler. Fourier, bütün karmaşık harmonik sinyallerin basit sinüs dalgası serileri içerisinde ayrıştırılabileceğini keşfetmiştir. Ayrı sinüs dalgaları birleştiği veya birbirlerine eklendiği zaman, karmaşık sinyaller tekrar meydana gelirler.



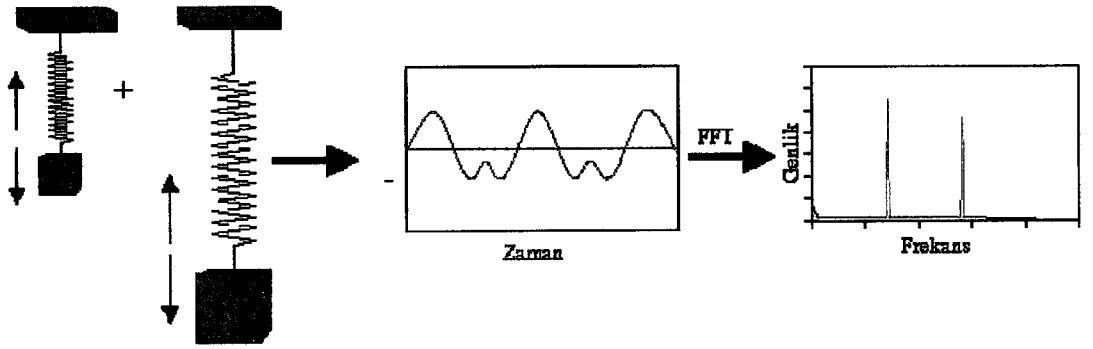
Şekil 2. 3 Titreşim hareketinin frekans ve zaman ekseni görünümü (Victor, 1991)

Şekil 2. 3 sinüs dalgası bileşenleri içersinden karmaşık dalgaları ayırma kavramını göstermektedir. Şekil 2..3.a iki sinüs dalgasını göstermektedir. Bu iki sinüs dalgasının birleştirilmiş hali Şekil 2.3.b'de görülmektedir. Burada genlik zamana karşı değişmektedir. Eğer bu karmaşık dalga modeli sinüs dalgası bileşenlerine ayrılırsa, bu ayırmanın sonucu Şekil 2.3.c'de görüldüğü gibidir. Şekil 2.3.e'deki gösterimde ise genlik frekansa karşı değişim göstermektedir. Her iki sinüs dalgası da genlikleri ile orantılı dik bir çizgi olarak görülür. Bu sinüs dalgaları frekans ekseninde genliği meydana getiren parçanın frekansına yerleşmiştir (Victor, 1991).

Titreşim analizinde, zaman alanı sinyali ve frekans alanı spektrumunun kullanımı doğru analizler için gereklidir. Örneğin; balanssızlık gibi bazı problemlerin analizi zaman alanında teşhis edilebilirler. Fakat dönen makinalardan alınan zaman alanı sinyalleri çok karmaşık olduklarından, bu gibi makinalardan alınan sinyaller frekans alanında analiz edilmelidir (Kirkland, 2000).

Algılıyıcılardan elde edilen zaman tanım bölgesi grafiği titreşim kaynağının büyüklüğü, frekansı ve fazı hakkında bilgiler sağlar. Bununla birlikte bu grafiklerden genlik ve periyod da belirlenebilir. Frekans analizi, sistemdeki titreşim genliği ve hangi frekanslarda bu titreşim tepe değerlerinin oluştuğu hakkında bilgi verir. Şekil 2. 3'de görülen grafikler ve bu grafiklerin bir birine dönüştürülmesinde Hızlı Fourier Dönüşümü tekniği kullanılmıştır.

Şekil 2. 4'de, iki ayrı dönen elamanın olduğu sembolize edilmiştir. Bu sistem üzerinden alınmış zaman ve frekans tanım bölgesi grafikleri görülmektedir. Bu grafiklerden sistem hakkında genel bilgiler, (titreşim genliği, hangi frekansta bu genliklerin oluştuğu vs. gibi) kolay bir şekilde belirlenebilmektedir. Fakat zaman tanım bölgesi dalga formundan bu bilgileri çıkarmak oldukça zor olacaktı. Bu iki grafikten şu görülmektedir ; zaman tanım bölgesinde üst üste konmuş karışık olaylar frekans tanım bölgesinde farklı bileşenlere ayrılmaktadır. Titreşim dalga formu gözle görülemeyen pek çok bilgi içermektedir (Gelen, 1993).

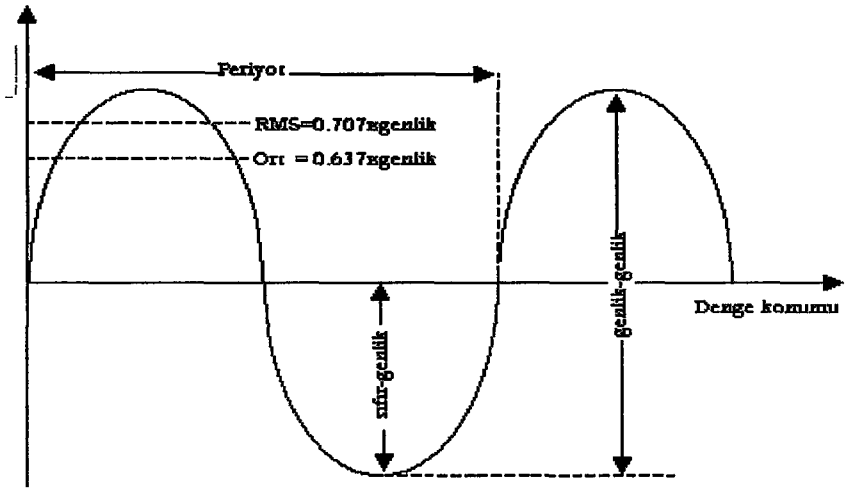


Şekil 2. 4 Zaman ve Frekans tanım bölgesi gösterimi

2. 5 Titreşim Genliği ve Ölçülmesi

Bir kütlenin denge konumundan artı ve eksi yöne yaptığı yer değiştirme miktarına genlik denir. Titreşim genlik seviyesini ifade etmek için dört farklı kavram kullanılmaktadır. Bunlar; sıfır-tepe (Zero-to-peak), tepe-tepe (peak-to-peak), RMS (root mean square) ve ortalama (average) dır. Titreşim genlik seviyelerinin birbirleriyle olan ilişkileri Şekil 2.5'de görülmektedir.

Sıfır-tepe veya tepe genliği sıfır çizgisinden veya denge noktasından pozitif tepe değerinin en üst noktasına veya negatif tepe değerinin en alt noktasına kadar olan mesafedir. Bu tip ölçüm hız algılayıcıları veya ivme algılayıcılarından alınan titreşim seviyesini tanımlamak için kullanılır. Tepe-tepe genliği pozitif tepenin üst noktasından negatif tepenin alt noktasına kadar olan mesafedir. Bu tip genlik ölçümü deplasman genliğinden bahsedileceği zaman çok sık kullanılır. Sinüs dalgası durumunda, tepe-tepe değeri dalga formu simetrik olduğu için tepe değerinin tam olarak iki katıdır.



Şekil 2.5 Titreşim genliği

Root mean square (RMS) genliği dalga formu hız değerlerinin karelerinin ortalamasının kareköküdür. Sinüs dalga formu durumunda, RMS değeri 0,707X genlik değerine eşittir. Bu durum yalnız sinüs dalgası durumunda geçerlidir. RMS matematiksel olarak şu şekilde ifade edilebilir;

$$RMS = \sqrt{\frac{V_1^2 + V_2^2 + V_3^2 + V_4^2 .... V_n^2}{n}} \tag{2.7}$$

Burada; V_i titreşimin harmonik bileşenleridir. n ise titreşimin harmonik bileşenlerinin sayısıdır.

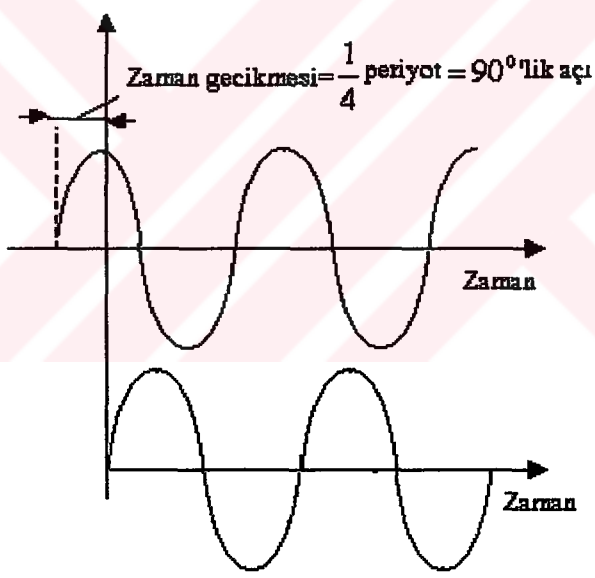
Titreşim sinyalinin RMS değeri titreşim genliğinin önemli kriteridir. RMS değeri dalga formunda güç ve enerjiye ilişkin bütün hesaplamalarda kullanılmalıdır. Makinaların titreşim seviyeleri tanımlanırken, mümkün ise RMS değeri kullanılmalıdır.

Ortalama (average), sinüs dalgası tepesinin 0,637 katıdır. Ortalama değerler analog metrelerle ölçülürler. Ortalama, daha sonra 1,57 sabit çarpan kullanılarak tepe değerine dönüştürülür. Hesaplanan bu değerler yalnız sinüs dalgası ölçümünden doğrudur.

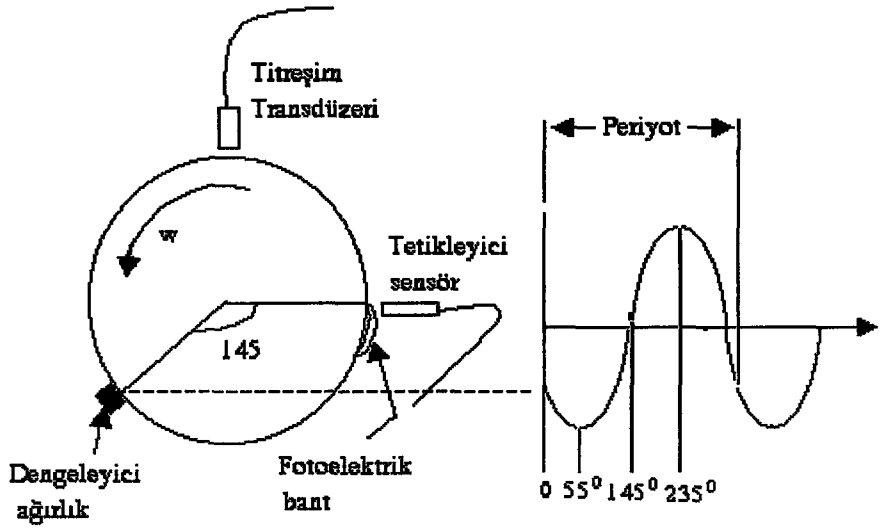
2. 6 Faz Kavramı

Faz iki sinüs dalgası arasındaki izafi zaman farkının ölçüsüdür. Faz tamamen zaman farkı olmasına rağmen, çoğu zaman derece veya radyan cinsinde açı olarak ölçülür. Bu ise, periyoda bakmaksızın bir dalganın bir tam çevirimini tamamlamak için geçen zamanın normalleştirilmesidir. İki dalga formu arasındaki faz ayrılığı genellikle faz kayması olarak adlandırılır.

Titreşim cihazları açıları ölçemezler, fakat onlar zamanı tam olarak ölçebilirler. Faz ölçümünü yapabilmek için çok modern titreşim aletleri tarafından kullanılan yöntem titreşim aralıklarını ölçmek ve hesaplamaları yapmaktır. Faz gerçekte dönme açısına dönüştürülmüş zaman ölçümüdür. Şekil 2. 6'da 90 derecelik faz farkı izah edilmiştir;



Şekil 2. 6 Faz kavramının şekil üzerinde gösterimi



Şekil 2. 7 Faz açısının ölçülmesi

Şekil 2. 7'de ise dönen bir rotorun üzerine balans ağırlığı (heavy spot), tetikleyici sensör ve titreşim algılayıcısının yerleştirilmiş hali görülmektedir. Fotoelektrik bandın geçtiğini fark ettiği zaman tetikleyici sensör zamanı çalıştırmaya başlamaktadır. Daha sonra bu bantla ilişkili olarak faz açısı hesaplanacaktır.

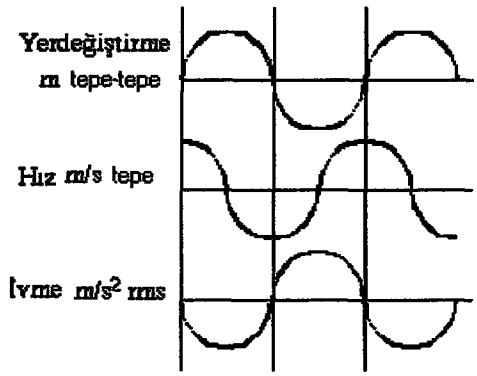
2. 7 Yer değiştirme, Hız ve İvme Arasındaki İlişki

Mekanik sistemlerde titreşimin sebebi sistemdeki istenmeyen kuvvetlerdir. Bu kuvvetlere cevap olarak sistemin hareketi ortaya çıkmaktadır. Mekanik sistemlerin hareketi, yer değiştirme, hız ya da ivme olarak tanımlanır. Diğer bir değişle yer değiştirme, hız ve ivme sistem üzerindeki bazı kuvvetlerin sonucudur. Burada, ilk önce kuvvetin sistem üzerine etki etmesi, arkasından ise buna cevap olarak sistemin hareketi ortaya çıkmaktadır (Victor, 1991).

Mühendislik uygulamalarında titreşim, yer değiştirme (m), hız (m/s) ve ivme (m/s^2) cinsinden ölçülürler. Verilen titreşim frekansında (Hz), yer değiştirme, hız ve ivme arasında belirli bir ilişki bulunmaktadır. Titreşim bu birimlerden birisi ile ölçülür (SKF Tec. Peaper, 1997).

Bir cismin titreşim genliğini ölçmek için titreşim yapan cismin yer değiştirmesine bakılır. Basit harmonik hareket yapan bir cismin yerdeğiştirme grafiği sinüs dalgası

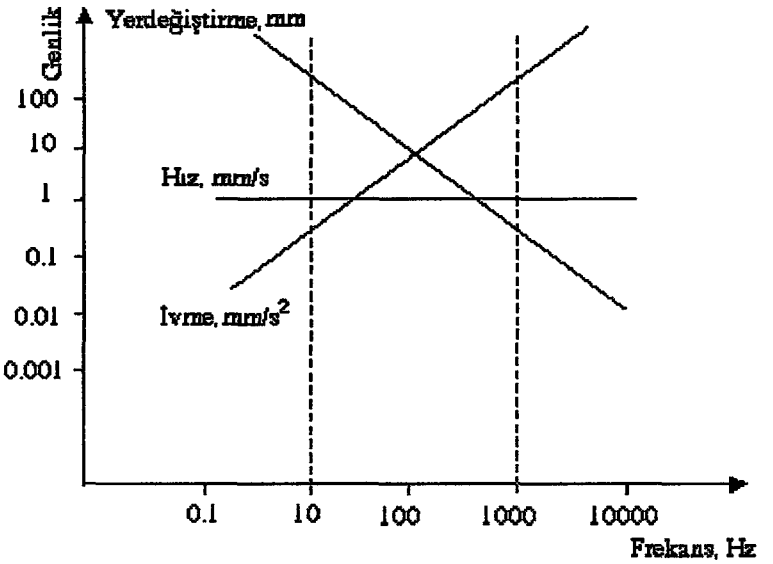
şeklindedir. Hareketin hız ve ivme grafikleri de sinusoidaldır. Yerdeğiştirme maksimum noktada iken, hız, cisim yön değiştirdiği için, sıfır, ivme ise maksimum konumdadır. Yerdeğiştirme denge konumunda iken, hız maksimum durumda ivme ise sıfır olacaktır. Bu durum yerdeğiştirme, hız ivme arasındaki faz farkının 90^0 olduğunu göstermektedir (Crawford and Crawford , 1992).



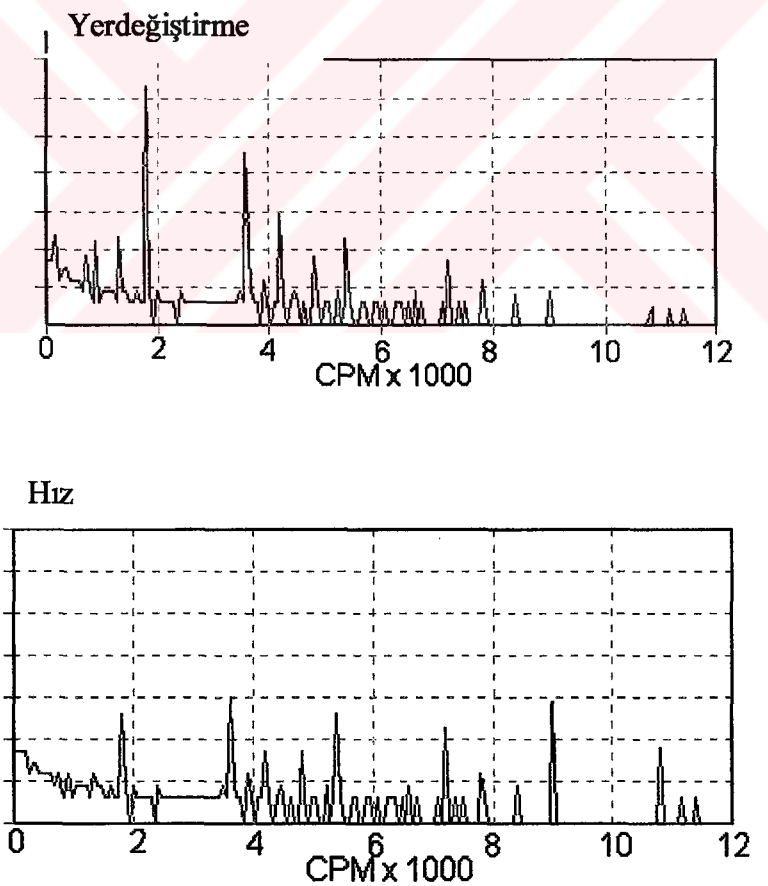
Şekil 2. 8 Yerdeğiştirme, hız ve ivme arasındaki faz açısı ilişkisi.

Şekil 2. 9'da Frekans spektrumunda yer değiştirme ve ivmeye karşılık sabit hız grafiği görülmektedir. Yerdeğiştirme düşük frekanslarda kendisini gösterirken, yüksek frekanslarda kendisini göstermemektedir. Buna karşılık, ivme ise kendisini yüksek frekans bölgesinde gösterirken, düşük frekans bölgesinde kendisini göstermemektedir. Oysa hız için bu durum bütün frekans bölgesinde sabit genlik olarak kendini göstermektedir (Victor, 1991).

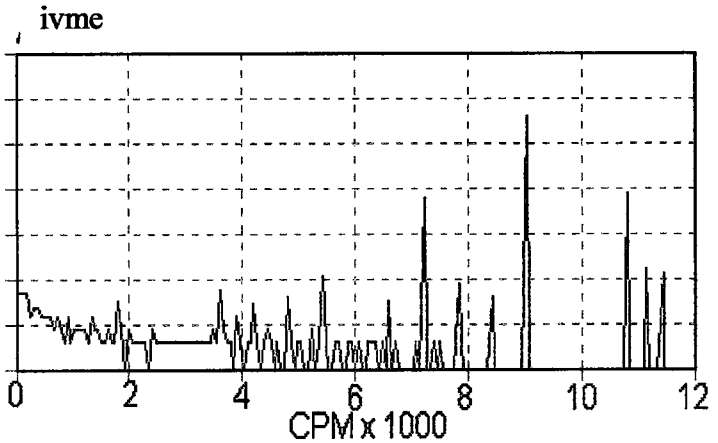
Diğer bir değişle yerdeğiştirme değeri düşük frekanslarda yüksek değerde iken frekans değeri yükseldikçe yer değiştirme değeri düşmektedir. İvme de ise bunun tam tersi olarak frekans değeri yükseldikçe ivme değeri de yükselmektedir. Bu ise bize düşük frekansların yüksek yer değiştirme seviyeleri, yüksek frekansların ise düşük yer değiştirme seviyeleri ürettiğini göstermektedir. Bu yüzden yer değiştirme algılayıcıları düşük frekanslarda ölçüm yapmak için daha çok etkilidir. Hız algılayıcıları frekans cevabı ise 10 Hz-2000 Hz arasında sabittir. Bu frekans aralığında hız algılayıcılarını kullanmak doğru bir tercihtir. Bununla birlikte yüksek frekanslar yüksek seviyede ivme üreteceğinden, 2000 Hz in üzerindeki frekanslarda ivme algılayıcıları kullanılır (Taylor, 1994).



Şekil 2. 9 Sabit hıza karşılık yerdeğiştirme ve ivme titreşim genliğinin değişimi (Taylor, 1994)



Şekil 2. 10 Yerdeğiştirme ve hız Frekans eksenindeki görünümü



Şekil 2. 11 İvmenin Frekans eksenindeki görünümü

2. 8 Mekanik Sistemler

Karmaşık yapılı makinaların titreşim analizinde, titreşim enerjisinin kaynağının ve makina içersinde enerjinin iletildiği yolun düşünülmesi gerekmektedir. Enerji genellikle titreşimin kaynağından enerjinin ısıya çevrildiği enerji sönümleyiciye doğru hareket eder. Bazı durumlarda bu çok kısa bir yol olabilir. Fakat bazı durumlarda ise titreşimin sönümlenebilmesi için titreşim enerjisi çok uzun bir yol kat edebilirler.

Makinadaki en önemli enerji sönüm kaynağı, kayma veya viskoz sürtünmedir. Kayma sürtünmesi makina elemanları arasındaki izafi hareket olarak ifade edilebilir. Viskoz sürtünmeye örnek ise kaymalı yataklardaki yağ filmidir. Eğer bir makina çok az bir sürtünmeye sahipse, o makinanın titreşim seviyesi titreşimi sönümleyecek yapı bulunamadığından oldukça yüksek olacaktır. Diğer taraftan; sürtünmeye sahip makina, enerji hızlı bir şekilde sönümlendiği için düşük titreşim seviyesine sahip olacaktır. Bilyeli rulmanlı (sürtünmesiz rulmanlar olarak da adlandırılırlar) bir makina genellikle kaymalı yataklı, makinalardan daha fazla titreşim yaparlar. Burada yağ filmi enerjinin önemli bir kısmını yutar.

2. 8. 1 Doğal frekans

Herhangi bir fiziksel yapı yay, kütle ve sönüm elemanı ile gösterilebilir. Sistemin sürtünmesiz serbest titreşimi esnasındaki frekansa doğal frekans denir. Sönüm elemanı enerjiyi sönümler, fakat yay ve kütle herhangi bir enerji sönümlemezler. Kütle ve yay, bir sistemin karakteristik doğal frekanslarında rezonans oluşturmak için bir birlerini etkilerler. Eğer bir kütle yay sistemine enerji verilirse, sistem doğal frekansında titreşim yapacaktır. Titreşimin seviyesi hem enerji kaynağına hem de sistemde varolan sönüm elemanına bağlıdır. Sönümsüz kütle-yay sisteminin doğal frekansı aşağıdaki denklem ilen ifade edilir;

$$f_n = \frac{1}{2\pi}\sqrt{\frac{k}{m}} \tag{2.8}$$

Burada f_n: doğal frekans, k: yay katsayısı, m: kütledir. Buradan da görülebileceği gibi; eğer yay katsayısı artarsa, doğal frekans da artacaktır. Tam tersi eğer kütle artarsa doğal frekans azalacaktır. Eğer bir sistem sönüm elemanına sahipse (genellikle bütün fiziksel sistemler sahiptir) bu sistemin doğal frekansı daha düşük olacaktır.

Bir çok sistemler, birden fazla şekil ve doğrultuda titreşebilirler. Sistemlerin kütlesinin, uzayda geometrik yerlerini belirlemek için kullanılan bağımsız değişken sayısına serbestlik derecesi denir. Makinadaki titreşim enerjisi, doğal frekanslarına, sönümlemeye ve enerji kaynağının frekansına bağlı olarak toplam serbestlik derecelerinin hepsine dağılacaktır. Bu nedenden dolayı titreşim makinada üniform bir şekilde dağılmayacaktır. Örneğin elektrik motoru tarafından yol verilen bir makinada titreşim enerjisinin en önemli kaynağı motor rotorundaki balanssızlıktır. Bu balanssızlık ise motor rulmanlarında ölçülebilir bir titreşim olarak kendini gösterecektir. Fakat eğer makina doğal frekansı rotor devrine sahip bir serbestlik derecesine sahipse, motordan çok uzak bir mesafede olsa bile, makinanın titreşim seviyesi oldukça yüksek olacaktır. Makinanın titreşimi ölçülürken bu gerçeğin farkında olmak çok önemlidir. Tatbik edilen dış kuvvetin frekansı ile sistemin tabii frekansının çakışması olayı rezonans olarak adlandırılır. Böyle bir durumda, titreşim sisteminin genliğinin çok artması ve meydana gelecek istenmeyen olaylardan sakınmak için, sistemin tabii frekansı bilinmeli ve ona göre kontrol edilmelidir.

2. 9 Doğrusal ve Doğrusal Olmayan Sistemler

Makina içersideki titreşim iletiminin anlaşılmasına yardımcı olması için, mekanik sistemlerde doğrusallık kavramını araştırmak ve doğrusal-doğrusal olmayan sistemleri tanımlamak, mekanik sistemlerin titreşim analizinin yapılmasında faydalı olacaktır. Sistem, değişik formlarda bir giriş ve uyarıcı kabul edebilen ve bunlara karşılık olarak çıkış ve cevap üreten her hangi bir cihaz veya makinadır. Girişleri titreşim kuvvetleri olan ve çıkışları yer değiştirmeler, hızlar ve ivmeler olan mekanik sistemler bu tip cihazlara örnek olarak gösterilebilir. Tatbikattaki bir çok mühendislik problemleri doğrusal değildir. Bu durumda bir çok tatbikatlar için, doğrusal incelmeler kafi değildir ve doğrusal olmayan diferansiyel denklemleri incelemek gerekir.

2. 9. 1 Doğrusallık tanımı

Matematik modelde durum değişkenlerinin katsayıları sabit ve türevleri birinci mertebeden, birinci dereceden ise sistem sabit katsayılı ya da zamanla değişmeyen doğrusal sistemdir. Katsayıları zamanla değişirse ve türevlerin, durum değişkenlerinin üsleri bir ise sistem doğrusal fakat zamanla değişen sistemdir. Bir sistem doğrusal olabilmesi için aşağıdaki iki kriteri sağlamalıdır;

Bir sisteme x giriş olarak verildiği zaman çıkış olarak X değeri elde ediliyorsa, daha sonra sisteme 2x giriş olarak verildiği zaman çıkış olarak 2X değeri elde edilmelidir. Diğer bir değişle, sistem çıkışının büyüklüğü sistem girişinin büyüklüğü ile orantılı olmalıdır.

Eğer bir sistemde giriş x olduğu zaman çıkış olarak X değeri elde ediliyor ve giriş y olduğu zaman çıkış olarak Y değeri elde ediliyorsa ve daha sonra sisteme giriş olarak x+y verildiği zaman çıkış olarak X+Y elde edilmelidir. Diğer bir değişle, sistem eşzamanlı olarak bağımsız bir şekilde iki girişi idare etmelidir. Sistem içinde bu iki giriş birbirlerini etkilememelidir. Burada anlatılmak istenen şudur; doğrusal bir sistem girişi ile orantılı olmayan herhangi bir çıkış üretmemelidir (Sarıoğlu, 1995 ; Yüksel, 1991).

2. 9. 2 Doğrusal olmayan sistemler

Gerçek sistemlerde mükemmel bir şekilde doğrusallık var olmaz. Dorusal olmayan pek çok farklı tipleri bulunmaktadır. Mekanik sistemin matematik modelinde durum değişkenlerinin üsleri birden farklı ise ya da durum değişkenlerinin çarpımları geliyorsa, türevlerin üsleri birden farklı ise sistem doğrusal olmayan sistemdir. Diğer bir değişle sistem doğrusal değilse, girişi olmayan çıkışlar üretecektir (Sarıoğlu, 1995; Seto, 1964).

2. 9. 3 Döner sistemlerde doğrusal olmama durumu

Önceki bölümlerde belirtildiği gibi, makinanın titreşimi, makinada dönen hareket yapan parçaların ürettiği kuvvetlerin çıkış cevabıdır. Bu titreşimler makinanın değişik bölgelerinden ölçülen ve titreşim değerlerinden kuvvetlerin büyüklüğü hakkında bir sonuç çıkarılır. Titreşim frekanslarının ölçülmesinde, sistemin cevapları gibi kuvvetlerinde aynı frekanslarda oluştuğunu ve titreşimlerin seviyelerini (genliğini) de kuvvetlerin büyüklüğü ile orantılı olduğu varsayılır. Bu varsayım ile zorlayıcı fonksiyonların cevabının da doğrusal olduğu varsayılır ve bu çoğu makinalar için makul bir varsayımdır.

Bununla birlikte makina aşınması ve boşluğu arttığında, veya eğer makinadaki çatlaklıklar ve parça boşlukları sürekli ilerleme gösteriyorsa, bu makinanın cevabı uzun süre doğrusal olmayacaktır. Bunun sonucu olarak, ölçülen titreşimler zorlayıcı fonksiyonlardan oldukça farklı karakterlerde olacaktır. Örneğin, balanssız bir rotor rulmanın dönme (1XRPM) frekansında sinusoidal bir kuvvet verir ve bu kuvvet diğer frekanslarda oluşmaz. Eğer makinanın mekanik yapısı doğrusal değilse, sinusoidal kuvvet bozulacak ve titreşimin sonucu 1XRPM'de olduğu gibi 1XRPM'in harmoniklerinde de olacaktır. Titreşim harmonik içeriklerinin büyüklük ve boyutu makinanın doğrusal olmama derecesinin ölçütüdür.

Esnek kaplinler, kaplin ayarsızlığı olduğu zaman doğrusal değildir ve bu ise onun titreşim grafiğinde 1X RPM'in güçlü ikinci harmoniğini içermesi olarak sonuçlanır. Aşınmış kaplinler, (kaplin ayarları yapılamaz) 1XRPM'in güçlü üçüncü

harmoniklerini üretirler. Farklı frekanslarda hareket eden kuvvetler makinalarda doğrusal olmayan yollarla birbirlerini etkilediği zaman, tanımlanamayan yeni frekanslar ortaya çıkarırlar. Bu yeni frekanslar kusurlu dişli kutuları ve bilyeli rulmanların spektrumlarında bulunan yan bantlardır (Gelen, 1993).

2. 9. 4 Makine titreşim spektrumlarının değerlendirilmesi

Çoğu makinalar, makinanin geometrisi ve hızı tarafindan tanımlanan titreşimin sebep olduğu frekans bileşenlerine sahiptir. Makinanın titreşim grafiğinde, 1XRPM harmonikleri gibi, zorlayıcı frekanslardan daha çok diğer frekansların var olması doğrusal olmama durumunu gösterir. Örneğin; makina aşındığı zaman, boşluklar daha fazla olacak ve bunlara bağlı olarak ise, makinanin titreşim grafiği, üretilen harmonikler ve yanbantlardan dolayı daha karmaşık olacaktır.

Zamanla, makina titreşim seviyesindeki değişim grafiğinde, zorlayıcı frekans seviyesindeki değişim mekanizmadaki bir değişimi gösterir. Fakat bu değişim makinadaki bir arızayı göstermez. Örneğin, motor rulmanındaki 1XRPM'deki artma balanssızlık durumunun arttığın gösterir. Eğer 1XRPM harmonikleri ortaya çıkmaya başlarsa, bu rulman boşluğunun artması, mekanik gevşeklik veya yapıdaki çatlaklık gibi arızaları gösterir. Bu yüzden, güçlü 1XRPM titreşimi balanssız rotor anlamındadır. Fakat 1XRPM'in harmoniklerinin ortaya çıkması rulman ve makinanın diğer bölgelerinde arızaların varolup olmadığını kontrol etmek gerektiği anlamına gelmektedir (Gelen, 1993).

Makinaların titreşim spektrumlarını değerlendirirken, titreşim harmoniklerinin ve yanbantların hangi frekanslarda ortaya çıktığını net olarak belirlemek gerekmektedir. Ayrıca harmoniklerin titreşim eğilimlerini periyodik olarak takip etmek gerekmektedir.

BÖLÜM 3. BAKIM YÖNTEMLERİ

Makina bakım yöntemleri son 25 yılda büyük bir gelişme göstermiştir. Yıllar geçtikçe herhangi bir makinanın ya da bir motopompun çalışma performansının analizi, ne zaman bozulabileceğinin kestirilebilmesi büyük önem kazanmıştır. Klasik analiz teknikleri duyu organlarını kullanma esasına dayanır. Bunlar görme, duyma, dokunma, koklama şeklinde bir bozulma ya da durmaya neden olabilecek farklı çalışma durumlarını saptama yoluna dayanmaktadır. Geleneksel olarak kontrol ve bakım personeli görmeye, dokunmaya dayanan yağ kontrolü, titreşim, gürültü gibi semptomları izler ve değerlendirir. Bu gibi yaklaşımlar makinanın arızalı olup olmadığını anlama konusunda fayda sağlayabilir, ancak motopomp yada makina tam olarak bozulana dek sorunun ne olduğu hakkında bize hatasız ve güvenilir bilgi veremez. EUB yöntemi ise makina hakkındaki gerekli tüm detaylı bilgileri grafiksel olarak vermektedir (Eyvazian, 1994;Johnson, 1988). Ayrıca gelişen teknoloji ile üretilmiş makinaların eski bakım sistemleri ile serviste tutulabilmeleri düşünülemez. Bakım sistemleri de güncel teknoloji ile paralel olarak gelişmelidir.

İşletmelerin ekonomik gelişmeye yeterince katkıda bulunabilmesi için verimli bir düzeyde çalıştırılması gerekir. Tesislerdeki mekanizasyonun ve otomasyonun yaygınlaşması, işletmelerin bakım onarım sorunlarını daha bilinçli olarak ele almasını zorunlu hale getirmektedir.

Çalışmanın bu bölümünde çağdaş endüstrilerde uygulanan ileri teknolojik bakım yöntemi olan EUB üzerinde durulmakla birlikte diğer bakım türlerine de kısaca göz atılacaktır. Tesislerde uygulanan bakım sistemlerini ayrı ayrı ele almadan önce bakım sisteminin amacının ne olduğuna bir göz atmak gerekmektedir.

3.1 Bakım Sisteminin Amacı

Her hangi bir bakım sisteminin en önemli amacı, makinaların arızalanmalarını minimuma indirgemek ve mümkünse tamamen önlemektir. Çok sık meydana gelen önemli arızalar makina üzerinde önemli çevresel zararlara sebep olacak ve onarım maliyetini aşırı derecede artıracaktır. Makinalarda meydana gelen arızaları tamamen ortadan kaldırmak pratik olarak şu an için mümkün olmamakla birlikte bu duruma sistematik bir bakım anlayışıyla yaklaşılabilir (Gelen, 1993).

Bakım sisteminin ikinci amacı bakım ihtiyaçlarını önceden tahmin edebilmek ve bu ihtiyaçları tam olarak planlayabilmektir. Eğer bu iki durum gerçekleştirilebilirse yedek parça stoku minimize edilecek ve arızayı gidermek için fazla zaman harcanmayacaktır. Bu ise bu çalışmanın ana ilkelerinden birini oluşturmaktadır (Lipovszky, 1990).

Bakım sisteminin üçüncü amacı ise çalışma süresinde oluşacak arıza olaylarının azalmasının sebep olacağı ürün artışıdır. Ayrıca kritik makinaların duruş zamanlarını azaltmak vasıtasıyla sistemin çalışma kapasitesini maksimum düzeyde korumaktır. İdeal olan, bütün makinaların bakım yöntemi aracılığı ile çalışma koşullarının bilinmesi ve periyodik olarak belgelenmesidir (Bognatz, 2000).

3.2 Bakım Sistemleri

İşletmelerde genel olarak üç tür bakım yöntemi uygulanmaktadır. Aşağıda bu bakım türleri kısaca izah edilmiştir.

3. 2. 1 Arıza sonrası bakım

Arıza sonrası bakım bazen "kriz bakımı", diğer bir değiş ile "heyecanlı bakım" olarak da adlandırılır. Makinaları arıza oluşuncaya kadar çalıştırıp, arızalandığında tamir yoluna gitmeyi esas alan bu sistem bakıma ayıracak kadro ve parası olmayan küçük işletmelerde, çok sayıda yedeği bulunan işletmelerde ve esas olarak henüz işletme planlamasını yapacak teknik düzeye ulaşmamış işletmelerde uygulanan

sistemdir. Bu bakım sistemi, işletmelere uzun bir süreden beri hakim olmuş bakımcılığın en ilkel sistemidir. Arıza sonrası bakım yöntemi, işletmelerde önemi az olan ekipmanların bozulduktan sonra tamir edilmesi felsefesine dayanır. Bu bakım sisteminin masrafı; önceden planlanmadığı, makinaya zarar verdiği ve fazla zaman aldığı için oldukça yüksektir. Bu sistemde bakım ekibinin fonksiyonu, arızalar ortaya çıktıkça onları gidermektir. Bu da bakımın ve bakım bölümünün makina arızaları tarafından kontrol edildiği anlamına gelmektedir.

Arıza sonrası bakım sisteminin en büyük zarar kaynağı ikincil arızalardır. Bu sistemle çalışan işletmelerde ufak bir rulman yüzünden bir motor yanabilir. Ayrıca arızanın ne zaman meydana geleceği bilinmediğinden gerçek bir faaliyet planlaması yapmak mümkün olamaz.

Çalışmanın gerçekleştirildiği İSKİ'de ve diğer sanayi kuruluşlarında bu bakım sisteminden tamamen vazgeçmek imkanı bulunmamakla birlikte amaç bu bakım sistemi ile gerçekleştirilen bakım oranını minimuma indirgemektir. Çünkü bazen basit arızalar umulmadık arızalara sebebiyet verebilirler.

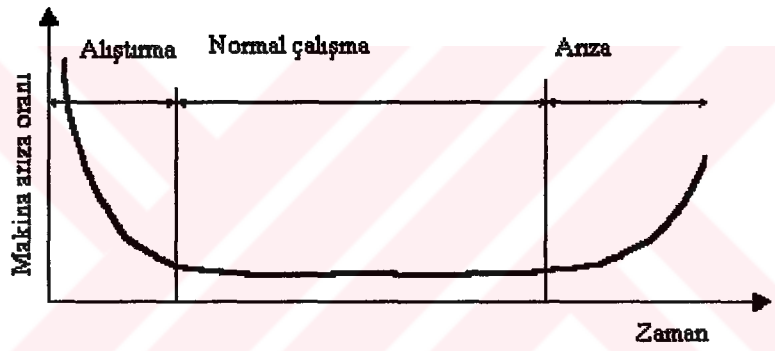
Arıza sonrası bakım sisteminin dezavantajları şu şekilde özetlenebilir;

- Efektif bir koruyucu bakım planlamasının yapılamaması,
- Tamir için gerekli duruşların genellikle uzun olması, dolayısıyla üretim kayıplarının artması,
- Hasarın ne zaman, hangi ekipmanda meydana geleceği bilinmediğinden gerekli yedek ekipman stokunun fazla olması,
- Bu bakım sisteminde bakım maliyetinin yüksek olması,
- Üretim planının aksaması,
- Hasara uğrayan parçanın, bağlı olduğu diğer parçalara da etki ederek onları da hasarlı hale getirebilmesi.

3. 2. 2 Periyodik koruyucu bakım

Endüstriyel olarak gelişmiş ülkeler, servis sürecinde oluşmaya başlamış, hasara neden olabilecek hataların, basit düzeltici koruyucu bakım önlemleri ile önlenerek,

hasar oluşma sürecinin uzatılabileceğini fark etmişler ve buna bağlı olarak periyodik koruyucu bakım adını verdikleri bakım sistemini geliştirmişlerdir. Koruyucu bakım, makinaların imalatçısı tarafından önerilen ve gerekirse çalışma şartlarına göre ayarlanan periyotlarda durdurulup bakımının yapılması işlemidir. Günümüzde ortalama bir zamandan sonra benzer makinaların çoğunun tahmin edilebilecek arızaları sergilediği bilinmektedir. Bu durumda periyodik koruyucu bakımın rolü, istatistiki olarak olması beklenen arızalar çıkmadan önce planlanarak bakımının yapılmasıdır. Bu durum çalışma sırasındaki arıza oranı ile ilgili "küvet eğrisi" olarak adlandırılan grafikle izah edilmiştir. Bu eğri işletmenin bütün makinalarına uygulanır, eğrinin mantığı iyi şekilde kavranırsa, periyodik koruyucu bakım sistemi işletmeye en iyi şekilde uygulanacaktır (Piotrowski, 2001).



Şekil 3.1 Makina arıza küvet eğrisi

Hiçbir arızası olmayan makinanın durdurulması üretimi bir süre aksatacaksa da üretim sürerken doğacak ve ikincil arızalara sebep olabilecek arızaların önüne geçilmiş olacaktır. Koruyucu bakım; yağ ve filtre değiştirme, periyodik temizlik ve bakım gibi işlemleri içerir. Bakım işlemi makinaların çalışma süreleri, üretilen parçaların sayıları vb. parametreler baz alınarak planlanmalıdır.

Periyodik koruyucu bakım sisteminin ana amacı işetmede kullanılan makinaların sürekli olarak aynı güvenilirlikte kalmasını sağlamaktır. Çalışmanın yapıldığı İSKİ terfi merkezlerinde bu bakım haftalık, aylık, 6 aylık ve yıllık olarak düzenli bir şekilde yapılmaktadır. Bu bakım sisteminin getirdiği avantajlar; düzenli ve sürekli

bakım organizasyonunun sağlanması, beklenmeyen arızaların ortaya çıkma sıklığının azalması, makina ve ekipmanların faydalı kullanım ömürlerini artırmasıdır.

Ayrıca makina parçalarında üretim hatası, montaj hatası gibi sebeplerden dolayı değiştirilmesi planlanan periyotlardan önce arıza çıkabilir. Böyle bir durumda sistem özelliğini kaybederek arıza sonrası bakım niteliğini almaktadır. Bunu önlemek için bakım ve değiştirme periyotları kısa tutulmakta, dolaylı olarak daha uzun süre ihtiyacı karşılayacak bir parça gereksiz yere değiştirilmektedir. Bu ise bakım onarım masraflarını artırıcı bir özelliktir.

Koruyucu bakım, arıza sonrası bakıma kıyasla daha gelişmiş bir korumadır. Fakat aşırı duruş zamanı oluşturması, arızalı parçalar ile beraber durumu iyi olan parçaların da gereksiz yere değiştirilmesi sebebiyle yüksek harcamalara sebep olması ve makinayı oluşturan parçaların ömürlerinin farklı oluşu dolayısı ile beklenmeyen arızalardan kaynaklanabilecek üretim kayıplarının tam olarak engelleyememesi dezavantajlarındandır (Gelen, 1993;Piotrowski, 2000).

3. 2. 3. Erken uyarıcı bakım (Kestirimci bakım)

EUB makinaların çalışırken performansının izlenmesi esasına dayanır. Bu bakım yöntemi bakım teknolojisindeki son gelişmedir. EUB yönteminde makinalar sürekli bir şekilde izlenirler, bu izleme sadece makinaların ne zaman arızalanabileceğini tahmin etmeyi değil aynı zamanda niçin arızalandığını tahmin etme imkanı da verir. Bu bakım teknolojisi makinalar arızalanmadan önce çoğu makina parçalarının bazı uyarı tipleri vermesi gerçeğine dayanmaktadır. EUB teknolojisinin yararlandığı uyarı tipleri başta titreşim analizi olmak üzere, yağ analizi, sıcaklık analizi, aşınma analizi, basınç analizi ve elektrik motoru akımının izlenmesidir. Titreşim arıza belirleme parametresi olarak pompa ve elektrik motorlarında en çok görülen tipik arızaların hemen tamamını önceden ikaz etmeleri nedeniyle kullanılmaktadır. Diğer uyarı tipleri tek başına kullanıldığında, sınırlı sayıda arıza tipinin belirlenmesi söz konusudur (Tablo 1). Bu durumda farklı bir arıza nedeniyle beklenmedik duruşlarla her an karşılaşılabilir.

Tablo 3.1 Makinaların çalışma şartlarını belirleyen tablolar (Köse, 1988)

PARAMETRELER / ARIZA NEDENİ	Sıcaklık	Basınç	Sızdırmazlık	Yağ Analizi	Elektrik Akımının İzlenmesi	Titreşim
Dengesizlik					√	√
Mil Eğilmesi Eksen Kaçıklığı	√				√	√
Rulman Arızaları	√			√		√
Kaymalı Yatak Arızaları	√	√	√	√		√
Dişli Arızaları				√		√
Mekanik Gevşeklik						√
Elektrik Motoru Arızaları	√				√	√
Hidrolik ve Aurodinamik Arızalar		√				√

Yukarıdaki tablodan da anlaşılacağı üzere uyarıcı bakım sisteminde en etkili parametre titreşimdir. Bundan dolayı çalışmada uyarıcı bakım parametresi olarak titreşim seçilmiştir. İSKİ Pompa Terfi Merkezleri (PTM) bünyesinde bu çalışma ile uygulamaya başlatılan uyarıcı bakım sistemi çerçevesinde PTM'deki motopompların titreşim ölçümleri belirli bir plan çerçevesinde yapılmaktadır.

Bu çalışma ile İSKİ bünyesinde uygulamaya konulan EUB sisteminin işletmeye sağlayacağı faydalar aşağıdaki gibi özetlenmiştir;

- Gereksiz duruşlar ve beklenmeyen arızaları önlediği için pompa ve elektrik motoru güvenliğini maksimuma çıkarır.
- Su ihtiyacının yoğun olmadığı saatlerde bakım imkanı vereceğinden dolayı plansız duruşları minimuma indirir.
- Bakım ve kontrol aralıklarını genişletir.
- Kaynağı ve ne olduğu bilinen bir problem üzerinde çalışma olanağı verir. (Pompa ve elektrik motoru durdurulmadan arızanın ne olduğu bilinmektedir.)
- Bakım süresini kısaltır.

- Pompa ve elektrik motorunun ömrünü uzatır.
- Bakım harcamalarında önemli tasarruf sağlar.

İyi bir EUB programı işletme bünyesinde bulunan ekipmanların önemliliklerinin tanımlanması ile başlamaktadır (Crawford, 1992). Bundan dolayı yapılan bu çalışmada İSKİ bünyesinde bulunan pompa terfi merkezleri kritik ve kritik olmayan merkezler olarak iki gruba ayrılmıştır. Kritik merkezler olarak tanımlananlar hamsu terfi merkezleri (bunlar baraj ve göllerdeki terfi merkezler) arıtma tesislerindeki terfi merkezleri ve isale hatları üzerinde bulunan ana terfi merkezleridir. Bu terfi merkezlerindeki bir motopompun durması yüzbinlerce insanın susuz kalmasına sebep olabilecektir. Kritik olmayan terfi merkezleri ise çeşitli semtlerdeki terfi merkezleridir. Bu terfi merkezlerindeki bir motopompun durması belli bir mahalleyi etkileyecektir.

3. 2. 3. 1. Erken uyarıcı bakım sistemi algoritması

a) Programa alınacak pompa ve motorların listelenmesi
   - Kritik motopompların belirlenmesi
   - Yerleşimlerine göre motopompların gruplar halinde listelenmesi

b) Her motopomp için ölçüm alınacak noktaların ve yönlerinin belirlenmesi

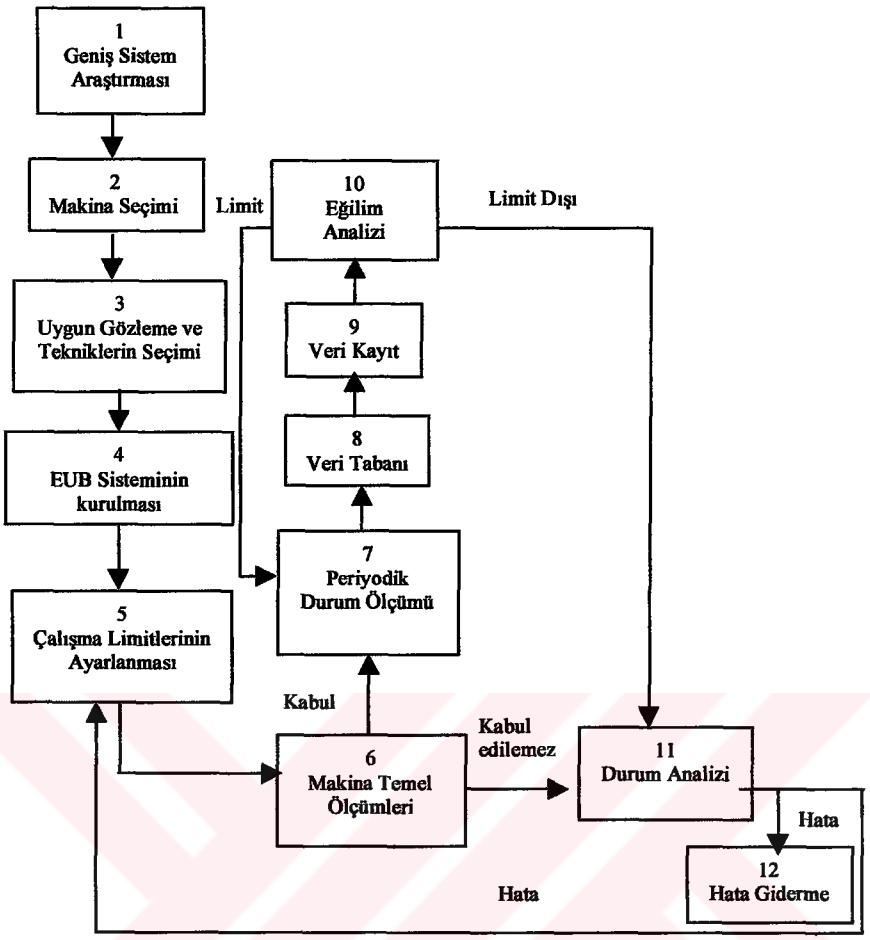
c) Belirlenen her noktada hangi ölçümün yapılacağının belirlenmesi.

d) Her motopomp için geçerli titreşim alarm seviyelerinin belirlenmesi.

e) Motopompların temel ölçüm değerlerinin alınması.

f) Ölçümler arasındaki zaman aralığının belirlenmesi.

Çalışmada bu algoritmalar tek tek tanımlanmıştır. Bu tanımlamalar ileriki bölümlerde detaylı olarak anlatılacaktır. Şekil 3.1 de EUB sistemi için önerilebilecek bir algoritma şeması görülmektedir.



Şekil 3. 2 EUB algoritma şeması (Köse, 1988)

3. 3. EUB Sisteminde kullanılan parametreler

3. 3. 1. Titreşim

Tablo 1'de belirtildiği gibi döner hareket yapan motor ve pompalarda durum değerlendirmesi yapımında ölçülen ve analiz edilen titreşim bilgileri en önemli ve en değerli parametredir.

Tezin bundan sonraki bölümlerinde EUB sisteminin en önemli parametresi olan titreşim analizi üzerinde durulacaktır. Öncelikle titreşim ölçümlerinin yapılacağı elektrik motoru ve pompa üzerinde titreşim ölçüm noktaların tespiti, titreşim ölçüm yönlerinin belirlenmesi ve ölçüm periyotları EUB mantığı açısından önemlidir.

Mekanik, akışkan ve elektriksel kaynaklı problemlerin tüm görünüş şekilleri, görüldüğü frekans ve genlikleri ile birlikte ortaya konup elektrik motoru ve pompalara ait arızaların sistem durdurulmadan nasıl tespit edilebileceği gösterilecektir.

3. 3. 2 Sıcaklık

EUB parametrelerinden önemli bir tanesi de sıcaklık ölçümüdür. Sıcaklık ölçümü, mekaniksel durumun ya da rulman gibi özel parçalara uygulanmış olan yükün tespiti için işe yarar bir parametredir. Elektrik motoru ve santrifüj pompalarda rulman yataklarına yerleştirilmiş olan sıcaklık ölçer ile rulman veya yağdaki sıcaklık değişimlerinin incelenmesi problemlerin erken fark edilmesine olanak sağlar.

Tez çalışması sırasında özellikle rulman yataklarındaki sıcaklık değerleri göz önüne alınmış fakat sıcaklık analizi üzerinde belli bir çalışma gerçekleştirilmemiştir. Rulmanlarda aşırı ısınma bir problemin varlığının göstergesi olduğundan böyle durumlarda o motopomp üzerinde titreşim ölçümleri yapılarak rulman yataklarındaki ısı artışının sebepleri tespit edilmiştir.

3. 3. 3 Yağ analizi ve partikül aşınma analizi

EUB sisteminde faydalanılan diğer bir parametre ise yağ ve partikül aşınma analizidir. Bu parametreler özellikle dişli kutuları, rulmanlar ve kaymalı yatakların performansının izlenmesinde önemlidir. Yağdaki yabancı maddelerin miktarındaki artış yağın yağlama özelliklerinin azalmasına neden olur. Bu ise dişli kutularındaki dişlilerin, rulmanların ve kaymalı yatakların aşınmasına neden olur.

Ayrıca yağdaki metalık partiküller analiz edilerek hangi parçanın tahrip olduğu ve aşınma miktarı belirlenir. Fakat bu tahribatın nedeni ise tam olarak belirlenemez. Bu ise yağ analizi ve partikül aşınma analizinin zayıf noktasıdır (Gelen, 1993;Johnson, 2000).

3. 3. 4 Elektrik akım analizi

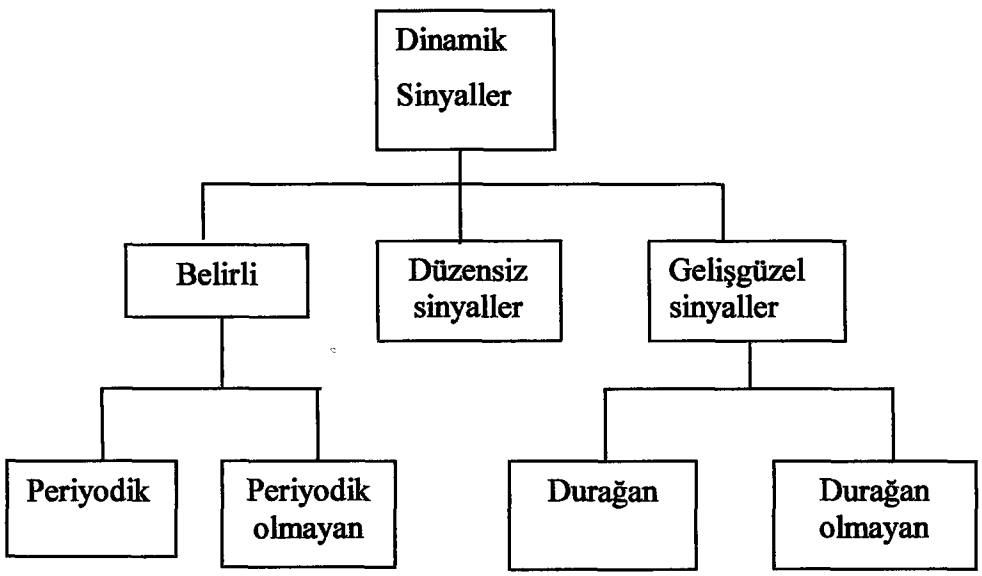
Elektrik motorunun çekmiş olduğu akımın grafiğinin izlenmesi olayıdır. Elektrik motoru çalışırken rotor çubuklarındaki çatlakların ve kırıkların tespitinde çok kullanışlı bir parametredir. Elektrik motoru statorlarının elektrik kaynağı testi henüz başlamakta olan elektrik yalıtımı arızası için kullanılır (Gelen, 1993).

EUB sisteminin işletmelere en iyi bir uygulanabilmesi için bu yöntemde kullanılan parametrelerin hepsinin uygulamaya geçirilmesi gerekir. Tablo 3. 1'de belirtildiği gibi bütün arızaların tespitinde titreşim en belirleyici parametre olduğundan çalışmamızda bu yöntem üzerinde durulacaktır.

BÖLÜM 4 SİNYAL ANALİZİ VE ERKEN UYARICI BAKIM

Fiziksel olayları anlamak için modern mühendislik bilgilerine ihtiyaç vardır. Bu fiziksel olay çoğu zaman çalışma şartlarında sistemin bütün özelliklerini içeren bir matematiksel model varsayılarak irdelenir. Çalışma şartları altındaki çoğu sistemler dinamik sistemlerdir. Dinamik karakteristikler doğrudan tanımlanamazlar fakat çoğu verilen girişler için sistemin cevabı gözlemlenerek kestirilebilir. Bundan dolayı, dijital sinyal analizi sistem analizi içinde önemli bir yer oluşturur.

Sistem tanımlama için kullanılabilecek sinyaller Şekil 4.1'de görüldüğü gibi sınıflandırılabilirler. Dinamik sinyaller belirli, düzensiz ve gelişigüzel sinyaller olarak sınıflandırılır. Düzensiz sinyaller son zamanlarda gelişigüzel ortaya çıkan sinyallerin belirli metotlarla kontrol edildiği olaylarda fark edilmiştir. Düzensiz sinyallerle gelişigüzel sinyaller arasındaki fark açık bir şekilde bulunana kadar bu sinyaller sinyal analizlerinde gelişigüzel sinyaller olarak tanımlanacaktır. Belirli sinyaller ya periyodik ya da periyodik olmayan şekilde ikiye ayrılırlar. Gelişigüzel sinyaller ise durağan ve durağan olmayan şekliyle ikiye ayrılırlar (McConnel, 1995).



Şekil 4. 1. Sinyal Tipleri

Sinyal işlemeden amaç, sinyallerden elde edilebilecek azami bilgiyi elde etmek olduğu için, sinyalleri birkaç tanım bölgesinde incelemek çok faydalıdır. Fakat ölçülebilen sinyaller zaman tanım bölgesi fonksiyonlarıdır. Bu sinyallerin frekans içerikli olanlarını incelemek için, frekans tanım bölgesinde sinyalleri araştırmak daha kolaydır. Bu sinyaller zaman tanım bölgesinden frekans tanım bölgesine kolay bir şekilde dönüştürülmelidir. Bunun için en kullanışlı yöntem fourier dönüşümüdür. Bundan dolayı, sinyal işlemede ana başlıklardan birisi Fourier dönüşümüdür (Heylan, 1995;Hoffman, 2000). Dijital frekans analizörlerinin gelişmesindeki en önemli etken FFT algoritmasının geliştirilmesidir. Dijital frekans analizörler, yüksek performans ve çok yönlü olmaları, bilgisayar kullanma esasına dayanan veri elde etme sistemlerinin artması ve maliyeti önemli ölçüde azaltmasından dolayı çoğu uygulamalarda analog analizörlerin yerine geçmektedir (McConnel, 1995).

Bu bölümde dijital frekans analizörlerinin temel yöntemleri ve FFT'nin temel özellikleri tanıtılmıştır. Örneklenmiş bir kaydın zaman tanım bölgesinden frekans tanım bölgesine dönüştürüldüğünde neler olduğu gösterilmiştir. Zaman kayıt uzunluğunun, FFT çizgilerinin frekans tanım bölgesinde birbirine ne kadar mesafe ile yerleşeceğini gösterirken, örnek sayısının da frekans tanım bölgesindeki çizgi sayısını belirlediği ifade edilmiştir.

Ayrıca FFT dönüşümünde istenmeyen karakteristikler olan kayma, dışarıya taşma, sızma gibi durumların ne olduğu tanıtılmış, bu tür problemlere çözümler olan pencereleme yöntemi tanıtılmıştır. Son olarak yüksek çözünürlüklü ölçüm yapmak için gerekli şartlar ve ortalama alma tekniği tanıtılmıştır (Eshleman, 1996).

4. 1. Dijital Frekans Analizörlerin Temel Yöntemleri

Dijital frekans analizörler birkaç temel yöntem kullanırlar. Bu yöntemlerden birincisi, analizörler sinyalleri, belli ölçülerde örnekleme yapabilen A/D dönüştürücüler kullanarak T periyotluk zamanla bir sinyali örnekler. İkinci olarak, alınan bu sinyallerin esas periyod ile aynı olduğu farz edilir. Böylece standart periyodik Fourier serilerinin frekans bileşenleri, sinyalde yalnız esas frekans katsayılarının var olduğu varsayımına dayanılarak hesaplanır. Son olarak, analizör bu

frekans bileşenlerini frekans analiz gösterimlerinin farklı tiplerini üretmek için kullanır.

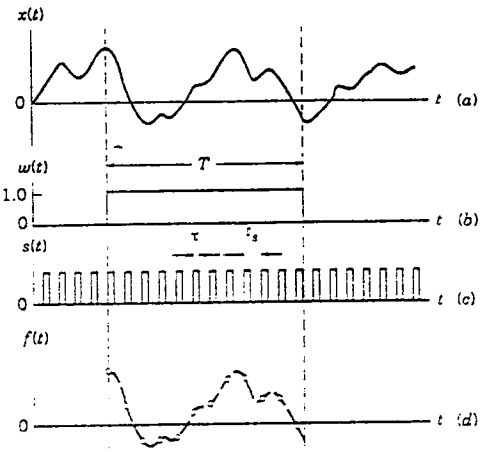
Dijital Frekans analizörlerin temel algoritması FFT analizidir. FFT, sinyali zaman tanım bölgesinden frekans tanım bölgesine çevirmek için kullanılan bir yöntemdir. Sinyal frekans tanım bölgesine sürekli, kesintisiz bir yolla çevrilemez. Sinyaller önce örneklenmeli ve dijitize edilmelidir. Bu ise zaman tanım bölgesindeki örneklerin frekans tanım bölgesindeki örneklere çevrilmesi anlamına gelmektedir.

4. 1. 1. Zaman örnekleme yöntemi

Giriş sinyalinin ivme algılayıcıdan gelen ve ivme ile doğru orantılı olan sürekli analog bir gerilim olduğu hatırlanmalıdır. Oysa FFT dijital hesaplamaları yapmak için dijital girişlere ihtiyaç duyar. Bundan dolayı bir analog dijital çevirici ve bir örnekleyicinin FFT işlemcisine eklenmesi gerekir.

FFT, N(alınan örnek sayısı) adet dijital veriyi kullanarak karmaşık fourier serilerinin frekans bileşenlerini hesaplar. Zaman kaydı; sonlu sayıda birbirini takip eden, eşit aralıklarla yerleşmiş, giriş sinyal örnekleri olarak tanımlanır. Algoritmayı ve çevirimi çok daha hızlı hale getirdiği için FFT hesaplama yöntemi, N (alınan örnek sayısının)'in 2'nin kuvvetleri (2^{10} (1024), 2^{11} (2048) olmasını gerektirir. Zaman kaydının tüm örnekleri (giriş sinyallerinin tümü) frekans tanım bölgesindeki çizgileri hesaplamak için gereklidir. Dijital sinyal örnekleme yöntemi şekil 4. 2 de verilmiştir.

Burada orijinal analog sinyal x(t) ile ifade edilmiştir. Bu orijinal sinyal zamanın periyodik olarak arttığı A/D dönüştürücüler ile örneklenmiştir. Tanımlanan noktaların serilerinin sonucu, f(t) olarak adlandırılmıştır, orijinal x(t) sinyalini oluşturmak için kullanılmıştır. Eğer örnekleme zamanı çok yavaş olursa, dijital noktalar orijinal sinyali kafi derecede temsil edemeyebilir. Bununla birlikte, örnekleme oranı yeteri derecede hızlı olursa, dijital temsiliyet (gösterim) çok iyi olabilir. Ayrıca w(t) dijital analizörlerin filtreleme karakteristiklerini de kontrol eder.



Şekil 4.2 Dijital sinyal örnekleme yöntemi, a) x(t) analiz edilmiş voltaj sinyali b) w(t) pencereleme fonksiyonu c) s(t) örnekleme fonksiyonu d) f(t) analiz edilmiş analog sinyalin sayısallaştırılmış versiyonu hali (McConnell, 1995)

Örnekleme fonksiyonu aynı yükseklikte,zaman süresi τ ve t_s saniye örnekleme mesafeli dikdörtgen şeklinde piklerden oluşmaktadır. Burada örnekleme frekans;

$$f_s = \frac{1}{t_s} \qquad (4.1)$$

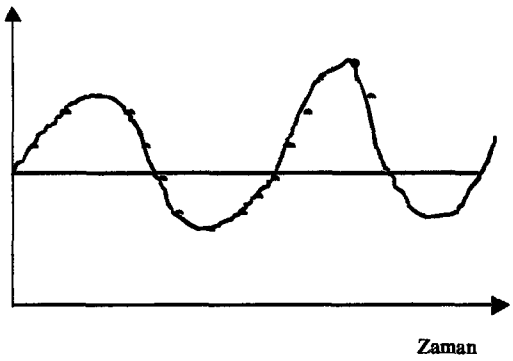
dir. Analiz edilen en yüksek frekans ile A/D örnekleme frekans dönüştürücü arasındaki ilişkiye ihtiyaç vardır. Bu yüzden verilen problemler için yeterli örnekleme hızı tahmin edilmelidir. P örnek alındığındaki zaman;

$$t_p = p\, t_s \qquad (4.2)$$

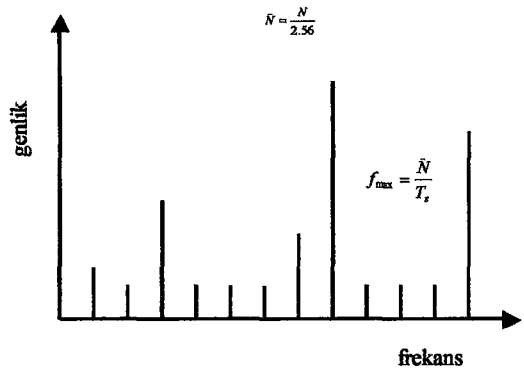
formülü ile hesaplanır. Burada p, 0 ile (N-1) aralığıdır. İlk veri alma işlemi zaman sıfır olduğu an yapıldığı varsayılır. Son veri alma işlemi ise zaman t=N-1 olduğu an yapıldığı varsayılmıştır. Başlangıçta p = 0 olacaktır. Pencereleme fonksiyonu süresi T örnekleme zamanı ile ilişkilidir. Bu da analizörün esas frekansını, $f_0 = 1/T$, kontrol eder.

$$T = (N)\, t_s \qquad (4.3)$$

Algılayıcıdan giren sinyaller öncelikle Şekil 4. 3 deki gibi FFT yöntemi ile dijite edilir. N adet örnek zaman kaydı elde edilir ve bilgisayar eşit aralıktaki N örneklemesinin genlik ve zaman bileşenini kaydeder. Şekil 4. 4 ise eşit aralıktaki N örneklerin $\bar{N}$ çizgili spektrum eksenine dönüştürülmüş halini göstermektedir.



Şekil 4.3 FFT örnekleme



4.4 FFT Frekans spektrumu

Sayısallaştırılmış çıkış fonksiyonu, f(t), pencereleme fonksiyonu,w(t), örnekleme fonksiyonu s(t) ve orijinal fonksiyon x(t) ile ilişkilidir.

$$f(t) = w(t)s(t)x(t) \tag{4.4}$$

4. 1. 2 Zaman tanım bölgesi çarpımı ve frekans tanım bölgesi dönüşümü

Eğer Denklem 4.4'de f(t) fonksiyonunun Fourier dönüşümünü yapılırsa, diğer zaman fonksiyonlarının Fourier dönüşümleri de alınır. Bu durumu açıklamak için Denklem 4.4'de pencereleme fonksiyonunu göz ardı ederek bu denklem tekrar yazılırsa;

$$f(t) = s(t)x(t) \tag{4.5}$$

burada f(t)=y_1(t), s(t)=y_2(t), x(t)=y_3(t) dönüşümlerini yaparak tekrar Denklem 4.5 yazılırsa;

$$y_1(t) = y_2(t)y_3(t) \tag{4.6}$$

şeklini alır. Burada herbir zaman fonksiyonu y_i(t) Denklem 4.7 ve Denklem 4.8'de tanımlandığı gibi kendi Fourier spektrumlarına $Y_i(\omega)$ sahip olurlar.

$$Y_i(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} y_i(t)e^{-j\omega t}dt \tag{4.7}$$

$$y_i(t) = \frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty} Y_i(\omega)e^{-j\omega t}d\omega \tag{4.8}$$

Denklem 4.6 Denklem 4.7'de yerine konulursa;

$$Y_1(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} y_1(t)e^{-j\omega t}dt = \int_{-\infty}^{\infty} y_2(t)y_3(t)e^{-j\omega t}dt \tag{4.9}$$

Denklem 4.8, 4.9 da yerine konularak $y_2(t)$ ve $y_3(t)$ için Fourier dönüşüm ifadeleri toplamı oluşturulur ve bu terimler de gerekli dönüşümler yapılırsa aşağıdaki denklem elde edilir;

$$Y_1(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} Y_2(\upsilon) Y_3(\omega - \upsilon) d\upsilon \tag{4.10}$$

Burada υ integrasyonun geçici frekans değişkenidir. Denklem 4.10 frekans tanım bölgesi dönüşümü olarak adlandırılır. Bu denklem şunu ifade etmektedir ; herbir frekans için, $Y_2(\upsilon)Y_3(\omega - \upsilon)$'nin υ girilerek alınacak integrasyonu $Y_1(\omega)$ için eş değeri verir. Denklem 4.10 zaman örnekleme yönteminde zaman çarpanlarının sonuçlarını anlamanın esasını oluşturur (Türker, 1992).

4. 1. 3 Kayma (Aliasing)

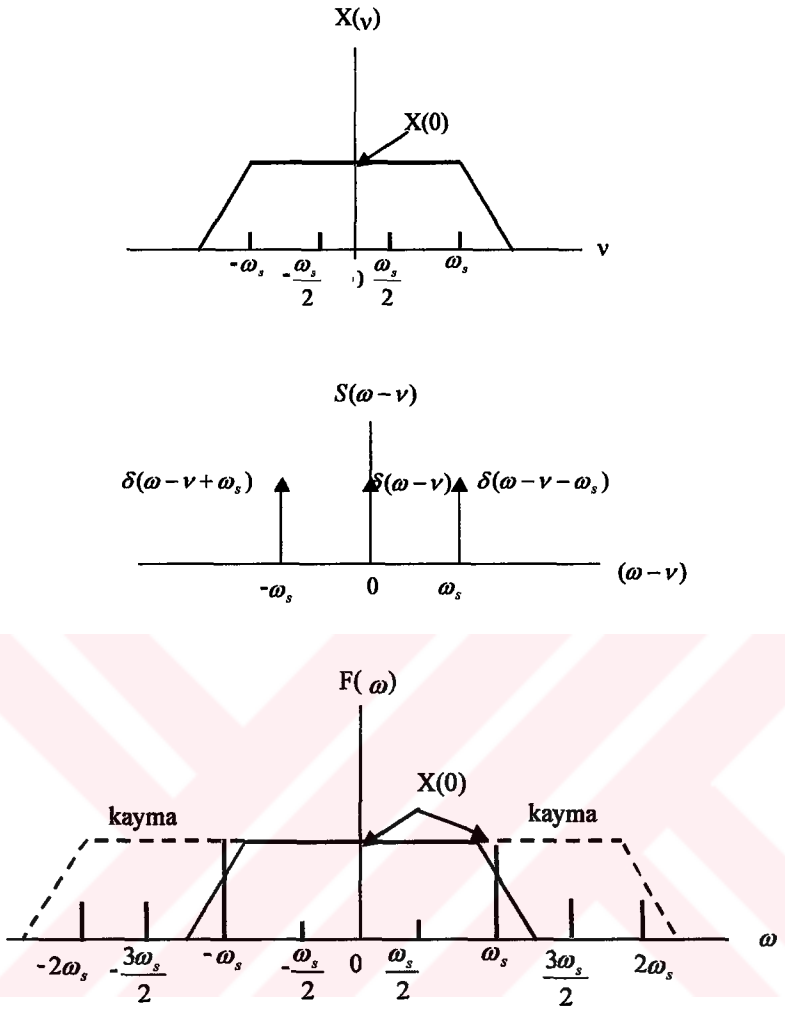
FFT spektrum analiz cihazının bir saniye içersinde N adet (yaklaşık 1 saniyede 100.000 okuma) örneğe ihtiyaç duymasının sebebi kayma problemini önlemektir. Bu durumda frekans analizi sonucu üzerinde örnekleme fonksiyonunun etkileri incelenmelidir. Bunun için Denklem 4. 4 aşağıdaki şekli ile yeniden yazılacak olursa;

$$f(t) = s(t)x(t) \tag{4.11}$$

Burada pencereleme fonksiyonu önemsiz sayılmıştır. Denklem 4.11 ile 4.6 aynı formdadır. Denklem 4.10 ile Denklem 4.11 arasındaki eşitlikten yararlanmak için, örnekleme fonksiyonu için frekans spektrumu, $S(\omega)$, tanımlanmalıdır. $S(\omega)$, periyodik frekanslı fonksiyonların spektrum frekansının fourier serisi;

$$S(p\omega_s) = \frac{2}{\beta}\left[\frac{\sin(p\pi/\beta)}{(p\pi/\beta)}\right] = \frac{2}{\beta}\sin c\left(\frac{p\pi}{\beta}\right) \tag{4.12}$$

dir. Burada $\beta = t_s/\tau$ çok büyüktür. Denklem 4.12 den şu anlaşılmaktadır; frekans spektrumu ω_s aralıklarla ve sinüs fonksiyonuna göre değişen bileşenlere sahiptir.



Şekil 4.5 Örnekleme fonksiyonundan kaynaklanan kayma

Denklem 4.12 yeniden yazılırsa, örnekleme fonksiyonu s(t)'nin bütün zamanı ve bütün spektrum çizgilerini içerdiği net bir şekilde görülür (Hoffman, 2000;Eshleman, 1995).

$$S(\omega)=\int_{-\infty}^{\infty}s(t)e^{-j\omega t}dt=\lim_{n\to\infty}2\pi n\sin c\left(\frac{p\omega_s\tau}{2}\right)=\delta(\omega-p\omega_s) \qquad (4.13)$$

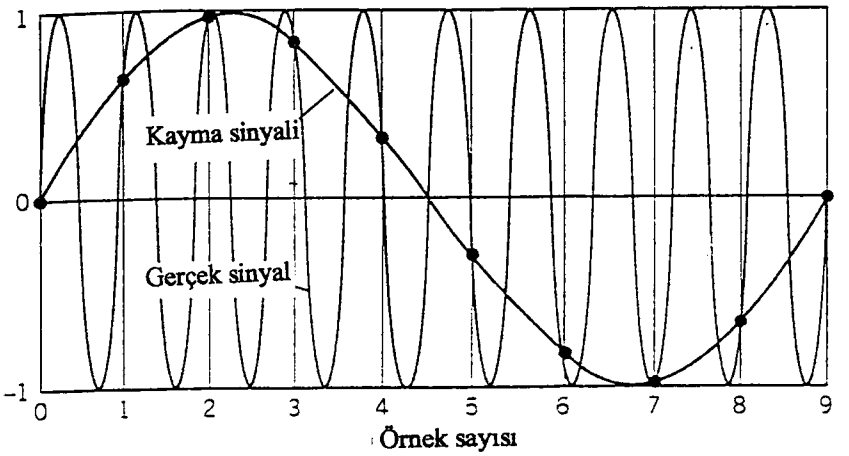
Burada n: dikdörtgen şeklindeki örnekleme sayısı, p: ilgili frekans sayısıdır.

Örnekleme hızı düşük ise kayma giriş frekans dilimleri içinde belirecek, bu da gerçek olmayan frekanslar üretecektir. İki sinyalin frekans farkı ilgilenilen frekans diliminin içine düşüyorsa, bu sinyalin kayma olduğu söylenir. Bu fark frekans örnekleme işlemi sırasında her zaman üretilir (Berry, 1993;Cross, 2000) . Aşağıda X(υ)'nin orijinal frekans spektrumu Şekil 4.5 a da ve örnekleme fonksiyonu frekans spektrumu, S(ω-υ), Şekil 4.5 b'de görülmektedir. ω-υ=0 düşünülür veya Denklem 4.13'de p = 0 olarak yazılırsa denklem 4.10 şu şekilde elde edilir.

$$F(\omega)=\frac{1}{2\pi}\int_{-\infty}^{\infty}\delta(\omega-\upsilon)X(\upsilon)d\upsilon=\frac{X(\omega)}{2\pi}\int_{\omega-\upsilon<0}^{\omega-\upsilon>0}\delta(\omega-\upsilon)d\upsilon=\frac{X(\omega)}{2\pi} \qquad (4.14)$$

Denklem 4.14 den şu görülmektedir; çıkış frekans spektrumunun merkezi 2π'nin skala faktörü hariç giriş spektrumu ile aynıdır. Şekil 4.5.c'deki kesiksiz çizgi S(ω-υ) ve X(υ) nin dönüşümünden gelir. Şekil 4.5 c den şu görülmektedir; F(ω) merkezi ω-υ=0 da ve ω-υ=$\pm\omega_s$, ω-υ=$\pm 2\omega_s$ de orijinal frekans spektrumları içermektedir. Bu durum ise karşımıza kayma olarak çıkmaktadır.

Kayma olayının basit bir fiziksel bir görünümü Şekil 4.6'da verilmektedir. Burada filitrelenmemiş sinyal frekansı, örnekleme frekansının yaklaşık 10 katı olan sinosoidal formdadır. Eğer veri örnekleme noktalarına bakılırsa, o noktalardan geçecek eğrinin gerçek bir sinosoidal eğriyi oluşturduğu görülür. Frekans analiz cihazı işlemcisi bu veri noktalarına bakar ve frekansları bu şekilde hesaplar. Bu gerçek olmayan frekansları frekans spektrum grafiğinde gösterir. Bu durumdan sakınmak için ya kayma önleyici (anti-aliasing) filtre kullanmalı ya da sinyaller doğru bir şekilde hesaplanmalıdır. Bunun için ise kayma probleminden sakınmak için örnekleme hızı yeterli olmalıdır (Heylan, 1995).



Şekil 4. 6 Kaymanın fiziksel görünümü (McConnell, 1995)

4. 1. 3. 1 Kayma önleyici filtrenin gerekliliği

Örnekleme en yüksek giriş frekansının 2 katından daha büyük bir hızla yapılırsa, kayma ilgilenilen frekansa düşmeyecektir. Bu nedenle örnekleyicinin ardına bir filtre (veya filtre görevi yapan bir FFT işlemci) yerleştirilir. Bu filtre kaymalarını ortadan kaldıracak, ama istenen giriş sinyalinin geçmesine müsaade edecektir (Heylan, 1995). Bu işlemi gerçekleştiren filtreler kayma önleyici filtre olarak adlandırılır.

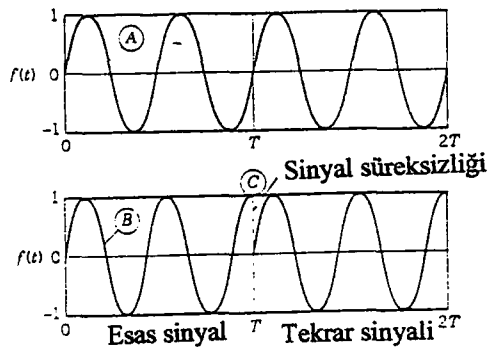
4. 1. 4 Sızıntı

Dijital frekans analizörler gerçek içeriklere aldırmayarak sinyallerin periyodik,T, olduğu varsayımına dayanır. Diğer bir değişle periyodik Fourier serilerinin frekans bileşenlerindeki sinyaller tanımlanmalıdır. Bu frekans bileşenleri çok yönlü esas frekanstır.

$$\omega_0 = \frac{2\pi}{T} = 2\pi f_0 = \left(\frac{2\pi}{N}\right) f_s \qquad (4.15)$$

Sinyal $\omega_0 (f_0)$'ın tamsayı katı olduğu zaman iyi çalışır. Bununla birlikte sinyal genelde f_0'ın tamsayı katı olmayan bir frekanstır. Bu ise şu anlama gelmektedir; zaman tanım bölgesinde genlikte bir süreksizlik ve analiz edilen örneklerin sonunda bir eğim var demektir. Frekanstaki bu uyumsuzluk, sinyal ve analizör frekans

bileşenleri arasında örnekleme fonksiyonunda, f(t), genlik ve eğim süreksizliği oluşturur. Bu durum Şekil 4.7 de gösterilmiştir.



Şekil 4. 7 Farklı frekansların iki sinosoidal çizimi (McConnell, 1995)

Burada herbirinin periyodu T olan iki analiz grafiği görülmektedir. Üstteki grafikte, sinisoidal sinyal A tam olarak T periyoduna uymaktadır. Bu yüzden A eğrisi başlangıç ve sonuçta sürekli genlik ve eğime sahiptir. Aşağıdaki grafikte ise, esas örnekleme grafiklerinin başlangıç ve sonlarında genlik ve eğim arasında bir süreksizliğin olduğunu göstermektedir. Bu durumda analizörler esas örnekleme grafiği ile tekrar eden grafiğin bir birine tam olarak uyduğunu varsayar. Bunun içinde analizör genlik ve eğimi süreksiz olan örneklemeleri analiz edeceği yerde farklı frekanslarda periyodik sinosoidal örneklemeleri analiz ettiğini varsayar. Genlik ve eğimdeki bu süreksizlik ek frekans bileşenlerine sebep olur.

Bu süreksizlik FFT prosesinde istenmeyen bir durumdur. Süreksizlik spektrumda bir çizgiden diğer çizgiye yayılır. Bu durum ise sızıntı olarak adlandırılır. Diğer bir değişle, zaman kaydındaki sinüs dalgası periyodik değilse, bunun gücü frekans spektrumu boyunca yayılacaktır. Bu şekilde enerjinin frekans spektrumu boyunca yayılıp gitmesine sızıntı denir (McConnel, 1995;Gelen, 1993).

4. 1. 5 Pencereleme ve pencerelemenin gerekliliği

Sızıntının etkisini küçültmek için, zaman kaydının sonunda ve başında sinyal seviyesinin sıfır olması gerekir. Zaman kaydındaki bir sinüs dalgası eğer periyodikse pencereleme kullanıldığında bunun frekans tanım bölgesindeki karşılığı tek bir FFT

çizgisi olacaktır. Zaman kaydındaki sinüs dalgasının periyodik olmaması, frekans spektrumu boyunca yayılacağını ve bu duruma ise sızıntı denileceği daha önce ifade edilmiştir. Bu sızıntı problemi sinüs dalgalarına yakın olan tüm sinyalleri maskeleyebilir. Bu problemin çözümü ise pencereleme olarak bilinir.

Problemin büyük bir kısmının ise zaman kaydının uçlarında ortaya çıktığı görülmektedir. Eğer FFT'nin bitiş noktalarını dikkate almayıp kaydın ortası üzerine yoğunlaşması sağlanırsa frekans tanım bölgesindeki spektrum tek bir tepecik üretmeye daha yakındır. Pencereleme bu görevi yerine getirir, örnekleme periyodunun başındaki ve sonundaki örneklenmiş bilgiyi sıfır olmaya zorlar, böylece sızıntıyı en aza indirir (Heylan, 1995;Berry, 1993). Pencereleme yönteminin aşağıda belirtildiği gibi değişik tipleri vardır. Bunlar;

- Hanning Pencere
- Yassı Tepeli Pencere (Flat-top)
- Diktdörtgen pencere
- Kaiser-Bessel Pencere

Bu pencereleme fonksiyonları aşağıda verilen genel bir terimle sembolize edilebilir.

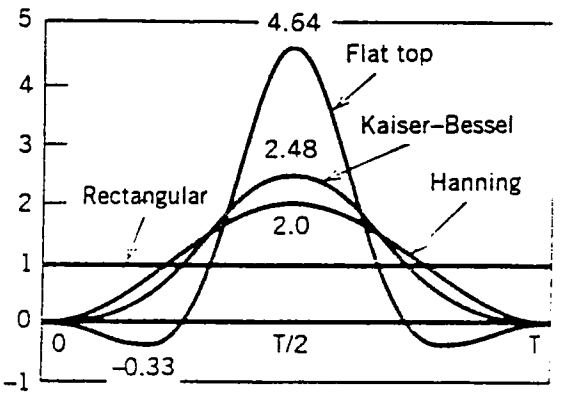
$$w(t) = a_0 - a_1\cos(\omega_0 t) + a_2\cos(2\omega_0 t) - a_3\cos(3\omega_0 t) + a_4\cos(4\omega_0 t),\quad 0<t<T \qquad (4.16)$$

$$w(t) = 0 \qquad t<0,\ t>T$$

Burada ω_0 analizör esas frekansı, a_i herbir pencere altında kalan alan için seçilmiş bir katsayıdır. Bu katsayılar aşağıdaki tabloda verilmiştir. Bu fonksiyonların çizimleri ise şekil 4. 8'de gösterilmiştir.

Tablo 4.1 Pencerleme katsayıları (McConnell, 1995)

Fonksiyonlar	Katsayılar				
	a_0	a_1	a_2	a_3	a_4
Dikdörtgen	1	-	-	-	-
Hanning	1	1	-	-	-
Kaiser-Bessel	1	1.298	0.244	0.003	-
YassıTepe	1	1.933	1.286	0.388	0.032



Şekil 4.8 Rectangular, Hanning, Kaiser – Bessel ve Flat top pencereleme fonksiyonlarının zaman tanım bölgesinde gösterimi (McConnell, 1995)

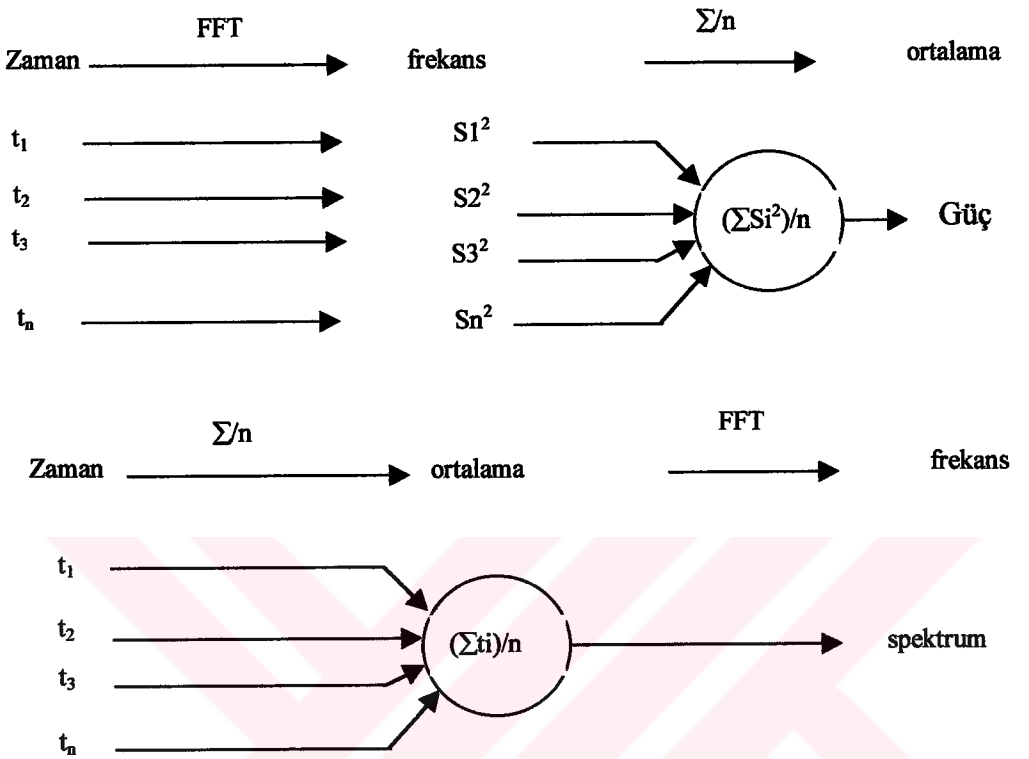
Pencereleme sonlarındaki genlik veya eğim süreksizliğinden kaynaklanan sızıntıyı azaltmak için diğer pencereleme fonksiyonlarının başlangıç ve sonu sıfır olduğu halde dikdörtgen pencereleme fonksiyonu bütün zaman boyunca aynı davranmaktadır. Bu pencereleme fonksiyonlarının orta veri noktaları üzerine farklı bir vurgu ile yerleşmektedir (McConnel, 1995).

Titreşim analizinde en yaygın kullanılan pencere hanning penceresidir. Bu pencereleme yöntemi gerek periyodik gerekse periyodik olmayan sinüs dalgalarıyla ilgili gerekli pencereleme işlemlerini yerine getirir (Heylan, 1995).

4. 1. 6 Ortalama alma

İstatistikte bir değere ait tahminleri geliştirmek için uygulanan standart teknik ortalama almaktır. Bu nedenle FFT analizörlerin önemli fonksiyonlarından bir tanesi de örnekleme zaman verilerinin ortalamasını almaktır. Genelde, dönen makinaların titreşim sinyalleri tam olarak tanımlanamazlar. Çünkü makina üzerinde pek çok gelişigüzel gürültü vardır. Bu gelişigüzel gürültüler titreşim spektrumunun şeklini değiştirirler ve çoğu zamanda spektrumu ciddi olarak bozarlar. Eğer spektrumların ortalamaları alınırsa, gürültü git gide düzgün bir şekil halini alacak ve sinyalin tespit edilen kısmının sayesinde spektral tepeler sivrilecek ve bu tepelerin seviyeleri daha doğru bir şekilde gösterilecektir (Gelen, 1993).

Ortalama, sinyaldeki istenilmeyen gelişigüzel gürültü bileşenlerinin içeriğini azaltma yoludur. Sinyallerin ortalamaları zaman ve frekans tanım bölgesinde alınabilir.



Şekil 4.9 Frekans ve zaman tanım bölgesi ortalaması (Heylan, 1995)

FFT analizörün genel kullanımında iki türlü ortalama vardır. Bunlar RMS (yada güç ortalaması) ve doğrusal ve senkronize zaman ortalamaları olarak adlandırılır.

4. 1. 6.1 RMS ortalaması

RMS ortalaması genlik ortalaması olarak düşünülebilir. Güç spektrumunda ki her frekansa ait bileşen Fourier dönüşümünde ki ilgili bileşenin karesiyle orantılıdır. FFT deki titreşim genliğini daha vurgulu hale getirmek için analiz cihazı ilk olarak güç spektrumunu hesaplayacak daha sonra her bileşenin kare kökünü alacaktır. Bu ortalama tekniği her hangi bir cihazın filtresindeki ortalama gücün belirlenmesi için çok değerlidir. Alınan daha çok ortalama daha iyi güç seviyesi tahmini yapılmasını sağlayacak, böylece daha hatasız sonuçlar elde edilecektir.

RMS ortalama gürültüyü filitreleyemez, gürültüyü içinde tutar. Bu nedenle RMS ortalama ile toplam güçteki doğruluk oranı artar iken sinyal/gürültü oranında bir iyileşme sağlanmaz. RMS ortalama spektral genlik bileşenleri çok büyük oranlarda değişiklik gösteriyorsa kullanılmalıdır. Başarılı bir FFT'nin RMS ortalamasının alınması titreşim genliğinin etkin değerinin daha doğru tahmin edildiği anlamına gelir. RMS ortalama değişken genlikleri RMS değeri yakınlarında toplar (Berry, 1993;Heylan, 1995)

4. 1. 6.2 Doğrusal ve senkronize zaman ortalaması

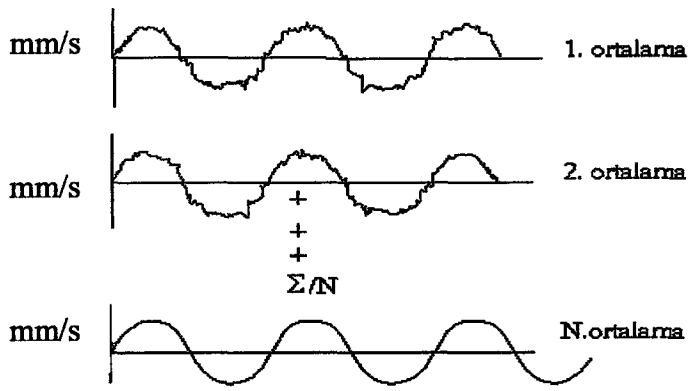
Doğrusal ve senkronize zaman ortalaması arasındaki en büyük fark senkronize zaman ortalaması için bir tetikleme cihazına ihtiyaç duyulmasıdır. Doğrusal ortalama için ise tetikleme cihazına ihtiyaç yoktur. Tetikleme cihazı senkronizasyon sinyalini üretmek için kullanılır.

RMS ortalamasının tersine doğrusal ortalama sinyal/gürültü oranını iyileştirir. Bir çok durumda temel geçiş frekans genlikleri sabittir, fakat birçok gelişi güzel genlik ve frekans bunlara eşlik eder.

Doğrusal ortalama arıza eğilimi için tekrar edici bilgiyi toplamada kullanışlı bir tekniktir (Berry, 1993). Program yazılımlarında genellikle 4, 8 veya 16 ortalama beklenir. Eğer 16 örneğin ortalaması alınmak istendiyse bilgi 16 kez örneklenmek üzere işlenir. Her seferinde mevcut bilgilerin 1/16'sı gösterilir. 16'cı örnek tamamlandıktan sonra hafızada saklı tutulan ortalaması alınmış spektrum görüntülenir.

Her ölçüm noktasından hissedilen titreşim tüm çevreden gelen toplam titreşimdir. Bundan dolayı doğrusal ortalamanın en büyük eksiği kaynağı ölçüm noktası olan titreşim ile ölçüm noktasından alınan, fakat kaynağı başka noktalarda olabilen titreşimleri birbirinden ayırt edememesidir. Buna karşılık senkronize zaman ortalaması ise makinanın ilgilenilen parçasından kaynaklanan titreşimi çevredeki diğer makinalardan gelen veya herhangi bir senkronize olmayan kaynaktan gelen titreşimden ayırır. Bu durumda zaman kaydının başlamasını tetiklemek için

senkronizasyon sinyali kullanılır. Bu yolla titreşim örneği milin her dönüşüyle birlikte düzenli olarak alınır. Bu nedenle tetiklemenin kilitlendiği giriş sinyalinin periyodik kısmı alınan her kayıtta tamamen aynı olacaktır. Eğer alınan bu tetiklenmiş zaman kaydı serisi bir birine eklenip toplam kayıt sayısı olan N'e bölünürse, senkronize zaman ortalaması hesaplanmış olur (Gelen, 1993).



Şekil 4.10 Senkronize zaman tanım bölgesi analizi

Senkronize zaman ortalaması ile tetikleme tarafından hedeflenen makina ya da milden gelen titreşimler vurgulu, belirgin hale getirilir. Senkronize olmayan frekanslar görüntülenmezler, çünkü bunlar senkronizasyon sinyali olan 1XRPM'nin tamsayı katları değildir.

Bu metod aynı hızla dönen bir çok bileşene sahip, örneğin; fanlar, kağıt makinası, rulmanlar, dişliler, dişli kutusundaki miller, pompalar ve elektrik motorları gibi makinalarda titreşim analizi yapmak için çok uygundur (Heylan, 1995).

4. 1. 7 Üst üste kayıt işlemi

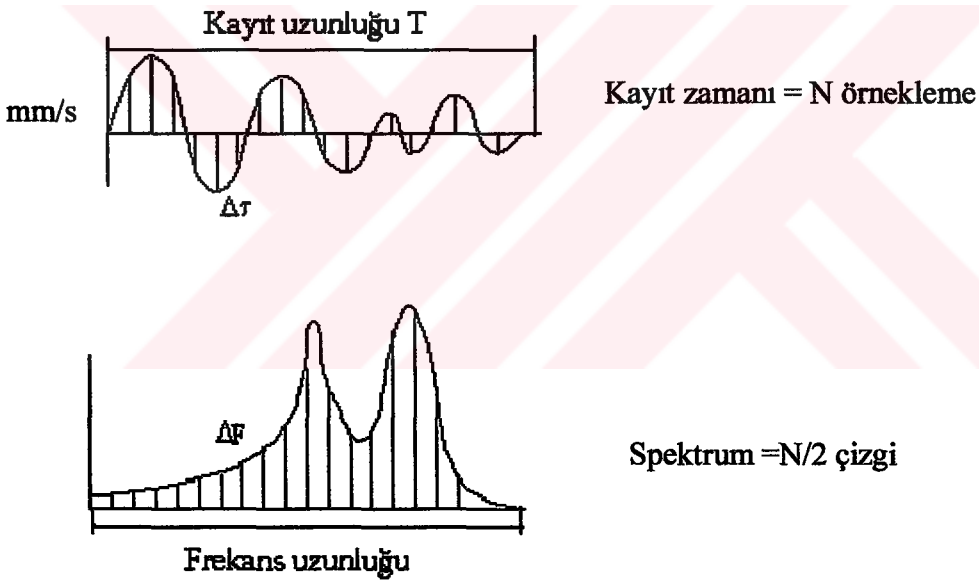
Zaman kaydının sabit olmadığı durumlarda, analiz cihazının frekans aralığı sürekli değişecektir. Geniş frekans aralıkları için zaman kaydı kısadır. Zaman kaydı elde edildikten sonra FFT'nin hesaplanması için yeni belli bir zaman gerekecektir. Bu noktada yüksek hızlı bir mikroprosösür etkisi vardır. Bu durum düşük frekanslı analiz yapılması gerektiği zaman ise daha fazla önem kazanmaktadır.

FFT'yi etkileyen örnekleme oranı, örnek miktarı, zaman ve frekans çözünürlüğü arasındaki ilişki aşağıda belirtilmiştir.

$$\Delta F = \frac{F_{max}\,(\text{Maksimum frekans})}{\text{FFT çizgi sayisi}} \tag{4.17}$$

$$T = \frac{1}{\Delta F} = \frac{\text{FFT çizgi sayisi}}{F_{max}\,(\text{Maksimum frekans})} \tag{4.18}$$

$$\Delta t = \frac{T}{\text{örnek sayisi}} \tag{4.19}$$



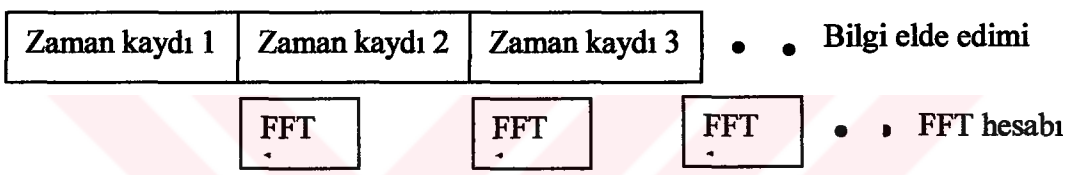
Şekil 4.11 FFT'yi etkileyen örnekleme oranı, örnek miktarı, zaman ve frekans çözünürlüğü arasındaki ilişki

Burada FFT'yi etkileyen, örnekleme oranı, örnek miktarı, zaman kaydı ve frekans çözünürlüğü arasındaki ilişki özetlenmiştir (Gelen, 1993). Üst üste bindirme için gerekli olan zaman ise;

Üst üste bindirme için gerekli zaman

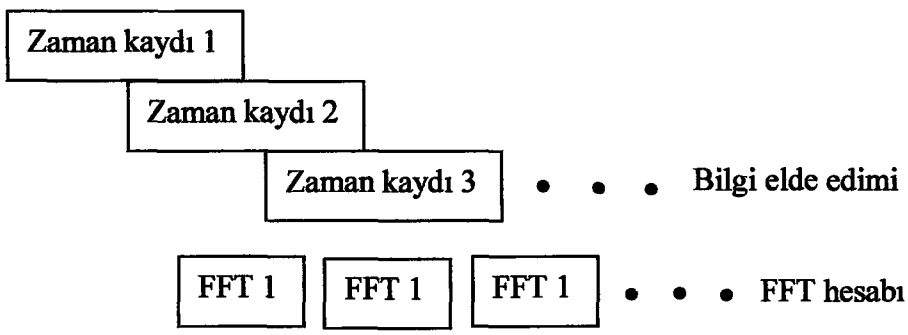
$$= \frac{\text{FFT çizgi sayisi}}{F_{max}\,(\text{Maksimum frekans})}(1 - \text{Üst üste bindirme yüzdesi}) \qquad (4.20)$$

Bu tür bir durumda zaman kaydının elde edilmesi FFT'nin hesaplanmasına kıyasla çok daha uzun zaman alır. Böylece FFT prosesörü zamanın büyük bir bölümünde görev yapmadan bekler. Bu durum Şekil 4.12'de zaman kaydı ve FFT'nin blok şeması halinde tanımlanmasıyla gösterilmiştir. Eğer tamamen yeni bir kayıt için beklemek yerine yeni kayıt eski bilgilerin bir takımı ile üst üste bindirilirse yeni spektrum FFT'nin hesaplanma sıklığında elde edilir (Saraç, 1999).



Şekil 4.12 Yeni bilgi (zaman kaydı) üzerinde gerçekleştirilen üst üste kayıt yapılmamış işlem (Saraç, 1999)

Bu durum ise Şekil 4. 13'de gösterilmiştir. Dikkat edilirse her zaman kaydının sonunda FFT elde edilmektedir. Her yeni FFT arasındaki zaman prosesörün FFT'yi görüntülemek için ihtiyaç duyduğu zamanı gösterir.



Şekil 4. 13 Üst üste kayıt işlemi eski ve yeni zaman kaydını birleştiren bilgi üzerinde gerçekleştirilmiştir (Saraç, 1999)

%50'lik üst üste binme ile eski bilginin yarısı ile yeni bilginin yarısı üst üste binmiştir ve yeni bilginin sadece yarısı içeri alındığından bu FFT işlem zamanının yarıya inmesi anlamına gelir. Öte yandan eğer % 75'lik bir üst üste binme istenirse o

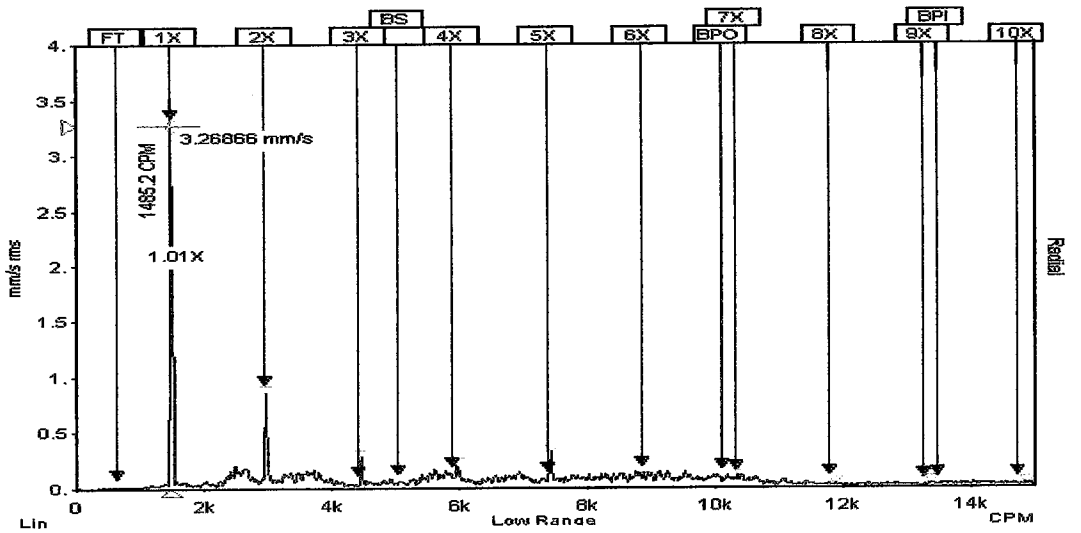
zaman FFT'nin hesap süresi normalin 1/4 'üne iner ve her hesaplamada yeni bilginin sadece %25'i hesaplanmış olur. Bu hesaplama zamanı önemli oranda hızlandırır. Özellikle 8 veya daha fazla ortalama alındığı durumlarda ve titreşim periyodik kestirilebilir olduğu ve geçici durumlar içermediği sürece üst üste kayıt prensibi birçok durum görüntüleme ölçümü için kabul edilir bir metoddur (Saraç, 1999).

Üst üste kayıt prensibi ortalamaları hesaplamak için harcanan zamanda büyük tasarruf sağlar ve FFT prosesörünün yeni bir zaman kaydı beklerken boşa geçirdiği zamanı da ortadan kaldırmış olur. Titreşim analizinin EUB ile kullanıldığı bir çok durum için üst üste kayıt işlemi güvenle kullanılabilir, bu nedenle bu metod normalde oldukça uzun ve aşırı ölçüm zamanına ihtiyaç duyan düşük frekanslı ölçümlerde oldukça yardımcı ve kullanışlıdır (Berry, 1993).

4. 2 Titreşim Spektrumunun İncelenmesinde Dikkat Edilmesi Gereken Noktalar

Önceki bölümlerde değinildiği gibi spektrum titreşimin frekans domeninde grafiksel olarak gösterimidir. Şekil 4.14 bir spektrum örneğidir. X ekseni Hz veya CPM birimiyle F_{max} =14000 CPM olmak üzere frekansı, Y ekseni titreşim genliğini gösterir. Yatay eksen aynı zamanda 10 bölümden oluşur. Her bölüm 14000 CPM'in 1/10'luk frekans aralığına sahiptir. Bu durum da ise X ekseni orders (makina devrinin katları) olarak adlandırılır. Spektrum grafiğinde bir kürsör kullanılması frekans ve genliğin belirlenmesinde yardımcı olacaktır. Şekil 4.14 de kürsör en baskın tepeciğin üzerindedir. Kürsör frekansı 1481,3 ve genliği 3.26 mm/s dır.

Titreşim spektrumunda tüm tepelere ait genlik ve frekans değerlerinin hatasız olarak belirlenmesi çok önemlidir. Genlik makinadaki problemin şiddeti hakkında ve frekans ise problemin kaynağı hakkında bilgi vereceğinden bu iki değer çok fazla önem taşımaktadır.



Şekil 4. 14 Frekans ve genlik değeri tespit edilmiş titreşim spektrum grafiği

Örneğin Şekil 4.14'de en yüksek tepeli genlik 1485.2 CPM'de dir. Bu değer ise makinanın dönüş hızına eşittir. Bu yüzden bileşenin 1481'deki dönüş hızı en baskın titreşim kaynağıdır. Problemin 1XRPM'de olduğu bilindiğine göre 1XRPM'de titreşim meydana getirecek olası problem kaynakları göz önüne getirilir. Böylece başlangıçta problemin kaynağı olarak düşünülebilecek rulman arızası, pervane vurması, elektriksel problem gibi diğer tüm seçenekler elenir.

4. 2. 1 Frekans hassasiyetinde FFT çizgi sayısının etkisi

Makine problemlerine ait problem kaynağını bulmada en önemli ihtiyaç frekansın gerçek değerini bilmektir. Titreşim frekansının hatasız belirlenmesi bilgi toplama ve görüntüleme esnasında kullanılan spektral çözünürlük çizgi sayısına doğrudan bağlıdır. Spekral görüntü frekans ekseni boyunca yan yana dizilmiş 400 ayrı çizgi ile bölünür. Bazı frekanslarda titreşim değeri sıfır olduğu için tüm çizgiler bilgi taşımaz. Bilgi taşıyan tüm çizgiler titreşimle orantılı olarak ilgili frekanslarda genlik tepecikleri oluştururlar. Çizgi başına düşen frekans aralığı frekans çözünürlüğü olarak bilinir. Frekans çözünürlüğü ise aşağıdaki denklem ile ifade edilir (Saraç, 1999).

$$Frekans = \frac{Frkans\ \text{araligi}}{FFT\ \text{Çizgisi}} \tag{4.21}$$

Çözünürlük çizgi sayısı daha fazla oldukça analiz cihazı tarafından tespit edilip görüntülenen frekansın doğruluk oranı da o nispette yüksek olacaktır. Şu her zaman göz önünde bulundurulmalıdır:

Görüntülenen frekansın doğruluk aralığı = okunan frekans ± çözünürlüğün yarısı'dır.

FFT analizörlerinde çizgi sayısının fazla alınması kayıt zamanını uzatır. Şöyle ki 3200 çizgi sayılı çözünürlük 400 çizgili çözünürlüğe oranla tam 8 kat fazla zaman alır. Bu ise bilgi toplama süresini oldukça uzatacaktır. Aynı zamanda her ölçüm noktası için bu şekilde yüksek çözünürlüklü spektrumlar elde edilmesi bilgi toplayıcının spektral depolama kapasitesinin kısa sürede dolmasına neden olur.

BÖLÜM 5 TİTREŞİM ÖLÇÜM TEKNİKLERİ

Makina performansının izlenmesinde kullanılan titreşim ölçüm cihazları çok çeşitlilik gösterir. Kullanılan titreşim ölçüm cihazları;

- Titreşim metreler
- Titreşim monitörleri
- Titreşim analizörleri

şeklinde üçe ayırmak mümkündür. Titreşim metreler makinalar üzerinden hızlı bir şekilde titreşim değerleri ölçmede kullanılan portatif, şarjlı bataryalarla çalışan ekipmanlardır. Algılayıcı, ara kablosu ve ölçüm skalasından oluşurlar. Titreşim metrelerin çeşitli tipleri bulunmaktadır. Titreşim monitörleri ise; çok değerli ve üretimde kilit rol oynayan makinalarda kullanılan sabit sistemler, sürekli koruma sağlaması ve arıza halinde makinayı otomatik şekilde devreden çıkarması gibi özellikleri olan cihazlardır. Makina performansının izlenmesinde kullanılan titreşim ölçüm cihazlarından bir diğeri de titreşim analizörleridir. Titreşim analizörleri de titreşim metrelerin ve titreşim monitörlerinin fonksiyonlarını yerine getirebilir, ancak onlardan farklı olarak daha kompleks titreşim karakteristiklerini analiz ve değerlendirme yeteneğine sahiptirler. Titreşim metreler, titreşim monitörleri ve titreşim analizörlerinin ortak yanı titreşim ölçümlerinin gerçekleştirilebilmesi için algılayıcı kullanmalarıdır. Algılayıcılar ölçülen enerji formunu anlamlı bir diğer forma dönüştüren elemanlardır. Mekanik titreşim, titreşim algılayıcılar yardımıyla elektriksel sinyallere çevrilir. Algılayıcı seçimi ve montajı titreşim analizinde en önemli kararlardan biridir. Eğer elde edilen titreşim verileri, algılayıcı seçimi, elektriksel bağlantı hatası veya montajdan dolayı bir kusur, yanlışlık, gürültü veya değişik hatalar içeriyor ise, en iyi analiz ekipmanı daha doğru olmayan sonuçlar verecektir (Crawford, 1992).

Titreşim ölçüm tekniklerinde çok çeşitli algılayıcılar kullanılmaktadır. Bu bölümde algılayıcı tiplerine göre temel özellikleri, algılayıcı seçimi, ölçüm yapılacak

makinalarda algılayıcıların yapıştırılma yönleri (ölçüm yönleri) ve ölçüm metodları konuları detaylı olarak incelenmiştir.

5.1 Algılayıcı Çeşitleri ve Seçimi

Titreşim algılayıcıları, elektriksel çıkışlarına bağlı olarak, üç farklı grupta ele alınır.

5. 1. 1 Yerdeğiştirme algılayıcıları

Yüksek hızlarda çalışan çoğu makinalar (Santrifüj pompalar, türbinler, elektrik motorları v.b.) ağır gövdeler, rijit yataklarla bağlanmış hafif rotorlar ve şaftlardan oluşurlar. Ana gövdenin ağırlığından, yatakların rijit olarak bağlanmalarından dolayı ana gövde ve yataklar üzerine yerleştirilmiş olan titreşim algılama algılayıcıları makina rotoru ve şaftına ait gerçek titreşim karakteristiği konusunda sağlıklı bilgi vermezler. Sağlıklı bilginin alınabilmesi için ölçümlerin makina rotoru yada şaft üzerinden yapılması gereklidir. Bu da ancak temassız tip algılayıcılar kullanılarak mümkündür. Ölçüm parametresi olarak yerdeğiştirme seçildiği bu algılayıcılarda asıl amaç titreşim genliğinin uzunluk cinsinden ölçülmesi değil, pompa ve elektrik motoru şaftının rulman ve rulman yatak bloğuna göre yaptığı izafi deplasmanı ölçmektir. Yerdeğiştirme algılayıcıları, mekanik hareketi yerdeğiştirme ile orantılı olan elektrik sinyaline dönüştürürler. Yer değiştirme algılayıcılarının pek çok değişik tipleri bulunmaktadır. Yerdeğiştirme algılayıcıları rulman dış bileziği ile rulman yatağı arasındaki izafi hareketi ölçmek için yaygın bir şekilde kullanılır. Bu algılayıcılar kendi uçları ile hareketi ileten yüzey arasındaki mesafeyi ölçerler. Çoğu zaman iki algılayıcı şaft yörüngesini görebilmek için bir birlerine 90^0 açı ilen monte edilirler. Yerdeğiştirme algılayıcılarından okuma aşağıdaki değişkenlerden etkilenir (Crawford, 1992).

- Şaft ekseninin değişmesi,
- Şaft yüzeyindeki diğer değişkenler ve aşınma,
- Şaft malzemesindeki değişmeler,
- Magnetik partikül denetleyicisi tarafından terk edilen magnatik noktaların varlığı,

- Algılayıcı ucunun şaft malzemesinden başka bir metalle temas etmesi,
- Rulman yatağındaki diğer partiküllerle temas etme,

Yerdeğiştirme algılayıcıları ölçüm noktalarına kalıcı olarak montaj edilirler. Bu yüzden algılayıcı ucu ile şaft arasındaki mesafeyi çıkış voltajı ile orantılı olarak üretebilmek için sinyal yükselticiye ihtiyaç duyulur (Gelen, 1993). Bu algılayıcılar aynı zamanda milin faz açısını ölçmeye de yararlar. Mil titreşimini ve faz açısını görüntülemek için iki ayrı yerdeğiştirme algılayıcısını her rulman üzerine 90^0'lik açı ile yerleştirmek gerekmektedir.

5. 1. 1. 1 Yerdeğiştirme algılayıcılarının üstünlükleri

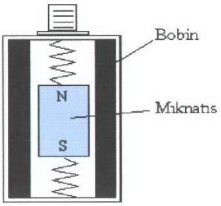
1. İki yüzey arasındaki bağıl mesafeyi ölçer,
2. Hatasız düşük frekans cevabı,
3. Statik ve dinamik mil hareketini ölçer,
4. Küçük boyut ve kolay kalibrasyon,
5. Doğrudan deplasman birimlerinde ölçüm yapar,

5. 1. 1. 2 Yerdeğiştirme algılayıcılarının dezavantajları

1. Kısıtlı yüksek frekans hassasiyeti,
2. Yerleştirilmesi ve yer değiştirilmesi zordur,
3. Harici güç kaynağına ihtiyaç duyar,

5. 1. 2 Hız algılayıcıları

Hız algılayıcıları makinaların hareketlerini titreşim hızı ile doğru orantılı olan analog sinyallere dönüştürürler. En yaygın olarak kullanılanı Şekil 5.1 de görülen sismik hız algılayıcılarıdır. Bu algılayıcılar bir bobin ve mıknatıstan oluşurlar. Magnatik alan ve bobin arasındaki izafi hareket, sistemin hareketinin hızı ile orantılı olan bir elektik akımına neden olur. Bu tertibat böylece direkt olarak titreşim hızı ile orantılı olan bir sinyal üretir. Sismik algılayıcılarda bulunan mıknatıslar sürekli mıknatıslı oldukları için, dış güç kaynağı gerektirmezler.



Şekil 5. 1 Hız algılayıcısı

Düzensiz yapılar ve çok düşük arıza oranları bu cihazları veri toplamak için en kullanılır kılan özelliklerdir. Hız algılayıcıları ile 10 Hz ile 2 kHz'in üzerindeki frekanslar ölçülebilmektedir. Bu tür algılayıcılar çevredeki magnatik alandan etkileneceklerinden güvenilir olmayan ve yanlış olan sonuçlar vermektedirler (Taylor, 1994;Gelen, 1993). Günümüzde kullanılan modern hız algılayıcıları, ivme ile orantılı titreşim üreten piozelektrik kristal ve kütleden oluşan bir sistem ile çalışırlar. Daha sonra bu ivme değerini integre ederek hız değerine ulaşırlar. Bunlara da piezoelektrik hız algılayıcıları denir (Johnson, 1988;Jundgart, 1988).

5. 1. 2. 1 Hız algılayıcılarının üstünlükleri

1. Kaliteli orta frekans cevabı,
2. Çalışması için ekstra dış kaynağa ihtiyaç duymaması,
3. Bazı modellerinin yüksek sıcaklık ortamlarında dahi çalışabilir olması,
4. Kolay yerleştirme,
5. Küçük boyut,

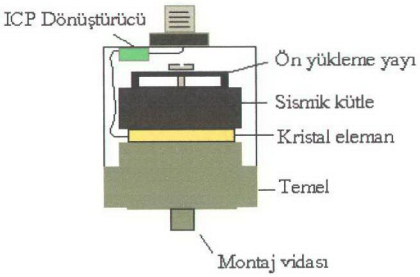
5. 1. 2. 2 Hız algılayıcılarının dezavantajları

1. Düşük frekansta gürültü oluşma olasılığı,
2. Empedans eşleşmesi ve sinyal işleme için ek elektronik düzen gerektirir,
3. Bazılarının magnetik alandan etkilenmesi,
4. Ölçüm pozisyonu ile çıkışın değişmesi,
5. Yerdeğiştirme ve ivme algılayıcılarına nazaran pahalı olmaları (Gelen, 1993),

5. 1. 3 İvme algılayıcıları

İvme algılayıcıları mekanik hareketi sistemdeki titreşim ivmesi ile orantılı olan analog sinyallere çevirirler. İşletmelerde, düşük frekans, orta frekans ve yüksek frekans ivme algılayıcılar olmak üzere üç farklı algılayıcı kullanılır. Düşük frekans ivme algılayıcıları yerdeğiştirme algılayıcıları ile ölçülemeyen düşük frekansları ölçmek için kullanılır. Bu algılayıcıların frekans aralıkları 0'dan yaklaşık 500 Hz'e kadardır. Orta frekans algılayıcıları değişik ölçümler için kullanılır. Frekans cevapları genellikle 2Hz ile 10 KHz arasındadır. Çoğu işletmelerde yüksek frekans algılayıcılarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu ivme algılayıcılar 100 KHz in üzerindeki frekansları ölçebilirler. Bunların makina yüzeylerine montaj edilmeleri oldukça kritiktir. Bu algılayıcılar makina yüzeyine vidalanmalı, makina yüzeyleri iyi bir şekilde temizlenmeli ve algılayıcı ve ölçüm cihazı arasında kablo kullanılmalıdır (Crawford, 1992;Taylor, 1994).

Çoğu ivme algılayıcılarda en önemlisi duyu bileşenleri olduğu için, quartz veya çok kristalli seramik gibi, piezoelektrik malzemeler kullanırlar. Piezoelektrik ivme algılayıcılar makinaların titreşimlerini ölçmek için standart titreşim algılayıcılar olarak düşünülebilir. Piezoelektrik ivme algılayıcı, algılayıcıları sıkıştırma modu ve shear modu şeklinde çalıştırılacak şekilde iki ayrı modda dizayn edilirler. Bu montaj malzemenin kütlesi ve yay katsayısına bağlı olan doğal frekansa sahiptir. Çalışma frekans aralığı doğal frekansın yaklaşık %10 ile sınırlıdır. Sıkıştırmalı moddaki algılayıcı Şekil 5.2 şematik bir şekilde gösterilmiştir (Victor, 1991).



Şekil 5.2 Piezo-Elektrik ivme algılayıcı

Piezo-Elektrik ivme algılayıcılarda kristal malzeme ne kadar büyükse frekans o kadar düşük, kristal ne kadar küçükse frekans o kadar büyüktür (Taylor, 1994). Bu ivme algılayıcılarda frekans aralığı oldukça geniştir. Bazı çeşitlerinde frekans aralığı çok düşük frekanslardan (1 Hz) çok yüksek frekanslara (yaklaşık 100 KHz) kadar genişler. Yüksek frekans cevabı Piezo eleman yaylarına bağlı sismik kütle rezonansı tarafından sınırlandırılır. Bu rezonans algılayıcının doğal frekansının cevabında çok yüksek bir tepe üretir. Bu ise yaygın kullanılan ivme algılayıcılar için genellikle 30 KHz frekansının çevresindedir.

5. 1. 3. 1 İvme algılayıcılarının üstünlükleri

1. Kaliteli yüksek frekans cevabı,
2. Bazı modelleri yüksek sıcaklıklı ortamlarda dahi çalışabilir,
3. Kolay yerleştirme,
4. Küçük boyut,

5. 1. 3. 2 İvme algılayıcılarının dezavantajları

1. Düşük frekansta gürültü oluşma olasılığı,
2. Empadans eşleşmesi ve sinyal işleme için ek elektronik devre ihtiyacı (Crawford, 1992).

5. 2 Algılayıcı Seçimi

Algılayıcı seçimi ölçüm yapılacak motopompların hızına bağlıdır. Yüksek hızlarla dönen sürtünmesiz rulmanlardaki etkiler (titreşim oluşturan arızalar) en iyi hız algılayıcıları veya ivme algılayıcıları ile ölçülürler. Düşük hızlardaki sürtünmesiz rulmanlar için ise yerdeğiştirme algılayıcıları gereklidir. Algılayıcı seçimi ile ilgili literatürde pek çok görüş ve tavsiyelerde bulunulmuştur. Aşağıda literatürlerde yapılan öneriler çıkarılmıştır;

1. Eğer 10 Hz'in altındaki frekansların genlikleri veya izafi hareket ölçülmek isteniyorsa, deplasman algılayıcısı kullanılmalıdır. Bazı deplasman algılayıcıları 1000 Hz in üzerindeki frekansları ölçmek için de kullanılabilirler (McConnel, 1995).

2. 10 Hz ile 2000 Hz arasındaki frekansları ölçmek için, hız algılayıcısı çoğu durumlarda en iyi seçimdir (Gelen, 1993).

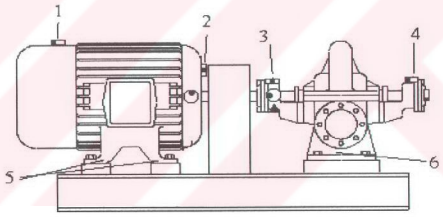
3. 2000 Hz'in üzerindeki bütün frekansları ölçmek için, ivme algılayıcısı kullanılmalıdır. İvme algılayıcısı kullanıldığı zaman, bunlar motopomlar üzerine ya vidalanmalı ya da yapıştırılmalıdır. Eğer ivme algılayıcısı ölçüm yerine vidalanmaz ya da yapıştırılmazlar ise ölçülen titreşim genlikleri çok aşırı olarak ölçülebilir veya titreşim spektrumu anlaşılmayabilir. Ayrıca, bazı yüksek frekanslar geniş bant gürültüsü olarak ortaya çıkabilir veya bu yüksek frekanslar yan bantlara sahip tanımlanmayan frekanslar olabilirler. Her iki durumda titreşim analizinde ciddi hatalara sebep olurlar. İvme algılayıcısı 2000 Hz'in altındaki ferakansları ölçmek için de kullanılabilirler (Taylor, 1994).

5. 3 Titreşim Ölçüm Noktalarının ve Ölçüm Yönlerinin Belirlenmesi

EUB yöntemine geçişte en önemli aşamalardan birisi; motopompların titreşim analizinde titreşim ölçüm noktalarının ve ölçüm yönlerinin belirlenmesidir. Her hangi bir motopomp üzerinden titreşim ölçümü yapılmadan önce o motopomp üzerinde en iyi ölçümün nereden yapılacağı tespit edilmelidir. Motopomplar üzerinden titreşim ölçümü yapmadan önce ölçüm noktalarının belirlenmesi hem analiz için en iyi data toplama noktalarının belirlenmesinde hem de potansiyel titreşim kaynağının tanımlanmasında bize yardımcı olacaktır. Titreşim ölçümü için belirlenen noktaya algılayıcı montaj yastığı ölçüm yönü belirlenerek yapıştırılmalıdır (Crawford, 1992). Belirlenen bu ölçüm yönleri titreşim analizi için büyük öneme sahiptir. Yapılan çalışmada, belirlenen tesislerdeki bütün motopomplarda ölçüm noktaları belirlenmiş ve bu ölçüm noktalarına ölçüm yönleri belirlenerek algılayıcı montaj yastıkları yapıştırılmıştır.

5. 3. 1 Titreşim ölçüm noktalarının belirlenmesi

EUB kapsamına alınan motopomplarda öncelikle yapılması gerekli işlerden birisi de ölçüm yapılacak motopomplar üzerinde ölçüm noktalarının belirlenmesidir. Bunun için motopomplarda ölçüm noktası olarak yataklama noktalarına en yakın noktalar seçilmelidir. Titreşim enerjisi için zayıf iletken olan ince metal yatak başlıklarından kaçınılmalıdır. Mümkünse ölçüm noktaları olarak metal metale eklenmemiş olan bölgeler seçilmelidir. Ayrıca boyalı yüzeylerden, yüksüz rulman alanlarından, yarık veya çatlak yataklardan ve yapısal boşluklardan kaçınılmalıdır. Pompalarda ölçüm noktası her bir yatak için ayrı ayrı belirlenmelidir. Elektrik motorları için ise; 50 BG'den düşük motorlar için bir test noktası belirlemek yeterli olabilirken, 50 BG'nin üzerindeki motorlarda her yatak için ayrı bir test noktası belirlenmelidir. Şekil 5.3 ve Şekil 5. 4 de her hangi bir motopomp üzerinde titreşim ölçüm noktaları gösterilmiştir.

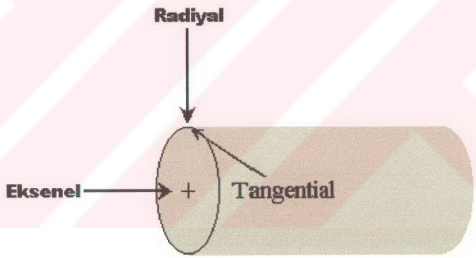


Şekil 5.3 Yatay motopomplar için ölçüm noktaları

çalışmada motopomp üzerinde bu noktalar tek tek belirlenmiş ve bütün ölçümler bu noktalardan alınmıştır.

5. 3. 2 Titreşim ölçüm yönleri

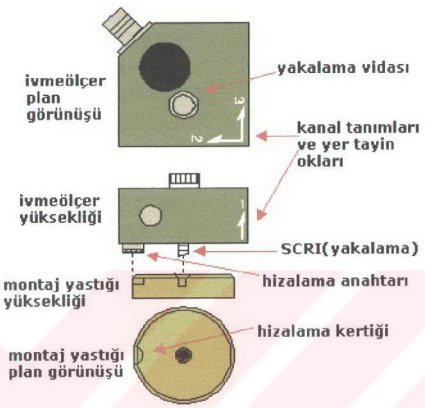
EUB uygulanmasında titreşim ölçümlerinin her zaman aynı nokta ve yönlerde alınması motopomplardan alınan titreşim datalarının karşılaştırma amaçlı olarak saklanması ve motopompların eğilim eğrilerinin izlenmesi açısından oldukça önem arz etmektedir. Bu nedenle elle tutularak titreşim ölçümü yapılan algılayıcılar EUB uygulamalarında tavsiye edilmezler. Motopompların problemlerinin belirlenmesinde, her bir ölçüm noktasında üç yönde titreşim değerlerine sahip olmak son derece önemlidir. Bu yönler eksenel, radyal ve tanjantiyal yönlerdir. Eksenel yön makina miline paralel, radyal yön algılayıcıdan şaft merkezine doğru ve tanjantiyal yön ise radyal yöne diktir.



Şekil 5. 6 Motopomp üzerinden alınan titreşim ölçüm yönleri

Yapılan çalışmada üç kanallı üç eksenli ivme algılayıcılar kullanılmıştır. Diğer bir değişle bir konumda üç ivme algılayıcı kullanılmıştır. Bu ivme algılayıcılar birbirlerine diktir. EUB esnasında kullanılan ivme algılayıcı ve montaj bloğu Şekil 5.7 de detaylı bir şekilde gösterilmiştir. Algılayıcı, sensörler hep ayni yöne yönelecek şekilde dizayn edilmiş bir bronz montaj bloğu üzerine vida ile monte edilir. Algılayıcı üzerindeki 1, 2 ve 3 numaralar ile işaretlenmiş kanallar motopompların durumlarına göre farklı ölçüm eksenlerine tahsis edilebilirler. Eğer algılayıcı yatay bir motopompda rulman yatağının üstüne montaj edilirse kanal 1 radyal, kanal 2 şaft

eksenine dik tanjantiyal ve kanal 3 şaft eksenine paralel eksenel yön olacaktır. Bu durum RTA diye adlandırılır. Eğer algılayıcı radyal ekseni etrafında 90^0 döndürülürse, ölçüm yönü RAT diye adlandırılır. Burada R: Radyal , A: Eksenel, T:Tanjantiyaldir.



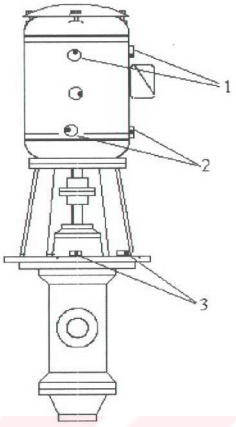
Şekil 5. 7 Titreşim ölçümünde kullanılmış ivme algılayıcı ve montaj yastığı

5. 3. 2. 1 Tanjantiyal ölçüm

Tanjantiyal titreşim tipik olarak motopompun yatay yöndeki esnekliği nedeniyle oluşur. Aynı zamanda mekanik dengesizlik motopomplarda sıkça rastlanan bir bozukluktur. Bu durum radyal yönde titreşim olarak kendisini gösterir. Ancak motopomplar yatay düzlemde daha esnek olduğu için tanjantiyal yönde yüksek titreşim mekanik dengesizliğin iyi bir göstergesidir (Eyvazian, 1994;Jundgart, 1988).

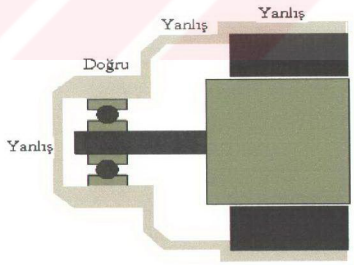
5. 3. 2. 2 Radyal ölçüm

Radyal ölçümler yerçekimi ivmesi ve yere sabitleme nedeniyle tanjantiyal ölçümlere kıyasla daha düşük genlikli olurlar. Radyal yöndeki yüksek titreşim motopomp gövdesinin zemine bağlantısında gevşeklik olduğunun göstergesidir (Eyvazian, 1994).



Şekil 5.4 Dikey motopomplar için ölçüm noktaları

Ayrıca yataklama noktaları özel muhafaza içerisine alınmamışlar ve motor gücü 50 BG'nin üzerinde ise yataklamalar içinde ölçüm noktaları belirlenmelidir (Gelen,199;Osval, 1977). Pompalarda da yataklar üzerinde ölçüm noktaları doğru bir şekilde belirlenmelidir. Şekil 5.5'de rulman yataklarında doğru ölçüm noktası şematik olarak gösterilmiştir.



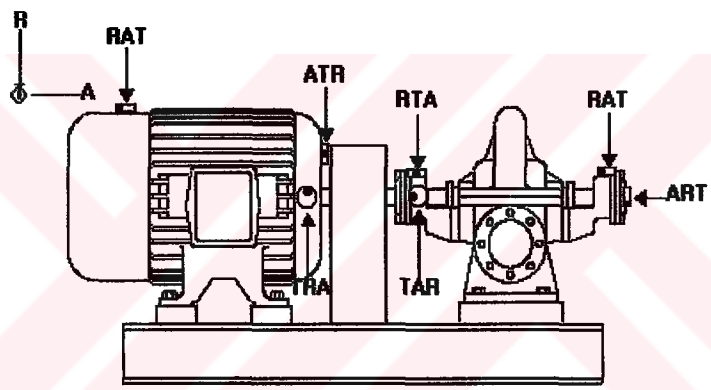
Şekil 5. 5 Rulman yataklarında doğru ölçüm noktasının şematik görünüşü

EUB yönteminin en iyi ve en başarılı bir şekilde uygulanması için gerekli olan en önemli husus ölçüm noktalarının belirlenerek yapılacak olan bütün ölçümlerin aynı noktadan alınmasını sağlamaktır. Eğer ölçümler aynı noktadan alınmazlar ise titreşim grafiklerinin analizleri ve titreşim eğilim eğrileri bizi yanlış yönlendirebilir. Yapılan

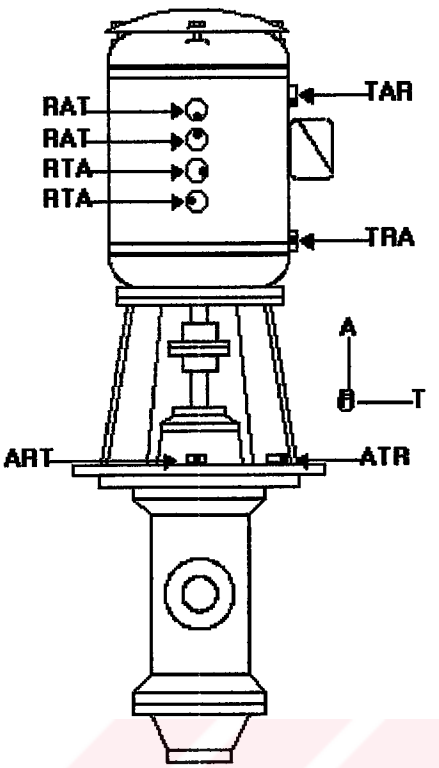
5. 3. 2. 3 Eksenel ölçüm

İdeal koşullarda eksenel ölçümlerin kuvvetlerin çoğu mile radyal etkidiğinden çok düşük genlikli titreşim göstermesi beklenir. Öte yandan eksen kaçıklığı ya da eğilmiş mil, kaplin ayarsızlığı gibi problemler eksenel titreşime neden olmaktadır.

Yukarıdaki tanımlamalar yatay montaj edilmiş motopomp uygulamaları için verilmiştir. Dikey montaj edilmiş motopomplarda yönler motopomp konumuna göre yeniden uyarlanmalıdır. Motopomplar üzerindeki bu ölçüm yönleri dikey ve yatay motopomplar için Şekil 5. 8 ve Şekil 5. 9 da detaylı bir şekilde verilmiştir. Burada R: radyal, T: tanjantiyal ve A: eksenel yönleri göstermektedir (Gelen, 1993).



Şekil 5.8 Yatay motopomp üzerinden alınabilecek altı farklı ölçüm yönü



Şekil 5. 9 Dikey motopomp üzerinden alınabilecek altı farklı ölçüm yönü

5. 4 Standart Ölçüm Metotları

Makinalardaki arızaları belirlemede çeşitli ölçüm metotları kullanılmaktadır. Bu ölçüm çeşitleri;

- Toplam genel titreşim
- İvme zarflama
- Akustik enerji emisyonu
- Faz ölçümü
- Yüksek Frekans Tespit

dir.

5. 4. 1 Toplam genel titreşim

Belirli bir frekans bandında ölçümlenen toplam genel titreşimdir. Bu değer bir motopompun, makinanın, rotorun ya da herhangi bir makina parçacığının mevcut durumu hakkında bilgi verir. Titreşim aynı zamanda dengesizlik, eksen kaçaklığı,

mekanik gevşeklik, yapısal rezonans, yumuşak temel bağlantısı (soft foundation), mil eğikliği, aşırı rulman aşınması, kırılmış pervane kanadı, düşük frekanslı dinamik durumları değerlendirmede en önemli çalışma parametresidir (Eyvazian, 1994).

Toplam titreşim ölçümünün yapılacağı frekans aralığına frekans bandı denir. Toplam titreşim ölçümünün hangi frekans bandı kullanılarak yapılacağı EUB uygulamasında önemli bir parametredir. Hem iyi bir çözünürlük elde etmek, hem de arıza frekanslarını saptama açısından frekans aralığının belirlenmesi önemlidir. Geniş frekans bandı çözünürlüğü azaltmaktadır. EUB uygulamasında toplam titreşim değerlendirilmesi yapılırken titreşim ölçümlerinin aynı frekans bandından alınarak karşılaştırılmaları gerekmektedir.

5. 4. 2 İvme zarflama

Rulman ve dişli arızaları yapısal titreşime kıyasla düşük genlikli ve yüksek frekanslı titreşim üretirler. Zarflama adıyla anılan yöntemin amacı dönen elemanların titreşimine ait sinyalleri filtreleyerek rulman arızasına ait sinyalleri daha belirgin hale getirmektir. Rulman sinyalleri rulman arıza frekans bandında ortaya çıkar ve ard arda gelen tekrar edici özelliğe sahiptir (Eyvazian, 1994).

Zarflama metodu makinaların dönüşünden ya da yapısından oluşan titreşimler nedeniyle tespit edilemeyen, arka planda kalan rulman ve dişli takımı gibi düşük genlikli, yüksek frekanslı ve yineleyici titreşim üreten arızaların teşhisi için kullanılır. Ayrıca elektrik motor/stator problemlerinin tümü zarflama (filtreleme) metodunun uygulama alanındadır.

Çalışmanın yapıldığı İSKİ pompa terfi merkezlerinde en sık karşılaşılan problemlerden birisi de motopomp rulman arızalarıdır. Bu nedenle bu metot motopompların rulman arızalarının tespitinde kullanılmıştır.

5. 4. 3 Akustik enerji emisyonu (AEE)

Metal metale temasta veya başka nedenlerden oluşabilecek arızaları çok erken teşhisini sağlar. Bu işlemi, metalin kendinde oluşan akustik emisyonları ölçerek

yapar. Akustik yayılıma neden olabilecek durumlar aşağıda verilmiştir (Eyvazian, 1994).

- Elektriksel gürültü
- Elektriksel ark oluşması
- Kavitasyon
- Metal kesmesi
- Mikro aşınmalar
- Yağlama eksikliği
- Rulman hasarları
- Bir birine çarpan maddecikler
- Elektriksel olarak üretilen sinyaller
- Kırık ya da çatlaklar
- Kompresör rotor teması
- Rulman sürtünmesi
- Dinamik aşırı yükleme
- Kirlenmiş, yabancı madde içeren yağ

AEE teknolojisi bu tip durumlarda oluşan ultrasonik ses dalgalarını algılayan çok özel bir sensör kullanır. AEE metal aksamlarda oluşan mikroskopik ve henüz titreşim sinyali dahi vermeyen aşınmaların tespitinde kullanılır. Bu ölçümlerde elde edilen değerlerde artma var ise artış görülen motorlar daha sık aralıklarla izlenmelidir.

5. 4. 4 Faz ölçümü

Faz ölçümü teknik olarak ayrı bir tür değildir. Burada faz ile kastedilen milden gelen titreşim sinyali ile dönen mil üzerinde işaretlenmiş, yeri bilinen bir nokta arasındaki açısal farktır. Bu ilişki titreşim seviyeleri ve milin yörüngesi hakkında değerli bilgiler sağlar. Bu bilgiler balans ayarı ve diğer analiz amaçları için çok kullanışlıdır (Eyvazian, 1994).

5. 4. 5 Yüksek Frekanslı Tespit (HFD)

HFD ile 5 kHz – 60 kHz arası küçük çatlakların neden olduğu titreşimler tespit edilir. Sensörün rezonans frekansı bu frekans bandı içersindedir. Sensör küçük genlikli sinyallerin güçlendirilmesi için kullanılır. HFD ölçümü, yüksek frekanslarda gerçekleştirildiği için sensör olarak ivme algılayıcı kullanılır. Titreşim genlik birimi yerçekimi ivmesi olan 'g' dir (Johnson, 2000).

5. 5 Kurtosis Yöntemi

Titreşim sinyalleri genelde doğaları gereği gelişigüzel olarak düşünülür ve bu nedenle anlık genliklerin olasılık yoğunluğu saptanabilir. Böylelikle, belirli bir genliğin kendini yinelemesi olasılığı hakkında bir fikir edinilebilir (Karakurt, 1988). Kurtosis kavramı zaman sinyallerinin genlik dağılımı teorisinden gelmektedir. Hasarsız yeni bir rulmandan elde edilen gelişigüzel bir sinyalin genlik dağılımı genellikle Gauss dağılımını izler. Hasar artmaya başlayınca algılayıcı sinyali keskin olur ve ivme ölçümlerinde çok büyük genlikli değerler oluşur. Bu durum "olasılık dağılım fonksiyonu" ile ifade edilebilir (Orhan, 2002). Kurtosis değeri bütün frekanslarda 3 civarındadır. Yataktahasarlar geliştikçe Gauss dağılımı değişir ve Kurtosis 20'ye kadar çıkabilir (Karakurt, 1988).

$$\text{Kurtosis } k = \frac{\int_{-\infty}^{\infty} (\chi - \bar{\chi}) p(\chi) d\chi}{\sigma^4} \qquad (5.1)$$

Formülü ile ifade edilir. Burada x, sinyal seviyesini , $\bar{x}$, sinyal ortalamasını , p(x), x'in ihtimaliyet yoğunluk dağılımını, σ, sinyalin standart sapmasını göstermektedir.

Kurtosis yatak titreşim sinyalindeki keskin inişler ve çıkışlar hakkında bilgi verir ve iniş çıkışlar yataktaki hasarlar ile artacağından yatak sorunları incelemekte kullanılmaktadır. Kurtosis frekansa bağımlı olduğu için çeşitli frekans aralıklarında incelenmesi hasarın gelişmesini incelemek açısından yararlıdır. Kurtosis'i frekans aralıklarında incelemek için iki yöntem kullanılır. Birincisinde istenenin frekans aralıklarına kuşak geçirim süzgeci uygulayarak; ikincisinde ise istenilen aralığı yakın büyütme ile çekerek ve yeniden zaman alanına geri dönerek Kurtosis ölçümü yapılır.

5. 6 Kepstrum Analizi

Dişli ve rulman titreşimlerinden elde edilen farklı harmonik bileşenleri ve yanbantları kolayca belirlemeye yarayan bir metottur. Kepstrum analizi spektrumun (logaritmik genlik, fakat doğrusal frekans ölçeği) spektrumu almayı içeren ileri bir

teknolojidir. Kepstrum hesaplanmadan önce spektrum genliğinin logaritması hesaplanmalıdır (Gelen, 1993).

Özellikle bir çok dişliden oluşan dişli kutularından elde edilen titreşim sinyallerinde yanbantlar arasındaki aralığı zayıf çözünürlüğü yüzünden frekans analizi ile değerlendirmek güç olabilmektedir. Bu yüzden kepstrum analizi geliştirilmiştir (Orhan, S., 2002).

5. 7 Esas Sebep (Root Cause) Hata Analizi

Proaktif bakım, erken uyarıcı bakımın makinaların arıza yapma nedenlerinin belirlenmesini içerecek şekilde genişletilmiş hali olarak tanımlanabilir. Makina arızalarının erken safhalarda tespit edilmesi ve makinada kalıcı hasar oluşturmadan giderilmesi önemli ve ekonomik açıdan yapılmaya değer iken (örneğin bir rulmanın değiştirilmesi), bu yalnızca anlık olarak problemin giderilmesi ve makinanın tekrar çalışır hale gelmesini sağlayacaktır. Ancak en başında rulman arızalanmasına neden olan koşulların neler olduğu konusunda fikir vermeyecektir. Bu fonksiyonu da hassas şekilde gerçekleştiren yöntem Esas Sebep Hata Analizi (RCFA) olarak adlandırılır. RCFA aşağıda verilen adımları içermektedir (Gelen, 1993);

- Problemden hangi makina parçasının sorunlu olduğunun belirlenmesi,
- Tespit edilen makine arızalarının nedenlerinin belirlenmesi,
- Problemin sebeplerinin ortadan kaldırılması için gerekli işlemlerin gerçekleştirilmesi. Örneğin, aşırı radyal yükler dolayısıyla yatak hasarlarına neden olabileceğinden hassas bir eksen ayarı yapılması verilebilir.
- Benzer tipteki makinaların incelenip analiz edilmesi ve eğer mümkünse aynı koruyucu işlemlerin onlar üzerinde de yapılması,
- Makina montajının veya makinanın kendisinin aynı problemin tekrar görülmesi ihtimalini ortadan kaldırmak için tekrar tasarlanması. Diğer değişle makinanın, problemi dışarıda tutacak şekilde tekrar tasarlanması,

5. 7 Dalgacık (Wavelet) Analizi

Verilen bir sinyal için (örneğin ses yada titreşim) Foruer Analizi ile frekansları ve bu frekansların genliklerini hesaplamak oldukça kolaydır. Bu analiz, teorik incelemeler açısından son derece önemli olan sinyal karakteristiğinin görülmesini büyük ölçüde temin eder. Bununla birlikte Fourier analizi belli koşullar altında mümkün olmakla birlikte, Fourier metodu sinyalin tekrar yakalanmasında özellikle de yüksek düzgünsüzlüklü (nonsmooth) ise, daima iyi bir metod değildir. Sinyali lokal olarak tekrar oluşturmak için fazla fourier informasyonuna ihtiyaç vardır. Bu tip durumlarda, dalgacık analizini kullanma daha uygun olacaktır. Çünkü sinyalin lokal özelliklerine yönelik olarak basit bir yaklaşım sunar.

Fourier analizi frekans lokasyonları ile ilgili problemler konusunda oldukça etkilidir. Bununla birlikte fonksiyonların sembolize edilmesinde genellikle zayıf kalır. Özellikle geçici sinyallerin klasik Fourier metodu ile analizini yapma konusunda ciddi problemler vardır. Bununla birlikte dalgacık analizi geçici rejimlerin sembolize edilmesinde genellikle çok etkilidir. Bu nedenle geniş bir tanım aralığındaki verilerin yakalanması için dalgacık analizi tasarlanmıştır (Walker, 1997).

7. 8 Yapay Sinir Ağları Yöntemi

Günümüzde bakım sistemleri üzerine yapılan çalışmalar; herhangi tesisin on line olarak bir merkezden izlenmesi,arızanın yerinin ve büyüklüğünün önceden belirlenebilmesi üzerine yoğunlaşmıştır.Tek bir makine için erken uyarıcı dinamik bakım yöntemi ile arızanın tipi ve büyüklüğünün önceden belirlenmesi çoğu sektörde yıllardır uygulanmaktadır. Ancak, birçok makine ve ekipmandan oluşan herhangi bir tesis bütün olarak ele alındığında, ,sensörler vasıtasıyla toplanılan veriler gerek miktar ve gerekse çeşitlilik bakımından içinden çıkılmaz bir hal alacaktır. Bu verilerin toplanması, işlenmesi, değerlendirilmesi ve sonuçta bir karara varılması yeni yöntemlerin kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Bu söz konusu yöntemlerden biride Yapay Sinir Ağları (YSA.) 'dır.Yapay Sinir Ağları insan beyni örnek alınarak geliştirilmiştir. İnsan beyninin en temel parçası

olan sinir hücreleri hatırlama,düşünme her harekette önceki deneyimlere başvurma kabiliyetini sağlar. Dolayısıyla YSA insan beyninin bu gibi organizasyon ilkelerine benzeyen özellikleri kullanmaktadır. YSA birbirine bağlı, düğüm adı verilen çok sayıda işlem elemanından (yapay sinirden) oluşmaktadır. Bu yapay sinirler biyolojik sinirin başlıca dört fonksiyonu taklit eder. Bu fonksiyonlar; giriş, toplama, etkinlik ve çıkış olup bütün yapay sinir ağları bu temel yapıdan türetilmiştir.

Tesis ve makine numaraları ile bunların arızayı ikaz eden parametre ölçüm değerleri YSA.' ya giriş olarak alınır. Arıza duruma çıkış olarak alınacaktır. Burada arızalı durum bir rakamla (örneğin sıfır) arızasız durum ise başka bir rakamla (örneğin bir) gösterilebilir. Mevcut öğrenme algoritmalarından biri kullanılarak giriş değerleri iterasyona sokulup sistem eğitilir. Eğitim tamamlandığında, elde mevcut arızalı ve arızasız durumdaki parametreler kullanılarak YSA test edilir. Eğer öğrenme seviyesi yeteri kadar yüksek ve test sonuçları gerçek sonuçlara yakın olursa, bu YSA erken uyarıcı bakım sistemiyle birleştirilerek, akıllı bakım sistemi oluşturulabilir (Karayel, 2003). Böylece örneğin İSKİ'nin bütün tesisleri bir merkezden izlenebilir ve arızaların yeri ve boyutu belirlenebilir.

BÖLÜM 6 MOTOPOMP'LARDA TİTREŞİM ANALİZİ İLE TESPİT EDİLEBİLECEK ARIZALARIN BELİRLENME KRİTERLERİ

Elektrik motoru ve santrifüj pompalarda titreşim problemleri düzgün çalışma ve performans açısından önem taşımaktadır. Dönel makinalarda görülen aşırı titreşimler, makina ömrünü kısaltmakta, mekanik yorulmaya ve hatta makinada hasara yol açmaktadır. Elektrik motoru ve santrifüj pompalardaki bu titreşimlerin nedenleri mekanik, akışkan kaynaklı ya da elektromekanik olabilir. Mekanik ve elektromekanik kaynaklı titreşimlerin bir çoğu doğrudan makina devri ile ilgili olup, titreşim analizi ile belirlenebilir. Gücü 300 kW'tan fazla olan büyük makinalarda titreşim şiddetinin saptanması için titreşim ölçümlerinin uluslararası standartlarda (Piotrowski, 2001) belirtildiği şekilde "yerinde" yapılması gereklidir. Ayrıca önceki bölümlerde belirtildiği gibi titreşimlerin kaynağının belirlenmesi için elektrik motoru ve santrifüj pompalar üzerinde belirlenen ölçümlerin yapılması gereklidir. Bu ölçümlerden alınan veriler arasındaki ilişkilerin zaman ve frekans ortamlarında incelenmesi ile titreşimin kaynağı saptanabilir.

Pompalama birimleri, sürekli olarak belirli bir performans göstermesi beklenen, sürecin durmaması için yeterli güvenilirliğe sahip, pompa, kaplin ve elektrik motoru ile ilgili bağlantı ve yan ekipmanlardan oluşan birimlerdir. Bu birimler, maruz kaldıkları çevre koşullarından etkilenirler. Bunlarda zaman içinde oluşan kalıcı olabilecek problemler de elektrik motoru ve santrifüj pompa performansının olumsuz olarak etkilenmesine yol açarlar. Bu problemler, yatak problemleri, balans bozuklukları, elektromekanik kaynaklı problemler, hidrolik çalışma noktasından ve/veya hidrolik sistemden kaynaklanan ve mekanik olarak sistemi etkileyebilen titreşimler şeklinde kendilerini gösterirler.

Çalışmanın bu bölümünde elektrik motoru ve santrifüj pompalar üzerinden alınan titreşim değerleri zaman ve frekans ekseninde değerlendirilmiştir. Bu değerlendirme sonucunda yukarıda bahsedilen, örneğin balans bozukluğu gibi, problemlerin frekans ekseninde hangi yönlerde ve hangi frekanslarda tepeler oluşturduğu saptanmıştır. Ayrıca bu tepe değerlerinin zaman eksenindeki grafik üzerindeki etkileri de gösterilmiştir.

Elektrik motoru ve santrifüj pompalarda ortak olan yatak problemleri, balans bozuklukları, yanlış hizalama ve mekanik boşluk problemleri ortak olarak incelenmiştir. Ayrıca sadece pompa veya elektrik motoruna ait olan problemler kendi birim başlıkları altında irdelenmiştir.

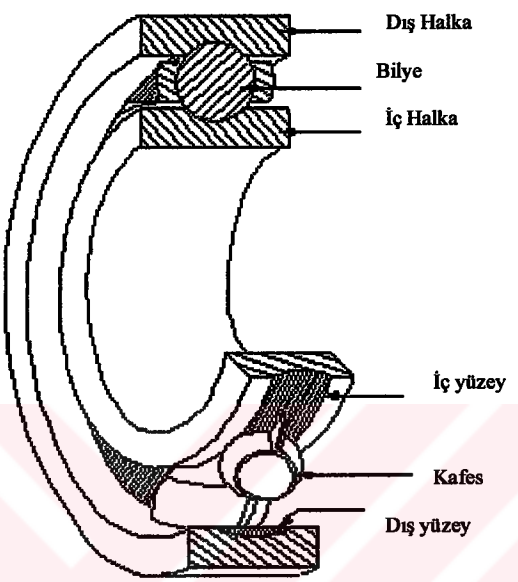
6. 1. Santrifüj Pompa ve Elektrik Motorunda Oluşacak Ortak Arızalar

6. 1. 1 Rulman arızaları

Bu bölümde hareket eden parçaların ürettiği frekansların analiz edilmesi ile rulmanlarda arıza tanımlaması prosedürleri detaylı olarak ele alınacaktır. Rulmanlı yataklar dönel makinaların vazgeçilmez elemanlarındandır. Bu makinalarda (örneğin, elektrik motoru ve santrifüj pompalar) oluşan arızaların çoğu kullanılan rulmanlı yataklardan kaynaklanır. Eğer motopomp da enaz dört yataklamanın olduğu düşünülürse, bu makinalarda yatak bakımının önemi daha da iyi anlaşılacaktır. Bu sebepten dolayı EUB yönteminin elektrik motoru ve pompalar üzerinde iyi bir şekilde uygulanması çok büyük bir kazanç olacaktır. Rulmanlar üzerinde arıza oluşumunun ve gelişiminin periyodik olarak incelenmesi, arızanın ilerleme durumunun belli bir eşik değerine ulaşınca yatakların değiştirilmesi yalnız yatakların ömrünü uzatmakla kalmaz, sürekli bir verim sağlar ve erken parça değişimini azaltacağından giderlerin büyük bir kısmını engellemiş olur.

Rulman arızalarının belirlenmesinde, rulmanın çalışma anında ortaya çıkardığı gürültü ve titreşim büyük önem taşımaktadır. Rulmanlardaki titreşim karakteristikleri ve davranışları birçok yöntemler kullanılarak incelenebilirler. Yataklarda arıza oluşmaya başladığı zaman yatak elemanları arasındaki çarpmalar sonunda titreşim

enerjisi belirli frekanslarda diğerlerine göre baskın duruma geçmeye başlar(Haris, 1991). Rulman hata frekansları, rulman bileşenlerindeki yorulma, aşınma, yanlış montaj, yanlış yağlama ve imalat hataları sonucu üretilir. Şekil 6.1 de bilyeli rulmanların elemanları olan kafes, iç yüzey, dış yüzey ve yuvarlanma elemanları gösterilmektedir (Crawford, 1992;Bently, 2001).



Şekil 6. 1 Bilyeli rulman bileşenleri

Rulman yüzey dalgaları, yuvarlanma elemanları ve kafesler üzerindeki kusurlar farklı frekanslar üretirler. Rulmanların oluşturduğu titreşimler irdelenirken spektrumun şekli, genliği, frekansı, toplam ve farklı frekanslar ve zaman tanım bölgesi sinyali arızaların sebebini, yerini, bileşenlerini ve boyutunu tanımlamada faydalıdırlar. Ayrıca yüzey aşınmaları, korozyon, asitlenme, küresel oyuk ve yetersiz sürtünme gibi arızaların sebebi frekans ve zaman tanım bölgesi bilgisi analiz edilerek tanımlanabilir. Bu teknikler aşırı boşluk olan rulmanları ve şaft etrafında dönen veya rulman yatağında boşluk olan durumlar gibi iyi bir şekilde montajı yapılmamış rulmanları da tanımlayabilir (Taylor, 1994).

Arızalı rulmanlar, ya iç yüzey ve dış yüzey ya da bilyelerin çevresinde düzensizlikler gibi arızalara sahip olacaklardır. Çalışma sırasında bu hatalar temel arıza frekansları olarak adlandırılan periyodik frekanslar üreteceklerdir. Rulmanların farklı döner elemanlarının arasındaki ilişkiyi anlamak için ilkönce izafi hızları

tanımlayan denklemler geliştirilmelidir. Bu denklemler rulman elemanları tarafından üretilen hata frekanslarını tanımlarlar. Arızalı bir rulmana sahip dönel makina dört temel arıza frekansı üretirler (Haris, 1991).

Bu frekanslar;

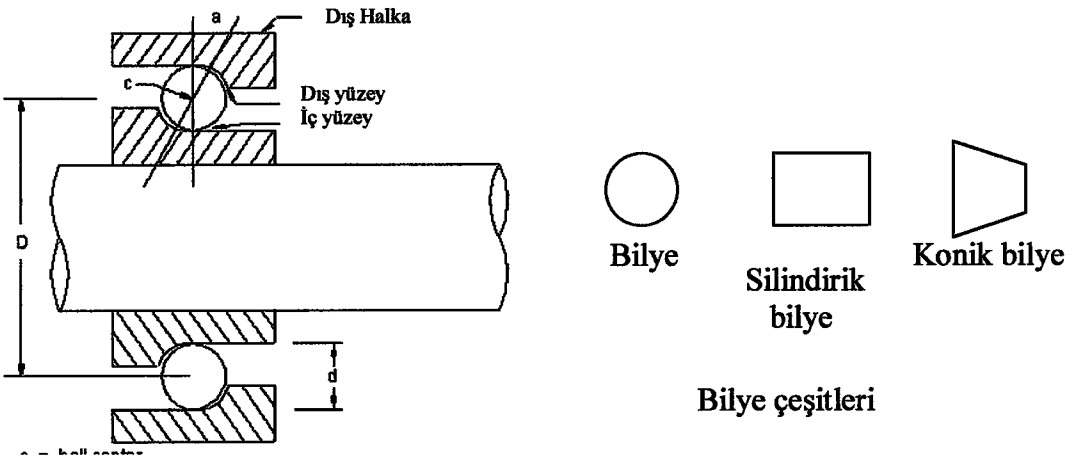
1. Temel refarans frekansı (Fundamental Train frequence) (FTF)
2. İç bilezik bilye geçiş frekansı (BPFI), (bütün bilyeler iç bilezik üzerindeki arızalı bölgeden geçiyorken üretilen frekanstır.)
3. Dış bilezik bilye geçiş frekansı (BPFO), (bütün bilyeler dış bilezik üzerindeki arızalı bölgeden geçiyorken üretilen frekanstır.)
4. Bilye dönüş frekansı (BSF), (bilyeler şaft etrafında devri esnasında dönüyorken her bir bilyenin dairesel frekansıdır.)

Temel arıza frekansları hem rulman geometrisine hem de şaft hızına bağlıdır. Eğer makinada ne tip bir rulman kullanıldığı biliniyorsa, bilye çapı, karşılıklı iki bilye arasındaki çap, bilye sayısı ve bilye temas açısını bulmak için üretici verileri kullanılabilir. Bu değerlerin bilinmesi temel arıza frekanslarının doğru bir şekilde hesaplanmasına olanak verir.

Rulmanlar iki şekilde montaj edilerek kullanılabilirler;

1. İç yüzey sabit ve dış yüzey döner şekilde. Bu otomobillerin ön tekerleklerinde daha sık kullanılır.
2. İç yüzey döner dış yüzey sabit. Bu çok yaygın bir endüstri uygulamasıdır.

Yukarıda belirtilen durumlara göre temel arıza frekanslarının hesaplandığı formüller değişecektir. Elektrik motoru ve pompalarda ki rulmanlar dış yüzey sabit ve iç yüzey döner şekilde montajı yapılırlar. Temel arıza frekansları Şekil 6.2 deki montaj şekli göz önüne alınarak aşağıdaki eşitlikler yardımı ile hesaplanır (Noda-Momono, 1999).



Şekil 6. 2 Dış yüzey Sabit İç yüzey hareketli bilyeli rulman geometrisi (Bently, 2001).

$$BPFI = \frac{n}{2}.S.\left[1+\frac{d}{D}\cos a\right] \tag{6.1}$$

$$BPFO = \frac{n}{2}.S.\left[1-\frac{d}{D}\cos a\right] \tag{6.2}$$

$$BSF = \frac{d}{2D}.S.\left[1-\left(\frac{d}{D}\right)^2(\cos a)^2\right] \tag{6.3}$$

$$FTF = \frac{S}{2}\left[1-\frac{d}{D}.\cos a\right] \tag{6.4}$$

Burada ;

BPFI : İç bilezik bilye geçiş frekansı (Hz)

BPFO : Dış bilezik bilye geçiş frekansı (Hz)

BSF : Bilye dönüş frekansı (Hz)

FTF : Temel refarans frekansı (Hz)

d : Bilye çapı (mm)

D : Karşılıklı iki bilye merkezi çapı (mm)

a : temas açısı

n : Bilye sayısı

S : Mil dönüş hızı (dev/s)

dir (Taylor, 1994).

Uygulamada gerek işletme sorumluları gerekse bakım mühendisleri tarafından elektrik motoru ve pompalarda kullanılan rulmanların geometrileri pek bilinmemektedir. Bu durumda kesin temel hata frekanslarını hesaplamak mümkün değildir. Bununla birlikte, eğer rulmanlardaki bilye sayıları ve mil dönme hızları biliniyorsa FTF, BPFI ve BPFO değerleri tahmini olarak aşağıdaki eşitlikler yardımı ile hesaplana bilirler (Gelen, 1993).

$$FTF = \left[\frac{1}{2} - \frac{1.2}{n}\right] * S \tag{6.5}$$

$$BPFI = \left[\frac{n}{2} + 1.2\right] * S \tag{6.6}$$

$$BPFO = \left[\frac{n}{2} - 1.2\right] * S \tag{6.7}$$

Burada;

n : bilye sayısı

S : Mil hızı (d/d)

Bu eşitliklerden hesaplanacak temel arıza frekansları genellikle gerçek frekans değerlerinde yaklaşık % 5-10 arasında bir sapma gösterecektir. Gerek elektrik motoru gerekse santrifüj pompalarda kullanılan çoğu rulmanların bilye sayıları genellikle 8 ile 12 arasındadır.

Bilye dönüş frekansı rulman geometrisi bilinmeden tahmin edilemez. Pratikte bilye dönüş frekans hatalarına pek sık rastlanmamaktadır. Uygulamada rastlanılan en yaygın rulman arızaları yük bölgelerinde dış yüzey ve iç yüzey arızalarıdır(Crawford, 1992).

EUB Planlamasına alınan PTM'lerindeki motopomplarda kullanılan rulmanların temel arıza frekansları marka ve modellerine göre Tablo 6. 1 de verilmiştir.

Rulman arızalarının bilye yolları üzerinde (iç ve dış yüzey), dönen elemanlarda (kafes veya herhangi bir elemanda) olabileceği daha önce söylenmiştir. Böyle arızalar motor ve pompa üzerinde farklı titreşim sinyalleri oluşturacaklardır. Bilye, silindirik dönel parçalar ve temas açısı sıfır olan diğer rulmanlar için, iç ve dış yüzey

arızaları arızalı yüzeylerin yüzey geçiş frekanslarında spektrum çizgileri tarafından tanımlanırlar. Küresel ve temas açısına sahip bilyeli rulmanlar için dış yüzey arızası, temel BPFO frekansı ve harmoniklerini üretirler. Bilye iç yüzey arızaları temel BPFI frekansını ve harmoniklerini üretirler.

Tablo 6.1 Rulmanların temel arıza frekansları tablosu

Rulman Modelleri	Bilye Sayısı	Bilye Dönüş Geçiş Frekansı (BS)	Temel Referans Frekansı	İç Bilezik Bilye Geçiş Frekansı	Dış Bilezik Bilye Geçiş Frekansı
SKF2316	13	2,29	0,40	7,82	5,18
SKF1316	15	2,95	0,42	8,73	6,27
SKF7326	12	2,52	0,40	7,15	4,85
SKF23026	30	5,54	0,46	16,34	13,66
SKF6232	12	3,47	0,43	6,85	5,15
SKF6315	8	2,06	0,39	4,92	3,08
SKF6316	8	2,07	0,39	4,92	3,09
SKF29448E	18	2,85	0,45	9,97	8,03
FAG6218	11	2,90	0,42	6,42	4,58
FAGNU218	16	3,40	0,43	9,15	6,85
FAG6244	11	3,29	0,43	6,32	4,68
FAG6230	11	3,23	0,42	6,33	4,67
FAG6220	10	2,67	0,41	5,91	4,09
FAGNU220	16	3,43	0,43	9,14	6,86
FAGNU219	16	3,42	0,43	9,15	6,85
FAGNU224	16	3,42	0,43	9,15	6,85
NTN7328	12	2,23	0,41	7,12	4,88
NTNNU219	16	3,42	0,43	9,15	6,85
NTNNU222	16	3,31	0,43	9,18	6,82
NTNNU226	18	3,68	0,43	10,20	7,80
NTNNU230	18	3,68	0,43	10,20	7,80
NTNNU238	19	3,83	0,44	10,72	8,28

Rulman döner eleman arızalarına sahip olduğu zaman, küresel bilye ve silindirik bilyelerdeki arızalar bir şekilde iç ve dış yüzeye çarpacak şekilde dönüyorsa iki kez bilye geçiş frekansı üretilir. Bu frekanslar genellikle mekanik ara yüzey parçalarına geçeceğinden, bazı durumlarda ölçülemeyebilirler. Küresel bilye ve silindirik bilye,

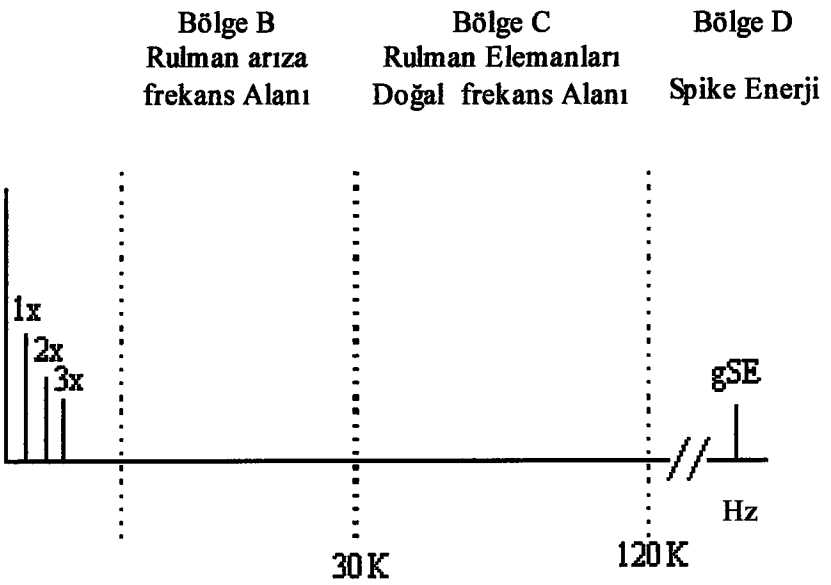
üzerindeki arıza, yüzey yoluna temas ettiği zaman bilye geçiş frekansına yol açarlar. Çoğu durumlarda, küresel bilye ve silindirik bilye üzerindeki arıza her bir devrinde de her iki yüzeye de temas edeceğinden iki tane BSF frekansı üretecektir. Arızalı bölgeler yüzeye çarptığı zaman bilye genellikle yük bölgesinde olduğu için üretilen frekansın RMS değeri çok yüksek olmayacaktır (Taylor, 1994).

6. 1. 1. 1 Rulman arızalarının ilerleme safhaları

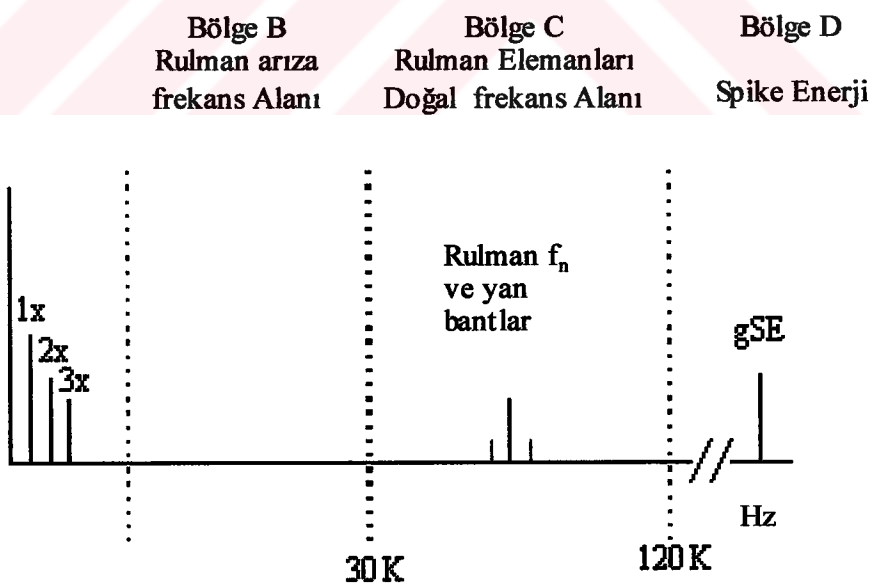
Rulmanlarda oluşacak arızalar, EUB uygulamasının iyi bir şekilde yapılması halinde daha ilk safhalarında saptana bilirler. Rulman arızalarının saptanması dört ana safhada gerçekleşebilir.

Safha 1 : Rulman arızalarının en erken göstergeleri yaklaşık 20000 Hz ile 60000 Hz arasında ortaya çıkmaktadır. Bu bölge yüksek frekans bölgesi olarakta adlandırılır ve genlik değerleri ivme cinsinden ölçülür. Bunlar spike (keskin) enerji (gSE), yüksek frekans kötüleşmesi, HFD(g), ve şok darbeler (shock pulse) ile hesaplanan frekanslardır. Örneğin, spike enerji birinci safhada yaklaşık 0.25 gSE olarak ortaya çıkar. Spike enerjinin gerçek değeri yine de ölçme noktasına ve makina hızına bağlıdır.

Safha 2 : Yüzeysel rulman arızaları, genellikle 30 K – 120 K CPM (1500 Hz – 6000 Hz) bölgesinde olan rulman bileşenlerinin doğal frekans çevresindeki tepelerinin görülmesiyle başlar. Yan bant frekansları ikinci safhanın sonunda doğal frekans tepelerinin altında ve üstünde ortaya çıkarlar. Spik enerji değeri yaklaşık olarak 0.25 gSE den 0.50 gSE değerine bir büyüme gösterir.



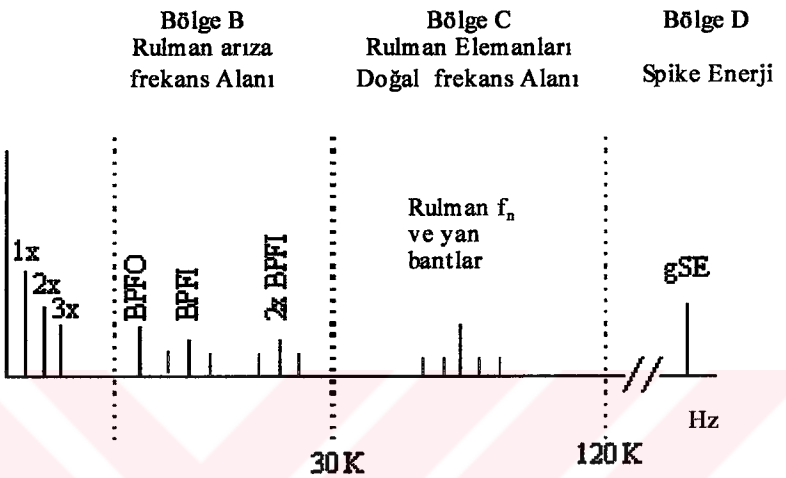
Şekil 6.3 Rulman arıza ilerlemesinin birinci safha spektrum görünümü (Stevens, 1997)



Şekil 6.4 Rulman arıza ilerlemesinin ikinci safha spektrum görünümü (Stevens, 1997)

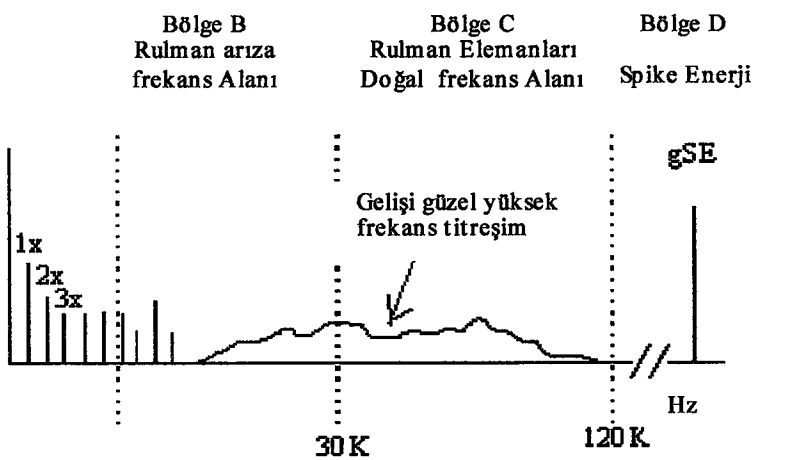
Safha 3 : Rulmanlardaki aşınmalar ilerlediği zaman, rulman arıza frekansları ve harmonikleri ortaya çıkar. Ayrıca pek çok arıza frekans harmonikleri ortaya çıktığı

gibi pek çok yan bantlar da hem bu arıza frekanslarının çevresinde hem de rulman doğal frekansı çevresinde ortaya çıkar. Spike enerji değeri sürekli şekilde artmaya devam eder. Bu durumda aşınma görülebilir bir durumdadır. Aşınma rulman iç ve dış yüzey çevresince oluşur. Bu durum herhangi bir rulman arıza frekansı, harmonikleri çevresinde yan bantlar oluşturduğu zaman aşınma ilerlemiş demektir ki bu durumda rulman değiştirilebilir.



Şekil 6.5 Rulman arıza safhasının ilerlemesinin üçüncü safhası spektrum görünümü (Stevens, 1997)

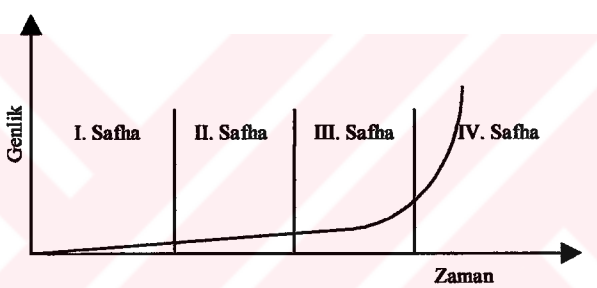
Safha 4 : Rulman dağılmasına yakın 1XRPM genliği tam olarak spektrumda etkilidir. Bu safhada 1XRPM genliği ilerlerken normal olarak çalışma hızı harmoniklerinin büyümesine de sebep olur.



Şekil 6.6 Rulman arıza ilerlemesinin dördüncü safha spektrum görünümü (Stevens, 1997)

Bununla birlikte, gerçekte her iki yüksek frekans gürültü zemininin ve spike enerjinin genliklerinin düşmesi gerekir. Fakat önceki arızalardan dolayı spike enerji genliği aşırı bir şekilde büyüyecektir (Stevens, 1997;Bently, 2001).

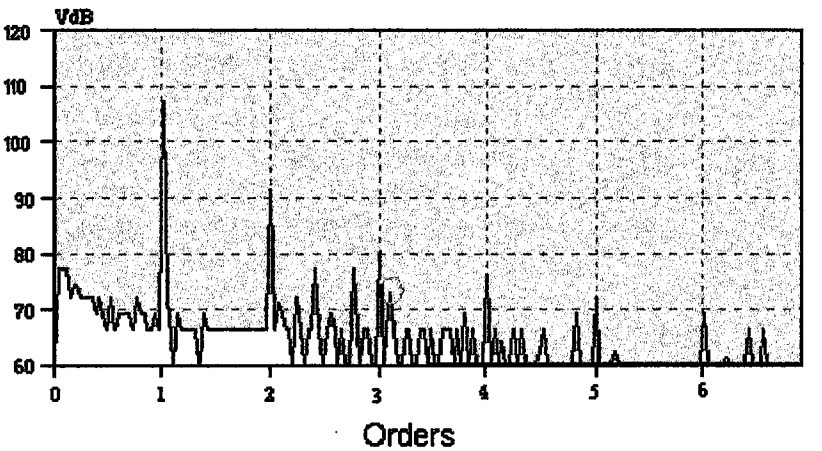
Rulman arızalarının gelişmesi müdahale edilmezse önce doğrusal sonra logaritmik olarak dağılmaya kadar gidebilir. Bu ifade her ne kadar teorik de olsa, genel seyir bunu göstermektedir. Titreşim analizi ile arıza, II. Safhada tanınmaya başlayabilir ve takip edilir. III. Safhanın son kısımlarından itibaren her an rulman değiştirmesi istenilebilir. IV. Safhaya geçmiş bir rulman her an dağılma ile karşı karşıyadır, bu yüzden her an değiştirilmesi istenilebilir. Rulman yataklarından alınan titreşim genliklerinin safhalara göre genlik zaman ilişkisi Şekil 6. 7'de gösterilmiştir.



Şekil 6. 7 Safhalara göre genlik ilerlemesi

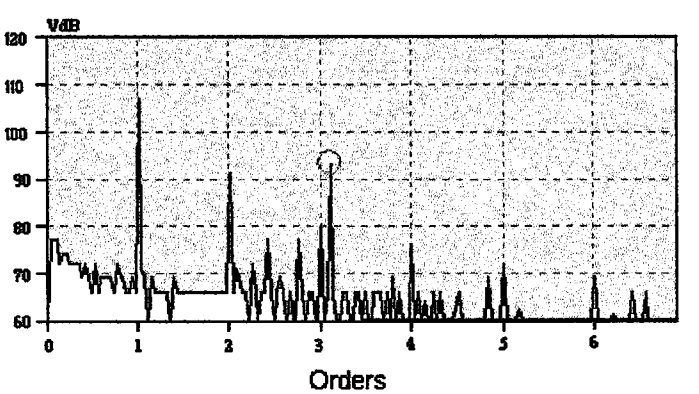
6. 1. 1. 2. Rulman arızalarının tanımlanması

Rulmanlardaki kusurlar, ilk aşamada rulman arıza frekansları denilen titreşim frekansları ve onların harmoniklerini üretirler. 0.1524 mm/s (81VdB) tepe değerine sahip rulman arıza frekansı ve daha fazla değerdeki tepe değerlerine sahip rulman arıza frekansları önemli olarak düşünülebilir. Bazen yeni bir rulmanlarda da bu rulman arıza frekanslarını üretebilir. Bunun sebebi montaj hataları ve kusurlu imalat olabilir. Rulman bölgelerinin birindeki çatlak gibi, rulmandaki kusur çok küçük ise titreşim sinyalinde ya temel frekanslar oluşmaz veya çok küçük genlikler şeklinde ortaya çıkarlar, fakat rulman arıza frekanslarının harmonikleri grafikte görülecektir. Kusur ilerlemeye başlarsa esas rulman arıza frekansı, seviye olarak harmoniklerden genellikle yüksek olacaktır (Gelen, 1993).



Şekil 6. 8 Rulman üzerinden alınmış rulman temel arıza frekans spektrum görünümü

İlk hatalara, hıza, ve yataktaki yüklemeye bağlı olarak rulman arızaları ilerleyeceğinden spektrum görünümleri değişecektir. Şekil 6. 8 ve Şekil 6. 9 daki görülen spektrumlardan; makinadaki titreşim sinyallerinin yatağın bozulması ile nasıl değiştiği görülebilir. Şekil 6. 9 daki spektrum tam olarak; rulmandaki bir arızanın gelişmesi ile birlikte rulman arıza frekansının nasıl değiştiğini göstermektedir. Rulman arızası aşırı ilerlediğinden, spektrumda rulman tonunun genlik seviyesinin arttığı görülmektedir (Gelen, 1993).

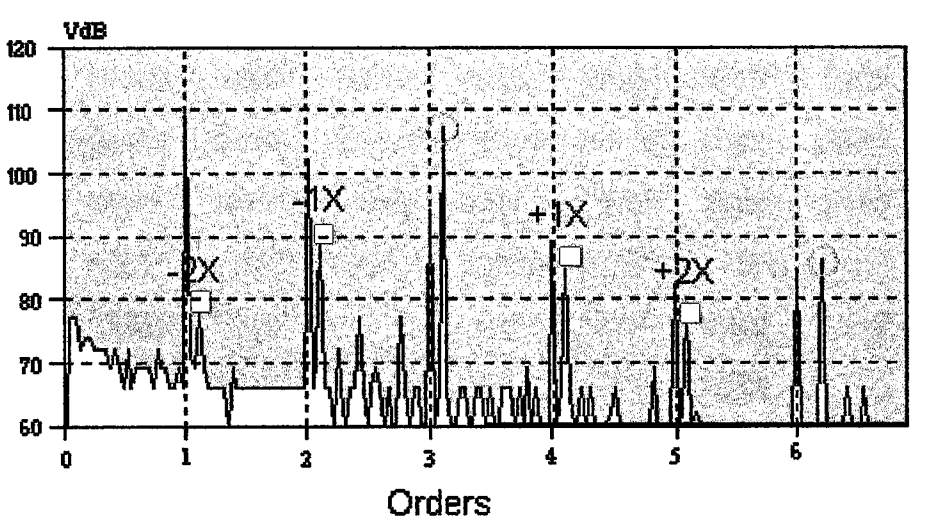


Şekil 6. 9 Rulman arızası ilerlemiş rulman temel arıza frekans spektrum görünümü

6. 1. 1. 2. 1 Rulman iç bilezik arızası

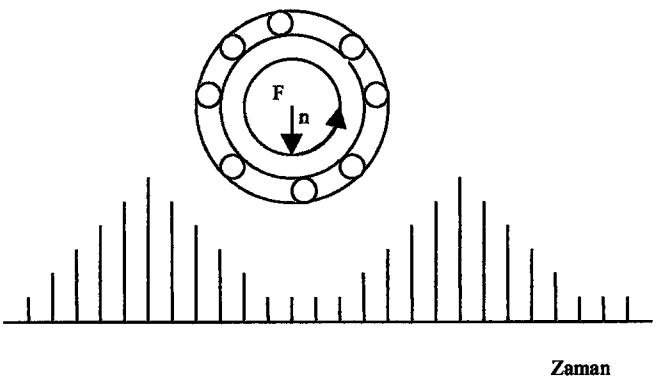
Eğer rulmandaki arıza iç bilezikte ise; dönüş hızının genliği ile yatak arıza frekansı modüle edilir ve bu 1X'ten uzakta, yatak arıza frekansını etrafında, yan bantların oluşmasına sebep olur. Buradaki genlik modülasyonu, her devirde bir kere yataktaki kusurlu iç bölgenin yatağın yükleme sınırları içinde içeri ve dışında dışarı doğru hareket etmesi gerçeğine dayanır. Yükleme sınırı içersindeyken, arıza bilye geçiş frekansında bir titreşim üretecek, fakat yükleme sınırı dışına taştığı zamanlarda bu frekanstaki titreşimin çok küçük bir miktarı üretilecektir. Bu, rulman tonunun genlik modülasyonuna ve yan bantların alt bileşenlerinin ortaya çıkmasına neden olur.

Rulman arıza frekansı etrafında oluşan 1X yan bantları kesinlikle ileri bir yatak aşınmasının göstergesidir ve çoğunlukla iç bölge arızası olarak ortaya çıkar. Rulmanlardaki boşluğun artması çalışma hızının harmoniklerini de artırır ve ayrıca rulman arıza frekansına ait ikinci bir harmoniğin görülmesine de sebep olabilir. Bazen, eğer bir rotor (pompa fanı veya elektrik motoru rotoru) çok aşırı dengesiz ise, yataktaki iç bölge arızası bir genlik modülasyonu veya yan bantlar oluşturmayabilir. Bunun sebebi dengesizlikten kaynaklanan merkezcil kuvvetin, iç bölgeyi, kendi çevresinde aynı yükleme durumunda tutmasıdır.



Şekil 6.10 İç yüzey arızasından kaynaklanan rulman temel arıza frekansı etrafında oluşan 1X yanbantları

Rulman arızası iç bilezikte olduğundan eşit periyotlarda tekrarlanan darbelerin büyüklükleri sabit olmayacak ancak periyodik olarak değişecektir. Bu durum zaman grafiğinde Şekil 6. 11 deki gibi kendini gösterecektir.

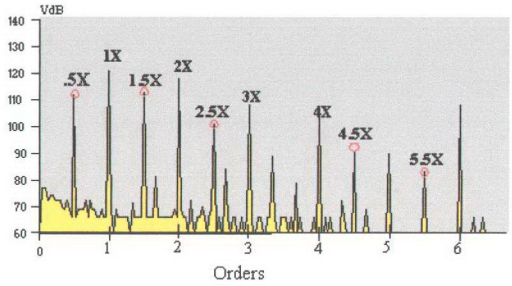


Şekil 6. 11 Arızalı iç bilezik zaman dalga formu grafiği

İç bilezik üzerindeki hasar rulmana etkiyen kuvvet ekseninde ise ve aynı anda hasar altında bir yuvarlanma elemanı var ise oluşacak darbenin şiddeti maksimumdur. Maksimum darbe değerlerinin tekrarlanma frekansı, rulmanın çalışma devir sayısına eşittir.

6. 1. 1. 2. 2 Rulmanlarda mekanik gevşeklik

Döner elemanlı (bilyalı) rulmanlardaki aşırı mekanik gevşeklik, genellikle 2X'den 8X'e kadar 1X'in harmoniklerini oluşturur. Bu durumun spektrum görünümü Şekil 6. 12 de verilmiştir. Daha sonraki bölümde uygulamalarının verileceği rulman arızası, özellikle mekanik gevşeklik, probleminin anlaşılmasında burada gösterilen grafikler temel referanslar olacaktır. Şekilde 0.5X'de ve katlarında tepe noktaların oluşması mekanik gevşekliğin fazla olduğunun bir göstergesidir (Gelen, 1993;Geropp, 2000).

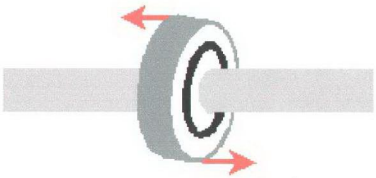


Şekil 6. 12 Rulmanlardaki mekanik gevşeklik probleminin neden olduğu titreşimin spektrumu

Pompa ve elektrik motorundaki diğer mekanik parçalardaki boşluklarda 1X'in, bazen 0.5X'in harmoniklerini oluşturacağından böyle bir durumda kesin olarak rulman problemi var denemez. Kesin bir teşhis için rulman arızalarının belirlenmesindeki safhalar irdelenerek karara varılmalıdır.

6. 1. 1. 2. 3 Rulmanlarda yanlış hizalama

Rulmanlarda görülen bu problem genellikle ilk montaj sırasındaki dengesiz yerleştirmeden kaynaklanır. Bazı durumlarda ise rulman üzerine gelen aşırı eksenel yüklemelerden dolayı rulman yatağındaki aşınma sonucu da oluşabilir. Hizası bozulmuş bir rulman belirli bir 1X bileşeni ve bazı durumlarda 2X bileşenleriyle birlikte titreşim spektrum grafiklerinde ortaya çıkar. Bu görünüm eksenel yöndeki spektrum grafiğinde görülür. Bununla birlikte bazen radyal yönde de 1X ve 2X tepeleri görülebilir. Hizası bozulmuş rulman yüksek 1X ve 2X tepeleri gibi güçlü rulman tonları da oluşturur (Taylor, 1994;FAG Tec. Note, 1982).



Şekil 6. 13 Hizası bozulmuş rulman

Rulmanlarda ortaya çıkacak arızalardan belli başlılarının nasıl analiz edildiğini izah ettikten sonra genel olarak şu söylenebilir;

Rulmanları en güzel koruma yöntemi zamana göre bir eğilim hazırlamaktır. Bazen rulmanda ortaya çıkan küçük bir hata, çok kısa bir zamanda büyük kusurlara dönüşebilir. Dolayısıyla erken teşhis için çok küçük titreşim sinyallerinin bileşenleri üzerinde bile hassasiyetle durulması gerekir. Analiz sırasında bazı makinalardan alınan ortalama titreşim spektrumlarının bile rulman tonları görülür (Gluzman,2001). Arıza teşhisi bu ortalama değerlerdeki artışla birlikte yapılır. Bu yüzden rulman tonlarının işin kötüye gittiğine dair bir gösterge olabileceği düşünülerek dikkatlice incelenmesi gerekir.

Tablo 6. 2 Rulman arızaları gösterge tablosu (Gelen, 1993;FAG tec. Note, 1982)

Titreşim Kaynağı	Baskın Titreşim Frekansı	Ölçüm yönü
Rulman arızası • İç bilezik arızası •Dış bilezik arızası •Rulmanlarda hizalama problemi •Rulmanlarda mekanik gevşeklik problemi •Rulman bilye arızası	•2kHz - 60 kHz •Sinüs eğrisi şeklinde 1X ve katlarında tepe noktalar, •Rulman elemanlarının temel arıza frekanslarında oluşacak tepe noktalar, •Yüksek frekans bölgesinde zeminde kabarma, •Eksenel yönde 2X ve 3X >1X ve 1X>3,05 mm/s ise rulman hızasızlığı vardır. Bazı durumlarda buna ilaveten radyal yönde 1Xve 2X de yüksek pikler görülür. •1/2X ve 8X'e kadar harmonikler oluşmuş ise rulmanda mekanik gevşeklik, •FTF frekansı ayrı bir frekansmış gibi ortaya çıkmış ise rulman yapısında (iç) mekanik gevşeklik, •Frekans ekseninde harmonik grupları var ve bu gruplar 3X ile 9X arasında öbeklenmiş ise bilye arızası,	Eksenel ve / veya Radyal

6. 1. 2 Dengesizlik probleminin teşhisi

Bu bölümde dengesizlik probleminin titreşim analizi yardımı ile nasıl teşhis edileceği anlatılacaktır. Döner makinalardaki dengesizliğin başlıca nedenleri aşağıda maddeler halinde sıralanmıştır (Victor, 1991).

- Pompa fanındaki gözeneklilik,
- Metaryalin uygun olmayan yoğunluğu,
- İmalat hataları,
- Pompa fanlarındaki istenmeyen erozyon ve korozyonlar
- Civataların değiştirilmesi,
- Kaplin ayarsızlığı,
- Elektrik motorunun rotor kol veya kanatlarındaki uygunsuz kütle dağılımı,
- Eksik dengeleme ağırlıkları,
- Eğilmiş şaft mili,

Dengesiz bir makinada aşağıdaki durumlar göze çarparlar;

- Gürültü,
- Sürtünmesiz rulmanlarda hız harmonikleri veya kaymalı yataklarda yüksek genlikli harmonikler,
- Geniş bant gürültüsü,
- Herhangi bir çarpma formu veya genlik geçişleri,

Dengesizlik, doğrusal bir problemdir. Eğer bir rotor dengesizse, 360 derecelik devir boyunca aynı miktarda dengesizliğe sahip olacaktır. Zaman tanım bölgesindeki her bir devir aynı genliğe sahip olacak, aynı zamanda zaman sinyalinin görüntüsü sinusoidal bir yapıya sahip olacaktır (Taylor, 1994). Dengesizliğin statikı ve dinamik olmak üzere iki şekilde karşımıza çıkabilir. Statik dengesizlik durumunda 1X frekansında yatak üzerine merkezkaç kuvveti uygulanır. Buradaki 1X kuvveti rotor hızının karesi ile doğru orantılıdır. Bunun sonucu olarak yüksek hızlarda çalışan makinalar, düşük hızda çalışan makinalara göre daha fazla mutlak dengeye gereksinim duyarlar. Makinalardaki dengesizlik kuvvetleri her zaman rulmanlarda, tanjantiyal ve radyal 1X bileşenleri arasında 90 derece faz farkı olacak şekilde,

titreşime sebep olurlar. Bu dengesizliğin kati testidir ve yanlış hizalamadan kaynaklanan dengesizliği tespit etmede ve titreşim grafiklerini analiz etmede kullanılır.

Titreşim analizinde, dengesizlik her zaman 1XRPM de yüksek titreşim genlikleri oluştururlar. Dengesizlik şiddetli ise, çalışma hızı gibi genliklerde dengesizlikle birlikte frekans spektrumunda kendini gösterir. Bununla birlikte diğer belli başlı arızalarda 1XRPM de titreşim genliklerine sebep olabilirler. Bu bileşik göstergeler bazen dengesizliğin testini zorlaştırabilir, fakat 1XRPM frekansında titreşim genliği görülmeksizin dengesizliğin varlığından söz edilemez. Eğer frekans spektrumunda 1X RPM varsa dengesizlik muhtemel nedenlerin başında yer alacaktır(Victor, 1991;SKF Tec. Paper, 1998).

Rotorlardaki dengesizlik tespiti yapılırken titreşim grafikleri rotordaki her iki yatak üzerinden de alınmalıdır. Rotordaki statik dengesizlik her iki yatak üzerinde 1XRPM tepeleri oluşturacak ve bu tepeler her iki yatakta da ayni yönde olacaktır. Yataklardaki 1X tepelerinin izafi seviyeleri rotor üzerinde dengesizliği meydana getiren kütlenin yerine bağlı olarak değişir (Gelen, 1993). Dengesizlik frekans spektrumu 1XRPM tepe noktasına sahip olacaktır. Statik dengesizliğin giderilmesi için rotor ağırlık merkezinin bir bölgesine yalnız bir denge ağırlığı konularak dengesizlik giderilebilir.

Dengesizlik çifti olan bir rotor statik dengede olabilir. Fakat rotor üzerinde karşılıklı oluşmuş olan denge bozucu etken dönme esnasında yataklarda zıt yönlerde merkezkaç kuvveti oluşturacaktır. Bu tip bir dengesizlik durumunda titreşim spektrumuna 1X tepeleri hakim olacaktır. 2XRPM ve 3XRPM de okunan titreşim genliği değerleri 1XRPM genliğine göre daha düşüktür. Titreşim tepelerinin genliği hızın karesi ile artacaktır. Çift dengesizlik radyal yönde olduğu gibi eksenel yönde de düşük titreşimlere sebep olacaktır. Bu tip dengesizliği gidermek için rotor üzerinde en az iki noktaya denge ağırlığı yerleştirilmelidir (Biswas, 1994). Titreşim spektrumları analiz edilir iken radyal ve tanjantiyal yönde dengesizlikleri gösteren titreşim tepe noktaları karşılaştırılmalıdır. Radyal yöndeki titreşim tepe noktaları tanjantiyal yöndeki titreşim tepelerine göre daha büyük genliğe sahip olacaktır. Bu

iki yöndeki dengesizlik göstergesi olan tepeler bir birlerine ne kadar yakın ise dengesizliğin şiddeti o kadar fazladır. Eksenel yöndeki titreşim tepeleri ise oldukça düşük genliğe sahip olacaktır. Radyal ve tanjantiyal bileşenlerin izafi genliklerini etkileyen diğer faktörler çalışma hızının yakınlığı ve onun katlarından birinin doğal frekansı olmasıdır (Eshleman, 1996).

Dengesizlik şiddeti titreşim seviyesine olduğu gibi makinanın çeşidine ve boyutuna da bağlıdır. 1X de ölçülen titreşim seviyeleri, dengesizliğin miktarına olduğu gibi, makinanın montajındaki sertliğe de bağımlıdır. Aynı dengesizlik miktarı için esnek montajlı makinaların 1X leri, sert bir şekilde rijit monte edilmiş makinalarınkinden daha yüksek olurlar. Bununla birlikte makinaların ebatları da izin verilen 1X seviyesini etkiler.

Bu noktada şu belirtilmelidir ki dikey montaj edilmiş olan motopompların titreşim analizinde şu konuya özen gösterilmelidir. Motor serbest tarafı her hangi bir yere monte edilmediğinden 1X titreşimlerinin sebebi motor serbest tarafının her hangi bir yer montaj edilmemiş olmasıdır. Motorun dengesizliğini tespit ederken, pompanın dengesizliğinden motorun dengesizliğini izole etmek için önce kaplini çıkarıp motoru yalnız başına çalıştırarak 1X ölçümleri yapılmalıdır. Bu durumda da motor serbest tarafı 1X seviyeleri yüksek ise problem motorda, aksi taktirde problem pompadadır (Gelen, 1993).

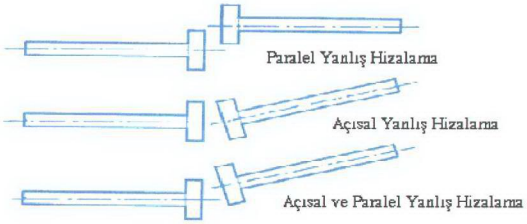
Tablo 6. 3 Dengesizlik arızaları gösterge tablosu

Titreşim Kaynağı	Baskın Titreşim Frekansı	Ölçüm yönü
Dengesizlik	•Radyal ve tanjantiyal 1XRPM de titreşim tepeleri, 2XRPM ve 3XRPM de düşük genlikli titreşim tepeleri ve düşük eksenel titreşim. •Zaman sinyali görünümü sinusoidal bir yapıdadır. •Her iki yatak üzerinde 1XRPM tepeleri aynı yönde oluşmalıdır. •Radyal yöndeki 1XRPM tepeleri > tanjantiyal yöndeki 1XRPM tepeleri, •Her iki yatakta da; •Tanjantiyal – tanjantiyal, düşey – düşey arasındaki faz farkı 0^0 civarında ise statik dengesizlik, •Tanjantiyal – tanjantiyal, düşey – düşey arasındaki faz farkı 180^0 civarında ise eş kuvvet cifti dengesizliği, •Yaklaşık dengesizlik değerleri; 1XRPM radyal >4 mm/sn 1XRPM tanjantiyal >3 mm/sn Düşük eksenel değer, Radyal ve tanjantiyal arasındaki oran 0,25 den büyük ve 4 den küçük ise dengesizlik mevcuttur.	Radyal Tanjantiyal Eksenel

6. 1. 3 Yanlış hizalama

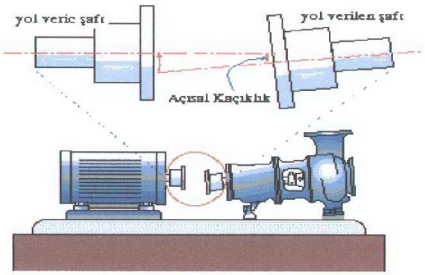
Yanlış hizalama dönen iki veya daha fazla makina şaftının merkez eksenlerinin bir birlerine göre aynı eksende olmadığı zaman ortaya çıkan bir durumdur. Bu durum pratikte üç ayrı durumda ifade edilir. Şaft eksenleri paralel fakat birbirleriyle çakışmamışlar ise bu durumda ortaya çıkan hizasızlık paralel hizasızlık olarak adlandırılır. Şaft eksenleri aynı noktada çakışıyor fakat şaft eksenleri paralel değillerse bu tür hizasızlıklar ise açısal hizasızlık olarak adlandırılır. Diğer bir hizasızlık durumu ise bu iki hizasızlığın birleşiminden oluşan hizasızlıklardır (Gelen, 1993;Victor, 1991). Şaftlarla ilişkili olmayan fakat titreşim spektrum görünümü yanlış hizalama spektrum grafikleri ilen ayni olan diğer bir hizasızlık durumu

rulmanların montaj sırasında yanlış hizalanmasıdır. Şaft eksen çizgileri iyi bir şekilde hizalanmış olabilir, fakat şaftın bağlı olduğu rulmanlar yanlış hizalanmışlar ise bu durumda makina üzerinde titreşim oluşturur (Crawford, 1992).



Şekil 6. 14 Yanlış hizalama çeşitleri

Yanlış hizalama ekipmanlar normal işletme şartlarında çalışıyor iken güç iletim noktalarında ölçülen dönme eksenlerinden izafi şaft pozisyonunun sapmasıdır. Burada izafi şaft pozisyonunun sapması; bir şaftın gerçek dönme merkezi ve diğer şaftın hesaplanan dönme merkezi arasındaki ölçüm farkını ifade eder. Şekil 6. 17'de tipik bir motor - pompa arasındaki yanlış hizalama durumu görülmektedir (Piotrowski, 2001). Dönel makinalarda (örneğin elektrik motoru ve pompa) tahrik eden makinanın (motor) çıkış şaftını tahrik edilen makinanın (pompa) giriş şaftına kusursuz bir şekilde hizalamak imkansız olduğundan, yanlış hizalamayı düzeltmek için esnek kaplinler bulunmaktadır. Kaplinler ne kadar yanlış hizalanılırlarsa, kaplinler üzerinde o kadar gerilme oluşacaktır. Oluşan bu gerilmeler motor ve pompa üzerinde yüksek seviyelerde titreşim oluşturacaklardır(Victor, 1991;Eshleman, 1996).



Şekil 6. 15 Motor-Pompa arasında yanlış hizalama

Hem paralel hem de açısal yanlış hizalamayı kabul edecek esnek kaplinleme için, esneyebilme özelliğine sahip veya yanlış hizalamayı giderebilen en az iki kaplin olmalıdır. Yanlış hizalama sonucu oluşacak radyal ve tanjantiyal yükler şafttan şafta iletilirken dönel makina millerini deforme edecektir. Yukarıdaki şekilde pompa şaftı motor kaplin tarafı rulmanı üzerine radyal bir kuvvet uygulayacaktır. Böylece dönme merkezi etrafında motor şaftını kırmaya zorlayacaktır. Bunun tam tersi olarak motor şaftı ise pompa kaplin tarafı rulmanı üzerinde yukarıya doğru bir kuvvet uygulayacaktır. Bu kuvvet ise dönme merkezi etrafında pompa şaftını kırmaya çalışacaktır (Piotrowski, 2001;Bognatz, 2000).

Makinalardaki (motor ve pompa) yanlış hizalamanın sebepleri aşağdaki şekilde özetlenebilir;

- Parçaların hatalı montaj edilmesi,
- Parçaların izafi pozisyonlarının montaj sonrası yer değiştirmesi,
- Boru bağlantılarının sebep olduğu eğme kuvvetlerinden kaynaklanan motor ve pompadaki bozulmalar,
- Burulma nedeni ile esnek desteklerin bozulması,
- Sıcaklık artışı ile makina yapısındaki genleşme,
- Kaplin yan yüzeylerinin şaft eksenine dik olmaması,
- Zayıf temel,

6. 1. 3. 1 Yanlış hizalamanın tespit edilmesi

Yanlış hizalama çalışma hızının harmonik serileri olarak frekans tanım bölgesinde (spektrum grafiklerinde) görülürler. Bu harmonikler şafttaki gerilmenin nedeni olarak ortaya çıkarlar. Titreşim genlikleri daima çalışma hızı ve/veya çalışma hızının iki katı titreşim frekansı bileşeninde (1X ve 2X) görülmeyebilir. Titreşim spektrumları, belli şartlar altında ve makina üzerine bağlanan esnek kaplin tiplerine bağlı olarak benzer yanlış hizalama durumları altında farklı olabilirler. Titreşim spektrumlarından faydalanarak yanlış hizalamayı tespit edebilmek için şu noktalara dikkat etmek gerekmektedir;

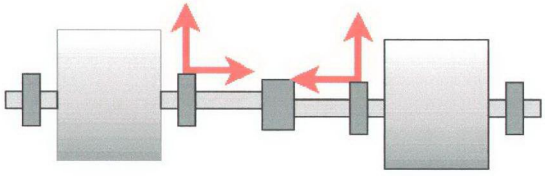
- Aşırı titreşim genliği ile yanlış hizalama miktarı arasında doğrusal bir ilişki yoktur (Yanlış hizalama artıyor iken, titreşim azalabilir.).

- Dönen makina parçalarını yeniden hizaladıktan sonra titreşim seviyesinin artması muhtemeldir.
- Eğer titreşim tepelerinin çoğu çalışma hızının katlarında oluşuyor ise, faz açısı ilişkisine bakılmaz (Piotrowski, 2001).

6. 1. 3. 1. 1 Paralel yanlış hizalama

Paralel yanlış hizalama her bir şaftın birleşme noktalarında hem kesme kuvveti hem de eğilme momenti oluşturur. Kaplinin her iki tarafında bulunan rulmanlar üzerinde radyal ve tanjantiyal yönlerde 1X gibi 2X'te de yüksek seviyede titreşim üretirler. Paralel yanlış hizalamadan kaynaklanan titreşimin oluşturacağı titreşim spektrumunda 2X bileşeni 1X genlik bileşeninden daha yüksek olacaktır (Gelen, 1993). Fakat 2X'in 1X ile olan ilişkisi çoğunlukla kaplin tipi ve imalatına bağlı olarak ortaya çıkar. Eksenel 1X ve 2X seviyeleri sadece paralel eksen kaçaklığı için daha düşük olacaktır. Açısal ya da paralel yanlış hizalama ayrı olduğu zaman, ya çok yüksek harmoniklerde (4X-8X) yüksek genlikli tepeler ortaya çıkar, ya da yaklaşık olarak mekanik gevşekliktekine benzeyen yüksek frekans harmoniklerinin toplam serisi ortaya çıkar (Stevens, 1997).

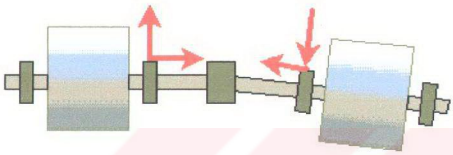
Eğer makinaların hızı değiştirilebiliyor ise, balanssızlıktan kaynaklanan titreşim hızın karesi olarak değişecektir. Makinanın hızı iki katına çıkarılırsa, yanlış hizalamanın sebep olduğu titreşim genliği değişmeyecek, fakat dengesizliğin sebep olduğu titreşim genlik değeri hızın dört katına yükselecektir.



Şekil 6. 16 Paralel yanlış hizalama kuvvet diyagramı

6. 1. 3. 1. 2 Açısal yanlış hizalama

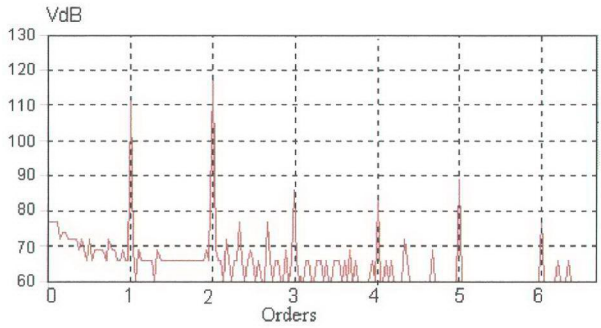
Açısal yanlış hizalama her bir şaft üzerinde eğilme momenti oluşturur. Ayrıca her iki rulmanda 1X'te güçlü bir titreşim ve 2X'te daha düşük genlikte titreşim oluşturur. Radyal ve/veya tanjantiyal 1X ve 2X genlik seviyeleri aynı fazda oldukça güçlü tepeler oluşturur. Yanlış hizalanmış kaplinler şaftların diğer uçlarındaki rulmanlarda da oldukça güçlü eksenel 1X tepeleri üretecektir (Glen, 1993).



Şekil 6. 17 Açısal yanlış hizalama kuvvet diyagramı

6. 1. 3. 1. 3 Genel yanlış hizalama

Çoğu zaman karşımıza çıkan yanlış hizalama yukarıda tanımlanan iki ayrı hizasızlık tipinin kombinazisyonudur. Her iki durumun bir arada olduğu hizasızlık durumları ise pratikte karşımıza en çok çıkan bir durumdur. Motor ve pompanın kaplin ayarsızlığı artırıldığında ilk etki motor ve pompa rulmanlarındaki radyal yükler hızlı bir şekilde artmaktadır. Çalışma şartlarında şaft merkez eksen çizgisinin iyi bir şekilde hizalanması için en önemli sebeplerden biri radyal rulman yüklerini minimuma indirgemektir. Radyal rulman yüklerindeki artış takip edildiğinde 1X titreşim tepelerinin arttığı, 2X den 6X'e kadar ise harmoniklerin oluştuğu tespit edilmiştir. Bazı durumlarda yanlış hizalama radyal yönde harmonikleri olmayan yüksek 1X titreşimlerine de sebep olur. Bazı durumlarda ise yanlış hizalama 1X'de düşük titreşim genliklerine fakat 2X'te yüksek titreşim genliklerine (2X den 6X'e kadar harmonikleri olan) sebep olurlar (Crawford, 1992). Aşağıda yanlış hizasızlığı gösteren tipik bir titreşim spektrum grafiği görülmektedir.



Şekil 6. 18 Yanlış hizasızlığı gösteren tipik titreşim spektrum grafiği

Titreşim spektrumlarında genlik ve fazın değişik bileşenlerin çok farklı sinyallere sebep olabileceği için, spektrum analizinde şu noktalara dikkat edilmelidir;

- Hızın ilk üç harmonikleri farklı olabilir. İkinci harmoniğin genliği birinci ve üçüncüden daha yüksek olursa, şaftlardan birisi eğik olabilir.
- Zaman sinyali zaman ekseninin bir tarafında hızlı bir yükselme ve her bir çevirimde iki kez pozitife giden pikler içerir. Bunun sebebi kaplin, şaftı her bir devirde eğilmeye zorlaması ve serbest bırakmasıdır. Kaplin, şaftı eğmeye zorluyorken üçüncü harmonik oluşur. Kaplin şaftı serbest bırakıyor iken zaman eksenindeki pozitif yükselmeler oluşur.
- Zaman sinyali, sinyaller aynı fazda olduğu için, normal olarak negatif kenarda kesilir.
- Herbir yarım dönme için zaman periyodu eşit olmayabilir. Birim hızları kaplin eğilmede olduğu zaman azalır ve kaplin serbest durumda olduğu zaman artar (Taylor, 1994).

Titreşim spektrumları analizi yöntemi ile yanlış hizalama tespitinde karşılaşılan en büyük problemlerden birisi ise; yanlış hizalamadan kaynaklanan titreşimleri dengesizlik olarak analiz etmektir. Yalnız genliklere bakmak dengesizlik ve yanlış hizalama arasındaki farkı ayırmayı zorlaştırır. Bazı mekanik gevşeklikler veya aşırı boşluklu dengesizlik durumu yüksek 1X ve birkaç harmoniğini doğurur ve normal olarak "klasik mekanik gevşeklik modeli" olarak adlandırılır. Bununla birlikte, yanlış hizalanmış şaftlar ise klasik mekanik gevşeklik modeli gibi yaklaşık benzer bir

model doğurabilir (Crawford, 1992). Titreşimin iki temel nedenini oluşturan dengesizlik ve yanlış hizalamayı titreşim grafiklerine bakarak bir birinden ayıra bilmek için gerekli bilgiler aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 6. 4 Dengesizlik ve Yanlış hizalama arasındaki fark tablosu (Victor, 1991)

Dengesizlik	Yanlış Hizalama
• Yüksek 1X genliği • Düşük eksenel genlikler, • Aynı fazda, • Sıcaklıktan bağımsız, • Santrifüj kuvvetten dolayı hıza bağımlı, 1X deki titreşim genliği hızın karesi olarak artar ,	• 1X genliğinin yüksek harmonikleri • Yüksek eksenel genlikler, • 180^0 faz farkına sahip, • Sıcaklığa bağlı, Bu yüzden sıcaklık artığı zaman titreşim de artar, • Hız değişimine daha az duyarlı, yanlış hizalamadan kaynaklanan kuvvetler hızla orantılı artar,

Ayrıca titreşim spektrumlarının analizi yapılması sırasında radyal–tanjantiyal yöndeki genlikler arasındaki oran yaygın olarak kullanılmaktadır.

Tablo 6. 5 Yanlış hizalama arızaları gösterge tablosu

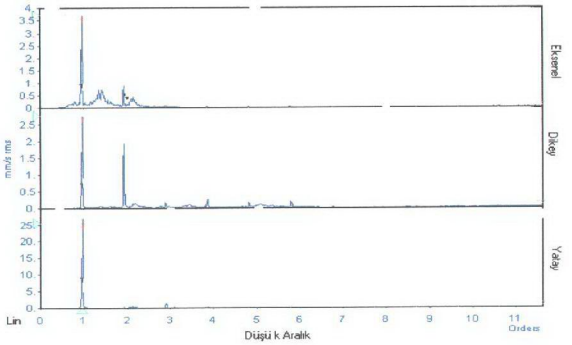
Titreşim Kaynağı	Baskın Titreşim Frekansı	Ölçüm yönü
Paralel Yanlış Hizalama	•Tanjantiyal ve radyal yönlerde yüksek 1X ve 2X Tepeleri •2XRPM > 1XRPM •Eksenel 1XRPM ve 2XRPM < Radyal 1XRPM ve 2XRPM	Radyal Tanjantiyal Eksenel
Açsal Yanlış Hizalama	•Yüksek 4XRPM– 8XRPM harmonikler •Tanjantiyal ve radyal yönde ayni fazda yüksek 1XRPM ve 2XRPM pikler •Güçlü eksenel 1XRPM Tepeleri	Radyal Tanjantiyal Eksenel
Genel Yanlış Hizalama	•Radyal yönde yüksek 1XRPM tepeleri ve harmonikleri •Düşük 1XRPM yüksek 2XRPM – 6XRPM harmonikleri •Zaman ekseninde hızlı yükselme ve ayni çevrimde pozitif yönde iki pikin oluşması	Radyal Tanjantiyal Eksenel

6. 1. 4 Mekanik gevşeklik

Mekanik gevşeklik ya döner elemanların mekanik gevşekliği ya da sabit elemanların mekanik gevşekliği olarak iki şekilde ortaya çıkar. Elektrik motoru ve pompalardaki dönen ve sabit elemanlar arasındaki aşırı boşluk dönme mekanik gevşekliği olarak kendini gösterir. Temel ve makina ayakları gibi sabit parçalar arasındaki boşluklar ise sabit mekanik gevşeklik olarak ortaya çıkar. Her iki tip mekanik gevşeklik de doğrusal değildir ve üç titreşim ekseninde de ciddi 1XRPM harmonikleri doğuracaktır (Gelen, 1993). Mekanik gevşeklik çalışma hızı harmoniklerinin katları olarak frakans alanında ortaya çıkar. Oluşan bu harmonikler tipik olarak 0,5X, 1,5 X harmoniklerinde ortaya çıkar (Victor, 1991). Literatürde mekanik gevşekliğin ortaya çıkışını bazı kaynaklar 0,5X harmoniklerinde bazı kaynakların ise 1X harmoniklerinde belirtmişlerdir. Yapılan çalışmada mekanik gevşeklik durumunun her iki şekilde de oluştuğu görülmüştür.

6. 1. 4. 1 Sabit mekanik gevşeklik

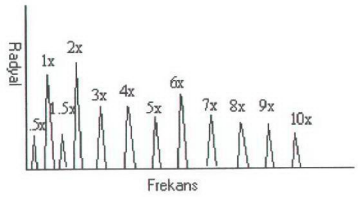
Motopomp ve motopomp temeli arasındaki mekanik gevşeklik en az sertlik olan yönde 1XRPM titreşim bileşeni artıracaktır. Bu ise genellikle tanjantiyal yön olarak ortaya çıkmaktadır. Fakat bu durum ise makinanın fiziksel durumuna bağlıdır. Eğer mekanik gevşeklik fazla ise, daha düşük 1XRPM harmonikleri de yaygın bir şekilde ortaya çıkmaktadır. Titreşim analizlerinde temeldeki mekanik gevşeklik veya esneklik ile balanssızlık olayı karıştırılır (Victor, 1991). Fakat tanjantiyal yöndeki 1XRPM harmonikleri genellikle temel zayıflığından kaynaklanan mekanik gevşeklik göstergesidir. Eğer tanjantiyal yöndeki 1XRPM radyal yöndeki 1XRPM'den daha büyükse, mekanik gevşekliğin olma ihtimali daha büyük bir ihtimaldir. Fakat tanjantiyal yöndeki 1XRPM radyal yöndeki 1XRPM'e eşit veya ondan daha düşük ise, balanssızlık olayından şüphelenilir. Civatalardaki boşluk, temeldeki korozyon veya çatlaklıklar temel esnekliği veya mekanik gevşekliği sebep olabilir (Gelen, 1993). Yapısal boşluk, makina ayak zayıflığı, şase veya temel, bozuk harç, şaseye yanlış tutturulmuş civata ve bozulmuş şase veya temel Şekil 6. 21 deki gibi bir spektrum görüntüsüne sebep olurlar.



Şekil 6. 19 Temel problemi spektrum görünümü

6. 1. 4. 2 Dönen mekanik gevşeklik

Dönen elemanlar motopomplardaki rulman yataklarında bazı durumlarda10XRPM 'e kadar yükselebilecek 1XRPM harmonikleri oluştururlar. Eğer daha fazla yüksek harmonikler saptanırsa, şiddetli vuruntular beklenir. Bu vuruntu genellikle zaman dalga formu ile spektrumdan daha iyi bir şekilde izlenebilir. Titreşim spektrumunda yüksek harmonikler var ise vuruntulara göre ortaya çıkan sivrilikleri bulmak için ivme dalga formuna bakmak gerekmektedir. Motor ve pompa parçaları arasındaki uygunsuz monte edilen parçalar Şekil 6. 22'deki gibi bir spektrum görünümü oluştururlar. Motopomplarda uygunsuz montaj edilen parçalar arasında gevşek olanları rotordaki dinamik kuvvetlerden dolayı pek çok harmoniğe sebep olurlar. Yine rulman yataklarındaki aşırı boşluk veya şaft üzerindeki fan boşluğu da aynı spektrum görüntüsünü üretirler. Rulman iç yüzeyi şaft üzerinde dönüyorsa, frekans spektrumu makinanın dönme hızında bir pik oluşturur. Rulman hızının dördüncü harmoniği diğerlerinden farklı olduğu durumlarda rulman yatakta gevşek demektir.



Şekil 6. 20 Dinamik mekanik gevşeklik spektrum görünümü (Stevens, 1997)

Tablo 6. 6 Mekanik gevşeklik arızaları gösterge tablosu

Titreşim Kaynağı	Baskın Titreşim Frekansı	Ölçüm yönü
Sabit mekanik Gevşeklik	•Tanjantiyal yönde 1XRPM baskın frekansı •Tanjantiyal 1XRPM > Radyal 1XRPM	Eksenel
Döner Mekanik Gevşeklik	•0.5XRPM harmonikleri var ise döner hareketli parçalarda (Rulmanlar) gevşeklik •1XRPM frekansındaki tepecik 2.5 mm/s den büyük ise ve 1XRPM katlarında harmonikler varsa mekanik çözülme	Radyal Tanjantiyal
	•Dalga formu grafiğinde genlik seyri düzensizliği •Her üç yönde de ciddi 1XRPM harmonikleri genlik değerleri yüksektir.	

6. 2 Santrifüj Pompalarda Arıza Tespiti

Kritik ve yardımcı pompa sistemlerinin titreşimlerinin izlenmesi pompa güvenilirlik, emniyet ve verimliliğinin sürekli gelişmesine yardım eder. Pompa sistemlerinde karşılaşılan titreşimler genellikle mekanik, hidrolik kökenli ve tahrik grubu ile ilgili olarak da elektro-mekanik kökenli olmak üzere üç grupta toplanabilir. Mekanik titreşim kaynakları...

- Eksen kaçıklığı
- Balanssızlık,
- Rulman arızaları,
- Mekanik gevşeklik,

şeklinde, hidrolik titreşim kaynakları ise;

- Kavitasyon,
- Geri sürkilasyon,
- Hidrolik balanssızlık,
- Gövde ve difüzür arasındaki etkileşim,

şeklinde tanımlanır (Belek, 1988;Crawford, 1992).

Pompa sistemlerinde tahrik grubu olarak en çok kullanılan makina asenkron elektrik motorlarıdır. Bu motorlar ile ilgili oluşan arızalar Bölüm 6.4 de detaylı bir şekilde ele alınacaktır. Ayrıca pompa sistemlerinde titreşime sebep olan mekanik sebepler Bölüm 6.2 de detaylı bir şekilde ele alınmıştır. Bu bölümde ise pompalarda titreşime sebep olan hidrolik sebepler üzerinde durulmuş ve bu problemlerin titreşim analizi yolu ile nasıl belirlendiği izah edilmiştir.

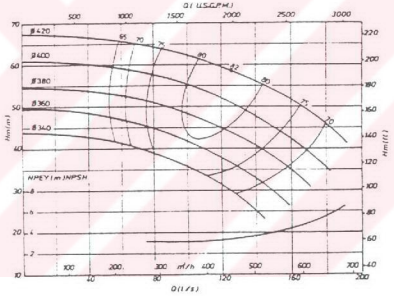
Pompalar çalışma hızlarında ekipmanlarının arızalarını gösteren titreşimler üretirler. Bu titreşimler spektrum grafiklerinde belirli frekanslarda ortaya çıkarlar (Wilcoxon Tecnology note, 1993). Çoğu pompalar şebeke frekansına, yol verici makinaya ve pompa ve yol verici makinaya bağlı olarak 7.5-60 Hz (450 ile 3600 CPM) arasında çalışırlar. Oysa çoğu zararlı sistem arızaları çok düşük frekanslarda ortaya çıkarlar ve kolaylıkla tespit edilemezler. Örneğin; yağsız dönme ve rotor sürtünmesi sonucu oluşacak titreşimler çalışma hızının yarısında, pompa ve elektrik motoru arasında kullanılan redaktörlerdeki dişli dalgalanmalarının oluşturacağı titreşimler 1 Hz (60 CPM)'nin altında ortaya çıkar.

Çoğu pompa titreşimleri doğrudan pompa ve elektrik motorunun çalışma hızı ile ilgilidir. Bu titreşimler 7.5-5000 Hz (450-300000 CPM) arasındaki orta büyüklükteki frekans aralığında oluşur. Bu frekans aralığı elektrik motoru ve pompa çalışma hızı, rulman elemanları hata frekanslarını, kaplin ayarsızlığı frekanslarını, fan geçiş frekanslarını ve pozitif deplasman pompalarında geri sürkülasyon frekanslarını içerir.

Yüksek frekanslarda oluşan titreşimler pompaj sistemleri incelenirlerse görülebilirler. Çoğu yüksek frekans arızaları genellikle 10000 Hz (600000 CPM) nin

üzerinde geniş bant gürültü sinyali olarak ortaya çıkar. Yüksek frekans mekanik gürültüsüne pompa kavitasyonu, pompa emme problemi, rulman sürtünmesi ve yüksek basınç sebep olur. Yüksek frekans titreşimleri yeni başlamakta olan rulman, rotorlar ve boru arızalarını-içerir. Bu arızalar spike enerji ve HFD (yüksek frekans bulma) teknikleri kullanılarak izlenilebilir. Bütün bu arızaların doğru bir şekilde analiz edilebilmesi için en önemli aşama akselerometre seçiminin iyi bir şekilde yapılması gerekir (Wilcoxon Tecnology note, 1993;Gelen, 1993).

Santrifüj pompaların performans karakteristikleri basma yüksekliği ve sıvının akış gücü ve verimi ile ilgilidir. Şekil 7.23 santrifüj pompa karakteristik eğrisini göstermektedir. Kararlı ve verimli çalıştırma; pompayı karakteristik eğrisinin altında çalıştırmayı gerektirir. Aksi taktirde kararlı olmayan akış, hidrolik ve aerodinamik olayların sebep olduğu, aşırı titreşimlere sebep olur.



Şekil 6. 21 Santrifüj pompa karakteristik eğrisi

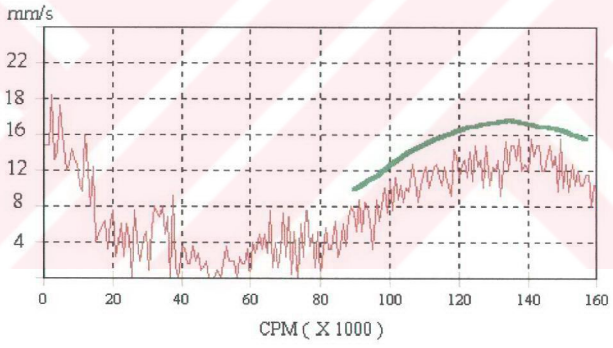
6. 2. 1 Santrifüj pompalarda kavitasyon

Akışkanlar mekaniğindeki bir çok mühendislik uygulamasında kavitasyon, pompa ve türbin gibi makinaların performanslarını etkiler. Bir santrifüj pompa girişinde, akış hızı sebebiyle, atmosfer basıncı altında olan bir bölge oluşursa ve buradaki basın, pompalanmakta olan akışkanın gaz basıncı altında bir değere düşerse hava kabarcıkları meydana gelir. Akış, bu kabarcıkları patlayacakları yüksek basınç bölgelerine taşır. Oluşan bu kabarcıklar yüksek basınç bölgelerinde patlamaları

sonucu o bölgelerde malzemeye zarar verebilecek, çok yüksek basınç tepecikleri oluşur. Bu durum kavitasyon olarak adlandırılır (Eralp, 1998). Pompalarda kavitasyon giriş basıncı çok düşük olduğu zaman yaygın bir şekilde ortaya çıkar. Eğer santrifüj pompalar pompa çalışma eğrileri üzerinde doğru bir noktada çalıştırılmazlarsa, kavitasyon meydana gelir.

Kavitasyon pompanın çalışması sırasında aşırı gürültü, çekiç sesi şeklinde vuruntular ve aşırı titreşim oluştururlar. Ayrıca pompa çıkış basıncı, pompanın hava emmesi ve giriş basıncı titreşim grafiğini etkileyecektir.

Pompalarda oluşan kavitasyon ya geniş bant spektrumları incelenerek ya da pompa fan geçiş frekansı çevresinde oluşacak gürültü yığılmasından belirlenebilir (Crawford, 1992).



Şekil 6.22 Santrifüj pompalarda kavitasyonun oluşturduğu spektrum görünümü

Şekil 6. 24'de görüleceği gibi kavitasyon 1XRPM de, fan geçiş frekansında ve yüksek frekans bandında gelişigüzel titreşimler üretecektir.

6. 2. 2 Santrifüj pompalarda geri sirkülasyon, türbülans ve difüzör ve gövde arasındaki etkileşim

Eğer bir pompa emme tarafında çok yüksek emme basıncına sahipse, pompa çıkış ağzındaki su pompanın içine doğru çekilecektir. Bu olay geri sirkülasyon olarak adlandırılır. Geri sirkülasyon, emme hattı üzerinde alınan titreşim grafiklerinin analiz edilmesi ile de tespit edilebilir. Bu durum pompa çıkışının artırılması ve baypas hattının döşenmesi ile giderile bilir. Geri sirkülasyon hidrolik kaynaklı 1XRPM titreşimleri üretirler. Çalışma hızı çevresinde oluşacak ek harmonikler geri sirkülasyon sonucunda oluşmuş olabilir.

Bir cismin etrafında akan akışkan (hava veya su) akış sırasında vorteksler oluşturacaktır. Daha fazla akış hızlarında, bu vorteksler türbülansa dönüşecektir. Oluşan bu türbülans gelişigüzel bir titreşim oluşturacaktır. Bu gelişigüzel titreşimler frekans tanım bölgesinde geniş bant gürültüsü olarak, genellikle 20 ile 2000 CPM (1 Hz–100 Hz) arasında, görülecektir. Pompalarda bu durumun bilinmesi kavitasyonu önceden görebilmeye yardım eder. Gelişigüzel titreşim rezonansı göstermektedir. Santrifüj pompalarda rezonans geniş bant spektrum grafiğinde keskin bir tepe olarak ortaya çıkar (Victor, 1991).

Pompalanan akışkan belli bir açıda difüzör veya pompa gövdesi ile karşılaşacaktır. Suyun belli bir açıda difüzörle karşılaşması türbülansı en aza indirecektir. Eğer pompa istenen kapasitede çalıştırılmaz ise, bundan sonra akışkan difüzürü ve pompa gövdesini doğru olmayan açıda etkileyeceğinden, senkronize olmayan frekanslarda türbülans ve gelişigüzel titreşim oluşur. Pompa fanı ve mil kovanı arasındaki aşırı boşluk da yüksek seviyelerde gelişigüzel titreşime sebep olur (Crawford, 1992).

Tablo 6. 7 Santrifüj pompalarda hidrolik arıza gösterge tablosu

Titreşim Kaynağı	Baskın Titreşim Frekansı	Ölçüm yönü
Kavitasyon	• Pompa fan geçiş frekansı etrafında yan bantların oluşması • 1XRPM, Fan geçiş frekansı, yüksek frekans bandında gelişigüzel titreşimler. • 2XRPM ve 4XRPM > 1XRPM	Eksenel Radyal
Geri Sürkilasyon	• 1XRPM de yüksek genlik • Çalışma hızı etrafında harmonikler, • Çalışma hızını çevresinde yanbantlar,	Tanjantiyal
Türbülans	• 1H–100 H arasında gelişigüzel titreşimler,	
Difüzör ve Gövde ilişkisi	• 1XRPM'nin çevresinde yüksek seviyede gelişigüzel titreşimler,	Eksenel Tanjantiyal

6. 3 Elektrik Motoru (AC motor) Arızaları

Bu bölümde Elektrik motoru arızalarının incelenmesine geçilmeden önce elektrik motorlarının genel yapısı ve çalışma prensibi üzerinde kısaca durulmuştur. Daha sonra elektrik motorunda oluşacak arızaların titreşim analizi ile tespit edilme yöntemleri incelenmiştir. Sanayide kullanılan iki tip elektrik motoru bulunmaktadır;

1. Senkron Motorlar
2. Asenkron Motorlar

AC motorlarının iki önemli parçası vardır;

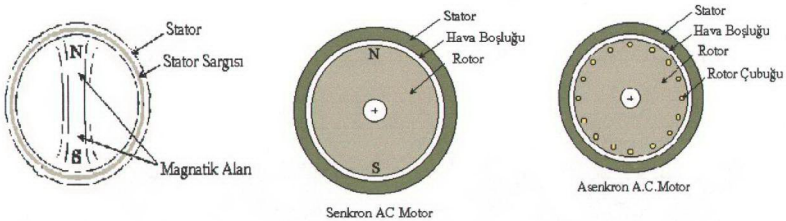
1. Stator
2. Rotor

Senkron ve asenkron motorlar, belli detaylar hariç, pek çok yönden aynıdır. Bu motorlar tek faz veya üç fazlı olarak beslenirler. Endüstride daha hızlı ve daha verimli olduklarından dolayı üç fazlı motorlar daha yaygın olarak kullanılmaktadır.

Eğer çevresi yönünde sürekli bir şekilde mağnatikleştirilmiş olan rotor statorun içerisine yerleştirilirse, rotor çevresinde mağnetik çekim tarafından dönme hızında mağnatik alan oluşacaktır. Oluşturulan bu düzen senkron motor olarak adlandırılır. Senkron motorlarda rotor elekromıknatısa sahip olduğu için direkt akımla çalıştırılırlar. Endüstride senkron motorlar asenkron motorlardan daha az kullanılır. Bu motorlar yükleme durumlarına aldırmaksızın sabit hızlarda çalışırlar. Eğer senkron motorlar aşırı yüklenilirlerse, ya arızalanırlar ya da kutupları kayar. Bu motorlarda kutup kayması olduğu zaman, motor çalışma esnasında bir an durur ve bir sonraki kutupta tekrar devreye girer. Bu durum ise motorda ve onun yol verdiği makina üzerinde titreme meydana getirir (Crawford, 1992;Gelen, 1993).

Asenkron motorların rotorları sürekli şekilde magnetik değillerdir. Bu motorların rotorları istenildikleri zaman magnetikleştirilir. Asenkron motorun rotoru, çevresine üniform bir şekilde açılmış delikler yerleştirilmiş olan çalışmayı idare eden rotor çubuklarına sahiptirler. Bu rotor çubuklarının hepsi uçlarından bağlanırlar. Asenkron motorlar sabit hızlarda çalıştırılacak şekilde dizayn edilmişlerdir. Fakat bu motorlar nadir olarak senkron hızda çalışırlar. Genellikle senkron hızın altında çalışırlar. Senkron hız ve çalışma hızı arasındaki hız ise kayma frekansı olarak adlandırılır.

Stator sargıları kutup olarak adlandırılır. Kutup sayıları ise motorların hızlarını belirler.



Şekil 6.23 Senkron ve asenkron motorun şematik görünümü (Gelen, 1993)

6. 3. 1 FFT analizinde kullanılan elektriksel tanım ve bağıntılar

Elektrik motorlarında titreşim analizi ile arıza tespit yöntemlerine geçmeden önce arıza tespiti sırasında faydalanılacak olan belli başlı terimlerin tanımı yapılmalıdır. Bu terimler sırası ile hat frekansı, kayma frekansı, kanal geçiş frekansı ve kutup geçiş frekansıdır.

a) Hat frekansı: Titreşim kuvveti fonksiyonu frekansı AC motorlarının hat frekansı ile ilgilidir. Bunlar (Saraç, 1999);

Fl : Hat frekansı + harmonikleri

Fl (Elektriksel hat frekansı) = 50 Hz veya 3000 CPM dir)

Fe : Elektriksel magnetik frekans + harmonikler

Fe = 2. Fl

Fm : Dönme magnatik alan frekansı + harmonikleri

Fm = 2Fl/Kutup sayısı

Fr : Rotor frekansı + harmonikleri

b) Kayma Frekansı : Statorun dönme magnatik alan frekansı ile rotorun dönme frekansı arasındaki fark kayma frekansı olarak adlandırılır. Bu durum (Saraç, 1999);

Fs=Fm-Fr

Diğer bir şekilde ise;

Fs = Ns – RPM

Burada Ns kaymanın sıfır olduğu senkron hız dır.

Ns = 120. Fl/ P

P= Kutup sayısı

şeklinde ifade edilir. Burada Fs, Kayma frekansıdır.

c) Kanal geçiş frekansı: Hat frekansı ve harmoniklerinden başka, stator kanallarında rotor magnatik alan geçişlerinin sebep olduğu titreşim kuvvet fonksiyonları da vardır.

Fc= Fr (RPM) X Stator kanal sayısı

d) Kutup Geçiş Frekansı: Birçok problemin varlığını belirleyen temel yan bant frekansıdır (Saraç, 1999).

Fp = P. Fs

RBPF : Rotor çubuğu geçiş frekansı

RBPF= Rotor çubuk sayısı X Dönüş devri

Titreşim analizi için hangi model ve hangi marka analiz cihazı kullanılırsa kullanılsın hat frekansının iki katı olan 100 Hz ile dönüş devri harmoniklerini bir birinden ayırt etmek gerekir.

6. 3. 2 AC motorlarda titreşim kaynakları

AC motorlarında titreşimin sebeplerini elektriksel ve mekaniksel olarak iki gurupta ele alabiliriz. Mekaniksel kaynaklardan rulman arızaları, mekanik gevşeklik ve dengesizlik problemleri santrifüj pompalarda da ortak arızalar olduğundan bunlar önceki bölümlerde ele alınmıştır. Bu bölümde ele alınacak problemler ise;

- Stator Problemleri
- Rotor Problemleri
- Eksentrik Rotor
- Termal Eğilme

dir. Yukarıdaki arızaları takip eden bölümlerde ayrıntılarıyla açıklanmıştır. Motorlarda eğer elektriksel bir arızadan şüpheleniliyor ise elektriksel durumu tespit için yapılan testler motor tam yükte çalışırken yapılmalıdır.

6. 3. 2. 1. Stator problemleri

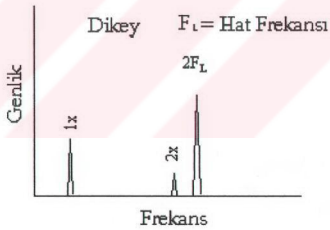
Titreşim analizi ile teşhis edilebilen stator problemlerinin her biri aşağıda verilmiştir. Bunlar;

- Stator Dış merkezliliği (dış merkezli bir stator rotor ile stator arasında durağan farklı hava oluşturur).
- Kısa devre laminasyonlar (laminasyon katmanlarındaki izalasyon problemleri lokalize ısınmalara neden olur.)
- Gevşek nüve (statorda oluşabilecek gevşeklik veya zayıflıklar).

Tüm stator problemleri 2X hat frekansında yüksek titreşimler oluştururlar. Bu titreşimler dönüş hızı yada kayma frekansı ile ilgili olmadığından kutup geçiş frekanslı yan bantlar oluşturmazlar.

Stator dış merkezliliği hava aralığı farkının en geniş olduğu noktaya bağlı olarak yönsel titreşim oluşturur. Magnatik kuvvetler rotor stator arasındaki hava boşluğunun minimum olduğu noktada en büyüktür. Bu nedenle elektro magnatik kuvvetler magnetik alanın her turunda en azdan en çoğa 2X hat frekansı (6000 CPM) yükselir. Difarensiyel hava aralığı asenkron motorlarda %5'i senkron motorlarda %10'u geçmemelidir. 2 Fl deki titreşim zamanla artma gösteriyorsa motor eğer mümkün ise fiziksel olarak incelenmeye alınmalıdır.

Kısa devre stator laminasyonları lokalize ısınmalara neden olur. Bu zamanla stator eksantrikliğine neden olup statoru bozabilir. Ayrıca bu olay termal olarak çalışma zamanı arttıkça eğilmelere neden olur (Crawford, 1992;Victor, 1991;Bently, 1996). Aşağıda stator problemini gösteren spektrum görülmektedir.



Şekil 6.24 Stator problemini gösteren model spektrum

Elektrik motoru titreşim grafiklerindeki 2X hat frekansı ve onun harmoniklerindeki yüksek titreşim genlikleri stator sargı probleminin göstergesidir.

6. 3. 2. 2. Rotor problemleri

Titreşim analizi ile teşhis edilebilen rotor problemleri aşağıdaki genel başlıklar altında irdelenmiştir. Bunlar,

- Kırılmış veya çatlamış rotor çubukları
- Rotorun termal eğilmesi
- Eksantrik rotor

dır.

6. 3. 2. 2. 1 Kırılmış veya çatlamış rotor çubukları

Büyük elektrik motorlarında, özellikle yükte iken sık sık durup kalkan elektrik motorlarında , en önemli arıza modu rotor çubuklarının çatlak veya kırık olmasıdır. Bu problem magnatik merkezlemenin olmaması ile aynı özelliktedir. Fakat magnatik merkezsizlikten ayırt edilecek kendine özgü farklılıkları vardır. Bu durum aşağıda ayrıntılı bir şekilde anlatılacaktır (Taylor, 1992). Motorlarda ilk çalışmaya başlarken rotor çubuklarında büyük bir gerilme oluşturur. Bunun sebebi motor başlangıçta senkron hızdan daha düşük bir hızda çalışmaya başlayacağından rotor çubuklarının daha fazla akım çekmesidir. Bu yüksek akım rotor çubuklarında ısınma ve genleşmeye sebep olur. Bu durum ise rotor çubukları ile kısa devre çubuklarının kaynak edildiği noktalarda çatlamaya sebep olur. Oluşan bu çatlaklık ilerledikçe çatlağın oluştuğu rotor çubuğunun direnci ve sıcaklığı artar. Bu durum rotorlarda eğilmeye sebep olan, lokal ısınmalara sebep olur. Rotor çubuk arızalarını ilk safhada keşfetmek çok önemlidir. Bu durum özellikle yük altında sık sık durup kalkan 250 BG'den büyük motorlarda daha da önem arz etmektedir (Victor, 1993;Goldman, 1999). Rotor çubuk problemlerinin gelişme safhaları ise şu şekilde olmaktadır;

- Yüksek akım gerilmelerinin tekrar etmesinden dolayı rotor çubukları çatlar,
- Bu çatlaklarda rotor eğilmelerine sebep olacak yerel sınmalar oluşur,
- Rotor çubukları kırılabilir veya ark yapabilir. Bu durum ise rotor çubuklarında daha fazla ısınmaya ve rotorun eğilmesine sebep olacak ve rotor statora sürtecektir,
- Bitişik rotor çubukları daha fazla akım çekeceğinden, rotor çubuklarında daha fazla termal ısınma ve mekanik gerilmeler oluşacaktır,

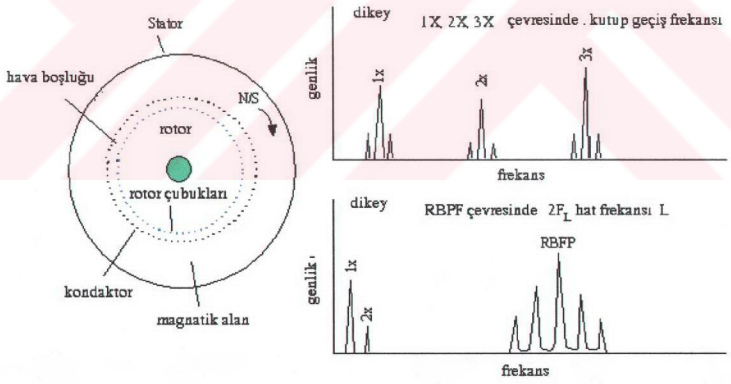
Elektrik motorlarında kırılmış rotor çubuğu olduğu zaman, moment kuvvetleri, magnatik kuvvetler ve rotor frekansı değişecektir. Bütün bu değişiklikler kaçak harmoniklere sebep olacaktır (Crawford, 1992).

Çatlak ya da kırılmış rotor çubuklarını tespit için kilit nokta 1XRPM etrafında kutup geçiş frekanslı yan bantların varlığıdır. Kırılmış/çatlamış rotor çubukları veya yüksek dirençli uçlar daha yüksek dönüş hızı harmonikleri etrafında da kutup geçiş frekansı yan bantlı sinyaller üretmektedir. Eğer 1XRPM, 2XRPM, 3XRPM, 4XRPM ve 5XRPM de titreşim tepeleri oluşmuş ise birden fazla kırılmış rotor çubuğu bulunmaktadır.

Gevşek rotor çubukları için izlenmesi gereken önemli frekans çok daha yüksek değere sahip rotor çubuk geçiş frekansı (RBPF) dır. Rotor çubuk geçiş frekansı ise;

RBPF = Rotor çubuk sayısı X RPM

dır. Rotor çubuk geçiş frekanslarında dikkat edilmesi gereken titreşim genliklerinin 2.5 mm/s yi geçtiği durumlardır. Ayrıca RBPF ve harmonikleri etrafında yerleşecek yanbantlar tam olarak 2X hat frekanslıdır (Forland, 1999).



Şekil 6. 25 Tipik rotor çubuk problemlerinin spektrum görünümü

6. 3. 2. 2. 2 Lokal ısınmalara bağlı olarak oluşan eğilme

Rotor çubuklarında oluşacak çatlak veya kırıklardan kaynaklanan aşırı akımın çekilmesi rotor üzerinde lokal ısınmaya bu durum ise elektrik motoru rotorlarında

termal eğilmelere sebebiyet verecektir. Ayrıca rotor üzerinde farklı lokalize ısınmalar büyük çoğunlukla birbirine komşu birkaç rotor laminasyonunun kısa devre olması ile meydana gelir. Bu kısa devre laminasyonlarda, akan çok daha büyük girdap akımları ve kayıplar nedeni ile oluşur. Rotordaki lokal ısınma rotorun eğilmesine ve sonuç olarak statora temas etmesine neden olabilir. Isınma ile mil başlangıçta çok az miktarda eğilir. Mil eğildikçe daha fazla elektromagnatik dengesizlik kuvvetlerinin oluşmasına neden olur ve bu da daha fazla ısı üretir. Bu da rotorda daha fazla eğilmeye neden olur. Bir birinin etkisini artıran bu olaylar zinciri doğru teşhis edilmese daha farklı problemlere sebep olurlar.

Rotorların sıcaklığa bağlı olarak eğilmesinin en iyi göstergesi 1XRPM de görülen titreşimin genlik değerinin amanla artmasıdır. Bunun sebebi ise zamanla, sıcaklığa bağlı olarak, rotordaki eğilmenin artmasıdır. Bu durum çoğu zaman mekanik dengesizlik olarak yorumlanacaktır, fakat gerçek sebep bunun olmadığı için denge ayarı çözüm olmayacaktır. Ayrıca termal eğilme arttıkça eksantrik rotor göstergesi olan 6000 CPM de ve kayma frekansı yanbandlı sinyaller içerecektir (Bently, 1996). Rotordaki eğilme rotor–stator sürtünmesine kadar ilerlerse bu durumda 1/4X, 1/3X, 1/2X, 1X ve 2XRPM de tepelerinin oluştuğu yapılan çalışmada görülmüştür.

6. 3. 2. 2. 3 Eksantrik rotor

Bu durum normal olarak rotorun statorun magnatik merkezine eksenel ve yanal olarak tam olarak yerleştirilmemesi sonucu oluşur. Diğer bir şekilde ise rotorun kendi eksen çizgisi ile simetrisinin bozulması sonucu oluşur. Bu durum rotor – stator arasında düzensiz bir hava boşluğunun oluşmasına sebebiyet verir. Bu problem elektrik motorlarında titreşimlere sebebiyet verir. Eksantrik rotor problemlerinin karakteristikleri ise şu şekilde izah edilebilir.

Eksantrik rotor titreşim spektrumunda kendisini 1XRPM de ve kutup geçiş frekanslı yan bantlar ile birlikte 2X hat frekansında gösterecektir. Ayrıca eksantrik rotorlu bir motor ısındıkça gittikçe artan titreşim sinyalleri üretecektir (Bognatz, 2000;Berry, 1993).

Tablo 6. 8 Elektrik motorlarında arıza gösterge tablosu

Titreşim Kaynağı	Baskın Titreşim Frekansı	Ölçüm yönü
Stator Problemi	•$2F_L$ hat frekansında yüksek genlik ve yan bantların oluşması, •Kutup geçiş frekansı yan batları yok, •$2F_L$ hat frekansı zamanla artış gösterir, •1X, 2X RPM ve $2F_L$ de oluşan tepe ve harmonikleri stator sargı problemlerini gösterir.	Radyal Eksenel
Kırılmış veya çatlamış Rotor çubukları	•1XRPM etrafında Kutup geçiş frekansı yan batları oluşur, •2X, 3X, 4XRPM etrafında da kutup geçiş frkansı oluşabilir, •Rotor çubuk geçiş frekansında oluşacak yüksek titreşim genliği gevşek rotor çubuğu göstergesidir, •1XRPM ve 2XKayma frekansı yan bantlarında birlikte görülür,	Radyal
Termal ısınma sonucu rotorlarda eğilme	•1XRPM deki titreşim genliği zamanla artar, •1X at frekansında ve 2Xhat frekansında titreşim genliklerinin oluşması, •Rotordaki eğilme fazla ise 1/4X,1/3X, 1/2X, 1X ve 2XRPM de titreşim tepeleri görülecektir,	Radyal Tanjantiyal
Eksantrik rotor	•1XRPM de, kutup geçiş frekansı yan bantlarında ve 1X ve 2Xhat frekansında titreşim genlikleri görülür, •Kanal geçiş frkansı ve yan bantları,	Radyal Tanjantiyal Eksenel

6. 4 Yapılan Çalışmanın Diğer Çalışmalar ile Karşılaştırılması

Tablo 6. 9 Analiz sonuçlarını karşılaştırma tablosu

Arıza Çeşitleri	Crawford' göre arıza belirleme yöntemi	Eshleman'a göre arıza belirleme yöntemi	Bu çalışmada elde edilen sonuç
Rulman Arızaları ♦Rulman dış bilezik arızası, ♦Rulman iç bilezik arızası ♦Rulman bilye arızası	♦Rulman elemanlarının temel arıza frekanslarında (BPFO, BPFI, BSF, FTF) oluşacak tepeler, ♦2XRPM de oluşacak tepeler eksenel kaçıklıkta olabilir, rulman boşluğu da olabilir, ♦Motor devrinin harmoniklerinin oluşması rulman yağsızlığının göstergesidir, Not: Titreşim ölçümleri radyal yönde yapılmalıdır,	♦Bilye dış yüzey geçiş frekansında (BPFO) titreşim tepeleri mevcut ise rulman dış yüzey arızası, ♦Bilye iç yüzey geçiş frekansında (BPFI) ve katlarında titreşim tepeleri mevcut ise rulman iç yüzey arızası, ♦FTF frekansında titreşim tepeleri mevcut ise bilye arızası, ♦Pompa devrinde (1XRPM) de titreşim tepeleri mevcut ise rulman boşluğu mevcut, Not: Titreşim ölçümleri radyal ve eksenel yönde yapılmalıdır,	♦Rulman elemanlarının temel arıza frekanslarında oluşacak tepeler, ♦Yüksek frekans bölgesinde zeminde kabarma, ♦Eksenel yönde 2X ve 3X >1X ve 1X>3,05 mm/s ise rulman hizasızlığı, ♦Frekans ekseninde harmonik grupları var ve bu gruplar 3X ile 9X arasında öbekleşmiş ise bilye arızası, ♦1/2X ve 8X'e kadar harmonikler oluşmuş ise rulmanda mekanik gevşeklik, ♦FTF frekansı ayrı bir frekansmış gibi ortaya çıkmış ise rulman yapısında (iç) mekanik gevşeklik,

Dengesizlik	♦1XRPM 2.5 mm/s den daha büyük ise ve tanjantiyal ve radyal titreşim oranları her iki rulmanda da 0.25 den daha fazla olması halinde, ♦Eksenel yöndeki 1XRPM titreşimleri 2.35 mm/s den daha küçük olması halinde, ♦Tanjantiyal 1XRPM >3.81 mm/s ve radyal 1XRPM >3.048 mm/s ise pompada balanssızlık,	♦Radyal ve Tanjantiyal yönlerde 1XRPM den daha düşük 2X ve 3XRPM titreşim tepeleri oluşur. ♦Zaman sinyali görünümü sinusoidal bir yapıdadır. ♦Eksenel yöndeki titreşim genlikleri radyal ve tanjantiyal yöne göre daha küçüktür.	♦ Radyal ve Tanjantiyal 1XRPM de titreşim tepeleri, 2XRPM ve 3XRPM de düşük genlikli titreşim tepeleri ve düşük eksenel titreşim. ♦Zaman sinyali görünümü sinusoidal bir yapıdadır. ♦Her iki yatak üzerinde 1XRPM tepeleri aynı yönde oluşmalıdır (w<wn). ♦Yaklaşık dengesizlik değerleri; 1XRPM radyal >4 mm/sn 1XRPM tanjantiyal >3 mm/sn Düşük eksenel değer, ♦ Radyal ve Tanjantiyal arasındaki oran 0,25 den büyük ve 4 den küçük ise dengesizlik mevcuttur.
Yanlış Hizalama	♦2XRPM de yüksek titreşim tepeleri ♦2XRPM'in harmoniklerinin oluşması ♦Radyal yöndeki 2XRPM deki titreşim	♦ Güçlü 1XRPM ve 2XRPM tepeleri, ♦ 1XRPM, 2XRPM'in harmonikleri, ♦ 1XRPM deki titreşim tepeleri 2XRPM ve 3XRPM deki titreşim tepelerinden daha düşük	♦ Radyal ve Tanjantiyal yönlerde yüksek 1XRPM ve 2XRPM tepeleri ♦2XRPM > 1XRPM ♦Eksenel 1XRPM ve 2XRPM < Radyal 1XRMS ve 2XRMS ♦Yüksek 4XRPM–8XRPM arasında harmonikler

	genliği 1XRPM deki titrreşim genliğinde 0.25 daha büyüktür. ♦Eksenel yöndeki 1XRPM deki titreşim genliği 2.54 mm/s den büyüktür. Not: Ölçüm yönü radyal ve eksneldir.	Not: Ölçüm yönü radyaldir.	♦Tanjantiyal ve radyal yönde ayni fazda yüksek 1XRPM ve 2XRPM tepeler ♦Radyal yönde yüksek 1XRPM tepeleri ve harmonikleri ♦Zaman ekseninde hızlı yükselme ve ayni çevrimde pozitif yönde iki tepenin oluşması
Mekanik gevşeklik	♦1/2XRPM de titreşim tepeleri mevcut ise rulmanlarda mekanik gevşeklik, ♦Tanjantiyal yöndeki 1XRPM titrşim tepesi 2.54 mm/s den daha büyükse ve 1XRPM etrafında harmonik grupları var. ♦Pompalarda faz her çalıştırmada değişiyorsa pompa fan mekanik boşluğundan şüphelenilir.	♦Tanjantiyal yöndeki 1XRPM deki titreşim tepeleri oldukça yüksektir. ♦İlerlemiş durumdaki mekanik gevşekliklerde ½ XRPM de titreşim tepeleri görülebilir. ♦ Düşük seviyede eksenel yönde de titreşim tepeleri görülür	♦Tanjantiyal yönde 1XRPM baskın frekansı ♦Tanjantiyal 1XRPM > Radyal 1XRPM ♦0.5XRPM harmonikleri var ise döner hareketli parçalarda (Rulmanlar) gevşeklik ♦1XRPM katlarında harmonikler varsa mekanik çözülme ♦Dalga formu grafiğinde genlik seyri düzensizliği ♦Her üç yönde de ciddi 1XRPM harmonikleri genlik değerleri yüksektir.
Kavitasyon	♦1XRPM de yüksek titreşim tepelerinin oluşması, ♦2XRPM ile 4XRPM deki titreşim tepeleri 1X dekinden daha büyük, ♦ Yüksek frekans bölgesinde titreşim	♦ Tanjantiyal ve eksenel yönde kararsı yüksek titreşimlerin oluşması,	♦Pompa fan geçiş frekansı etrafında yan bantların oluşması ♦1XRPM, Fan geçiş frekansı, yüksek frekans bandında gelişigüzel titreşimler. ♦2X RPM ve 4X RPM > 1X RPM

	tepelerinin oluşması,		
Geri Sürkilasyon	♦ Çalışma hızının %5 ile %35 arasında yanbantlar, ♦Emme ağzında vuruntu veya yüksek gürültü,	♦Eksenel yönde yüksek titreşimlerin oluşması,	♦1XRPM de yüksek genlik ♦Çalışma hızı etrafında harmonikler, ♦Çalışma hızının etrafında yüksek genlikli yanbantlar,
Türbülans			♦1Hz–100Hz arasında gelişigüzel titreşimler,
Difüzür ve Gövde ilişkisi	♦1XRPM'nin %5-45 arasında yüksek seviyede gelişigüzel titreşimler,		♦1XRPM'nin etrafında yüksek seviyede gelişigüzel titreşimler,
Stator Problemleri	♦ 2XHat frekansında yüksek titreşim genlikleri,	♦ 2XHat frekansında ve harmoniklerinde yüksek titreşim genlikleri, ♦2 XRPM de titreşim tepelerinin oluşması,	♦$2F_L$ hat frekansında yüksek genlik ve yan bantların oluşması, ♦Kutup geçiş frekansı yan batları yok, ♦$2F_L$ hat frekansı zamanla artış gösterir, ♦1X, 2XRPM ve $2F_L$ de oluşan pik ve harmonikleri stator sargı problemlerini gösterir.
Kırık veya Çatlak Rotor	♦2XKayma frekansında titreşim tepelerinin oluşması, ♦Hat frekansı etrafında yan bantların oluşması, ♦Kutup sayısı x kayma frekansı ve etrafında	♦1XRPM de yüksek titreşim tepelerinin oluşması, ♦1XRPM yan bantları kayma frekansına şittir,	♦1XRPM etrafında Kutup geçiş frekansı yan batları oluşur, ♦2X, 3X, 4XRPM etrafında da kutup geçiş frkansı oluşabilir, ♦Rotor çubuk geçiş frekansında oluşacak

	titreşim tepelerinin oluşması,		yüksek titreşim genliği gevşek rotor çubuğu göstergesidir, ♦1XRPM ve 2xKayma frekansı yan bantlarında birlikte görülür,
Termal eğilme	♦ 1XRPM de yüksek titreşim tepelerinin oluşması ve genliğin ilk çalışmadan sonra artması	♦ 1XRPM de yüksek titreşim tepelerinin oluşması ve genliğin ilk çalışmadan sonra artması	♦1XRPM deki titreşim genliği zamanla artar, ♦1X hat frekansında ve 2Xhat frekansında titreşim genliklerinin oluşması, ♦Rotordaki eğilme fazla ise 1/4X,1/3X, 1/2X, 1X ve 2XRPM de titreşim tepeleri görülecektir,
Eksantrik rotor	♦1XRPM de titreşim tepelerinin oluşması, ♦2Xhat frekansı etrafında kanal geçiş frekansı yan bantlarının oluşması, ♦Enerji kesilmelerinde titreşim genliklerinde aşırı bir artışın görülmesi, ♦Kutup sayısı x kayma frekansına eşit frekansta titreşim tepeleri oluşacaktır,	♦1XRPM, 2XRPM ve 3XRPM de titreşim Tepelerinin oluşması, ♦Özellikle eksenel yöndeki titreşim genlikleri yüksektir, ♦Hat frekansının iki katında titreşim tepelerinin oluşması	♦1XRPM de, kutup geçiş frekansı yan bantlarında ve 1X ve 2Xhat frekansında titreşim genlikleri görülür, ♦Kanal geçiş frekansı ve yan bantları,

6. 5 Uyarıcı Bakım Uygulamasının İşletmeye Ekonomik Katkısı

İSKİ bünyesinde belirlenmiş olan tesislerde uygulanan EUB çalışmasının işletmeye sağlayacağı faydalar gerek Bölüm 3'de ve gerek Bölüm 6'de ayrıntılı bir şekilde anlatılmıştır. EUB'nin işletmelere sağlayacağı faydalar;

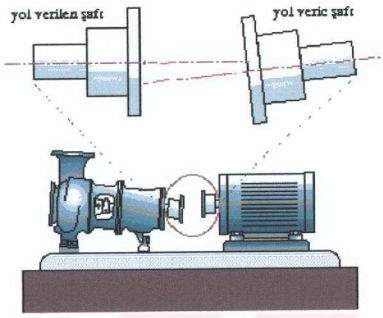
- Gereksiz duruşlar ve beklenmeyen arızaları önlediği için pompa ve elektrik motoru güvenliğini maksimuma çıkarır,
- Su ihtiyacının yoğun olmadığı saatlerde bakım imkanı vereceğinden dolayı plansız duruşları minimuma indirir,
- Bakım ve kontrol aralıklarını genişletir,
- Kaynağı ve ne olduğu bilinen bir problem üzerinde çalışma olanağı verir (Pompa ve elektrik motoru durdurulmadan arızanın ne olduğu bilinmektedir),
- Bakım süresini kısaltır,
- Pompa ve elektrik motorunun ömrünü uzatır,
- Bakım harcamalarında önemli tasarruf sağlar,

şeklinde özetlenir.

Bu faydaların ekonomik olarak işletmeye ne kazandıracağına ışık tutması açısından titreşim analizi ile tespit edilebilen motopomp arızalarından sadece eksen kaçıklığı problemini ekonomik kazanç açısından inceleyelim. Eksen kaçıklığı motopomplarda en çok rastlanan arızalardan birisidir. Eksen kaçıklığı motopomplarda sadece güç iletim kaybına yol açmaz, ayrıca motopompun yataklarına ve kritik parçalarına ek dinamik yüklerin iletilmesine de neden olur.

Eksen kaçıklığının meydana getirdiği güç kaybı ve ek momentleri belirlemek için açısal eksen kaçıklığı içeren model kullanılabilir. Paralel eksen kaçıklığında güç kaybı büyük ölçüde kullanılan esnek kavramanın türüne bağlıdır. Bu tür eksen kaçıklığında güç kaybı açısal eksen kaçıklığına göre daha fazladır. Bu nedenle güç kaybı hesaplarında, açısal eksen kaçıklığı içeren model, paralel eksen kaçıklığının etkilerinin tahmin edilmesinde tutucu bir hesaplama yöntemi olarak kullanılabilir. Burada ayrıca güç kayıplarının belirlenmesinde sürtünme ve sönüm etkileri de hesaba katılmamıştır.

Açısal eksen kaçıklığına sahip bir motor–kavrama–pompa sistemi Şekil 6. 28'de gösterilmiştir.



Şekil 6. 26 Açısal eksen kaçıklığı

Pompa mili ile motor mili arasındaki açı α açısı ile gösterilmiştir. Motor mili AB doğrultusu üzerindedir ve motor milinin pompa miline göre açısal konumu y ekseninden itibaren ölçülen β konum açısı ile verilmektedir, Şekil 6. 29.

Güç birim zamanda yapılan iş olarak tanımlanır. Motorun çıkış milinden iletilen güç

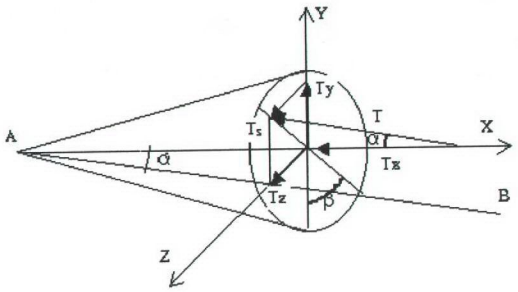
$$P = T.\ \omega \qquad (6.8)$$

ifadesi ile hesaplanabilir. Burada;

P = Güç (W)

T = Tahrik momenti, (Nm)

ω = Milin açısal hızı, (rad/s) dir.



Şekil 6. 27 Açısal eksen kaçıklığının moment bileşenlerinin şematik gösterimi

Motorun ürettiği moment açısal eksen kaçıklığına sahip esnek kavramadan geçerek iki bileşene ayrılmaktadır. Bu bileşenler sırası ile şu şekilde yazılabilir:

$T_x = T \cos \alpha$ (6.9)

$T_s = T \sin \alpha$ (6.10)

T_x moment bileşeni pompa ekseni doğrultusundadır ve pompa milini döndürür. Bu bileşen faydalı ve istenen bileşendir. Diğer T_s bileşeni ise pompa miline dik bir eksen etrafındadır ve milin eğilmesine yol açar, T_s bileşeni ayrıca y ve z eksenleri doğrultusunda moment bileşenlerine ayrılabilir. Şekil 6. 29'dan:

$T_y = T_s \cos \beta$ (6.11)

$T_z = T_s \sin \beta$ (6.12)

T_s momenti ve T_y , T_z bileşenleri tahrip edici etkiye sahiptir. Güç kaybına neden oldukları gibi, yataklara ve diğer motor ve pompa parçalarına ek dinamik yüklerin etkimesine de yol açarlar. Açısal eksen kaçıklığı nedeni ile pompa tahrik sisteminde oluşan güç kaybı aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$P_{GK} = T_s \omega = T \omega \sin \alpha$ (6.13)

Burada;

P_{GK} = Güç kaybı (W)

T_s = Tahrik momentinin istenmeyen bileşeni, (Nm)

α = Açısal eksen kaçıklığı, (^{0})

ω = Milin açısal hızı, (rad/s) dir.

"Güç kaybı faktörü" ϕ ise

$$\phi = \frac{P_{GK}}{P} \tag{6.14}$$

denklemiyle verilir (Osval, 1977;Belek, 1990). Bir pompanın eğer açısal eksen kaçıklığı biliniyorsa "güç kaybı faktörü" hesaplanabilir. Örneğin bir motopomp sisteminde açısal eksen kaçıklığı 5 mm/m olarak verilirse;

$$\alpha = \tan^{-1}\left(\frac{5}{1000}\right) = 0.28647^0$$

$$\phi = \sin(028647) = 0.005$$

olarak bulunur. Motopomptaki güç kaybı, güç kaybı faktörü ile motopomp gücü ve toplam alışma süresi ile bulunur.

EUB sisteminin uygulandığı Terkos Ham Su Pompa istasyonunda 3.5 MW gücündeki bir pompa, bütün bir yıl boyunca sürekli çalışıyorsa, yıllık çalışma süresi 8760 saattir. Buna göre eksen kaçıklığı 5 (mm/m) olduğu varsayılan bu pompada yıllık güç kaybı ;

0.005 (kW/kW) x 8760 (saat) x 3500 (kW)= 153300 (kW)
olacaktır. Eğer elektrik birim fiyatı 0.095 ABD Doları/kW ise bu kayıp yılda 14563.5 ABD Doların'a ulaşır. Bu hesap açısal eksen kaçıklığının oldukça düşük bir değeri için yapılmıştır ve yalnız açısal eksen kaçıklığı düşünülmüştür.

Hesaplanan bu güç sistemde kaybolmamakta, bu güç motopomp sisteminin yataklarına dinamik yükler ileterek, motopompta titreşime yol açmaktadır. Ayrıca bu dinamik yükler ilk olarak motopomp yataklarına hasar vereceğinden motopompun en önemli parçalarından birisi olan rulmanlara zarar vermektedir. Eğer bu eksen kaçıklığı zamanında tespit edilemez ise motorda sık sık arızalar oluşacaktır.

BÖLÜM 7 ÖLÇÜM YERLERİ VE ÖLÇÜM TEÇHİZATI

7.1 Titreşim Sinyallerinin İstatistiki Özellikleri

Makinalarda titreşim analizi yapılırken, gerek güvenlik gerekse doğru teşhis açısından aşağıda belirtilen hususlara dikkat edilmelidir. Motopomp üzerinden alınan titreşim grafiklerinin analiz eden kişiyi yanıltmaması, doğru bir teşhis için büyük önem taşır. Motopomp üzerinden alınan titreşimlerin istatistiki özellikleri daima kontrol edilmelidir.

7.1.1 Test koşulları

Motopomplarda titreşim, fiziksel koşullardan çok, çalışma parametrelerine bağımlıdır. Bu çalışma parametreleri; motopompun çalışma hızı, yüklemesi, pompa basma basıncı gibi unsurlardır. Motopomplarda titreşim verileri toplanırken daima aynı noktadan ölçüm yapılmasına azami gayret gösterilmelidir. Yine ölçüm sırasında motopomp normal işletme koşullarında çalıştırılmalıdır. Bir önceki ölçüm koşulları ile bir sonraki ölçüm koşulları aynı olmalıdır. Titreşim ölçüm yönleri ile titreşim ölçüm noktaları aynı olmalıdır. Eğer aynı koşullarda titreşim ölçümleri yapılmamış ise, titreşim sinyalleri bir önceki kayıtlarla uyuşmayacağından eğilim analizi yapmak imkansızlaşır. Motopompun çalışma hızı da bir önceki çalışma hızı ile aynı olmalıdır. Asenkron motorlarda çalışma hızı yüke bağlı olduğundan motorların yükleme durumları da aynı olmalıdır. Her ölçüm sırasında pompa basma yüksekliği (çıkış basıncı), ve basma hattındaki vanaların kapalılık durumları kontrol edilerek bir önceki ölçümle aynı olduğu kontrol edilmelidir. Ayrıca motorların çektiği voltaj ve akım değerleri de kontrol edilmelidir.

Bütün makinalar da olduğu gibi motopomplarda titreşim seviyeleri etrafındaki çalışan makinalardan etkileneceklerdir. Eğer Pompa Terfi Merkezlerinde her

motopompu diğer motopompları durdurarak çalıştırma imkanı var ise ölçümler bu şekilde alınmalıdır. Bundan sonra yapılacak bütün ölçümlerde bu şekilde yapılmalıdır. Böyle bir imkan yok ise ölçüm yaptığımız motopompun çevresinde çalışan motopomplar bir sonraki ölçüm sırasında da çalıştırılmalıdır. Pratikte en çok karşılaşılan problem aynı motopomptan farklı test koşullarında ölçümün yapılmasıdır.

7. 1. 2 Çalışma koşulları

Motopomplarda titreşim ölçümleri yapılmadan önce çalışma koşullarının bir önceki ölçümün çalışma koşullarıyla aynı olmasına dikkat edilmelidir. Ölçüm yapılan motopompun çalışma rejimine girmiş olduğuna ve motor fırçalarının kalkmış olduğuna dikkat edilmelidir. Motor çalışma sıcaklıkları bir önceki çalışma sıcaklığı ile aynı olmalıdır. Bütün motopomplar tamamen ısınmış durumda test edilmelidir. Motopomplardaki ısınma, ısıl genleşmeden dolayı kaplin ayarını ve çalışma boşluklarını bozacaktır. Soğuk bir motopompun titreşim grafiği tamamen ısınmış motopompun titreşim grafiğinden farklı olacaktır.

7. 1. 3 Motopompların gözle incelenmesi

Motopomplardan titreşim verileri alınmadan önce bütün motopomplar gözle incelenmelidir. Bu durum motopompun durumuyla ilgili önemli ipuçlarını keşfetme açısından önemlidir. Motor devri ve basma basıncı not edilmelidir. Gözle kontrol esnasında aşağıdaki maddeler tek tek not edilmelidir;

- Motopomplardan normal olmayan sesler geliyor mu,
- Yatak sıcaklıkları normalin üzerinde mi,
- Herhangi bir yüksek seviyeli titreşim hissediliyor mu,
- Motopompun çalışmasında normal olmayan bir durum var mı,
- Salmastralardan su sızıntısı normal mi,
- İki ölçüm arasında motopompa herhangi bir müdahale yapılmış mı,

7. 2 Spektrumların Karşılaştırılması

EUB metodunun en önemli kısmı alınan titreşimlerin iyi bir şekilde karşılaştırılmasıdır. Öyle ki motopompların titreşim sinyallerinin analizinde spektrum bileşenlerinin tamamı motopompun problemleri için gösterge değildir. Örneğin, bir motopompta1,5 mm/s'lik titreşim seviyesinde bir yatak sesi vardır ve motopomp aylarca aynı sesle, aynı titreşim seviyesinde çalışır. Bu sesin varlığı mil yatağında bir bozukluk olduğunun göstergesidir. Ama yatak titreşim seviyesinin yükselmesi çabuk bozulmaya sebep olacak yeterlilikte değildir. Diğer taraftan başka bir motopompta yatak titreşim seviyesi 0,9 mm/s de ise ve ilk ayda 1,1 mm/s'ye bir sonraki ayda 1,5 mm/s'ye yükseliyor ise titreşim seviyesindeki bu artma yataktaki bozukluğun arttığının ve motopompda ikincil arızaların başlayacağının göstergesidir. Bu gibi durumlarda motopomp titreşim eğilim eğrilerinin iyi bir şekilde takip edilmesi gerekmektedir. Titreşim seviyelerinin düşük veya yüksek olması kadar titreşim genliklerinin artış oranı EUB açısından büyük önem arz etmektedir (Berry, 1993).

7. 3 Referans Spektrumu ve Eğilim İzlenmesi

Bu çalışma sırasında öncelikle belirlenen motopompların titreşim seviyelerinin standartlarda (ISO 2372,2373,3945, TS 2782,3967, VDI 2056, 2059) belirtilen seviyelerin altında olması için gerekli çalışmalar yapılmıştır (Gelen, 1993;Belek, 1988). Titreşim seviyeleri standartların üzerinde olan makinalarda gerekli bakım işlemleri yapılarak titreşim seviyeleri istenilen limitlere çekilmiştir. Bütün bu işlemlerden sonra her bir motopomp için belli titreşim grafikleri referans grafik olarak seçilmiştir.

Referans titreşim grafikleri belirlendikten sonra periyodik olarak ölçüm yapılan titreşim grafiklerinin kaydı tutulmuş ve zamana karşı zorlanmış frekanslardaki değişimlerinin grafikleri çizilmiştir. Bu şekilde titreşim sinyallerinin belli bir zaman aralığında kaydının tutulması ve zamana karşı zorlanmış frekanslardaki değişimlerinin grafiksel olarak gösterilmesine eğilim denilmektedir. Titreşim eğiliminden yararlanmanın en kolay yolu her hangi bir motopomptan alınan referans

titreşim spektrumundan sonra belli periyotlarda ölçümler yaparak bu ölçümleri bir önceki spektrum grafikleri ile kıyaslamaktır. Bu kıyaslamaları yaparken beli başlı bazı noktalara dikkat etmek gerekmektedir;

- Motopomplardan her ölçüm yapılırken çalışma koşulları, referans ölçüm yapılırken ki çalışma koşulları ile aynı olmalıdır,
- Titreşim verileri, tam olarak referans verilerinin ölçüldüğü yolla ölçülmelidir. İvme algılayıcı tam olarak aynı yere monte edilmeli ve kalibrasyonu doğru olmalıdır.

7. 4 Motopomp Test Zaman Planlaması

Bir İşletmede EUB modeli uygulanmadan önce o işletmedeki makinaların çok önemli, önemli ve az önemli şekilde sınıflandırılması esastır. Yine işletmelerde EUB modelinin uygulanmasına başlanılırken, titreşim izleme programına kontrol edebilecek boyutta başlanıp, kademe kademe makina sayısını artırarak bu arada belli bir deneyim de kazanmak önemlidir. İzlenecek makinaların işletme için kritik önemde olanlar arasından seçilmesi önemlidir.

Başarılı bir EUB uygulaması için makina ölçüm periyotları önceden belirlenmeli ve belirlenen periyodun dışına taşmamalıdır. Kritik durumdaki makinalar için ise bu süre duruma göre azaltılabilir.

Bu çalışmada EUB modelini İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresi (İSKİ) bünyesinde en iyi şekilde uygulamak için, İSKİ'ye ait Pompa Terfi Merkezleri (PTM) tek tek incelenmiştir ve İSKİ'ye ait PTM'leri bağlı oldukları Daire Başkanlıklarına göre üç gruba ayrılmışlardır. Bunlar;

1. Elektrik Mekanik Daire Başkanlığı (EMDB)
2. Su Arıtma Daire Başkanlığı (SADB)
3. Atık Su Arıtma Daire Başkanlığı (AADB)

dır. Bu üç Daire Başkanlığı EUB uygulaması için kullanılan programda **"Plate"** olarak adlandırılmıştır.

Daha sonra bu Daire Başkanlıklarına bağlı PTM'leri kritik tesisler ve kritik olmayan tesisler olarak sınıflandırılmışlardır. Bu aşamada sınıflama yapılırken PTM'lerinin işlevine ve pompa ve elektrik motorlarının büyüklüklerine bakılmıştır. Pompa Terfi Merkezleri işlevleri açısından irdelenirken, o istasyondaki bir pompanın arıza yapması durumunda etkileyeceği nüfus göz önüne alınmıştır.

Örneğin; İkitelli Arıtma Tesislerinde bir motopomp'un durması ile Başak şehir terfi merkezinde bulunan pompalardan birinin durması arasında büyük bir fark vardır. Eğer İkitelli Arıtma tesisindeki bir motopomp durursa Başak Şehir Terfi Merkezindeki 4 motopomp'da duracaktır. Bu durumda Başak Şehir Terfi Merkezinin beslediği en az 4 mahalle susuz kalacak demektir. Oysa Başak Şehir Terfi Merkezindeki 4 motopomptan birinin durması durumunda yalnız bir mahalle susuz kalacaktır.

Ayrıca 300 kW'nin üzerindeki bir motopompun arızalanması durumunda bakım maliyeti, daha düşük güçteki bir motopompun bakım maliyetine göre daha fazladır. Bu nedenle başlangıçta EUB kapsamına 300 kW'nin üzerindeki motopomplar dahil edilmişlerdir. Dolayısı ile PTM seçilirken, o terfi merkezinde bulunan motopompların güçlerinin 300 kW'den daha fazla olmasına dikkat edilmiştir. Seçilen terfi merkezleri EUB uygulaması için kullanılan programda **"Area"** olarak adlandırılmıştır.

Bu terfi merkezleri ise bağlı oldukları daire başkanlıklarına göre aşağıda verilmişlerdir.

1. AADB
    - 101. Tuzla
    - 102. Baltalimanı
2. EMDB
    - 201. Terkos
    - 202. Münzevi
    - 203. Silahtar
    - 204. Küçükköy
    - 205. Bahçelievler

3. SADB
    301. Büyükçekmece
    302. Ömerli
    303. F.S.M.
    304. Kağıthane

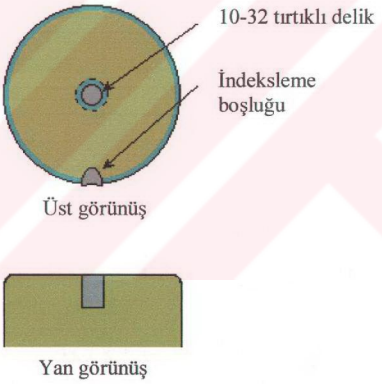
Bu PTM bulunan motopomplar numaralandırılarak bilgisayar programına tanıtılmıştır. Bu tanıtım sırasında programın istemiş olduğu bilgiler aşağıya maddeler halinde çıkartılmıştır. Bu bilgiler her pompa istasyonunda farklı değerler olmakla birlikte bazen aynı pompa istasyonunda dahi farklı motopomplar bulunmaktadır.

- Pompayı tahrik eden ünite nedir (Elektrik motoru, dizel motor, vs). Araştırma yapmış olduğumuz bütün pompalar elektrik motoru tarafından tahrik edilmektedir.
- Tahrik ünitesi pompaya ne şekilde bağlanmıştır (Doğrudan ayni mille, dişli kutusu, kayış kasnak veya bir kaplin vasıtası ile): EUB uygulamasına dahil ettiğimiz bütün motopomp grubundaki motor ve pompalar kaplin vasıtası ile birbirlerine bağlanmışlardır.
- Motor üzerinde kaç rulman vardır. Elektrik motorları üzerinde genelde iki rulman bulunmaktadır.
- Motor'da kullanılan rulman çeşidi; bilyeli rulman veya kaymalı yatak.
- Motor soğutma fanı kanat sayısı ve motor stator çubuk sayısı.
- Elektrik motorunun ne tür bir makinayı tahrik etmektedir. Pompa, fan, kompresör veya jeneratör
- Elektrik motorunun ne tür bir pompayı tahrik etmektedir. (santrifüj pompa, eksenel akışlı pervaneli pompa, dişli pompa vs.) : Çalışmada esas alınan bütün pompalar santrifüj pompadır.
- Pompa üzerinde bulunan rulman sayısı ve rulman türü.
- Pompa fan (impeller) kanat sayıs.

Bu bilgilerin istenmesindeki amaç, kolay analiz yapabilmekle birlikte titreşim grafiklerini doğru bir şekilde analiz yapabilmektir. Ayrıca rulman sayılarını girme

amaçlarından birisi de motopomp üzerinde kaç noktadan ölçüm yapılacağını belirlemektir.

EUB yönteminin uygulamasında dikkat edilmesi gereken, belki de yöntemin en zor taraflarından birisi de ölçüm yapılacak motopompun çalışma parametrelerinin her zaman ayni olması ve her seferinde aynı noktadan ve aynı yönlerde ölçüm yapmaktır. Bu çalışma parametreleri; motopomp çalışma hızı, pompa yükleme durumu, pompa çıkış basıncı gibi unsurlardır. Her titreşim ölçümü yapılırken bu değerlerin bir önceki değerler ile aynı olmasına dikkat edilmiştir. Doğru bir titreşim analizi için her seferinde aynı noktadan titreşim ölçümlerinin yapılmasına özen gösterilmiştir. Bu amaçla seçilen bütün tesislerde motopomplar üzerine yapıştırılmak üzere, Bölüm 4'de belirtilen esaslar çerçevesinde, Şekil 7. 1'de görüldüğü şekilde silindirik montaj bloğu veya yastığı hazırlanmıştır.



Şekil 7. 1 Motopomp ölçüm noktalarına yapıştırılan silindirik montaj bloğu veya yastığı

Hazırlanan bu silindirik montaj bloğu veya yastığı motopomplar üzerinde belirlenmiş dört noktaya yerleştirilmiştir. Bu yerleştirme sırasında Bölüm 4'de belirtilen titreşim ölçüm yönlerine dikkat edilmiştir. Titreşim spektrumlarının değerlendirilmesinde bu yönler önemi büyüktür. EUB kapsamına alınan PTM'lerindeki her motopomp'un ayda bir defa titreşim ölçümleri yapılmıştır. Bazı durumlarda bu süre daha kısa periyotlarda geçekleşmiş, fakat ölçüm periyodu kesinlikle uzatılmamıştır.

7. 5 Titreşim Ölçüm ve Analizi İçin Kullanılan ölçüm Cihazı ve Programın Özellikleri

EUB yönteminin bir işletmede uygulanması için kullanılması gerekli en uygun parametrenin "titreşim" olduğunu söylemiştik. EUB yöntemine geçişte motopomp titreşimlerini ölçecek bir cihazın alınması gerekir. Dünyada çeşitli firmaların (CSI, PREDİCT-DLI, SKF ve FAG) üretmiş olduğu titreşim ölçüm cihazları vardır. Bunlar en basit hali ile makinanın genel titreşimlerini ölçebilen cihazlar olmakla birlikte, makinanın titreşimlerini zaman ve frekans ekseninde ölçen ayrıca faz ölçümlerini de yapabilen cihazlardır. Bu cihazlar son teknolojiler kullanılarak üretilmiş cihazlardır. Ölçülen titreşim değerlerini hafızalarına kaydederek daha sonra bu değerlerin bilgisayara aktarılarak bir program vasıtası ile analizinin yapılmasına imkan tanımaktadırlar.

Bu amaçla İSKİ de EUB yöntemine geçiş için alınmış bulunan ve çalışma sırasında kullanılan cihaz ve program PREDİCT-DLI firması tarafından üretilmiş olan DCA-20 data toplayıcı ve bu dataların analizi için yazılmış olan EXPERT ALERT FOR VOYAGER programıdır.

7. 5. 1 Predict – DLI DCA 20 Data Toplayıcı

Predict-DLI firması tarafından üretilmiş olan bu cihaz, DCA-20, EUB uygulamaları için makina titreşim datalarını toplamayı sağlar. Cihaz iki kısma ayrılır;

- Hafızanın eklendiği merkezi işletim birimini ve LCD ekranını içeren donanım
- Yazılım

EUB programında DCA-20 veri toplayıcı kullanılarak her bir makina üzerinde bir veya daha fazla ölçüm noktası tanımlanabilir. Her bir test noktası farklı olarak numaralandırılır. Makinaların test noktalarının tanımlanması olayı, veri toplayıcısının hafızasında olmayan analiz programında yapılarak veri toplayıcı cihazına yüklenebildiği gibi, doğrudan cihaz ekranı kullanılarak da yapılabilir.

Kullanılan bu cihaz;

- 3 eksende ve bir eksende ölçüm yapabilmektedir.
- Barkod kullanılarak ölçüm yapılacak noktayı kolaylıkla tanımlayabilmektedir.
- 40 - 60 kHz aralığında ölçüm yapabilmktedir ve 6400 line spektrum alabilmektedir.

Şekil 7. 2 Data toplayıcı cihazın genel bir görünümü

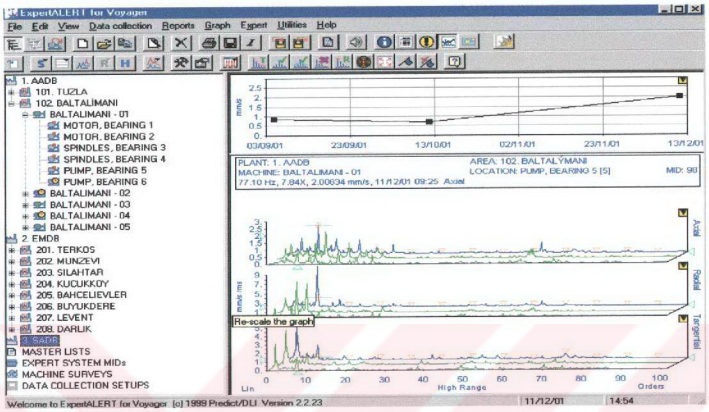
- İvme algılayıcı, hız algılayıcı, infrared termometre, faz ölçümü probları ile giriş yapılabilmektedir.
- 1 MB iç RAM, 2 MB flash memory, 32 MB PCMCIA kapasiteye sahip,

gibi teknik özelliklere sahiptir.

7. 5. 2 ExpertALERT for Voyager yazılımı

EUB amacı ile kullanılan bu program MS Windows ortamında çalışan bir proğramdır. ExpertALERT for Voyager programı iki kısımdan oluşmaktadır. Birincikısım programın çalışması için gerekli olan program files, ikinci kısmı ise tesis bilgileri, motopomp bilgileri, ölçümden elde edilen sonuçlar ve rapor bilgilerinin depolandığı datebase kısmıdır. Programa, EUB uygulamasına geçilecek bütün tesislerin gerekli bilgilerinin girilme imkanı vardır. Ayrıca tesisteki motopompların bütün özellikleri (hızı, yatay veya dikey oluşu, tahrik ünitesi, vb) ayrı

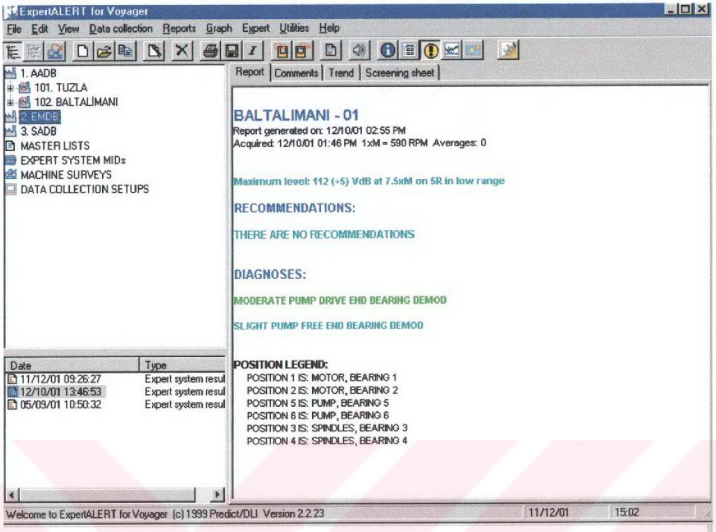
ayrı programa tanıtılır. Bu işleme programda makina tanılama (MID) denir. Proğramın genel görünümü Şekil 7. 3 deki gibidir.



Şekil 7. 3 ExpertAlert programının genel bir görünümü

Programın genel görünüşünden de anlaşılacağı gibi titreşim grafiklerini program yardımı ile analiz etmek oldukça kolaylaşmaktadır. Programdaki ikonlar yardımı ile gerek harmonik gerekse yan bantların seçimi, ölçüm yapılan makina çevresindeki diğer makinaların etkisiyle titreşim grafiğinde oluşan tepelerin ayıklanması, birbirlerinden bağımsız tepelerin ayrılabilmesi kolaylıkla gerçekleştirilebilmektedir. İstenilen tesiste istenilen makinanın istenilen tarihdeki ölçümlerine anında ulaşılabilmektedir. Belirlenen frekanstaki titreşim genliğinin son ölçüme kadarki eğilim eğrisini de program ekranında görülebilmektedir.

Yapılan ölçümler programa aktarıldıktan sonra, program grafik analizini belirli ölçülerde yapmakta ve sonuç raporunu da bize sunmaktadır. Programın yapmış olduğu analiz sonucu Şekil 7. 4 de görülmektedir.



Şekil 7. 4 ExpertAlert programının yapmış olduğu raporun ekran görünümü

7. 6 Motopomp'lardaki Arızaların Bilgisayar Ortamında Analizi

7. 6.1 Programda FFT'nin kullanılması

Sinyal işlemeden amaç, sinyallerden elde edilebilecek maksimum bilgiyi elde etmek olduğu için, sinyalleri birkaç tanım bölgesinde incelemek çok kullanışlıdır. Fakat ölçüle bilen sinyaller zaman tanım bölgesi fonksiyonlarıdır. Bu sinyallerin frekans içerikli olanlarını incelemek için, frekans tanım bölgesinde sinyalleri araştırmak daha kolaydır. Bu sinyaller zaman tanım bölgesinden frekans tanım bölgesine kolay bir şekilde dönüştürülmelidir. Bunun için en kullanışlı yöntem fourier dönüşümüdür. Bundan dolayı, sinyal işlemede ana başlıklardan birisi Fourier dönüşümüdür (Heylan, 1995;Hoffman, 2000). Dijital frekans analizörlerinin gelişmesindeki en önemli element FFT algoritmasının geliştirilmesidir.

Dijital Frekans analizörlerin temel algoritması FFT analizidir. FFT, sinyali zaman tanım bölgesinden frekans tanım bölgesine çevirmek için kullanılan bir yöntemdir.

Sinyal frekans tanım bölgesine sürekli, kesintisiz bir yolla çevrilemez. Sinyaller önce örneklenmeli ve dijitize edilmelidir. Bu ise zaman tanım bölgesindeki örneklerin frekans tanım bölgesindeki örneklere çevrilmesi anlamına gelmektedir.

Motor titreşimlerinin analizi için FFT, frekans ayrıştırmak maksadıyla kullanılmıştır. Motor, titreşimi (gürültüsü) bileşenlerinin frekanslarına bağlı olarak şekillenir. FFT analizi, bu titreşimi üç yönlü olarak ayrıştırıp genliklerini inceleme imkanı verir.
Hızlı Fourier dönüşümünün temel formülü:

$$H(f) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(t) e^{2\pi i f t} dt \qquad (7.1)$$

Burada;
$f(n=-N/2), f(n=-N/3), \ldots\ldots, f(0), f(1) \ldots . f(N/2-2), f(N/2-1)$
dir.
FFT işlemi karmaşık sayılar kullanır. Eğer imaginer kısım kullanılmayacak ise imaginer değer olarak 0 verilir.

FFT, N(alınan örnek sayısı) adet dijital datayı kullanarak kompleks fourier serilerinin frekans bileşenlerini hesaplar. Zaman kaydı; sonlu sayıda birbirini takip eden, eşit aralıklarla yerleşmiş, giriş sinyal örnekleri olarak tanımlanır. Algoritmayı ve çevirimi çok daha hızlı hale getirdiği için FFT hesaplama yöntemi, N (alınan örnek sayısının)'in 2'nin kuvvetleri (2^{10} (1024), 2^{11} (2048) olmasını gerektirir. Zaman kaydının tüm örnekleri (giriş sinyallerinin tümü) frekans tanım bölgesindeki çizgileri hesaplamak için gereklidir.

Örnekleme fonksiyonu ayni yükseklikte,zaman süresi τ ve t_s saniye örnekleme mesafeli dikdörtgen şeklinde piklerden oluşmaktadır. Burada örnekleme frekans;

$$f = \frac{1}{t} \qquad (7.2)$$

dir. P örnek alındığındaki zaman;

$$t_p = p\,t \qquad (7.3)$$

formülü ile hesaplanır. Burada p, 0 ile (N-1) aralığıdır. İlk data alma işlemi zaman sıfır olduğu an yapıldığı varsayılır. Son data alma işlemi ise zaman t=N-1 olduğu an yapıldığı varsayılmıştır. Başlangıçta p = 0 olacaktır. Pencereleme fonksiyonu süresi

T örnekleme zamanı ile ilişkilidir. Bu da programın esas frekansını, $f_0 = 1/T$, kontrol eder.

$$T = (N)\,t \tag{7.4}$$

Algılayıcıdan giren sinyaller öncelikle FFT yöntemi ile dijite edilir. N adet örnek zaman kaydı elde edilir ve bilgisayar eşit aralıktaki N örneklemesinin genlik ve zaman bileşenini kaydeder.

7. 6. 2 Program yapısı

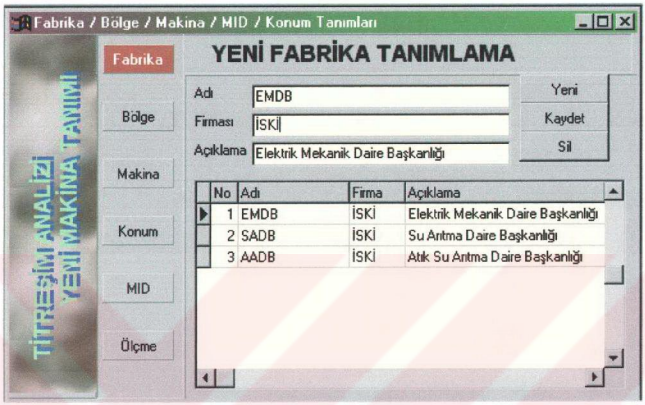
Motopomplarda meydana gelen arızaların manuel olarak nasıl analiz edileceği bölüm 6.1 ile 6.5 arasında detaylı olarak anlatılmıştır. Bu bölümler arasında analizi yapılan arızaların bilgi sayar ortamında yapılmasının gerek hızlılık gerekse doğruluk açısından daha güvenilir olacağı düşünülmüştür. Bu nedenle arızaları bilgisayar ortamında analiz edebilmek için bir yazılım hazırlanmıştır. Yapılan program üç ana kısımdan oluşmaktadır. Bunlar;

- Yeni Fabrika, Bölge, Makina ve ölçme,
- Makina tanımlama (MID),
- Zaman ekseni, Spektrum grafikleri ve Analiz sonuçları ekranıdır.

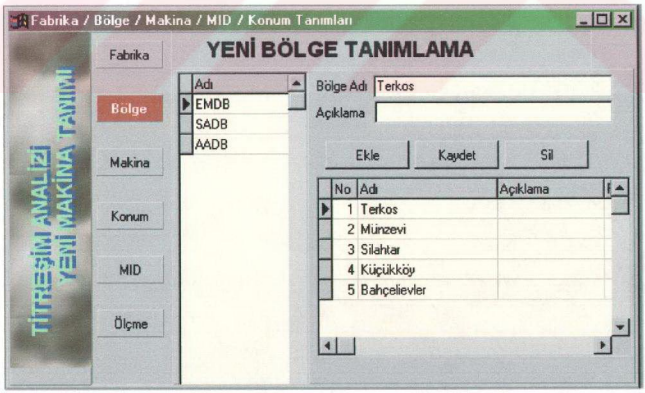
7. 6. 2. 1 Yeni fabrika, bölge,makina ve ölçme

Bu bölümde yapılan ölçümlerin birbirlerine karışmaması ve düzenli bir veri tabanının sağlanabilmesi için ölçüm yapılacak her bir makinanın (Motopomp) olduğu yerin detaylı bir şekilde tanımlanması sağlanmıştır. Bu çalışmada Fabrika olarak tanımlanan bölümde ölçüm yapılan motopompların bağlı bulunduğu dair başkanlığı kastedilmiştir. Çalışmada üç daire başkanlığı (Elektrik Mekanik Daire Başkanlığı, Su arıtma Daire Başkanlığı ve Atıksu Arıtma Daire Başkanlığı) fabrika olarak tanımlanmıştır. Motopompların bulunduğu Pompa Terfi Merkezleri ise bölge olarak tanımlanmıştır. Makina kısmında ise bölgede bulunan makinaların isimlendirilmesi yapılmıştır. Bu makinaların teknik tanımlamaları ise MID kısmında detaylı olarak yapılmıştır. Ölçme olarak adlandırılan ikon ile ölçüm yapılacak motopompların ölçüm cihazına yüklenmesi işlemleri gerçekleştirilmektedir. Bütün bu işlemlerin

gerçekleştirildiği programın ekran görüntüsü aşağıdaki şekilde görülmektedir. Yapılan programa sadece elektrik motoru ve pompalar tanıtılmıştır. Fakat program farklı makinaların tanıtılabilmesi için esnek bir şekilde hazırlanmıştır.



Şekil 7. 5 Fabrikanın Tanımlandığı Program Görüntüsü

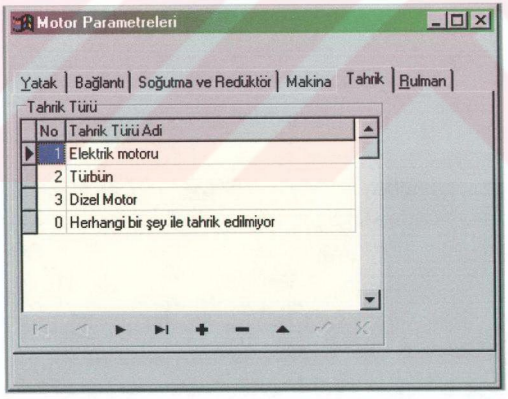


Şekil 7. 6 Yeni Bölgenin Tanımlandığı Program Görüntüsü

7. 6. 2. 2 Makina tanımlama

Bu bölümde ölçüm yapılacak motopomp'ların bütün özellikleri detaylı olarak tanımlanmıştır. Programa motopomp'un yataklama şekli, elektrik motoru ile pompa arasındaki kaplin şekli, motorun soğutma şekli ve motor ile pompa arasında redüktör olup olmadığı, elektrik motorunun tahrik ettiği makina türü, tahrik eden makinanın türü ve bu makinalarda kullanılan yataklardaki rulmanların marka ve modelleri ayrıntılı olarak tanıtılmıştır.

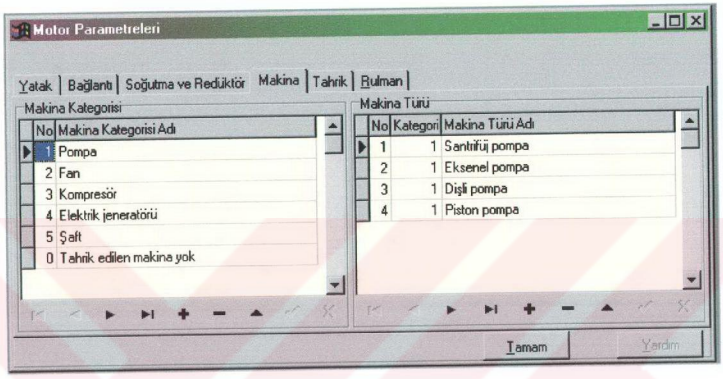
Programa öncelikli olarak tahrik ünitesini oluşturan makina tanıtılmıştır. Bu makinalar elektrik motoru, türbin ve dizel motoru olabilirler. Bazı durumlarda titreşim ölçümünü yapacağımız makina herhangi bir makina tarafından tahrik edilmiyor olabilir. Bu durumlar için ise makina herhangi bir şey ile tahrik edilmiyor ikonu konulmuştur. Bu çalışmada tahrik eden makina olarak elektrik motoru seçilmiştir (Şekil 7.7). Seçilen bu makinanın nasıl soğutulduğu, rulman tipleri ve çalışma devri tanıtılmıştır.



Şekil 7. 7 Tahrik ünitesinin seçim ekranı

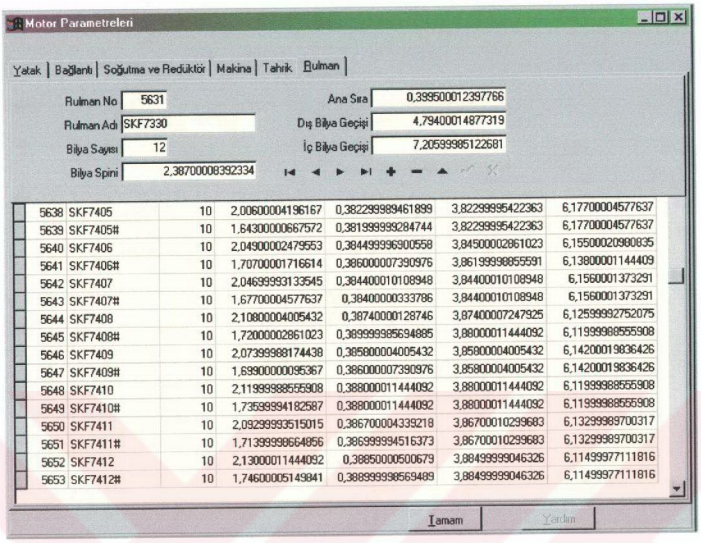
Daha sonra programa tahrik ünitesinin hangi makinayı tahrik ettiği tanıtılmıştır. Bu çalışmada programa tahrik edilen makina olarak pompa, fan, kompresör, elektrik jeneratörü ve şaft tanıtılmıştır. Fakat çalışma motopomp'lar üzerinde olduğu için

detaylı tanımlama pompalar üzerinde yapılmıştır. Programda pompa ikonuna girilince karşımıza pompa çeşitleri çıkmaktadır. Buradan ise tesisteki pompa türü seçilerek bu pompa ile ilgili değerler (fan kanat sayısı) girilir. Ayrıca yatak kısmından ise pompa ile ilgili yatak çeşidi ve yataklamadaki rulman türü girilmektedir (Şekil 7. 8).



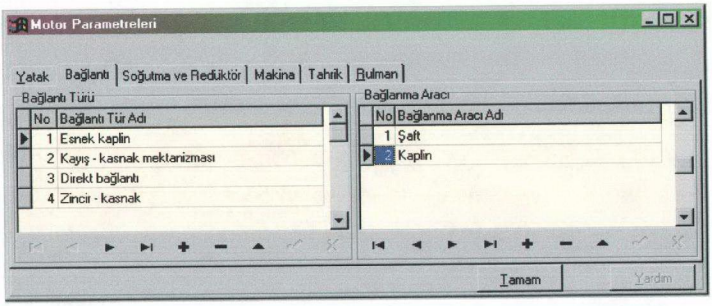
Şekil 7. 8 Tahrik edilen makinanın seçim ekranı

Programda ayrıca tahrik ünitesi ve tahrik edilen ünitede ne tür yataklama sisteminin kullanıldığı tanımlaması yapılması gerekmektedir. Yataklama şekli rulmanlı yatak ise bu aşamada rulman markasını ve modelini programa tanımlamak gerekmektedir. Bunun için ise yine rulman diye bir ikon oluşturulmuştur. Bu ikona girildiği zaman ise programa tanıtılmış olan yaklaşık 9000 çeşit rulman görülmektedir. Burada titreşim analizinde rulman arızasını tespit etmede temeli teşkil eden rulman temel frekansları (FT, BS, BPO, BPI) da görülmektedir (Şekil 7. 9). Bu çalışmada yataklama sistemi olarak bütün motopomp'larda rulmanlı yataklar kullanıldığından yalnızca rulmanlı yataklar ile ilgili değerler girilmiştir. Gerektiğinde diğer yataklama türleri ve onların özelliklerinin programa eklene bilme özelliği bulunmaktadır.



Şekil 7. 9 Motopomp'ta yataklarda kullanılan rulman çeşidini seçme ekran görüntüsü

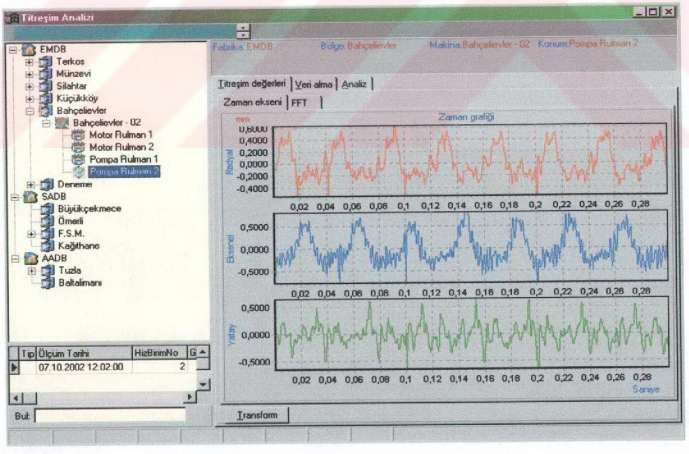
Bu kısımda son olarak tahrik eden makina (elektrik motoru) ile tahrik edilen makina (pompa) arasında kullanılan bağlantı çeşidinin tanımlaması yapılmıştır. Burada dört çeşit bağlantı şekli (Esnek kaplin, Kayış kasnak bağlantısı, Zincirli bağlantı ve Direk bağlantı) programa tanıtılmıştır (Şekil 7. 10). Çalışmanın yapıldığı İSKİ tesislerinde bulunmakta olan motopomp'lar esnek kaplinler ile bir birlerine bağlanmıştır.



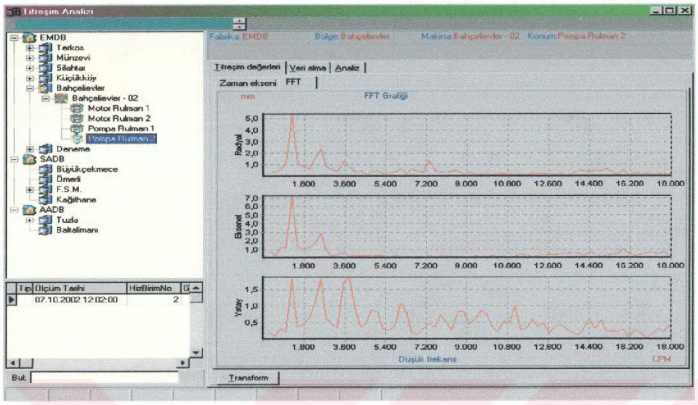
Şekil 7. 10 Tahrik eden makina ile tahrik edilen makina arasındaki bağlantı şeklini seçim ekranı

7. 6. 2. 3 Grafikler ve analiz sonuçları

Programda bütün bu fabrika, bölge ve makina tanımları yapıldıktan sonra programa ölçüm değerlerinin girilmesi gerekmektedir. Bunun için elimizdeki ölçüm cihazı ile program bağlantısı, ölçüm cihazı yazılımını bilmediğimizden dolayı, gerçekleştirilememiştir. Ayrıca kullandığımız paket programdan zaman grafiğinin nümerik değerlerini elde etme imkanı da bulunmamaktadır. Bunun için ise yazmış olduğumuz titreşim analiz programı içersinde bir alt program yazılmıştır. Bu program vasıtası ile öncelikle kullandığımız paket programdan zaman ekseni grafikleri kopyalama-yapıştırma metodu ile yapmış olduğumuz programa kopyalanmaktadır. Daha sonra ise bu grafikler alt programa okutturularak nümerik değerler elde edilmiştir. Bu nümerik değerlerin doğruluğunu test için programa tekrar zaman ekseni grafikleri çizdirilmiştir (Şekil 7. 11). Bu işlemlerden sonra elde edilen bu nümerik değerler kullanılarak hızlı fourier dönüşümü yaptırılarak programa FFT grafikleri (spektrum grafikleri) çizdirilmiştir. FFT teorisi ile ilgili bilgiler Bölüm 4'de detaylı olarak verilmiştir. Her iki grafikte de y ekseni mm/s olarak seçilmiştir. FFT grafiğinde ise x ekseni Hz olarak seçilmiştir.



Şekil 7. 11 Zaman ekseni grafiğinin program görüntüsü



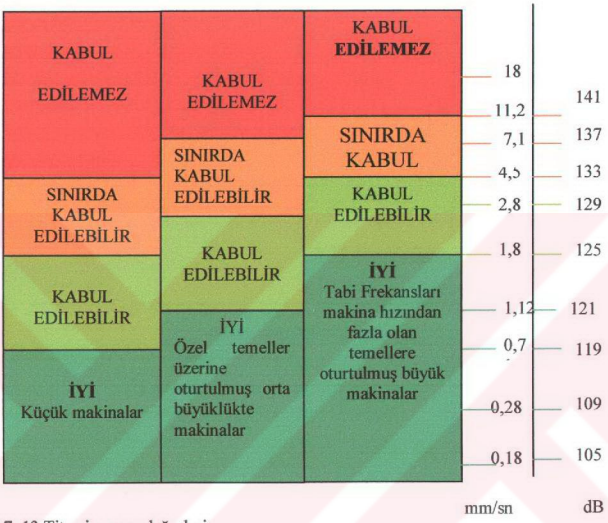
Şekil 7. 12 FFT grafiğinin program görüntüsü

Programın bu bölümünde üç ayrı ikon bulunmaktadır. Bunlar Veri alma, Titreşim değerleri ve analiz ikonlarıdır. Veri alma kısmında programa paket programdan alınan zaman ekseni grafiği eklenerek nümerik değerlere dönüştürülmektedir. Titreşim değerleri kısmında ise istenilen kısımdaki motopompların istenilen konumundaki titreşim grafiklerine ulaşılabilmektedir. Burada ayrıca hem zaman grafiğinde hemde FFT grafiğinde üç yöndeki ölçüm grafiklerini ayni anda veya ayrı ayrı da görme imkanı bulunmaktadır. Ekranın sol alt kısmında ise yapılan ölçüm tarihleri görülmektedir.

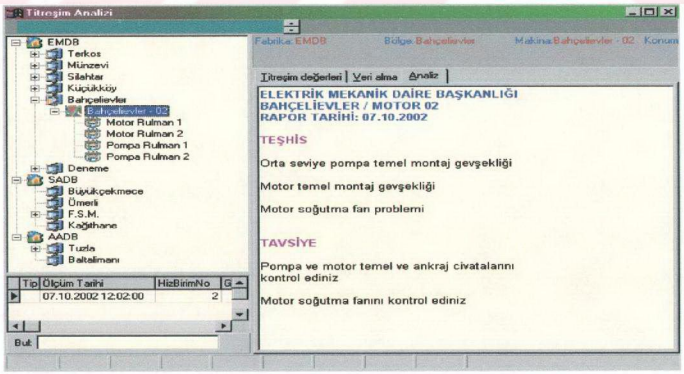
Analiz bölümünde bölüm 6.1 ile bölüm 6.5 arasında anlatılan teori kısmı esas alınarak programa zaman ve spektrum grafikleri yorumlatılmıştır. Yorum sonucu ekranda gerekli birimin ismi ile birlikte teşhisin ne olduğu ve gerekli tavsiye yapılmaktadır.

Bu kısımda makina arıza seviyeleri (iyi, az, orta, aşırı) belirlenirken aşağıdaki tablodan yararlanılmıştır. Bu tablo ISO2372, VDI 2058, TS gibi kuruluşların standartlarına uyan makinaların gücünü üç grupta toplayan sınır değerleri tanımlamaktadır (Gelen, 1993). Burada makinalar (<15 kW, 15 kW - 75 kW, 75

kW<) üç ana gruba ayrılmıştır. Bu tablodan faydalanılarak makinaların genlik seviyesine göre makinanın arıza durumunu belirlemektedir. Programa bu arıza durumu ayrı ayrı kodlanmıştır. Programa ayrıca her arıza çeşidinin arıza frekansları da kodlanarak tanıtılmıştır. Program bu arıza kodlarından arıza çeşidini belirlemekte arıza şiddetini ise aşağıdaki tablodan yararlanarak belirlemektedir.



Şekil 7. 13 Titreşim sınır değerleri



Şekil 7. 14 Analiz sonuç ekran görüntüsü

BÖLÜM 8 ELDE EDİLEN BULGULAR VE TARTIŞMA

8. 1 Pompa Terfi Merkezlerinde EUB Uygulaması ve Titreşim Analizi ile Tespit Edilen Arızalar

EUB kapsamında yararlanılan uyarı tiplerinin başta titreşim analizi olmak üzere, yağ analizi, sıcaklık analizi, aşınma analizi, basınç analizi ve elektrik motoru akımının izlenmesi olduğu, titreşimin; arıza belirleme parametresi olarak pompa ve elektrik motorlarında en çok görülen titepe arızaların hemen hemen tamamını önceden ikaz etmeleri nedeniyle kullanıldığı üçüncü bölümde izah edilmiştir. Bu sebepten pompa terfi merkezlerinde EUB yöntemi tatbik edilirken titreşim analizinden yararlanılmıştır.

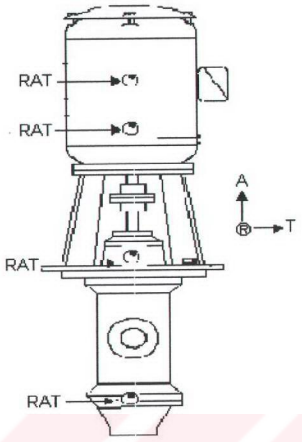
EUB modelinin bir işletmeye en iyi bir şekilde uygulanabilmesi için öncelikle o işletmeye ait makinaların sınıflandırılması, başlangıçta kaç makina üzerinde bu bakım modelinin uygulanacağının belirlenmesi ve ölçüm periyotlarının ne olacağına karar verilmesi gerekmektedir. Çalışmanın yapıldığı İSKİ'de makineların nasıl sınıflandırıldığı, makine seçiminin nasıl yapılacağı ve seçilen makineların programa nasıl tanıtılacağı Bölüm 7'de ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Bu bölümde ise ölçüm sonuçunda elde edilen bulgular tartışılacaktır.

EUB uygulamasına başladıktan sonra PTM'lerde yapılan titreşim ölçümleri neticesinde, önceden tespit edilen pek çok problemle karşılaşılmıştır. Burada verilecek, örnekler Bölüm 6 ile paralellik arz edecektir. Ölçüm yapılan motopompun tüm özellikleri verilecek ve grafiklerin nasıl analiz edildiği Bölüm 6'deki bilgiler ışığında sunulacaktır.

8. 2 Motopomp'ta Kaynağı Rulman Olan Arızası Belirlemesi

Bölüm 6'de anlatılan titreşim analizleri çerçevesinde EUB uygulamasının gerçekleştirildiği pompa terfi merkezlerinde pek çok rulman arızaları önceden tespit edilerek gerekli önlemlerin önceden alınması sağlanmıştır. Burada verilen rulman arızası örneği, Tuzla atıksu arıtma tesislerindeki atıksu PTM'deki pompa ve motor arasındaki şaft yataklarından birinin titreşim grafikleridir. Bu tesisteki sistemin genel bir tanımlaması aşağıda yapılmıştır.

Tesisteki motopomp grupları radyal montaj edilmiştir. Elektrik motoru ve pompa arasındaki hareket iletimi dört yerden yataklanmış 30 m uzunluğundaki mil vasıtası ile gerçekleştirilmiştir. Sistem üzerinden 8 noktadan ve 3 yönde periyodik ölçümler yapılmıştır. Yapılan bu ölçümler sürekli olarak bilgisayar ortamında daha sonraki ölçümler ile karşılaştırılmak ve titreşim eğilimlerini takip edebilmek amacı ile depolanmıştır. Titreşim ölçüm noktaları ve yönleri Şekil 8. 1'da gösterilmiştir. Bu şekilde sadece pompa ve motor üzerindeki ölçüm yönleri gösterilmiştir. Şaft üzerindeki ölçümler şaft üzerindeki yataklamaların olduğu dört ayrı noktadan yapılmıştır. Bu noktalardaki ölçüm yönleri de pompa ve motorda olduğu gibi radyal, eksenel ve tanjantiyal (RAT)dır. Pompa ve elektrik motorunun teknik özellikleri ve rulman temel arıza frekansları aşağıda tablo halinde verilmiştir. Buradan da görülmektedir ki motopomplar düşük devir ve yüksek debiye sahiptirler.



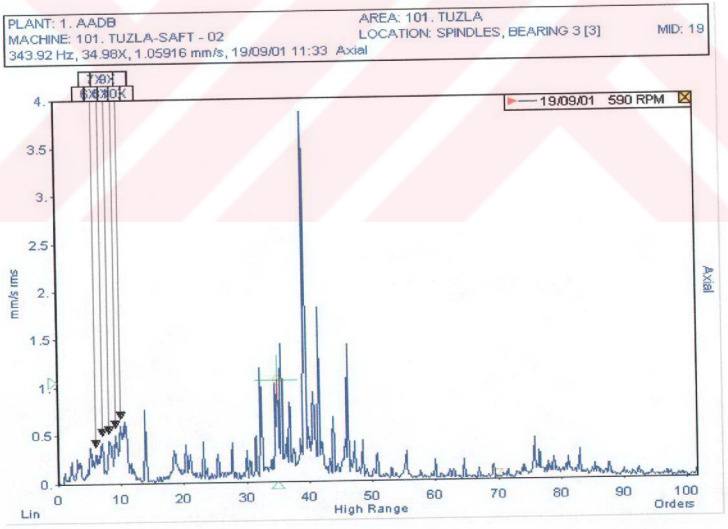
Şekil 8. 1 Ölçüm yapılan motopompun ölçüm noktaları ve yönleri

Tablo 8. 1. Motopomp teknik özellikleri ve rulman temel arıza frekansları

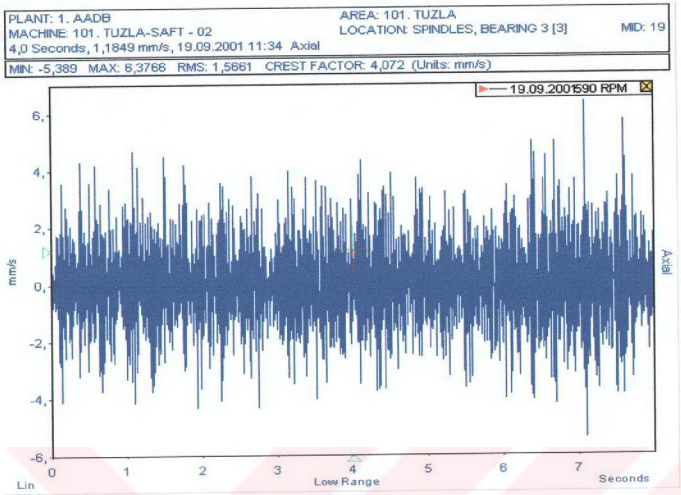
			MOTOR		POMPA	
Marka			CEGELEC		NİJHUİS	
Tip			F3PXC 450 L 10		VMFA1-8080	
Güç			420 kW		372 kW	
Devir			594 RPM		590 RPM	
Motor ve Pompa Kanat Sayısı			11		3	
Kapasite					1465 lt/sn	
Basma Yüksekliği					50 m	
Kaplin Tipi			Kardan Kavrama			
No	Rulman No	Nb	BSF	FTF	BPİF	BPOF
MS	SKF7326	12	2,52	0,40	7,15	4,85
MK	SKF23026	30	5,54	0,46	16,34	13,66
Ş1	SKF2316	12	2,29	0,40	7,82	5,18
Ş2	SKF1316	15	2,95	0,42	8,73	6,27
Ş3	SKF2316	12	2,29	0,40	7,82	5,18
Ş4	SKF1316	15	2,95	0,42	8,73	6,27
PK	SKF7326	12	2,52	0,40	7,15	4,85
PS	SKF23026	30	5,54	0,46	16,34	13,66

Teknik özellikleri ve rulman arıza frekansları (Tablo 8.1) yukarıda verilen sistemin üç numaralı şaft üzerinden alınan titreşim ölçüm grafikleri aşağıda Şekil 8. 2 ile Şekil 8. 8 arasında verilmiştir. Grafikler incelendiğinde şu görülmektedir. Üç numaralı şaft rulmanının eksenel yöndeki yüksek bant spektrum grafiğinin 41.44XRPM sinde 3.89 mm/ss'lik bir tepe oluşturduğu görülür. Bu ise bizlere rulman temel arıza frekanslarından BPIF'ın harmoniklerinden biri olduğunu göstermektedir. Diğer yönlerdeki spektrumlara bakıldığında radyal yönde yüksek bant spektumunda zeminde ki yükselme ve eksenel yöndeki BPIF'ın yan bantlarının oluşması arızanın ilerlemiş olduğunu göstermektedir (Şekil 8.4). Ayrıca tanjantiyal yöndeki yüksek tepeler de arızadan dolayı rulmanda oluşan mekanik boşlukların bir göstergesidir (Şekil 8.6).Yatak üzerinden alınan titreşimlerin zaman grafikleri incelendiğinde periyodik halde vuruşların oluşması tipik rulman arızası göstergesidir (Şekil 8.7).

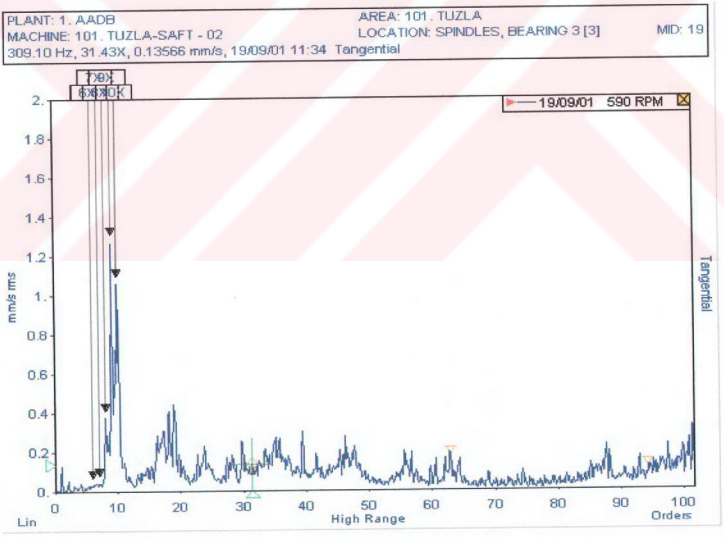
Şekil 8.8'de şaft yatağı üzerinden alınan titreşim ölçümlerinin spektrumları ve zaman grafikleri karşılaştırmalı bir şekilde verilmiştir.



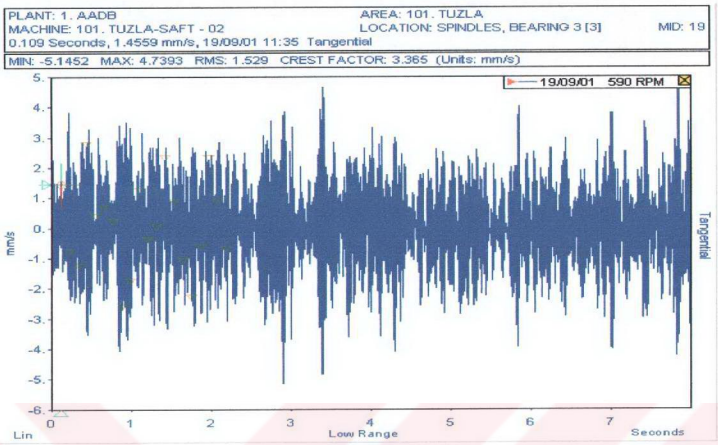
Şekil 8. 2 Şaft rulman yatağı eksenel yön spektrum grafiği



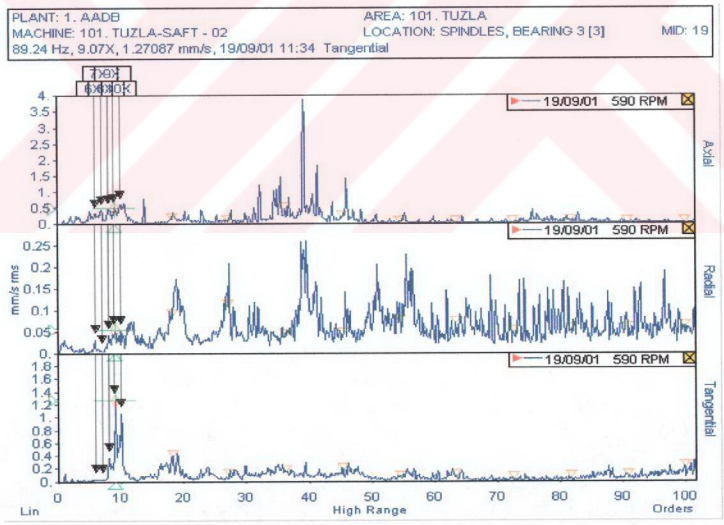
Şekil 8. 3 Şaft rulman yatağı eksenel yön dalgaformu grafiği



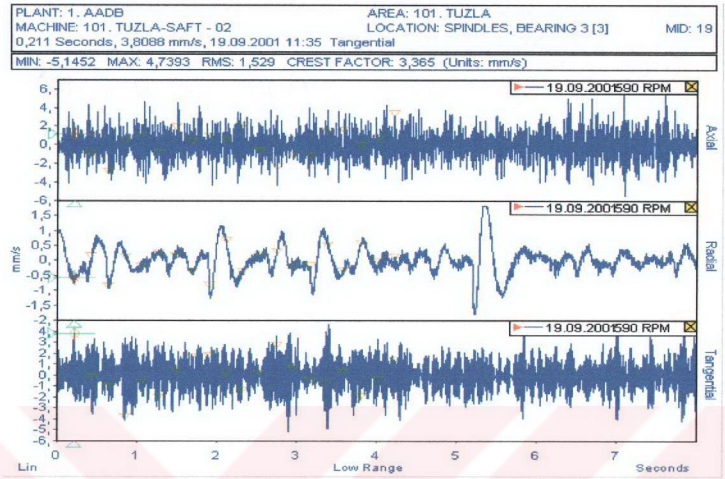
Şekil 8. 4 Şaft rulman yatağı tanjantiyal yön spektrum grafiği



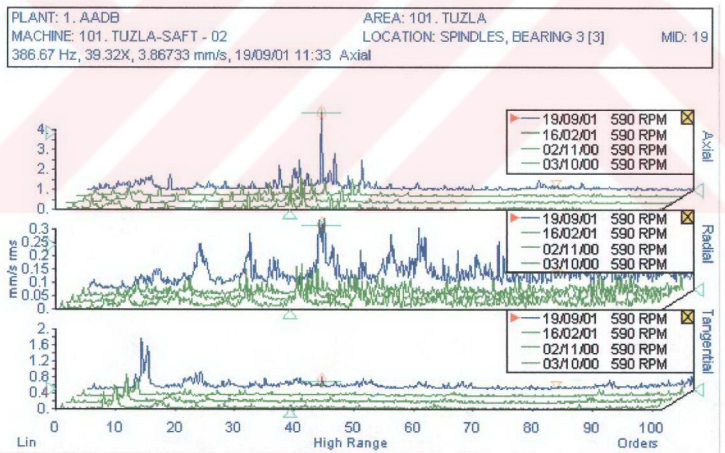
Şekil 8. 5 Şaft rulman yatağı tanjantiyal yön dalgaformu grafiği



Şekil 8. 6 Şaft rulman yatağı üç yöndeki spektrum grafiği



Şekil 8. 7 Şaft rulman yatağı üç yöndeki dalgaformu (zaman) grafiği



Şekil 8. 8 Şaft rulman yatağı spektrum grafiklerinin karşılaştırılması

8. 3 Motopomp'ta Kaynağı Dengesizlik Olan Arıza Belirlemesi

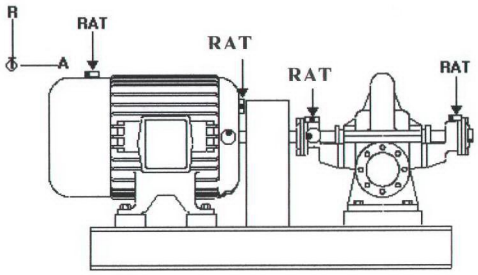
Dengesizlik pompa ve elektrik motorunun da titreşim kaynaklarından birisidir. Elektrik motoru ve pompalardaki bu problemin başlıca sebepleri;

- İmalat sırasındaki kusurlar,
- Pompa fanındaki korozyonlar,
- Pompa fan kanatlarındaki kısmi kalıcı kirlenmeler,
- Pompa fanının bütün yükünü taşıyan pompa rulmanlarından birinin dengesiz montajı,
- Elektrik motoru rotor kol ve kanatlarındaki uygunsuz kütle dağılımı,
- Pompa ve elektrik motoru milinin eğilmesi

dir. İşletmelerde kısmen de olsa karşılaşılan dengesizlik problemi pompa verimi üzerinde olumsuz etkiler oluşturmaktadır. PTM'deki bu ve benzeri problemleri önceden tespit ederek problemin ikincil arızalara sebebiyet vermemesi için işletmemizde başlatmış olduğumuz EUB uygulaması çerçevesinde birçok dengesizlik problemi tespit edilmiştir.

EUB kapsamında ele alınan tesislerden birisi olan Bahçelievler PTM'de pompa fanı dengesizliğinin sebep olduğu titreşimlerin grafikleri aşağıda detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. Bu PTM'de bulunan toplam 4 motor EUB kapsamına alınmıştır. Bu bakım yöntemine geçilmeden önce bütün motorların bütün ayarları en iyi bir şekilde yapılmış olup titreşim seviyeleri 1 mm/s'nin altına düşürülmüştür. Daha sonra önceki bölümlerde anlatılmış olan titreşim ölçüm noktaları belirlenmiş ve sürekli aynı noktadan titreşimlerin alınmasını sağlamak amacı ile motopom'lar üzerinde belirlenmiş dört noktaya titreşim ölçüm montaj blokları yapıştırılmıştır. Şekil 8. 9'da motopomp üzerine yerleştirilen titreşim montaj bloklarının yerleri ve ölçüm yönleri görülmektedir.

Titreşim analizinde en önemli faktörlerden birisi olan titreşim ölçümleri her seferinde aynı yer ve yönlerden alınmıştır.



Şekil 8. 9. Ölçüm yapılan motopompun ölçüm noktaları ve yönleri

Tablo 8. 2'de ise EUB kapsamında titreşim ölçümlerinin yapıldığı ve dengesizliğin tespit edildiği motopompun teknik özellikleri görülmektedir.

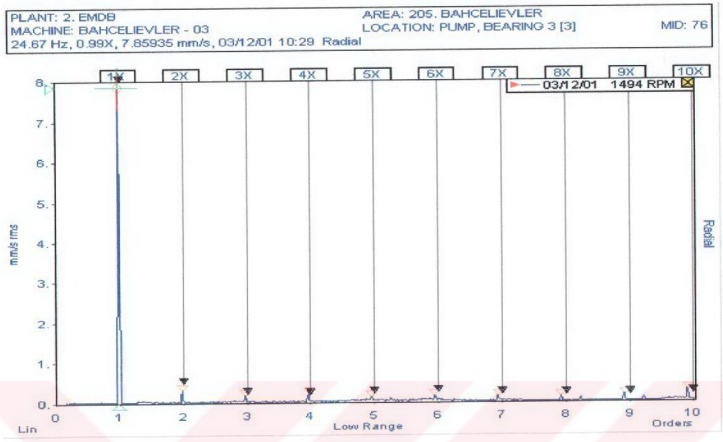
Tablo 8. 2. Ölçüm yapılan motopomp'un teknik özellikleri

	MOTOR	POMPA
Marka	SIEMENS	ABS SCANPUMP
Tip	L57 564 4HB90 Z	Z 22-350/300 61
Güç	560kW	560 kW
Devir	1480 d/dak	1480 d/dak
Motor ve Pompa Kanat Sayısı		6
Kapasite		756 m^3/h
Basma Yüksekliği		100 m
Kaplin Tipi	Esnek Kaplin	
Serbest Taraf	NU 222	6317
Kaplin Tarafı	NU224 / 6222 C3	7317

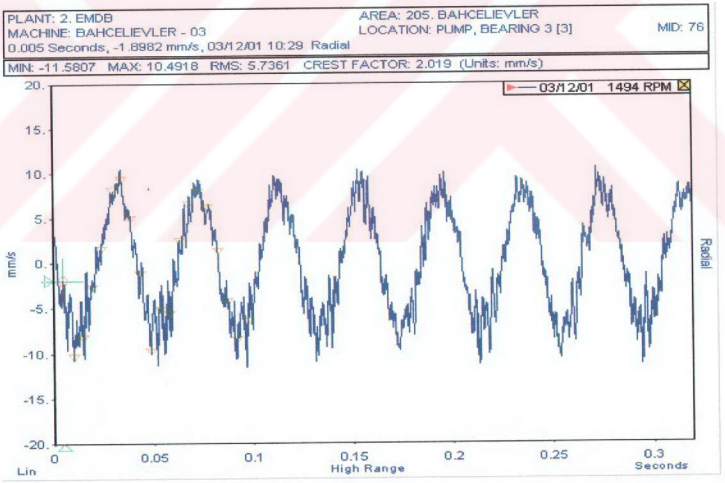
Titreşim ölçüm yönleri ve teknik özellikleri yukarıda verilen motopomp üzerinden çalışma sırasında belirli periyotlarda titreşim ölçümleri yapılmıştır. En son yapılan ölçümlerde grafiklerden de görüleceği gibi titreşim genliklerinde % 100'e varan bir artış gözlenmiştir. Titreşim ölçümleri detaylı bir şekilde incelendiğinde genliklerin radyal ve tanjantiyal yönde motor devrinin 1X RPM sinde olması bizi dengesizlik probleminin olabileceği şüphesine götürmektedir. Fakat aynı frekansta mekanik

boşluk ve kaplin ayarsızlığı da titreşim oluşturmaktadır. Gerek pompa serbest tarafı gerekse pompa kaplin tarafından alınan titreşim ölçümlerinin spektrumlarına bakıldığında radyal yöndeki titreşim grafiğindeki 1X RPM frekansındaki genlik değerinin tanjantiyal yöndeki 1X RPM frekansındaki titreşim genliğinden daha büyük olması dengesizlik ihtimalini artırmaktadır. Ayrıca genlik değerlerinin her iki taraftan alınan radyal yöndeki ölçümlerin 4 mm/sn den büyük olması da bu olasalığı güçlendirmektedir. Bu durumda titreşim grafiklerine, frekans ekseni ile birlikte zaman ekseninde de bakmak gerekmektedir. Pompa serbest tarafı ve kaplin tarafı titreşim grafiklerine zaman ekseninde bakıldığında zaman sinyali görünümünün sinusoidal bir yapıda olduğu görülmektedir. Bu durum kesin olarak dengesizlik probleminin bir kanıtıdır. Zaman sinyali görünümünün her iki tarafta tanjantiyal yönlerde belli periyotlarda aşırı tepeler oluşturması dengesizlik probleminin ilerlemiş olduğunu göstermektedir.

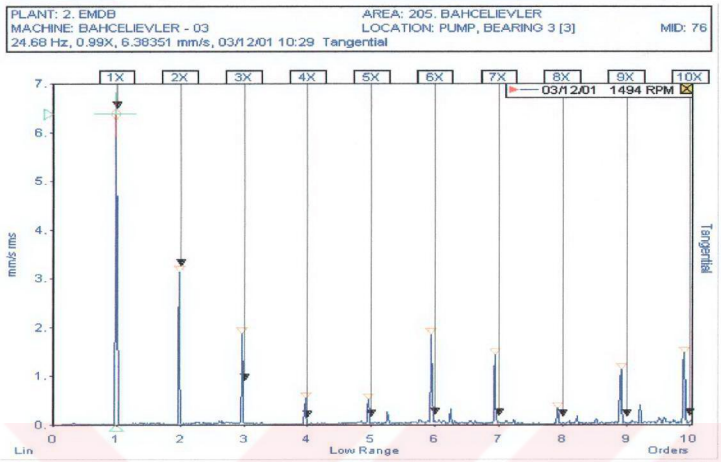
Bu tespitten sonra pompa durdurularak gerekli müdahale yapılmıştır. Pompa açıldığında fan kanatlarından ikisinin belli bir darbe sonucu korozyona uğradığı tespit edilmiştir. Bu dengesizliğin kaynağının pompa kanatlarındaki bu korozyondan kaynaklandığı görülmüştür.



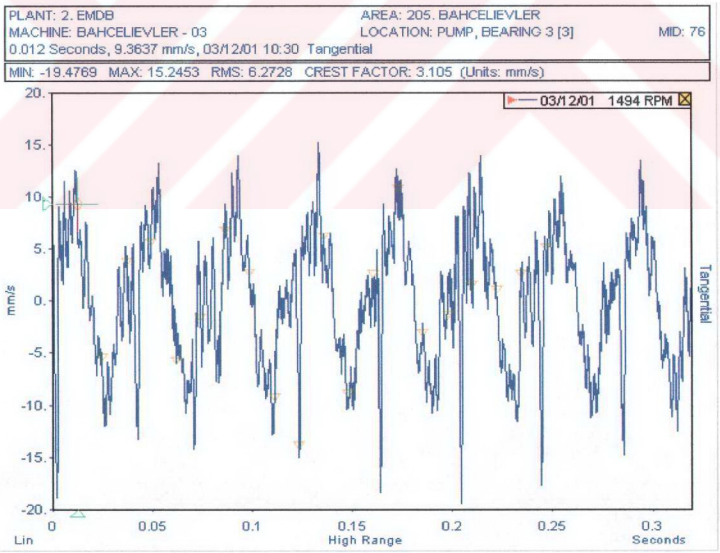
Şekil 8. 10 Pompa kaplin tarafı radyal yön spektrum görünümü



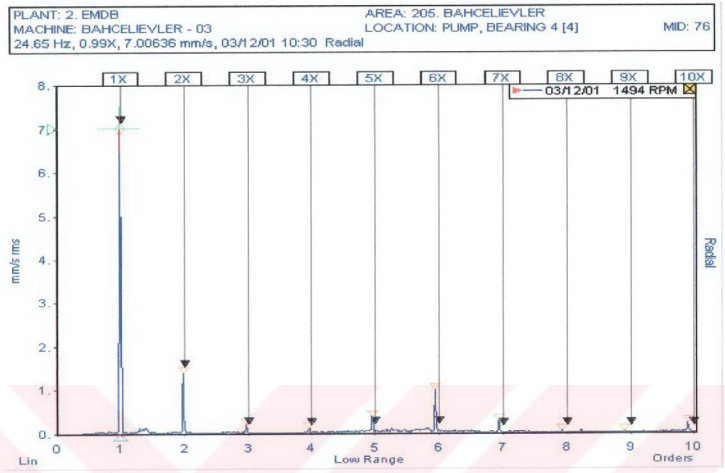
Şekil 8. 11 Pompa kaplin tarafı radyal yön dalgaformu grafiği



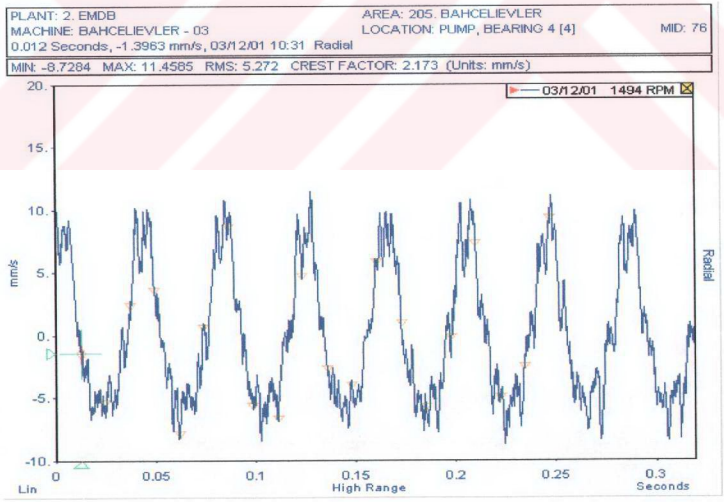
Şekil 8. 12 Pompa kaplin tarafı tanjantiyal yön spektrum grafiği



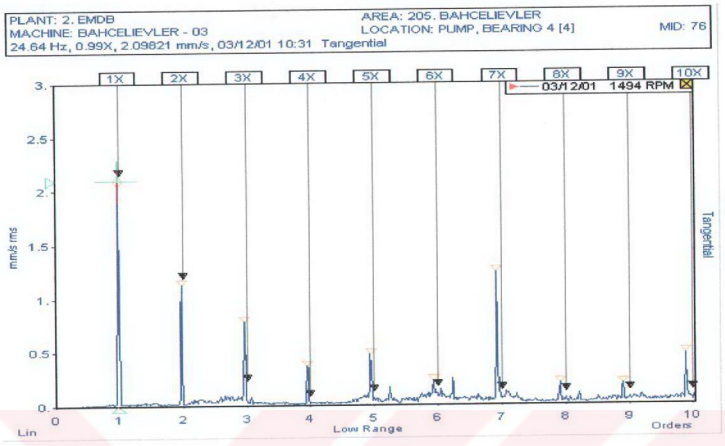
Şekil 8. 13 Pompa kaplin tarafı tanjantiyal yön dalgaformu grafiği



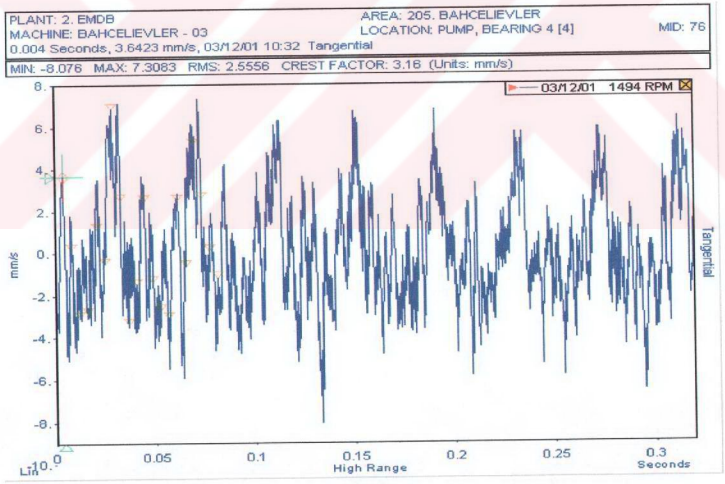
Şekil 8. 14 Pompa serbest tarafı radyal yön spektrum grafiği



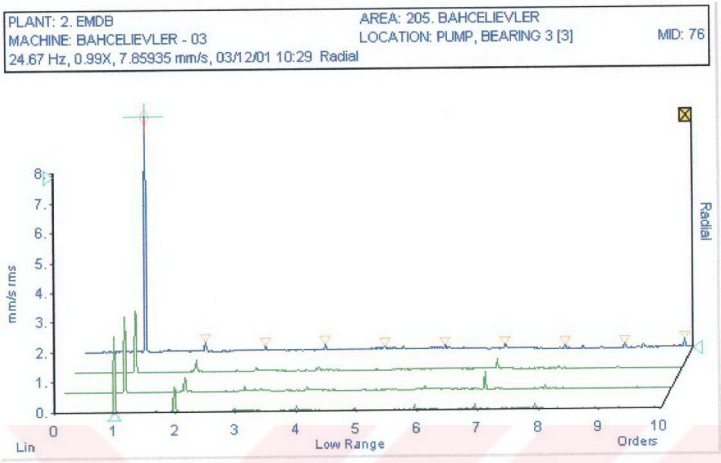
Şekil 8. 15 Pompa serbest tarafı radyal yön dalgaformu grafiği



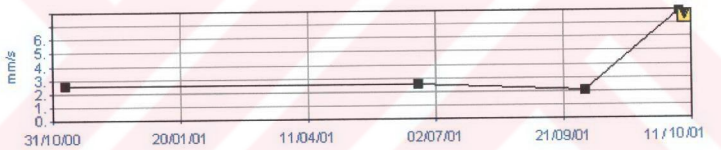
Şekil 8. 16 Pompa serbest tarafı tanjantiyal yön spektrum grafiği



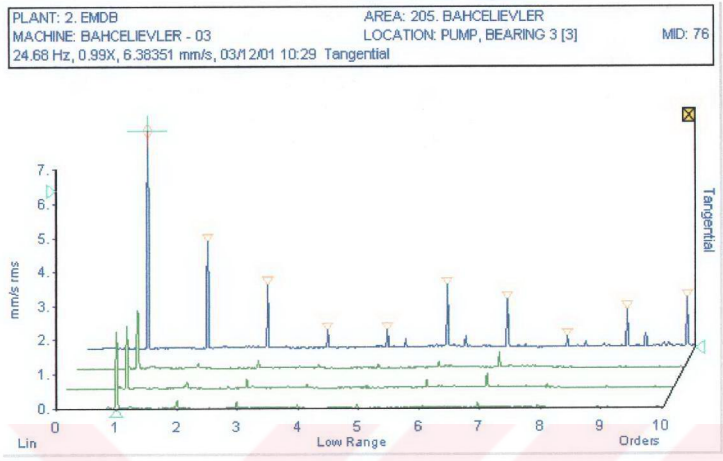
Şekil 8. 17 Pompa serbest tarafı tanjantiyal yön dalgaformu grafiği



Şekil 8. 18 Pompa kaplin tarafı radyal yön spektrum grafikleri karşılaştırması

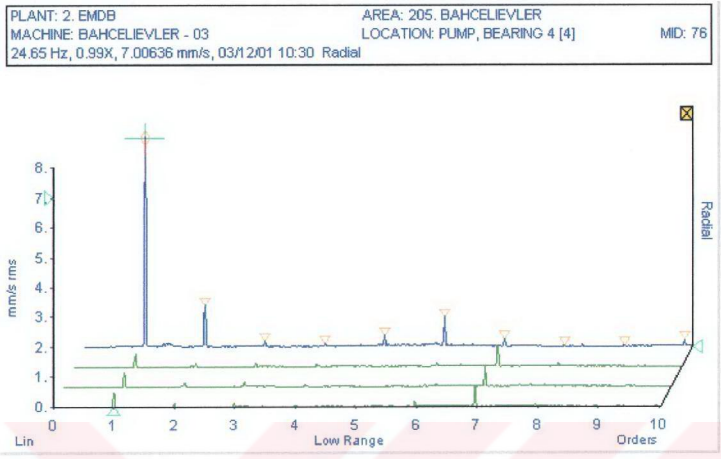


Şekil 8. 19 Pompa kaplin tarafı radyal yön genlik eğilim eğrisi



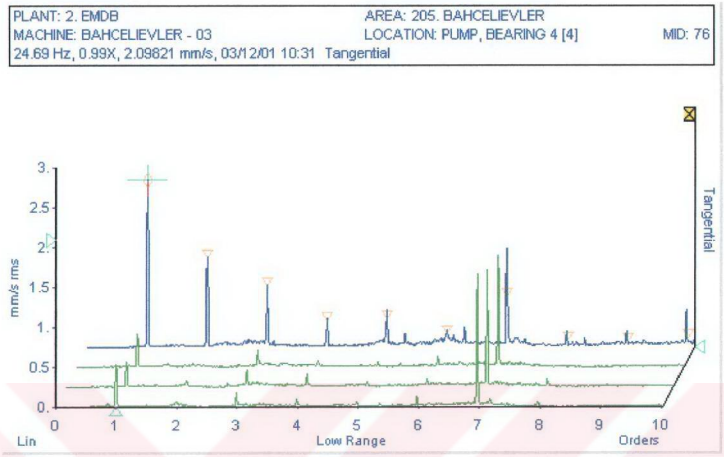
Şekil 8. 20 Pompa kaplin tarafı tanjantiyal yön spektrum grafikleri karşılaştırması

Şekil 8. 21 Pompa kaplin tarafı tanjantiyal yön genlik eğilim eğrisi



Şekil 8. 22 Pompa serbest tarafı radyal yön spektrum grafikleri karşılaştırması

Şekil 8. 23 Pompa serbest tarafı radyal yön genlik eğilim eğrisi



Şekil 8. 24 Pompa serbest tarafı tanjantiyal yön spektrum grafikleri karşılaştırması

Şekil 8. 25 Pompa serbest tarafı tanjantiyal yön genlik eğilim eğrisi

8. 4 Motopomp'ta Kaynağı Yanlış Hizalama Olan Arıza Belirlemesi

İşletmelerde motopomp arızası olarak en sık karşılaşılan problemlerden birisi yanlış hizalamadır. Yanlış hizalama Pompa–Elektrik motoru arasında (paralel, açısal ve ikisi bir arada) olabildiği gibi şaftların bağlı oldukları rulmanlar da yanlış hizalanmış olabilirler. Elektrik motoru ve pompalardaki rulman arızalarının sebeplerinden birisi hareketi veren şaft ile hareketi alan şaft arasındaki hizalamanın iyi yapılmamış olmasıdır. Motopomplardaki yanlış hizalamanın sebepleri aşağıda maddeler halinde verilmiştir;

- Parçaların hatalı montaj edilmesi,
- Parçaların izafi pozisyonlarının montaj sonrası yer değiştirmesi,
- Boru bağlantılarının sebep olduğu eğme kuvvetlerinden kaynaklanan motor ve pompadaki bozulmalar,
- Burulma nedeni ile esnek desteklerin bozulması,
- Sıcaklık artışı ile makine yapısındaki genleşme,
- Kaplin yan yüzeylerinin şaft eksenine dik olmaması,
- Yumuşak temel,

Boru bağlantıları, kaplin yan yüzeylerinin şaft eksenine dik olmaması ve pompa ve elektrik motoru temelinin istenilen özelliklerde olmaması motopompların kaplin bağlantılarını bozan en önemli sebeplerdir. Motopomplarda oluşacak hafif yanlış hizalama problemlerinin apsorbe edilebilmesi için pompa ve motor arasında esnek kaplinler kullanılır. Fakat bu esnek kaplinler de belli ölçüler içersindeki kaplin ayarsızlıklarını apsorbe edebileceklerdir. Ayrıca motopomplar üzerinde en fazla ikincil arızalara sebep olan arıza türlerinden birisi de yine yanlış hizalamadır.

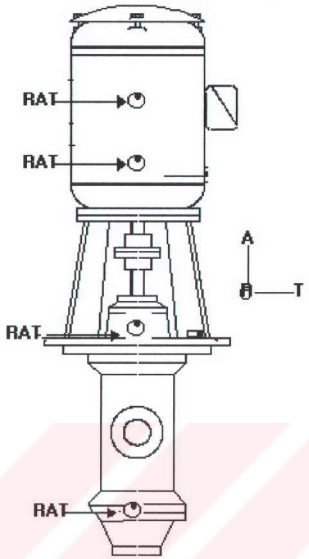
Motopomplar üzerinde oluşacak en küçük bir yanlış hizalama problemi EUB tekniklerinden biri olan titreşim analizi yardımı ile önceden tespit edilirler. Titreşim analizi yardımı ile tesit edilebilen yanlış hizalama problemi esnek kaplinlerin absorbe edebilme limitleri içersinde olduğu sürece takip edilirler. Yanlış hizalama eğilim eğrileri kaplin absorbe limitlerinin dışarısına çıktığı an kaplin ayarlarının yapılması gerekmektedir.

İşletmelerde en sık karşılaşılan yanlış hizalama problemi pompa verimi üzerinde olumsuz etkiler oluşturmaktadırlar. Pompa terfi merkezlerindeki bu ve benzeri problemleri önceden tespit ederek problemin ikincil arızalara sebebiyet vermemesi için işletmemizde başlatmış olduğumuz EUB uygulaması çerçevesinde birçok yanlış hizalama problemi tespit edilmiştir.

EUB kapsamında ele aldığımız tesislerden birisi olan Terkos PTM'de pompa-Elektrik motoru arasındaki yanlış hizalamadan kaynaklanan titreşimlerin grafikleri aşağıda detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. Bu Terfi Merkezinde bulunan toplam 7 motor EUB Kapsamına alınmıştır. Bu bakım yöntemine geçilmeden önce bütün motorların bütün ayarları en iyi bir şekilde yapılmış olup titreşim seviyeleri 1 mm/s nin altına düşürülmüştür. Daha sonra önceki bölümlerde anlatılmış olan titreşim ölçüm noktaları belirlenmiş ve belirlenen noktalara titreşim ölçüm montaj blokları yapıştırılmıştır. Şekil 8. 26 motopomp üzerine yerleştirilen titreşim montaj bloklarının yerleri ve ölçüm yönleri görülmektedir.

Titreşim analizinde en önemli faktörlerden birisi titreşim ölçümlerinin her seferinde aynı yer ve yönlerde alınması analiz için büyük önem arz etmektedir. Bu sebeple titreşim ölçüm montaj bloklarının motopomlar üzerinde sabit kalacak şekilde yerleştirilmesi çok önemlidir.

Tablo 8. 3'de ise EUB kapsamında titreşim ölçümlerinin yapıldığı ve yanlış hizalama probleminin tespit edildiği motopompun teknik özellikleri görülmektedir.



Şekil 8. 26 Ölçüm yapılan motopompun ölçüm noktaları ve yönleri

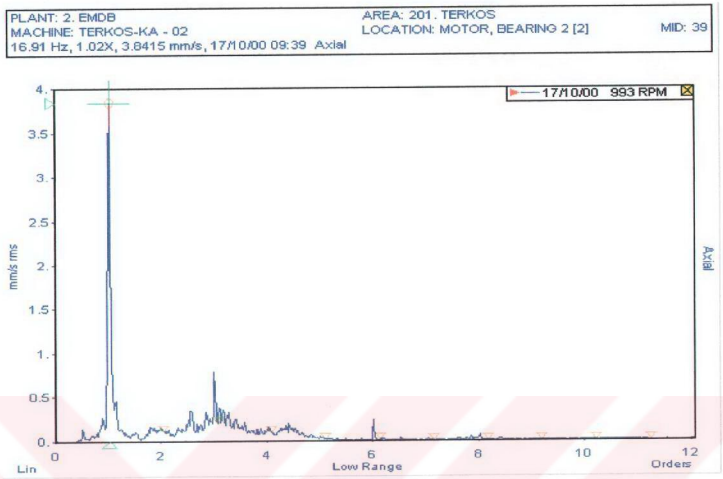
Tablo 8. 3. Ölçüm yapılan motopomp'un teknik özellikleri

	MOTOR	POMPA
Marka	SIEMENS	ABS
Tip	1RR 1714-6 JB 94-Z	Z 22-800/500-105
Güç	3150 kw	
Devir	993 rpm	990 rpm
Motor ve Pompa Kanat Sayısı	9	6
Kapasite		5652 m^3/h
Basma Yüksekliği		150 m
Kaplin Tipi	Kardan Kaplin	
Serbest Taraf	FAG 7328 B	SKF 6324
Kaplin Tarafı	FAG NU 328	SKF NU 324

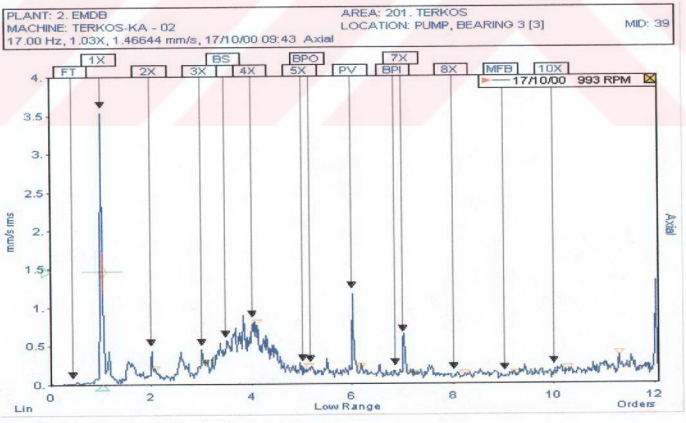
EUB çerçevesinde ele alınmış olan PTM'lerinde sürekli olarak titreşim ölçümleri yapılmaktadır. Bu ölçümler sonucunda gözlemlenen ve çok az da olsa varlığı pompa

ve elektrik motoru üzerinde önemli bir titreşim oluşturan arızalar acilen giderilmişlerdir. Bu bağlamda Terkos PTM'de yapılan ölçümler neticesinde aşağıdaki grafiklerden de bariz bir şekilde görülebilen yanlış hizalama problemi ile karşılaşılmıştır. Burada bulunan pompalar dikey olarak montaj edilmiş olup pompa ile elektrik motoru arasında 3 m'lik şaftla bağlantı yapılmıştır. Pompa ve elektrik motoru arasında kardan kavrama kullanılmış olup, yük tamamen pompa ve motor alt rulmanlarına verilmiştir.

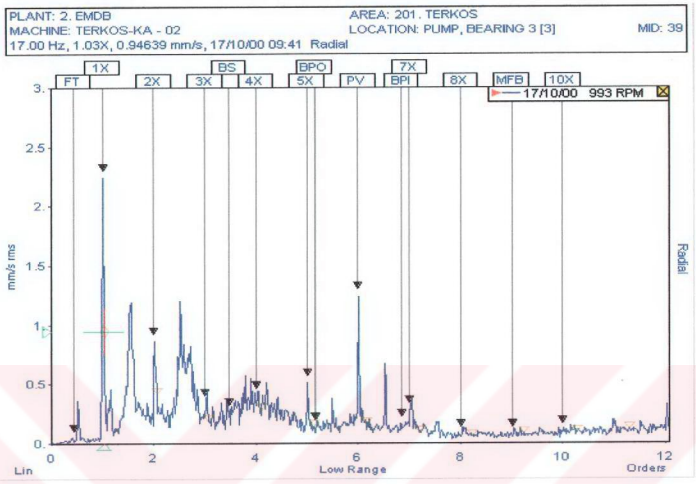
Yanlış hizalama problemi en net ve anlaşılır olarak kapline yakın yataklamalardan alınan titreşimim grafiklerinden anlaşılacaktır. Şekil 8. 27 ve şekil 8. 31 motor kaplin tarafından alınmış titreşim spektrum grafikleridir. Şekil 8. 28, Şekil 8. 29, Şekil 8. 30, Şekil 8. 32 ise pompa kaplin tarafından alınmış olan titreşim spektrum grafikleridir. Kaplinin her iki tarafındaki eksenel yöndeki titreşim spektrumunda 1X RPM değerindeki yüksek tepelerin varlığı ve motor tarafındaki tanjantiyal ve radyal yönlerde ise düşük genliklerin oluşması açısal yanlış hizalamanın oluşmasının bir neticesidir. Aynı zamanda pompa kaplin tarafından alınan tanjantiyal ve radyal yönlerdeki titreşim spektrumunda 1X RPM değerinde yüksek genliklerin oluşması ve tanjantiyal yöndeki genliğin radyal yöndeki genlikten fazla olması ise paralel yanlış hizalamanın oluştuğunun göstergesidir. Ayrıca radyal yöndeki 1X RPM harmoniklerinin oluşması yanlış hizalamanın hızlı bir şekilde ilerlediğinin göstergesidir.



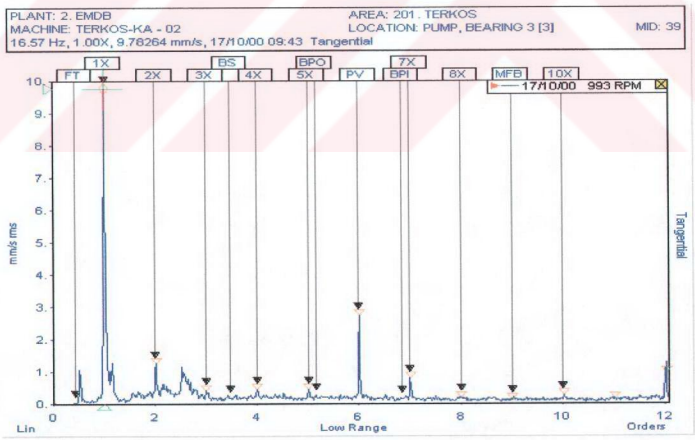
Şekil 8. 27 Motor kaplin tarafı eksenel yön spektrum grafiği



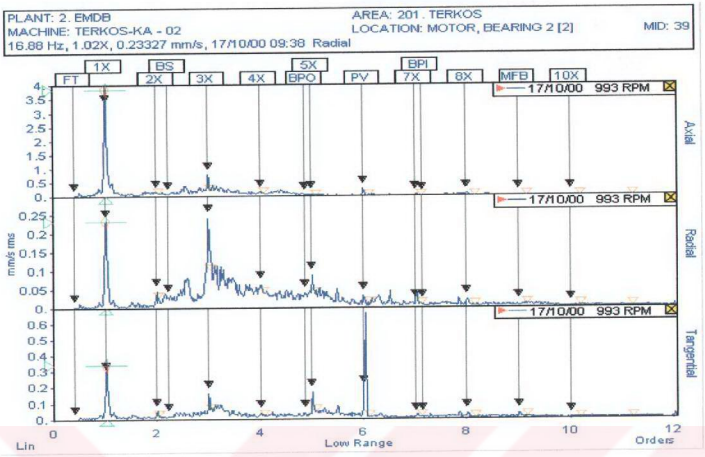
Şekil 8. 28 Pompa kaplin tarafı eksenel yön spektrum grafiği



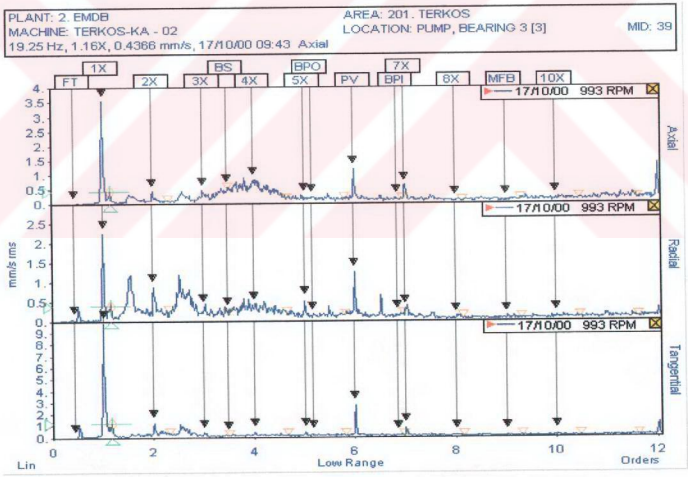
Şekil 8. 29 Pompa kaplin tarafı radyal yön spektrum grafiği



Şekil 8. 30 Pompa kaplin tarafı tanjantiyal yön spektrum grafiği



Şekil 8. 31 Motor kaplin tarafı spektrum grafiği

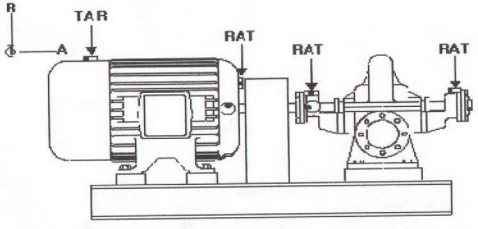


Şekil 8. 32 Pompa kaplin tarafı spektrum grafiği

8. 5 Motopomp'ta Kaynağı Mekanik Gevşeklik Olan Arıza Belirlemesi

İşletmelerde mekanik gevşeklik problemi karşımıza döner elemanların mekanik gevşekliği veya sabit elemanların mekanik gevşekliği şeklinde çıkmaktadır. Motopomplardaki mekanik gevşeklikler pompa fanında, rulmanlarda, motopomp ayaklarında, yumuşak temel bağlantısı, elektrik motorundaki rotor ve stator boşlukları ve elektrik motoru soğutma fanı gevşekliği şeklinde kendisini göstermektedir. Motopompların her hangi bir mekanik gevşeklik problemi mevcut iken çalıştırılması gerek enerji tasarrufunu gerekse kapasiteyi (basılan su) olumsuz yönde etkileyecektir. Bu sebepten dolayı motopomplar hiçbir zaman bu şekilde çalıştırılmak istenilmemektedir. Ayrıca pompa fanı, rulman, elektrik motoru stator ve rotor ve soğutma fanlarındaki mekanik gevşeklikler kısa süre içersinde ikincil arızalara da sebep olacaklarından mekanik gevşekliğin oluştuğu yerin erken tespit edilerek giderilmesi işletme açısından büyük ehemmiyet arz etmektedir.

Yapmış olduğumuz çalışma sırasında İSKİ İkitelli Arıtma Tesislerindeki PTM'de bu tür bir problemle karşılaşılmıştır. EUB kapsamına aldığımız bu tesiste toplam 7 motopomp bulunmaktadır. Bu motopompların bütün ayarları yapılmış, ölçüm için gerekli aparatlar motopomp üzerine yapıştırılmış ve periyodik ölçümler yapılmıştır. Bu ölçümler sırasında mekanik gevşeklik probleminin karşımıza çıktığı motopompun ölçüm noktaları ve yönleri de Şekil 8. 33'de teknik özellikleri ise Tablo 8. 4 de verilmiştir.



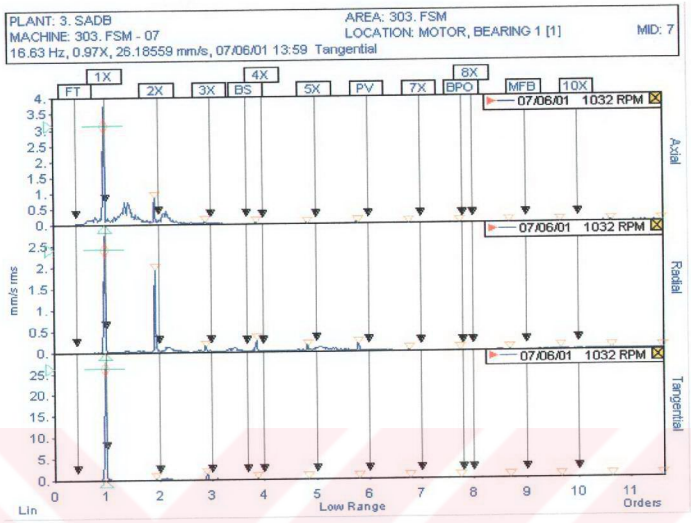
8. 33 Ölçüm yapılan motopompun ölçüm noktaları ve yönleri

Tablo 8. 4. Ölçüm yapılan motopomp'un teknik özellikleri

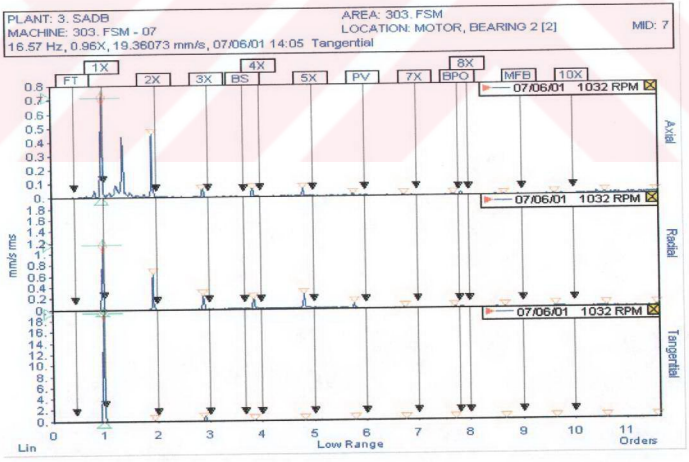
	MOTOR	POMPA
Marka	SIEMENS	ABS
Tip	1LS1 504 – 6 HB 90 - Z	VENUS 600.650C
Güç	715 kw	645 kw
Devir	991 rpm	995 rpm
Motor ve Pompa Kanat Sayısı	9	6
Kapasite		4 572 m^3/h
Basma Yüksekliği		80 m
Kaplin Tipi	Esnek Kaplin	
Serbest Taraf	NU 226	6226
Kaplin Tarafı	NU 226	6226

Motopomp üzerinden alınan titreşim grafikleri Bölüm 6'de verilen bilgiler göz önüne alınarak analiz edilirse motor serbest tarafında tanjantiyal yönde 1X deki yüksek genlik, 26.18 mm/s, buna bağlı olarak ortaya çıkan radyal yöndeki 1X deki titreşim genliğindeki artma ve pompa kaplin tarafından alınan ölçüm değerlerinde de yine tanjantiyal yönde 1X deki yüksek genlik,19.36 mm/s, şase ankraj probleminin olduğu gösterir.

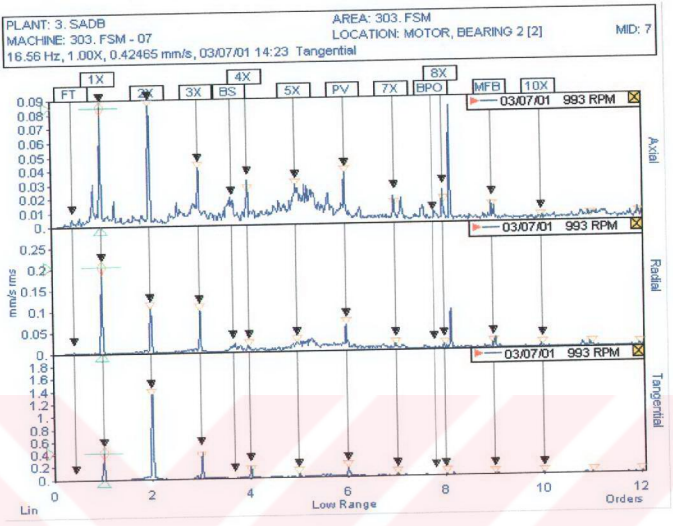
Bu fikirden hareketle motopomp'un pompa ayak civatalarından başlayarak şase ve ankraj kontrol edilmiş fakat titreşim seviyesinde bir değişme olmadığı görülmüştür. Daha sonra temel ağırlığının çalışan aksamın (motopompun) ağırlığından daha düşük olduğuna karar verilmiştir. Bu sebep ile motopompun temel ağırlığını artırmak amacıyla beton dökülmüştür. Ayrıca temel ağırlığını arttırmak için motopomp şasesinin çevresi de saç kaplanarak içersine beton dökülmüştür. Bu işlemlerden sonra titreşim seviyeleri istenilen limitler içersine çekildiği aşağıdaki grafiklerden görülmektedir.



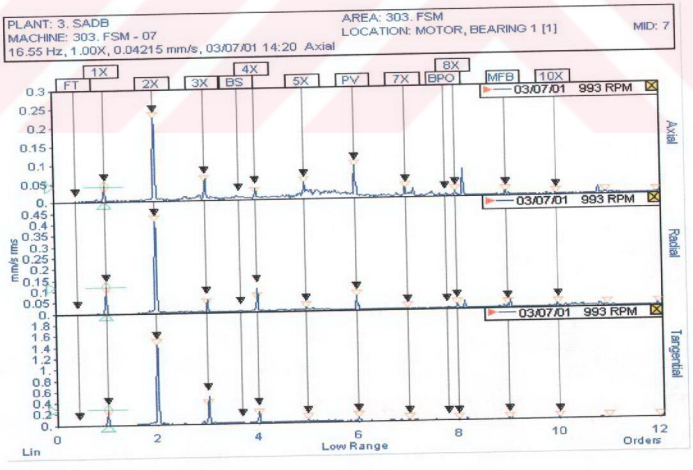
Şekil 8. 34 Motor serbest tarafı spektrum grafiği



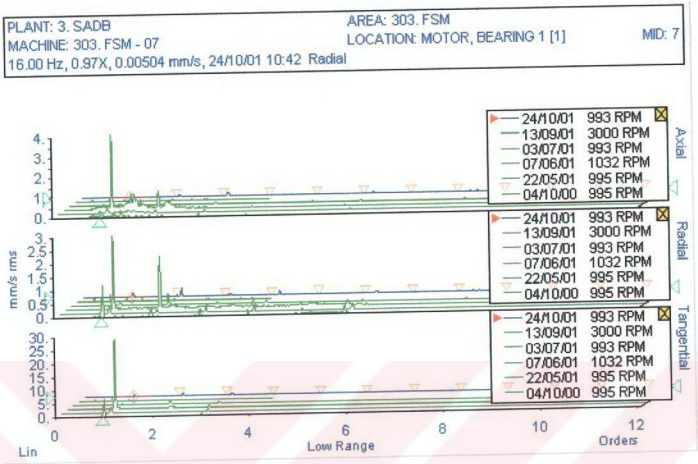
Şekil 8. 35 Motor kaplin tarafı spektrum grafiği



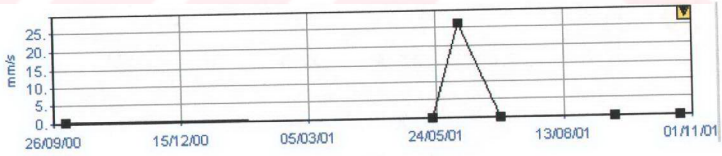
Şekil 8. 36 Motor serbest tarafı bakım sonrası spektrum görünümü



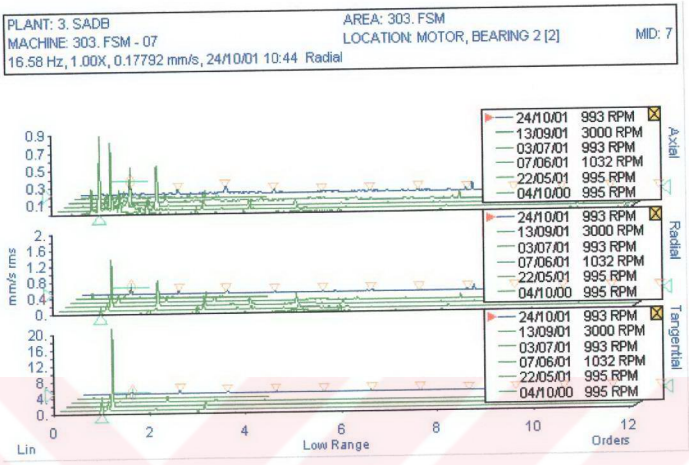
Şekil 8. 37 Motor kaplin tarafı bakım sonrası spektrum görünümü



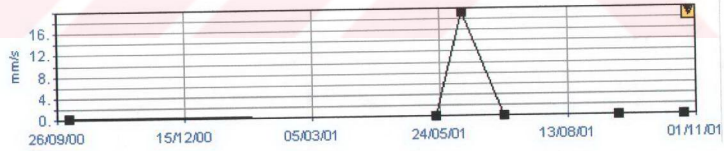
Şekil 8. 38 Motor serbest tarafı spektrum karşılaştırması



Şekil 8. 39 Motor serbest tarafı eğilim eğrisi



Şekil 8. 40 Motor kaplin tarafı spektrum karşılaştırması



Şekil 8. 41 Motor kaplin tarafı eğilim eğrisi

8. 6 Santrifüj Pompalarda Titreşime Sebep Olan Hidrolik Kaynaklı Problemlerin Tespiti

EUB çerçevesinde ele almış olduğumuz PTM'de karşımıza en az çıkan problem tipi hidrolik kaynaklı problemlerdir. Fakat işletmelerde nadirde olsa bu tip arızalar karşımıza çıkmaktadır. Pompaj sistemlerinde karşımıza çıkan en yaygın hidrolik esaslı problem; pompaların hava emmesi, kavitasyon ve gövde ve difüzör arasındaki etkileşimden kaynaklanan problemlerdir. Bu problemlerin titreşim grafiklerinin analiz edilerek tespit edilmesi yöntemleri Bölüm 6. 3'de detaylı bir şekilde incelenmiştir.

Yaklaşık 2.5 yıl boyunca gözlemlenen ve periyodik olarak titreşim ölçümleri alınan PTM en bariz hidrolik kaynaklı problem Büyük Çekmece Temizsu Terfi Merkezinde gözlemlenmiştir. Bu PTM'de Toplam 7 Motopomp bulunmaktadır. Motopompların teknik özellikleri ve kullanılan rulmanların rulman arıza frekansları Tablo 8. 5'da verilmiştir.

Tablo 8.5 Büyükçekmece temizsu PTM kullanılan motopompların teknik özellikleri

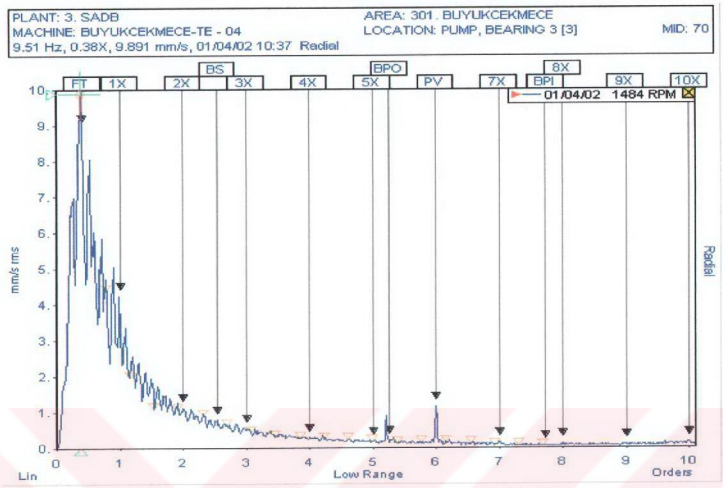
	MOTOR	POMPA
Marka	SIEMENS	KSB RDL 500
Tip		
Güç	2000 kW	1645 kW
Devir	1484 d/dak	1484 d/dak
Motor ve Pompa Kanat Sayısı	11	6
Kapasite		1.1 m^3/s
Basma Yüksekliği		110 m
Kaplin Tipi	Esnek Kaplin	
Serbest Taraf	NU 232	NU 324
Kaplin Tarafı	NU 228	6324 C 3

EUB çerçevesinde periyodik olarak ölçüm yapılan Büyükçekmece PTM'inden alınan grafikler Şekil 8.42 ile Şekil 8.49 arasında verilmektedir. Grafiklerden de görüleceği gibi pompa kaplin tarafından alınan radyal yöndeki titreşim grafiğinde motor devrinin altında yüksek genlikli bir tepe bulunmaktadır. Bu tepein rezonans şeklinde

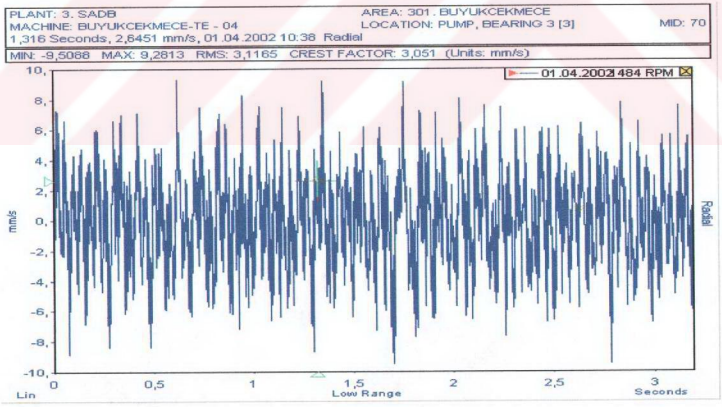
olması bize başlangıçta sistemin rezonansa girdiği kuşkusunu vermektedir. Periyodik olarak yapılan ölçümler neticesinde radyal yöndeki bu tepein sürekli olarak varlığını koruması ve bununla birlikte diğer yönlerdeki titreşim grafiklerine baktığımızda eksenel yönde motor devrinde 3.19 mm/s^2'lik ve tanjantiyal yönde yine motor devrinde 4.5 mm/s^2'lik bir genliğin bulunması bizi olayın rezonanstan değil pompanın su alma yapısından veya akıştaki düzensizliklerden kaynaklandığı sonucuna varıldı..

Bu problemin kesin tespiti için pompa kaplin tarafı ve serbest tarafı titreşim grafiklerine detaylı bir şekilde üç yöndeki ölçümlerin hepsi göz önünde bulundurularak bakılmalıdır. Gerek kaplin tarafı gerekse serbest tarafı titreşim grafiklerinde motor devrinde ve pompa fan geçiş frekansında titreşim tepelerinin bulunması olayın türbülans, geri sürkülasyon veya difüzür ve gövde arasındaki boşluktan kaynaklandığını göstermektedir. Pompanın su alma yapısı incelendiğinde geri sürkülasyon olayının olabileceği düşünülmüştür. Fakat yapılan incelemeler ve ölçümler neticesinde pompanın tek çalışması durumunda da aynı karakterde titreşim grafikleri vermesi bu durumun olmadığı gerçeğini ortaya çıkarmıştır. Her üç yöndeki titreşim grafiklerinde 1X RPM harmoniklerinin bulunması olayın mekanik gevşeklikden kaynaklana bileceğini göstermektedir. Yapılan çalışmalar sonunda radyal yöndeki 20–25 mm/s^{2}lik bu genliğin kaynağının difüzör-gövde arasındaki boşluğun eksantrik olmamasından dolayı akışkanda oluşan türbülanstan kaynaklandığı saptanmıştır.

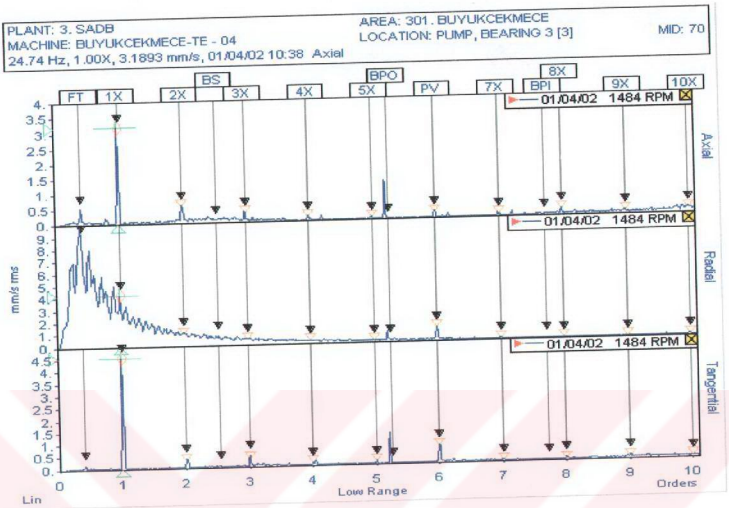
Difüzür–gövde arasındaki bu boşluk ayarı yapıldıktan sonra titreşim ölçümleri yapıldı. Alınan ölçümlerde titreşim genliklerinin radyal yönde 9.19 mm/s^2'ye düşürülmüş olduğu görülmektedir.



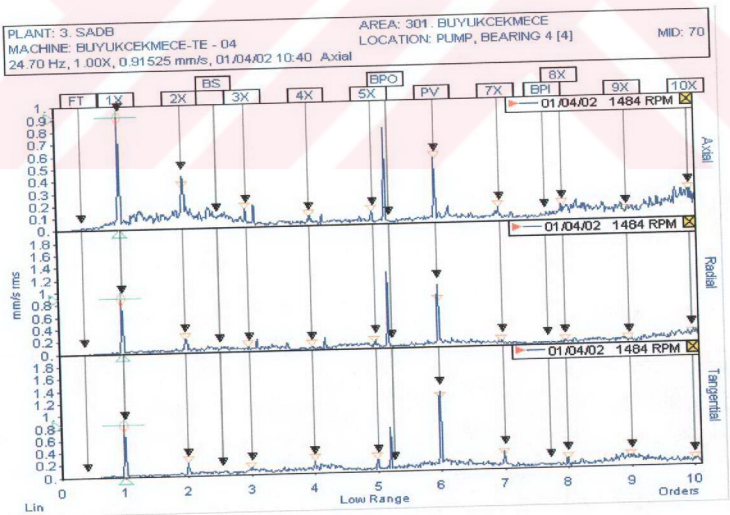
8. 42 Pompa kaplin tarafı radyal yön spektrum grafiği



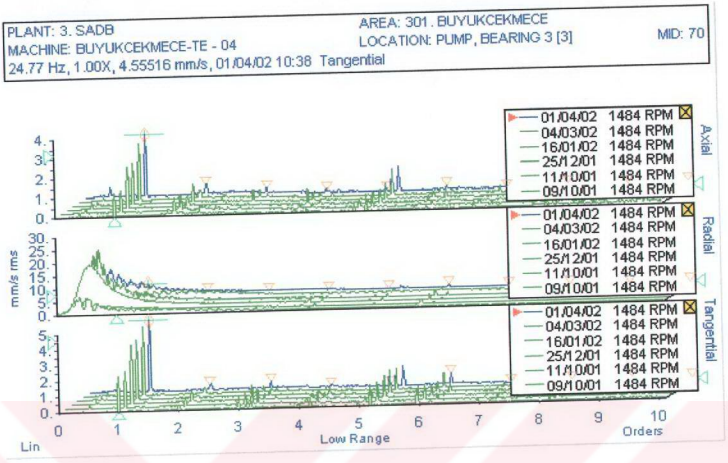
8. 43 Pompa kaplin tarafı radyal yön zaman ekseni grafiği



8. 44 Pompa kaplin tarafı 3 yönlü spektrum grafiği

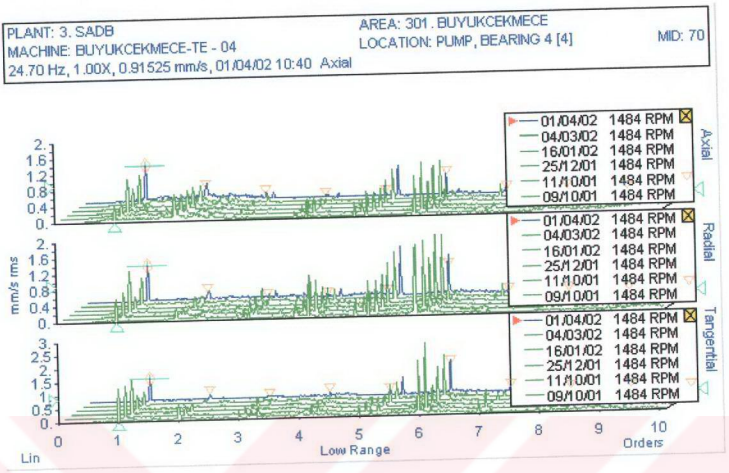


8. 45 Pompa serbest tarafı 3 yönlü spektrum grafiği

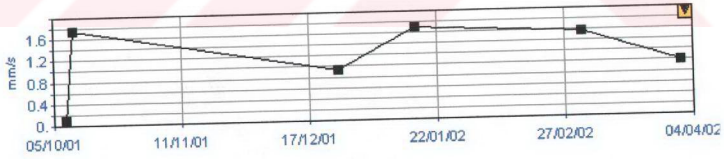


8. 46 Pompa kaplin tarafı spektrum grafiklerinin karşılaştırılması

8. 47 Pompa kaplin tarafı eğilim eğrisi



8. 48 Pompa serbest tarafı spektrum grafiği karşılaştırması



8. 49 Pompa serbest tarafı eğilim eğrisi

8. 7 Elektrik Motoru Arızalarının Belirlenmesi

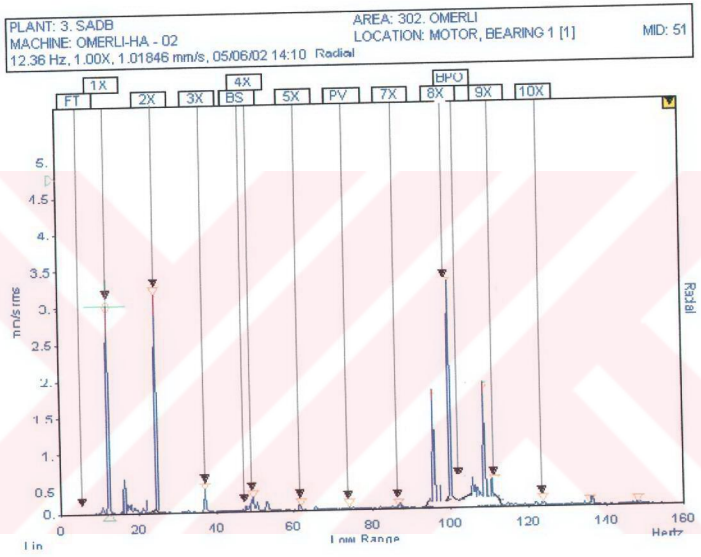
İşletmelerde elektrik motorlarının titreşimlerinin izlenmesi ve analiz edilmesi ile elektik motorlarının arızalarının tespiti her ne kadar mümkün olsa da tek başına yüzde yüz yeterli değildir. Elektrik motorlarındaki rulman arızaları, yanlış hizalama,topal ayak, temel problemi ve dengesizlik gibi problemler titreşim değerlerinin izlenmesi ile kesin olarak kolay bir şekilde tespit edilirlerken, stator ve rotor problemlerinin yalnız titreşim analizi ile tespit edilmesi belli bir tecrübeyi gerektirmektedir. Çünkü elektrik motorlarındaki stator ve rotor problemlerinin ilerlemesi diğer problemlere göre daha hızlı olacaktır. Ayrıca titreşim genlik değerleri 2.5 mm/s'nin üzerine çıkmadan motorun kesin olarak durmasına sebep olacaktır. Bununla birlikte titreşim grafikleri analiz edilirlerken hat frekansı, kayma frekansı, kanal geçiş frekansı ve kutup geçiş frekansı gibi frekans değerlerinin birlikte değerlendirilmesi gerekmektedir.

Çalışmalar sırasında karşılaşılan elektrik motoru arızalarını gösteren titreşim grafikleri ve yorumları aşağıda detaylı bir şekilde verilmiştir.

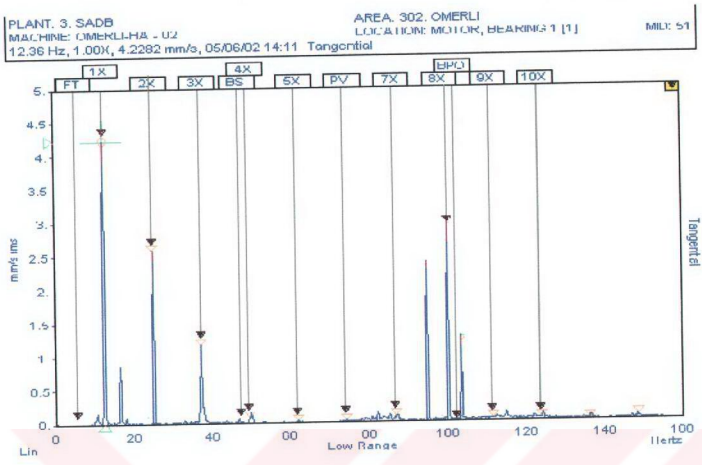
8. 7. 1 Stator problemi

EUB sırasında periyodik olarak titreşim ölçümlerinin yapıldığı Ömerli ham su terfi merkezindeki motopomplardan alınan titreşim grafikleri stator problemini net bir şekilde göstermektedir. Elektrik motoru titreşim grafiklerine bakarken hem motor serbest tarafı hemde motor kaplin tarafı grafiklerine birlikte bakmak gerekmektedir. Çünkü stator arızalarının titreşim karakteristiği her iki yataklamada da ayni olmalıdır. Grafiklerde radyal yönde 2X hat frekansında 3.0–3.5 mm/s arasında titreşim genliğinin ve bu frekans etrafında yan bantların varolması elektriksel bir problemin varlığının göstergesidir (Şekil 8.50). Ayrıca 2X hat frekansının radyal yönde eksenel yönden daha büyük olması da bunu destekler niteliktedir. Titreşim grafiklerinde radyal ve tanjantiyal yönlerde motor devrinin 1X ve 2X katlarında yüksek genlikli titreşim tepelerinin oluşması kesin olarak stator sargılarında bir problemin olduğunun göstergesidir. Carfore ve Taylor çalışmalarında yalnız radyal yöne bakarak bu problemin tespit edileceğini söylemişlerdir. Oysa yalnız bir yöne bakarak

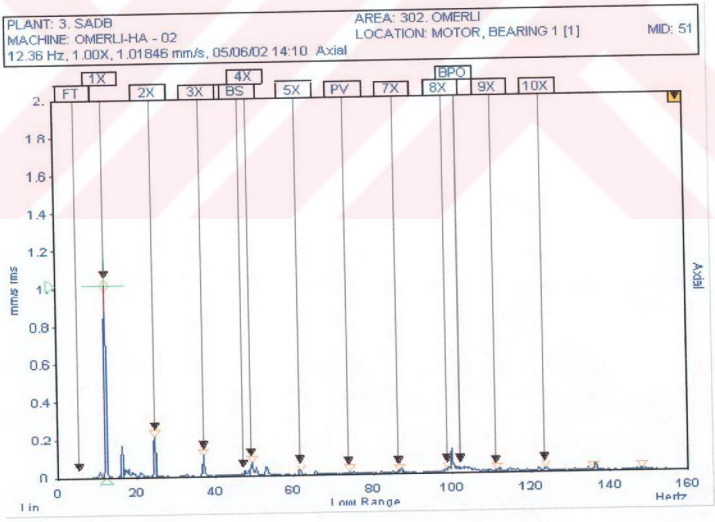
bu grafiği analiz etmek oldukça zordur. Donald E. Bently'nin çalışması göz önüne alınarak bu grafik yorumlandığında, yani radyal yönle birlikte eksenel yöne de bakıldığında olay daha kolay bir şekilde anlaşılmaktadır. Ayrıca geniş frekans aralığında 100 Hz deki titreşim tepesinin harmoniklerinin var olması stator problemini daha da doğrulamaktadır.



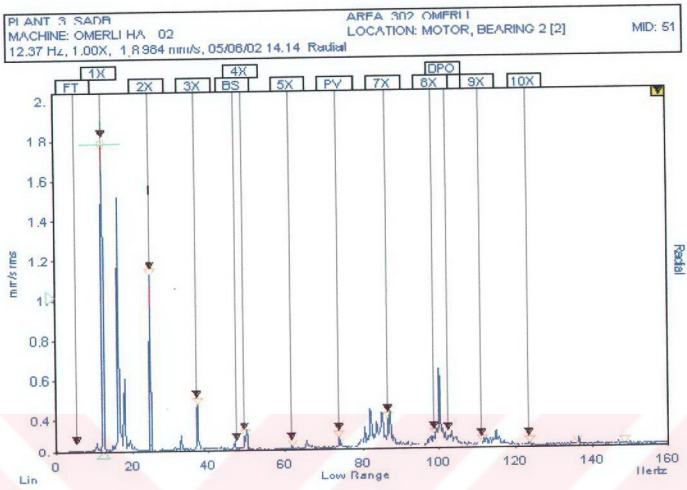
Şekil 8. 50 Motor Serbest taraf radyal yön spektrum görünümü



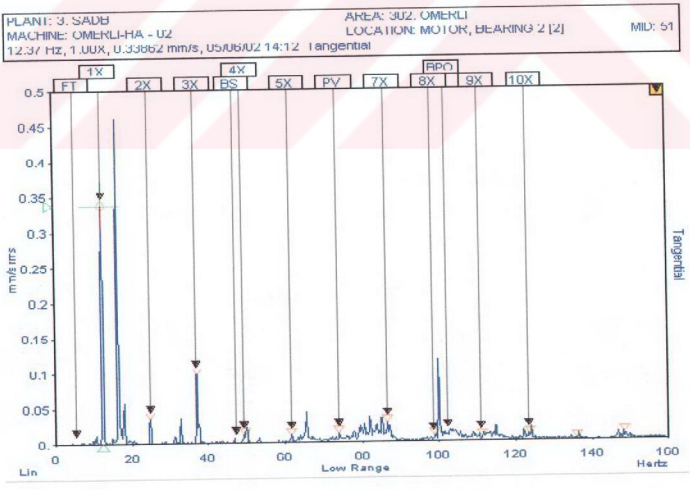
Şekil 8. 51 Motor Serbest taraf tanjantiyal yön spektrum görünümü



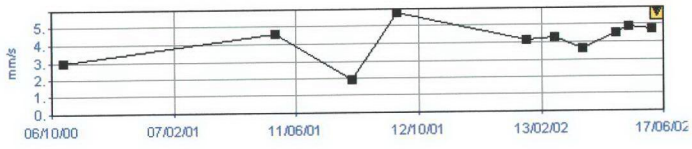
Şekil 8. 52 Motor Serbest taraf eksenel yön spektrum görünümü



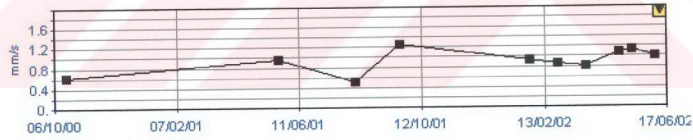
Şekil 8. 53 Motor kaplin taraf radyal yön spektrum görünümü



Şekil 8. 54 Motor kaplin taraf tanjantiyal yön spektrum görünümü



Şekil 8. 55 Motor serbest taraf titreşim eğilim eğrisi



Şekil 8. 56 Motor kaplin taraf titreşim eğilim eğrisi

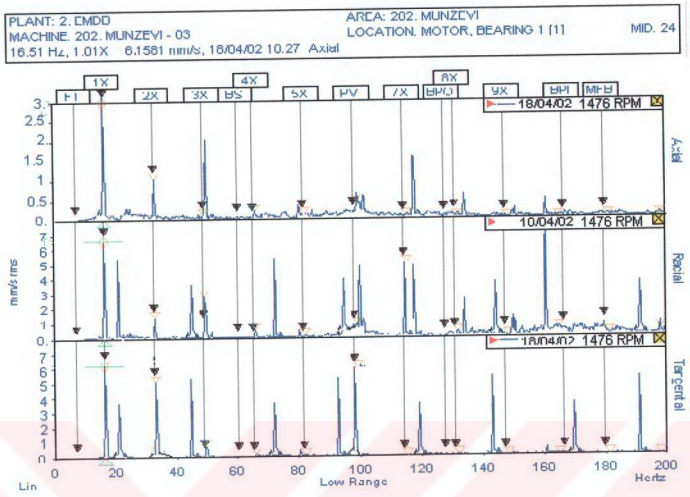
8. 7. 2 Rotor problemi

Bölüm 6'da belirtildiği gibi rotor üzerinde farklı lokalize ısınmalar büyük çoğunlukla bir birine komşu birkaç rotor laminasyonunun kısa devre olması ile meydana gelir. Bu lokalize ısınma rotorun eğilmesine ve sonuç olarak statora temas etmesine neden olur. Bu konudaki en büyük problem termal eğilmenin kendi kendisini beslemesidir.

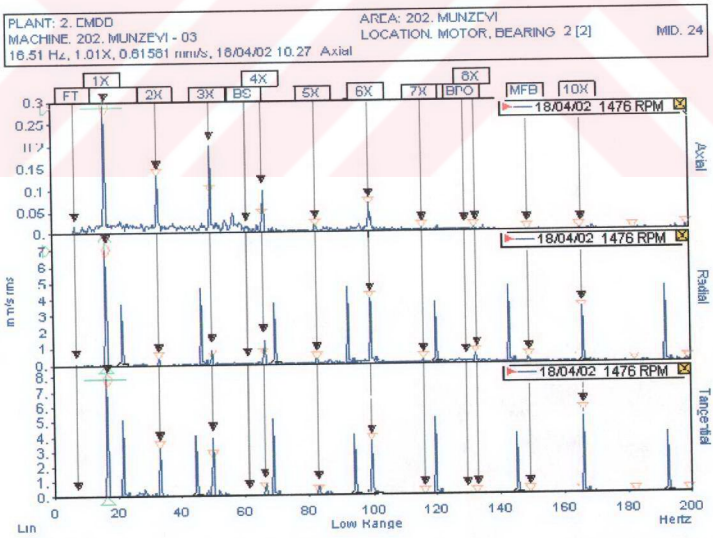
Şekil 8. 57 ve Şekil 8. 58'deki şekillerde rotor probleminin titreşim grafiklerine nasıl yansıdığı görülmektedir. Titreşim ölçümleri 4 kutuplu 1500 dev/dak'lı bir motor üzerinden alınmıştır. Motor 5 Hz'lik şebeke frekansı ile beslenmektedir. Ölçümler motor serbest tarafı ve motor kaplin tarafından tanjantiyal, radyal ve eksenel yönlerde yapılmıştır. Termal eğilmenin belirlenebilmesi için tanjantiyal ve radyal yönlerde ölçüm yapmak yeterli olmakla birlikte istatistiki analizlerin en iyi bir şekilde yapılabilmesi için eksenel yönlerde de ölçümler alınmıştır.

Grafiklerden de görülebileceği gibi radyal ve tanjantiyal yönlerde titreşim genliklerinin zamanla artması ve 1X hat frekansı ile 2X hat frekansında titreşim genliklerinin oluşması termal eğilmenin en belirgin göstergesidir. Bununla birlikte kayma frekansında titreşim tepelerinin oluşması diğer bir göstergedir. Burada kayma frekansı statorun dönme magnatik alan frekansı ile rotorun dönme frekansı arasındaki farktır. Stator magnatik alan frekansı 1500 dev/dak ve rotor dönme frekansı 1476 d/d dir. Alınan titreşim grafiklerinde hem radyal hem de tanjantiyal yönlerde kayma ferekansı olan 24 Hz ve bunun harmoniklerinde titreşim tepeleri net bir şekilde görülmektedir.

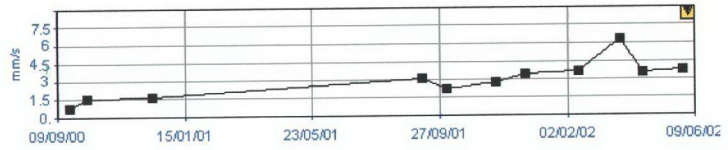
Aşağıdaki şekillerde motorun her iki yatak noktasından alınan grafikler ve motorun titreşimlerinin zamanla değişimini gösteren grafikler görülmektedir.



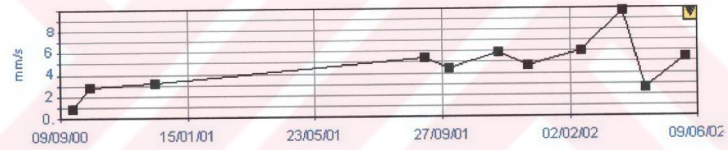
Şekil 8. 57 Motor serbest tarafı spektrum grafiği



Şekil 8. 58 Motor kaplin tarafı spektrum grafiği



Şekil 8. 59 Motor serbest tarafı eğilim eğrisi



Şekil 8. 60 Motor kaplin tarafı eğilim eğrisi

BÖLÜM 9. SONUÇLAR VE GELECEK ÇALIŞMALAR İÇİN ÖNERİLER

Bu çalışmada öncelikli olarak EUB tekniğinin uygulanmadığı işletmelerde EUB tekniğine geçilebilmesi için gerekli olan kriterler incelenmiştir. EUB tekniğinin bir işletmede uygulanabilmesi için öncelikli olarak yapılması gerekenler ayrı ayrı ele alınmıştır. Makinalerda titreşim ölçümlerinin yapılabilmesi için algılayıcı seçimi yapılırken dikkat edilmesi gerekli hususlar ele alınmıştır. İşletmelerde EUB tekniğinin hangi makinalara uygulanması gerektiği belirtilmiş, belirlenen bu makinalarda ölçüm noktalarının nasıl seçileceği ve seçilen ölçüm noktalarında ki ölçüm yönlerinin ne olacağı izah edilmiştir (Bölüm 5) .

Daha sonra İSKİ'de bulunan kritik tesisler belirlenmiştir. Belirlenen bu tesislerde Motopomp'ların özellikleri tespit edilmiştir ve ölçüm yapılacak (EUB kapsamına alınacak) Motopomp'lar numaralandırılmıştır. Numaralandırılan bu motopomplar da ölçüm noktaları ve ölçüm yönleri belirlenmiştir. Motopompların test ve çalışma kriterleri ve motopomp test zaman planlaması yapılmıştır. Bu noktada çalışma aşamasında şu durum net olarak ortaya çıkmıştır;

- Ölçüm yapılacak motopomplarda ölçüm noktaları ve ölçüm yönleri kesinlikle bir önceki ölçüm noktası ve yönü ile aynı olmalıdır.
- Ölçüm yapılacak motoplarda giriş ve çıkış basıncı bir önceki giriş ve çıkış basıncı ile aynı olmalıdır.
- Ölçüm yapılan motopomp'un sağında ve solunda ki motopomplar bir önceki ölçümde çalışır halde ise yine çalışır halde olmalı, çalışmıyor ise yine çalışmamalıdır.
- Ölçümler en fazla bir aylık periyotlarda yapılmalıdır.

Çalışmada EUB tekniği kullanılarak Motopomplarda oluşacak arızaların nasıl tespit edileceği teorik olarak incelenmiştir(Bölüm 6). Özellikle motopomplarda oluşan

rulman arızaları, dengesizlik, yanlış hizalama, mekanik gevşeklik, kavitasyon, statör ve Rotor problemlerinin nasıl tespit edileceği detaylı bir şekilde izah edilmiştir.

İlk olarak motopomplarda en fazla rastlanan arıza türü olarak rulman arızaları ele alınmış, rulman arızalarının ilerleme safhaları belirtilmiştir. Rulmanlarda oluşacak olan iç bilezik, dış bilezik, mekanik gevşeklik ve rulman hizalama problemlerinin titreşim analizi ile nasıl belirlendiği çeşitli spektrum grafikleri ile izah edilmiştir(Bölüm 6. 1. 1). EUB tekniğinin uygulandığı tesislerde karşılaşılan rulman arızalarından bir tanesinin her üç yönde (eksenel, tanjantiyal, radyal) zaman ve spektrum grafikleri bölüm 8'de incelenmiştir.

Bölüm 8. 1. 1'de verilen bu grafikler Tuzla Atıksu arıtma Tesislerindeki atıksu pompa Terfi merkezindeki pompa ve motor arasındaki şaft yataklarından birinin titreşim grafikleridir. Rulman arızaları genellikle rulman arızası frekanslarında bendini göstermektedir. Şaft yatağından alınan titreşimler incelendiğinde eksenel yöndeki yüksek genliklerinin rulman iç bilezik arıza frekansı olan frekansta meydana geldiği görülmüştür. Çalışmada tanjantiyal yöndeki yüksek tepeler rulmanda oluşan iç bilezik arızasından kaynaklanan mekanik gevşekliğin oluşturduğu tepelerdir.

Bu nedenle rulman arızalarının tespiti yapılırken;

- Ölçümlerin yataklara en yakın bölgelerden alınmalı,
- Yatak muhafazası üzerinden ölçüm alınmamalı,
- Rulman arıza frekanslarının hesapları iyi yapılmalı,
- Rulmanlardan alınan titreşim grafiklerinde ki yüksek genliklerin sebebinin tespiti yapılmalı,
- Bir önceki ölçüm grafikleri ile mutlaka karşılaştırma yapılmalı,

dır

Pompalarda verimi direkt etkileyen ve ikincil arızalara en fazla sebep olan problemlerden birisi de dengesizliktir. Pompalarda ve büyük elektrik motorlarında meydana gelen dengesizlik probleminin önceden tespit edilmesi işletmenin sürekliliği açısından büyük önem arz etmektedir. Yapılan çalışmada dengesizliğin

titreşim analizi ile tespitinde hangi kriterlere dikkat edileceği Bölüm 6. 1. 2'de verilmiştir. Dengesizliğin titreşim grafiklerine yansıması genellikle 1XRPM de yüksek genlikler şeklinde kendini göstermiştir. Fakat mekanik gevşeklik gibi belli başlı arızalarda 1XRPM de titreşim genliklerine sebep olduğu görülmüştür. Bu bileşik göstergeler dengesizliğin tespitini zorlaştırmaktadır. Ancak çalışma sonucunda 1XRPM frekansında titreşim genliği görülmeksizin dengesizliğin oluşmadığı görülmüştür.

Pompa fanı ve elektrik motoru rotorlarındaki dengesizliğin tespitini yapabilmek için aşağıdaki hususlara mutlaka dikkat edilmelidir;

- Motopomp üzerinden ölçüm alınırken pompa ve elektrik motorunun da her iki yatak üzerinden titreşim ölçümü yapılmalıdır.
- Hem pompada ki hem de motorda ki dengesizlikten söz edebilmek için her iki yatak üzerinden alınan titreşim grafiklerinde 1XRPM'de titreşim tepeleri olmalıdır.
- Her iki yatak üzerinde oluşan bu titreşim tepeleri aynı yönde (eksenel, radyal, tanjantiyal) olmalıdır.

EUB tekniği kapsamına alınan ve periyodik olarak ölçümlerin yapıldığı Bahçelievler Pompa Terfi Merkezinde tespit edilen pompa fan dengesizliği ile ilgili titreşim grafikleri Bölüm 8.1.2 de irdelenmiştir. Bu grafiklerde radyal ve tanjantiyal yönlerde 1XRPM de titreşim genliklerinin varlığı dengesizliği göstermektedir. Ayrıca radyal yöndeki 1XRPM frekansındaki genlik değerinin tanjantiyal yöndeki 1XRPM frekansındaki genlikten daha büyük olması dengesizlik probleminin tespitini kolaylaştırmaktadır. Ayrıca zaman sinyali görünümünün sinusoidal bir yapıda olması da dengesizliğin bir göstergesidir.

Pompa ve elektrik motorunda ikincil arızaların başlıca sebeplerinden birisi de yanlış hizalama problemidir. Motopomp'larda meydana gelen yanlış hizalama doğrudan pompa ve motorun kaplin tarafındaki yataklarına etki etmektedir. Bu durum ise motopomplarda kaplin tarafı rulmanlarının daha sık arızalanmalarına sebep olmaktadır. Bu durumu önlemenin en kolay yolu EUB yöntemi yardımı ile yanlış

hizalama problemini daha ilk aşamada belirleyerek müdahale etmektir. Motopomplarda oluşan yanlış hizalama probleminin üç ayrı şekilde karşımıza çıktığı çalışmada belirtilmiş ve bunların titreşim analizi ile nasıl tespit edildiği Bölüm 6.1.3 ve 8.1.3 de incelenmiştir.

Yanlış hizalamanın, çalışma hızı harmoniklerinin serileri olarak frekans tanım bölgesinde görüldüğü çalışmada belirtilmiştir. Yanlış hizalamanın, kaplinin her iki tarafında bulunan rulmanlar üzerinde radyal ve tanjantiyal yönlerde 1XRPM ve 2XRPM de yüksek seviyelerde titreşim ürettikleri görülmüştür. Bunun yanında yine çalışma sonucunda paralel yanlış hizalama neticesinde 2XRPM deki genlik değerinin 1X RPM deki genlik değerinden yüksek olduğu da tespit edilmiştir. Fakat açısal yanlış hizalama neticesi olarak ise 1XRPM deki titreşim genliğinin 2XRPM'deki titreşim genliğinden yüksek değerde olduğu yine çalışma neticesinde tespit edilmiştir.

Titreşim analiz yöntemi ile yanlış hizalama tespitinde karşılaşılan en büyük problemin yanlış hizasızlıktan kaynaklanan titreşimlerin dengesizlikten kaynaklandığı sonucuna varmaktır. Bu iki durumu birbirinden ayırabilmek için ise çalışma sonucunda aşağıdaki tablo oluşturulmuştur.

Dengesizlik	Yanlış Hizalama
• Yüksek 1X genliği • Düşük eksenel genlikler, • Ayni fazda, • Sıcaklıktan bağımsız, • Santrifüj kuvvetten dolayı hıza bağımlı, 1X deki titreşim genliği hızın karesi olarak artar ,	• 1X genliğinin yüksek harmonikleri • Yüksek eksenel genlikler, • 180^0 faz farkına sahip, • Sıcaklığa bağlı, bu yüzden sıcaklık artığı zaman titreşim de artar, • Hız değişimine daha az duyarlı, yanlış hizalamadan kaynaklanan kuvvetler hızla orantılı artar,

Bu çalışma aşamasında EUB'nin uygulandığı tesislerde birçok yanlış hizalama problemlerine rastlanmıştır. Bu yanlış hizalama olayının yalnız pompa-motor arasında olmadığı, rulmanların da yanlış hizalanmış olabildikleri tespit edilmiştir.

Çalışmada ortaya çıkan bir diğer önemli sonuç ise, motopomplarda ikincil arızalara en fazla sebep olan neden mekanik gevşeklik problemleridir. Mekanik gevşeklik probleminin EUB tekniklerinden biri olan titreşim analizi ile tespit edilmesi için bu durum, sabit mekanik gevşeklik ve dönen mekanik gevşeklik şeklinde ikiye ayrılmıştır. Sabit mekanik gevşeklik motopomplarda hareket etmeyen, şase, rulman dış yatak, temel ve şase-motopomp bağlantısı gibi yerlerde ortaya çıkan gevşeklik problemleridir. Dönen mekanik gevşeklik ise pompa fanı, elektrik motor rotoru, rulman iç yatak gibi sürekli hareket halindeki aksamlarda ortaya çıkan gevşeklik problemleridir.

Titreşim analizi yöntemiyle mekanik gevşeklik problemlerini tespit etmek oldukça kolaydır. Motopomplardaki mekanik gevşeklik doğrusal olmadığından üç eksende de ciddi 1X RPM harmonikleri doğuracaktır. Literatürde mekanik gevşeklik probleminin bazı kaynaklarda 0,5XRPM harmoniklerinde, bazı kaynaklar ise 1XRPM harmoniklerinde olabileceği belirtilmiştir (Crawford, 1992;Eshleman, 1996). Bu çalışmada mekanik gevşeklik probleminin hem 0,5XRPM'de hem de 1XRPM'de görüldüğü tespit edilmiştir.

Mekanik gevşeklik probleminin titreşim grafiklerinde en baskın olduğu yönün tanjantiyal eksen olduğu bu çalışmada belirlenmiştir. Titreşim analizinde temeldeki mekanik gevşeklik veya esneklik ile balansızlık olayı karıştırılmaktadır. Bu durumda tanjantiyal ve radyal yöndeki spektrum grafiklerine bakmak gerekmektedir. Çalışmada tanjantiyal yöndeki 1XRPM radyal yöndeki 1XRPM'den daha büyükse, mekanik gevşekliğin olma ihtimalinin daha fazla olduğu ortaya konmuştur. Fakat tanjantiyal yöndeki 1XRPM radyal yöndeki 1XRPM'e eşit veya ondan daha düşük ise balanssızlık olayından şüphelenilmesi gerektiği belirtilmiştir. Dönen elemanlardaki mekanik gevşeklik problemleri ise motopomplardaki rulman yataklarında bazı durumlarda 10XRPM'e kadar yükselebilecek 1XRPM hormonikleri oluşturmaktadır.

Motopomp üzerinde sürekli olmayan fakat meydana geldiği durumlarda büyük titreşim genlikleri oluşturan problemler hidrolik kaynaklı problemlerdir. Bunlardan en önemlilerinden birisi kavitasyondur. Kavitasyon pompa verimini doğrudan

etkilemekle birlikte meydana geldiği motopomplarda ani ikincil arızalara sebep olmaktadır. Bu durumun titreşim analizi yardımı ile tespit edilebilmesi için ya geniş bant spektrumları incelenerek, ya da pompa fan geçiş frekansı çevresinde oluşacak gürültü yığılması incelenerek belirlenebilir.

Çalışmada, işletmelerde en sık rastlanan problemlerden stator ve rotor problemleri de titreşim analizi ile tespit edilmiştir. Yapılan çalışmada tüm stator problemlerinin 2X hat frekansında yüksek titreşimler oluşturduğu görülmüştür(Şekil 8.50-56). Fakat 2X hat frekansları ile birlikte hat frekansının harmoniklerinin oluşması ise stator sargı problemlerinin bir göstergesidir. Titreşim analizi ile tespit edilebilecek, stator dış merkezliliği, kısa devre laminasyonları ve gevşek çubuk problemlerinin nasıl belirleneceği Bölüm 6.3.1.2'de detaylı olarak ele alınmıştır.

Ayrıca kırılmış veya çatlamış rotor çubukları, rotorun termal eğilmesi, ve gevşek rotor problemlerinin de titreşim analizi ile nasıl tespit edileceği Bölüm 6.3.1.3.'de irdelenmiş ve bunlara birer örnek Bölüm 8.1.6'de verilmiştir. Çatlak ya da kırılmış rotor çubuklarını tespit için kilit nokta 1XRPM etrafında kutup geçiş frekanslı yan bantların varlığı olduğu çalışmada gösterilmiştir. Gevşek rotor çubukları için anahtar frekansın ise rotor çubuk geçiş frekansı olduğu gösterilmiştir.

Yapılan çalışma sırasında Ömerli Ham Su Terfi Merkezindeki motopomplardan alınan titreşim grafikleri stator problemini net bir şekilde göstermektedir (Bölüm 8.1.6.1). Gerek stator probleminin tespitini, gerek rotor problemlerinin tespitini yaparken elektrik motoru üzerinden hem serbest taraf hem de kaplin tarafından titreşim ölçümü yapılmalı ve her ikisine birlikte bakılmalıdır. Çünkü Stator ve Rotor arızalarının titreşim karakteristiği her iki yatakta da aynı olmalıdır.

Yine çalışma sırasında yapılan ölçümlerde Münzevi Terfi Merkezinde yapılan ölçümlerde rotorda termal eğilme problemine rastlanmıştır (Bölüm 8.1.7).

Çalışma neticesinde çıkarılan sonuçlar ile Crawford ve Eshleman'ın titreşim analizi ile arıza tespiti kriterleri tablolar halinde verilmiş ve aralarındaki farklılıklar belirtilmiştir.

Ayrıca yapılan çalışmanın ekonomik olarak işletmeye katkısının ne olacağı ve hangi faydalar sağlayacağı araştırılmış ve Bölüm 6.5'de verilmiştir.

Bu faydaların ekonomik olarak işletmeye ne kazandıracağına ışık tutması açısından titreşim analizi ile tespit edilebilen motopomp arızalarından sadece eksen kaçıklığı problemi ekonomik kazanç açısından incelenmiştir. Gerekli güç kaybı formülasyonları çıkarılmış (Bölüm 6.5) ve 5 mm/m'lik bir eksen kaçıklığındaki ekonomik kaybın ne olacağı hesaplanmıştır. Bu hesaplama da Terkos Ham Su Pompa İstasyonunda 3,5 MW'lık bir pompa ele alınmıştır. Ele alınan bu pompanın bir yıl boyunca 5 mm/m'lik bir eksen kaçıklığı ile çalışması durumunda oluşacak güç kaybının 153300 kw olacağı hesaplanmıştır. Elektrik birim fiyatının 0,095 ABD Doları/kW olduğu düşünülürse bu kaybın 14563,5 ABD Dolar'ına ulaşacağı görülmektedir.

Hesaplanan bu güç sistemde eksen kaçıklığından dolayı kaybolmakta, bu güç motopomp sisteminin yataklarına dinamik yükler ileterek motopompta titreşime yol açmaktadır.

Yapılan bütün bu titreşim analizlerinin bilgisayar ortamında yapılabilmesini sağlamak amacı ile bir bilgisayar programı hazırlanmıştır. Yapılan bu programda öncelikle makinalar programa tanıtılmıştır. Titreşim ölçümlerinden alınan zaman ekseni grafiği nümerik değerlere dönüştürülmüş, daha sonra FFT algoritması kullanılarak bu nümerik değerler hızlı fourier dönüşümüne tabi tutularak spektrum grafikleri çizilmiştir. Spektrum grafikleri çizdirildikten sonra programa bu grafikler yorumlatılmıştır.

Bu çalışma ile kazanılan tecrübe ve bilgi birikimi ile aşağıdaki sonuçlar çıkarılır;

- Makinalar imal edilirken tasarımları titreşim ölçümlerine elverişli şekilde yapılmalıdır. Özellikle motorların serbest tarafı yataklarında titreşim ölçüm noktası için birinci dereceden elverişli yerler yerine, yataktan uzak noktalardan ölçüm almak zorunda kalınmaktadır. Bu ise titreşim genliğinde belli ölçüde bir

düşüşe sebep olmaktadır. Bu durumu önlemek için bu tür yerlere sabit ivme algılayıcılar yerleştirilmelidir. Ayrıca birinci dereceden elverişli yerlerden yapılamayan titreşim ölçümünün grafikleri ne oranda etkilediği araştırılabilir.

- Motopomplarda her hangi bir arızaya karar verirken genel titreşim değerlerine bakmak yerine o arıza frekansındaki titreşim genliğine ve onun harmoniklerine bakılmalıdır. Arıza frekansı eğilimleri mutlaka sürekli şekilde izlenmelidir. Ayrıca yapılan ölçümler mutlaka bir önceki ölçümden elde edilen titreşim değerleri ile karşılaştırılarak yorumlar yapılmalıdır.
- Bütün makinaların verimli bir şekilde arıza teşhislerinin yapılabilmesi için ilk montajdan itibaren düzenli periyotlarda titreşim ölçümleri yapılmalı ve yapılan bu ölçümler kaydedilmelidir. Motopomplarda yapılan her hangi bir müdahale mutlaka kaydedilmeli ve yapılan bu değişiklikler titreşim analizi sırasında göz önünde bulundurulmalıdır.
- Motopomplarda EUB kapsamında titreşim ölçümleri yapılırken bununla birlikte rulman yatak sıcaklıkları, stator sargı sıcaklıkları da mutlaka ölçülmelidir. Kısacası EUB parametreleri artırılmalıdır.

Bundan sonra yapılacak çalışmalarda motopomplarda oluşacak arızaların karakteristiğini daha iyi inceleyebilmek için elektrik motoru ve pompanın matematiksel modelleri çıkarılabilir. Ayrıca insan faktörünü ortadan tamamen kaldırmak için yapay sinir ağları, bulanık mantık metodları kullanılabilir.

KAYNAKLAR

[1] Aktürk N., Uneeb M., and Gohar R. "The effects of number of balls and preload on vibrations associated with ball bearings", Journal of Tribology, 119, 747-753, October 1997

[2] Aktürk N. and Gohar R. "The effect of ball size variation on vibrations associated with ball-bearings", Proc. Instn. Mech. Engrs., 212Part J., pp. 101-109, 1998

[3] ANDER B. D. " Vibration for Engineers", Prentice Hall Inc., 1992

[4] BARRETT R. M. "Low Frequency Machinery Monitoring : Measurement Consideration", Wileoxon Research Inc., August 1993

[5] BELEK T.,"Pompalarda Titreşim ve Gürültü", 2. Pompa Kongresi, pp 185-93, 1990

[6] BELEK T., TOPRAK T., "Endüstriyel Tesislerde Makina Performansının İzlenmesi ve Bilgisayar Destekli Bakım Planlaması", İTÜ Makina Fakültesi, 1988

[7] BENTLY D., E. "Basic Rotor – to- Stator Thermal Rubs which Exhibit Rotative Speed (1X) Symptom Only", www.bentlicom/articls/996don.asp, Orbit, September, 1996

[8] BENTLY D, E., "Predictive Maintenance Through the Monitoring and Diagnostics of Rolling Element Bearing,", Applications Note www.bentlicom/articls/apnotles/an044pxa.asp , 2001

[9] BERRY J., E., "Principles of Date Digital Acquisition for Spectral Analysis Level II", Vibration Analysis Seminar by Technical Associates of Charlotte Inc., Charlotte, USA, 1993

[10] BILL WATTS "Triaxial Vibration Spectral Date – An Important Ingredient for Proper Diagnosis", www.predict-dli.com/Articles/triaxial.html, 1998

[11] BISHOP R., E., D., and GLADWEL G., M., L., " The Vibration and Balancing of an unbalanced Flexible Rotor", Journal of Machine Eng., Sci., Vol.1,No:1, June 1959

[12] BISWAS M., PANDEY A. K. and BLUNI S. A., "Modified Chain-Code Computer Vision Techniques for Interrogation of Vibration Signatures for Structural Fault Detection", Journal of Sound and Vibration , No:175, pp 89-104, 1994

[13] BOGNATZ S., R. " Alignment of Critical and Noncritical Machines", www.bently.com/service/training/mlmidalign.htm ,2000

[14] BURROWS C. R., STANWAY R. "Identification of Journal Bearing Characteristics", Journal of Dynamic Systems, Measurements and Control, September 1977

[15] CERNA M., and OUZILLOU M., "Understanding Frequency Domain Measurements", Sensors, Vol. 16, No:7 , pp 44-48, July 1999

[16] CHEN V. D. and DU R., "Fault Features of Large Rotating Machinery and Diagnosis Using Sensor Fusion", Journal of Sound and Vibration, pp 227-242, 1995

[17] COLEMAN N. and COLEMAN R., E. "Dynamic Defect Detection Part 1: Theory of Vibration Analysis", Sensor, Vol. 16, No: 8, pp 14-24, July 1999

[18] COLEMAN N. and COLEMAN R., E. "Dynamic Defect Detection Part 2: Theory of Vibration Analysis", Sensor, Vol. 16, No: 10, pp 25-38, July 1999

[19] CRAWFORD A.,R. and CRAWFORD S. " The Simplified Handbook of Vibration Analysis, volum1-2" Computational Systems Inc. 1992

[20] CROSS D., "Fast Fourier Transforms", www.intersrv.com/dcross/fft.html , 2000

[21] ÇAĞLAYAN İ., H., "Değişik Tip Pompalarda Titrşim Ölçüm ve Analizi ile Arıa Tanımı", 4 Pompa Kongresi, pp 167-177, Kasım, 2001

[22] ÇAĞLAYAN H., İ., "Sağlıklı Titreşim analizi için 3 Eksende Ölçüm Neden Gereklidir?", www.vibratek.com.tr , 2001

[23] ÇALIŞKAN, M., ERALP O., C., ve PLATIN B., E., "Bir pompalama Biriminin Titreşim Analizi", ODTÜ, Ankara, 1990

[24] DRON J., P., COUET C., RASOLOFONDRAIBE L, and PAVAN A., "Fault Detection and Monitoring of A Ball Bearing Benches and A Production Machine Vıa Autoregressive Spectrum Analysis", Journal of Sound and vibration, Vol:3, pp 501-525, 1998

[25] ERALP O., C., PLATIN B., E., ÇALIŞKAN, M., ve AKSEL M., H., "Petrol Boru Hattı Pompalama Birimlerinde Mekanik Titreşimlerin Aaltılması ile İlgili Bir Çalışma", 3. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, 21-23 Eylül, 1988

[26] ERALP O., C., ve ÇALIŞKAN, M., "Pompalama Birimlerinde Titreşim ve Makina Sağlığı İleme", 3. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi, 21-23 Eylül, 1988

[27] ERALP C., O., ve BILGEN İ., H., "Santrifüj Pompalardaki Kavitasyonun Deneysel İncelenmesi ve Analii", Tesisat Dergisi, Sayı 32, sayfa 194-202, Mart – Nisan 1998

[28] ESHLEMAN R., L. "Machinery Vibration analysis I", VIPress, 1995

[29] ESHLEMAN R., L. "Machinery Vibration analysis II", VIPress, 1996

[30] EYVAZIAN G., "Vibration Diagnostic Guide", SKF Condition Monitoring, USA, 1994

[31] FORLAND C., "Why Phase Information is Important for Diagnosing Machinery Problems", www./bentli.com, Orbit, , September, 1999

[32] FRANCE D. and TAYLOR P., W., "Near Running Speed Subsynchronous Vibration in Centrifugal Pumps", MechE Institution of Mechanical Engineer Vibrations in Centrifugal pumps, 1990

[33] FRISHWELL M., I., "Computing Critical Speeds For Rotating Machines With Speed Dependent Bearing Properties", Journal of Sound and Vibration, 213(1), pp. 139-158, 1998

[34] GELEN D. W., " Introduction to Machine Vibration", DLI Engineering Corp. , 1993

[35] GEROPP, B., "Envelope Analysis-A Signal analysis Technique for Early Detecting and Isolation of Machine Faults", ACIDA GmbH, Kaiserstr, Germany

[36] GEROPP, B., Kebler H. W. "Diagnosis of Machines Running at Unstable Speeds of Revolution", Institut Für Bergvverks, RWTH Aachen, Germany

[37] GLUZMAN, D., "Recognizing Impending Bearing Failure", Reliability Magazine, June, 2001

[38] GOLDMAN P., and MUSZYNNSKA A. " Application of full Spectrum to Rotating Machinery Diagnostics", www.bentlicom/articls/499agnes.asp , Orbit, April, 1999

[39] GUPTA K., TIWARI M. and PRAKASH O. "Dynamic Response of an Unbalanced Rotor Supported on Bll Bearings", Journal of Sound and Vibration, 238 (5), pp. 757-779, 2000

[40] GÜNAY D., AYDEMIR A."Mühendislik Mekaniği Dinamik", Dğişim yayınları, 1998

[41] HARRİS T., A., "Rolling Bearing Analysis", John Wilay and Sons, Inc., 1991

[42] HATCH C, T. and FAHY D., "Malfunction diagnosis : Misalignment", www.bently.com/service/training/mlmidalign.htm ,2000

[43] HEİNZ U.," Active Bearing Support for Rotating Machine Elements", Machine Vibration, No:1, pp:2-12, 1992

[44] HEYLAN W., LAMMENS S. and SAS P. "Modal Analysis Theory and Testing", Katholieke Univrsiteit Leuven, Belgium, 1995

[45] HOFFMAN F., "An Introduction to Fourier Theory", http://auora.phys.utk.edu/forest/papers/fourier/index.html , 2000

[46] JENSON J., and DAYTON K., "Detecting Cavitation in Centrifugal Pumps", www.bentlicom/articls, 2000

[47] JOHNSON M., S., "Vibration Tests for Bearing Wear", www.ashraejournal.org, October, 2000

[48] JOHNSON D., and EYVAZIN G., "How to Understand and Buy Condition Monitoring Equipment", SKF Condition Monitoring, USA, 1988

[49] JUNDGART B., "Using Transducer for Machinery Fault Detection", Sensors Magazine Helmers Publishing Inc., 1988

[50] KARAKURT M., C., AKKÖK M., ve ÇALIŞKAN, M., "Rulmanlı Yataklarda Sorun Tanılama Yöntemleri" III. Ulusal Makina Teorisi Sempoyumu, 12-14 Ekim, 1988

[51]KARAYEL D., ÖZKAN S., S., KILIÇ R., "The Use of Artifical Neural Network for Intelligent Predictive Maintenance System", 12. TAINN, 02-04 July, 2003

[52] KENNETH G. McConnell, "Vibration Testing Theory abd Practice", John Wiley and Sons. Inc., New York, 1995

[53] KILIÇ, R., KAZAN R., KIRCA S.,"Santrifüj Pompaların Montaj, İşletme ve Bakımı", Tesisat Dergisi, Sayfa 134, Mayıs 2002

[54] KILIÇ, R., KAZAN R., KIRCA S.,"Rulman Arızalarının Titreşim Analizi ile Tespiti", 6. Uluslar arası Mekatronik Tasarım ve Modelleme Kongresi, 4-6 Eylül 2002, Kapadokya, Türkiye

[55] KÖSE R. K. " Bilgisayar Destekli Kestirimci Bakım Planlaması", 3. Ulusal Makine Tasarım ve İmalat Kongresi, ODTÜ, Ankara, 21-23 Eylül, 1988

[56] LEE Y., S. and LEE C. W. "Modeling and Vibration Analiysis of Misalignmend Rotor-Ball Bearing Systems", Journal of Sound and Vibration, 224 (1), pp. 17-32, 1999

[57] LEIMKUHLER B., "Vibration Monitoring of Electric Motor Bearing", SKF Condition Monitoring, Inc. Technical Paper CM1007, 1999

[58] LIPOVSZKY GY., SOLYOMVARI K., and VARGA G., "Vibration Testing of Machines and Their Maintenance", 1990

[59] LOFALL D., A., "Integrating CMMS with Predictive Maintenance Software", www.predict-dli.com , 2001

[60] MARTIN D. and DYKE J., V., "Integrating Vibration, Motor Current and Wear Particle Analysis with Machine Operating State for On-line Machinery Prognostics/Diagnostics Systems(MPROS)", www.predict-dlicom, 1998

[61] McCONNEL G., " Vibration Testing Theory and Practice" John Wiley &Sons. Inc., 1995

[62] McFADDEN P., D., SMİTH J., D., "Model for The Vibration Produced By A Single Point Defect In A Rolling Element Bearing", Journal of Sound and Vibration, 96(1), pp. 66-82, 1984

[63] MOMONO T. And NODA B., "Sound and Vibration in Rolling Bearing", Motion and Control, No. 6, 1999

[64] NALBANTOĞLU, B., "Pompalarda Yaşam Döngüsü Maliyeti ve Etkinlik", Mühendislik Ekonomisi, Sayfa 180-186, 2002

[65] NATKE H., G. And CEMPEL C., "Fault Detection and Localization in Structures: A Discussion", Mechanical Systems and Signal Processing, 5(5), pp. 345-356, 1991

[66] OSVAL L., "Development of the Maintenance System in the Chemical Combine of Borsod", Lectures of the 3rd Maintenance Conference, Budapest, Gepipari Tudomanyas Egysület (GTE), 1977

[67] ORHAN S., "Rulmanlarla Yataklanmış Dinamik Sistemlerin Titreşim Analizi İle Kestirimci Bakımı", Kırıkkale Üniversitesi Fenbilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Haziran 2002

[68] PASIN F. "Mekanik Titreşimler", İTÜ Yayınları, 1990

[69] PIOTROWSKI J., "The Importance of Shaft alignment", www.maintenanceresources.com./ReferencLibrary/Alignment, 2001

[70] PIOTROWSKI J., "Why Shaft Misalignment Continues to Befuddle and Undermine Even the Best CBM and Pro-Active Maintenance Programs", www.maintenanceresources.com./ReferencLibrary/Alignment, 2001

[71] SARAÇ S., "Kestirimci Bakım ve Elektrik Motorlarında Titreşim Analizi ile Erken Arıza Teşhisi", İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, 1999

[72] SARIOĞLU, M., K., "Otomatik Kontrol I", Sistem Yayıncılık, 1995

[73] SEKHAR A., S. and PRABHU B., S. "Effect of Coupling Misalignment on Vibrations of Rotating Machinery", Journal of Sound and Vibration, 185(4), pp. 655-671, 1995

[74] STEVENS D. "Machinery vibration Diagnostics, Case History No:1-2-3-4-5", AV Tecnology Limited, 1997

[75] SETO W., W., "Mechanic Vibration", 1964

[76] TAPLAK H., "Titreşim Parametrelerinin Dönen Mekanik Sistem Dinamiğine Etkilerinin Araştırılması", Erciyes Üniversitesi Fenbilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Kasım 2002

[77] TAYLOR J., I., "The Vibration Analysis Handbook" Vibration consultants Inc. 1994

[78] TAYLOR J., I. and KIRKLAND D. W, " Understanding The Time Domain Signal is Required for Diagnostics and Improvements in Equipment Maintainability and Reliability", www.vibcons.com/papers/paper2.html, 2000

[79] TÜRKER, E. "Çözümlü Örneklerle Yüksek Matematik", Alfa Basım Yayın Dağıtım, 1992

[80] TYLER, G., H., "Pump Operating and Maintenance", McGraw-Hill Book Company, New York Toronto, London, 1958

[81] VICTOR W., " Machinery Vibration Measurement and Analysis", Mc Graw Hill Book Company, 1991

[82] WANG Y., F., and KOOTSOOKOS P., J., "Modeling of Low Shaft Speed Bearing Faults For Condition Monitoring", Mechanical Systems and Signal Processing, 12(3), pp. 415-426, 1998

[83] WATTS B., and DYKE J., V., " An Automate Vibration – Based Expert Diagnostic System", Sound and vibration Magazine, September 1993

[84] WILSON J., "A Practical Approach to Vibration Detection and Measurement, Part 1 Physical Principles and Detection Techniques", Sensors, Vol. 16, No:2, pp 12-27, Fab. 1999

[85] WILSON J., "A Practical Approach to Vibration Detection and Measurement, Part 2:Dynamic and Environmental Effects on Performans", Sensors, Vol. 16, No:3, pp 52-60, April 1999

[86] WILSON J., "A Practical Approach to Vibration Detection and Measurement, Part 3: Installation, Rcalibration and Application ", Sensors, Vol. 16, No:4, pp 44-56, 1999

[87] YUDIN A. L., BARKOV A., V. AND AZOVTSEV Y., A. "Automatic Diagnostics and Condition Prediction of Rolling Element Bearing Using Enveloping Methods", 18. Annual Meeting of The Vibration Institute, June 1994

[88] YÜKSEL, İ., "Otomatik Kontrol", Uludağ Üniversitesi Basım Yayın Evi, 1991

[89] "The Case For and Against Integration (of Machinery Vibration signals", SKF Condition Monitoring, Inc. Technical Paper CM1001, 1997
[90] "Fundamental Considerations for Maintaining Your (Machinery) Balance in an Unbalanced World" SKF Condition Monitoring, Inc. Technical Paper CM1004, 1998

[91] "Pump Monitoring with Wilcoxon Piezoelectric accelerometers Assures Reliable Measurements", Wilcoxon Research, Inc. Product Technology Note 103, 1993

[92] "Rolling Bearing Damage", FAG Bearings Corporation, Pub. No. WL 82 102/2 ED

[93] "SKF Rulman Bakım Elkitabı", SKF Yayınları, 1994

[94] www.bksv.com

[95] www.mechsol.com

[96] www.machinedyn.com

[97] www.icem.iastate.edu/research/visualization/pump

[98] www.sensorsmag.com

[99] www.reliability-magazine.com

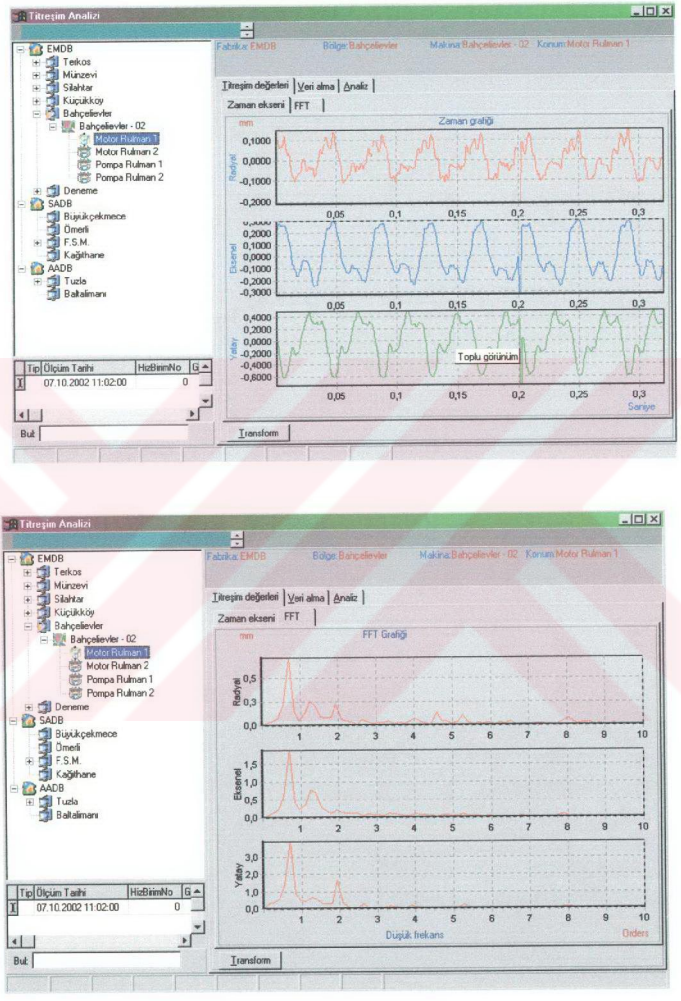
[100] http:/web.ukonline.co.uk/d.stevens2/vibanalysis

EK 1 Programda FFT Hesaplama Prosedürü

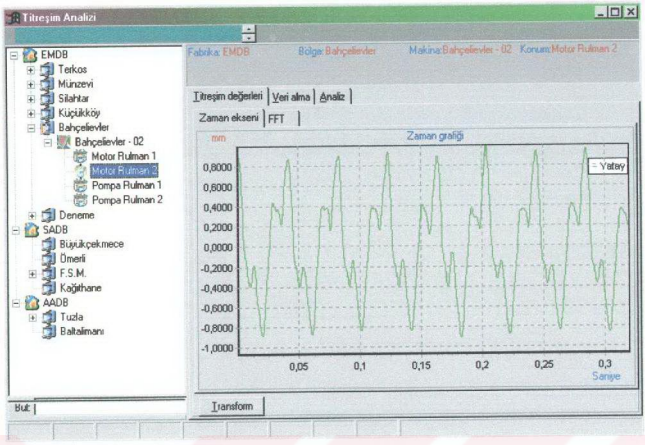
```
Procedure TfFourier.FOUR1(var Y: Array of Extended; NN:
Integer; Isign: Integer);
var
  N, i, j, m, mmax, istep: Extended;
  tempr, tempi, wr, wi, wpr, wpi, wtemp, theta: Extended;
  sayac: integer;
  Npont: integer;
Label
  1, 2;
begin
  Npont := StrToInt(Text1.Text);
  N := 2 * NN;
  j := 1;
  i := 1;
  while i <= N do begin
    if j > i then begin
      tempr := Y[Trunc(j)];
      tempi := Y[Trunc(j) + 1];
      Y[Trunc(j)] := Y[Trunc(i)];
      Y[Trunc(j) + 1] := Y[Trunc(i) + 1];
      Y[Trunc(i)] := tempr;
      Y[Trunc(i) + 1] := tempi;
    end;
    m := Trunc(N) div 2;
1:
    If (m >= 2) and (j > m) then begin
      j := j - m;
      m := Trunc(m) div 2;
      goto 1;
    end;
    j := j + m;
    i := i + 2;
  end;
  mmax := 2;
2:
  if N > mmax then begin
    istep := 2 * mmax;
    theta := 6.28318530717959 / (Isign * mmax);
    wpr := theta / 2;
    wpr := sin(wpr);
    wpr := power(wpr,2);
    wpr := -2 * wpr;
    wpi := Sin(theta);
    wr := 1;
    wi := 0;
    m := 1;
```

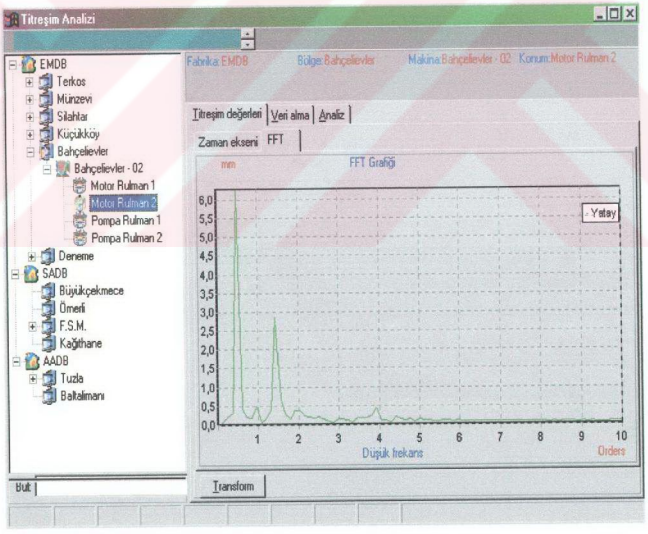
```
    while m <= mmax do begin
      i := m;
      while i <= N do begin
        j := i + mmax;
        tempr := wr * Y[Trunc(j)] - wi * Y[Trunc(j) + 1];
        tempi := wr * Y[Trunc(j) + 1] + wi * y[Trunc(j)];
        Y[Trunc(j)] := Y[Trunc(i)] - tempr;
        Y[Trunc(j) + 1] := Y[Trunc(i) + 1] - tempi;
        Y[Trunc(i)] := Y[Trunc(i)] + tempr;
        Y[Trunc(i) + 1] := Y[Trunc(i) + 1] + tempi;
        i := i + istep;
      end;
      wtemp := wr;
      wr := wr * wpr - wi * wpi + wr;
      wi := wi * wpr + wtemp * wpi + wi;
      m := m + 2;
    end;
    mmax := istep;
    GoTo 2;
  end;
end;
```

EK 2 PROGRAM GÖRÜNTÜLERİ

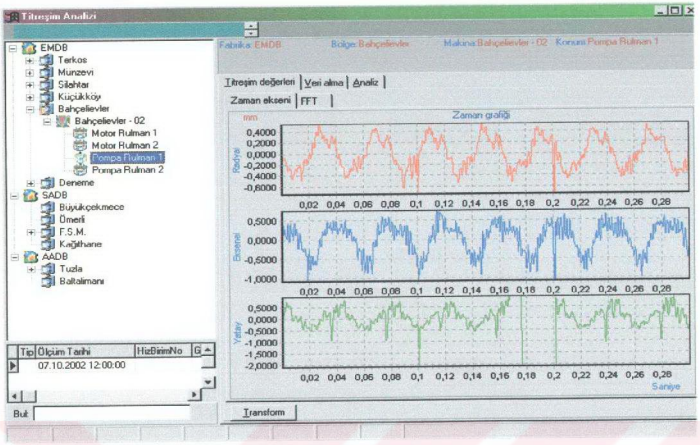


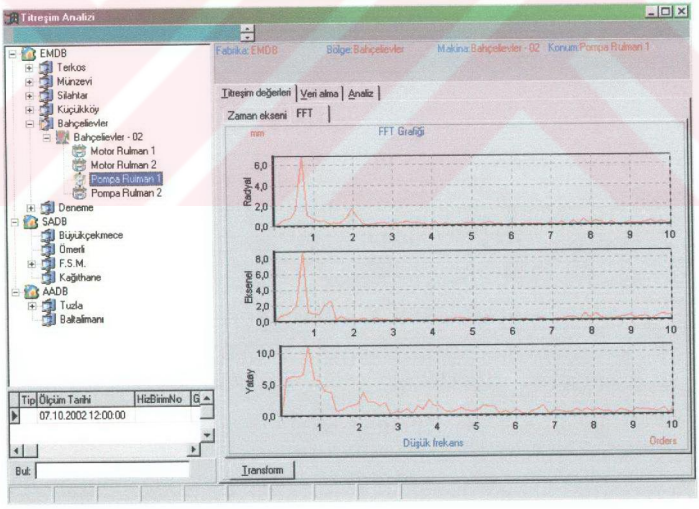
Şekil Ek 1. 1 Bahçelievler motor rulman 1 zaman ve FFT görüntüsü



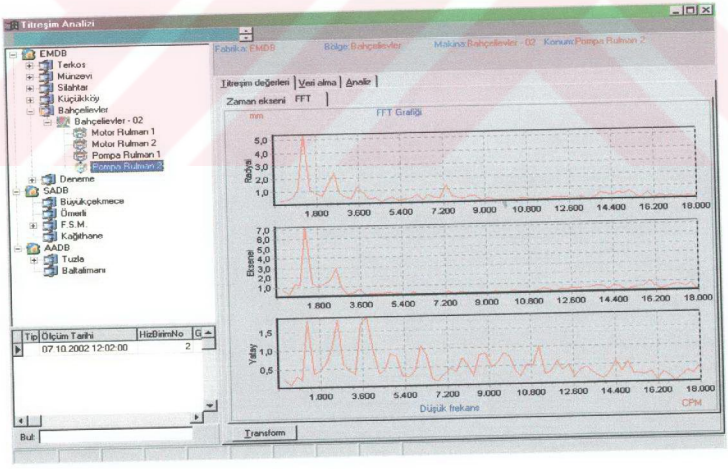


Şekil Ek 1. 2 Bahçelievler motor rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü

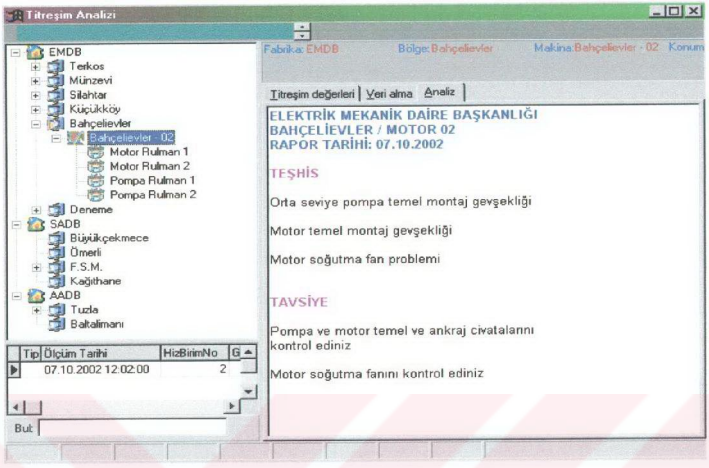




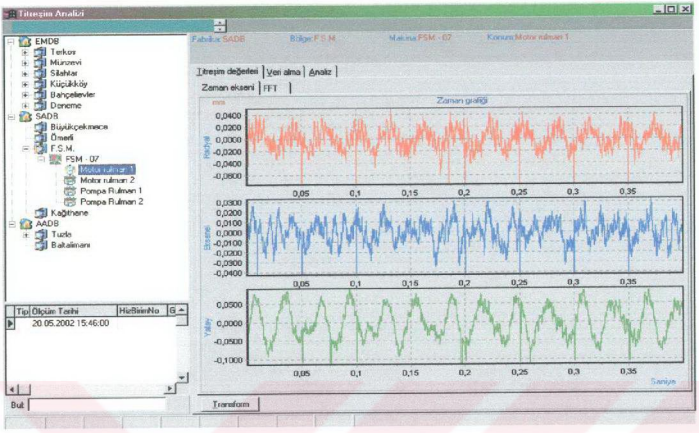
Şekil Ek 1. 3 Bahçelievler pompa rulman 1 zaman ve FFT görüntüsü

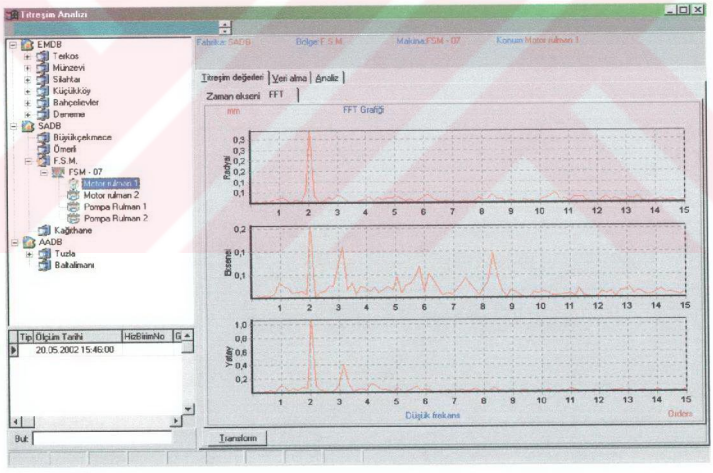


Şekil Ek 1. 4 Bahçelievler pompa rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü

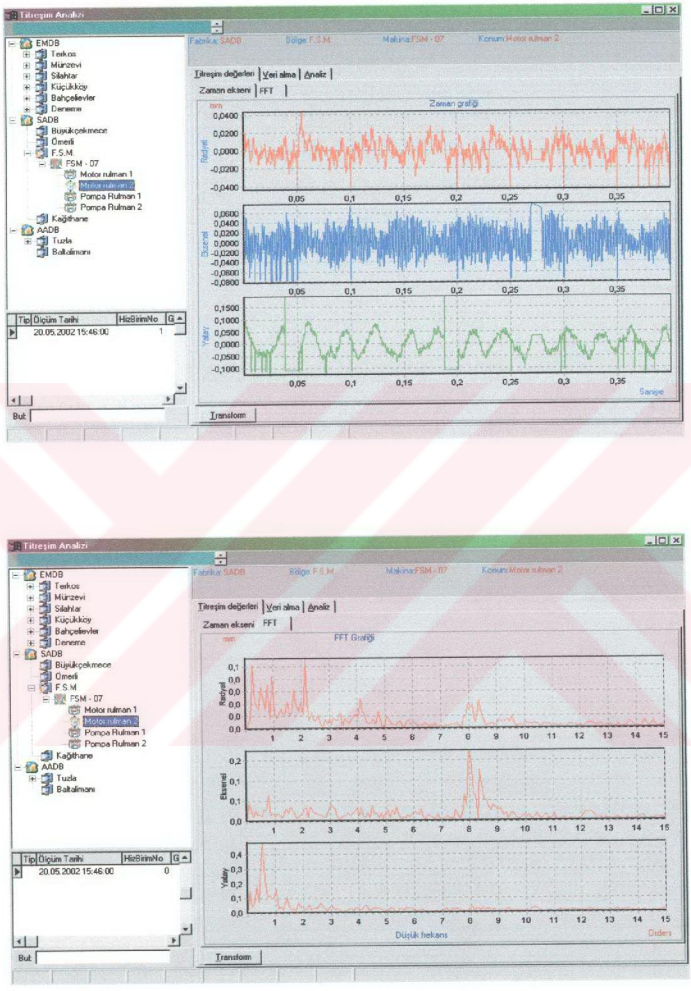


Şekil Ek 1. 5 Bahçelievler analiz sonuç görüntü sayfası

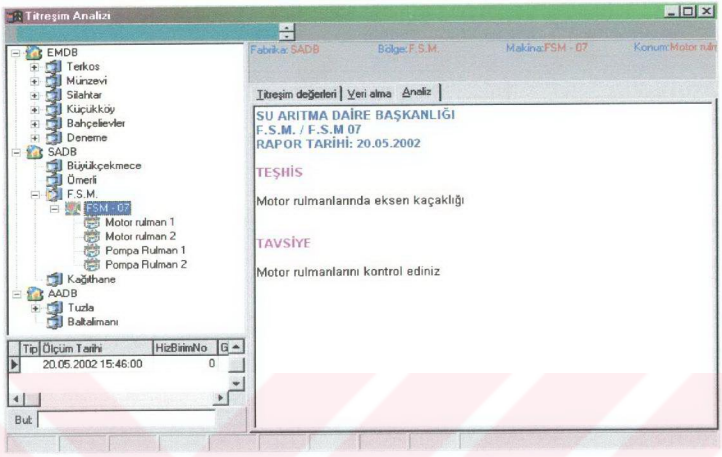




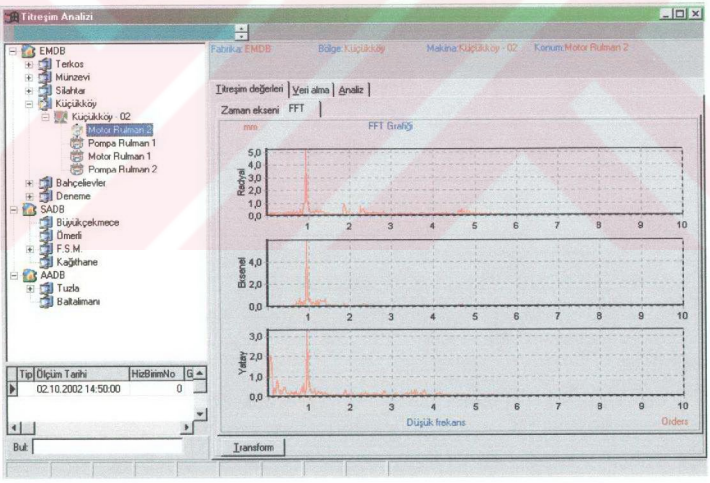
Şekil Ek 1. 6 FSM motor rulman 1 zaman ve FFT görüntüsü



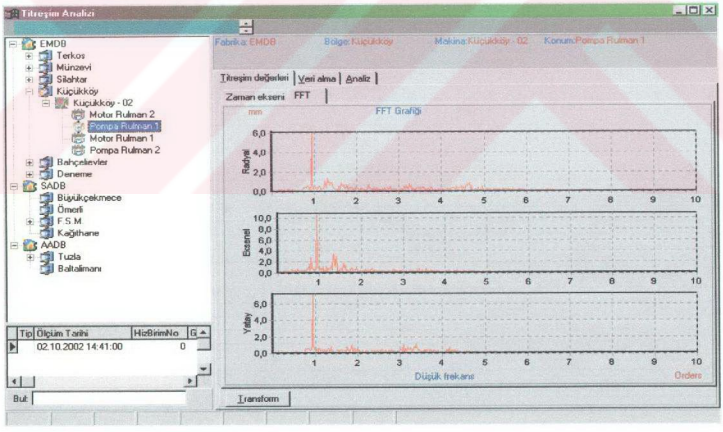
Şekil Ek 1. 7 FSM motor rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü



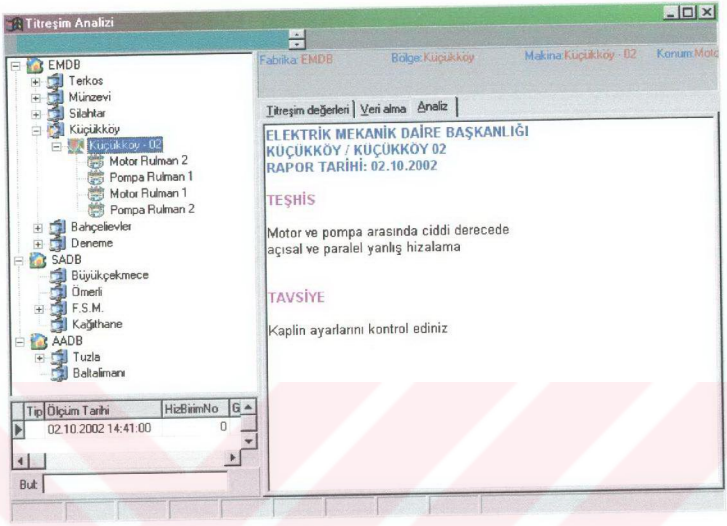
Şekil Ek 1. 8 FSM analiz sonuç görüntü sayfası



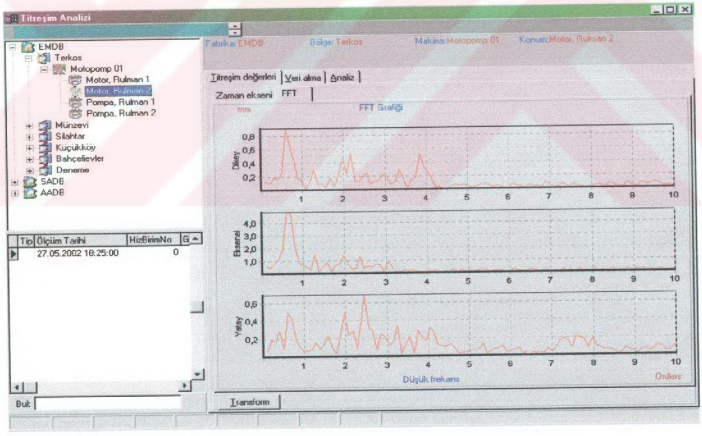
Şekil Ek 1. 9 Küçükköy motor rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü



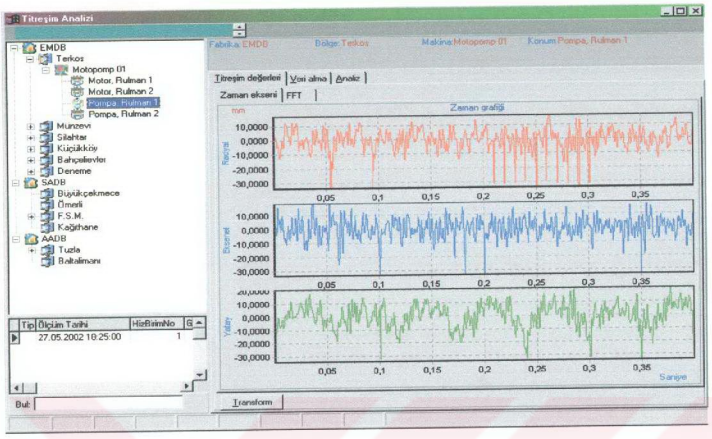
Şekil Ek 1. 10 Küçükköy pompa rulman 1 zaman ve FFT görüntüsü

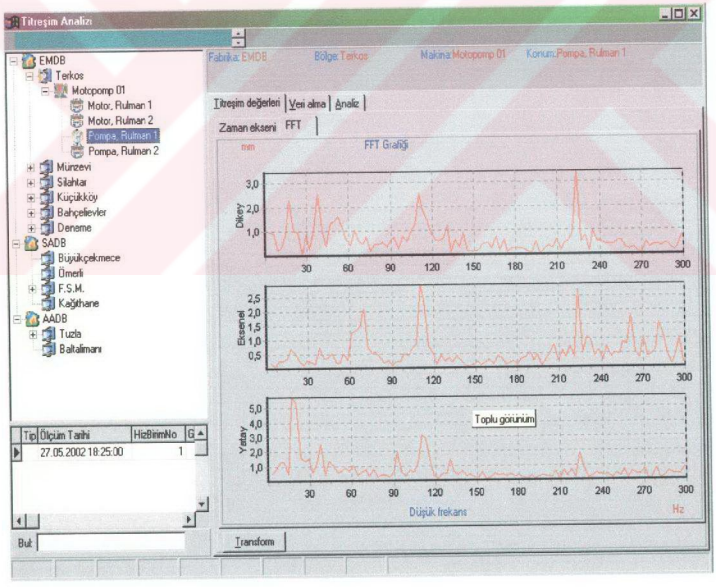


Şekil Ek 1. 11 Küçükköy analiz sonuç görüntü sayfası

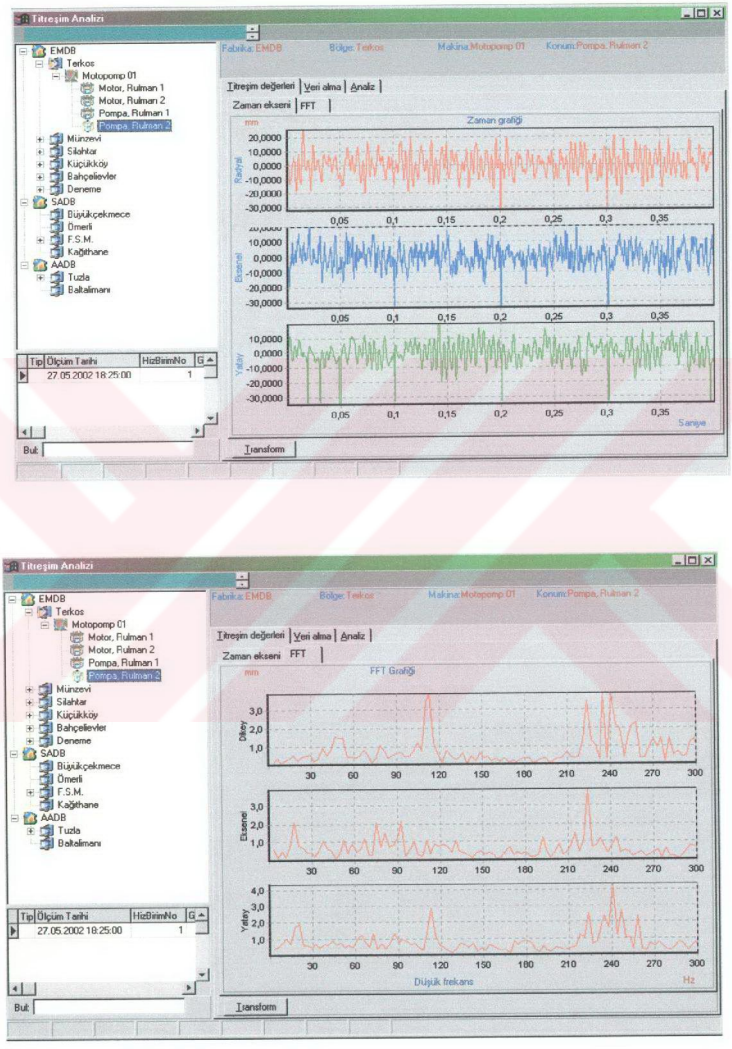


Şekil Ek 1. 12 Terkos motor rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü

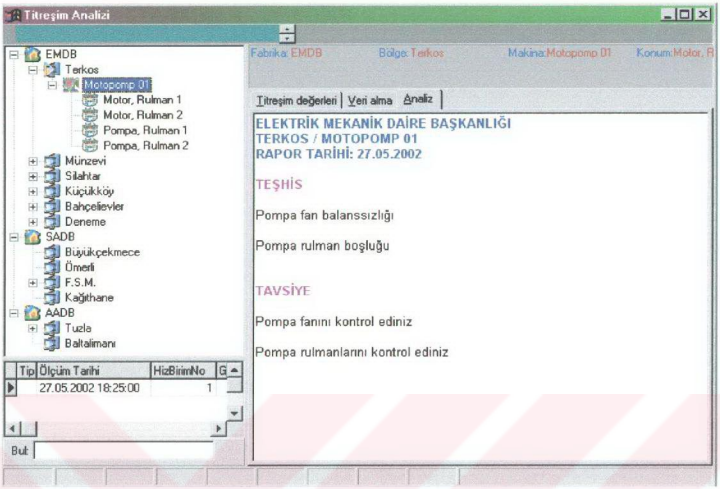




Şekil Ek 1. 13 Terkos pompa rulman 1 zaman ve FFT görüntüsü



Şekil Ek 1. 14 Terkos pompa rulman 2 zaman ve FFT görüntüsü



Şekil Ek 1. 15 Terkos analiz sonuç görüntü sayfası

ÖZGEÇMİŞ

1973 yılında Trabzon-Şalpazarı'nda doğdu. İlkokulu Şalpazarı'nda, Orta okulu Rize İmam- Hatip lisesinde tamamladı. Lise eğitimine Bursa-Gemlik'te devam ederek 1990 yılında mezun oldu. 1990 yılında girdiği İTÜ Sakarya Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü 1994 yılında bitirdi. 1994-1996 yılları arasında SAÜ Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında "Çimento Hammadde Karışım Prosesinin Matematik Modellenmesi" isimli çalışma ile Yüksek Lisansını tamamladı. 1994-2000 yıllarında Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümüne Araştırma Görevlisi olarak görev yaptı. 2000 yılında İstanbul Büyükşehir Belediyesi İstanbul Su ve Kanalizasyon İdaresinde (İSKİ) Mühendis olarak Çalışmaya başladı ve halen bu görevini devam ettirmektedir. Kılıç, evli ve üç çocuk babasıdır.

Yazarın Yayınlanmış Yayınları

1. **Kılıç** R., Kazan R., Gökçe M., "Eksen Kaçıklığının Motopomp'lar Üzerinde Oluşturduğu Titreşimlerin İzlenmesi ve Titreşim Analizi İle Tespiti", UMTS 2003

2. **Kılıç R.**, Kazan, R, Kırca S. " Rulman Arızalarının Titreşim Analizi ile Tespiti" 6. International Conference on Mechatronic Design and Modeling, Ürgüp, Türkiye, 4-6 September 2002

3. Karayel, D., Ozkan S.,S., **Kılıç R.**, "The Use of Vibration Measurements for Machines Maintenance and Predictive Maintenance", Mechanical Engineering Technologies'01, Bulgaria, 24-26 June 2001

4. **Kılıç R.**, Kazan, R, Kırca S., Cangir H. "Santrifüj Pompaların Montaj İşletme ve Bakımı", 4. Pompa Kongresi , Sayfa 192-200, İstanbul, Türkiye, 8-10 Kasım 2001,

5. Özsoy, C., Kazan, R., **Kılıç R.** " Power Turbin Speed Control of GE T700 Engine Using The Zero Steady – State Self Tuning Regulator", INES'97, IEEE International Conference on Intelligent Engineering System, pp 373 – 378, 15-17 September, Budapest, Hungary, 1997