



**RULMANLI YATAKLARDA TİTREŞİM
ÖLÇÜMLERİNİN ANALİZİ İLE KESTİRİMCİ
BAKIM**

**2023
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Samet SAKARYA

**Tez Danışmanı
Dr. Öğr. Üyesi Engin YILDIRIM**

**RULMANLI YATAKLARDA TİTREŞİM ÖLÇÜMLERİNİN ANALİZİ İLE
KESTİRİMCİ BAKIM**

Samet SAKARYA

Tez Danışmanı

Dr. Öğr. Üyesi Engin YILDIRIM

s

T.C.

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

Yüksek Lisans Tezi

Olarak Hazırlanmıştır

KARABÜK

Ocak 2023

Samet SAKARYA tarafından hazırlanan “RULMANLI YATAKLARDA TİTREŞİM ÖLÇÜMLERİNİN ANALİZİ İLE KESTİRİMCİ BAKIM ” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Dr. Öğr. Üyesi Engin YILDIRIM
Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 26/01/2023

<u>Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)</u>	<u>İmzası</u>
Başkan : Prof. Dr. İsmail ESEN (KBÜ)
Üye : Doç. Dr. M. M. Fatih KARAHAN (MCBÜ)
Üye : Dr. Öğr. Üyesi Engin YILDIRIM (KBÜ)

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Prof. Dr. Müslüm KUZU
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Samet SAKARYA

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

RULMANLI YATAKLARDA TİTREŞİM ÖLÇÜMLERİNİN ANALİZİ İLE KESTİRİMCİ BAKIM

Samet SAKARYA

Karabük Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı:

Dr. Öğr. Üyesi Engin YILDIRIM

Ocak 2023, 147 sayfa

Üretim tesislerinde en çok kullanılan yataklama elemanlarından biri rulmandır. Makinaların sıkıntısız bir şekilde ve uzun ömürlü çalışması rulmanların sağlıklı ömür uzunluğu ile yakından ilgilidir. İşletmeler, bakım çalışmaları ile makinaların sağlıklı ve verimli çalışmasını amaçlamaktadır. İşletmelerin bakım stratejisi ile bakım maliyetleri birbirleri ile ilişkilidir. Bakım maliyetlerinin en aza indirilmesi amaçlanmıştır. Bu doğrultuda bakım yöntemlerinde zamanla iyileştirmeler ve yenilikler yapılmıştır. Bu iyileştirmelerden ve yeniliklerden biri kestirimci bakım yöntemidir. Kestirimci bakım yöntemlerinde temel çalışma prensibi çalışma esnasında yapılan ölçümlerle makinaların performanslarının izlemektir. Elde edilen sonuç ile bakımın ne zaman gerekli olacağına karar verilir. Bu sayede plansız bir şekilde duruş yerine planlı duruş yapılarak önceden belirlenen arızayı onarmaktır.

Bu çalışmada Orta Doğu Rulman Sanayi Fabrikasında bulunan taşlama tezgahlarında kullanılan iş mili (Spindle) rulmanlarının titreşim analizi kullanılarak kestirimci bakım çalışması yapılmıştır. Bu amaçla belirlenmiş makinelerin iş millerinden periyodik olarak titreşim ölçümleri alınıp analiz edilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda rulmanlarda çeşitli arızalar tespit edilmiştir.

Anahtar Sözcükler : Arıza teşhis, Kestirimci bakım, Rulman, İş mili, Titreşim analizi

Bilim Kodu : 91403

ABSTRACT

Master Thesis

PREDICTIVE MAINTENANCE WITH ANALYSIS OF VIBRATION MEASUREMENTS IN BEARING HOUSINGS

Samet SAKARYA

Karabük University

Institute of Graduate Programs

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor

Assist. Prof. Dr. Engin YILDIRIM

January 2023, 147 pages

One of the most used bearing elements in the industry is the bearing. The trouble-free and long-lasting operation of the machines is closely related to the healthy life of the bearings. Businesses aim to operate the machines in a healthy and efficient manner with maintenance works. The maintenance strategy of the enterprises and the maintenance costs are related to each other. It is aimed to minimize maintenance costs. In this direction, improvements and innovations have been made in maintenance methods over time. One of these improvements and innovations is the predictive maintenance method. The basic working principle in predictive maintenance methods is to monitor the performance of the machines with measurements made during operation. The result obtained determines when maintenance will be required. In this way, it is to repair the predetermined malfunction by making a planned stop instead of an unplanned stop.

In this study, predictive maintenance work was carried out by using the vibration analysis of spindle bearings used in grinding machines in the Middle East Bearing Industry Factory. For this purpose, periodic vibration measurements were taken from the spindles of the specified machines and analyzed. As a result of the studies, various faults were detected in the bearings.

Key Words: Diagnostics, Predictive maintenance, Bearing, Vibration analysis

Science Code: 91403

TEŞEKKÜR

Bu çalıőmanın yürütülmesi sırasında zamanı ve desteğini esirgemeyen değerli danıőman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi Engin YILDIRIM' a teşekkür etmeyi borç bilirim.

Bu güzel çalışma ortamını hazırladıkları ve yaptığım çalıőmalara göstermiő oldukları destekler için baőta Orta Doğu Rulman Sanayi ve Tic. A.ő Fabrika Müdürü Sayın Turan SAVAő' a, Müdür Yardımcım Sayın Bünyamin KILIÇARSLAN 'a ve her konuda desteklerini esirgemeyen őefim Sayın Bülent KURTULUő 'a ve emeiği geçen tüm çalışma arkadaőlarıma őükranlarımı sunarım.

Yoęun çalıőmalarım sırasında gerekli özveriye ve sabrı gösteren sevgili eőim Gamze SAKARYA' ya ve beni bugünlere getiren őimdiye kadar maddi manevi desteklerini hep hissettiğim canım aileme, tüm kalbimle teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xv
ÇİZELGELER DİZİNİ	xxi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xxiv
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
BÖLÜM 2	3
BAKIM NEDİR	3
2.1. PLANSIZ BAKIM	3
2.1.1. Arıza Bakım.....	3
2.1.1.1. Arıza Bakımın Avantajları.....	4
2.1.1.2. Arıza Bakımın Dezavantajları.....	4
2.2. PLANLI BAKIM	5
2.2.1. Önleyici Bakım.....	5
2.2.1.1. Önleyici Bakımın Avantajları.....	6
2.2.1.2. Önleyici Bakımın Dezavantajları.....	6
2.2.2. Kestirimci Bakım.....	6
2.2.2.1. Kestirimci Bakımın Avantajları.....	7
2.2.2.2. Kestirimci Bakımın Dezavantajları.....	8
2.2.3. Proaktif Bakım.....	8
2.2.3.1. Proaktif Bakımın Avantajları	8

2.2.3.2. Proaktif Bakımın Dezavantajları.....	8
BÖLÜM 3	10
KESTİRİMCİ BAKIM TEKNİKLERİ.....	10
3.1. AKUSTİK EMİSYON	10
3.2. YAĞLAMA YAĞI VE AŞINMA PARÇACIKLARI ANALİZİ.....	10
3.3. KIZILÖTESİ TERMOGRAFI	11
3.4. ULTRASON TARAMASI.....	11
3.5. TİTREŞİM ANALİZİ	11
BÖLÜM 4	13
TİTREŞİMİN KESTİRİMCİ BAKIMDA YERİ.....	13
4.1. TİTREŞİM ÖLÇME TEKNİĞİNİN AVANTAJLARI	14
BÖLÜM 5	15
TİTREŞİM ÖLÇÜMÜ TEMELLERİ.....	15
5.1. SENSÖRLER	15
5.1.1. Deplasman Sensörü	16
5.1.2. Hız Sensörü.....	17
5.1.3. İvme Sensörü	18
5.2. ÖLÇÜM NOKTALARININ BELİRLENMESİ	19
5.3. ÖLÇÜMDE DİKKAT EDİLMESİ GEREKİLEN NOKTALAR.....	20
BÖLÜM 6	22
TİTREŞİM NEDİR	22
BÖLÜM 7	25
TİTREŞİM İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR	25
7.1. PERİYOT (T).....	25
7.2. FREKANS (f).....	25
7.3. DEPLASMAN (X).....	26
7.4. HIZ (V).....	26
7.5. İVME (a)	27

7.6. FAZ (ϕ).....	28
7.7. GENLİK	28
7.7.1. Tepe Değer (X_0).....	29
7.7.2. RMS	29
7.7.3. Tepeler Arası Değer.....	29
7.7.4. Ortalama Değer.....	29
7.8. BASİT HARMONİK HAREKET	30
7.9. REZONANS.....	30
7.9.1. Doğal Frekansları Belirlerken Önemli Faktörler	31
7.9.1.1. Kütle.....	31
7.9.1.2. Yay Elemanı.....	32
7.9.1.3. Sönüm Elemanı.....	32
BÖLÜM 8	34
TİTREŞİM KARAKTERİSTİKLERİ	34
8.1. SPEKTRUM.....	34
8.1.1. Saf Sinüs	34
8.1.2. Harmonik	35
8.1.3. Yan Bant	36
BÖLÜM 9	37
ANALİZ METOTLARI.....	37
9.1. HIZLI FOURİER DÖNÜŞÜMÜ (FFT).....	37
9.2. ZAMAN DALGA FORMU	37
9.3. SPEKTRUM ANALİZİ	38
9.4. ZARF ANALİZİ.....	38
9.5. KEPSTRUM ANALİZİ	40
BÖLÜM 10	41
TİTREŞİM ANALİZİ İLE ARIZA TEŞHİS	41
10.1. DENGESİZLİK.....	41
10.1.1. Statik Dengesizlik.....	42
10.1.2. Çift (Couple) Dengesizlik.....	42

10.1.3. Dinamik Dengesizlik	43
10.1.4. Dengesizlik Teşhisi.....	44
10.2. EKSANTRİKLİK.....	45
10.3. ŞAFT HİZASIZLIĞI.....	45
10.3.1. Paralel Hizasızlık	46
10.3.2. Açısal Hizasızlık	47
10.4. EĞİK ŞAFT	47
10.5. GEVŞEKLİK.....	48
10.5.1. Yapısal Gevşeklik.....	48
10.5.2. Yatak Gevşekliği	49
10.6. RULMAN ARIZALARI	50
10.6.1. Rulman Hasar Frekansları	50
10.6.2. Dış Bilezik Arızası (BPFO).....	51
10.6.3. İç Bilezik Arızası (BPFI).....	52
10.6.4. Bilye Arızası (BSF)	53
10.6.5. Kafes Arızası (FTF).....	54
10.6.6. Rulmanlarda Yağsızlık	55
10.6.7. Çarpık Takılmış Rulman	55
10.6.8. Rulman Arızalarının Oluşma Safhaları	56
10.6.8.1. 1. Safha	56
10.6.8.2. 2. Safha	56
10.6.8.3. 3. Safha	56
10.6.8.4. 4. Safha	56
10.7. AKIŞ KAYNAKLI TİTREŞİM	57
10.7.1. Kanat Geçiş Titreşimi.....	57
10.7.2. Akış Türbülansı	58
10.7.3. Kavitasyon	58
10.8. ELEKTRİK MOTORU ARIZALARI.....	58
10.8.1. Stator Kaynaklı Arızalar	58
10.8.2. Rotor Kaynaklı Arızalar	59
10.9. DİŞLİ ARIZALARI	59
10.10. KAYIŞ KASNAK ARIZALARI.....	60

BÖLÜM 11	62
RULMAN NEDİR	62
11.1. RULMAN ELEMANLARI.....	63
11.1.1. İç Bilezik.....	64
11.1.2. Dış Bilezik	64
11.1.3. Kafes	64
11.1.4. Yuvarlanma Elemanları	65
11.1.5. Kapak.....	66
11.2. YAĞLAMA ÇEŞİTLERİ VE GRES	67
11.3. RULMANLARIN HASSASİYETİ.....	68
11.4. RULMAN BOŞLUĞU	69
11.5. RULMANLARIN ÇALIŞMA SICAKLIĞI	70
11.6. RULMAN ÇEŞİTLERİ.....	70
11.6.1. Bilyeli Rulmanlar.....	70
11.6.1.1. Tek Sıralı ve Çift Sıralı Bilyeli Rulmanlar	70
11.6.1.2. Omuzlu Bilyeli Rulmanlar	71
11.6.1.3. Açısal Temaslı (Eksenel) Bilyeli Rulmanlar	72
11.6.1.4. Dört Nokta Temaslı Bilyeli Rulmanlar.....	73
11.6.1.5. Oynak Bilyeli Rulmanlar	73
11.6.2. Makaralı Rulmanlar	74
11.6.2.1. Konik Makaralı Rulmanlar	74
11.6.2.2. Silindirik Makaralı Rulmanlar	75
11.6.2.3. Fıçı Makaralı Rulmanlar	76
11.6.2.4. Oynak Makaralı Rulmanlar.....	76
11.7. RULMANLARIN KODLANMASI.....	77
BÖLÜM 12	80
İŞ MİLİ (SPINDLE) NEDİR	80
12.1. İŞ MİLİ (SPINDLE) AVANTAJLARI	81
BÖLÜM 13	82
UYGULAMA ÇALIŞMASI.....	82
13.1. VERİ TOPLAMA CİHAZI.....	82

13.1.1. Çoklu Mod.....	83
13.1.2. Rota.....	84
13.1.3. Ayarlar	84
13.1.4. OMNITREND Center.....	84
13.2. UYGULAMA ÇALIŞMASI	85
13.2.1. İş Mili Teknik Bilgiler.....	85
13.2.2. 4B 1.Hat 60.000 RPM İş Mili.....	89
13.2.3. 4B 1.Hat 40.000 RPM İş Mili.....	91
13.2.4. 4B 2.Hat 60.000 RPM İş Mili.....	93
13.2.5. 4B 2.Hat 40.000 RPM İş Mili.....	95
13.2.6. 4B 34.Hat 30.000 RPM İş Mili.....	98
13.2.7. 4B 34.Hat 60.000 RPM İş Mili.....	114
13.2.8. 4A Makara 80.000 RPM İş Mili.....	127
SONUÇ VE ÖNERİLER	143
KAYNAKLAR	145
ÖZGEÇMİŞ	147

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 2.1. Arıza bakımın üretimde yeri.	4
Şekil 2.2. Arıza aşamalarında bakım.	7
Şekil 2.3. Bakım planının belirlenmesi.	9
Şekil 4.1. Titreşim analizinin etkinliği.	14
Şekil 5.1. Titreşim sensörlerinin ölçüm aralıkları.	15
Şekil 5.2. Deplasman sensörü.	16
Şekil 5.3. Deplasman sensörü çalışma mantığı.	16
Şekil 5.4. Hız sensörü.	17
Şekil 5.5. Hız sensörü çalışma mantığı.	17
Şekil 5.6. İvme sensörü.	18
Şekil 5.7. İvme sensörü çalışma mantığı.	18
Şekil 5.8. Titreşim ölçümü alınması gereken yönler.	19
Şekil 6.1. Titreşim sisteminin elemanları.	23
Şekil 6.2. Titreşimin enerji değişimindeki rolü.	24
Şekil 7.1. Periyot ve frekans.	26
Şekil 7.2. Deplasman, hız ve ivme.	27
Şekil 7.3. Faz farkı.	28
Şekil 7.4. Genlik birimleri.	30
Şekil 7.5. Doğal frekansı değiştirme metodu.	33
Şekil 8.1. Saf sinüs dalgası.	35
Şekil 8.2. Harmonik.	36
Şekil 8.3. Yan bant.	36
Şekil 9.1. Frekans spektruma dönüştürme	37
Şekil 9.2. Zarf spektrumu uygulanma yöntemi.	40
Şekil 10.1. Statik dengesizlik modellemesi.	42
Şekil 10.2. Çift (Copule) dengesizlik modellemesi.	43
Şekil 10.3. Dinamik dengesizlik modellemesi.	43
Şekil 10.4. Dengesizlik spektrumu.	44
Şekil 10.5. Eksantriklik spektrumu.	45

Şekil 10.6.	Paralel hizasızlık durumu ve spektrumu.....	46
Şekil 10.7.	Açısal hizasızlık durumu ve spektrumu.....	47
Şekil 10.8.	Eğik şaft spektrumu.....	48
Şekil 10.9.	Yapısal gevşeklik ve titreşim spektrumu.....	49
Şekil 10.10.	Yatak gevşekliği spektrumu.....	49
Şekil 10.11.	Rulman hasar frekansları.....	51
Şekil 10.12.	Dış bilezik arızası spektrumu.....	52
Şekil 10.13.	İç bilezik arızası spektrumu.....	53
Şekil 10.14.	Bilye arızası spektrumu.....	53
Şekil 10.15.	Kafes arızası spektrumu.....	54
Şekil 10.16.	Rulman arıza safhaları.....	57
Şekil 10.17.	Rotor eksantrikliği spektrumu.....	59
Şekil 10.18.	Kayış arıza spektrumu.....	61
Şekil 11.1.	Rulmanın yapısı.....	63
Şekil 11.2.	Yuvarlanma elemanı çeşitleri.....	66
Şekil 11.3.	Tek ve çift sıralı rulmanların kesiti.....	71
Şekil 11.4.	Omuzlu rulman kesiti.....	72
Şekil 11.5.	Açısal temaslı rulman kesiti.....	73
Şekil 11.6.	Oynak bilyeli rulman kesiti.....	74
Şekil 11.7.	Konik makaralı rulman kesiti.....	75
Şekil 11.8.	Silindirik makaralı rulmanların isimlendirilmesi.....	75
Şekil 11.9.	Oynak makaralı rulman kesiti.....	76
Şekil 11.10.	Rulman kodlama örnek sistematığı.....	78
Şekil 13.1.	Veri toplama cihazı.....	82
Şekil 13.2.	VIBXPRT II menüsü.....	83
Şekil 13.3.	OMNITREND Center program arayüzü.....	85
Şekil 13.4.	İş mili rulmanı titreşim ölçümü.....	86
Şekil 13.5.	4B 1.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik teşhisi.....	91
Şekil 13.6.	4B 1.Hat 40.000 RPM iş mili dengesizlik teşhisi.....	93
Şekil 13.7.	4B 2.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik teşhisi.....	95
Şekil 13.8.	4B 2.Hat 40.000 RPM iş mili dengesizlik teşhisi.....	97
Şekil 13.9.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (07.04.2022).....	100
Şekil 13.10.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).....	101

Şekil 13.11.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).....	101
Şekil 13.12.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).....	102
Şekil 13.13.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).....	102
Şekil 13.14.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (08.09.2022).....	103
Şekil 13.15.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (07.10.2022).....	103
Şekil 13.16.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (07.11.2022).....	104
Şekil 13.17.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (07.04.2022).....	105
Şekil 13.18.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).....	106
Şekil 13.19.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).....	106
Şekil 13.20.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).....	107
Şekil 13.21.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).....	107
Şekil 13.22.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza Teşhisi (08.09.2022).	108
Şekil 13.23.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (07.10.2022).....	108
Şekil 13.24.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (07.11.2022).....	109
Şekil 13.25.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (07.04.2022).....	110
Şekil 13.26.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (06.05.2022).....	110
Şekil 13.27.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (06.06.2022).....	111
Şekil 13.28.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (06.07.2022).....	111
Şekil 13.29.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (08.08.2022).....	112
Şekil 13.30.	4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (08.09.2022).....	112

Şekil 13.31. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (07.10.2022).....	113
Şekil 13.32. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (07.11.2022).....	113
Şekil 13.33. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (07.04.2022).....	116
Şekil 13.34. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).....	117
Şekil 13.35. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).....	117
Şekil 13.36. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).....	118
Şekil 13.37. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).....	118
Şekil 13.38. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (08.09.2022).....	118
Şekil 13.39. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (07.10.2022).....	120
Şekil 13.40. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (07.11.2022).....	120
Şekil 13.41. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili ön 71906 BSF arıza teşhisi (07.04.2022).....	122
Şekil 13.42. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili ön 71906 BSF arıza teşhisi (06.05.2022).....	122
Şekil 13.43. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili ön 71906 BSF arıza teşhisi (06.06.2022).....	123
Şekil 13.44. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili ön 71906 BSF arıza teşhisi (06.07.2022).....	123
Şekil 13.45. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili ön 71906 BSF arıza teşhisi (08.08.2022).....	124
Şekil 13.46. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili arka 7004 FTF arıza teşhisi (07.04.2022).....	125
Şekil 13.47. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili arka 7004 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).....	125
Şekil 13.48. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili arka 7004 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).....	126
Şekil 13.49. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili arka 7004 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).....	126
Şekil 13.50. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili arka 7004 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).....	127

Şekil 13.51. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (07.04.2022).....	130
Şekil 13.52. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).....	131
Şekil 13.53. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).....	131
Şekil 13.54. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).....	132
Şekil 13.55. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).....	132
Şekil 13.56. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (08.09.2022).....	133
Şekil 13.57. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (07.10.2022).....	133
Şekil 13.58. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (07.11.2022).....	134
Şekil 13.59. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).....	135
Şekil 13.60. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).....	136
Şekil 13.61. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).....	136
Şekil 13.62. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).....	137
Şekil 13.63. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (08.09.2022).....	137
Şekil 13.64. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (07.10.2022).....	138
Şekil 13.65. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (07.11.2022).....	138
Şekil 13.66. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFİ arıza teşhisi (06.05.2022).....	139
Şekil 13.67. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFİ arıza teşhisi (06.06.2022).....	140
Şekil 13.68. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFİ arıza teşhisi (06.07.2022).....	140
Şekil 13.69. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFİ arıza teşhisi (08.08.2022).....	141
Şekil 13.70. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFİ arıza teşhisi (08.09.2022).....	141

Şekil 13.71. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFI arıza teşhisi (07.10.2022).....	142
Şekil 13.72. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFI arıza teşhisi (07.11.2022).....	142

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1. Kestirimci bakım tekniklerin arızaları belirlemesi.	10
Çizelge 11.1. Rulman kodlamasında son ek açıklamaları.	78
Çizelge 11.2. Rulman kodlamasında ön ek.....	79
Çizelge 13.1. 4B 1.Hat 60.000 RPM teknik bilgileri.....	86
Çizelge 13.2. 4B 1.Hat 40.000 RPM teknik bilgileri.....	87
Çizelge 13.3. 4B 2.Hat 60.000 RPM teknik bilgileri.....	87
Çizelge 13.4. 4B 2.Hat 40.000 RPM teknik bilgileri.....	87
Çizelge 13.5. 4B 34.Hat 30.000 RPM teknik bilgileri.....	88
Çizelge 13.6. 4B 34.Hat 60.000 RPM teknik bilgileri.....	88
Çizelge 13.7. 4A Makara 80.000 RPM teknik bilgileri.	88
Çizelge 13.8. 4B 1.Hat 60.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.....	89
Çizelge 13.9. 4B 1.Hat 60.000 RPM 71906 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.	89
Çizelge 13.10. 4B 1.Hat 60.000 RPM 7004 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.	90
Çizelge 13.11. 4B 1.Hat 60.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.	90
Çizelge 13.12. 4B 1.Hat 40.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.	91
Çizelge 13.13. 4B 1.Hat 40.000 RPM 7004 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.	92
Çizelge 13.14. 4B 1.Hat 40.000 RPM 7006 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.	92
Çizelge 13.15. 4B 1.Hat 40.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.	92
Çizelge 13.16. 4B 2.Hat 60.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.	93
Çizelge 13.17. 4B 2.Hat 60.000 RPM 71906 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.	94
Çizelge 13.18. 4B 2.Hat 60.000 RPM 7004 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.	94
Çizelge 13.19. 4B 2.Hat 60.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.	95

Çizelge 13.20. 4B 2.Hat 40.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.	96
Çizelge 13.21. 4B 2.Hat 40.000 RPM 7004 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.	96
Çizelge 13.22. 4B 2.Hat 40.000 RPM 7006 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.	96
Çizelge 13.23. 4B 2.Hat 40.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.	97
Çizelge 13.24. 4B 34.Hat 30.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.	98
Çizelge 13.25. 4B 34.Hat 30.000 RPM 71914 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.	98
Çizelge 13.26. 4B 34.Hat 30.000 RPM 71907 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.	99
Çizelge 13.27. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.	99
Çizelge 13.28. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili 71914 ön rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.....	100
Çizelge 13.29. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili 71907 arka rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.....	105
Çizelge 13.30. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili 71907 arka rulmana ait teorik ve elde edilen BSF hasar frekansı	109
Çizelge 13.31. 4B 1.Hat 60.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.	114
Çizelge 13.32. 4B 34.Hat 60.000 RPM 71906 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.	114
Çizelge 13.33. 4B 34.Hat 60.000 RPM 7004 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.	115
Çizelge 13.34. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.	115
Çizelge 13.35. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili 71906 ön rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.....	116
Çizelge 13.36. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili 71906 ön rulmana ait teorik ve elde edilen BSF hasar frekansı.	121
Çizelge 13.37. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili 7004 arka rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.....	124
Çizelge 13.38. 4A Makara 80.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.	127
Çizelge 13.39. 4A Makara 80.000 RPM 71905 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.	128
Çizelge 13.40. 4A Makara 80.000 RPM 71902 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.	128
Çizelge 13.41. 4A Makara 80.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı	129

Çizelge 13.42. 4A Makara 80.000 RPM iş mili 71905 ön rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.....	130
Çizelge 13.43. 4A Makara 80.000 RPM iş mili 71902 arka rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.....	135
Çizelge 13.44. 4A Makara 80.000 RPM iş mili 71902 arka rulmana ait teorik ve elde edilen BPFI hasar frekansı	139

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

X	: Deplasman
\varnothing	: Faz
f	: Frekans
V	: Hız
a	: İvme
T	: Periyot
X_0	: Tepe değeri

KISALTMALAR

BPFO	: Dış Bilezik Arıza Frekansı
BPFI	: İç Bilezik Arıza Frekansı
BSF	: Bilye Arıza Frekansı
BR	: Kayış Arıza Frekansı
DFT	: Ayrık Fourier Dönüşümü
FTF	: Kafes Arıza Frekansı
FFT	: Hızlı Fourier Dönüşümü
GMF	: Dişlinin Dış Birleşme Frekansı
HFRT	: Yüksek Frekanslı Rezonans Tekniği
KGF	: Kanat Geçiş Frekansı
PPF	: Rotor Arıza Frekansı
RCFA	: Kök Neden Analizi
RPM	: Dakikadaki Devir Sayısı

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Hayatımızda ihtiyaçlarımız doğrultusunda kullanmakta olduğumuz her madde belirli bir imalat süreçlerinden geçmektedir. İmalat süreçlerinin başarılı gerçekleşmesi için istenilen üretimi yapma kapasitesi olan ekipmanlara ihtiyaç duyulmaktadır. Gelişen teknoloji ile birlikte üretim sektörlerinde ihtiyaç duyulan ekipmanlar gelişmekte ve gelişim süreci hız kesmeden ilerlemektedir. Ekipmanların imalatı aşamasında dikkat edilmesi gereken önemli konulardan bir tanesi de titreşimdir. Titreşimin en basit ifade yöntemi, bir cismin sahip olduğu denge konumu etrafında yapmakta olduğu salınım hareketidir. Genellikle istenmeyen bir durumdur. Ekipmanın tasarımında titreşime dikkat edilmez ise ekipmanın çalışma ömrüne zarar vermekte ve kısa sürede ekipmanda arızalar oluşmaktadır. Titreşim, bazı durumlarda ekipmanlar üzerinde rezonans oluşturarak ekipmanın tahrip olmasına neden olmaktadır. Bu sebepten dolayı tasarım aşamasında titreşime sebep olabilecek iç ve dış kuvvetlerin mümkün olabildiği kadarı ile azaltılması istenmektedir. Bu kuvvetler ekipman üzerinde hasara neden olabileceği gibi ekipmanı oluşturan mekanik parçalarda meydana gelen hasarlar da titreşime sebep olabilmektedir. Ekipmanların çalışması ile bazı mekanik parçalar aşınır ve az da olsa şekil değişimlerine uğrarlar ve dinamik özelliklerinde değişimler meydana gelir. Parçalar arasındaki boşluklar artar ve eksen kaçıklıkları ile dinamik dengesizlikler meydana gelir. Bütün bu etkenler titreşim enerjisinde artışa sebep olurlar.

Titreşim ile ilgili çalışmalar milattan önce 5.yüz yılda başlamıştır [1]. İlk çalışmalar müzik aletleri üzerinde başlamıştır. Günümüzde ise titreşim alanında büyük gelişmeler gerçekleşmiştir. Bu gelişmeler sayesinde titreşim ölçümü ve analizi farklı amaçlar için kullanılmaktadır. Doğal frekansın tespiti amacı ile kullanıldığı gibi ekipmanların arıza tespiti amacı ve ekipmanların durumlarının izlenmesi amaçları ile de kullanılmaktadır.

İmalat sürecinde kullanılan ekipmanların kendilerine özgü titreşim değerleri vardır. Bu sebepten dolayı titreşim analizi, ekipmanların durumu hakkında bilgi edinmek amacı ile etkin bir şekilde kullanılmaktadır. Ekipmanların durumu hakkındaki elde edilen bilgiler sayesinde ilgili ekipman için bakım planlaması yapma olanağı sağlanmaktadır. Ekipmanlarda meydana gelen beklenmeyen hasarların oluşumu hem üretim planını aksatır hem de ekonomik anlamda büyük kayıplara yol açarak maliyet artışına sebep olur. Bu sebepten dolayı ekipmanlarda kestirimci bakım tekniklerinden biri olan titreşim ölçümü önemli yer tutmaktadır. Bu yöntemin temel prensibi çalışma esnasında yapılan ölçümlerle makinaların performanslarının izlenerek, bakımın ne zaman gerekli olacağına karar verip, kısa bir süre için çalışmaya ara vererek önceden belirlenen arızayı onarmaktır [2]. Bu yöntemde arıza önceden belirlenip kısa sürede onarıldığından üretimde aksamaya ve ekonomik kayıplar oluşmaz.

Sürekli üretimin önemli olduğu tesislerde titreşim ölçümüne dayalı ekipman bakımı 1970'lerden beri uygulanmaktadır.

Arızalı olan her makine elemanının ürettiği titreşim değeri bakım kapsamında bize detaylı bilgi vermektedir. Rulmanlarda meydana gelen arıza titreşim frekanslarının yorumlanması rulman bileşenlerinin hangisinde arıza oluştuğunu tespit etme imkanı sağlar. Bu çalışmada Orta Doğu Rulman Sanayi Fabrikasında bulunan taşlama tezgahlarına ait iş mili rulmanlarının özel rulmanlar olması nedeni ile titreşim analizi kullanılarak kestirimci bakım çalışması yapılmasına karar verilmiştir. Bu amaçla özel tip üretim yapan farklı seri üretim hatlarında yer alan 30.000 RPM, 40.000 RPM, 60.000 RPM ve 80.000 RPM maksimum devir kapasitesine sahip belirlenmiş iş millerinden aylık periyodik olarak titreşim ölçümleri alınmıştır. Alınan titreşim ölçümleri aylık analiz edilmiştir.

BÖLÜM 2

BAKIM NEDİR

Bakımın amacı, arıza nedeniyle gereksiz veya planlanmamış duruş sürelerini ortadan kaldırmak veya önlemektir. Ayrıca tesislerde bulunan ekipmanların iş sağlığı ve güvenliğini sağlamaktır. Tüm makine elemanı bileşenlerinde çalışma koşullarına bağlı olarak zamanla aşınma, yıpranma, yorulma gibi istenmeyen durumların oluşabileceği göz önünde bulundurularak, makine elemanlarında oluşabilecek ani arızaları önlemek için uygun bakım yöntemi seçilmelidir. Bakım, ürün kalitesinden zamanında teslimata, iş güvenliğinden çevre kirliliğine etkisine kadar tüm tesis çalışmasını etkileyebilir. Kötü bakım uygulamaları, bir şirkete onarımlar, düşük kalite ve üretim kaybı nedeniyle milyonlarca hurda üretime mal olabilirken, iyi bakım uygulamaları üretim maliyetlerini büyük ölçüde azaltabilir [3].

Bakım yöntemleri genel olarak iki ana başlık altında incelenmektedir.

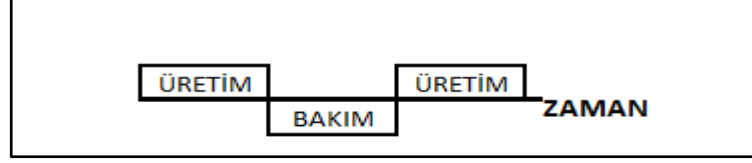
2.1. PLANSIZ BAKIM

Bu bakım yönteminde makina veya ekipman arıza yaptığıında müdahale edilir. Plansız bakıma arıza bakım, acil bakım gibi bakım yöntemleri örnek verilebilir. Günümüz üretim tesislerinde plansız bakım olarak genellikle arıza bakım kullanılmaktadır.

2.1.1. Arıza Bakım

Bu yöntem aynı zamanda “kriz bakımı” olarak da bilinmektedir. Arıza bakım, geleneksel bir yöntemdir ve üretim tesislerinde uygulanan ilk bakım türüdür. Bu bakım yönteminin temelinde makinenin arızalanana kadar çalıştırılmasına izin verilir. Arıza nedeni ile makine ya tamamen durma noktasına geldiği zaman ya da hemen öncesinde bakıma alınır ve en kısa sürede tam çalışma durumuna geri dönebilmesi hedeflenir. Bu bakım yöntemindeki temel amaç makinenin onarılması veya arızalı parçanın yenisi ile

değiştirilmesidir. Arıza bakım yönteminde, ekipmanlarda ne zaman arıza oluşacağı bilinmediğinden, işletmelerin bakım ekipleri kriz durumunda çalışmak durumundadır [3].



Şekil 2.1. Arıza bakımının üretimde yeri [4].

2.1.1.1. Arıza Bakımın Avantajları

Bu bakım yönteminin en belirgin avantajı, arıza oluştuğunda yapılan bakım olması nedeniyle çok az planlamaya ihtiyaç duyması ve böylece planlama için zaman kaybının oluşmamasıdır. Asgari planlamanın bir sonucu olarak, idari veya mali konularla ilgili maliyetler düşüktür veya hiç yoktur. Ayrıca, üretim tesislerinin makine parkı genişliğine göre, bakım ekibinde yer alan personel sayısının bakım çalışmalarını aksatmamak koşulu ile mümkün olan en az sayıda olması yeterli olacaktır. Bununla birlikte, bakım yalnızca arızalar ortaya çıktığında yapılacağı için süreç oldukça basittir. Özellikle küçük işletmelerde veya çalışma hassasiyeti daha geniş aralıkta olan makinelerde, yüksek yatırım maliyeti gerektiren önleyici bakım yöntemleri ile kıyaslandığında bu yöntem daha iyi bir alternatif olabilmektedir [3].

2.1.1.2. Arıza Bakımın Dezavantajları

Makinenin durumu arıza öncesi kontrol edilmediğinden, arızalar tahmin edilemez. Oluşacak beklenmedik arızalar sonucunda, yedek parçanın var olup olmaması durumuna bağlı olarak arıza süresi uzayabilmektedir. Arıza süresinin beklenmedik şekilde uzaması, işletme tarafından önceden belirlenmiş üretim planlarının aksamasına neden olur. Üretim planlarının aksaması sonucunda üretim miktarında düşüş yaşanması ile beraber ürün başına düşen maliyetlerde artış ortaya çıkmaktadır. Bununla birlikte, makinenin bakımı yapılmadığı için kullanım ömrü önemli ölçüde azalmaktadır. Oluşacak beklenmedik arızalar uzun vadede hem bakım maliyetlerini hem de üretim maliyetlerini önemli ölçüde etkileyecektir [5].

Arıza bakım yönteminde, yedek parça yönetimi için gereken maliyetlerin daha az olması nedeni ile stok yönetimi açısından önleyici bakım yöntemine göre daha uygun bir seçenektir. Ancak, öngörülemeyen ciddi arızaların ortaya çıkması durumunda oluşan arızaları düzeltmek zorlu bir süreç oluşturmaktadır. Sonuç olarak, makinelerin kontrol altında olmamasından dolayı, meydana gelecek arızalar artmaktadır. Bu durumda arıza bakım yönteminin faydalarını ve makineye olan güvenin azalmasına neden olmaktadır.

Arıza bakım yöntemi, makinanın durması üretimi etkilemiyorsa, çalışan personeli riske atmıyorsa ve gerek işçi gerekse malzeme maliyetleri sorun oluşturmuyorsa tercih edilebilir.

2.2. PLANLI BAKIM

Planlı bakım yönteminde, makine veya ekipmana belirlenen bir plan ve program dahilinde bakım işlemi yapılarak, makine veya ekipmanların işletmenin ihtiyaçlarına uygun şekilde çalışması amaçlanmaktadır. Planlı bakım yöntemine örnek olarak: Önleyici bakım ve Kestirimci bakım yöntemleri verilebilir.

2.2.1. Önleyici Bakım

Önleyici bakım, Arıza bakımdan daha gelişmiş bir yöntemdir ve “Periyodik bakım” veya “Koruyucu bakım” olarak da bilinir. Günümüz işletmelerinde en çok kullanılan bakım yöntemidir. Önleyici bakım yöntemi, makinenin kullanım ömrünü uzatmak için, düzenli olarak incelenmesini ve ince ayarlarının yapılmasını kapsamaktadır. Bu düzenli onarımların yapılması için öncelikle; Makinenin hangi zaman periyodunda bakıma alınacağı, makine üreticisi firmanın vermiş olduğu bakım kılavuzu ve kitapçıklarındaki bilgiler doğrultusunda belirlenir. Detaylı bir bakım planı oluşturmak için ekipmanın geçmişe dönük arıza kayıtları incelenmeli, arıza tekrarlama sıklığına göre bakım planı oluşturulmalıdır. Makine, oluşturulan plana bağlı kalınarak arıza oluşması beklenmeden bakıma alınmaktadır. Önleyici bakım yöntemi genellikle, işletmede önemli makine grupları öncelikli olacak şekilde uygulanmaktadır. Bu yöntemde, makinelerde periyodik olarak ayar, yağlama, gerekli parçaların değişimi ve genel temizlik işlemleri yapılır [6].

2.2.1.1. Önleyici Bakımın Avantajları

Önleyici bakım yönteminde, arıza bakım yönteminde oluşabilecek arızalar ile beraber korozyon ve aşınma gibi faktörlerle ilgili arızalar çoğu durumda önlenmektedir. Önleyici bakımın bir sonucu olarak, makinelerde beklenmedik arıza oluşumu azalır, kullanım ömürleri artar, enerji ve üretim verimliliği artar. Enerji ve üretim verimliliği dikkate alınması gereken çok önemli bir faktördür [3].

2.2.1.2. Önleyici Bakımın Dezavantajları

Önleyici bakım planlama personelinde ve bakım ekibinin personel sayısında artış olacaktır. Makinelerde yapılan periyodik bakımlar sonucunda, çalışma ömrünü doldurmayan parçaların değişimi nedeniyle maliyetlerde artış meydana gelmektedir. Periyodik bakım esnasında yapılacak hatalı ayar ve parça değişimi, makinenin bir sonraki bakım periyodu gelmeden bozulmasına neden olabilmektedir. Makinede arıza olmamasına rağmen bakımı yapılan, sökülen ve yeniden takılan parçalar, hassas yapılmayan montaj sebebiyle prematüre arızalara yol açabilir. Önleyici bakım yöntemi, makinelerde oluşacak yıkıcı arıza riskini ortadan kaldırmaz [3].

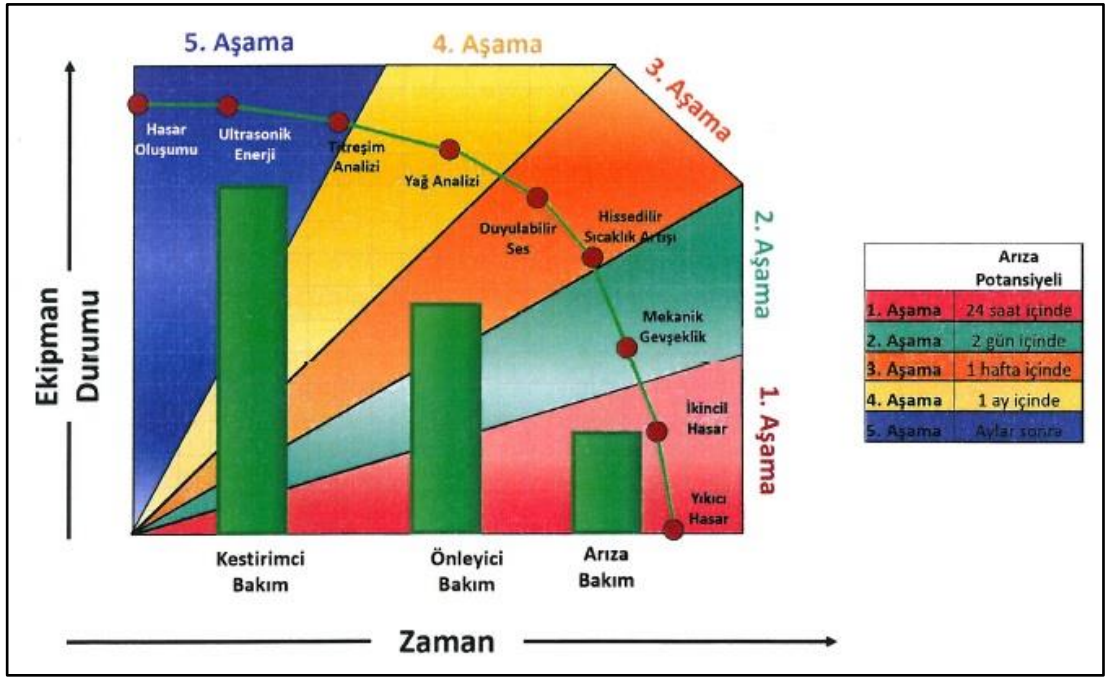
2.2.2. Kestirimci Bakım

Kestirimci bakım yöntemi, kullanılan bakım yöntemleri arasında en gelişmiş ve modern olan bakım yöntemidir. Kestirimci bakım yöntemi “durum izleme odaklı bakım” olarak da adlandırılmaktadır. Tahmine dayalı bir bakım yaklaşımını benimsemektedir ve herhangi bir arıza veya herhangi bir arıza belirtisini tespit etmek için ekipman durumunu teşhis etmeyi amaçlamaktadır. Kestirimci bakım yönteminin benimsemiş olduğu bakım yöntemi sayesinde bakım faaliyetleri periyodik olarak değil, sadece gerektiğinde planlanmaktadır [6].

Kestirimci bakım yönteminde, makineler ile ilgili önemli görülen parametrelerin düzenli olarak ölçümleri alınmaktadır. Alınan bu ölçüm sonuçları analiz edilerek olumsuz durumlar var ise tespit edilmekte ve yapılan tespitler doğrultusunda bakım programı oluşturulmaktadır. Bu sayede ekipmanın durumu her zaman iyi bilinir.

Böylece işletmeler, makineler ve bakım programları üzerinde kontrol sahibi olur. Kestirimci bakım sayesinde, beklenmedik hareketsizlik dönemleri nadirdir.

Kestirimci bakım tekniklerinin kullanılmasıyla zaman kaybının önemli ölçüde azaldığı açıkça görülmektedir. Şekil 2.2’de bakım çeşitlerinin hangi arıza aşamalarında uygulandığı verilmiştir.



Şekil 2.2. Arıza aşamalarında bakım [7].

2.2.2.1. Kestirimci Bakımın Avantajları

Kestirimci bakım yönteminde, önleyici bakım yönteminde de olduğu gibi varlıkların kullanım ömrü arttıkça uzun vadeli maliyetler daha düşüktür. Kestirimci bakım yönteminde, bir arıza belirtisi tespit edilene kadar ekipmanın parçalarının değiştirilmesine veya sipariş edilmesine gerek yoktur. Makine için gerekli yedek parçaların değiştirilmemesi ve sipariş edilmemesi yedek parça envanterinin en aza indirilerek stok yönetiminin kolaylaşmasını sağlamaktadır. Bununla birlikte, makinenin durumu sürekli olarak kontrol edildiğinden, üretim tesisinin en iyi şekilde çalışması sağlanmaktadır. Kestirimci bakım yönteminin uygulanmasındaki en büyük avantajı, felakete yol açan arızaların azaltılması ve böylece iş sağlığı ve güvenliğinin

artırılmasıdır. Kesinti süresinden kaynaklanan sonuçların önemli olduğu durumlarda, kestirimci bakım esastır [6].

2.2.2.2. Kestirimci Bakımın Dezavantajları

Kestirimci bakım yönteminde en önemli aşama hasarlı olan bileşenlerin tanımlanması yani hata teşhisinin yapıldığı aşamadır. Yapılacak yanlış bir teşhis işletmede ciddi üretim kayıplarına neden olabilmektedir. Hata teşhisi yapacak personelin iyi eğitilmiş olması gerekmektedir. Teşhis ekipmanı ve personel eğitimi gerektiğinden, bu bakım yöntemini uygulamak için gereken ön yatırım oldukça pahalı olmaktadır.

2.2.3. Proaktif Bakım

Proaktif bakım yönteminin temeli makinelerde oluşan arızaların nedenlerini araştırarak sorunların kökenlerine inmektir. Proaktif bakım yönteminde, oluşan arızalar analiz edilerek gelecekte arızaların tekrarlanmamasını sağlanmaktadır. Önleyici bakım ve Koruyucu bakım yöntemlerinin tamamı kök neden analizi (RCFA) yönteminden faydalanmaktadır. RCFA ekipmanda oluşacak arızaların neden olan problemlerin tam olarak nereden kaynaklandığını tespit etmektedir. Bunu gerçekleştirebilmek için uygun bir kurulum ve bakım yöntemlerinin benimsenip uygulanmasını sağlamaktadır. Bununla birlikte problemlerin tekrarlanmasının önüne geçebilme için ekipmanın yeniden tasarlanmasını ya da modifikasyonunu gündeme getirir [8].

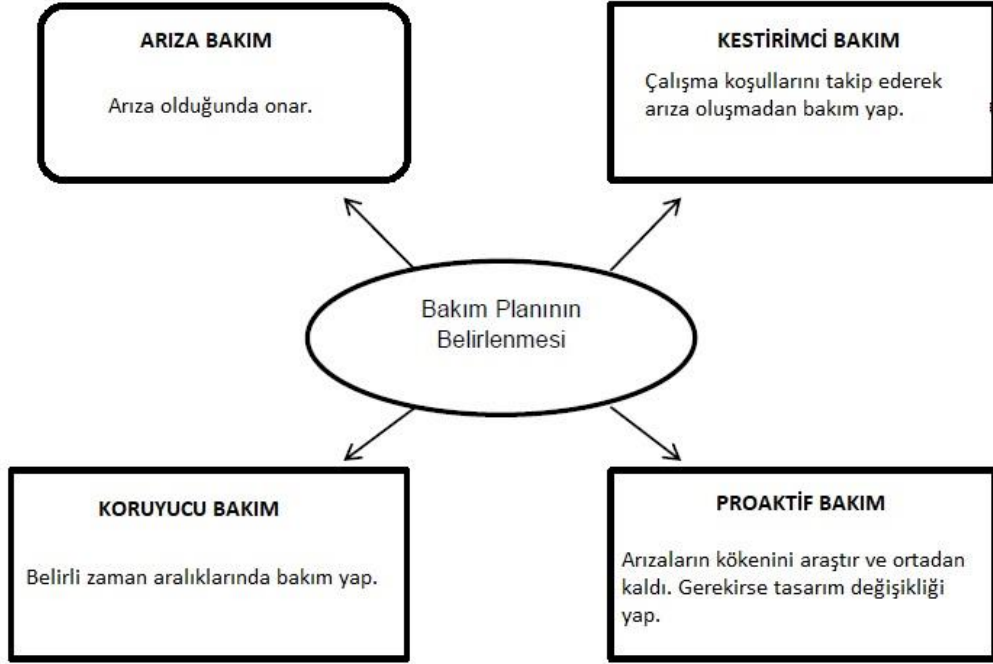
2.2.3.1. Proaktif Bakımın Avantajları

- Problemlerin teşhisi ile yapılacak modifikasyonlarla arızaların tekrarının önlenmesi
- Stokta daha az yedek parça bulundurulması
- Sadece gerekli durumlarda bakım yapılması

2.2.3.2. Proaktif Bakımın Dezavantajları

- Arızanın kökenine inilirken ek güç sarf edilir.
- İyi eğitilmiş personel ihtiyacı.

Şekil 2.3'te bakım metotları gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Bakım planının belirlenmesi [9].

BÖLÜM 3

KESTİRİMCİ BAKIM TEKNİKLERİ

Kestirimci bakım yöntemi ekipmanların birçok parametresinin düzenli olarak kontrol edilmesi ile gerçekleştirilebilir. Bu parametrelere sıcaklık, basınç, sızdırma, yağ kalitesi, titreşim ve gürültü örnek olarak verilebilir. Ekipmanlarda hangi parametrelere bakılacağı incelenecek olan arızanın türüne ve ekipmanın çalışma koşullarına bağlıdır [10]. Çizelge 3.1’de kestirimci bakım tekniklerinin belirlediği hasar tipleri verilmiştir.

Çizelge 3.1. Kestirimci bakım tekniklerin arızaları belirlemesi [9].

ARIZA NEDENLERİ	PARAMETRE				
	Sıcaklık	Basınç	Sızdırma	Yağ Analizi	Titreşim
Dengesizlik					√
Mil Eğilmesi-Eksen Kaçıklığı	√				√
Rulman Yatak Hasarları	√			√	√
Kaymalı Yatak Hasarları	√	√	√	√	√
Dişlilerde Hasar				√	√
Mekanik Gevşeklik					

Tüm bu teknikler arasında en yaygın olanları aşağıda listelenmiş ve kısaca açıklanmıştır:

3.1. AKUSTİK EMİSYON

Akustik emisyon tekniği, yapılardaki ve boru hatlarındaki çatlakların yerini tespit etmek için faydalı olmaktadır.

3.2. YAĞLAMA YAĞI VE AŞINMA PARÇACIKLARI ANALİZİ

Makinelerde bulunan mekanik parçalar genellikle 10 mikronluk bir yağ filmi üzerinde çalışmaktadırlar. Bu yağ filminin ortadan kalması sonucun mekanik parçalarda arızalar meydana gelmektedir. Yağ ve filtrelerin kontrolü ile mekanik parçaların

aşınması hakkında bilgi sahibi olunabilir. Aşınan parçalar yağ filmi içerisinde parça bırakırlar. Yağ içerisinde bulunan partiküllerin miktarı ve tane büyüklüğü arıza hakkında geniş bilgi verir. Yağın köpüklenmesi, yağa su karışmış olması, renginin koyuluğu da ekipmanın çalışma koşulları hakkında bilgi vermektedir. Bu ölçüm ve analizler makinelerin zorunlu durma anlarında yapılabilmektedir.

3.3. KIZILÖTESİ TERMOGRAFI

Ekipmanların çalışması sonucunda sürtünen parçalardan kaynaklı olarak sıcaklık değerinde yükselme meydana gelmektedir. Sıcaklığın yükselmesi ile beraber makinelerde arızalar oluşmaya başlar. Kızılötesi termografi yöntemi elektrik ve yalıtım elemanlarındaki arızayı tespit etmede kullanılmaktadır. Ayrıca mekanik olarak yataklamalardan, makine yağından, soğutma sıvısından alınan sıcaklık ölçümü de ekipmanın durumu hakkında bilgi vermektedir. Sıcaklık ölçümü alınırken yayılım katsayısı, yansıma, çevresel etmenler, çözünürlük, ölçüm katsayısı gibi durumlara dikkat edilmesi gerekmektedir.

3.4. ULTRASON TARAMASI

Ultrason taraması ile basınçlı hava kaçaqları belirlenebilir, kondensstopların (buhar kapanı) çalışma testleri yapılabilir, rulmanların yağlama ve hasar durumlarının kontrolleri yapılabilir, tesisatta sızıntıları tespit etmek ve aşındırıcı aşınma seviyelerini kontrol etmek için kullanılır [11].

3.5. TİTREŞİM ANALİZİ

Diğer tüm tahribatsız yöntemler arasında, titreşim analizi yöntemi en büyük miktarda bilgiyi sağladığı kanıtlanmıştır. Makinelerde arızalardan kaynaklı oluşan titreşim değerleri ölçülerek analiz edilir. Ölçüm sonuçları normal şartlardaki makinenin değerleri ile karşılaştırılır. Böylece makinenin çalışma performansı hakkında ve hata teşhisi konusunda yararlı bilgiler vermektedir. Titreşim sinyallerinin analizi yapılarak ekipmanın hangi parçasından kaynaklandığı belirlenebilir. Titreşim analizi tekniği, dönen elemanların arızasını tespit etmenin en etkili yolu olduğu kanıtlanmıştır. Titreşim analizi yönteminin dikkat çekici avantajlarından biri, arıza belirtilerini bu

arıza ortaya çıkmadan önce tespit edebilmesidir. Ayrıca bu teknik rulman ve dişlilerdeki bozulmanın yanı sıra yanlış hizalama ve dengesizlik belirtilerini arızaya neden olmadan önce tespit etmek için kullanılabilir.

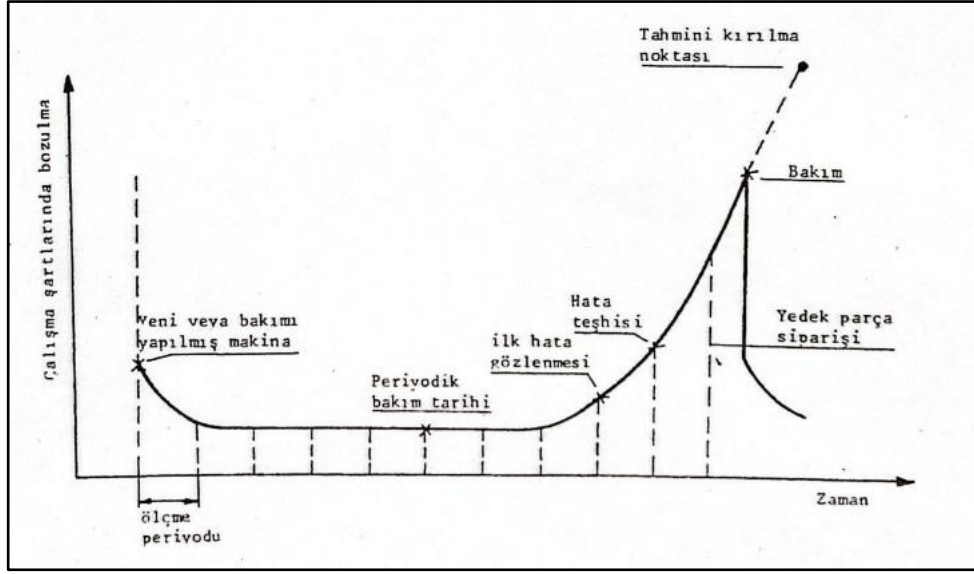
BÖLÜM 4

TİTREŞİMİN KESTİRİMCİ BAKIMDA YERİ

Makinelerde dönen ve hareket eden tüm parçalar titreşim üretmektedirler. Makinelerde ve bileşenlerinde oluşan her türlü arıza artan bir titreşim oluşturmaktadır. Oluşan bu titreşim sinyallerinin frekans analizi, oluşan hasar, hasarın büyümesi ve kaynağı hakkında bilgi verirken, makinenin performansını izlemeye de kullanılmaktadır.

Titreşim genellikle, dönme hareketi yapan dengesiz makine parçalarından kaynaklanmaktadır. Birbirlerine temas halinde olan parçalar ile bütün sisteme ve makinenin sabitlendiği zemine, dolayısıyla aynı zemindeki başka makinelere de iletilir. Tasarımı iyi yapılmış makineler ve yeni bakımdan çıkmış makinelerde az titreşim görülmektedir. Oluşan aşınmalar, deformasyonlar, eksen kaçıklıkları, bağlantı gevşemeleri gibi etkenler makinenin dinamik karakterini değiştirmektedir. Zamanla artan titreşim değerleri dinamik kuvvetlere neden olmaktadır. Kontrol altına alınmadığı takdirde makinede daha büyük hasara yol açmaktadır [12].

Titreşim kontrolü ile makine performansının takip edilmesi yıllarca yapılan bir yöntemdir. Ancak eski yöntemler kullanıldığı için kesin ve sağlıklı sonuçlar elde etmek günümüze göre pek mümkün değildir. Günümüzde imal edilmiş modern ve çok gelişmiş makinelerde geçmiş dönemde yapılan ilkel yöntemler ile titreşim analizi yapmak mümkün olamaz. Bu amaçla günümüzde, kullanımı çok kolay olan ve her türlü titreşim ölçümü ile beraber analizini yapan, alınan ölçümleri bilgisayar ortamına aktararak özel olarak tasarlanmış programlar ile çalışma imkanı veren ölçüm cihazları geliştirilmiştir [12]. Şekil 4.1'de titreşim analizinin arıza üzerindeki etkinliği verilmiştir.



Şekil 4.1. Titreşim analizinin etkinliği [12].

4.1. TİTREŞİM ÖLÇME TEKNİĞİNİN AVANTAJLARI

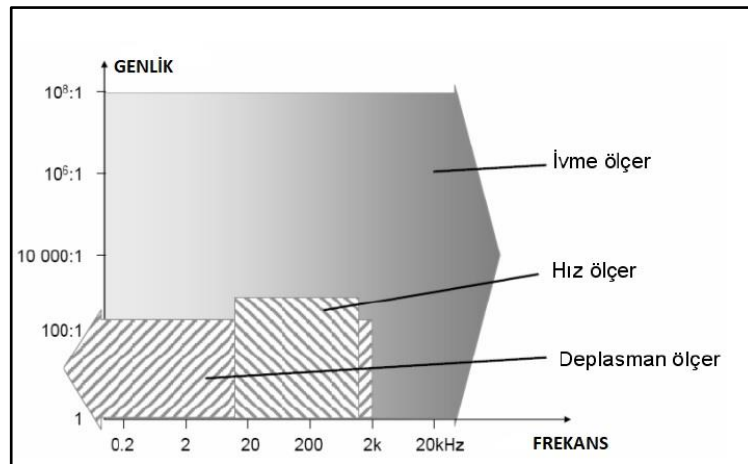
- Titreşim ölçümleri ile ekipmanda ilerleyen zamanlarda oluşabilecek problemleri, ekipman üretim yaparken teşhis ederek beklenmedik zamanda meydana gelecek durmaları ortadan kaldırır. Bununla birlikte iş sağlığı ve güvenliği ile birlikte üretimi artırır.
- Ekipmanlarda oluşacak arızaların ilerleyen zaman dilimlerinde büyük arızalara yol açmasına izin vermeden onarılmasını sağlamaktadır.
- Ekipmanın belirli bir parçasında oluşan hasarın diğer parçalara iletilmesine izin vermeden onarılmasını sağlamaktadır.
- Ekipmanların iki arıza arasında geçen süreleri uzatılarak daha verimli çalışmalarını sağlamaktadır.
- Üretim planlarının sağlıklı işlenmesini sağlamaktadır.
- Titreşim analizi ile hangi parçanın değiştirilmesi gerektiği önceden tespit edilmektedir. Bu sayede bakım süresi ve yedek parça stoku azalmaktadır.

BÖLÜM 5

TİTREŞİM ÖLÇÜMÜ TEMELLERİ

5.1. SENSÖRLER

Titreşimde deplasman, hız ve ivme olarak üzere üç temel parametre yer almaktadır. Makinenin belirli bir frekansındaki deplasman değeri biliniyorsa, bu frekanstaki hız ve ivme bileşenleri de türev yardımı ile bulunabilir. Ancak türevden kaynaklı olarak elektronik ortamda türev vasıtası ile hız ve ivme değerlerinin bulunması doğruluk anlamında net veriler vermez. Türev kullanarak hesaplamak yerine belirli bir frekansa ait ivme değeri bulunur. İntegral vasıtasıyla hız ve deplasman değerleri hesaplanır. Gerekli integrasyon elektronik olarak kolayca yapılmaktadır. Günümüzde kullanılan sensörler deplasman sensörleri, hız sensörleri ve ivme sensörleri olmak üzere üçe ayrılmaktadır. Titreşim ölçümü yaparken en dikkat edilmesi gereken noktalardan biri de yapılacak ölçüm için en uygun sensörün seçilmesidir. Şekil 5.1 'de deplasman, hız ve ivme sensörlerinin frekans bölgelerine göre ölçüm aralıkları gösterilmiştir. Buna göre deplasman sensörleri düşük frekans bölgesinde, hız sensörü orta frekans bölgesinde, ivme sensörü ise tüm frekans bölgelerinde ölçüm yapabilmektedir [7]. Şekil 5.1'de titreşim sensörlerinin ölçüm aralıkları verilmiştir.



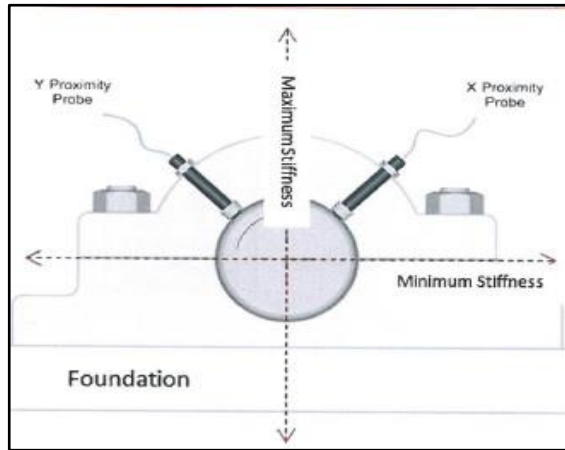
Şekil 5.1. Titreşim sensörlerinin ölçüm aralıkları [7].

5.1.1. Deplasman Sensörü

Deplasman sensörleri düşük frekanslı dönen ekipmanların titreşimlerinin ölçülmesinde kullanılır. Genellikle büyük makinelerin yataklanma noktaları delinerek takılır ve ölçüm aralığı 0-10 kHz civarındadır. Döner ekipman ile sensör yüzeyi arasındaki mesafeyi ölçer. Ölçülen bu mesafe döner ekipmanın çapı-yatak çapı arasındaki mesafe ile karşılaştırılır. Eddy current prensibine göre çalışmaktadır. Bu nedenle Eddy current sensörü de denilmektedir. Bu sensörlerin çalışması için dışarıdan elektrik ile beslenmesi gerekmektedir. Geniş sıcaklık aralığında çalışma kabiliyetleri vardır. Genellikle makine koruma sistemlerinde kullanılmaktadırlar. Monte edilerek ölçüm yapabildiği için portatif kullanılamaz bu yüzden döner elemana göre kalibre edilmesi gerekmektedir [7]. Şekil 5.2’de deplasman sensörü verilmiştir. Şekil 5.3’te deplasman sensörünün çalışma mantığı gösterilmiştir.



Şekil 5.2. Deplasman sensörü [7].



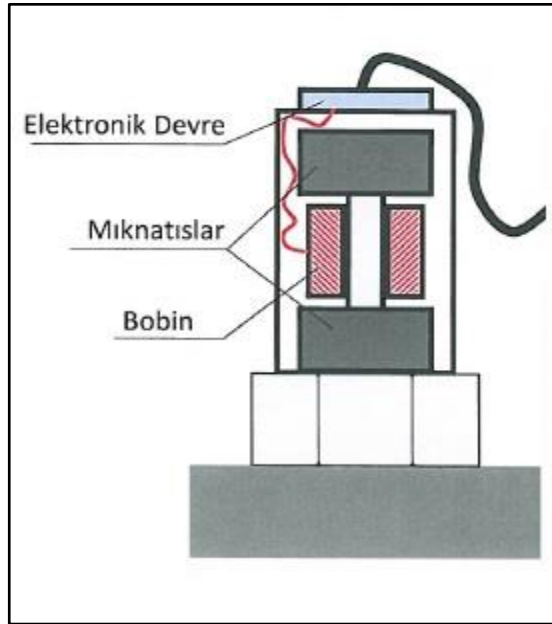
Şekil 5.3. Deplasman sensörü çalışma mantığı [7].

5.1.2. Hız Sensörü

Hız sensörleri 1-2000 Hz orta frekans aralığında ölçüm almak için ideal sensördür. Deplasman sensörleri gibi dışarıdan elektrik beslemesine gerek duymaz. Geniş sıcaklık aralığında çalışma kabiliyetleri vardır. Ancak ortam sıcaklık değişimine göre kalibrasyon değeri değişebilmektedir. İçerisinde bulunan hareketli parçalar nedeni ile zamanla aşınma kaynaklı yıpranmalar oluşabilir. Diğer sensörlere göre boyutları daha büyüktür [7]. Şekil 5.4'te hız sensörü verilmiştir. Şekil 5.5'te hız sensörünün çalışma mantığı gösterilmiştir.



Şekil 5.4. Hız sensörü [7].



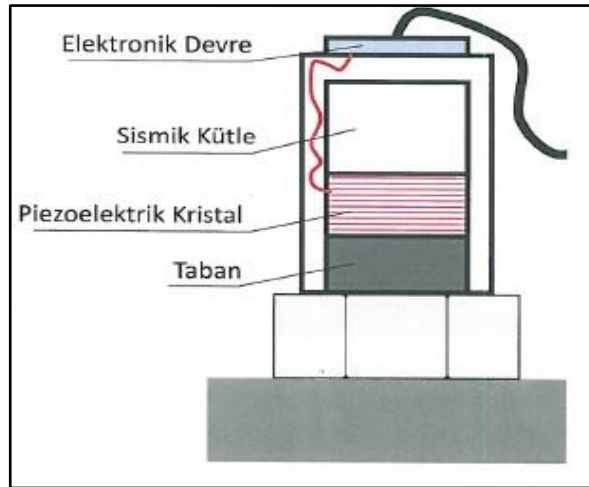
Şekil 5.5. Hız sensörü çalışma mantığı [7].

5.1.3. İvme Sensörü

İvme sensörleri 0,1 Hz – 30 kHz frekans aralığında ölçüm yapabilme kabiliyetine sahiptir. Titreşimden kaynaklı oluşan elektriğin yükseltilmesi gerekmektedir. İç tasarımı bunu göz önünde bulundurularak tasarlanmıştır. Geniş sıcaklık aralığında kullanılabilir ancak içerisinde elektronik devre nedeni ile yüksek sıcaklarda kullanılması uygundur değildir. En çok kullanılan sensör çeşididir. İvme olarak ölçülen titreşim, hesaplama yolu ile deplasman ve hız birimlerine dönüştürülebilir [7]. Şekil 5.6’da ivme sensörü verilmiştir. Şekil 5.7’de hız sensörünün çalışma mantığı gösterilmektedir.



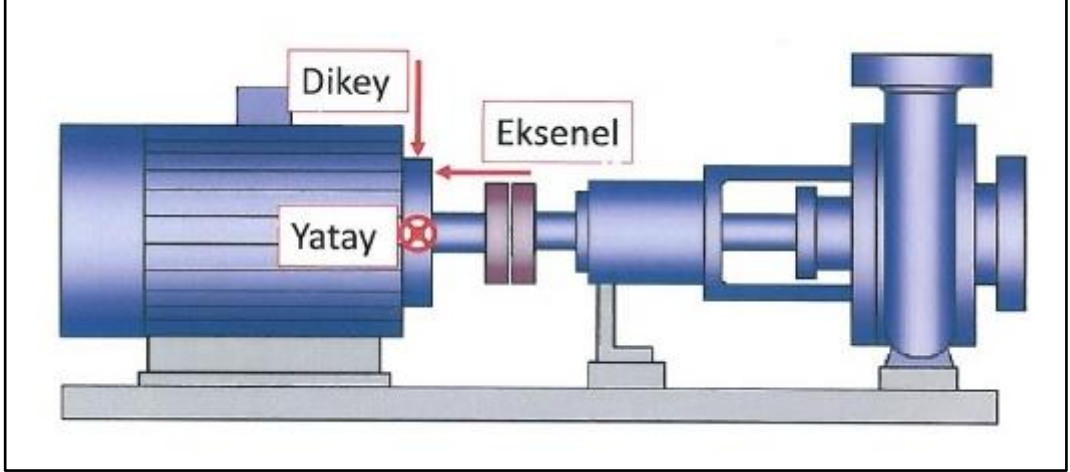
Şekil 5.6. İvme sensörü [7].



Şekil 5.7. İvme sensörü çalışma mantığı [7].

5.2. ÖLÇÜM NOKTALARININ BELİRLENMESİ

Titreşim ölçüm sensörleri genellikle bir yönde iyi ölçüm alabilmektedirler. Bu nedenden dolayı makinelerde her üç yönden de ölçüm alınması gerekmektedir. Bu şekilde makinenin titreşim karakteristiği kesin bir şekilde anlaşılmış olur. Şekil 5.8’de titreşim ölçümünün alınması gereken yönler verilmiştir.



Şekil 5.8. Titreşim ölçümü alınması gereken yönler [7].

Sensör ve ölçülen eleman arasındaki her şeyin bir filtre görevi görebileceği gerçeğinden dolayı sensör montajı çok önemlidir. Bu göz önünde bulundurularak titreşim sensörlerinin yerleştirilmesi gereken noktalar, rotor ve yataklardan kaynaklı titreşim enerjisinin en iyi iletildiği yol üzerinde olmalıdır. Genelde bu noktalar yataklardır. Belirlenen noktalar titreşim ölçümü almadan önce mümkün olduğu kadar temiz bir yüzeye sahip olmalıdır. Yüzeyde kalın boya tabakası bulunmamalıdır. Kalın boya tabakası bulunması titreşimin sönümlenmesine neden olacağından dolayı net veri elde edilmesine olanak sağlamaz. Mümkün olduğu kadar ölçüm noktalarının ulaşılması kolay bir yerde olması gerekmektedir. Eğer ulaşılması kolay yerde değil ise bu bölgeye özel ölçüm tasarımlar yapılması gerekmektedir [7].

Belirlenen noktalara sensör yerleştirme metodu, tekrar edilebilirliği ve ölçülen frekans değerlerini etkilemektedir. Ölçümün tekrar edilebilirliği dikkat edilmesi gereken en önemli etkidir. Uzun zaman boyunca alınacak olan titreşim ölçümünün aynı

noktadan aynı koşullarda alınması gerekmektedir. Ölçüm alınacak nokta belirlenirken bunu göz önünde bulundurmak gerekir.

Belirlenen ölçüm noktaları ölçüm yapacak kişi tarafından isimlendirilmesi gerekmektedir. Bunun sebebi tekrarlanacak ölçümlerde aynı noktalarda aynı rotasyon ile ölçüm alınmasıdır. İsimlendirme işlemi genellikle ölçüm alacak kişi tarafından isimlendirildiği gibi standart isimlendirmeler de mevcuttur. Örneğin; Dikey pompalarda, ölçüm yönleri, pompa çıkış kanalının yönüne bağlı olarak belirlenir. Pompa çıkış kanalının bulunduğu yön 'dikey' olarak isimlendirilir. Buna göre dikey yönüne 90° 'de bulunan radyal yön 'yatay' olarak isimlendirilir. Eksenel yönü, shaft ekseni ile aynı doğrultudadır.

5.3. ÖLÇÜMDE DİKKAT EDİLMESİ GEREKİLEN NOKTALAR

Periyodik olarak titreşim ölçümü alınacak makineler için aşağıda yer alan durumlarda titreşim ölçümü alınması önerilmez:

- Titreşim ölçümü alınacak ekipman çalışmıyor ise.
- Ekipman tam yükte veya devirde çalışmıyor ise.
- Ekipmanın çalışma parametreleri istenilen aralığa gelinceye kadar beklenmesi önerilir. Bunun gibi problemler, tekrar edilebilirliği etkiler. Tekrar edilebilirlik, ölçüm safhası için en önemli özelliktir. Ölçüm safhasında yapılan hatalar, analiz safhasını etkilemektedir.
- Tekrar edilebilirlik açısından periyodik olarak alınan ölçümler makinenin aynı noktasından alınmalıdır. Aksi takdirde tekrar edilebilirlik sağlanmaz ve bu hata analiz safhasını olumsuz etkilemektedir.
- Titreşim ölçümü alındıktan sonra ölçülen veriler kontrol edilmelidir.
- Ekipmana yönelik olan termal şoklar, mekanik şoklar, gevşek yerleştirilen sensörler ölçüm kalitesini düşürmektedir.
- Ölçüm esnasında ekipman gürültüsü dinlenmeli ve olası garip gürültü duyulduğu tespit edilirse not edilmeli.
- Yatak sıcaklıkları kontrol edilmelidir.
- Makine üzerinde oluşacak gevşeklik durumu kontrol edilmelidir.

- Ölçüm sensörü kesinlikle makine üzerinde yer alan sac kapak gibi bölgelere yerleştirilmemelidir.
- Ölçüm sensörü ölçüm alınacak makinenin ana gövdesine yerleştirilmelidir. Eğer bu mümkün değil ise buna uygun tasarım yapılması gerekmektedir.

BÖLÜM 6

TİTREŞİM NEDİR

Titreşim, cisimlerin sabit referans eksenine, örneğin denge konumuna göre tekrarlanarak ortaya çıkan salınım hareketine denir. Titreşimler genellikle yararlı bir proses gerçekleşirken ortaya çıkan yıkıcı ve zararlı olan yan etkidir. Ancak bazı durumlarda titreşimlerden de yararlanılabilir. Titreşimler, hareketli parçalara sahip makinaların içindeki dinamik kuvvetlere bağlı olarak ortaya çıkar. Ortaya çıkan bu titreşim hareketleri makinanın farklı parçalarında farklı frekanslarda ve genliklerde oluşur. Bu durum makinalar üzerinde aşınma ve metal yorulması gibi istenmeyen sonuçlar oluşturur. Ancak titreşim hareketleri her zaman kötü değildir. Bazen belirli amaç için titreşim üretmek gerekebilir. Bu nedenle titreşim hareketi ikiye ayrılır [7]. Bunlar;

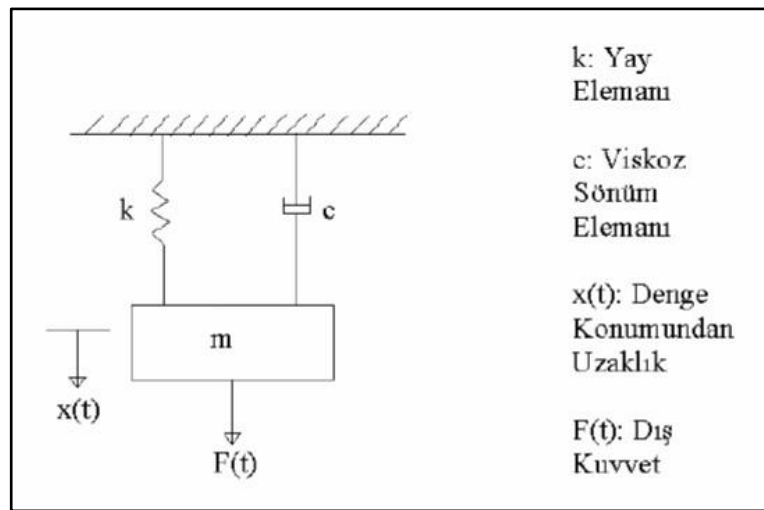
Yararlı (istenen) titreşim: Aşağıda yararlı titreşimlere örnekler verilmiştir.

- İletişim (kulak zarı, ses teli)
- Telli enstrümanlar (gitar, saz vb.)
- Vibrasyon testleri
- İnşaat işleri (Yol yapımı, beton kalıpları)

İstenmeyen (Yıkıcı) titreşimler: Aşağıda istenmeyen titreşimlere örnekler verilmiştir.

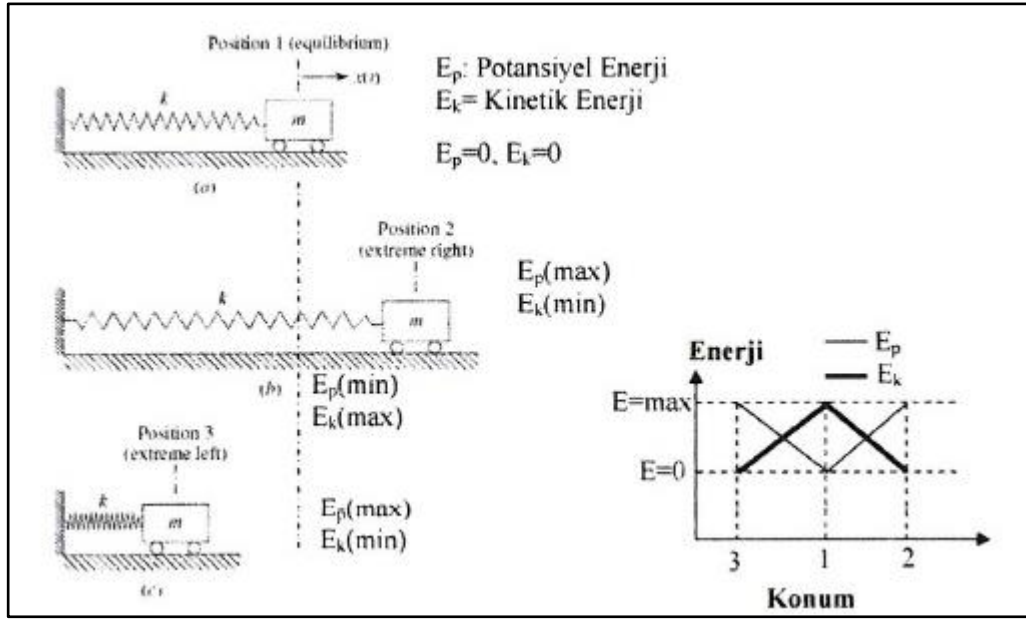
- Deprem
- Mekanik titreşimler
- Düzensiz sürtünme
- Rezonans titreşimleri

Bütün mekanik sistemlerde üç temel eleman yer almaktadır. Bunlar; yay, sönüm elemanı ve kütle elemanıdır. Kütle (m) rijit bir cisim olarak kabul edilir. Titreşim gerçekleştirir ve cismin hız değişimine göre kinetik enerji kazanabilir veya kaybedebilir. Newton'un hareket yasasından, kütle ve ivmenin çarpımı, kütleye uygulanan kuvvete eşittir ve ivme, kuvvetin etki ettiği yönde gerçekleşir. İş, kuvvet çarpı kuvvet yönündeki yer değiştirmedir. İş, kütlekinin kinetik enerjisine dönüştürülür. İş pozitif ise kinetik enerji artar, iş negatif ise azalır. Yay (k) esnekliğe sahiptir ve ihmal edilebilir kütleyle sahip olduğu varsayılır. Yay kuvveti, bir helezon yayın uzaması veya sıkıştırılması gibi yay deforme olduğunda ortaya çıkar. Bu nedenle yay kuvveti, yalnızca yayın iki ucu arasında göreceli bir yer değiştirme varsa mevcuttur. Bir yayı deforme etmek için yapılan iş, potansiyel enerjiye, yani yayda depolanan gerinim enerjisine dönüştürülür. Doğrusal bir yay, Hooke yasasına uyan bir yaydır, yani yay kuvveti yay deformasyonu ile orantılıdır. Birim deformasyon başına kuvvet olarak ölçülen orantı sabitine sertlik veya yay sabiti (k) denir. Sönümleme elemanı (c)'nın kütlesi ve esnekliği yoktur. Sönümleme kuvveti, yalnızca sönümleme elemanının iki ucu arasında bağıl hareket varsa mevcuttur. Bir sönümleme elemanına yapılan iş veya enerji girişi ısıya dönüştürülür. Dolayısıyla sönümleme elemanı korunumsuzdur. Sönüm kuvvetinin hız ile orantılı olduğu viskoz sönüm, lineer sönüm olarak adlandırılır [3-5,12]. Viskoz sönümleme veya eşdeğeri genellikle mühendislikte varsayılır. Şekil 6.1'de titreşim sisteminin elemanları verilmiştir.



Şekil 6.1. Titreşim sisteminin elemanları [5].

Titreşim olayı enerji olarak incelenilirse, potansiyel enerjinin kinetik enerjiye, kinetik enerjinin ise potansiyel enerjiye dönüşümüdür. Doğada yer alan cisimlerin hepsi bir elastisiteye (rijit olmayan parçalar, yay ve sönüm elemanları) ve kütleye yani ataletle sahiptir. Elastik elemanlar potansiyel enerjiyi depolarken, bu enerjiyi hareket veya titreşim esnasında atalet elemanına kinetik enerji olarak aktarır. Şekil 6.2’de enerji değişiminde titreşimin önemi gösterilmektedir.



Şekil 6.2. Titreşimin enerji değişimindeki rolü [2].

Kütle ve yaydan oluşan basit bir sistem bir kez harekete geçirildiği zaman teorik olarak sabit bir frekansta ve genlikte sonsuza kadar devam etmektedir. Bu durum sinüs eğrisi şeklinde bir dalga hareketi yapar. Bu harekete basit harmonik hareket denir.

BÖLÜM 7

TİTREŞİM İLE İLGİLİ TEMEL KAVRAMLAR

7.1. PERİYOT (T)

Periyodik olarak tekrarlanan bir olayın oluş süresine periyot denir. Olayın başlangıç anından bitiş anına kadar geçen süreyi kapsar. Birimi ‘saniye’ olarak kullanılmaktadır.

7.2. FREKANS (f)

Periyodik olarak tekrarlanan olayın birim zamandaki tekrarlanma sayısına frekans denir. Frekans iki farklı şekilde ifade edilir. Bunlar;

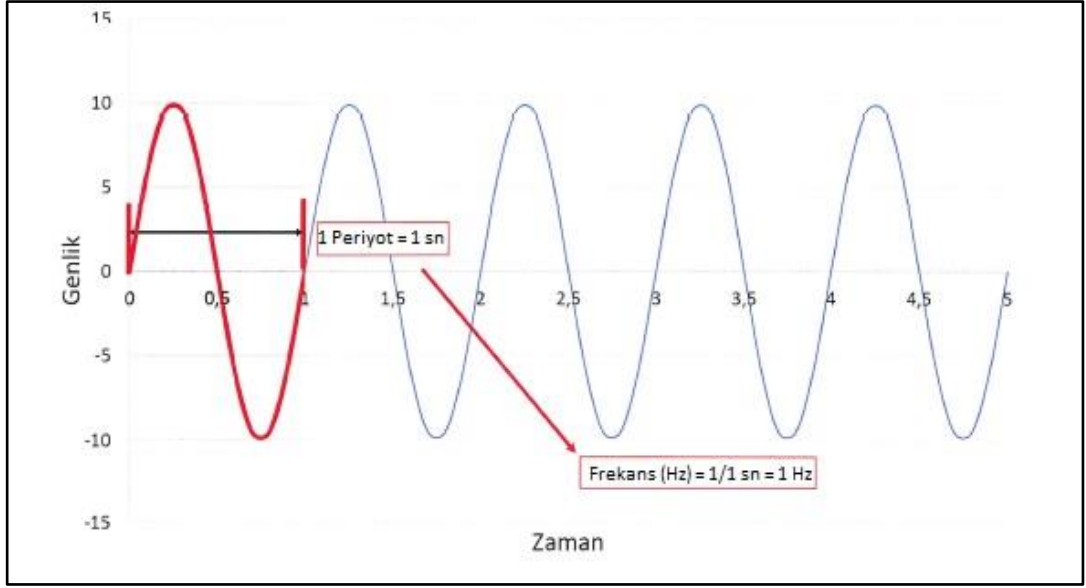
Bir saniyede titreşim hareketinin tekrar etme sayısıdır. Hertz (Hz) birimi kullanılmaktadır.

Bir dakika içerisinde titreşim hareketinin tekrar etme sayısıdır. RPM birimi kullanılmaktadır. $RPM/60 = Hz$ dönüşümü yapılabilir.

Periyot ve frekans birbirlerine dönüştürülebilir.

$$Frekans (Hz) = \frac{1}{Periyot (s)} \quad (7.1)$$

Şekil 7.1’de periyot ve frekans arasındaki ilişki gösterilmiştir.



Şekil 7.1. Periyot ve frekans [7].

7.3. DEPLASMAN (X)

Titreşim hareketine başlayan cisimler zaman ilerledikçe statik denge noktaları etrafında salınım hareketi yaptıkları için konumlarını değiştirirler. Deplasman, titreşen cisimlerin zamana bağlı olarak yerlerini belirtmek amacı ile kullanılan birimdir. Makine bakımında genel olarak ‘ μm (mikron)’ birimi kullanılmaktadır [7].

$$X = X_0 \sin(\omega t) \quad (7.2)$$

7.4. HIZ (V)

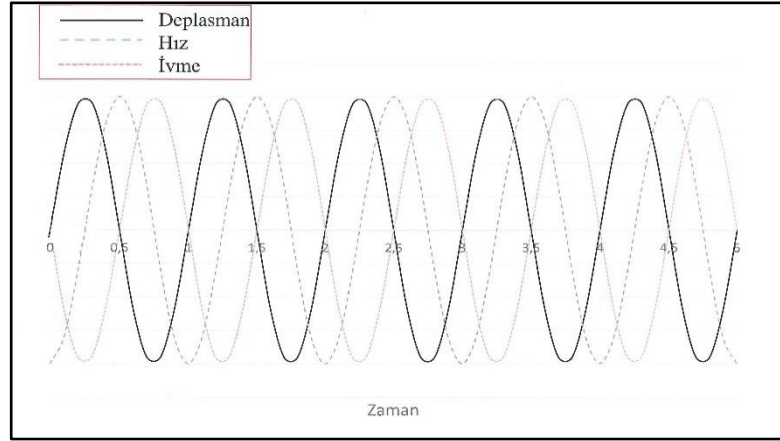
Titreşen cisimlerin zamana bağlı olarak yerlerinin değişimlerini belirtmek için kullanılan birimdir. Birim zamanda meydana gelen yer değiştirme miktarıdır. Makine bakımında en çok kullanılan titreşim birimidir ve genel olarak ‘ mm/s ’ cinsinde kullanılır.

$$V = X_0 \omega \cos(\omega t) = X_0 \omega \sin(\omega t + \frac{\pi}{2}) \quad (7.3)$$

7.5. İVME (a)

Titreşen cisimlerin zamana bağlı olarak hızlarında meydana gelen değişimleri belirtmek için kullanılır. Birim zamanda değişen hız miktarıdır. Makine bakımında 'm/s²' ya da 'g' cinsinde kullanılır. Şekil 7.2'de deplasman, hız, ivme gösterilmiştir.

$$a = -X_0 \omega^2 \sin(\omega t) = X_0 \omega^2 \sin(\omega t + \frac{\pi}{2}) \quad (7.4)$$



Şekil 7.2. Deplasman, hız ve ivme [7].

Titreşim birimlerinden olan deplasman, hız ve ivme ISO 14694:2003'e göre aşağıdaki formüller yardımı ile birbirleri cinsinden yazılabilir.

$$\bullet D = \frac{27009 V}{F}$$

$$\bullet D = \frac{2,53 \times 10^9 A}{F^2}$$

$$\bullet V = \frac{93712 A}{F}$$

$$\bullet V = \frac{D F}{27009}$$

$$\bullet A = \frac{D F^2}{9,958 \times 10^7}$$

$$\bullet A = \frac{V F}{93712}$$

• D: Deplasman [mikron pk_pk]

• 1g = 9,81 m/s²

• V: Hız [mm/s rms]

• rms = 0,707 x pk

• A: İvme [g rms]

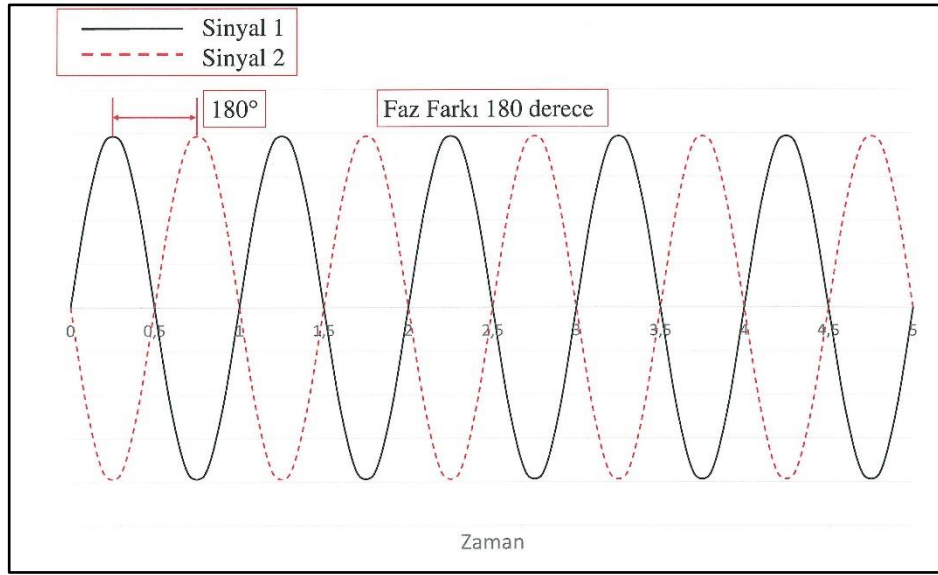
• pk_pk = 2 x pk

• F: Frekans [CPM]

• 1 Hz = 60 CPM

7.6. FAZ (θ)

Faz kavramı, iki aynı frekansta sinyal için geçerlidir. İki aynı frekanstaki sinyalin, tepe noktaları arasındaki zaman (açı) farkı olarak tanımlanabilir. Bir sinyal referans olarak kabul edilir, diğer sinyalin birinci sinyale göre ne kadar önce veya sonra meydana geldiğinin açı cinsinden belirtilmesidir. Birimi derece ($0-360^\circ$) veya radyan ($0-2\pi$) 'dır. Şekil 7.3'te faz farkı gösterilmiştir.



Şekil 7.3. Faz farkı [7].

7.7. GENLİK

Genlik, makinenin ne kadar hareket ettiğinin bir temsili olarak ölçülmesidir. Bu sayede titreşim miktarı hesaplanır. Bu değer çeşitli formatlarda görüntülenebilir. Bir değer hesaplandığında diğer terimlerle kolayca temsil edilebilir.

Başka bir ifade ile bir titreşimin genliği, büyüklüğünün bir göstergesidir ve yer değiştirmenin, hızın veya ivmenin bir fonksiyonu olarak ölçülebilir [13].

Titreşimin genlik seviyelerini ölçmenin birçok yolu vardır, en yaygın olanları şunlardır: tepeden tepeye, sıfırdan tepeye, ortalama karenin kökü (RMS), ortalama ve tepe faktörü.

7.7.1. Tepe Değer (X₀)

Sıfırdan tepeye veya tepe noktasına sıfır çizgisinden pozitif tepenin üstüne veya negatif tepenin altına kadar olan ölçümdür.

$$X_0 = 1.414 \times RMS \quad (7.5)$$

7.7.2. RMS

Ortalama karekök (RMS), eğrinin altındaki gücün gerçek ölçümüdür (tepe noktasının 0,707'si). Gerçek RMS değeri, eğri altındaki belirli sayıda noktanın karelerinin toplamının karekökü ile hesaplanır.

$$RMS = 0,707 \times Tepe Değer \quad (7.6)$$

7.7.3. Tepeler Arası Değer

Tepeden tepeye, pozitif tepenin tepesinden negatif tepenin dibine kadar olan mesafedir. Bu ölçüm en sık yer değiştirme genliğine atıfta bulunulduğunda kullanılır.

$$P_k - P_k = 2 \times Tepe Değer \quad (7.7)$$

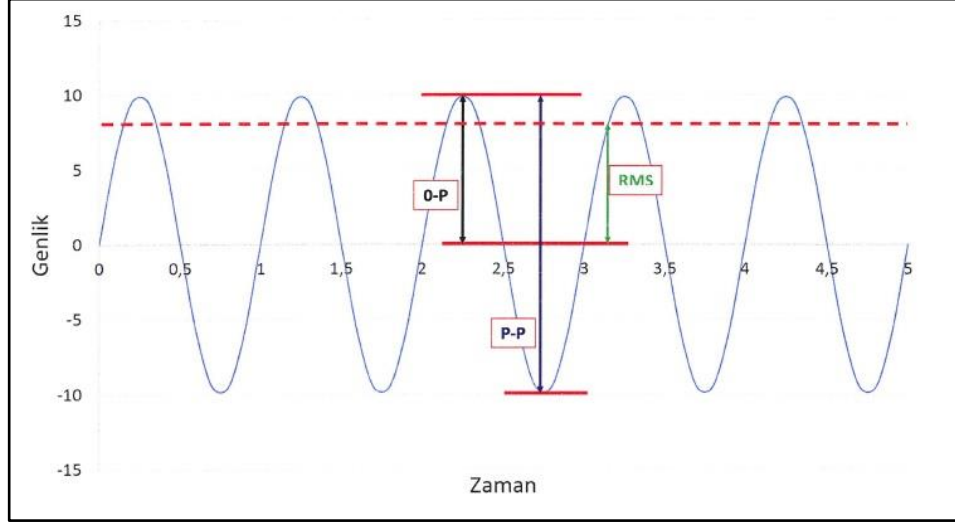
7.7.4. Ortalama Değer

Ortalama değer, bir titreşim dalgasının zirvesinin 0,637 katıdır; ortalama değerlerin çoğu analog metre ile ölçülür.

$$Ortalama değer = 0,637 \times En Üst Değer \quad (7.8)$$

Tepe faktörü, tepe değerinin RMS değerine bölünmesiyle belirlenir.

Bir makinenin titreşimini tanımlarken mümkünse RMS değeri kullanılmalıdır. Bununla birlikte, bazı durumlarda, yer değiştirme birimlerini ölçerken olduğu gibi, tepeden tepeye ölçümler gerekir. Şekil 7.4'te genlik birimleri verilmiştir.



Şekil 7.4. Genlik birimleri [7].

7.8. BASİT HARMONİK HAREKET

Kütle yaydan oluşan basit bir sistem bir kez harekete geçirildiği zaman teorik olarak sabit bir frekansta ve genlikte sonsuza kadar devam etmektedir. Bu durum sinüs eğrisi şeklinde bir dalga hareketi yapar. Bu harekete basit harmonik hareket denir. Harmonik titreşimde yer değiştirme ile zaman arasındaki ilişki şu şekilde ifade edilebilir:

$$X = X_0 \sin(\omega t) \quad (7.9)$$

Burada X_0 yer değiştirmenin genliğine denir. Titreşim hareketinde titreşimi belirleyen başlıca parametreler periyot (T), frekans (f), açısal frekans (ω), faz(ϕ) ve yer değiştirme genliği (X) dir.

7.9. REZONANS

Rezonans, bir dış kuvvetin frekansının sistemin doğal frekansıyla çakışması durumudur. Her mekanik yapı, kritik veya rezonans frekansı olarak adlandırılan en az

bir karakteristik frekansa sahiptir. Bir dış kuvvet tarafından uyarıldığında, mekanik yapı rezonans frekansında titreşme eğilimindedir.

Rezonans, düşünülenden çok daha yaygın bir şekilde mevcuttur, aslında bazı araştırmalar, karşılaşılan titreşim sorunlarının %50'sinin bir rezonans durumundan etkilendiğini göstermektedir. Temel olarak rezonans, makinede mevcut olan bir frekansla çakışıyorsa bir frekansın genliğini yükseltecektir. Her anlamda mekanik bir amplifikatör olarak adlandırılabilir. Bununla birlikte, analistler bu alandan uzak durmaya meyillidirler. Çünkü çoğu problemin ortaya çıktığı durumlarda detaylı analizin gerekli olduğu düşünülür. Bu, bazı durumlarda özellikle tasarım sorunları söz konusu olduğunda doğrudur. Ancak rezonansı tespit etmek aslında çok basit bir iştir.

Bir makine bir titreşim geliştirdiğinde ve üretilen frekans makinenin kendisinin rezonans frekansıyla eşleştiğinde, amplifikasyon bu gerçek frekansın yerini alacaktır. Bu amplifikasyonun 3 ila 30 katı arasında olabilir. Yani gerçek amplitüd 1 mm/s ise Makine o değerde rezonans olduğu için, bu belirli frekansta kolayca 30 mm/s değerlerini alabiliriz. Bu meydana geldiğinde yapı veya bileşen, düğümler ve anti düğümler geliştiren belirli mod şekillerinde hareket etmeye başlar. Bu bileşeni strese sokar ve malzemenin yorulmasına neden olur. Sonuçta bileşen veya yapının erken arızalanmasına neden olur. Bu nedenle makinelerin doğal frekans bölgelerinde çalışmaları istenmektedir [7].

7.9.1. Doğal Frekansları Belirlerken Önemli Faktörler

Doğal frekansları belirlerken devreye giren iki ana faktör kütle ve sertliktir. Bunların dışında sönümlemenin de etkisi vardır.

7.9.1.1. Kütle

Yapı ne kadar büyük ve ağır olursa, doğal frekansı o kadar düşük olacaktır. Oysa küçük yapılar daha yüksek doğal frekanslara sahip olma eğilimindedir. Örneğin bir gitar telinde daha ağır tellerin daha ince tellere göre koparıldığında daha düşük tonlarda çalması bu duruma örnektir.

7.9.1.2. Yay Elemanı

Çok sert yapı veya bileşenlerin yüksek doğal frekansları vardır. Bir şey çok sertse ve dış kuvvetler tarafından etkileniyorsa, doğal olarak yüksek bir frekansta titreşim elde edilir. Böylece yapı veya bileşenin sertliği ne kadar az olursa, doğal frekansı da o kadar düşük olacaktır.

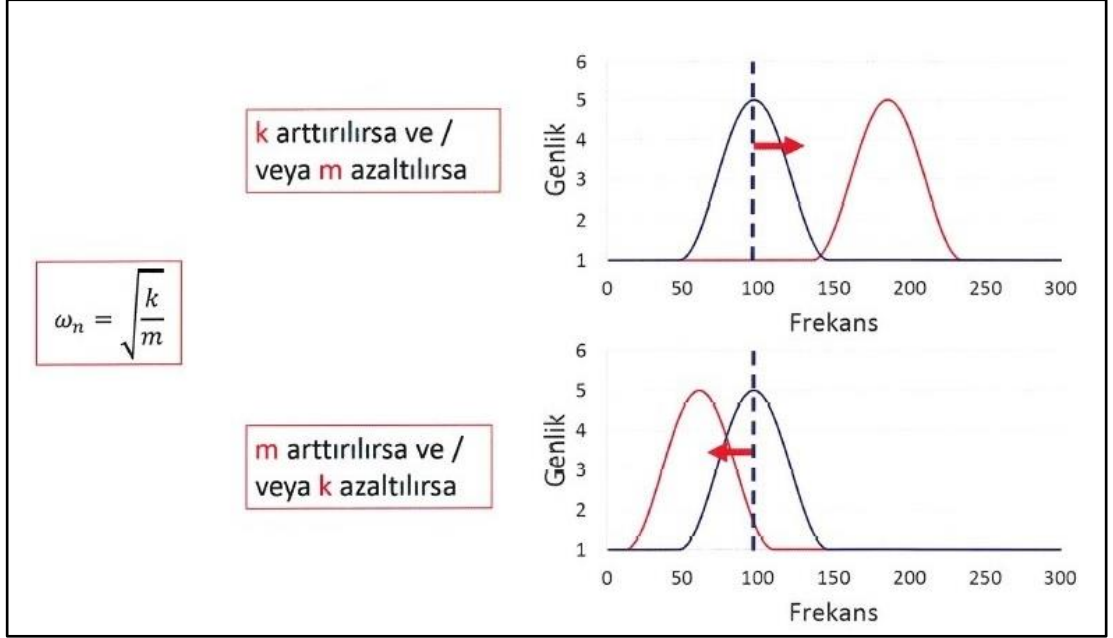
7.9.1.3. Sönüm Elemanı

Sönümlenme, rezonansın kendisini nasıl yükseltebileceği konusunda önemli bir rol oynar, yani yüksek oranda sönümlenen sistemler, yüksek amplifikasyon faktörlerine sahip olmama eğiliminde olacaktır ve bunun tersi de geçerlidir. Sönümlenme bu nedenle rezonans tepkisini etkiler. Arabalarda ise hem düşük sönümlenmeli amortisörlü hem de yüksek sönümlenmeli amortisörlü yaylar bulunmaktadır. Amortisör aşınmaya başladığı zaman, çarpma durumunda araçta daha fazla ve daha uzun süre titreşimler meydana gelmektedir. Bu nedenle yüksek sönümlenmeye sahip olan sistemler, zorlama fonksiyonunun çoğunu emebilir, böylece büyük bir girdi, küçük bir çıktı ile sonuçlanır.

Tüm sistemlerin hem kütlesi hem de sertliği vardır. Bu nedenle tüm sistemler bir rezonans frekansına sahiptir. Ancak bunun bir sorun teşkil etmesi için bu rezonans frekansının makine tarafından üretilen bir frekansa yakın veya bu frekansta olması gerekmektedir. Bu frekans dengesizlik, yanlış hizalama, dişli diş frekansı, yatak frekansı veya yatak frekansının harmoniği vb. gibi herhangi bir frekansta olabilir. Bir sorun ortaya çıktığında kütle veya sertliğin değiştirilmesi ya da mümkünse frekans kaynağının ortadan kaldırılması gerekir. Diğer bir deyişle, sistem bir dengesizlik nedeniyle alışılmadık derecede yüksek titreşiyorsa, rezonans frekansının dengesizlik frekansına yakın olduğu belirlendiyse, kütle veya sertliği değiştirmek için hiçbir şey yapılamazsa, bu durumda kritik dengelemenin yapılması gerekir. Titreşimin azaltılması ideal değildir. Çünkü gelecekte oluşacak küçük miktarlardaki dengesizlik büyük titreşim genlikleri oluşturacaktır. Ayrıca doğal frekansına yakın çalışan bir makineyi dengelemek kolay bir iş değildir. Sönümlenme eklemenin yalnızca titreşimi emmeye yardımcı olacağını, ancak doğal frekansın kendisini ortadan kaldırmayacağını unutulmamalıdır [2]. Doğal frekans

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} = 2\pi f_n \quad (7.10)$$

ile ifade edilir. Şekil 7.5'te doğal frekansı değiştirme metodu verilmiştir.



Şekil 7.5. Doğal frekansı değiştirme metodu [7].

BÖLÜM 8

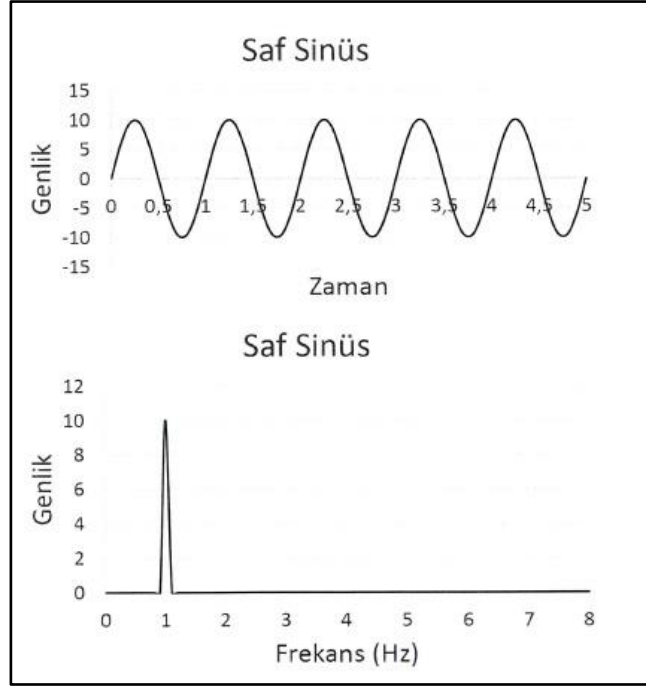
TİTREŞİM KARAKTERİSTİKLERİ

8.1. SPEKTRUM

Titreşim spektrumunun, bir makineden ölçülen en bilgilendirici tek parametre olduğu iyi bilinmektedir. Ekipmanın durumunu kontrol etmek için ihtiyaç duyduğumuz bilgilerin çoğunu içerir. Spektrumla ilgili en büyük sorun, tecrübesiz bir kişinin verileri yorumlamasının çok zor olmasıdır. Ancak konuyla ilgili biraz temel eğitim ve okuma ile kavram daha net hale gelecektir. Spektrumda ekipman ile ilgili bilgiler yer almaktadır. Bu bilgiler içerisinde neyin arandığının kesinleştirilmesi gerekmektedir. Yani spektrumda hangi modellerin ve frekansların belirgin olduğunu bilmemiz gerekir. Başlangıçtaki en büyük sorunlardan biri, bu alanda sunulan tüm yeni kelimeleri (terminolojiyi) özümsemeye çalışmaktır [7].

8.1.1. Saf Sinüs

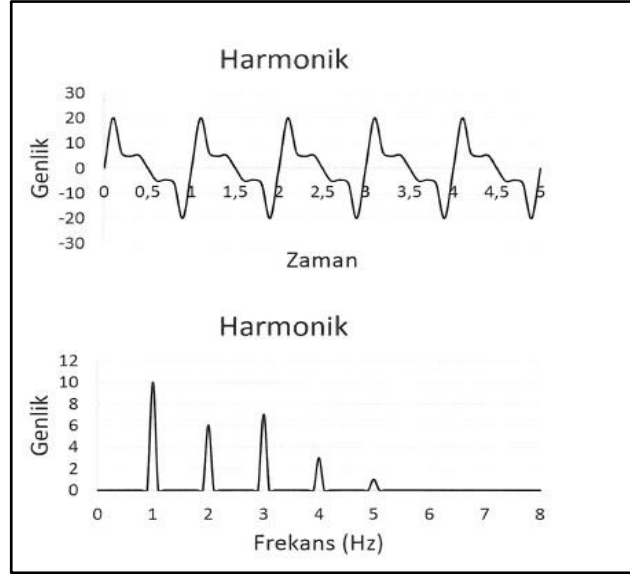
Saf sinüs sinyalinin zaman dalga formu Şekil 8.1'de gösterildiği gibidir. Saf sinüs sinyalinin spektrumu tek bir frekansta tepe değeri verir. Titreşim analizi sırasında tek bir frekansta titreşim sinyali ile karşılaşma olasılığı düşüktür.



Şekil 8.1. Saf sinüs dalgası [7].

8.1.2. Harmonik

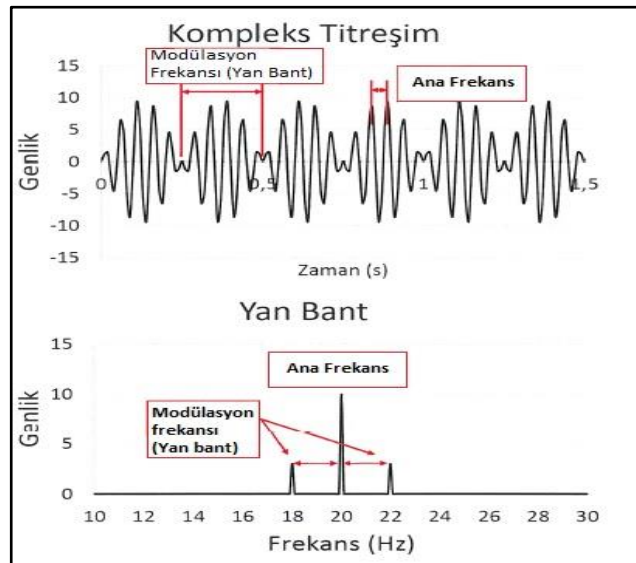
Harmonik, belirli bir frekansın farklı genliklerde oluşan katıdır. Örneğin 18 Hz'de bir frekansın, harmonikleri 36 Hz, 54 Hz, 72 Hz, 90 Hz, 108 Hz, vb. olarak görünür. Hangi frekans olduğu önemli değildir. Eğer kendisi birden fazlaysa o zaman buna harmonikleri denir. Titreşimde birinci frekansa birinci harmonik veya temel frekans denir. Ancak titreşim biliminde ilk harmonik 36 Hz'dir. Harmonikler, temelden daha büyük veya daha küçük olabilir ve her spektrumun farklı bir harmonik modeli olacaktır. Bir frekansın harmonikleri varsa ve bu frekans çalışma hızıyla ilgiliyse, normalde "çalışma hızı harmonikleri" ifadesini kullanılır, ancak kaynağı bilinmiyor ise frekansın kendisine atıfta bulunulur, yani 37 Hz'deki frekansın harmonikleri vardır. Bir spektrumda birden fazla harmonik olabilir. Şekil 8.2 'de harmonik örneği verilmiştir [13].



Şekil 8.2. Harmonik [7].

8.1.3. Yan Bant

Yan bant, bir frekansın üst ve alt taraflarına eşit aralıklarla yerleştirilmiş iki frekansa sahip olmasıdır. Yani, 355 Hz'de bir frekansın ve bu frekansın yanında 340 Hz ve 370 Hz'de frekanslar bulunuyor ise bu iki frekans yan bant olarak adlandırılır. Spektrumda yan bant oluşumu bir 'Genlik Modülasyonu' varlığını işaret etmektedir. Bir sinyalin genliğinin periyodik olarak artıp azalmasına genlik modülasyonu denilmektedir. Şekil 8.3 'de yan bant gösterilmiştir.



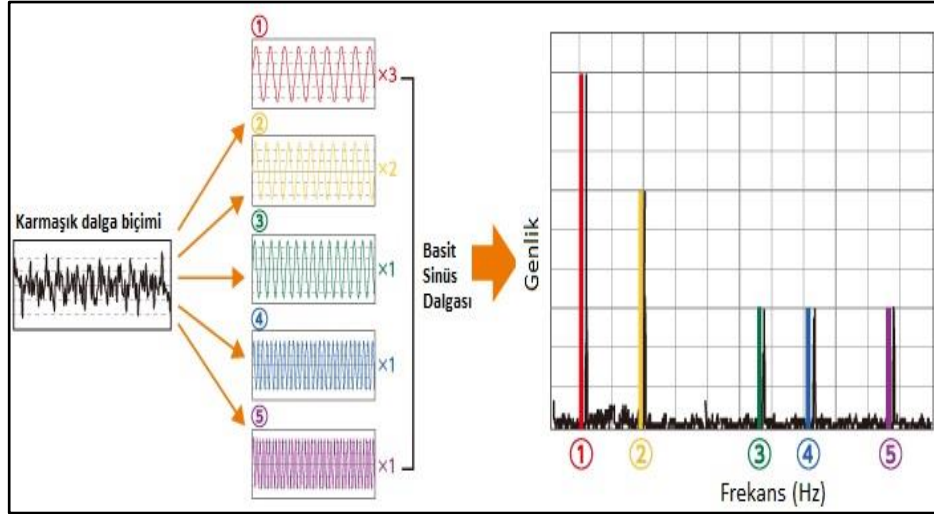
Şekil 8.3. Yan bant [7].

BÖLÜM 9

ANALİZ METOTLARI

9.1. HIZLI FOURIER DÖNÜŞÜMÜ (FFT)

Hızlı Fourier Dönüşümü (FFT), işlevi Ayrık Fourier Dönüşümü 'nü (DFT) hesaplayan bir algoritmadır [14]. DFT, zaman alanındaki ayrı bir sinyali, frekans alanındaki ayrı bir spektruma dönüştürür. Başka bir deyişle, Fourier analizi, titreşim dalga biçimlerini analiz edilmesi zor yapısını bozmak ve bunları ayrı sinüs dalgalarına dönüştürmek için kullanılır. Sonuç olarak, genlik frekansın bir fonksiyonu olarak temsil edilir. Şekil 9.1'de [13], titreşim dalga biçiminin frekans spektrumuna dönüşümünü göstermektedir.



Şekil 9.1. Frekans spektruma dönüştürme [13].

9.2. ZAMAN DALGA FORMU

Zaman dalga formu, titreşimin zamana göre deplasman, hız veya ivme değerlerinin gösterildiği bir zaman alanı sinyal grafiğidir. Zaman dalga formları ham titreşimleri kısa bir zaman aralığında gösterirler. Kısa bir zaman aralığında gösterildiği için sadece

özel uygulamalarda ve bir ekipmanın frekans spektrumunda gözlemlenemeyen durumları hakkında bilgi verirler. Zaman dalga formu analizi çoğunlukla benzer arızaya sahip ekipmanların dalga formu yapılarının karşılaştırılmasında kullanılmaktadır [9].

9.3. SPEKTRUM ANALİZİ

Titreşim analizi kullanarak bir ekipmanın durumunu incelemek için her zaman frekans analizi kullanılır. Titreşim, zaman alanında ve frekans alanında görülebilir. Ancak makine titreşimi durumunda, zaman alanında görülen veriler çok karmaşık ve analiz edilmesi zor olabilir. Bu nedenle, titreşim analizi genellikle frekans alanı kullanılarak yapılır. Yapılan bu işleme spektrum analizi denilmektedir. Frekans analizi yapılırken, oluşma ihtimali olan arızaların hangi titreşim frekansına neden olduğu bilinmektedir. Titreşim ölçümü ile elde edilen frekanslar analiz edilerek hangi hasarın bu frekansı oluşturduğu tespit edilir. Herhangi bir arıza sinyaline ait olan özellikler, frekans alanında zaman alanından çok daha kolay şekilde tespit edilebilmektedir [15].

Rulman hasarlarını tespit ederken genellikle spektrum analizi yöntemi kullanılmaktadır. Rulmanların hasar frekansları, rulmanın geometrisi ve dönme hızı yardımı ile belirlenebilir. Bu elemanlarda bir hasar oluşması durumunda, o elemana ait hasar titreşim frekansının enerjisinde artış meydana gelmektedir.

9.4. ZARF ANALİZİ

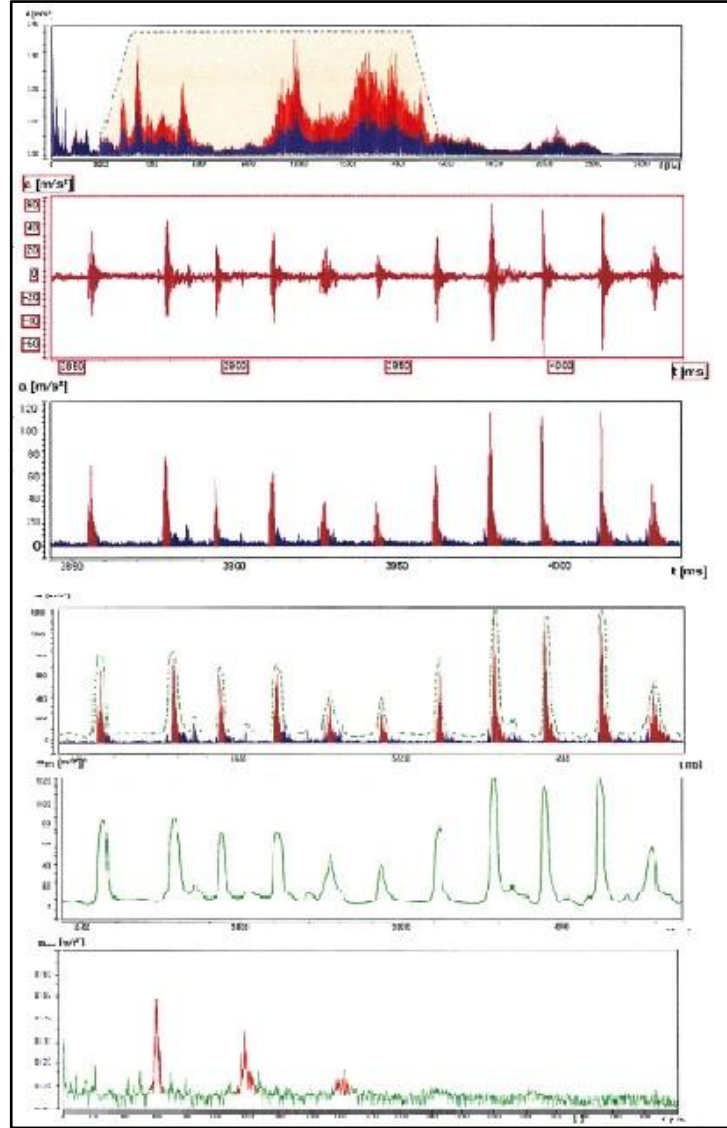
Zarf analizi, frekans alanında yuvarlanan yataklama elemanlarının arızalarını tespit etmek için güçlü bir teknik olarak kabul edilir. Bu yöntem, basitliği ve güvenilirliği nedeniyle literatürdeki diğer sinyal işleme tabanlı hata tespit yöntemlerine kıyasla popülerliğe sahiptir [12]. Zarf analizi, periyodik uyarımı çıkarmak için bir sinyalin genlik demodüle edilmesi içindir. Zarf analizinin çıktısı, zarf sinyali veya zarf sinyalinin spektrumu olabilir. Çoğu durumda, geleneksel genlik spektrumu arıza frekanslarını tespit edemezken, rulmanlı yataklamaların titreşimlerindeki darbeleri, zarf spektrumundaki diğer istenmeyen titreşimlerden ayırt etmek mümkündür.

Zarf sinyali elde etmenin farklı yolları vardır. Modülasyonu gerçekleştirmek için geleneksel olarak bant geçiren filtreleme, düzeltme ve alçak geçiren filtreleme kullanılabilir. Bununla birlikte son çalışmalar zarf tespiti için Hilbert dönüşümünü kullanma eğilimindedir [7].

Rulmanlı yataklarda lokal bir arıza meydana geldiğinde, sistemin rezonans frekansını periyodik olarak uyarmaktadır. Sonuç olarak, rezonans frekansına sahip darbeler belirli bir tekrarlama frekansı ile tekrarlanır. Başka bir deyişle, tekrarlama frekansı, rezonans frekansı ile modüle edilir. Bu nedenle, rezonans frekansına sahip bileşenleri geçmek için merkezi frekans rezonans frekansına eşit bir bant geçiren filtre tasarlamak ve daha sonra tekrarlama frekansını elde etmek için filtrelenmiş sinyali demodüle etmek mantıklıdır. Bu yöntem zarf analizi veya Yüksek Frekanslı Rezonans Tekniği (HFRT) olarak adlandırılır [6]. Şekil 9.2’de zarf spektrumunun uygulama yöntemi gösterilmiştir.

Zarf analizi aşağıdaki basamaklar ile özetlenebilir.

- Yüksek frekans bölgesindeki veri alınır. Bu bölgedeki zaman dalga formu, sadece darbeleri ve bu darbeler nedeni ile oluşan doğal frekansları içermektedir.
- Filtrelenmiş zaman dalga formunun mutlak değeri alınarak negatif değerler, pozitif değerler ile toplanır. Böylece darbelerin şiddeti artırılmış olur.
- Mutlak değeri alınmış sinyale filtre uygulanır. Böylece sadece darbelerin izi alınmış olur. Bu iz grafiği, darbelerin ne sıklıkla olduğunu bilgisini içerir.
- Bu iz verisinin spektrumu alınır ve zarf spektrumu elde edilmiş olur.



Şekil 9.2. Zarf spektrumu uygulanma yöntemi [7].

9.5. KEPSTRUM ANALİZİ

Kepstrum analizi, logaritmik genlik eksenli spektrumun, ters-FFT işlemi yapılmış halidir. Dişli kutusu ve rulman arızası gibi, darbe oluşturan arıza tiplerinde iyi sonuçlar vermektedir. Titreşimden detaylı spektrum alabilmek için ölçüm esnasında eş zamanlı olarak devir ölçümü de alınması gerekmektedir. Böylece ölçülen spektrum direkt olarak devire göre normalize edilmiş olmaktadır. Ancak günümüzde artık çok kullanılmamaktadır.

BÖLÜM 10

TİTREŞİM ANALİZİ İLE ARIZA TEŞHİS

Makinalarda titreşim ölçüm yöntemiyle tespit edilecek arızalar, belirli titreşim belirtileri göstermektedir. Bu belirtiler doğru şekilde yakalanabilirse, o zaman arıza net bir şekilde teşhis edilebilmektedir. Bu bölümde, her arızanın kendine has titreşim belirtileri incelenecek ve bu belirtilerin hangi ölçüm yöntemiyle belirlenebileceği anlatılacaktır.

10.1. DENGESİZLİK

Dengesizlik, rotor ağırlık merkezinin, geometrik dönüş eksenini üzerinde olmaması durumunda oluşan bir durumdur. Rotorun bir kısmında heterojen kütle yığılması oluşturacak şekilde biriken kir, pas, üretilen ürün parçacıkları ayrıca kopan rotor parçacıkları, kopan eski dengeleme ağırlıkları gibi durumlar dengesizlik durumuna neden olmaktadır. Eksantrik işlenmiş bir rotor ya da homojen dökülmemiş rotorlar da dengesizlik belirtileri gösterir. Termal genleşme nedeni ile rotorun bir kısmının çarpılması dengesizlik belirtilerine neden olmaktadır [7].

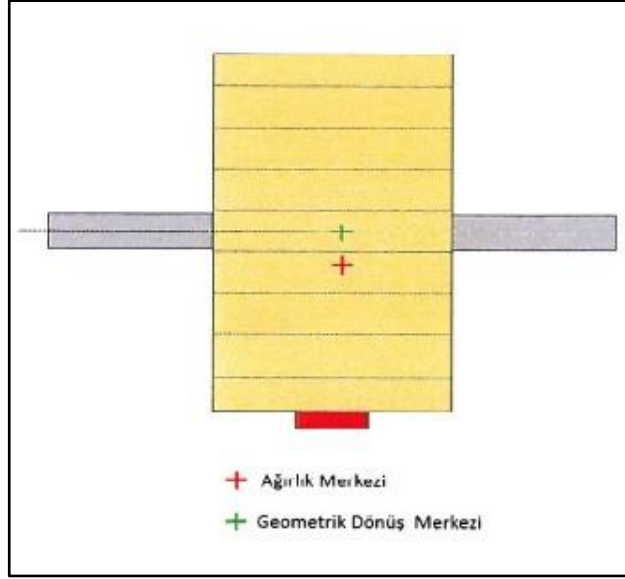
Dengesizliğe neden olan durumlar, artık kütle, rotorun dönüşü esnasında merkezkaç kuvvete neden olmasıdır. Merkez kaç kuvvete ait formül eşitlik 10.1' de verilmiştir.

$$F = m\omega^2 \quad (10.1)$$

Formülde artık kütle, bu kütle, geometrik dönüş eksenine olan uzaklığını ve açısal hızın karesini içermektedir. Bu formülden de net şekilde görüldüğü gibi, dengesizlik bir rotorun dönüşü sonucunda oluşan kuvvet açısal hızın karesi ile orantılı şekilde artmaktadır.

10.1.1. Statik Dengesizlik

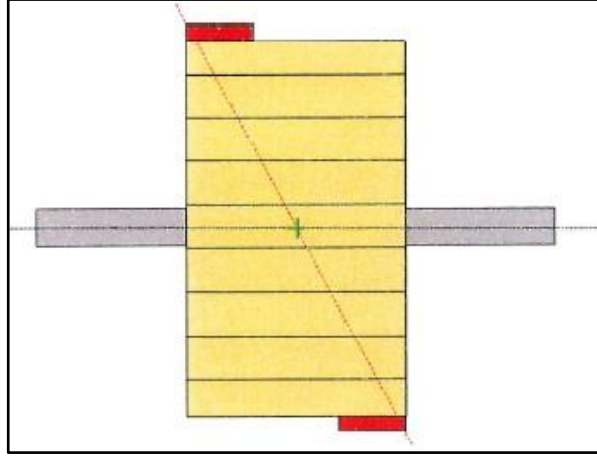
Statik dengesizlik durumunda, dengesizlik kuvvetleri tek bir düzlem üzerinde yer alır. Bu nedenden dolayı iki yataktaki titreşim aynı fazda ve düzensizdir. Statik dengesizlik tek bir ağırlık eklenerek dengelenebilir. Ayrıca 'Tek Düzlemde Dengeleme' yöntemi ile dengeleme yapılabilir. Şekil 10.1'de statik dengesizlik modellenmesi verilmiştir.



Şekil 10.1. Statik dengesizlik modellenmesi [7].

10.1.2. Çift (Couple) Dengesizlik

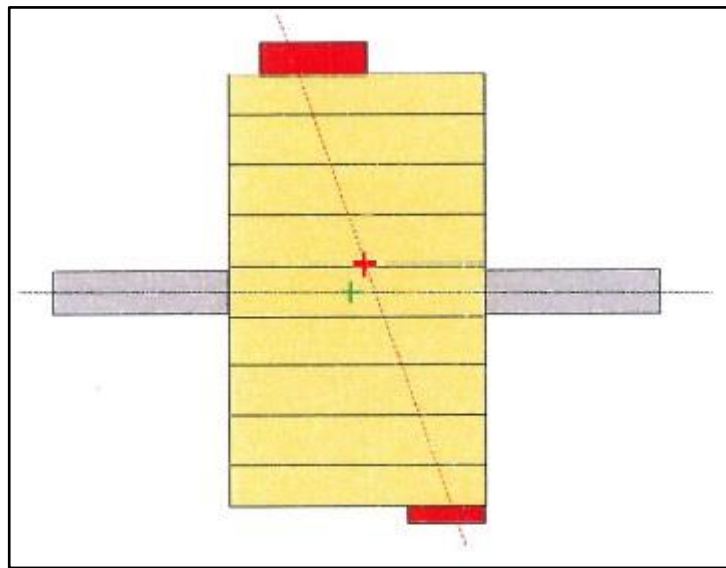
Sadece çift (Couple) dengesizliğin baskın olduğu durumlarda, statik etki bulunmaz. İki eşit ancak ağırlığın 180° karşılıklı olarak rotora etki etmesi olarak modellenebilir. Rotorun iki ucundaki hareket gözlemlendiğinde, tamamen zıt hareket ettikleri görülecektir. Bir taraf yukarı çıkarken, diğer taraf aşağı inecektir. Dengelemek için iki düzlemde dengeleme yöntemi kullanılması gerekmektedir. Şekil 10.2'de çift dengesizlik modellenmesi gösterilmiştir.



Şekil 10.2. Çift (Copule) dengesizlik modellemesi [7].

10.1.3. Dinamik Dengesizlik

Dinamik dengesizlik ve çift (Couple) dengesizlik bileşenlerinin kombinasyonudur. Rotorun bir tarafında bulunan dengeleme ağırlığı ve rotorun diğer tarafında farklı açıda bulunan bir kütle olarak modellenebilir. Rotorun iki ucundaki hareket gözlemlendiğinde ne tam statik dengesizlik gibi ne de tam çift (Couple) dengesizlik gibi hareket etmediği görülecektir. Dengeleme için, iki düzlemde dengeleme yöntemi kullanılması gerekmektedir. Titreşimin genliği, artan hızın karesi ile orantılıdır. Radyal olduğu kadar aksenal titreşimlerde oluşturabilir. Şekil 10.3'te dinamik dengesizlik modellemesi verilmiştir.

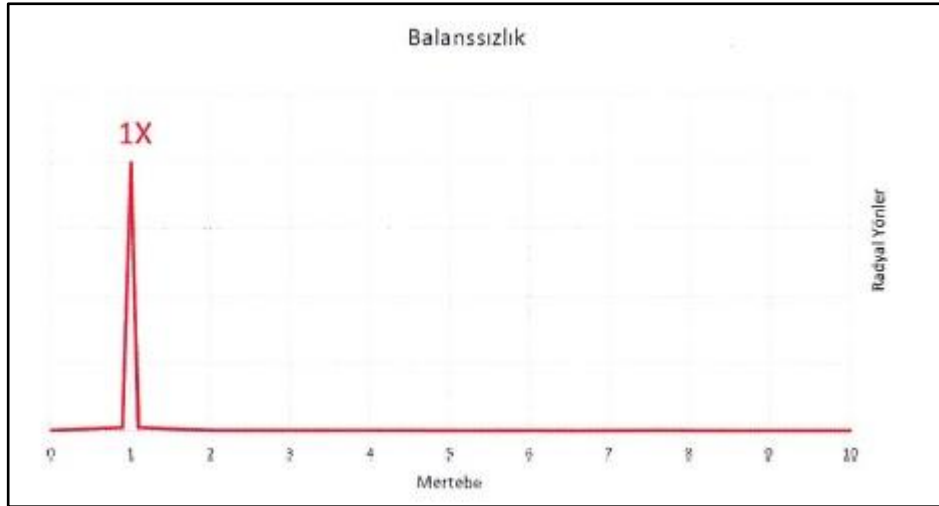


Şekil 10.3. Dinamik dengesizlik modellemesi [7].

10.1.4. Dengesizlik Teşhisi

Dengesizlik sonucu meydana gelen artık kütle, merkezkaç kuvveti oluşturur. Merkezkaç kuvveti sebebi ile yataklardan ölçülen titreşim değerinin spektrumunda, şaft dönüş hızında pik oluşturur. Dolayısı ile spektrumları incelediğimizde baskın 1X titreşimi görülecektir.

Eğer rotor kayış kasnak ile sürülüyorsa veya dişli kutusu kullanılarak motor şaft hızı düşürülmüş ise 1X dengesizliği meydana geldiği rotorun şaft dönüş hızı olacaktır. Dengesizlik, radyal yönlerde baskın 1X titreşimine sebep olur. Yatay ve dikey yöndeki titreşim seviyesi genellikle birbirlerine yakındır. Yatay eksendeki titreşim seviyesi bir miktar daha fazla olabilir [16]. Şekil 10.4'te dengesizlik spektrumu verilmiştir.

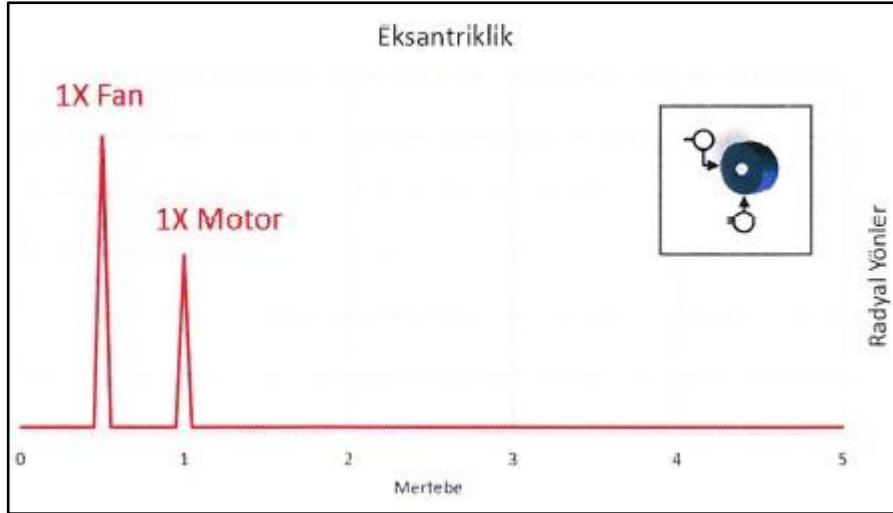


Şekil 10.4. Dengesizlik spektrumu [7].

Ayrıca aynı yatağın yatay ve dikeyinden alınacak faz ölçüm sonuçları ile dengesizlik durumundan emin olunabilir. Dengesizlik durumunda aynı yatağın yatay ve dikey eksenleri arasındaki faz farkı yaklaşık olarak 90° olmalıdır. Rotordaki dengesizlik çeşidinden bağımsız olarak yatay ve dikey eksenler arasındaki faz farkının her zaman $90^\circ \pm 10^\circ$ olması beklenir.

10.2. EKSANTRİKLİK

Eksantriklik; dönme merkezi, geometrik merkezden kaçık olduğu zaman meydana gelmektedir. Eksantriklik rotor veya kasnak sebebi ile radyal yönlerde baskın 1X titreşimi oluşturur. Dolayısıyla dengesizlik titreşimi ile benzer karakter ortaya koymaktadır. Yatağın yatay ve dikey eksenlerinden alınan faz ölçümlerinde 0° veya 180° faz farkı okunur. Dengesizlik titreşimi için bu değer 90° 'dir. Eksantriklik sebebi ile oluşan merkezkaç kuvveti, dengeleme çalışması ile giderilebilir. Ancak eksantrik kasnağı ele alırsak, kayış kasnağın eksantrikliği sebebi ile düzensiz hareket edecektir. Çözüm eksantrikliğin giderilmesi olmalıdır. Şekil 10.5'te eksantriklik spektrumu verilmiştir.



Şekil 10.5. Eksantriklik spektrumu [7].

10.3. ŞAFT HİZASIZLIĞI

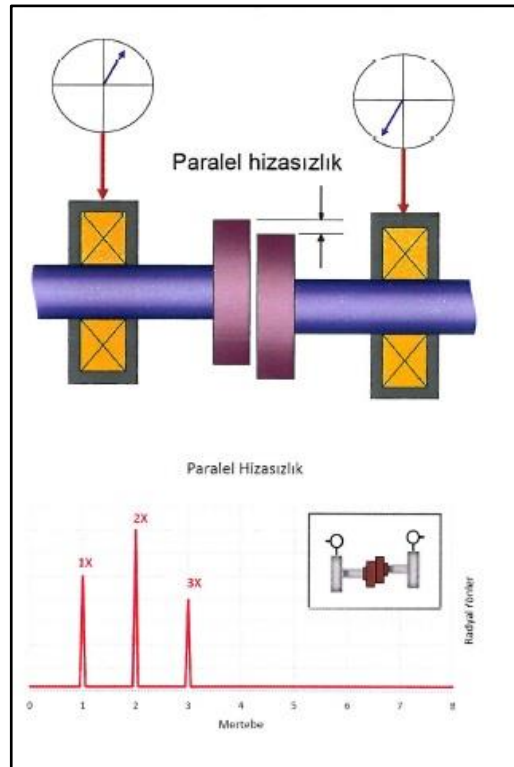
Şaft hizasızlığı en çok görülen arıza çeşitlerinden biridir. Düzeltilmemesi halinde, rulman arızası, gevşeklik gibi diğer arızaların oluşmasına neden olacaktır. Basit olarak şaft hizasızlığı, makine dizisindeki iki makinanın aynı eksen üzerinde olmaması demektir. Eksenlerdeki kaçıklık, makinalarda titreşime neden olmaktadır. Şaft hizasızlığı titreşim analiz yöntemi ile tespit edilebilir ancak en iyi yöntem bu değildir. Bu arızanın iyi bir şekilde tespit edilebilmesi için, lazerli şaft hizalama cihazlarının kullanılması önerilmektedir. Makinalarda iki çeşit şaft hizasızlığı arızası aynı anda bulunabilir. Bunlar; paralel hizasızlık ve açısal hizasızlık olarak ayrılmaktadır [7].

10.3.1. Paralel Hizasızlık

Paralel hizasızlık, makinaların şaft dönüş eksenlerinin, paralel bir şekilde kaçık olmasından kaynaklanmaktadır. Şaft eksenleri arasında herhangi bir açisal fark yoktur. Paralel hizasızlık arızasına ait belirtileri aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz.

- Frekans spektrumunda, 2X titreşim seviyesi, en az 1X kadar yüksektir. Bazı durumlarda 1X'ten daha yüksek seviyelerde titreşim görülebilir.
- Makinada sadece hizasızlık arızası var ise 1X ve 2X titreşim seviyeleri, spektrumda baskın bir şekilde görülür.
- Kaplinin iki tarafındaki yataklardan dikey yönde alınan ölçümler arasında $180^\circ \pm 30^\circ$ faz farkı görülür.

Şekil 10.6'da paralel hizasızlık durumu gösterilmiş ve spektrumu verilmiştir.



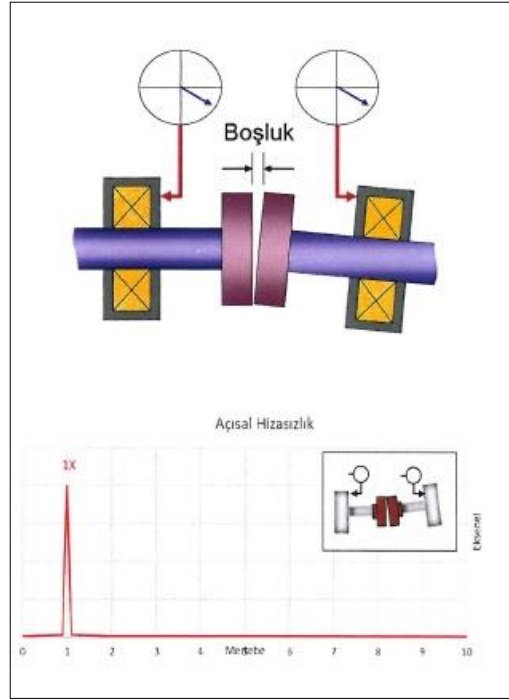
Şekil 10.6. Paralel hizasızlık durumu ve spektrumu [7].

10.3.2. Açısal Hizasızlık

Açısal hizasızlık, iki makınaya ait şaftların dönüş eksenleri arasında açısal fark olması durumunda ortaya çıkmaktadır. Şaft eksenleri arasında herhangi bir paralel kaçıklık yoktur. Açısal hizasızlık ile ilgili belirtileri aşağıdaki şekilde sıralayabiliriz.

- Frekans spektrumunda, makinaların kaplin tarafındaki yataklardan aksel yönde alınan ölçümlerde yüksek seviyelerde 1X titreşimi görülebilir.
- Kaplinin iki tarafındaki yataklardan aksel yönde alınan ölçümler arasında $180^\circ \pm 30^\circ$ faz farkı görülür.

Şekil 10.7’de açısal hizasızlık durumu gösterilmiş ve spektrumu verilmiştir.

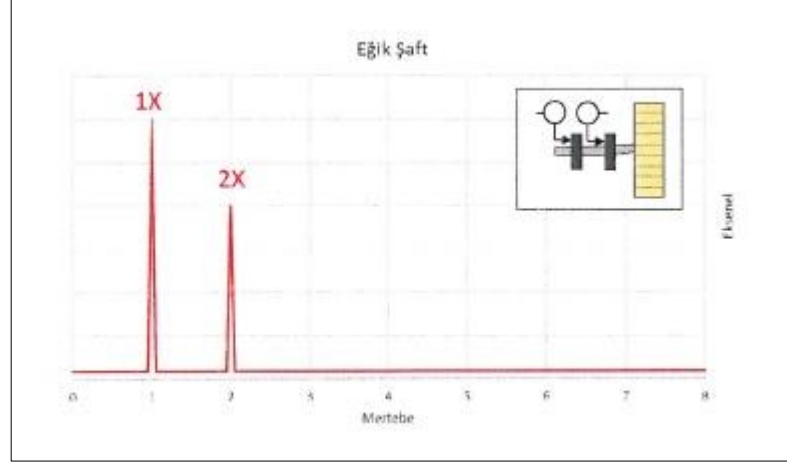


Şekil 10.7. Açısal hizasızlık durumu ve spektrumu [7].

10.4. EĞİK ŞAFT

Eğik şaft merkezkaç kuvveti oluşturmaktadır. Ancak çözüm dengeleme değil, şaftın eğikliğini giderilmesidir. Şekil 10.8’de gösterilen titreşim spektrumu incelendiğinde aksel yönde baskın 1X titreşimi görülmektedir. Bazı durumlarda 2X titreşimi de

ortaya çıkabilir. Bu karakter sarkık rotor dengesizliği durumuna benzer karakter göstermektedir. Ancak eksenel yöndeki faz ölçümleri karşılaştırıldığında $180^\circ \pm 30^\circ$ faz farkı görülür. Sarkık rotor dengesizliğinden en büyük farkı budur.



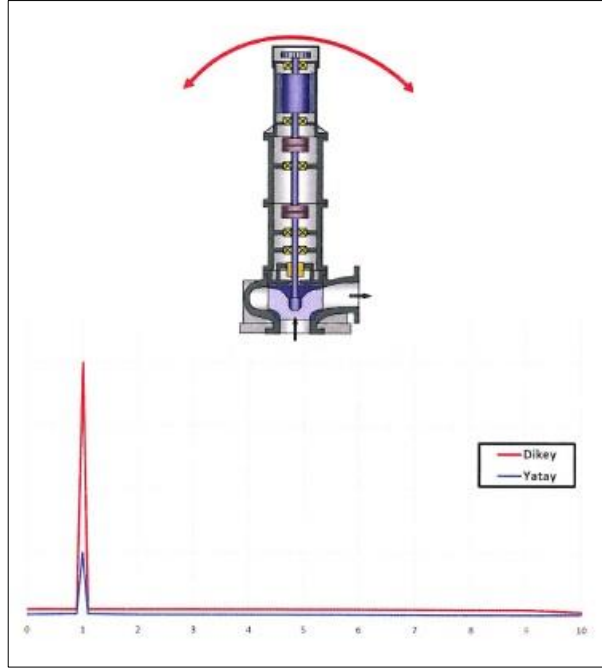
Şekil 10.8. Eğik şaft spektrumu [7].

10.5. GEVŞEKLİK

Makinalarda gevşeklik iki şekilde meydana gelmektedir. Bunlardan biri ekipmanın yapısından kaynaklı olan yapısal gevşekliktir. Diğer gevşeklik ise ekipmanın yataklarından kaynaklı olan yatak gevşekliliğidir.

10.5.1. Yapısal Gevşeklik

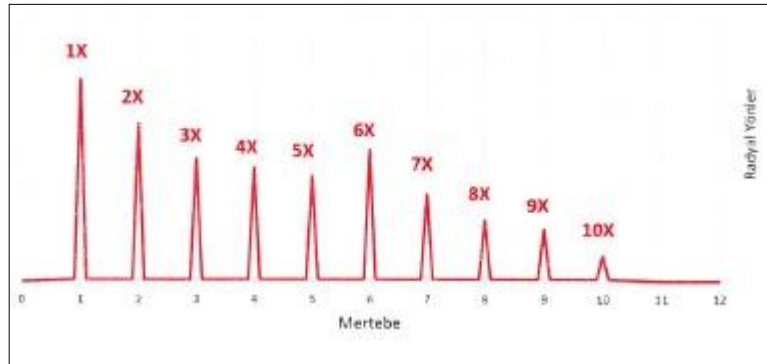
Yapısal gevşeklik, makinanın bir yönün diğer yönlere göre daha rahat titreşmesine denir. Yapının bir yöndeki (genelde yatay) rijitliği, diğer yönlere göre daha düşük olur. Bu nedenden dolayı diğer yönlere göre daha rahat hareket eder. Bir yöndeki rijitliğin düşük olması, bu yöndeki titreşim seviyelerinin diğer yönlere göre yüksek olmasına neden olmaktadır. Genellikle titreşim spektrumunda 1X diğer yönlere göre daha yüksektir. Yapısal gevşekliliği giderebilmek için yapının zayıf olan yönünde güçlendirme çalışması yapılmalıdır. Yapısal gevşeklikte faz stabil değildir. Şekil 10.9'da yapısal gevşeklik gösterilmiş ve titreşim spektrumu verilmiştir.



Şekil 10.9. Yapısal gevşeklik ve titreşim spektrumu [7].

10.5.2. Yatak Gevşekliği

Rulmanlı yataklarda bilye ile bilezikler arasında, kaymalı yataklarda shaft ile yatak iç yüzeyi arasında çok fazla boşluk olduğu zaman, yatak gevşekliği problemi oluşmaktadır. Bu durum, rulman arızasının zamanla çok ilerlemesi durumunda da görülebilir. Şekil 10.10'da gösterildiği gibi spektrumunda 1X ve harmonikleri görülmektedir. Zaman dalga formunda 1X periyodunda darbeler görülmektedir. İlerlemiş gevşeklik durumunda, ara harmoniklerde görülebilir. Örneğin; 0,5X, 1,5X, 2,5X gibi.



Şekil 10.10. Yatak gevşekliği spektrumu [7].

10.6. RULMAN ARIZALARI

Rulmanlarda oluşan hasarlar şiddetli titreşimlere neden olmaktadır. Oluşan titreşimler rulmanların kalan ömürlerinin belirlenmesinde kullanılmaktadır. Rulmanların çalışma esnasında meydana getirdiği titreşimleri izlenerek, bilezikler ve yuvarlanma elemanlarının yüzeyinde meydana gelen pürüzlülükler hakkında bilgi sahibi olunabilir. Rulmanlarda oluşan hasarlar, bölgesel ve dağınık olmak üzere iki başlıkta incelenebilir [17].

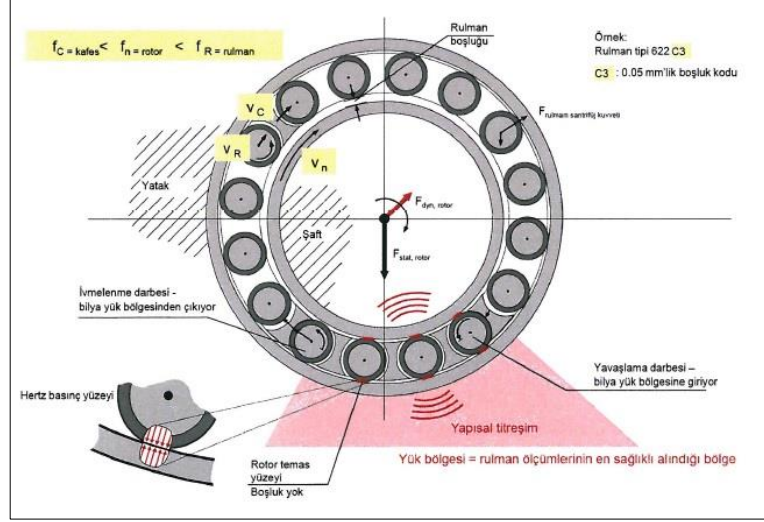
Bölgesel hasarlar; rulmanların yuvarlanma yüzeylerinde oluşan kılcal çatlaklar ve küçük delik şeklinde korozyon ve kabarmalardır. Rulmanlarda en sık rastlanan hasar, yorulma çatlağının sebep olduğu, bileziklerde ve yuvarlanma elemanlarındaki kabarmalardır. Bölgesel hasarlı bir rulman diğer makina elemanları ile çalıştığında iç yüzeydeki temas gerilmelerinde düzensiz değişimler olur. Bu durum çok kısa süreli darbe sinyalinin üretilmesine neden olur. Bu darbe sinyali hasarın varlığını belirlemek için izlenebilen titreşim ve gürültüyü oluşturur [17].

Dağınık hasarlar; yuvarlanma yollarında meydana gelen yüzey kalitesinin düşmesine neden olan pürüzlülük, dalgalılık, ekseni kaçık bilezikler, çentik, korozyon aşınmaları, kir ve ölçü dışı yuvarlanma elemanlarıdır. Yuvarlanma yollarının yüzey özellikleri rulman bileziklerinde gerçekleşen Hertz temas genişliği ile karşılaştırılan dalga boyu biriminde tanımlanır. Temas genişliğinin derecesinin dalga boyu özellikleri küçük ise pürüzlülük, daha büyük ise dalgalılık olarak adlandırılır. Rulman üretiminde meydana gelen üretimde hata, montaj sırasında yapılan yanlış işlem veya yüzeyde meydana gelen aşındırıcı yıpranma dağınık hasarlara sebep olur [17].

10.6.1. Rulman Hasar Frekansları

Rulman arızaları, dört farklı şekilde meydana gelmektedir. Bu hasar frekansları görülme sıklığına göre sırasıyla: Dış bilezik, İç bilezik, Bilye ve Kafes arızalarıdır. Şekil 10.11’de gösterildiği gibi her bir arıza farklı frekansta titreşim oluşturmaktadır. Bu arızaların frekansları makine devri ile değişir. Arızanın hangi frekansta oluşacağını hesaplayabilmek için rulmana ait bazı geometrik parametrelerin bilinmesi gerekmektedir. Bunlar; temas açısı, bilye sayısı, bilye çapı gibi özelliklerdir.

Titreşimler, arıza ilerlememiş dahi olsa spektrumlarda görülebilir. Arıza teşhisinin konulabilmesi ve bakımının planlanabilmesi için arıza titreşiminin düzenli bir şekilde artıyor olması gerekmektedir [18].



Şekil 10.11. Rulman hasar frekansları [18].

10.6.2. Dış Bilezik Arızası (BPFO)

Rulmanların dış bileziğinde oluşan çentik, çatlak gibi küçük hasarlar rulmanların çalışma sürelerine bağlı olarak zamanla büyür ve yüzeyde yayılır. Bilye veya yuvarlanma elamanlarının dış bilezik üzerinde dönme hareketini yaparken meydana gelen titreşim frekansına dış bilezik hasar geçiş frekansı denir. Dış bilezik arıza frekansında ve harmoniklerinde titreşim görülebilir. Her durumda görülme de eğer birden fazla dış bilezik arızası var ise o zaman 1X yan bantlarında titreşimde görülebilmektedir. İvme spektrumunda, zarf spektrumunda bu arıza titreşimlerini net bir şekilde görmek mümkündür [7]. Dış bilezik hasar geçiş frekansı Eşitlik 10.2'de gösterildiği şekilde hesaplanır.

$$f_{du} = \frac{n}{2} f_r \left[1 - \frac{d_b}{PD} \cos \beta \right] \quad (10.2)$$

Eşitlik 10.2'de kullanılan terimlerin açıklaması sağıda yer almaktadır.

n = Bilye sayısı

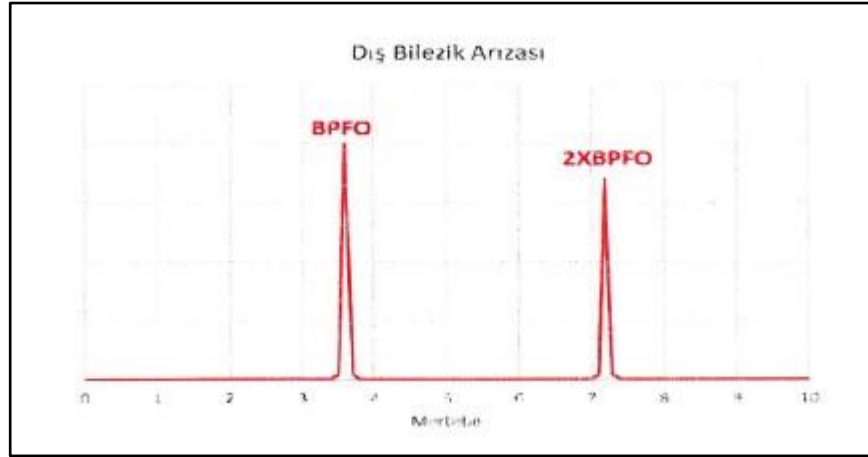
f_r = Devir frekansı

$PD = (\text{iç bilezik dış çapı} + \text{dış bilezik iç çapı}) \div 2$

d_b = Bilye çapı

$\cos \beta$ = Temas açısı

Rulmanlarda meydana gelen dış bilezik hasarları, arıza oluşmadan önce kendini belli etmektedir. Şekil 10.12 'de dış bilezik arızasının spektrumu verilmiştir.



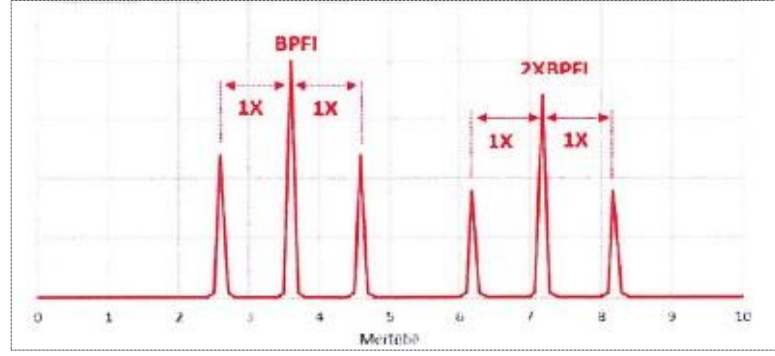
Şekil 10.12. Dış bilezik arızası spektrumu [7].

10.6.3. İç Bilezik Arızası (BPFI)

İç bilezikte meydana gelen hasar bilye veya yuvarlanma elamanlarının iç bilezik yüzeyinde dönme hareketinden kaynaklanan titreşim frekanslarına iç bilezik hasar geçiş frekansları denir. İç bilezik hasar geçiş frekansı Eşitlik 10.3'te verilen formül ile hesaplanmaktadır.

$$f_{iç} = \frac{n}{2} f_r \left[1 + \frac{d_b}{PD} \cos \beta \right] \quad (10.3)$$

İç bilezik arıza frekansında ve harmoniklerinde titreşim görülebilir. Ayrıca iç bilezik, yük bölgesine 1X periyodu ile girip çıktığı için 1X yan bantları görülebilir. İvme spektrumunda, zarf spektrumunda bu arızanın titreşimlerini net bir şekilde görmek mümkündür. Rulmanlarda meydana gelen iç bilezik hasarları, arıza oluşmadan önce kendini belli etmektedir [7]. Şekil 10.13 'de iç bilezik arızasının spektrumu verilmiştir.



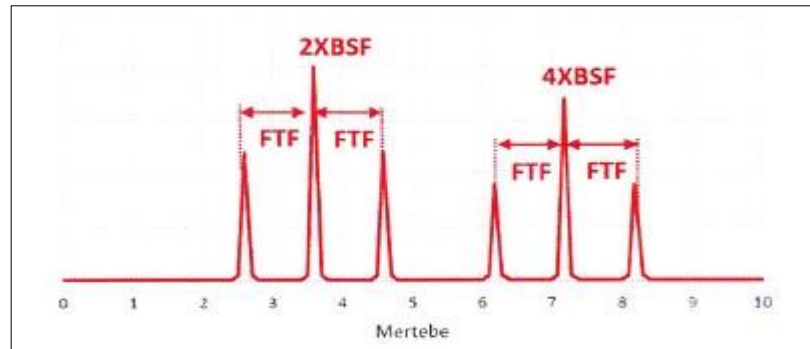
Şekil 10.13. İç bilezik arızası spektrumu [7].

10.6.4. Bilye Arızası (BSF)

Rulman komponentlerinden olan bilye iç bilezik ve dış bilezik yüzeylerinde dönme hareketi yaptığı için kendi etrafında da dönme hareketi yapmış olur. Bu dönme hareketi bilye dönme frekansını oluşturur [7]. Bilye dönme frekansı Eşitlik 10.4'te gösterildiği gibi hesaplanır.

$$f_{bilya} = \frac{1}{2} f_r \frac{PD}{d_b} \left[1 - \left(\frac{d_b}{PD} \cos \beta \right)^2 \right] \quad (10.14)$$

Rulmanın bilyeleri üzerinde oluşan çentik, çatlak gibi küçük hasarlar zamanla büyür ve yayılır. Bilye arıza frekansında ve harmoniklerinde titreşim görülebilir. Ayrıca bilyeler FTF (Kafes geçiş frekansı) periyodunda yük bölgesine girip çıktığı için FTF yan bantları da görülebilir. FTF aralığı yaklaşık olarak $0,4 \times 1X$ olarak hesaplamak mümkündür. İvme spektrumunda, zarf spektrumunda bu arıza titreşimlerini net bir şekilde görmek mümkündür. Şekil 10.14'te bilye arızasının spektrumu verilmiştir.



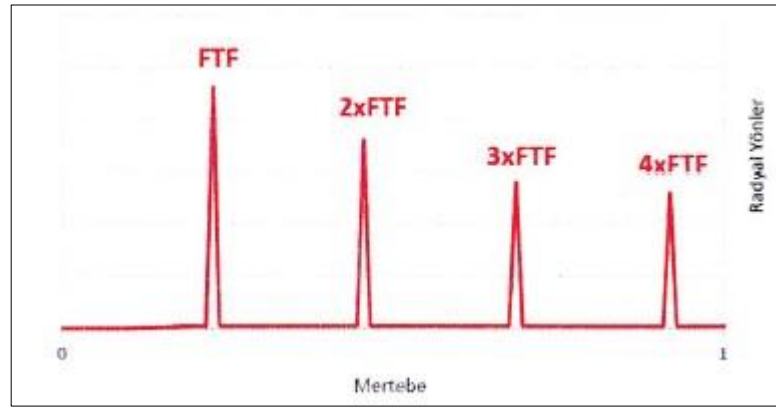
Şekil 10.14. Bilye arızası spektrumu [7].

10.6.5. Kafes Arızası (FTF)

Rulman kafesinin dönme hızı bileziklerin hızına bağlıdır. Kafesin görevi, yuvarlanma elemanlarını birbirine bağlayarak, onların birbirine çarpmadan çalışabilmesi için aralarında belli boşluklar oluşturmaktır. Kafes arızasının görülme olasılığı düşüktür. Genelde başka bir rulman arızası varlığında görülmektedir. Kafes arızası frekansında ve harmoniklerinde görülmektedir. Zaman sinyalinde gürültü görülebilir. Bu arıza, diğer rulman arızalarının ilerlemiş olduğunun göstergesi olarak sayılabilir [7]. Rulmanın yanlış montajı sebebi ile de ortaya çıkabilir ve diğer arızalara göre çok hızlı bir şekilde ilerlemektedir. Kafes frekansı Eşitlik 10.15'te verildiği gibi hesaplanır.

$$f_{kafes} = \frac{1}{2} f_r \left[1 - \frac{BD}{PD} \cos \beta \right] \quad (10.5)$$

Kafes arızasının spektrumunda kafes arıza frekansında ve harmoniklerinde titreşim görülmektedir. Şekil 10.15 'te kafes arızasının spektrumu verilmiştir.



Şekil 10.15. Kafes arızası spektrumu [7].

Eşitlik 10.2'den Eşitlik 10.5'e kadar olan formüllerde kullanılan terimlerin açıklaması sağda yer almaktadır.

n = Bilye sayısı

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

d_b = Bilye çapı

f_r = Devir frekansı

β = Temas açısı'dır.

Tüm bu verilen hesaplamaları yapmak için Eşitliklerde istenilen rulmanlar ile ilgili bilgilerin olması gerekmektedir. Arıza teşhisi yapılacak olan rulman hakkında gerekli bilgilere ulaşamadığımız durumlarda, rulmanın yuvarlanma elemanı sayısının bildiğimiz taktirde, rulman hasar frekanslarını yaklaşık olarak hesaplayabiliriz. Bu hesaplama yönteminin Eşitlikleri aşağıdaki gibidir.

$$f_{kafes} \cong 0,4 \times f_r \quad (10.6)$$

$$f_{du} = 0,4 \times f_r \times N_b \quad (10.7)$$

$$f_{iç} = 0,6 \times f_r \times N_b \quad (10.8)$$

Bu Eşitliklerde N_b yuvarlanma elemanı sayısını temsil eder.

10.6.6. Rulmanlarda Yağsızlık

Rulman yağsızlığı sonucunda bilyeler ile bilezikler arasında yağ filmi incelir ve sürtünme meydana gelmektedir. Yağsızlığın tespiti için ivme spektrumu incelenebilir. Yüksek frekans bölgesinde (genellikle 5 kHz ve çevresinde) gürültü artışı görülmektedir. Termografi ve ultrasonik yöntemler ile tespit edilmesi mümkündür. Sorunun giderilmemesi durumlarında rulman arızalarına sebep verir.

10.6.7. Çarpık Takılmış Rulman

Rulmanların shaft üzerine çarpık şekilde monte edilmesi sonucunda aksel yönünden alınan ölçümlerde yüksek genlikli 1X, 2X ve 3X titreşimleri görülebilir.

Ayrıca rulmanın çarpıklığına göre aksel yön sonuçlarında sağ ve sol nokta ve/veya üst ve alt nokta arasında 180° faz farkı sonucu meydana gelmektedir.

10.6.8. Rulman Arızalarının Oluşma Safhaları

Rulman arızaları oluşma safhaları dört ayrı safhadan oluşmaktadır.

10.6.8.1. 1. Safha

Rulman arızalarının ilk belirtileri bu safhada meydana gelmektedir 20.000-60.000 Hz (1.200- 3.600 d/d) gibi ultrasonik frekanslarda ortaya çıkmaktadır. Rulman çalışması esnasında ses duyulmaz ve sıcaklık normal düzeydedir.

10.6.8.2. 2. Safha

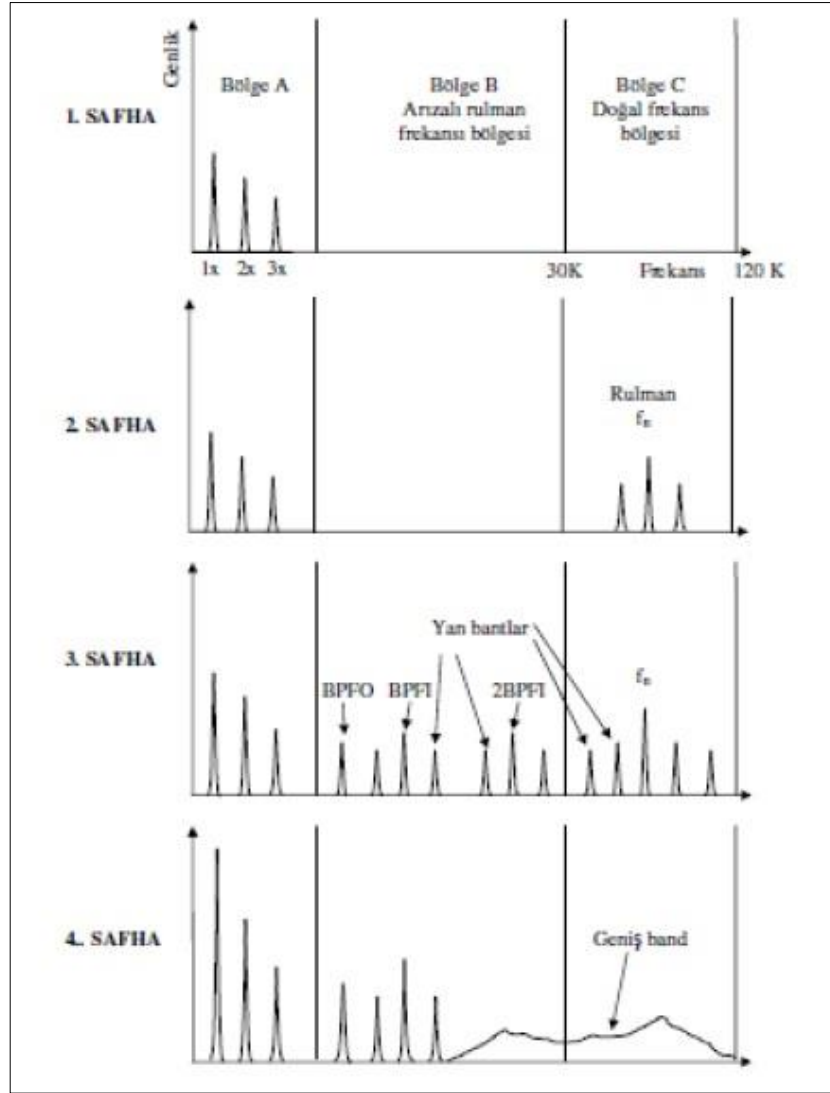
Arıza belirtileri, rulman elemanlarının 500-2000 Hz frekanslarında gürültü çıkarmasıyla başlar. Bu safha sonucunda, doğal frekans zirvesinin altında ve üstünde yan bant frekansları belirir. Beliren yan bantların genlik seviyeleri hasar frekansların genliklerini geçtiği takdirde, hasarın önemli olduğu açığa çıkmaktadır. Bu safhada rulmanın sesi hafif şekilde duyulmaya başlar ancak sıcaklık normal seviyededir.

10.6.8.3. 3. Safha

Rulman arıza frekansları ve harmonikleri görülmeye başlar. Aşınma arttıkça, arıza harmonikleri ve yan bantları, rulman doğal frekansı çevresinde artış göstermektedir. Özellikle yan bant oluşumları rulman arıza harmoniklerine eşlik ettiği takdirde aşınma gözle görülebilir düzeye gelir. Bu duruma ek olarak hasar frekansı ortaya çıkar. Bu safhada rulmanlar değiştirilmelidir. Bu safhada rulmanın sesi duyulur duruma gelmiştir ve sıcaklık artmaya başlar.

10.6.8.4. 4. Safha

Safha sonlarına doğru, 1X d/d'daki genlik artarak çalışma hızı harmoniklerinin de büyümesine neden olur. Ayrık arıza frekanslarının yerini dağınık, geniş bant gürültü düzeyindeki frekanslara bırakır. Şekil 10.16'da rulman arıza safhaları verilmiştir.



Şekil 10.16. Rulman arıza safhaları [7].

10.7. AKIŞ KAYNAKLI TİTREŞİM

10.7.1. Kanat Geçiş Titreşimi

Bu normal olarak pompalarda, fanlarda ve kompresörlerde olur. Ekipman için problem oluşturmaz. Ancak dönen kanatçıklar ile sabit kısım arasındaki boşluk, sabit değil ise yüksek genlikte kanat geçiş frekansı oluşur. Ayrıca kanat geçiş frekansı, sistemin doğal frekansı ile çakışarak yüksek titreşimlere neden olabilir. Yüksek kanat geçiş frekansı, fan gömleğinin sıkışmasından veya sabit kanat kaynaklarının bozulmasından da kaynaklanabilir. Borulardaki keskin dönüşler, akışı engelleyen tıkanmalar veya

rotorun pompanın dışına göre eksantrik bağlanması da yüksek kanat geçiş frekansını oluşturabilir. Kanat geçiş frekansı Eşitlik 10.9'da verildiği gibi hesaplanır.

$$\text{Kanat Geçiş Frekansı (KGF)} = \text{Kanat sayısı} \times 1X \quad (10.9)$$

10.7.2. Akış Türbülansı

Genellikle fanlarda, basıncın ya da geçen havanın hızının düşmesinden kaynaklanır. Bu akış düzensizliğinin yarattığı türbülans: gelişi güzel ve düşük frekanslı, tipik olarak 50-2000 d/d arasında titreşimler oluşturur.

10.7.3. Kavitasyon

Kavitasyon, KGF harmonikleriyle beraber: gelişi güzel, yüksek frekanslı geniş bant enerjisi oluşturur. Normal olarak yetersiz emme basıncı olduğunu gösterir. Düzeltmez ise pompa elemanlarını parçalayabilir. Pervane kanatçıklarını adeta kemirir. Pompanın içerisinden kum tanecikleri geçişi var gibi ses çıkarır.

10.8. ELEKTRİK MOTORU ARIZALARI

Elektrik motoruna has bazı arızalarda titreşime neden olurlar ve bu arızalar titreşim analiz yolu ile tespit edilebilirler. Fakat elektriksel arızaların titreşim analizi yöntemi ile değil de elektrik motor test yöntemleri olan motor akım testi, motor devre testi gibi yöntemler ile tespit edilmesi önerilmektedir. Bazı arıza çeşitlerinin topal ayak gibi, elektriksel arıza titreşimlerini tetikledikleri görülmüştür.

10.8.1. Stator Kaynaklı Arızalar

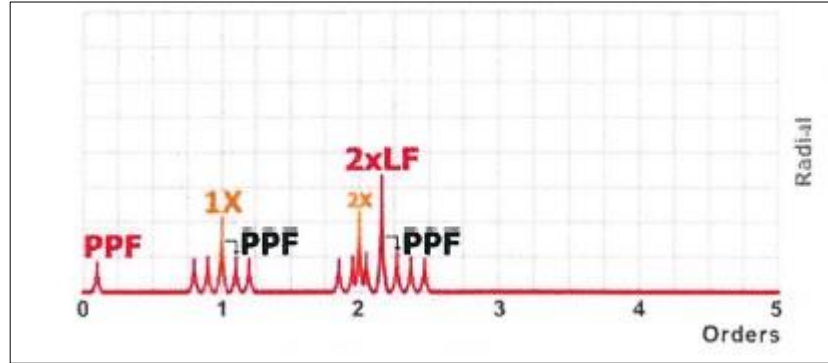
Statorun uygun pozisyonda bulunmaması ya da stator eksantrikliği gibi uygun geometrik yapıda olmaması, rotor ve stator arasındaki boşluğun bazı bölgelerde farklı olmasına neden olmaktadır. Farklı rotor-stator aralığı manyetik dengesizliğe neden olmaktadır. Bu dengesizlik de titreşime neden olur. Stator kaynaklı arıza frekansındaki yüksek titreşim seviyesi ya da bu frekanstaki titreşimin zamanla artması elektriksel bir problemin varlığına işaret eder. Eşitlik 10.10'da verildiği gibi hesaplanır.

$$\text{Stator Arıza Frekansı} = 2 \times LF \quad (10.10)$$

10.8.2. Rotor Kaynaklı Arızalar

Rotor eksantrikliği sorunu, 1X ve 2xLF frekansının etrafında PPF yan bantlarının oluşmasına neden olur. Bunun nedeni, rotor dönüşünün, PPF frekansı ile modüle olmasıdır. Eğer 1X ve 2xLF frekansları etrafında PPF yan bantları görülüyorsa, elektriksel arıza oluşmuş demektir. Ayrıca rotor barlarında bir sorun varsa bu da 1X ve harmonikleri etrafında PPF yan bantlarının oluşumuna neden olmaktadır [88]. PPF frekansının Eşitlik 10.11’de verildiği gibi hesaplanır. Şekil 10.17’de rotor eksantrikliği spektrumu verilmiştir.

$$PPF = (SF - AF) \times \text{Kutup Sayısı} \quad (10.11)$$



Şekil 10.17. Rotor eksantrikliği spektrumu [7].

10.9. DIŞLI ARIZALARI

Dişli kutuları, hareket ve güç iletmek için kullanılan makine elemanlarıdır. Dişlilerin yapısı sayesinde bu iletimi hız ve torku değiştirerek yapabilirler. Tek kademeli bir dişlinin diş birleşme frekansı (GMF) Eşitlik 10.12’de verilmiştir.

$$GMF = S_i \times T_i = S_0 \times T_0 \quad (10.12)$$

Eşitlik 10.12’de kullanılan terimlerin açıklaması sağıda yer almaktadır.

T_i = Giriş dişlinin diş sayısı (pinyon)

$T_0 = \text{Çıkış dişlinin diş sayısı}$

$S_i = \text{Giriş milinin hızı}$

$S_0 = \text{Çıkış milinin hızı}$

Dişli arızaları, diş birleşme frekansı (GMF), onun harmonikleri ve 1X tan bantlarının genlik ve sayılarında değişime neden olmaktadır. Genel olarak dişli arızası olmasa da GMF, harmonikleri ve 1X yan bantları spektrumda belirgindir. Önemli olan bu frekanslardaki titreşimlerin periyodik ölçümler ile izlenmesidir. Harmonik ve yan bant sayısında artış görüldüğü takdirde bakım planlaması yapılabilir. Zaman dalga formu, dişli arızaları için çok önemli bir analiz aracıdır. Kırık diş gibi teşhisi zor olan arızalar, uzun süreli zaman dalga formu alınarak tespit edilebilir.

10.10. KAYIŞ KASNAK ARIZALARI

Kayış kasnak sistemleri, sürücünden elde edilen hareketin yönünü ve hızını değiştirmek amacı ile kullanılan makine elemanlarıdır. Yanlış monte edilmeleri, doğal frekanslarında zorlanmaları, eksantrik kasnaklar ile çalışılması veya kayış aşınmaları titreşime yol açar ve sistemdeki diğer parçalara zarar vermektedir. Kayış ile sürülen ekipmanlarda, kayışlar dönüş frekanslarından kendi etraflarında dönerler. Bu frekans bir diğer zorlanma frekansıdır ve kayışlar aşındığında sisteme ciddi etkileri olabilir. Kayış arızalarının spektrumlarında tespit edilmesi için kayış arıza frekansı (BR) hesaplanmalıdır. Kayış arıza frekansı (BR) Eşitlik 10.13'te verilmiştir.

$$\text{Kayış arıza frekansı (BR)} = \frac{\pi \times S_1 \times D_1}{BL} \quad (10.13)$$

Eşitlik 10.13'te kullanılan terimlerin açıklaması aşağıda yer almaktadır.

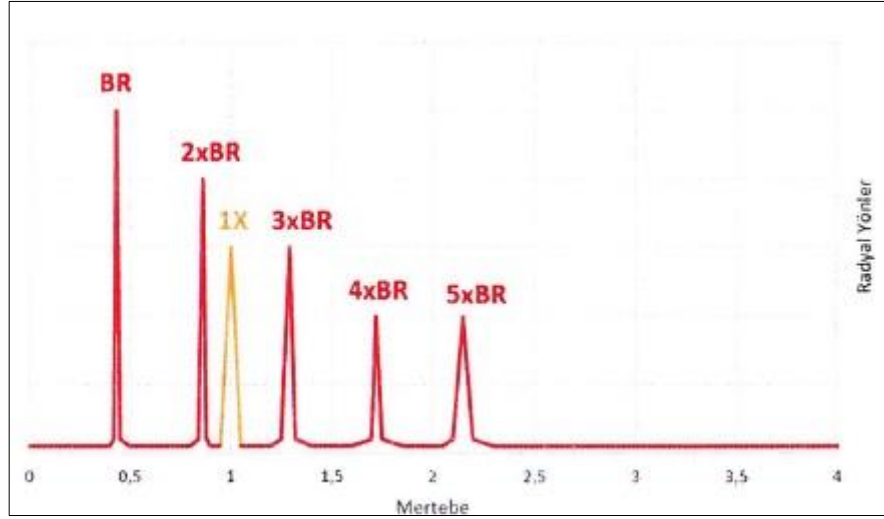
$S_1 = 1.$ Şaft hızı

$D_1 = 1.$ Kasnak çapı

$B_L = \text{Kayış uzunluğu}$

Kayış arıza frekansının tespiti için kayış uzunluğu bilinmiyor ise kasnak çapları ve kasnaklar arası mesafe ölçülerek hesaplanabilir. Kayışta meydana gelen aşınmaların titreşim spektrumlarına etkisi, kayış arıza frekansı ve çok sayıda harmoniğinde

meydana gelecek titreşimdir. Kayış arıza frekansı, her zaman iki şaftın hızından daha düşük frekanslarda ortaya çıkar. Makine hızlanırken veya dururken, kayışın doğal frekansı bölgesinden geçer. Ancak kayış rezonans altında uzun süreli çalıştırılmamalıdır. Şekil 10.18’de kayış arıza spektrumu verilmiştir.



Şekil 10.18. Kayış arıza spektrumu [7].

BÖLÜM 11

RULMAN NEDİR

Günümüzde makine elamanlarından olan rulman önemli bir kullanım alanına sahiptir. Rulman, birbirleri arasında dönme hareketi olan iki makine elemanı arasındaki sürtünmeyi minimuma indirerek ve sorunsuz yük aktarımını sağlayan makine elemanıdır. Makine üzerinde yer alan rulman ne kadar yüksek hassasiyette olur ise makinada yüksek hassasiyete sahip olur. Redüktör, vantilatör ve pompalarda, takım tezgahları millerinde, otomobil şaftı, aks, dişli kutusu, kayış gergi sistemi, alternatör ve direksiyon sistemlerinde, su pompası ve kapılarda, her çeşit endüstriyel elektrik motorunda, çamaşır makinası ve elektrikli süpürgelerinde, tarım makinalarında, ağır iş makinalarında, rüzgar türbinlerinde, kısacası dönen her türlü mekanizmada rulman kullanılır.

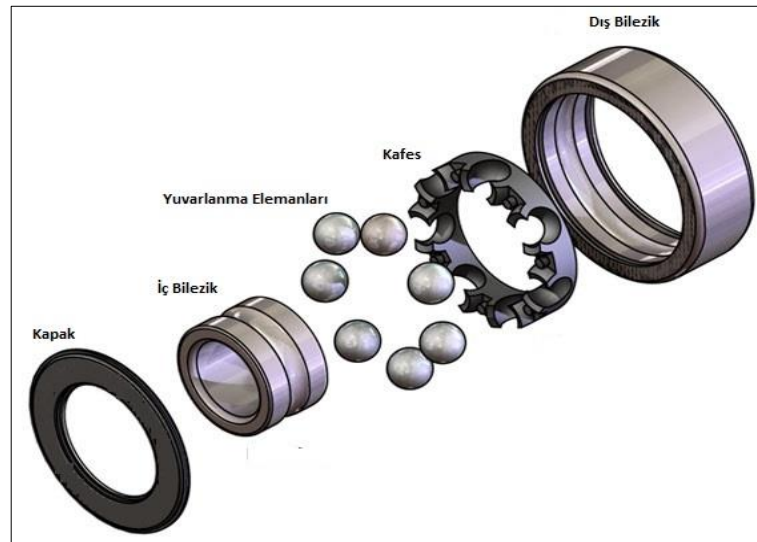
Rulmanların üretiminde ham madde 100Cr6 çeliği tercih edilmektedir. 100Cr6 çeliği homojen bir yapıya sahip sahiptir ve kolay şekil alabilme özelliğinden dolayı tercih edilmektedir. 100Cr6 yapısal olarak %1 karbon ve %1,5 Krom içerir. Rulman imalatı yapılırken, yapılacak olan rulman çapına göre 100Cr6 malzemeden oluşan çubuk veya boru tercih edilir. Eğer çubuk tercih edilmiş ise ilk işlem sıcak dövme operasyonu ile başlar. Bu operasyonda çubuk 1200 °C'ye kadar indüksiyon ile ısıtılır. Isıtılan çubuk yüksek hızlı özel sıcak dövme tezgahında üretilecek rulman çapına bağlı olarak 100-320 ton arasında kuvvet uygulayarak parçayı şekillendirir. Boru tercih edilmiş ise kesme işlemi ile borulardan istenilen ebatlara göre kesilir. Bu işlemlerden sonra elde edilen malzemeler küreselleştirme tavlamasından geçirilir. Küreselleştirme, özellikle ötektoid üstü çeliklerin mekanik işlenebilirliğini iyileştirmek için kullanılan bir tavlama yöntemidir. Bu tavlama çeşidinde, sementit tabakaları yüksek sıcaklıklarda kırılarak uçlarından yuvarlaklaşıp küreler halinde ayrılırlar. Küreselleştirme işlemi dövme tezgâhlarından çıkan bileziklerin veya donut malzemelerin kontrolsüz soğuması sonucunda mikro yapı perlit + ötektoid öncesi Fe 3 C kompozisyonudur. Malzeme bu yapıda iken ovalama ve talaşlı imalat için uygun sertlikte olmayışından

küreselleştirme işlemi yapılır. İstenilen yapısal, fiziksel ve mekanik özellikleri elde etmek ve talaş kaldırmayı veya soğuk şekillendirmeyi kolaylaştırmak amacıyla metal malzemelerin uygun sıcaklıklara kadar ısıtılıp, gerekli değişiklikler sağlanıncaya kadar bu sıcaklıkta tutulması ve sonradan yavaş soğutulması işlemine küreselleştirme tavlama denir. Küreselleştirme işleminde kesinlikle oksijenin varlığı istenilmez. Oksijen olmaması için Propan ve Azot kullanılır. Propanın amacı oksijeni yakmak ve karbon emilimini sağlamaktır. Azotun amacı ise ortamı oksijensiz bırakmaktır. Küreselleştirme işleminin ardından elde edilen malzemeler: ovalama, taşlama, montaj gibi işlemlerden geçirilmesi sonucunda rulman imalatı tamamlanmış olur.

11.1. RULMAN ELEMANLARI

Bir rulman temel olarak Şekil 11.1’de gösterildiği üzere 4 elemandan oluşmaktadır. Bunlar;

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



Şekil 11.1. Rulmanın yapısı [19].

11.1.1. İç Bilezik

Döner makine mili üzerinde sabit bulunan parçasıdır. Montaj yapılacak mile göre ve rulman tiplerine göre, iç bileziğin iç çapı silindirik veya konik şekilde olabilmektedir. Yuvarlanma elemanlarının iç bilezik üzerinde hareket ettiği bölgeye, iç bilezik yuvarlanma yolu denir. Yuvarlanma yolları yuvarlanma elemanlarının tiplerine göre uygun olarak tasarlanır. İç bilezik makine miline sıkı geçmesinden dolayı mil dönme hızıyla döner [19].

11.1.2. Dış Bilezik

Dış bilezik, makinanın mil yatağına monte edilmektedir. Rulmanın dönme hareketi yapmayan sabit parçasıdır. Yuvarlanma elemanlarının dış bilezik üzerinde hareket ettiği bölgeye, dış bilezik yuvarlanma yolu denir. Yuvarlanma yolları yuvarlanma elemanlarının tiplerine göre uygun olarak tasarlanır [19].

11.1.3. Kafes

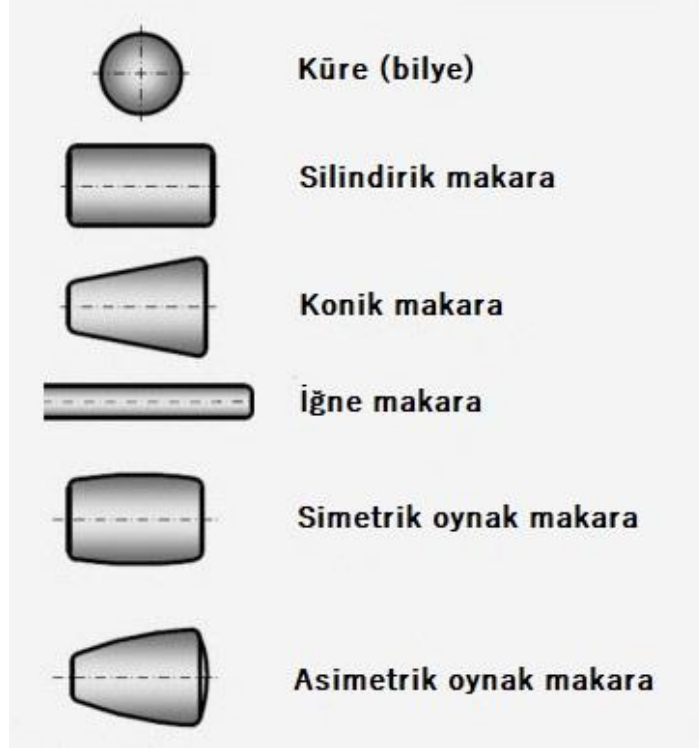
Kafes, yuvarlanma elemanlarını çevresel olarak eşit aralıkta tutan ve dönüş esnasında birbirlerine sürtünmesini önleyen rulman elemanına denir. Kuvvet iletiminde kafesler rol almazlar. Kafesler malzemelerine göre aşağıdaki şekillerde gruplandırılırlar [19].

- **Çelik sac kafes (J):** Standart kafes malzemesi DC04-DC01-DC03'tür. 150°C'ye kadar kullanılabilirler. Sac kafesler 2 parça halindedir ve bu 2 yarım kafes perçinlerle birbirlerine tutturulurlar.
- **Cam yünü takviyesiz Plastik kafes:** 115°C'ye kadar kullanılabilirler. Malzeme genel adı P6.6 olarak geçer.
- **Cam yünü takviyeli Plastik kafes:** 150°C'ye kadar kullanılabilirler. Malzeme genel adı P6.6 olarak geçer.
- **Cam yünü takviyeli Plastik kafes:** 170°C'ye kadar kullanılabilirler. Malzeme genel adı P4.6 olarak geçer.
- **Masif pirinç kafes:** Ağır yük ve titreşimlerin olduğu ortamlarda kullanılır. Üretilmesi zor ve pahalıdır.

Çelik veya pirinç kafesler uygun malzeme sacdan preslenerek, masif kafesler pirinç malzemeden işlenerek veya plastik malzemeden enjeksiyonla üretilebilirler. Günümüzde, malzemesi Polyamid 6.6, Polyamid 4.6 ve normal veya cam yünü takviyeli olan plastik kafesler hafif olmaları, kayma, şok absorbe edebilme özellikleri ve yüksek devirlerde daha az gürültüye sebep olmaları yüzünden birçok uygulamada tercih edilmektedirler. Ayrıca, fenolik (phenolic) malzemeden üretilmiş kafesler de müşteri isteği veya uygulama alanı doğrultusunda kullanılabilirler.

11.1.4. Yuvarlanma Elemanları

Kuvvet iletimini sağlarlar, rulmanların sınıflandırmasında ana etken olarak rol oynarlar. Bilyeler küresel şekillidirler, kullanıldıkları yataklarda sürtünme kuvvetleri diğer rulmanlara göre daha düşüktür ve çok yüksek hızlarda dönen rulmanlı yataklarda tercih edilirler. Çelik bilyelerin yanı sıra seramik bilyelerde rulmanlarda kullanılmaktadırlar. Bilyelerin rulmandaki teması noktasaldır. Şekil 11.2’de gösterildiği gibi rulmanlarda kullanılan makaralar konik, silindirik, küresel ve iğne makaralı olmak üzere çeşitleri mevcuttur. Rulmanda çizgisel temas ile yük taşırlar. Temas uçlarındaki yük dağılımını minimize etmek için yüzeylerinde bombe mevcuttur. Çizgisel temasa sahip olması nedeniyle aynı ölçülerdeki bilyeli rulmana göre daha fazla yük taşırlar [19].



Şekil 11.2. Yuvarlanma elemanı çeşitleri [19].

11.1.5. Kapak

Kapaklar, rulman içerisindeki gresin dışarı çıkmasını ve dışardan rulman içerisine yabancı madde girmesini engeller. Kapaklar malzemelerine göre aşağıdaki şekilde gruplanır [19].

Sac kapak (Z): Sacdan imal edilirler, malzeme TS 275- DIN EN 10202'dir. İç bileziğe sürtünmedikleri için lastik kapaklara göre daha yüksek hızlarda kullanılabilirler.

Lastik kapak (RS): NBR, ACM, FKM, NDNN, HNBR gibi çeşitli elastomer ve çelik sac kısımdan oluşurlar. İç bileziğe sürtünerek çalıştıkları için içerden dışarıya veya dışardan içeriye doğru sızdırmazlıkları sac kapaklara göre çok daha iyidir, ancak sürtünmeden dolayı yüksek hızlarda çalışmaya uygun değildirler. Ancak yüksek hızlar için nispeten daha uygun az temaslı veya temassız tasarım yapılabilir. Çeşitli uygulamalara göre iç dudak şekilleri farklıdır. (RSR, RS1, RDD vb.)

Lastik esaslı malzemelerin dikkate alınması gereken çalışma sıcaklıkları aşağıda verilmiştir.

- NBR: -30°C / +105°C (Kısa süreli çalışmalarda max 120 °C'ye çıkabilir)
- NDNN: -40°C / +130°C (Kısa süreli çalışmalarda max 150°C'ye çıkabilir)
- HNBR: -40°C / +150°C (Kısa süreli çalışmalarda max 170°C'ye çıkabilir)
- ACM: -20°C / +150°C (Kısa süreli çalışmalarda max 170°C'ye çıkabilir)
- FKM: -30°C / +200°C (Kısa süreli çalışmalarda max 230°C'ye çıkabilir).

11.2. YAĞLAMA ÇEŞİTLERİ VE GRES

Rulmanların güvenilir çalışması için, yuvarlanma elemanları ile yuvarlanma yolları arasındaki direkt metal temasını engellemek ve yüzeylerin aşınmasını önlemek amacıyla uygun bir şekilde yağlama yapılması gerekmektedir. Bu nedenle uygun yağın seçimi, yağlama metodu vb. unsurlar önemlidir. Rulmanların yağlanması için gresler, sıvı yağlar ve özel bazı durumlarda da katı yağlar kullanılabilir. Yağlama, sürtünmeyi, dolayısıyla aşınmayı azaltır ve paslanmayı önlemektedir. Yağ, soğutma ve sızdırmazlık görevini de üstlenebilir. Taşıyıcı özelliğe sahip bir yağ filminin oluşması genelde rulman yüküne, devir sayısına, yağın çalışma viskozitesine ve rulman büyüklüğüne bağlıdır.

Yağ seçiminde sadece teorik hesaplarla bulunan değerleri (temas yüzeylerinin mikro ve makro geometrileri, yuvarlanma teması anındaki yağlama durumu gibi) almakla birlikte bunlara ek olarak tecrübe değerlerine de yer vermek gerekir. Özellikle yüksek basınç katkı maddeleri ihtiva eden yağ kimyevi reaksiyona giriyorsa bu konu daha da önem kazanır.

Gresler, katkı maddeleri ile kalınlaştırılarak elde edilen madeni veya sentetik yağlardır. Gres ile yapılan yağlama, rulmanlarda kullanılan en yaygın yağlama şeklidir. Yuvarlanma elemanı ile bilezik yuvarlanma yolları arasında film tabakası oluşturarak sürtünmeyi minimum düzeye indiren gresler rulmanların kullanım yerlerine göre (yük, sıcaklık, devir, ortam koşulları vs.) çok çeşitlilik gösterir, bu oran tüm uygulamaların %90'ı civarındadır. Kullanım koşullarının iyi analiz edilerek uygun özelliklerde gresin

seçilmesi gerekir. Rulman içerisine konulacak gres miktarı kullanıcı isteğine göre değişmekle beraber genel olarak rulman iç hacminin %20-%30'u arasındadır. Özel uygulamalarda bu değerler değişebilir. Örneğin, yüksek hızlarda gres miktarı azaltılır. Genel olarak imalat esnasında rulmana konulan gres, rulmanın tüm çalışma ömrü için yeterlidir [19].

Sıvı yağ ile yağlama genellikle yüksek hız veya çalışma sıcaklığının gres kullanımına uygun olmadığı zamanlarda uygulanmaktadır. Ayrıca az sürtünme ve rulmanlardaki sıcaklığın dışarı atılması, gürültü ve titreşimin azaltılması gerektiğinde sıvı yağ ile yağlama yapılmaktadır. Yağ banyosu, sıçratmalı- çarpmalı yağlama, damlatmalı yağlama, sirkülasyon yağlaması, sisli ve hava-yağ karışımı ile yağlama, püskürtmeli yağlama çeşitli sıvı yağ ile yağlama şekilleridir.

11.3. RULMANLARIN HASSASİYETİ

Rulmanlar kullanılacakları yerlere göre çeşitli hassasiyet gruplarında imal edilmektedirler. Her rulmanın normal hassasiyette olanları mevcuttur ancak çok hassas yataklanan ve yüksek devirde çalışan millerde kullanılacak rulmanların daha hassas boyut ve çalışma toleranslarının daraltılmış olarak imal edilmesi gerekir. Çok hassas olmayan çalışma koşulları için gereğinden fazla hassasiyete sahip rulman seçilmesi gereksiz maliyet artışına sebep olur. Rulman parçalarının hassasiyeti mil ve gövdedeki rulman oturma yerlerinin mümkün olan işleme hassasiyetine bağlıdır. Rulman hassasiyet grupları ISO 492 ve TS 6269 standartlarında detaylı olarak tanımlanmıştır [19]. Buna göre:

- P0 (Normal) hassasiyet grubu: Normal tolerans ve çalışma hassasiyeti
- P6 hassasiyet grubu: P0'dan daha dar tolerans ve çalışma hassasiyeti
- P5 hassasiyet grubu: P6'dan daha dar tolerans ve çalışma hassasiyeti
- P4 hassasiyet grubu: P5'ten daha dar tolerans ve çalışma hassasiyeti
- P2 hassasiyet grubu: P4'ten daha dar tolerans ve çalışma hassasiyeti

Ayrıca rulman köşe mesafeleri de standartlarda tanımlanmaktadır ancak özel uygulamalar için değişiklikler uygulanabilir.

11.4. RULMAN BOŞLUĞU

Bir rulmanın iç veya dış bileziklerinden birisi sabit olduğunda diğeri radyal veya aksenel yönde hareket etmektedir. Bu hareketin miktarına rulman boşluğu denir. Rulman boşlukları radyal ve aksenel olmak üzere iki yönde dikkate alınır. Rulmanlar millere mümkün olduğunca hassas bir şekilde yataklanmalıdır. Takılan rulmanın boşluğunun ancak birkaç mikron olmasına izin verilir. Bu çalışma şartlarını elde edebilmek için çeşitli kriterler dikkate alınmak zorundadır. Rulman bileziklerindeki ve bağlı parçalardaki farklı ısı genleşmeleri rulmanın kasılmasına yol açar. Sıkı geçmeler rulman boşluğunu azaltır. Genelde uygulama yerine takılmış bir rulmanın çalışma boşluğu, takılmamış rulman boşluğundan daha küçüktür. Takılmamış rulmanın boşluğu değişik çalışma şartlarına ve uygulama toleranslarına uygun olarak seçilmelidir. Bu nedenle normal boşluklu rulmanların yanı sıra daha küçük ve daha büyük boşluklu rulmanlar da vardır. Rulman boşluk grupları ISO 5753-1, ISO 5753-2 ve TS 6269 standartlarında detaylı olarak tanımlanmıştır [19]. Buna göre:

- C2 boşluk grubu: Normal (C0) den küçük boşluk
- C0 (Normal) boşluk grubu: Normal boşluk (kodlama yazılmaz)
- C3 boşluk grubu: Normalden büyük boşluk
- C4 boşluk grubu: C3 ten büyük boşluk
- C5 boşluk grubu: C4 ten büyük boşluk

Radyal boşluğun seçiminde uyulması gereken kurallar pratik olarak şöyle sıralanabilir:

- Normal çalışma şartlarında rulman bileziklerinden birinin hafif pres geçme toleranslarına sahip olması halinde Normal (C0) boşluk seçilir.
- Eğer tatlı sıkı yataklama gerekli ise, o zaman azaltılmış radyal boşluk C2 seçilir. Geçmelerin sıkı olmamasına dikkat edilmelidir.
- Arttırılmış rulman boşluğu C3, C4 ve C5 ise büyük yüklere maruz kalan sıkı geçmeler, yönleri belli olmayan yüklere maruz kalan pres geçme iç ve dış bilezikler, dış ve iç bilezikler arasındaki ısı farkı, gövdenin soğutulması veya milin ısınması gibi özel çalışma şartları için seçilir.

11.5. RULMANLARIN ÇALIŞMA SICAKLIĞI

Genel olarak standart üretimde rulmanlar 150°C sıcaklığına kadar herhangi bir şekil değişikliği, ölçü değişikliği vb. deformasyona uğramadan çalışacak şekilde ısıtılma işlemine tabi tutularak üretilirler. Rulmanlar bu sıcaklık limitinin üzerindeki şartlarında çalışacak ise özel ısıtılma işlemine tabi tutulmaları gerekir [19]. Buna göre:

- S0 (Normal) ısıtılma işlem grubu: maksimum 150°C çalışma sıcaklığı için, sertlik: HRc 60-64
- S1 ısıtılma işlem grubu: maksimum 200°C çalışma sıcaklığı için, sertlik: HRc 57-61
- S2 ısıtılma işlem grubu: maksimum 250°C çalışma sıcaklığı için, sertlik: HRc 53-57
- S3 ısıtılma işlem grubu: maksimum 300°C çalışma sıcaklığı için, sertlik: HRc 51-55
- S4 ısıtılma işlem grubu: maksimum 350°C çalışma sıcaklığı için, sertlik: HRc 50-54

11.6. RULMAN ÇEŞİTLERİ

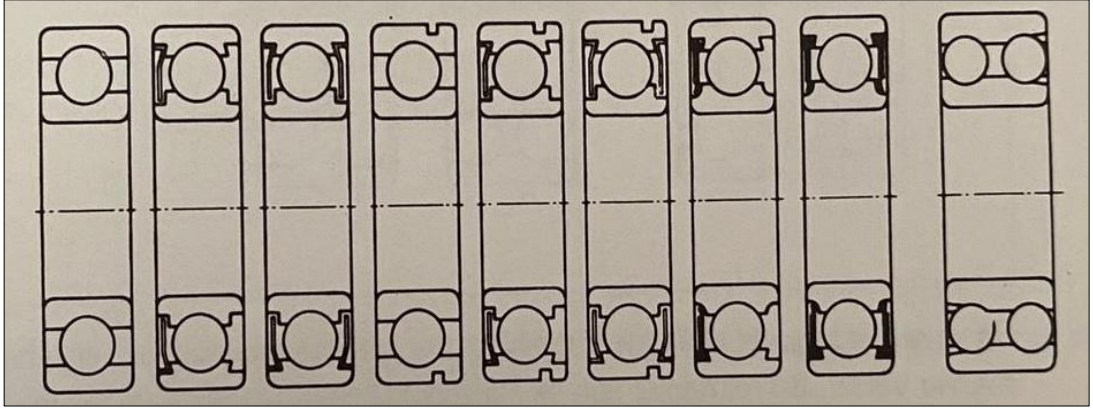
Rulmanlar yuvarlanma elamanlarının çeşitlerine göre iki ana başlık altında çeşitlere ayrılmaktadır. Bunlar: Bilyeli rulmanlar ve makaralı rulmanlardır.

11.6.1. Bilyeli Rulmanlar

11.6.1.1. Tek Sıralı ve Çift Sıralı Bilyeli Rulmanlar

Standart tiplerde ve özel ölçülerde olabilecek, parçalarına ayrılamayan rulmanlardır. Bilyeli rulmanlar tüm rulman tipleri içerisinde en yüksek devir sayısı sınırına sahiptir. Bu tarz rulmanlarda bilyelerin küresel yapısı nedeniyle bilyelerin sadece üst noktası halka yataklarına temas etmektedir. Bu nedenle makaralı rulmanlara göre daha az yüzey teması sağladıklarından daha az sürtünme ile daha yüksek devir sayıları elde edilebilir. Radyal boşluğa bağlı olarak, normal çalışma şartlarında eksen konumuna bağlı olarak 0,133° ile 0,266° toleransları aralığında eğik takılabilirler. Standart seri

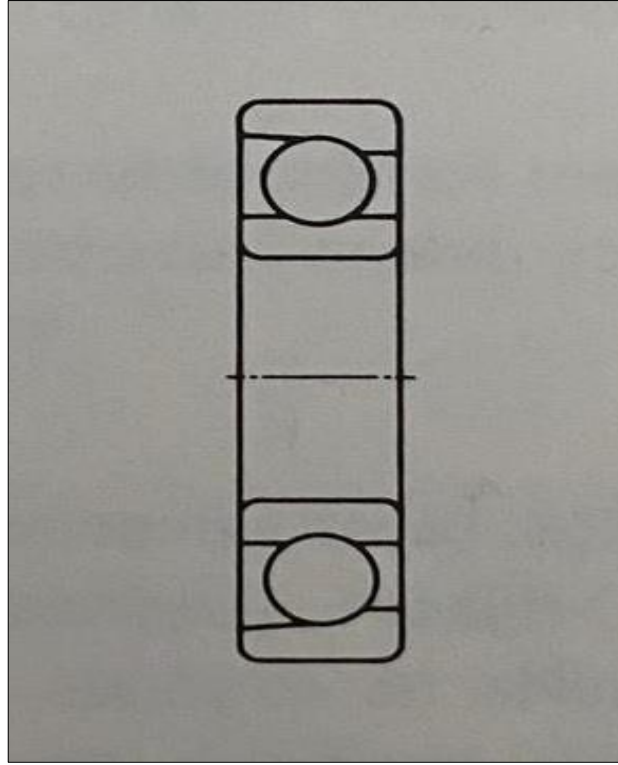
imalat programlarında genellikle temassız kapaklı, tek sıra bilyeli rulmanlar olduğu gibi temaslı contalı rulmanlarda bulunmaktadır. Her iki tarafında da kapağı bulunan rulmanlar bakım gerektirmez. Çift sıra bilyeli rulmanların radyal yük taşıma kapasitesi tek sıralı olanlara göre daha yüksektir ancak aksel olarak daha az yük taşıyabilirler. Eğik konumlara da müsait değildir [19]. Şekil 11.3'te tek ve çift sıralı rulmanların kesiti gösterilmiştir.



Şekil 11.3. Tek ve çift sıralı rulmanların kesiti [19].

11.6.1.2. Omuzlu Bilyeli Rulmanlar

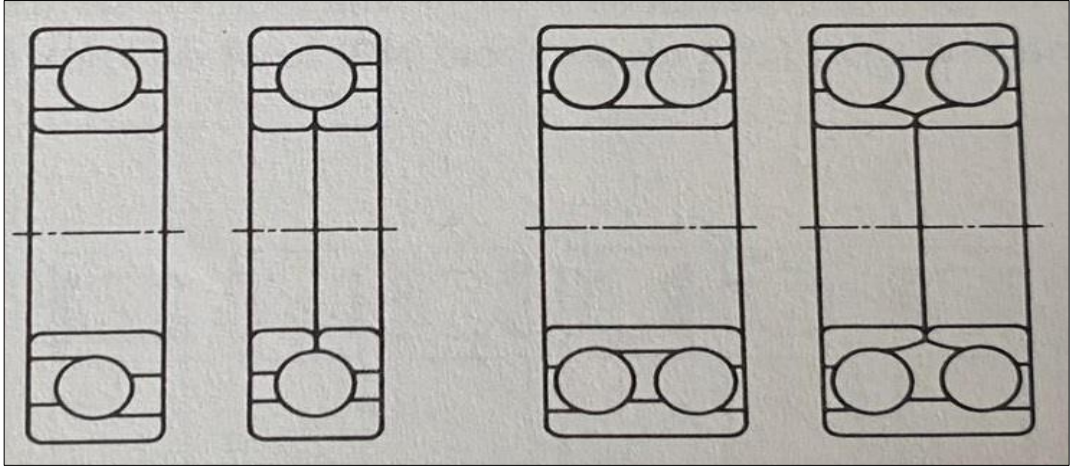
Omuzlu bilyeli rulmanlar, yapı olarak tek sıralı bilyeli rulmanlara benzemektedirler. Fark dış bezikteki tek omuzdan gelmektedir. Yuvarlanma yolu profili bir tarafta kısa bir silindirik yuvarlanma yolu haline dönüşmektedir. Bir milin yataklanmasında kullanılan iki omuzlu rulman az bir aksel boşluk ile takılır ve böylece milin ısıya bağlı olarak uzamasını iyi bir şekilde dengeler. Aksel yükler kısıtlı olarak taşınabilir. Bilye kafesli iç bilzeik ve dış bilzeikler değiştirilebilir yapıdadır [19]. Şekil 11.4'te omuzlu rulmanın kesiti gösterilmiştir.



Şekil 11.4. Omuzlu rulman kesiti [19].

11.6.1.3. Açısal Temaslı (Eksenel) Bilyeli Rulmanlar

Standart tiplerde ve özel ölçülerde olabilecek rulmanlardır. Tek sıralı açısal temaslı rulmanlar, sadece bir yönden gelen eksenel yükleri taşıyabilirler ve bu nedenle ikinci bir rulmanın yanına monte edilmeleri gerekir. Tek sıralı açısal temaslı rulmanlar parçalarına ayrılmazlar. Yük açısı 40° 'dir. En uygun yük dağılımı kuvvet oranları 1 olduğu zaman sağlanır ($F_a / F_r = 1$). Yüksek devirlerde çalışmaya uygundur ve karşıt rulmanlara olan mesafe kısa seçilmelidir. Çünkü milin ısıya bağlı uzunluk değişimleri rulmandaki çalışma boşluğunu etkiler [19]. Şekil 11.5'te açısal temaslı rulmanın kesiti gösterilmiştir.



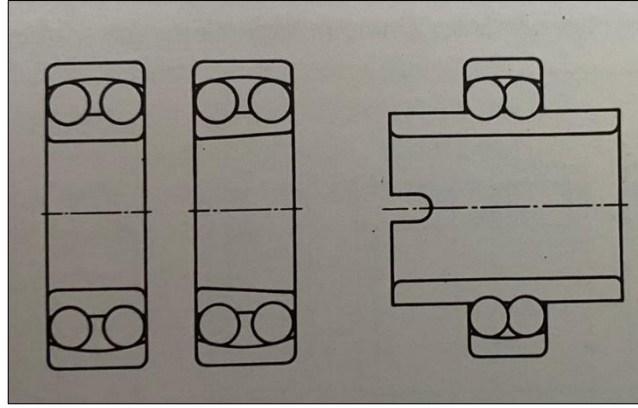
Şekil 11.5. Açısal temaslı rulman kesiti [19].

11.6.1.4. Dört Nokta Temaslı Bilyeli Rulmanlar

Dört nokta temaslı rulmanlar tek sıralı eğik bilyeli rulmanlardır ve bu yüzden çift sıralı tasarımlara göre aksel yönde çok daha az alan gerektirirler. Dört nokta temaslı bilyeli rulmanlar, içi dolu dış bilezikler, ayrık iç bilezikler ve pirinç veya polyamid kafesleri olan bilye ve kafes tertibatlarından meydana gelir. İki parçalı iç bilezikler sayesinde çok sayıda bilye yerleştirilebilir. İç bileziğin yarım parçaları ilgili rulmanla eşleştirilir ve aynı boyuttaki rulmanlarla değiştirilmemeleri gerekir. Bilye ve kafes tertibatlı dış bilezik, iç bilezik yarım parçalarından ayrı olarak takılabilir [19].

11.6.1.5. Oynak Bilyeli Rulmanlar

Standart serilerde ve özel ölçülerde olabilecek rulmanlardır. Oynak bilyeli rulmanlar çift sıralı, dış bilezikteki yuvarlanma yolu iç bükey küre biçiminde olan, parçalarına ayrılmayan rulmanlardır. Bu nedenle açıları ayarlanabilir. Yataklamalarda eksen hatalarından ve eksene göre 4°'ye kadar olan mil esnemelerinden etkilenmezler. İç bileziği geniş oynak bilyeli rulmanlar çekme olarak imal edilmiş millerle takılmaya uygundur [19]. Şekil 11.6'da oynak bilyeli rulmanın kesiti gösterilmiştir.

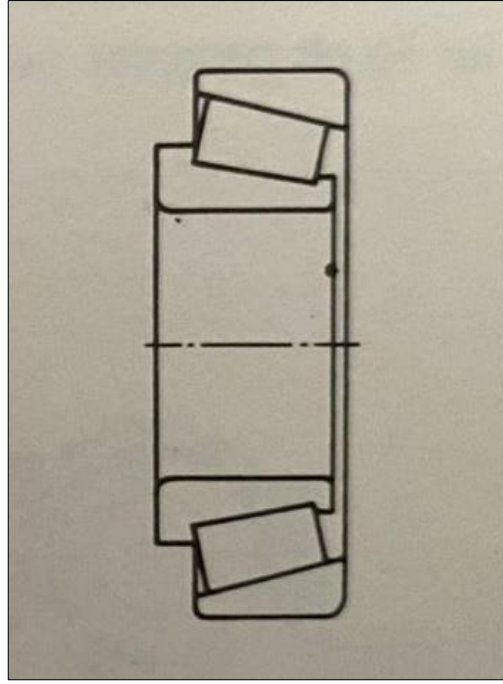


Şekil 11.6. Oynak bilyeli rulman kesiti [19].

11.6.2. Makaralı Rulmanlar

11.6.2.1. Konik Makaralı Rulmanlar

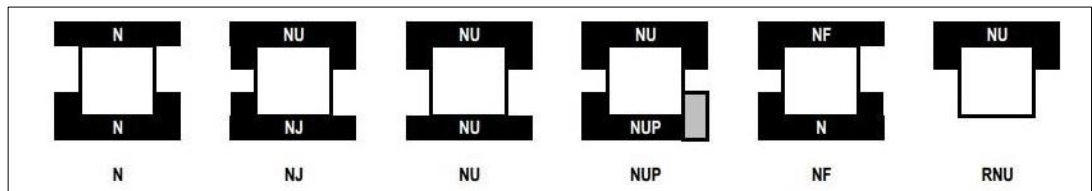
Metrik ve inç seri rulmanlar olmak üzere adlandırılırlar. İnç serisindeki rulmanlar özel kodlamalara sahiptir. Metrik serideki rulmanlar standart seriler ve özel ölçülerde olabilecek rulmanlardır. Konik makaralı rulmanlar parçalarına ayrılabilirler. Makaralar ve yuvarlanma yolları arasındaki çizgisel temas en uygun şekilde getirilmiştir. Kenar gerilmeleri bu yolla giderilmiştir, yuvarlanma yolu formlarında bombe mevcuttur. Konik makaralı rulmanlar aksenal yükleri bir yönde taşıyabilirler. Karşı destek olarak ikinci bir konik makaralı rulman kullanılabilir. Kullanılacak olan rulman serisinin radyal yük miktarına göre seçilmesi gerekmektedir. Isıya bağlı olarak milde meydana gelen uzunluk değişimleri rulmanın çalışması için gerekli olan rulman boşluğunu olumsuz etkiler. Bu nedenle karşıt rulmana olan mesafenin küçük tutulması gereklidir. Rulman boşluğu montaj esnasında karşıt rulmana göre ayarlanır [19]. Şekil 11.7’de konik makaralı rulman kesiti gösterilmiştir.



Şekil 11.7. Konik makaralı rulman kesiti [19].

11.6.2.2. Silindirik Makaralı Rulmanlar

Silindirik makaralı rulmanlar parçalarına ayrılabilen radyal rulmanlardır. Makaralar ve yuvarlanma yolları arasındaki çizgisel temas uygun şekilde getirilmiş ve kenar gerilmeleri bu yolla giderilmiştir, yuvarlanma yolu formlarında bombe mevcuttur. Radyal yük taşıma gücü 2-4 dakika arasında bir eğrilige müsaade edilmektedir. Yüksek radyal yük şartlarında, aynı ölçülerde makaralı rulmanlar bilyeli rulmanlara oranla daha uygundur. İç bileziği şekline göre ve aksesuar kullanımına göre rulmanların isimlendirilmesi yapılır. Şekil 11.8’de gösterildiği gibi N, NJ, NU, NUP, HJ, RNU, RN olarak kodlanırlar. Genel olarak plastik kafeslidirler. N ve NU tipindeki silindirik makaralı rulmanlar ile iğneli rulmanlar sadece radyal olarak yüklenebilir. Diğer radyal rulmanlar hem radyal hem de aksenal yükleri karşılayabilir [19].



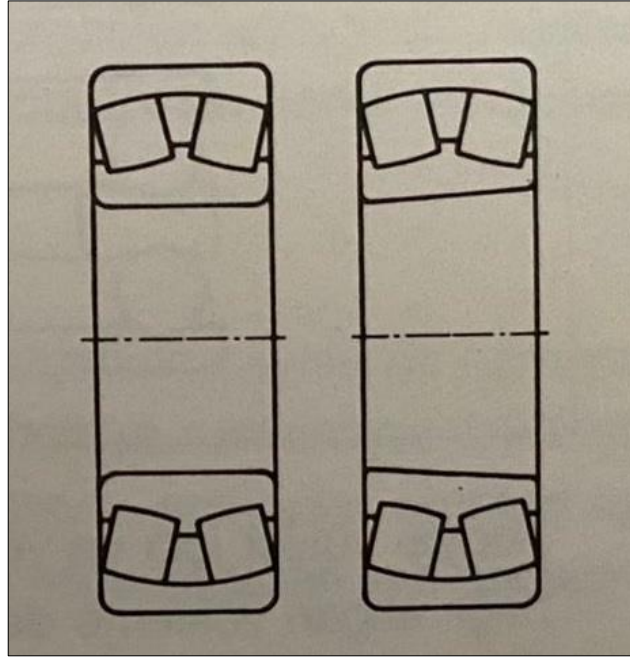
Şekil 11.8. Silindirik makaralı rulmanların isimlendirilmesi [19].

11.6.2.3. Fıçı Makaralı Rulmanlar

Fıçı makaralı rulmanlar tek sıralı ve kendinden ayarlamalı makaralı rulmanlardır. Konkav kanallı içi dolu dış bileziklerden, iki kanallı içi dolu iç bileziklerden ve kafesler ile fıçı makaralardan oluşurlar. Konik ya da silindirik iç çaplara sahiptirler. Rulmanlar parçalarına ayrılamazlar. Fıçı makaralı rulmanlar yüksek radyal darbeli tipte yüklerin olduğu ve ayarsızlıkların telafi edilmesinin gerektiği durumlar için uygundur. Sadece düşük bir eksenel yük taşıma kapasitelerine sahiptirler [19].

11.6.2.4. Oynak Makaralı Rulmanlar

Oynak makaralı rulmanlar dış bilezikteki yuvarlanma yolu iç bükey küre biçiminde olan ve parçalarına ayrılmaz rulmanlardır. Yataklamalarda eksen hatalarından ve eksene göre $0,5^\circ$ 'ye kadar olan mil esnemelerinden etkilenmezler. Büyük rulmanlar mukavemet sınırları yakın yüklerde çalıştırıldıkları takdirde yağlama sorunları ortaya çıkabilir. Genellikle dış bilezikte yer alan yağlama kanalı veya yağlama deliği soruna çözüm getirmektedir. Genelde kullanılan kafesler plastik malzemedendir [19]. Şekil 11.9'da oynak makaralı rulman kesiti gösterilmiştir.



Şekil 11.9. Oynak makaralı rulman kesiti [19].

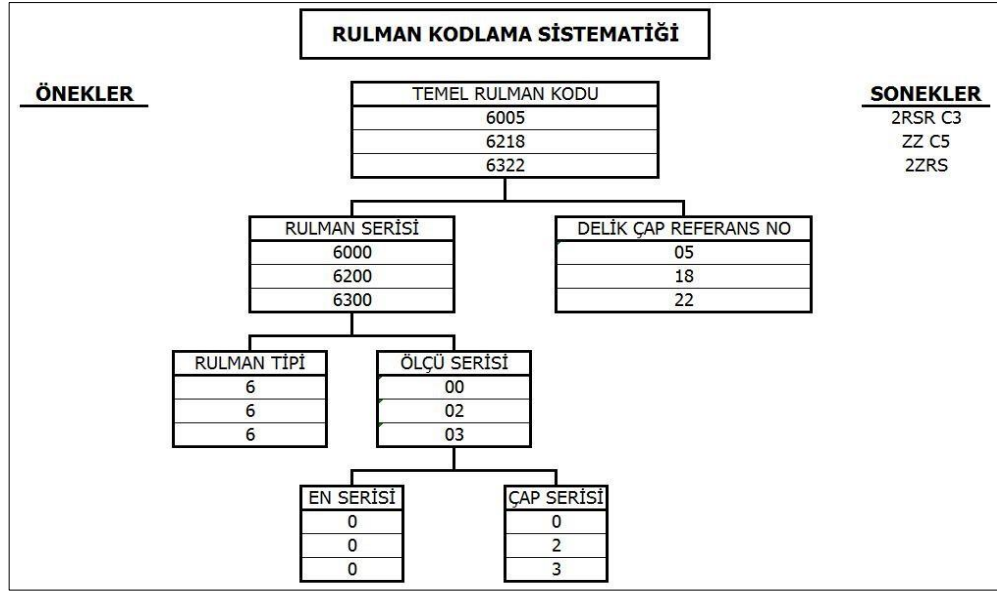
11.7. RULMANLARIN KODLANMASI

Rulmanların doğru kodlanması, istenen rulman tipinin ve rulmanın teknik özelliklerinin doğru olarak ifade edilmesi açısından çok önemlidir. Fabrikalarda işletme koşullarında çalışan rulmanların değiştirilmesi gerektiğinde, rulman siparişi verilirken yapılabilecek kodlama hataları kritik sonuçlara neden olabilmektedir. Arızalı bir makinanın rulman değişimi rulman kodlama hatası nedeniyle geciktiğinde, makine tamirinin gecikmesi, üretimin aksaması, zaman ve para kaybına neden olmaktadır. Dünyada üretilen ve kullanılan rulmanların çeşitliliği düşünüldüğünde (100.000'den fazla çeşit) kodlamada hata yapılmaması için rulmanlar belli bir sisteme göre kodlanmıştır. Bu sisteme göre her bir rulmanın kendine ait bir kodu vardır [19].

Rulman kodunu oluşturan kriterler:

- Rulman tipi
- Rulman boyutları
- Rulman toleransları
- Rulman boşluğu
- Diğer teknik özelliklerdir.

Eğer bir rulmanın oluşan " kapaklı olması, boşluk grubunun normalden büyük olması gibi, normalden farklı bir özelliği varsa, bu durum çeşitli harf ve rakamlardan ön ek" ve "son ek" lerin temel rulman koduna eklenmesi ile ifade edilir. Rulmanlarda kullanılan ön ek ve son ekler markadan markaya farklılıklar göstermektedir. Şekil 11.10 'da örnek bir rulman kodlama yer almaktadır.



Şekil 11.10. Rulman kodlama örnek sistematığı [19].

Aşağıda Çizelge 11.1’de rulman kodlamasında kullanılan son ek için örnek verilmiştir.

Çizelge 11.1. Rulman kodlamasında son ek açıklamaları [19].

SON EK	AÇIKLAMASI
CN	DIN 620'ye göre normal boşluk (Sadece özel durumlarda yazılır)
C1	c2'den büyük boşluk (DIN 620'ye göre)
C2	Normalden küçük boşluk (DIN 620'ye göre)
C3	Normalden büyük boşluk (DIN 620'ye göre)
C4	C3'ten büyük boşluk (DIN 620'ye göre)
C5	C4'ten büyük boşluk (DIN 620'ye göre)
E, E1	Geliştirilmiş iç hacim
K	Konik delikli rulman Koniklik 1:12
K30	Konik delikli rulman Koniklik 1:30
N	Dış bilezikte segman yuvası, tek taraftan kapaklı rulmanlarda segman yuvası kapak olmayan tarafa yakın
NR	Dış bilezikte segman yuvası ve segman, tek taraftan kapaklı rulmanlarda segman yuvası kapak olmayan tarafa yakın
V	Dış çapta yağ kanalı
NO	Dış çapta O-ring kanalı
PN	DIN 620'ye göre normal tolerans sınıfı (Genelde yazılmaz)
P2, P4, P5, P6	Çeşitli tolerans sınıfları (Normal toleranstan daha hassas)
RSR, RS1	Tek taraflı lastik kapak
Z	Tek taraflı saç kapak
RDD	Bir tarafta temassız lastik kapak (RSR'den fark: RSD kapak) rulmanlarda kapak iç dudağı ile iç bilezik arasındaki mesafe minimuma indirilmiş ve conta dudağı iç bileziğe değmiyor, dolayısı ile hiç sürtünme yok)
2RS	Çift taraflı lastik kapak
2RDD	Çift tarafta temassız lastik kapak (RSR'den fark: RSD kapak) rulmanlarda kapak iç dudağı ile iç bilezik arasındaki mesafe minimuma indirilmiş ve conta dudağı iç bileziğe değmiyor, dolayısı ile hiç sürtünme yok.)
ZZ	Çift taraflı saç kapak

Aşağıda Çizelge 11.2’de rulman kodlamasında kullanılan ön ek için örnek verilmiştir.

Çizelge 11.2. Rulman kodlamasında ön ek [19].

ÖN EK	AÇIKLAMASI
K	Kafes ile yuvarlanma elemanı müşterek (Bilye veya makara takımı)
L	Parçalarına ayrılabilen bir rulmanın serbest iç veya dış bileziği
R	Parçalarına ayrılabilen bir rulmanın makara takımını taşıyan iç veya dış bileziği
BO	Bir silindirik makaralı rulmanda düz halka
W	Tek yönlü bir aksenal rulmanın mil halkası
G	Tek veya çift yönlü aksenal rulmanın gövde halkası
M	Çift yönlü aksenal rulmanın ara halkası
B	Tek veya çift yönlü aksenal rulmanın küresel gövde halkası
U	Tek veya çift yönlü aksenal rulmanın oturma halkası

BÖLÜM 12

İŞ MİLİ (SPINDLE) NEDİR

İş mili (Spindle) yüksek devirlerde çalışan motor tiplerine verilen genel bir isimdir. Kontrolleri spindle sürücüleri tarafından yapılır. Endüstrinin gelişmesi ile birlikte, makinalarda zaman ilerledikçe farklı gereksinimlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu gereksinimlerden biri de yüksek devirde malzemeleri işleyebilen motorlardır. İş mili yüksek devirlerde dönebilen motor teknolojisi olarak ağaç, cam ve metal gibi materyallerin işlenmesinde tercih edilmektedir. İş mili, sıvı soğutmalı iş mili ve hava soğutmalı iş mili olarak iki gruba ayrılır. İş mili tipleri arasında kullanılan yataklama elamanı olarak seramik rulmanlı ve çelik rulmanlı modeller bulunmaktadır. Seramik rulmanlı modellerde, rulman yuvarlanma elamanları seramik malzemeden yapılmaktadır. Seramik malzemenin sürtünme katsayısı az olmasından kaynaklı olarak çelik rulmanlı modellere göre daha yüksek devirlere çıkılabilmektedir. İş mili, servo motor kadar durma ve kalkma konumlarında hassasiyet göstermez. Yük taşıma alanındaki avantajları sebebiyle sıkça tercih edilir.

İş mili yapısal olarak, mil ve statordan oluşmaktadır. Stator içinde yer alan mil, elektrik alanının etkisi ile dönme hareketi yapmaktadır. Bu sayede elektrik enerjisi mekanik enerjiye çevrilmiş olur. İş milleri dönme devirlerine göre çeşitlere ayrılır. CNC makinelerinde kullanılmasının yanı sıra işlenecek malzeme cinsine ve kaldırılacak talaş miktarına göre iş milleri tercihi yapılır. Örneğin; kayış kasnaklı iş milleri genellikle CNC freze ve işleme merkezlerinde tercih edilir, yüksek frekans iş milleri CNC gravür makineleri için tercih edilmektedir. Tüm bunların yanı sıra iş milleri, CNC makineleri alanının dışında tıp endüstrisi, görüntüleme ve kayıt endüstrisi, kopyalama ve çoğaltma makineleri, imalat teknolojileri, otomotiv sanayi, savunma sanayi ve uzay teknolojisi alanlarında da kullanılmaktadır.

12.1. İŞ MİLİ (SPINDLE) AVANTAJLARI

- İş milleri standart motorlara göre çok daha az yer kaplamaktadır.
- İş milleri, yüksek devirlerde dönmeleri sayesinde çok daha hassas üretim yapmaya olanak sağlar.
- Geleneksel endüstriyel robotlara göre çok daha az ısı açığa çıkarırlar.
- Aktarma elamanlarında arıza olma ihtimali çok daha azdır.
- Benzersiz bir tork ve güç yoğunluğu sunarlar. Özellikle asenkron motorlarla karşılaştırıldığında aynı boyutlarda çok daha iyi performans sunar. Bu durum rotorun uyarma akımını ihtiyaç duymamasından kaynaklıdır.
- Değişen yük altında dahi yüksek dönme kararlılığına sahiptir. Böylece ürünlerin yüzey kalitesi büyük oranda artar.
- Yüksek güç ve tork yoğunluğu aynı zamanda enerji tasarrufu sağlar. Benzer güçteki asenkron motorlarla karşılaştırıldığında mili aktarılan güç %50'ye varan oranda daha yüksek olabilir.

BÖLÜM 13

UYGULAMA ÇALIŞMASI

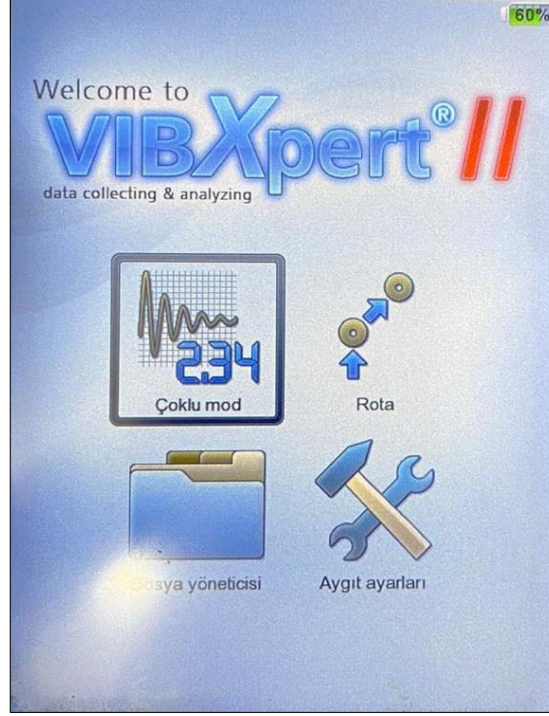
13.1. VERİ TOPLAMA CİHAZI

Bu çalışmada titreşim ölçümleri şekil 13.1’de yer alan Fluke Corporation firmasının ürettiği VIBXPERT II modeli olan; veri toplama, titreşim analizi ve yerinde dengesizliği giderme işlemlerinin gerçekleştirilmesini sağlayan cihaz kullanılarak elde edilmiştir.



Şekil 13.1. Veri toplama cihazı.

Titreşim ölçüm cihazı, Kestirimci bakım kapsamında makine bakımı için gerekli olan titreşim ölçüm ve değerlendirme ihtiyaçlarını kapsayan özelliklere sahiptir. Şekil 13.2’de cihaza ait menü gösterilmiştir.



Şekil 13.2. VIBXPART II menüsü.

13.1.1. Çoklu Mod

Periyodik plan oluşturmadan anlık olarak ölçüm almak için kullanılan modüldür. Çoklu mod modülünde anlık olarak iki metot ile ölçüm almak mümkündür. Bu iki metot; Toplam değer ve metodu ve sinyal metodudur. Toplam değer metodu altında; hız, ivme, yer değiştirme, AC ve DC değerler alınır. Sinyal metodu altında; ivme, hız, yer değiştirme ölçümleri ayrı olarak yapılabilmektedir. Toplam değer metodu ile sinyal metodu arasındaki fark sinyal metodunda grafik yöntemi ile sonuçları analiz etme imkanı sağlar. Toplam değer metodu ise spektrum sonuçları ile analiz etme imkanı sağlamaktadır.

13.1.2. Rota

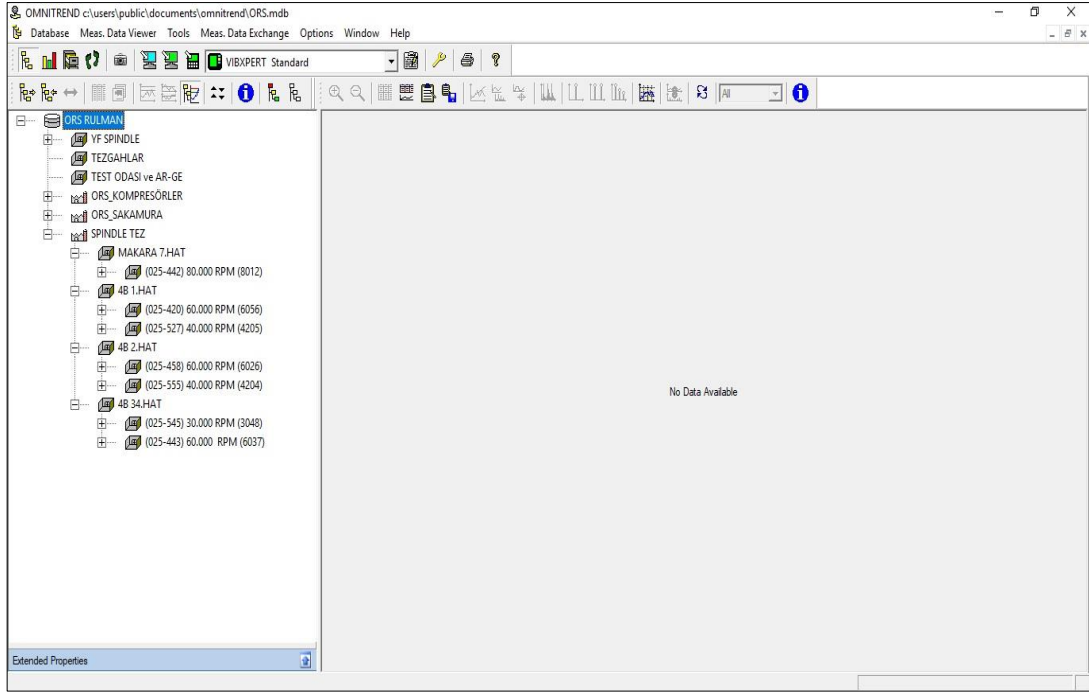
Periyodik plan oluşturarak, titreşim ölçümü alınacak ekipmanlar ve ölçüm noktalarının kaydedilerek rota oluşturulması ile saha otomatik veri toplamak için kullanılan modüldür. Rota üzerinden değerlendirilmesi istenilen; hız, ivme, toplam değer hız, toplam değer ivme gibi kullanıcının belirleyeceği ölçüm metotlarını kullanarak istenilen tüm metotların hepsini otomatik olarak ölçümünü gerçekleştirir.

13.1.3. Ayarlar

Titreşim cihazı ile ilgili ayarların yapıldığı modüldür.

13.1.4. OMNITREND Center

Periyodik olarak titreşim ölçümü alınacak ekipmanların ve ölçüm noktaları ile birlikte hız, ivme vb. ölçüm çeşitlerinin kaydedilerek rotanın oluşturulduğu bilgisayar programıdır. Bununla birlikte alınan titreşim ölçümlerinde ekipmanın net genel görünümü ve durumunun izlenebildiği, tespit edilen arızalar ile ilgili çalışma ve ölçüm sonuçlarına yönelik bağlantıların bulunduğu HTML formatında interaktif raporlama işlevini yerine getirir. Omnitrend Center sayesinde farklı ölçüm değerlerinin birbiriyle ilişkisini XY grafiği, 3D şelale grafiği gibi inceleme ve alınan tüm titreşim değerlerinin analiz etme imkanı sağlar. Şekil 13.3 'te OMNITREND Center programının ara yüzü gösterilmektedir.



Şekil 13.3. OMNITREND Center program arayüzü.

13.2. UYGULAMA ÇALIŞMASI

Bu çalışmada, Orta Doğu Rulman Sanayi ve Tic. A.Ş fabrikasında bulunan taşlama tezgahlarında kullanılan iş mili rulmanlarında ortaya çıkan arızalar titreşim analizi yöntemi ile kestirimci bakım yapılarak belirlenmiştir. Çalışma 80.000 RPM, 60.000 RPM, 40.000 RPM ve 30.000 RPM devirlere sahip taşlama tezgahlarında kullanılan iş mili rulmanlarında titreşim analizi ile kestirimci bakım yapılmıştır.

Alınan ölçümlerin analiz edilmesi sonucunda taşlama tezgahlarında kullanılan iş millerinde dengesizlik arızaları tespit edilmiştir. İş mili rulmanlarında ise kafes arıza başlangıcı, iç bilezik arıza başlangıcı, bilye arıza başlangıcı tespit edilmiştir.

13.2.1. İş Mili Teknik Bilgiler

Bu çalışmada taşlama tezgahlarında kullanılan iş mili (Spindle) rulmanı arızalarının tespit edilmesi için özel tip üretim yapan seri üretim tezgahlarının iş mili rulmanlarından ölçümler alınmıştır. Şekil 13.4 'de ölçüm alınan iş mili rulmanlarının fotoğrafı görülmektedir. Alınan titreşim ölçümleri radyal yönden alınmıştır. İş mili

rulmanlarının montajlandığı konum itibari ile stator içerisinde bulunması nedeniyle yataklardan alınan ölçümlerde gözlemlenen bazı piklerin stator kaynaklı elektriksel etkiden olduğu tahmin edilmektedir.



Şekil 13.4. İş mili rulmanı titreşim ölçümü.

Titreşim ölçümü alınan mil rulmanlarına ait teknik bilgiler çizelge 13.1, 13.2, 13.3, 13.4, 13.5, 13.6 ve 13.7’de verilmiştir.

Çizelge 13.1. 4B 1.Hat 60.000 RPM teknik bilgileri.

4B 1.HAT 60.000 RPM	
ÖZELLİK	DEĞER
MARKA	RMC
MODEL	RMC-148
HIZ	40.000 RPM
EN DÜŞÜK DEVİRDE ENERJİ TÜKETİMİ	10.000 d/dk-1.4 kW
EN YÜKSEK DEVİRDE ENERJİ TÜKETİMİ	60.000 d/dk-6.5 kW
EN DÜŞÜK DEVİRDE AKIM VE GERİLİM	42 V-179 Hz-28 A
EN YÜKSEK DEVİRDE AKIM VE GERİLİM	200 V-1000 Hz-28 A
ÖN RULMAN	71906 CD/P4A
ARKA RULMAN	7004 CDGA/HCP4A

Çizelge 13.2. 4B 1.Hat 40.000 RPM teknik bilgileri.

4B 1.HAT 40.000 RPM	
ÖZELLİK	DEĞER
MARKA	RMC
MODEL	RMC-149
HIZ	40.000 RPM
VOLTAJ	200 V
ÇEKTİĞİ AKIM	24 A
ÇALIŞMA FREKANSI	700 Hz
ÖN RULMAN	7004 CDGA/HCP4A
ARKA RULMAN	7006 CD/P4A

Çizelge 13.3. 4B 2.Hat 60.000 RPM teknik bilgileri

4B 2.HAT 60.000 RPM	
ÖZELLİK	DEĞER
MARKA	RMC
MODEL	RMC-148
HIZ	40.000 RPM
EN DÜŞÜK DEVİRDE ENERJİ TÜKETİMİ	10.000 d/dk-1.4 kW
EN YÜKSEK DEVİRDE ENERJİ TÜKETİMİ	60.000 d/dk-6.5 kW
EN DÜŞÜK DEVİRDE AKIM VE GERİLİM	42 V-179 Hz-28 A
EN YÜKSEK DEVİRDE AKIM VE GERİLİM	200 V-1000 Hz-28 A
ÖN RULMAN	71906 CD/P4A
ARKA RULMAN	7004 CDGA/HCP4A

Çizelge 13.4. 4B 2.Hat 40.000 RPM teknik bilgileri.

4B 2.HAT 40.000 RPM	
ÖZELLİK	DEĞER
MARKA	RMC
MODEL	RMC-149
HIZ	40.000 RPM
VOLTAJ	200 V
ÇEKTİĞİ AKIM	24 A
ÇALIŞMA FREKANSI	700 Hz
ÖN RULMAN	7004 CDGA/HCP4A
ARKA RULMAN	7006 CD/P4A

Çizelge 13.5. 4B 34.Hat 30.000 RPM teknik bilgileri.

4B 34.HAT 30.000 RPM	
ÖZELLİK	DEĞER
MARKA	TOYO
MODEL	HFD03-75-51
SERİ NUMARASI	860016
VOLTAJ	200 V
ÇEKTİĞİ AKIM	24 A
HIZ	30.000 RPM
ÇALIŞMA FREKANSI	500 Hz
ÖN RULMAN	71914 CDGC/P4A
ARKA RULMAN	71907 CEQA/P4A

Çizelge 13.6. 4B 34.Hat 60.000 RPM teknik bilgileri.

4B 34.HAT 60.000 RPM	
ÖZELLİK	DEĞER
MARKA	RMC
MODEL	RMC-148
HIZ	40.000 RPM
EN DÜŞÜK DEVİRDE ENERJİ TÜKETİMİ	10.000 d/dk-1.4 kW
EN YÜKSEK DEVİRDE ENERJİ TÜKETİMİ	60.000 d/dk-6.5 kW
EN DÜŞÜK DEVİRDE AKIM VE GERİLİM	42 V - 179 Hz - 28 A
EN YÜKSEK DEVİRDE AKIM VE GERİLİM	200 V - 1000 Hz - 28 A
ÖN RULMAN	71906 CD/P4A
ARKA RULMAN	7004 CDGA/HCP4A

Çizelge 13.7. 4A Makara 80.000 RPM teknik bilgileri.

4A MAKARA 80.000 RPM	
ÖZELLİK	DEĞER
MARKA	TOYO
MODEL	HHFD08-09
SERİ NUMARASI	85858
VOLTAJ	160 V
ÇALIŞMA FREKANSI	1333 Hz
ÖN RULMAN	71905 CE/HCP4A
ARKA RULMAN	71902 CE/P4A

13.2.2. 4B 1.Hat 60.000 RPM İş Mili

Maksimum 60.000 RPM devire sahip millerde ön yataklama rulmanı olarak 71906 arka yataklama rulmanı olarak 7004 rulmanları kullanılmaktadır. İmalat sürecinde maksimum 50.000 RPM devirde çalışmaktadır. Çalışma kapsamında imalat devri olan 50.000 RPM temel alınarak ölçümler alınmıştır. Kullanılan rulmanlar seramik bilyeli olup yüksek devirlerde çalışma kapasitesine sahiptir. Kullanılan rulmanlar ile ilgili teknik özellikler Çizelge 13.8’ de verilmiştir.

Çizelge 13.8. 4B 1.Hat 60.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.

ÖZELLİKLER	71906 ÖN	7004 ARKA
MARKA	SKF	SKF
MODEL	71906 CD/P4A	7004 CDGA/HCP4A
BİLYA SAYISI	20	12
BİLYA ÇAPI	4.762 mm	6,35 mm
TEMAS AÇISI	15 °	15 °
BÖLÜM DAİRESİ ÇAPI	38,5 mm	31 mm

Rulman arıza frekansları arıza başlaması itibari ile ilk önce hız genliğinde belirgin olmaktadır. Arızanın ilerlemesi ile ivme genliğinde belirginleşmektedir. Rulman arızalarının ilk arıza oluşumunda tespit etmek istenilmesi nedeni ile hız genliğini gözlemlemek amacı ile hız genliğinin spektrum analizi yapılmıştır. Çizelge 13.9 ve 13.10’da 4B 1.Hat 60.000 RPM’e ait teorik hesaplama ile elde edilen rulman hasar frekansları verilmiştir.

Çizelge 13.9. 4B 1.Hat 60.000 RPM 71906 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	833,33	-	-	1666,66	-	-	2499,99	-	-
FTF	366,88	-	-	733,77	-	-	1100,65	-	-
BPFO	7337,7	-	-	14675,4	-	-	22013,1	-	-
BPFI	9328,9	8495,6	10162,2	18657,8	17824,5	19491,2	27986,7	27153,4	28820,1
BSF	3320,6	2953,7	3687,5	6641,2	6274,3	7008,1	9961,8	9594,9	10328,6

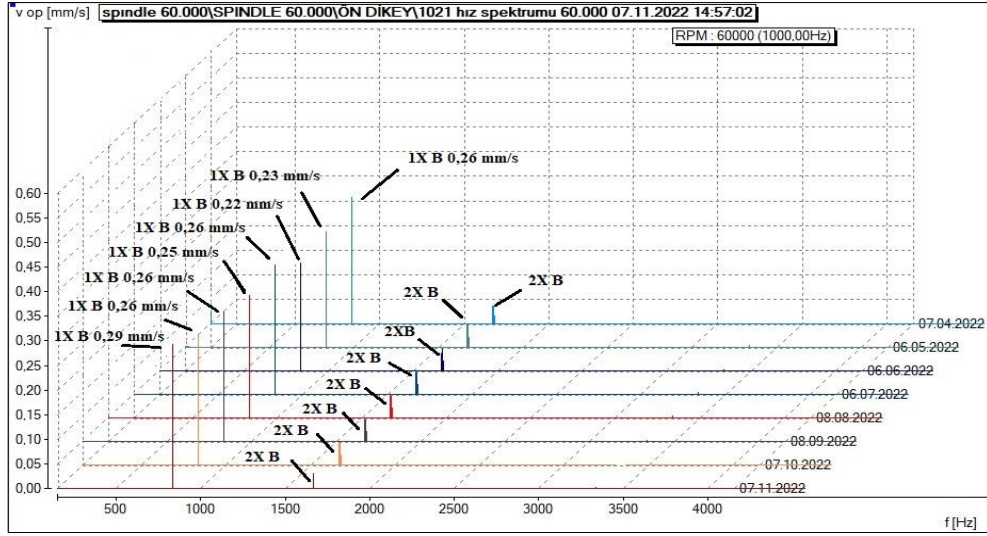
Çizelge 13.10. 4B 1.Hat 60.000 RPM 7004 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	833,33	-	-	1666,66	-	-	2499,99	-	-
FTF	334,22	-	-	668,45	-	-	1002,67	-	-
BPFO	4010,7	-	-	8021,4	-	-	12032,1	-	-
BPFI	5989,3	5155,9	6822,6	11978,5	11145,2	12811,9	17967,8	17134,5	18801,1
BSF	1954,5	1620,3	2288,7	3909,0	3574,7	4243,2	5863,4	5529,2	6197,7

07.04.2022 tarihinde yapılan ilk titreşim ölçümünde 1X çalışma devrinde baskın 0,26 mm/s seviyesinde ve harmoniğinde 0,1 mm/s altında hız genliği tespit edilmiştir. Alınan ölçümler sonucunda dengesizlik arızasının göstergesi olan 1X hız genliği seviyesi 0,22 mm/s ile 0,29 mm/s arasında değişkenlik göstermiştir. Yataklama rulmanlarında herhangi bir arıza tespit edilememiştir. Var olan dengesizlik değerinin ISO 17243 standardında belirtilen değerlere göre düşük seviyelerde olması makine elemanlarına zarar verecek seviyede değildir ve önceden planlanmış imalatın da olumsuz etkilenmemesi için herhangi bir bakım işlemi gerçekleştirilmemiştir. Makinenin kontrol altında tutulması ve dengesizlik değerinin artıp artmadığının tespit edilebilmesi için ölçümlere devam edilmelidir. Çizelge 13.11'de 4B 1.Hat 60.000 RPM iş miline ait teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı yer almaktadır.

Çizelge 13.11. 4B 1.Hat 60.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.

TEORİK HESAPLANAN DENGESİZLİK FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN DENGESİZLİK FREKANSI
833,33 Hz	07.04.2022	834,00 Hz
	06.05.2022	834,25 Hz
	06.06.2022	834,00 Hz
	06.07.2022	834,00 Hz
	08.08.2022	834,25 Hz
	08.09.2022	834,00 Hz
	07.10.2022	834,25 Hz
	07.11.2022	834,75 Hz



Şekil 13.5. 4B 1.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik teşhisi.

13.2.3. 4B 1.Hat 40.000 RPM İş Mili

Maksimum 40.000 RPM devire sahip millerde ön yataklama rulmanı olarak 7004 arka yataklama rulmanı olarak 7006 rulmanları kullanılmaktadır. İmalat sürecinde maksimum 35.000 RPM devirde çalışmaktadır. Çalışma kapsamında imalat devri olan 35.000 RPM temel alınarak ölçümler alınmıştır. Kullanılan rulmanlar seramik bilyeli olup yüksek devirlerde çalışma kapasitesine sahiptir. Kullanılan rulmanlar ile ilgili teknik özellikler Çizelge 13.12' de verilmiştir.

Çizelge 13.12. 4B 1.Hat 40.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.

ÖZELLİKLER	7004 ÖN	7006 ARKA
MARKA	SKF	SKF
MODEL	7004 CDGA/HCP4A	7006 CD/P4A
BİLYA SAYISI	12	14
BİLYA ÇAPI	6,35 mm	7,938 mm
TEMAS AÇISI	15 °	15 °
BÖLÜM DAİRESİ ÇAPI	31 mm	42,5 mm

Rulman arıza frekansları arıza başlaması itibari ile ilk önce hız genliğinde belirgin olmaktadır. Arızanın ilerlemesi ile ivme genliğinde belirginleşmektedir. Rulman arızalarının ilk arıza oluşumunda tespit etmek istenilmesi nedeni ile hız genliğini gözlemlemek amacı ile hız genliğinin spektrum analizi yapılmıştır. Çizelge 13.13 ve 13.14'te 4B 1.Hat 40.000 RPM'e ait teorik hesaplama ile elde edilen rulman hasar frekansları verilmiştir.

Çizelge 13.13. 4B 1.Hat 40.000 RPM 7004 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	583,33	-	-	1166,66	-	-	1749,99	-	-
FTF	214,37	-	-	428,74	-	-	643,12	-	-
BPFO	2572,5	-	-	5144,9	-	-	7717,4	-	-
BPMI	3841,5	3307,0	4376,0	7683,1	7148,6	8217,6	11524,6	10990,1	12059,1
BSF	1253,6	1039,2	1468,0	2507,2	2292,8	2721,6	3760,8	3546,5	3975,2

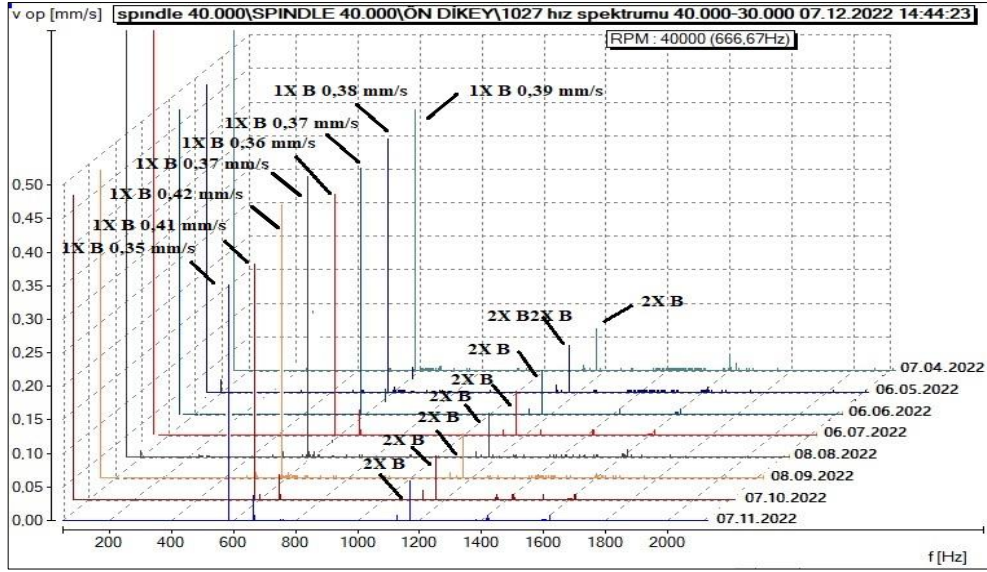
Çizelge 13.14. 4B 1.Hat 40.000 RPM 7006 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	583,33	-	-	1166,66	-	-	1749,99	-	-
FTF	239,05	-	-	478,09	-	-	717,14	-	-
BPFO	3346,6	-	-	6693,3	-	-	10039,9	-	-
BPMI	4820,0	4236,7	5403,3	9640,0	9056,6	10223,3	14460,0	13876,6	15043,3
BSF	1510,7	1271,7	1749,8	3021,5	2782,4	3260,5	4532,2	4293,2	4771,3

07.04.2022 tarihinde yapılan ilk titreşim ölçümünde 1X çalışma devrinde baskın 0,39 mm/s seviyesinde ve harmoniğinde 0,1 mm/s altında hız genliği tespit edilmiştir. Alınan ölçümler sonucunda dengesizlik arızasının göstergesi olan 1X hız genliği seviyesi 0,35 mm/s ile 0,42 mm/s arasında değişkenlik göstermiştir. Yataklama rulmanlarında herhangi bir arıza tespit edilememiştir. Var olan dengesizlik değerinin ISO 17243 standardında belirtilen değerlere göre düşük seviyelerde olması makine elemanlarına zarar verecek seviyede değildir ve önceden planlanmış imalatın da olumsuz etkilenmemesi için herhangi bir bakım işlemi gerçekleştirilmemiştir. Makinenin kontrol altında tutulması ve dengesizlik değerinin artıp artmadığının tespit edilebilmesi için ölçümlere devam edilmelidir. Çizelge 13.15.'te 4B 1.Hat 40.000 RPM iş miline ait teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı yer almaktadır.

Çizelge 13.15. 4B 1.Hat 40.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.

TEORİK HESAPLANAN DENGESİZLİK FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN DENGESİZLİK FREKANSI
583,33 Hz	07.04.2022	584,25 Hz
	06.05.2022	584,00 Hz
	06.06.2022	584,00 Hz
	06.07.2022	584,00 Hz
	08.08.2022	584,00 Hz
	08.09.2022	584,00 Hz
	07.10.2022	584,25 Hz
	07.11.2022	584,25 Hz



Şekil 13.6. 4B 1.Hat 40.000 RPM iş mili dengesizlik teşhisi.

13.2.4. 4B 2.Hat 60.000 RPM İş Mili

Maksimum 60.000 RPM devire sahip millerde ön yataklama rulmanı olarak 71906 arka yataklama rulmanı olarak 7004 rulmanları kullanılmaktadır. İmalat sürecinde maksimum 50.000 RPM devirde çalışmaktadır. Çalışma kapsamında imalat devri olan 50.000 RPM temel alınarak ölçümler alınmıştır. Kullanılan rulmanlar seramik bilyeli olup yüksek devirlerde çalışma kapasitesine sahiptir. Kullanılan rulmanlar ile ilgili teknik özellikler Çizelge 13.16' da verilmiştir.

Çizelge 13.16. 4B 2.Hat 60.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.

ÖZELLİKLER	71906 ÖN	7004 ARKA
MARKA	SKF	SKF
MODEL	71906 CD/P4A	7004 CDGA/HCP4A
BİLYA SAYISI	20	12
BİLYA ÇAPI	4.762 mm	6,35 mm
TEMAS AÇISI	15 °	15 °
BÖLÜM DAİRESİ ÇAPI	38,5 mm	31 mm

Rulman arıza frekansları arıza başlaması itibari ile ilk önce hız genliğinde belirgin olmaktadır. Arızanın ilerlemesi ile ivme genliğinde belirginleşmektedir. Rulman arızalarının ilk arıza oluşumunda tespit etmek istenilmesi nedeni ile hız genliğini gözlemlemek amacı ile hız genliğinin spektrum analizi yapılmıştır. Çizelge 13.17 ve

13.18'de 4B 2.Hat 60.000 RPM'e ait teorik hesaplama ile elde edilen rulman hasar frekansları verilmiştir.

Çizelge 13.17. 4B 2.Hat 60.000 RPM 71906 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	833,33	-	-	1666,66	-	-	2499,99	-	-
FTF	366,88	-	-	733,77	-	-	1100,65	-	-
BPFO	7337,7	-	-	14675,4	-	-	22013,1	-	-
BPFI	9328,9	8495,6	10162,2	18657,8	17824,5	19491,2	27986,7	27153,4	28820,1
BSF	3320,6	2953,7	3687,5	6641,2	6274,3	7008,1	9961,8	9594,9	10328,6

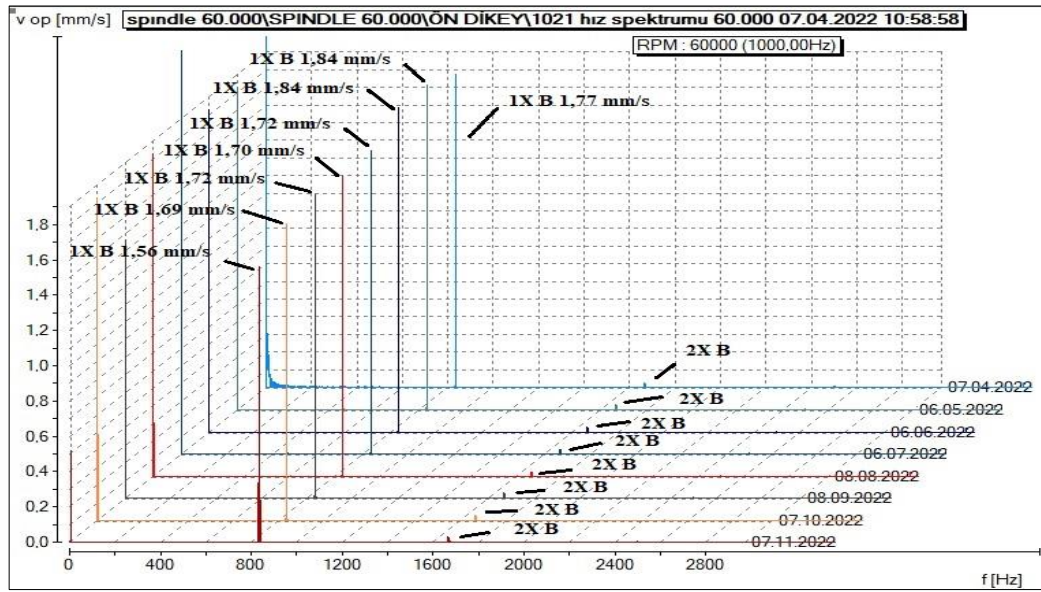
Çizelge 13.18. 4B 2.Hat 60.000 RPM 7004 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	833,33	-	-	1666,66	-	-	2499,99	-	-
FTF	334,22	-	-	668,45	-	-	1002,67	-	-
BPFO	4010,7	-	-	8021,4	-	-	12032,1	-	-
BPFI	5989,3	5155,9	6822,6	11978,5	11145,2	12811,9	17967,8	17134,5	18801,1
BSF	1954,5	1620,3	2288,7	3909,0	3574,7	4243,2	5863,4	5529,2	6197,7

07.04.2022 tarihinde yapılan ilk titreşim ölçümünde 1X çalışma devrinde baskın 1,77 mm/s seviyesinde ve harmoniğinde 0,1 mm/s altında hız genliği tespit edilmiştir. Alınan ölçümler sonucunda dengesizlik arızasının göstergesi olan 1X hız genliği seviyesi 1,56 mm/s ile 1,84 mm/s arasında değişkenlik göstermiştir. Yataklama rulmanlarında herhangi bir arıza tespit edilememiştir. Var olan dengesizliğe etki eden faktörün iş miline bağlı olan kesici uç bağlama aparatından kaynaklandığı tespit edilmiştir. Var olan dengesizlik değerinin kesici ucu bağlama aparatından kaynaklanması ve iş milindeki asıl titreşim değerlerinin ISO 17243 standardında belirtilen değerlere göre düşük seviyelerde olması makine elemanlarına zarar verecek seviyede değildir ve önceden planlanmış imalatın da olumsuz etkilenmemesi için herhangi bir bakım işlemi gerçekleştirilmemiştir. Makinenin kontrol altında tutulması ve dengesizlik değerinin artıp artmadığının tespit edilebilmesi için ölçümlere devam edilmelidir. Çizelge 13.19'da 4B 2.Hat 60.000 RPM iş miline ait teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı verilmiştir.

Çizelge 13.19. 4B 2.Hat 60.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.

TEORİK HESAPLANAN DENGESİZLİK FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN DENGESİZLİK FREKANSI
833,33 Hz	07.04.2022	832,75 Hz
	06.05.2022	832,75 Hz
	06.06.2022	832,75 Hz
	06.07.2022	832,75 Hz
	08.08.2022	832,75 Hz
	08.09.2022	832,75 Hz
	07.10.2022	832,75 Hz
	07.11.2022	832,50 Hz



Şekil 13.7. 4B 2.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik teşhisi.

13.2.5. 4B 2.Hat 40.000 RPM İş Mili

Maksimum 40.000 RPM devire sahip millerde ön yataklama rulmanı olarak 7004 arka yataklama rulmanı olarak 7006 rulmanları kullanılmaktadır. İmalat sürecinde 32.000 RPM devirde çalışmaktadır. Çalışma kapsamında imalat devri olan 32.000 RPM temel alınarak ölçümler alınmıştır. Kullanılan rulmanlar seramik bilyeli olup yüksek devirlerde çalışma kapasitesine sahiptir. Kullanılan rulmanlar ile ilgili teknik özellikler Çizelge 13.20' de verilmiştir.

Çizelge 13.20. 4B 2.Hat 40.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.

ÖZELLİKLER	7004 ÖN	7006 ARKA
MARKA	SKF	SKF
MODEL	7004 CDGA/HCP4A	7006 CD/P4A
BİLYA SAYISI	12	14
BİLYA ÇAPI	6,35 mm	7,938 mm
TEMAS AÇISI	15 °	15 °
BÖLÜM DAİRESİ ÇAPI	31 mm	42,5 mm

Rulman arıza frekansları arıza başlaması itibari ile ilk önce hız genliğinde belirgin olmaktadır. Arızanın ilerlemesi ile ivme genliğinde belirginleşmektedir. Rulman arızalarının ilk arıza oluşumunda tespit etmek istenilmesi nedeni ile hız genliğini gözlemlenmesi amacıyla hız genliğinin spektrum analizi yapılmıştır. Çizelge 13.21 ve 13.22'de 4B 2.Hat 40.000 RPM'e ait teorik hesaplama ile elde edilen rulman hasar frekansları verilmiştir.

Çizelge 13.21. 4B 2.Hat 40.000 RPM 7004 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	533,33	-	-	1066,66	-	-	1599,99	-	-
FTF	214,37	-	-	428,74	-	-	643,12	-	-
BPFO	2572,5	-	-	5144,9	-	-	7717,4	-	-
BPFI	3841,5	3307,0	4376,0	7683,1	7148,6	8217,6	11524,6	10990,1	12059,1
BSF	1253,6	1039,2	1468,0	2507,2	2292,8	2721,6	3760,8	3546,5	3975,2

Çizelge 13.22. 4B 2.Hat 40.000 RPM 7006 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.

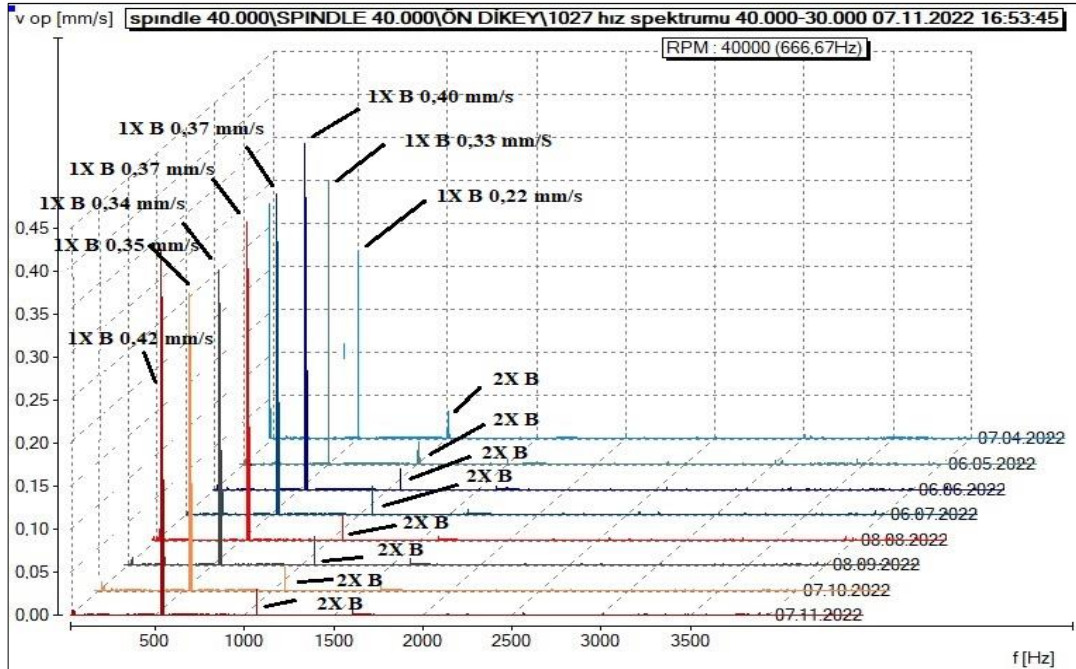
HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	533,33	-	-	1066,66	-	-	1599,99	-	-
FTF	239,05	-	-	478,09	-	-	717,14	-	-
BPFO	3346,6	-	-	6693,3	-	-	10039,9	-	-
BPFI	4820,0	4236,7	5403,3	9640,0	9056,6	10223,3	14460,0	13876,6	15043,3
BSF	1510,7	1271,7	1749,8	3021,5	2782,4	3260,5	4532,2	4293,2	4771,3

07.04.2022 tarihinde yapılan ilk titreşim ölçümünde 1X çalışma devrinde baskın 0,22 mm/s seviyesinde ve harmoniğinde 0,1 mm/s altında hız genliği tespit edilmiştir. Alınan ölçümler sonucunda dengesizlik arızasının göstergesi olan 1X hız genliği seviyesi 0,22 mm/s ile 0,42 mm/s arasında değişkenlik göstermiştir. Yataklama

rulmanlarında herhangi bir arıza tespit edilememiştir. Var olan dengesizlik değerinin ISO 17243 standardında belirtilen değerlere göre düşük seviyelerde olması makine elemanlarına zarar verecek seviyede değildir ve önceden planlanmış imalatın da olumsuz etkilenmemesi için herhangi bir bakım işlemi gerçekleştirilmemiştir. Makinenin kontrol altında tutulması ve dengesizlik değerinin artıp artmadığının tespit edilebilmesi için ölçümlere devam edilmelidir. Şekil 13.23’de 4B 2.Hat 40.000 RPM iş miline ait teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı verilmiştir.

Çizelge 13.23. 4B 2.Hat 40.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.

TEORİK HESAPLANAN DENGESİZLİK FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN DENGESİZLİK FREKANSI
533,33 Hz	07.04.2022	534,5 Hz
	06.05.2022	534,5 Hz
	06.06.2022	534,5 Hz
	06.07.2022	534,5 Hz
	08.08.2022	534,5 Hz
	08.09.2022	534,5 Hz
	07.10.2022	534,5 Hz
	07.11.2022	534,5 Hz



Şekil 13.8. 4B 2.Hat 40.000 RPM iş mili dengesizlik teşhisi.

13.2.6. 4B 34.Hat 30.000 RPM İş Mili

Maksimum 30.000 RPM devire sahip millerde ön yataklama rulmanı olarak 71914 arka yataklama rulmanı olarak 71907 rulmanları kullanılmaktadır. İmalat sürecinde maksimum 20.000 RPM devirde çalışmaktadır. Çalışma kapsamında imalat devri olan 20.000 RPM temel alınarak ölçümler alınmıştır. Kullanılan rulmanlar ile ilgili teknik özellikler Çizelge 13.24' te verilmiştir.

Çizelge 13.24. 4B 34.Hat 30.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.

ÖZELLİKLER	71914 ÖN	71907 ARKA
MARKA	SKF	SKF
MODEL	71914 CDGC/P4A	71907 CEGA/P4A
BİLYA SAYISI	24	19
BİLYA ÇAPI	9,525mm	5,556mm
TEMAS AÇISI	15 °	15 °
BÖLÜM DAİRESİ ÇAPI	85 mm	45 mm

Rulman arıza frekansları arıza başlaması itibari ile ilk önce hız genliğinde belirgin olmaktadır. Arızanın ilerlemesi ile ivme genliğinde belirginleşmektedir. Rulman arızalarının ilk arıza oluşumunda tespit etmek istenilmesi nedeni ile hız genliğini gözlemlenmesi amacıyla hız genliğinin spektrum analizi yapılmıştır. Çizelge 13.25 ve 13.26'da 4B 34.Hat 30.000 RPM'e ait teorik hesaplama ile elde edilen rulman hasar frekansları verilmiştir.

Çizelge 13.25. 4B 34.Hat 30.000 RPM 71914 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	333,33	-	-	666,66	-	-	999,99	-	-
FTF	148,63	-	-	297,25	-	-	445,88	-	-
BPFO	3567,0	-	-	7134,0	-	-	10701,0	-	-
BPFI	4432,9	4099,6	4766,2	8865,8	8532,5	9199,2	13298,8	12965,4	13632,1
BSF	1469,9	1321,2	1618,5	2939,7	2791,1	3088,4	4409,6	4261,0	45058,2

Çizelge 13.26. 4B 34.Hat 30.000 RPM 71907 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	333,33	-	-	666,66	-	-	999,99	-	-
FTF	146,79	-	-	293,58	-	-	440,37	-	-
BPFO	2789,0	-	-	5578,0	-	-	8366,9	-	-
BPFI	3544,3	3211,0	3877,6	7088,6	6755,2	7421,9	10632,9	10299,5	10966,2
BSF	1330,7	1183,9	1477,5	2661,4	2514,6	2808,1	3992,0	3845,2	4138,8

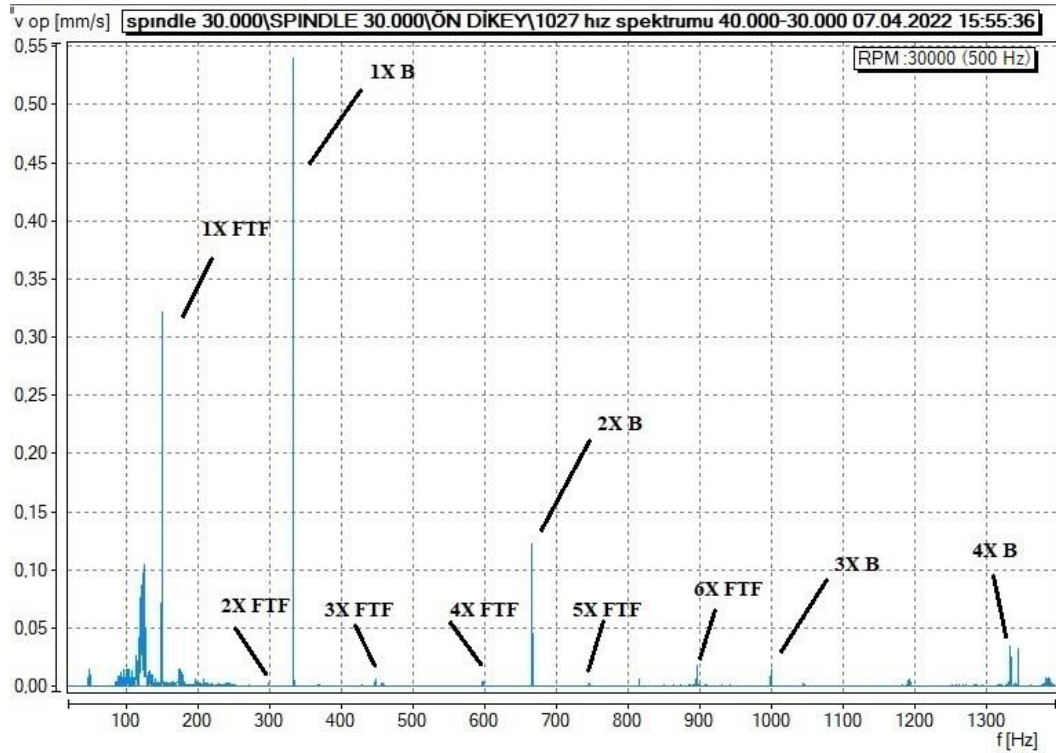
07.04.2022 tarihinde yapılan ilk titreşim ölçümünde iş milinde dengesizlik tespit edilmiştir. Bununla birlikte ön yataklama rulmanı 71914 'de 1X kafes arıza frekansında baskın ve harmoniklerinde düşük seviyede genlikler tespit edilmiştir ve bu yüzden ölçümlerin ayda bir alınarak sistemin kontrol altında tutulmasının uygun olacağına karar verilmiştir. 07.11.2022 tarihine kadar yapılan aylık periyodik titreşim ölçümlerinde kafes hasarının 1X'te ve harmoniklerinde ilerlemediği tespit edilmiştir. Çizelge 13.27'de 4B 34.Hat 30.000 RPM iş milinin teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı ve çizelge 13.28'de 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili 71914 ön rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı verilmiştir. Şekil 13.9'dan Şekil 13.16 'ya kadar titreşim ölçümü ile elde edilen hasar frekansları gösterilmektedir.

Çizelge 13.27. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.

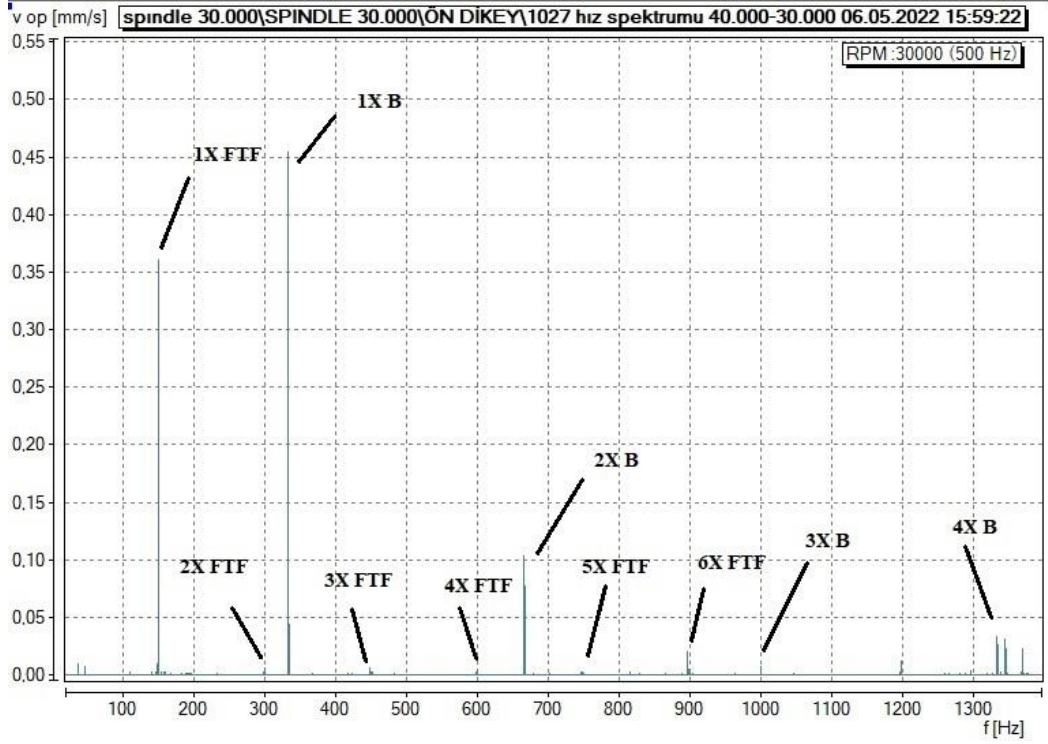
TEORİK HESAPLANAN DENGESİZLİK FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN DENGESİZLİK FREKANSI
1X 333,33 Hz 2X 666,66 Hz 3X 999,99 Hz	07.04.2022	1X 333,00 Hz 2X 666,00 Hz 3X 999,00 Hz
	06.05.2022	1X 333,00 Hz 2X 666,25 Hz 3X 999,00 Hz
	06.06.2022	1X 333,00 Hz 2X 666,25 Hz 3X 999,25 Hz
	06.07.2022	1X 333,25 Hz 2X 666,50 Hz 3X 999,75 Hz
	08.08.2022	1X 333,25 Hz 2X 666,50 Hz 3X 999,75 Hz
	08.09.2022	1X 333,00 Hz 2X 666,00 Hz 3X 999,00 Hz
	07.10.2022	1X 333,00 Hz 2X 666,00 Hz 3X 999,00 Hz
	07.11.2022	1X 333,00 Hz 2X 666,00 Hz 3X 999,00 Hz

Çizelge 13.28. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili 71914 ön rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.

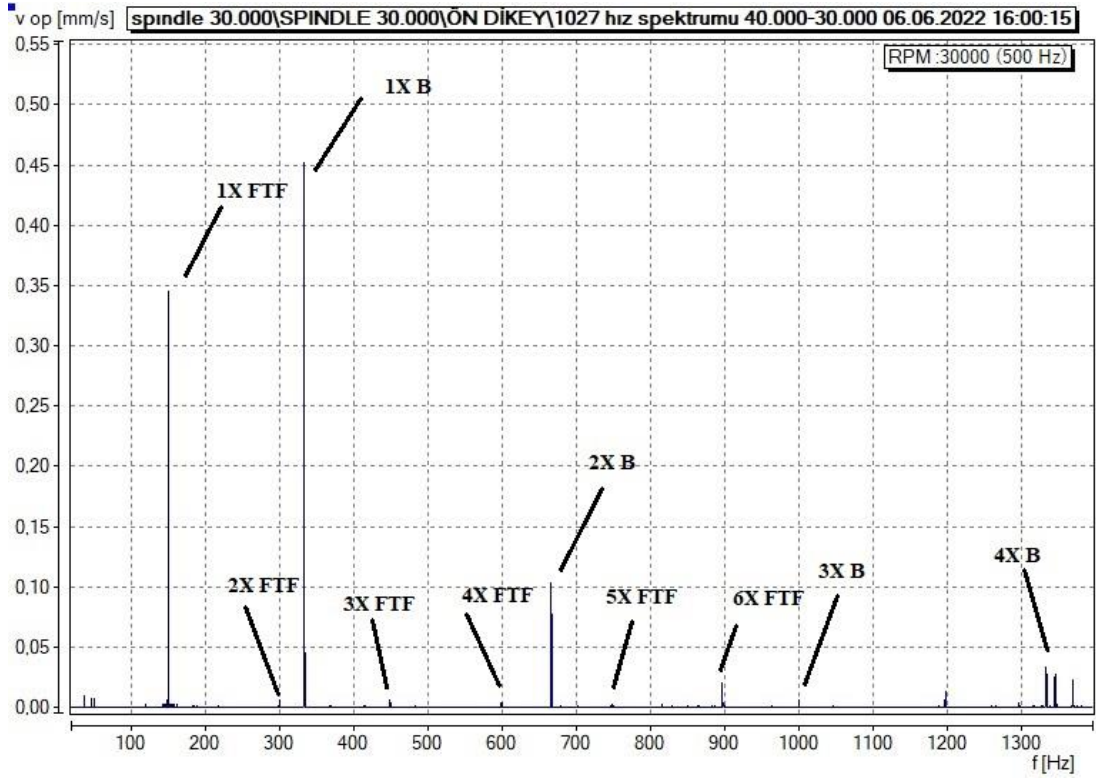
TEORİK HESAPLANAN FTF FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN FTF FREKANSI
1X 148,63 Hz 2X 297,26 Hz 3X 445,89 Hz	07.04.2022	1X 149,00 Hz 2X 298,00 Hz 3X 447,75 Hz
	06.05.2022	1X 149,75 Hz 2X 299,50 Hz 3X 449,25 Hz
	06.06.2022	1X 149,75 Hz 2X 299,50 Hz 3X 449,25 Hz
	06.07.2022	1X 149,75 Hz 2X 299,50 Hz 3X 449,25 Hz
	08.08.2022	1X 149,00 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,00 Hz
	08.09.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,00 Hz
	07.10.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,00 Hz
	07.11.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,00 Hz



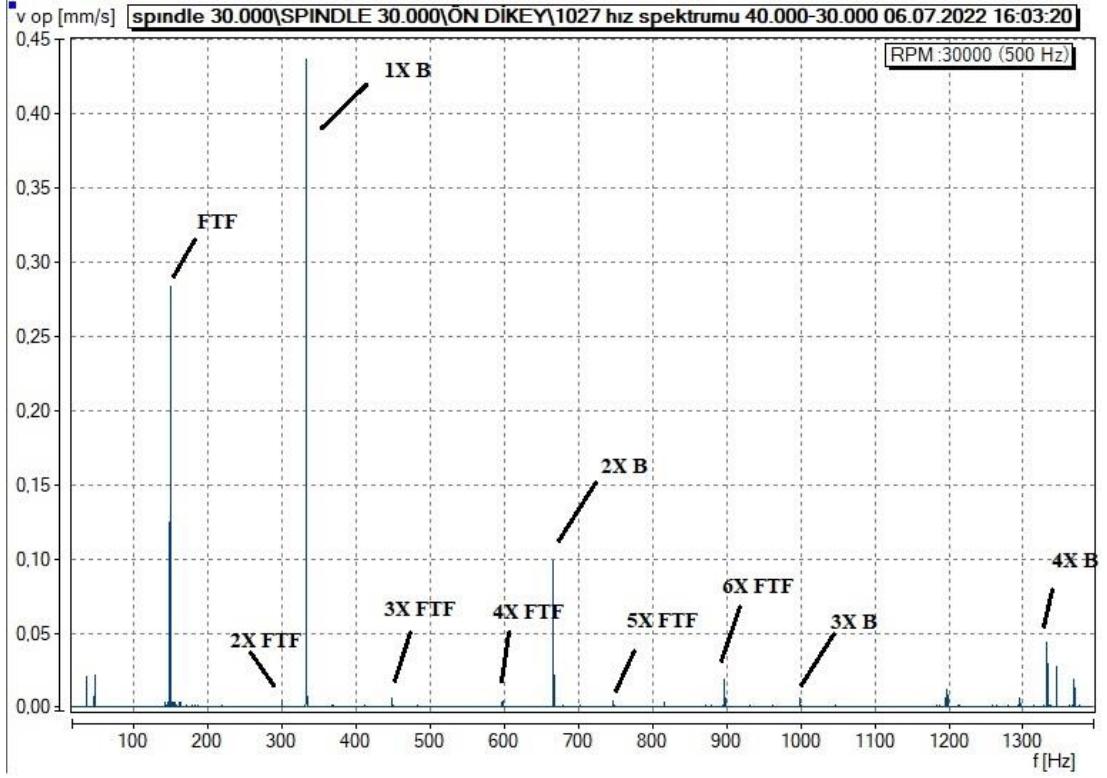
Şekil 13.9. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (07.04.2022).



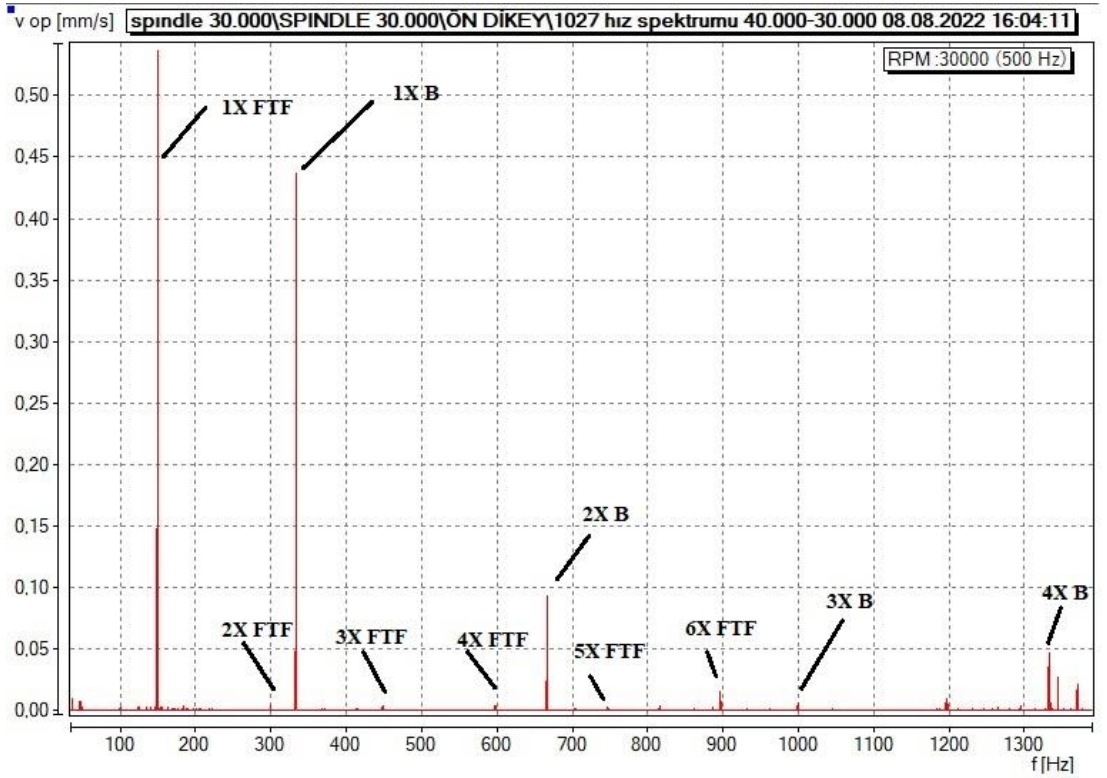
Şekil 13.10. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).



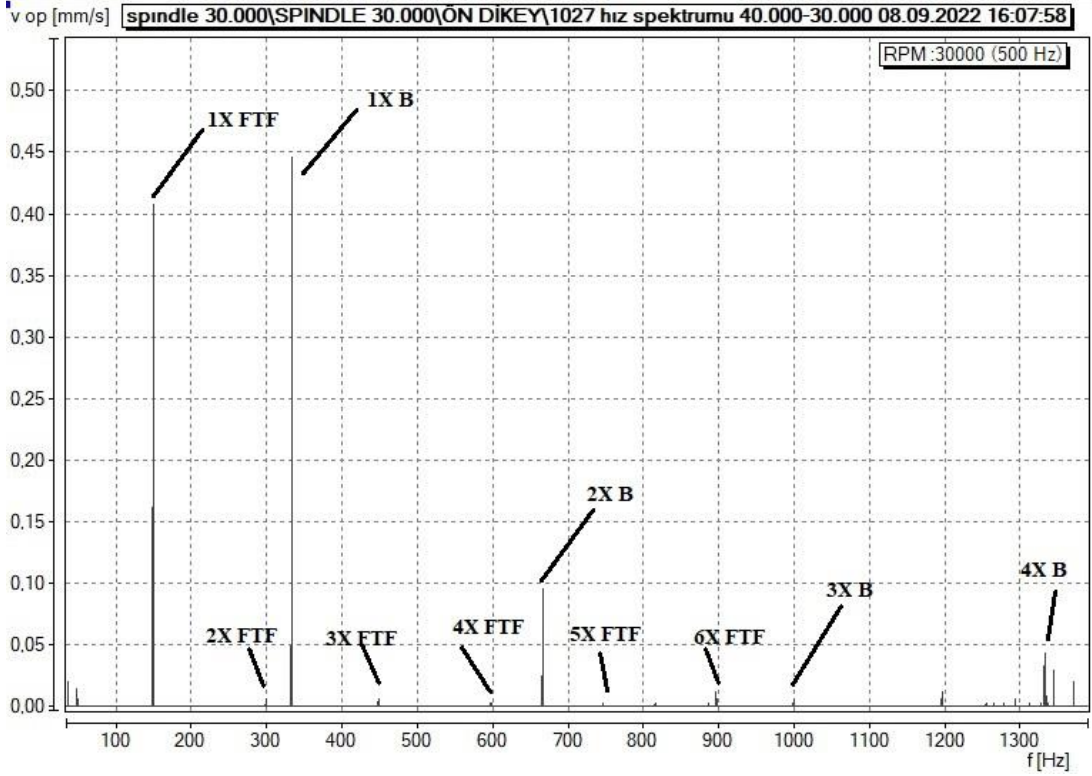
Şekil 13.11. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).



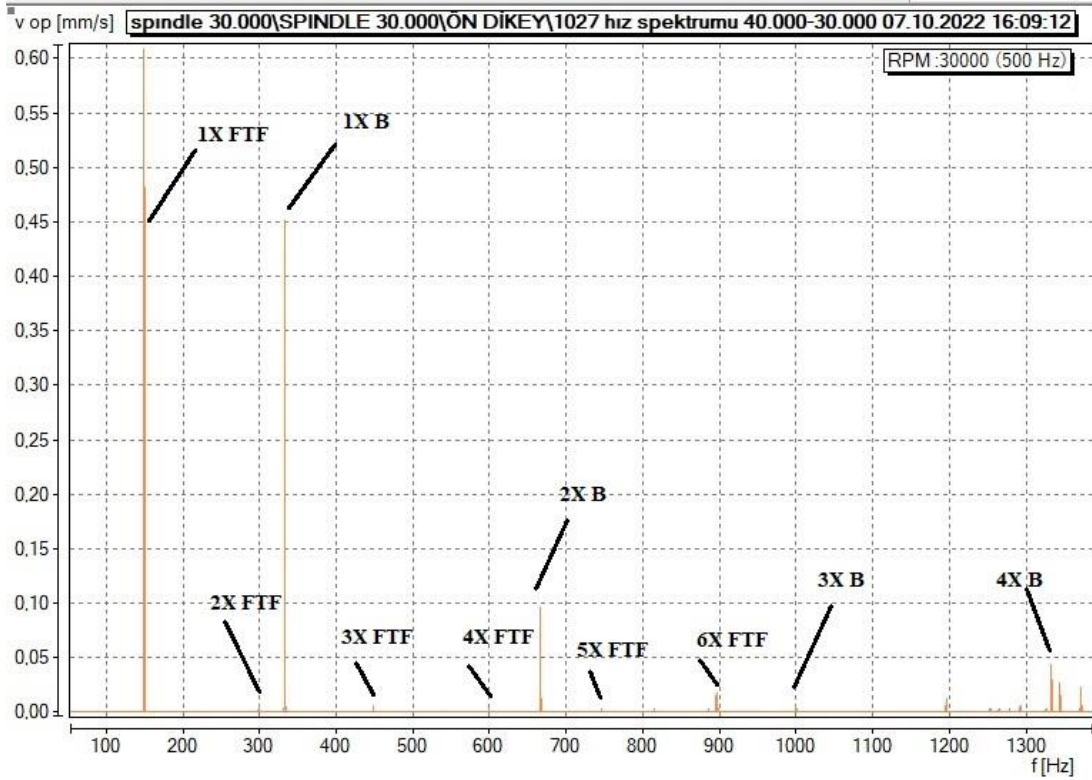
Şekil 13.12. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).



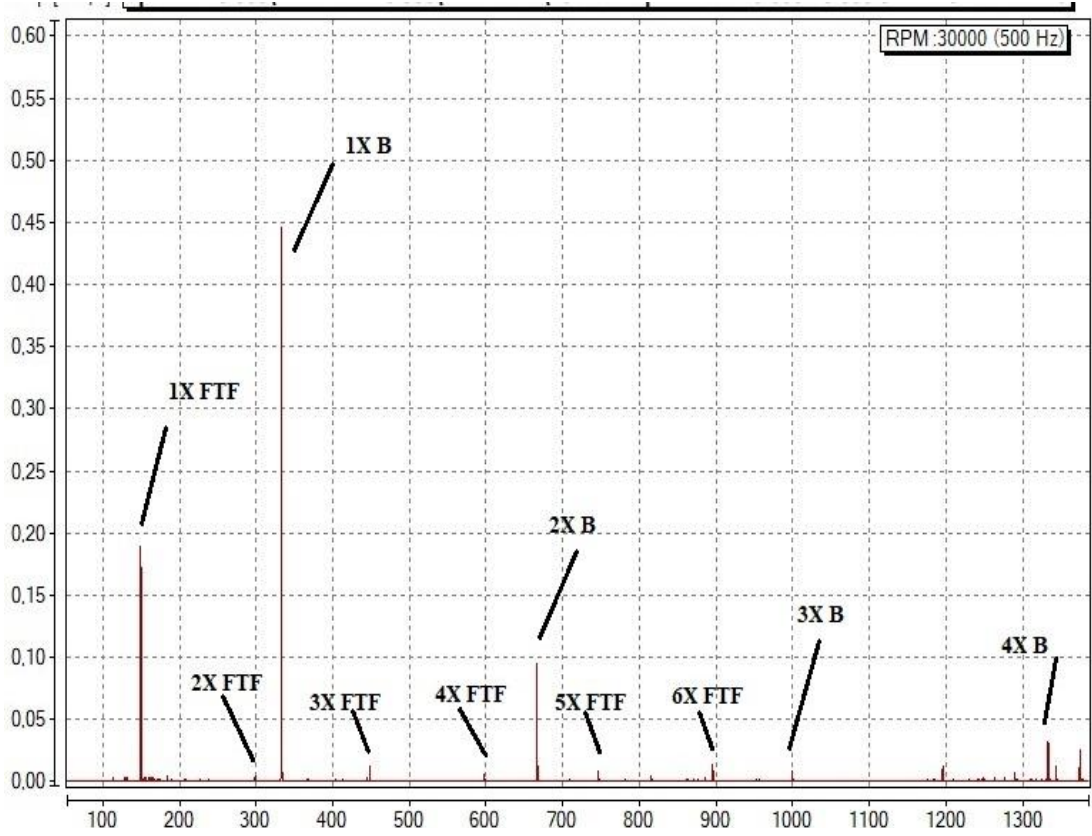
Şekil 13.13. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).



Şekil 13.14. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (08.09.2022).



Şekil 13.15. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (07.10.2022).

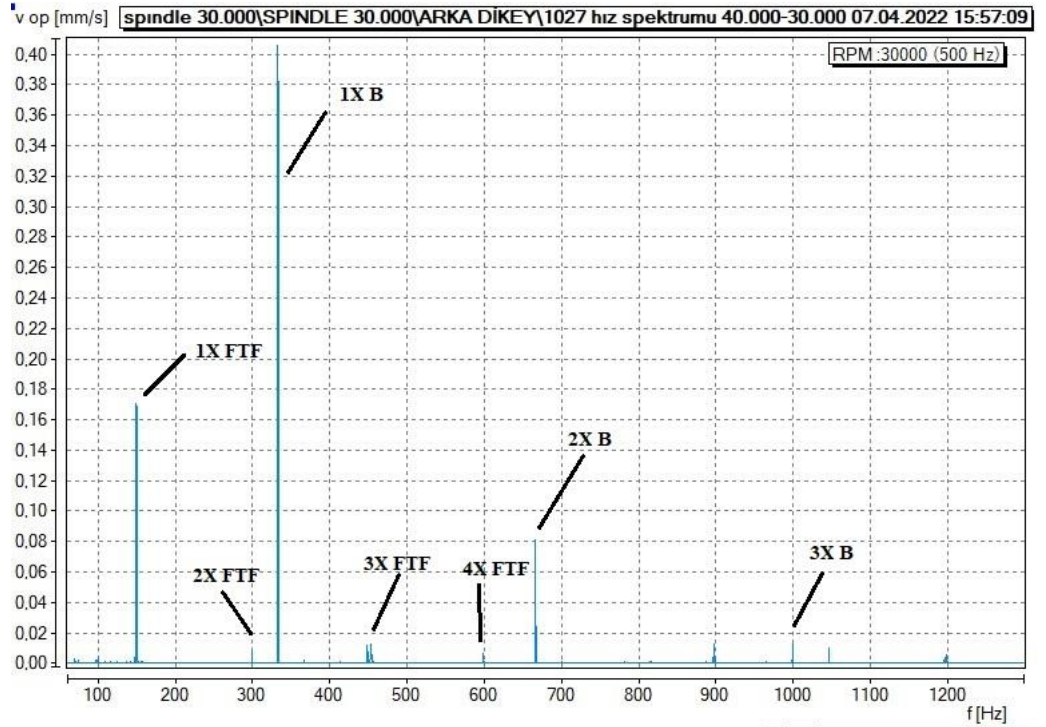


Şekil 13.16. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71914 FTF arıza teşhisi (07.11.2022).

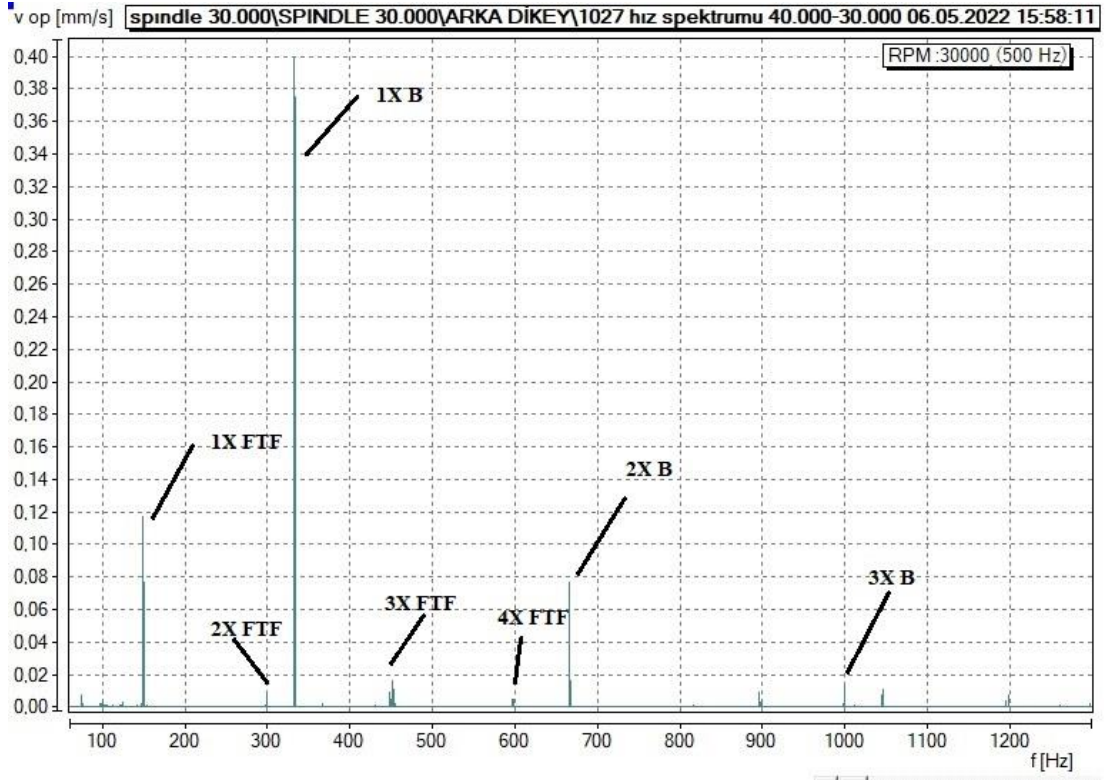
07.04.2022 tarihinde yapılan ilk titreşim ölçümünde arka yataklama rulmanı 71907'de 1X kafes arıza frekansında ve harmoniklerinde hasar tespit edilmiştir. Bu yüzden ölçümlerin ayda bir alınarak sistemin kontrol altında tutulmasının uygun olacağına karar verilmiştir. 07.11.2022 tarihine kadar yapılan aylık periyodik titreşim ölçümlerinde arka yataklama rulmanı 71907'de oluşan kafes hasarının ilerlemediği tespit edilmiştir. Çizelge 13.29'da 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili 71907 arka rulmanına ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı verilmiştir. Şekil 13.17'dan Şekil 13.24'de kadar titreşim ölçümü ile elde edilen hasar frekansları gösterilmektedir.

Çizelge 13.29. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili 71907 arka rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.

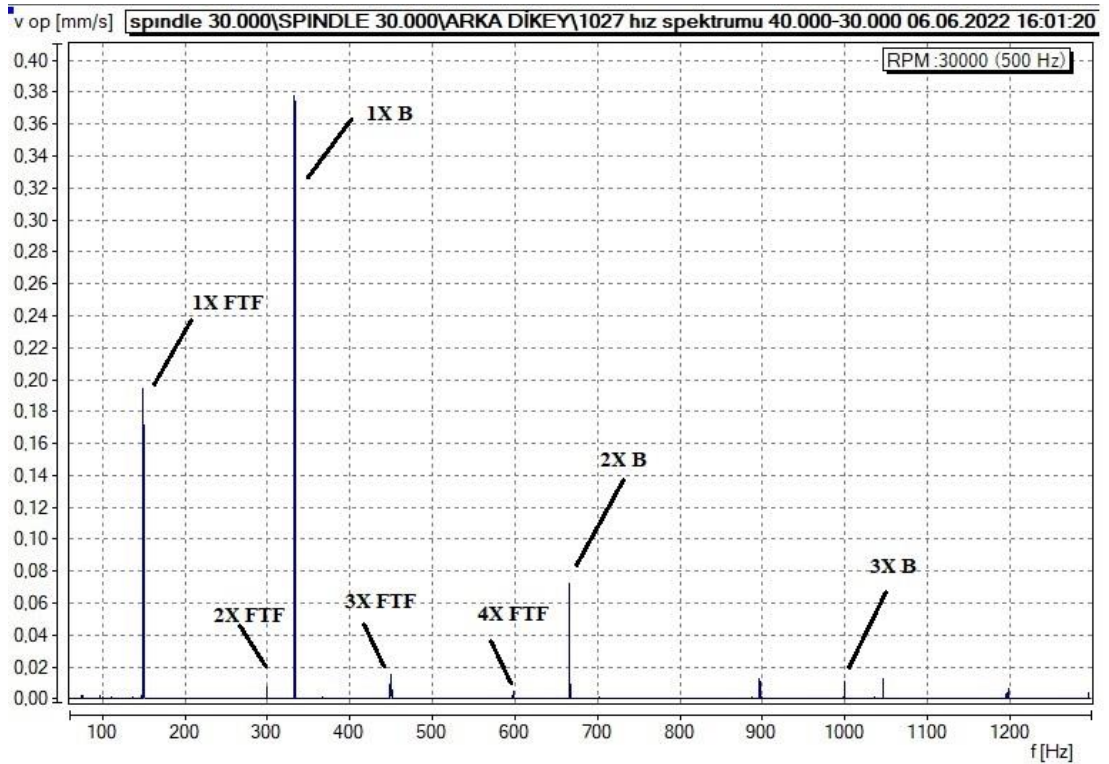
TEORİK HESAPLANAN FTF FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN FTF FREKANSI
1X 146,79 Hz 2X 293,58 Hz 3X 440,37 Hz	07.04.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,50 Hz
	06.05.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,50 Hz
	06.06.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,50 Hz
	06.07.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,50 Hz
	08.08.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,50 Hz
	08.09.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,50 Hz
	07.10.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,50 Hz
	07.11.2022	1X 149,50 Hz 2X 299,00 Hz 3X 448,50 Hz



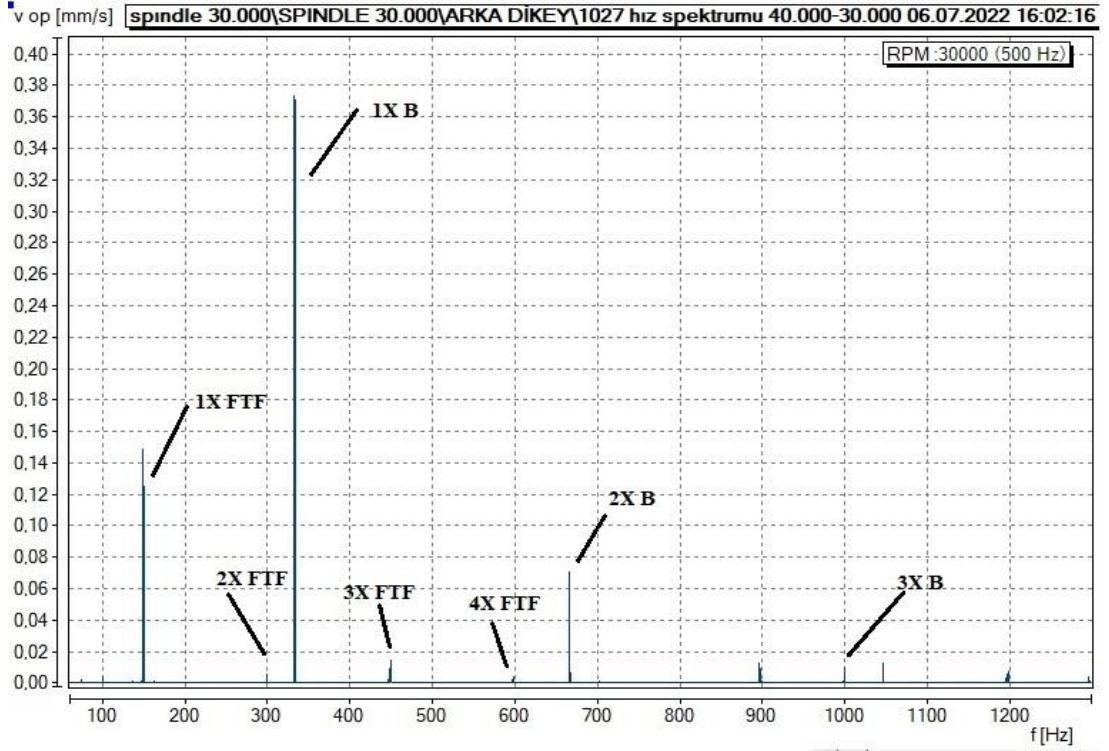
Şekil 13.17. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (07.04.2022).



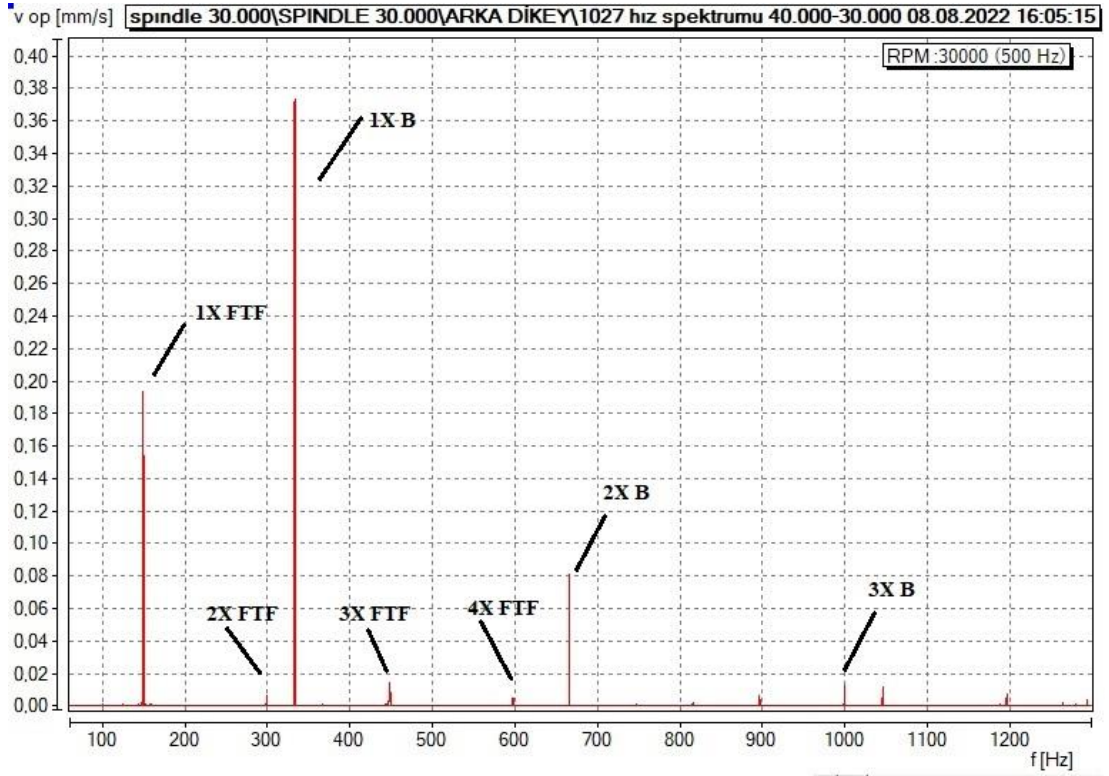
Şekil 13.18. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).



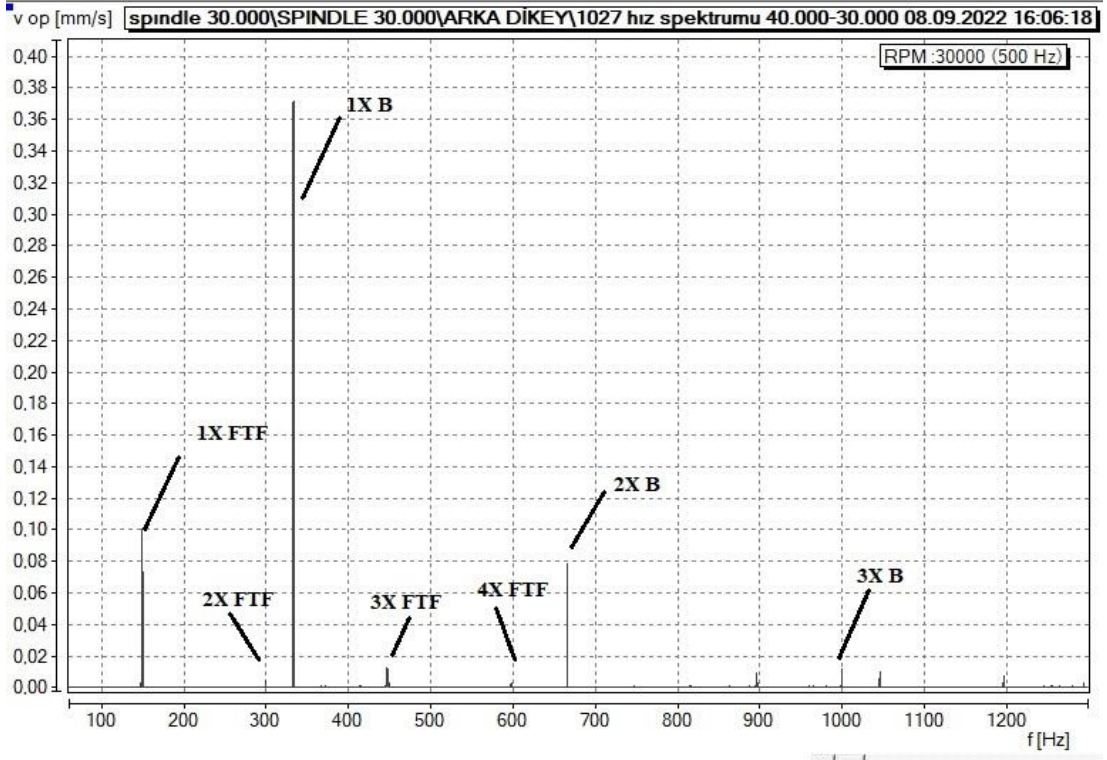
Şekil 13.19. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).



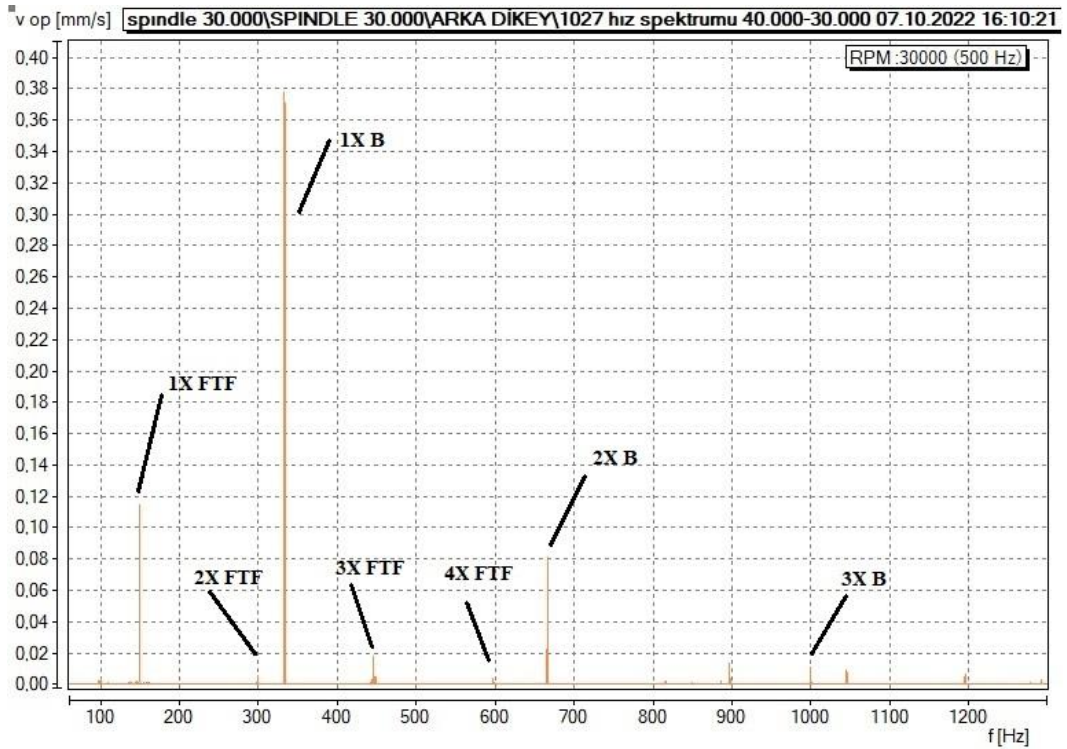
Şekil 13.20. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).



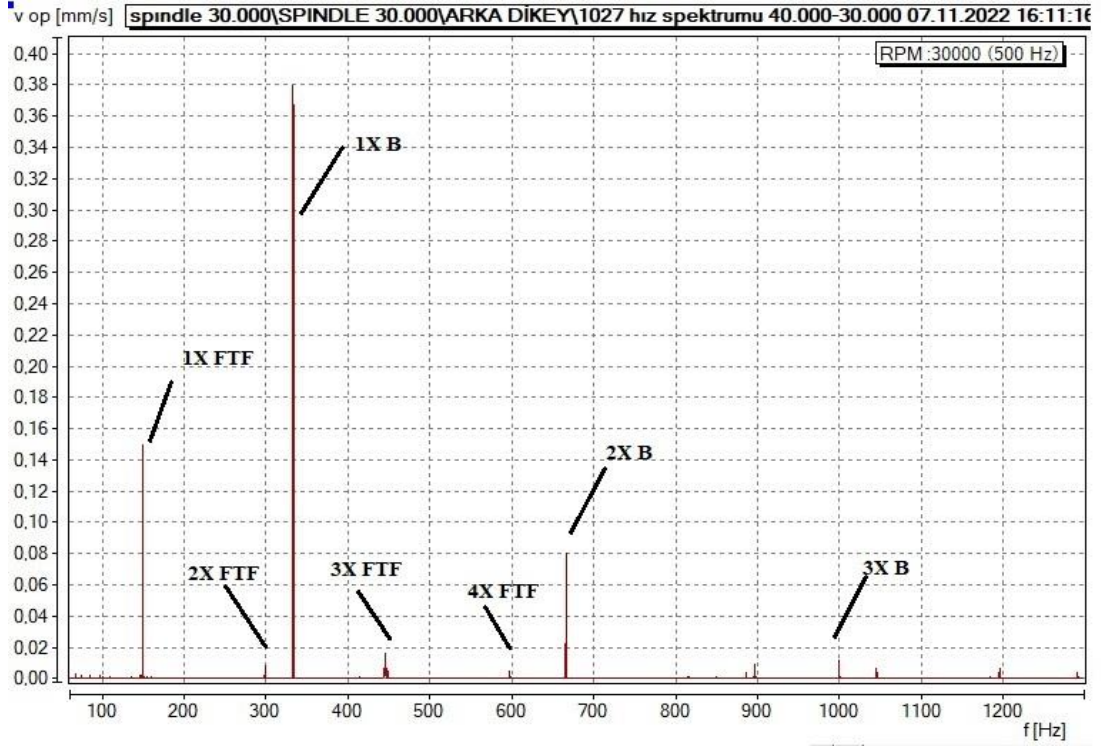
Şekil 13.21. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).



Şekil 13.22. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (08.09.2022).



Şekil 13.23. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (07.10.2022).

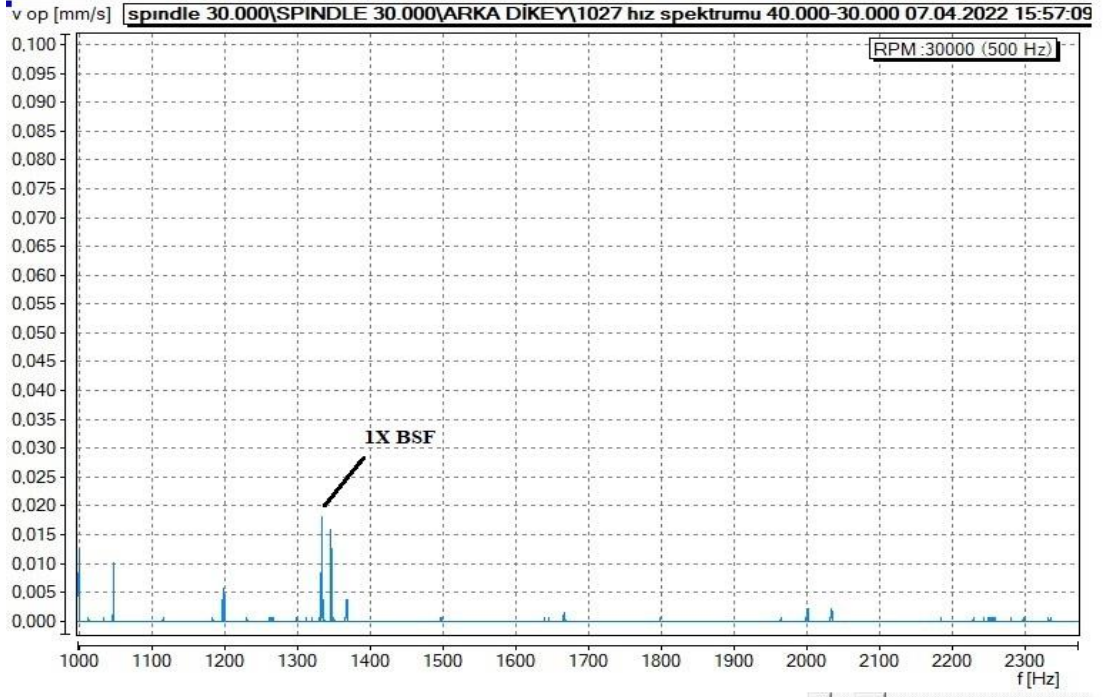


Şekil 13.24. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71907 FTF arıza teşhisi (07.11.2022).

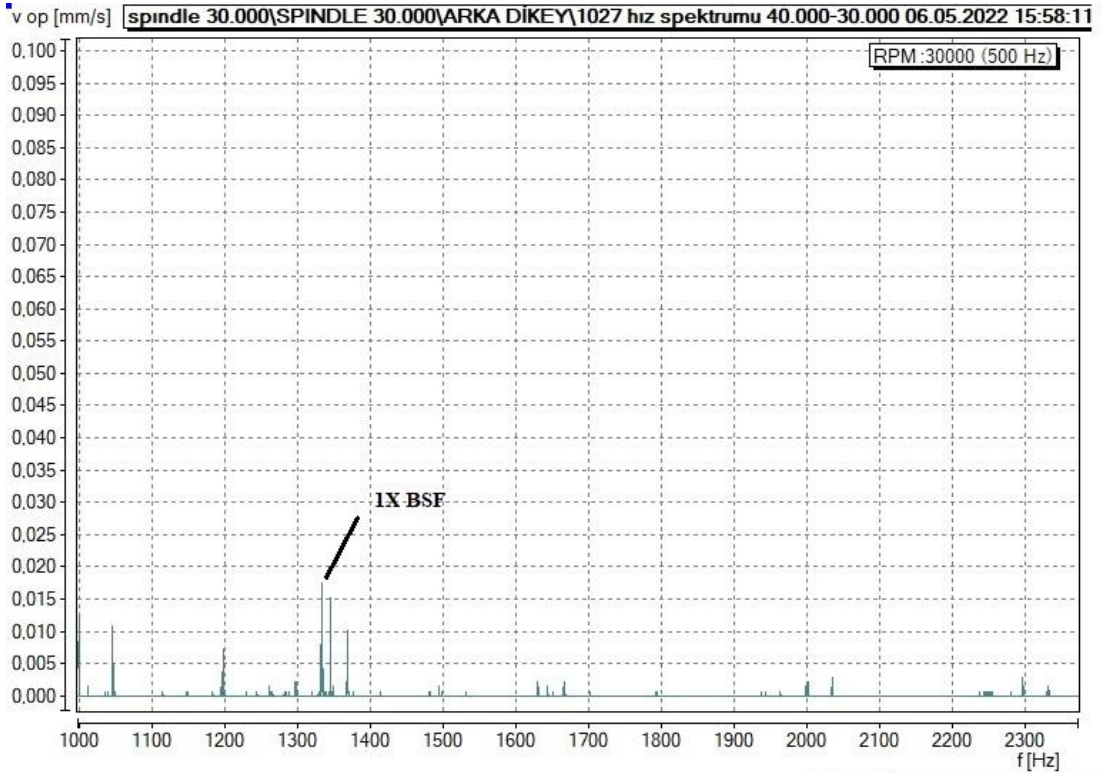
07.04.2022 tarihinde yapılan ilk titreşim ölçümünde arka yataklama rulmanı 71907’de 1X bilye arıza frekansında baskın hız genliği tespit edilmiştir. Bilye arıza frekansının yan bantları tespit edilememiştir. 07.11.2022 tarihine kadar yapılan aylık periyodik titreşim ölçümlerinde arka yataklama rulmanı 71907’de oluşan bilye hasarının ilerlemediği tespit edilmiştir. Çizelge 13.30’da 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili 71907 arka rulmana ait teorik ve elde edilen bilye hasar frekansları verilmiştir. Şekil 13.25’den Şekil 13.32’ye kadar titreşim ölçümü ile elde edilen hasar frekansları gösterilmektedir.

Çizelge 13.30. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili 71907 arka rulmana ait teorik ve elde edilen BSF hasar frekansı.

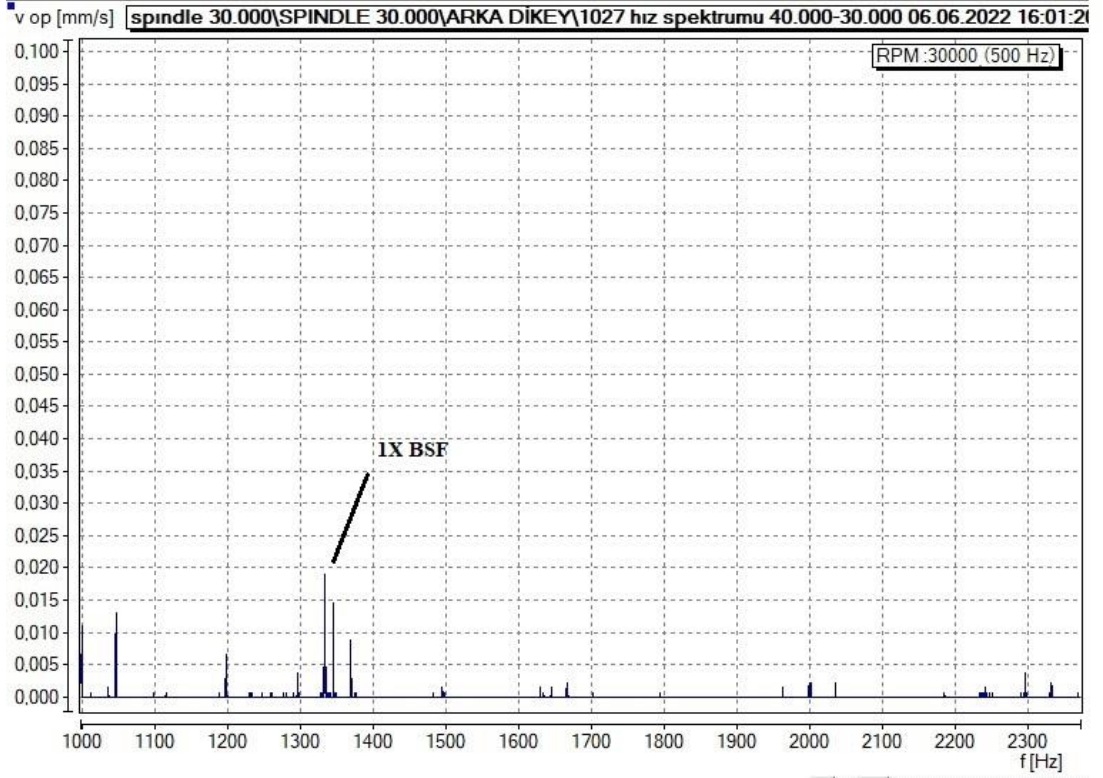
TEORİK HESAPLANAN BSF FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN BSF FREKANSI
1X 1330,7 Hz	07.04.2022	1X 1333,75 Hz
	06.05.2022	1X 1333,75 Hz
	06.06.2022	1X 1333,75 Hz
	06.07.2022	1X 1333,75 Hz
	08.08.2022	1X 1333,75 Hz
	08.09.2022	1X 1333,75 Hz
	07.10.2022	1X 1333,75 Hz
	07.11.2022	1X 1333,75 Hz



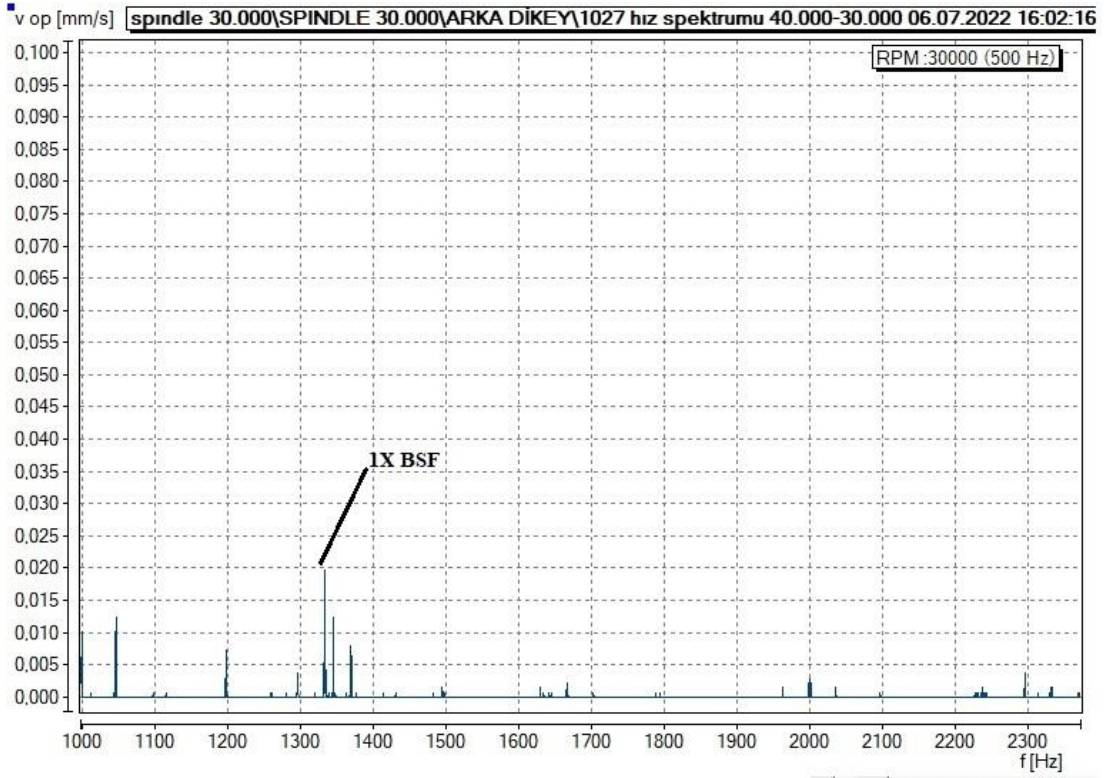
Şekil 13.25. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (07.04.2022).



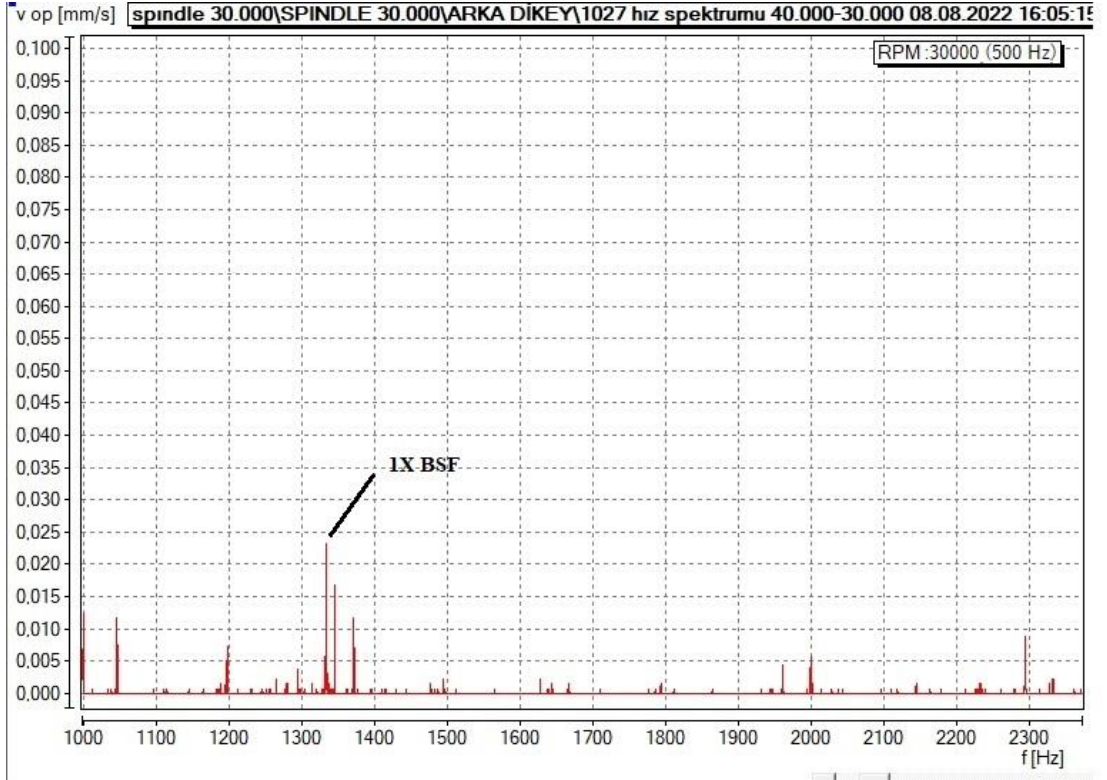
Şekil 13.26. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (06.05.2022).



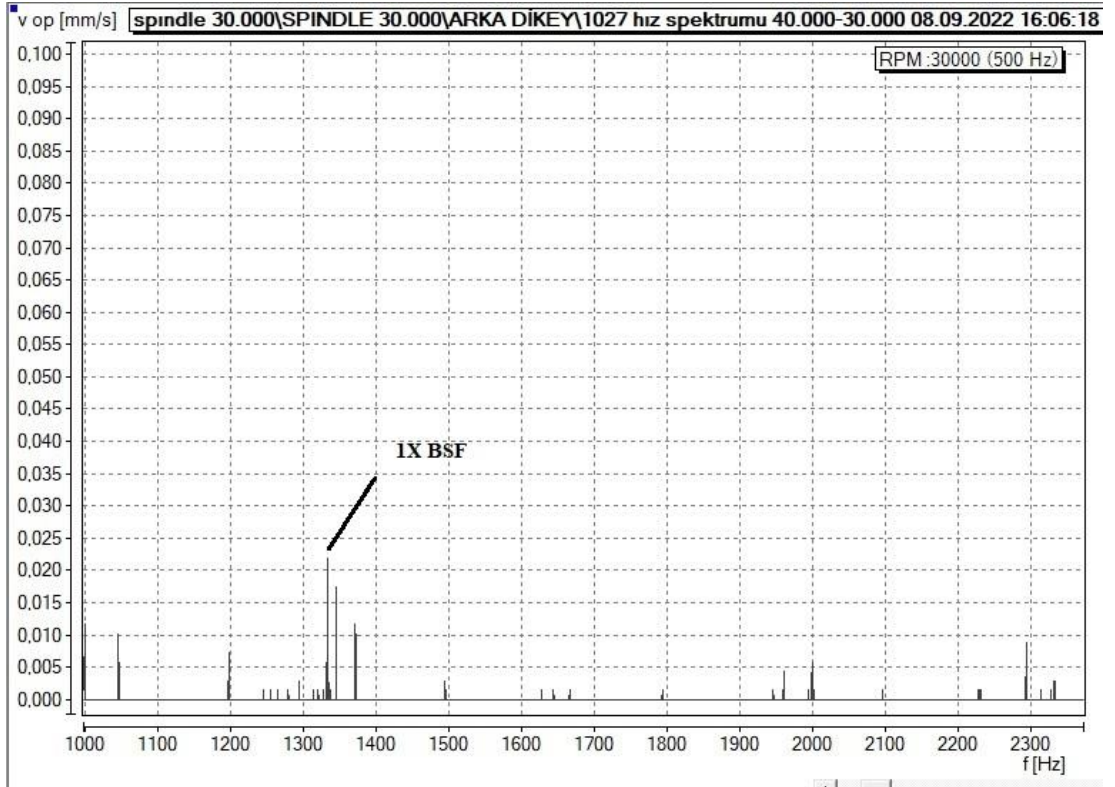
Şekil 13.27. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (06.06.2022).



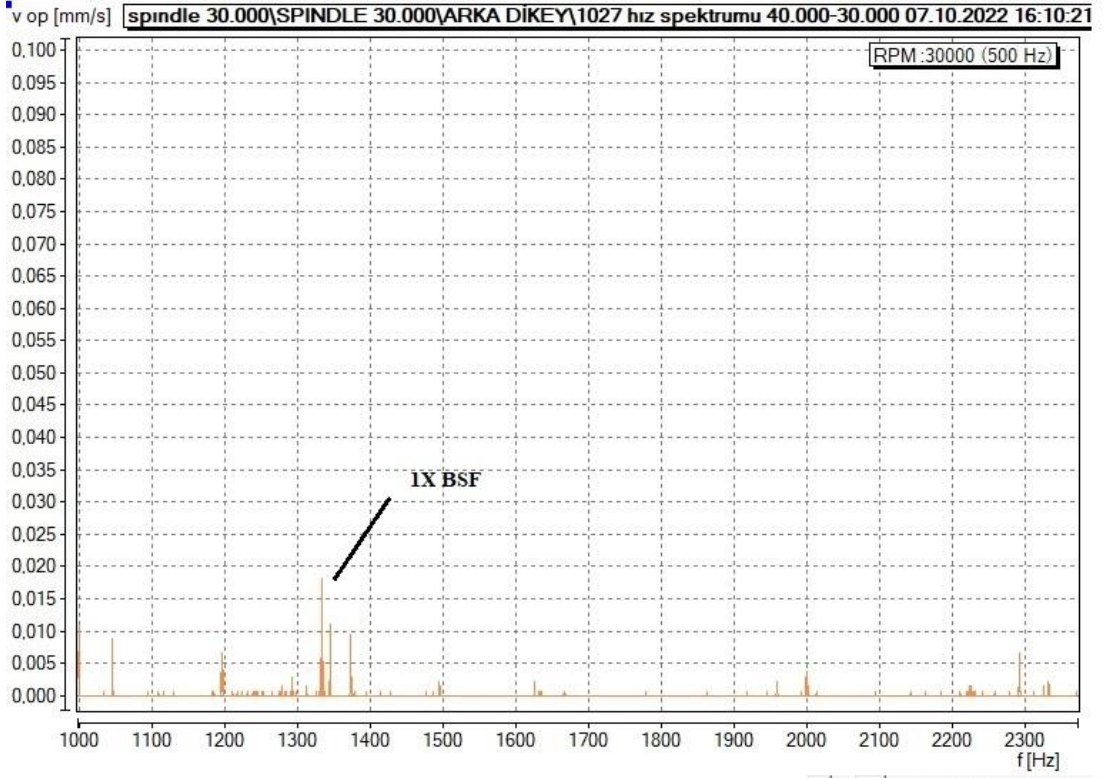
Şekil 13.28. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (06.07.2022).



Şekil 13.29. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (08.08.2022).



Şekil 13.30. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (08.09.2022).



Şekil 13.31. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (07.10.2022).



Şekil 13.32. 4B 34.Hat 30.000 RPM iş mili arka 71907 BSF arıza teşhisi (07.11.2022).

13.2.7. 4B 34.Hat 60.000 RPM İş Mili

Maksimum 60.000 RPM devire sahip millerde ön yataklama rulmanı olarak 71906 arka yataklama rulmanı olarak 7004 rulmanları kullanılmaktadır. İmalat sürecinde maksimum 50.000 RPM devirde çalışmaktadır. Çalışma kapsamında imalat devri olan 50.000 RPM temel alınarak ölçümler alınmıştır. Kullanılan rulmanlar seramik bilyeli olup yüksek devirlerde çalışma kapasitesine sahiptir. Kullanılan rulmanlar ile ilgili teknik özellikler çizelge 13.31' de verilmiştir.

Çizelge 13.31. 4B 1.Hat 60.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.

ÖZELLİKLER	71906 ÖN	7004 ARKA
MARKA	SKF	SKF
MODEL	71906 CD/P4A	7004 CDGA/HCP4A
BİLYA SAYISI	20	12
BİLYA ÇAPI	4.762 mm	6,35 mm
TEMAS AÇISI	15 °	15 °
BÖLÜM DAİRESİ ÇAPI	38,5 mm	31 mm

Rulman arıza frekansları arıza başlaması itibari ile ilk önce hız genliğinde belirgin olmaktadır. Arızanın ilerlemesi ile ivme genliğinde belirginleşmektedir. Rulman arızalarının ilk arıza oluşumunda tespit etmek istenilmesi nedeni ile hız genliğini gözlemlemek amacı ile hız genliğinin spektrum analizi yapılmıştır. Çizelge 13.32 ve 13.33'te 4B 34.Hat 60.000 RPM'e ait teorik hesaplama ile elde edilen rulman hasar frekansları verilmiştir.

Çizelge 13.32. 4B 34.Hat 60.000 RPM 71906 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	833,33	-	-	1666,66	-	-	2499,99	-	-
FTF	366,88	-	-	733,77	-	-	1100,65	-	-
BPFO	7337,7	-	-	14675,4	-	-	22013,1	-	-
BPFI	9328,9	8495,6	10162,2	18657,8	17824,5	19491,2	27986,7	27153,4	28820,1
BSF	3320,6	2953,7	3687,5	6641,2	6274,3	7008,1	9961,8	9594,9	10328,6

Çizelge 13.33. 4B 34.Hat 60.000 RPM 7004 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	833,33	-	-	1666,66	-	-	2499,99	-	-
FTF	334,22	-	-	668,45	-	-	1002,67	-	-
BPFO	4010,7	-	-	8021,4	-	-	12032,1	-	-
BPFI	5989,3	5155,9	6822,6	11978,5	11145,2	12811,9	17967,8	17134,5	18801,1
BSF	1954,5	1620,3	2288,7	3909,0	3574,7	4243,2	5863,4	5529,2	6197,7

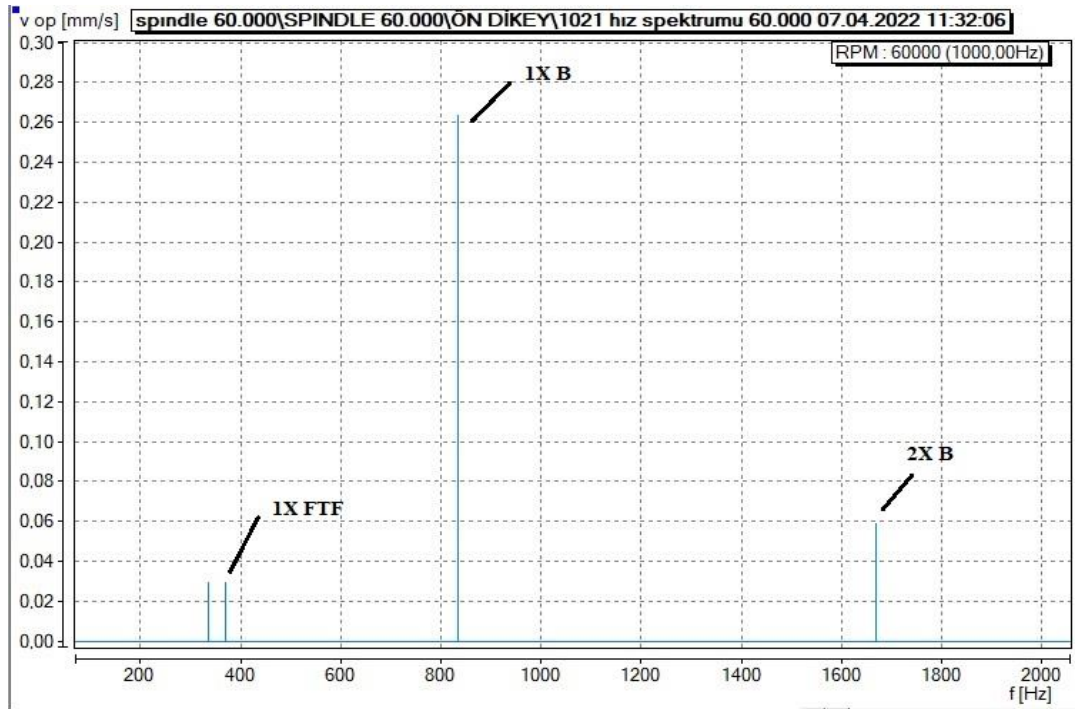
07.04.2022 tarihinde yapılan ilk titreşim ölçümünde iş milinde dengesizlik tespit edilmiştir. Bununla birlikte ön yataklama rulmanı 71906'da 1X kafes arıza frekansında düşük seviyede genlik tespit edilmiştir ve bu yüzden ölçümlerin ayda bir periyodik alınarak sistemin kontrol altında tutulmasının uygun olacağına karar verilmiştir. 08.09.2022 tarihinde operatör kaynaklı arıza nedeni ile iş mili bakım yapılmak üzere atölyeye getirildi. Alınan titreşim ölçümünde yüksek seviyede dengesizlik nedeni ile kafes hasar frekans genlikleri tespit edilemedi. Çizelge 13.34'de 4B 34.Hat 60.000 RPM iş milinin teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı ve Çizelge 13.35'de 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili 71906 ön rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı verilmiştir. Şekil 13.33'den Şekil 13.40 'a kadar titreşim ölçümü ile elde edilen hasar frekansları gösterilmektedir.

Çizelge 13.34. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.

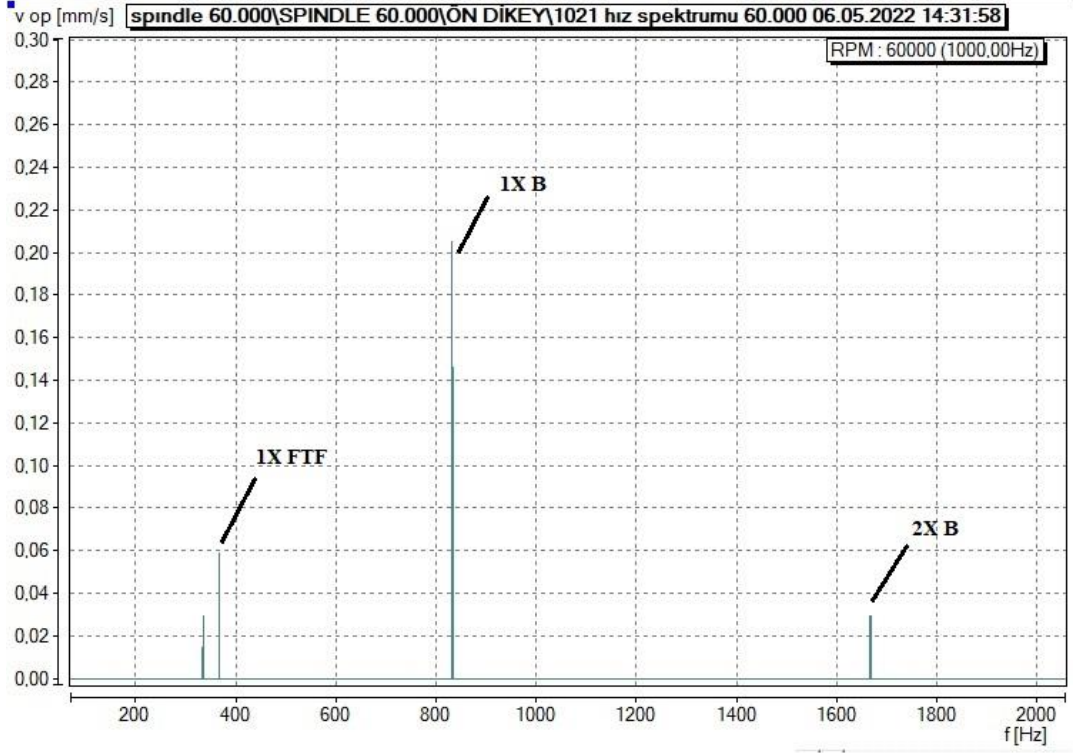
TEORİK HESAPLANAN DENGESİZLİK FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN DENGESİZLİK FREKANSI
1X 833,33 Hz 2X 1666,66 Hz	07.04.2022	1X 834,00 Hz 2X 1669,50 Hz
	06.05.2022	1X 832,75 Hz 2X 1667,75 Hz
	06.06.2022	1X 832,75 Hz 2X 1667,75 Hz
	06.07.2022	1X 833,50 Hz 2X 1667,75 Hz
	08.08.2022	1X 833,50 Hz 2X 1667,75 Hz
	08.09.2022	1X 832,75 Hz
	07.10.2022	1X 832,75 Hz 2X 1667,75 Hz
	07.11.2022	1X 832,75 Hz 2X 1667,75 Hz

Çizelge 13.35. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili 71906 ön rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.

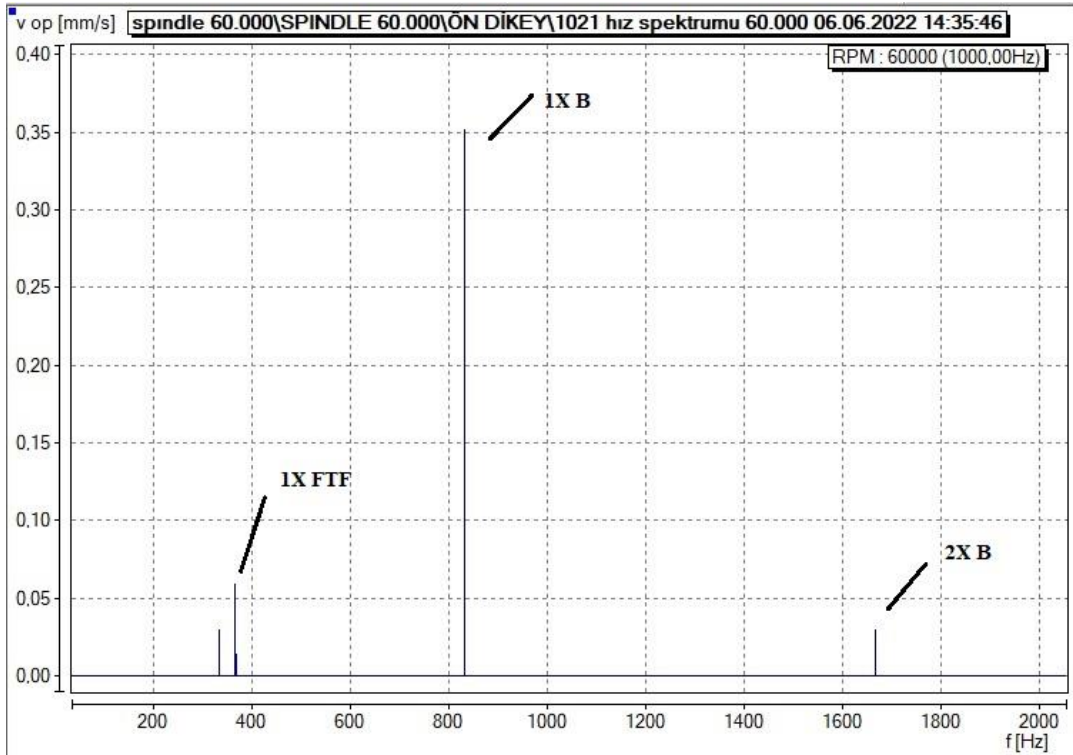
TEORİK HESAPLANAN FTF FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN FTF FREKANSI
1X 366,88 Hz	07.04.2022	1X 369,60 Hz
	06.05.2022	1X 366,50 Hz
	06.06.2022	1X 366,50 Hz
	06.07.2022	1X 366,75 Hz
	08.08.2022	1X 368,00 Hz
	08.09.2022	-
	07.10.2022	1X 367,50 Hz
	07.11.2022	1X 367,50 Hz



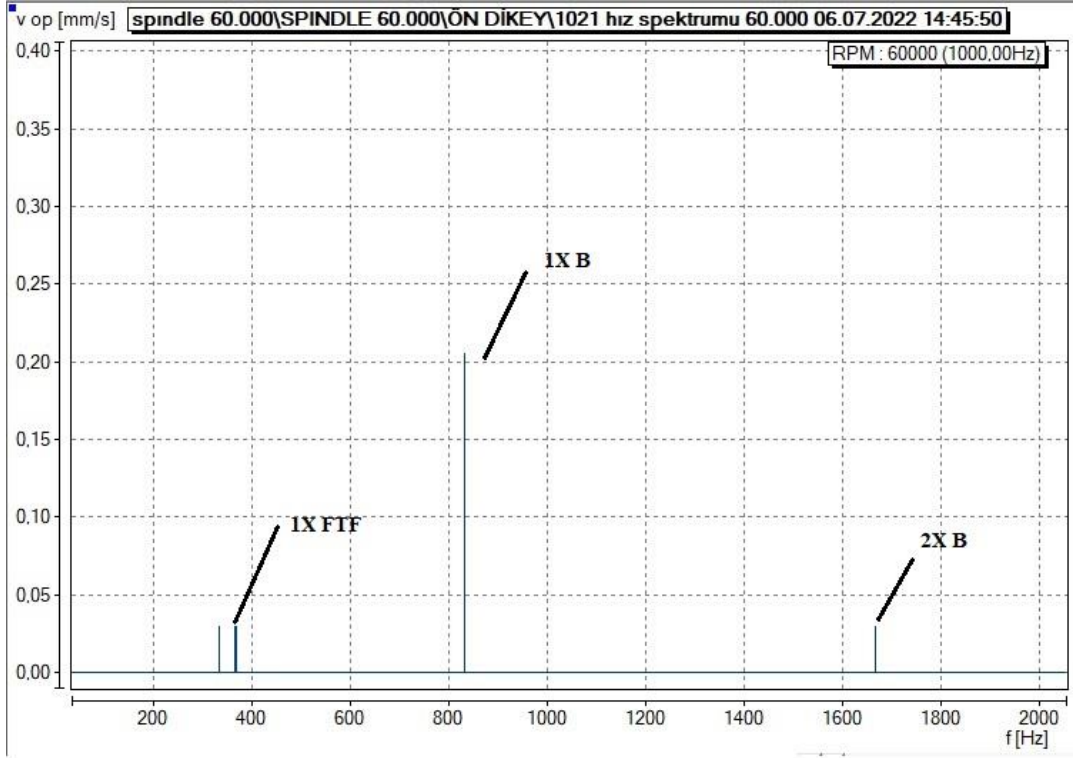
Şekil 13.33. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (07.04.2022).



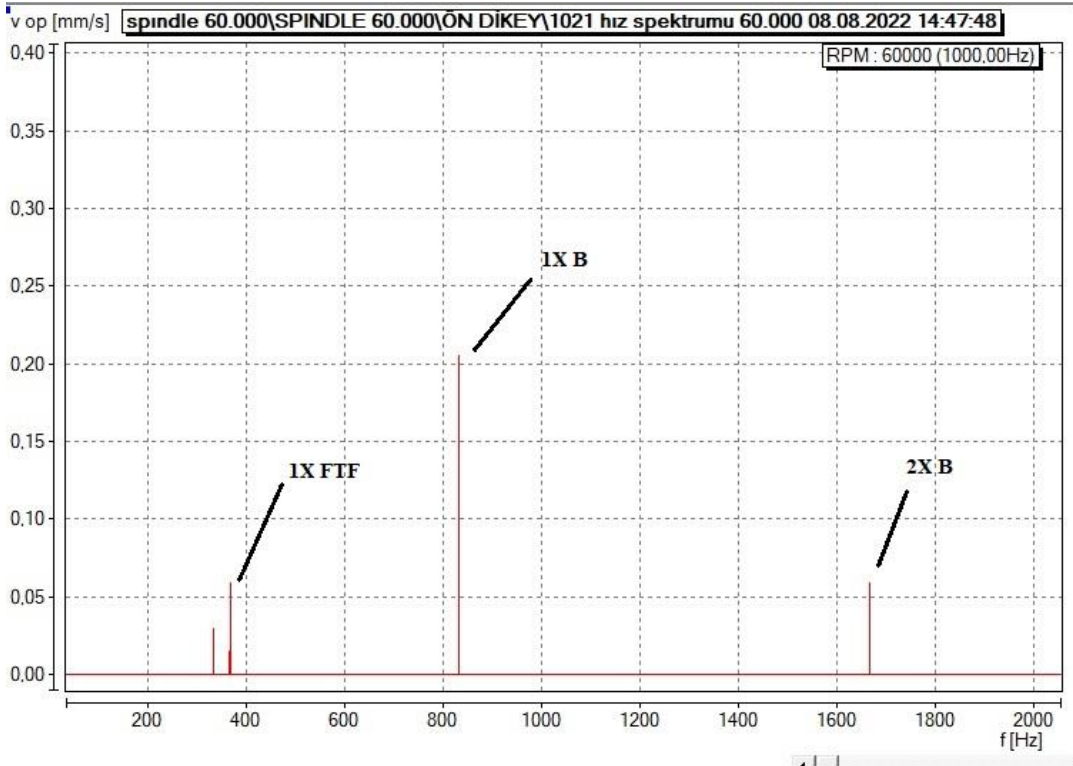
Şekil 13.34. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).



Şekil 13.35. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).

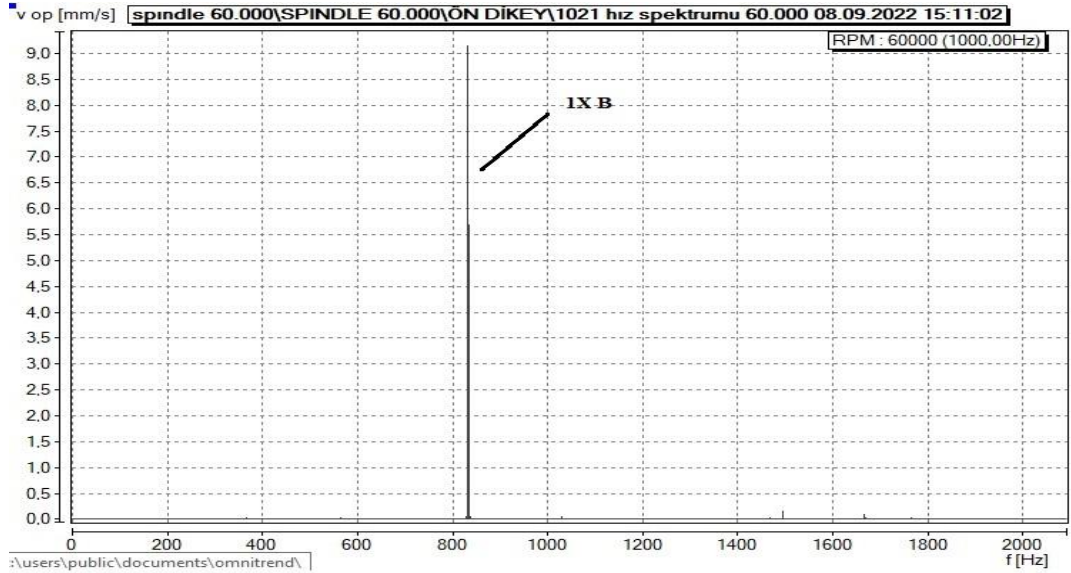


Şekil 13.36. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).

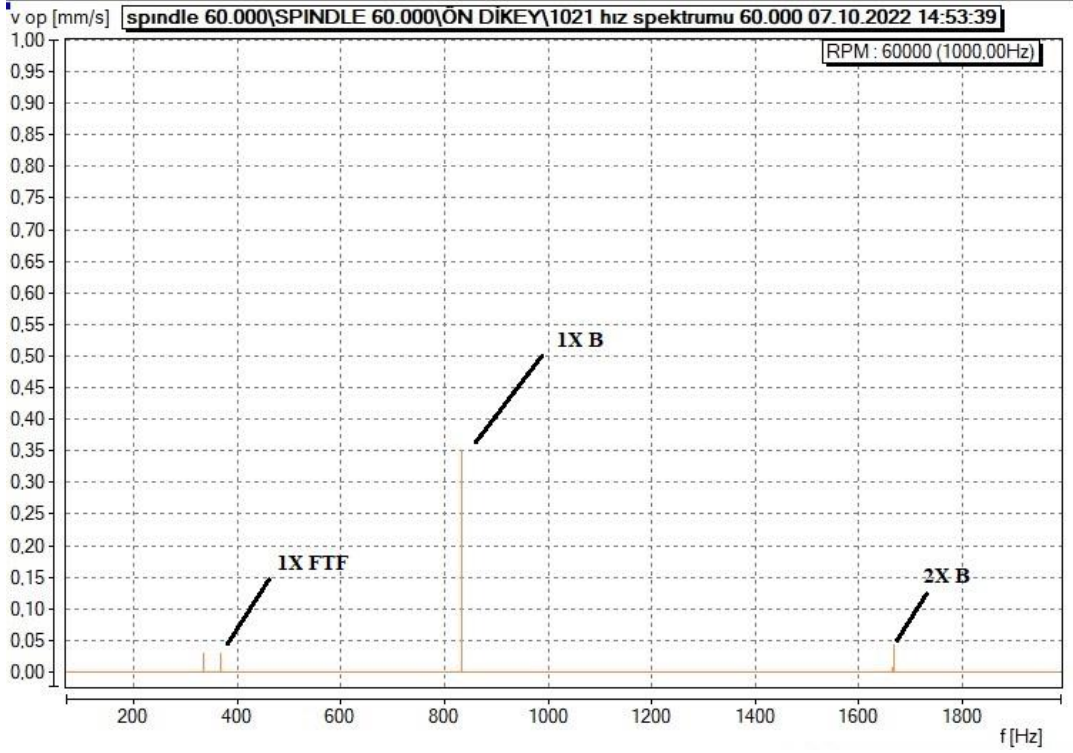


Şekil 13.37. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).

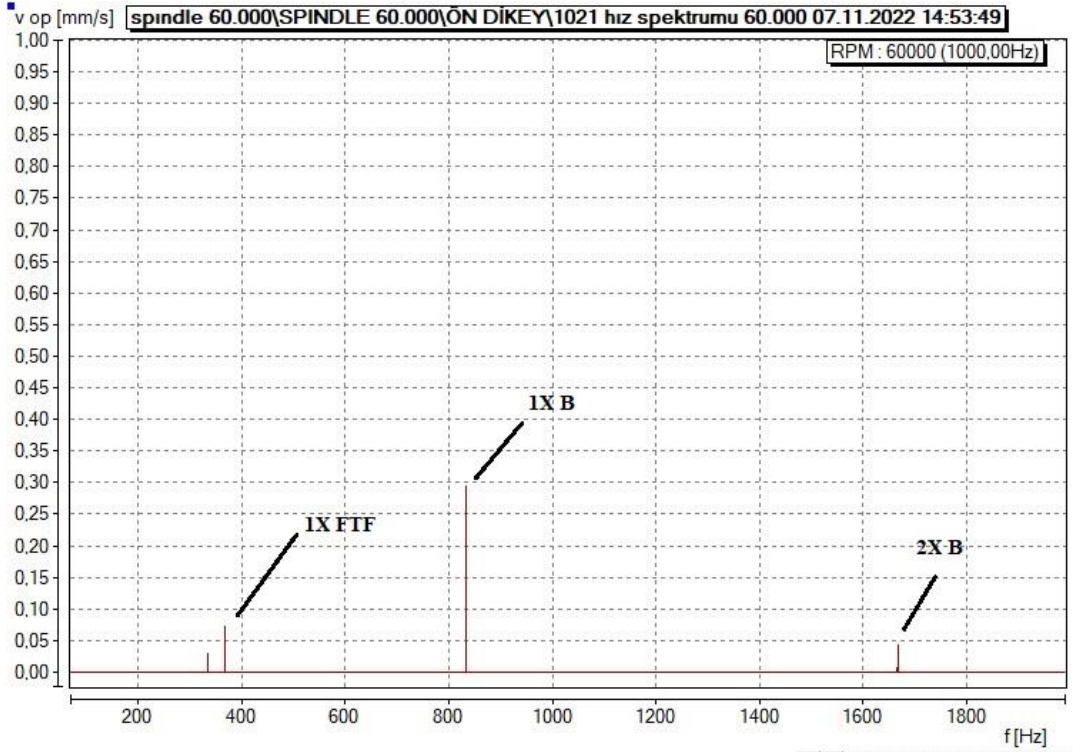
9.ayda iş mili operatör kaynaklı tezgahın bindirme arızasından dolayı bakım amaçlı atölyeye getirilmiştir. Alınan titreşim ölçümü neticesinde dengesizlik göstergesi olan 1X çalışma devri genlik değerinin 9,14 mm/s olduğu tespit edilmiştir. Bindirme arızası, operatörün tezgah ayarını yanlış yapması nedeni ile veya dikkatsizliğinden kaynaklanan arızadır. Ayarın yanlış yapılması veya yapılmamasından kaynaklı olarak iş mili, işlenecek malzemeye ani yük ile talaş kaldırmaya başlar. Bu durum iş miline etki eden kuvvetleri ani ve yüksek olmasına neden olur. Ani gelen yüksek değerdeki yükler iş milinin dengesizliğine ve yataklama rulmanlarında arızalar oluşmasına neden olmaktadır. Her iki durumda da tamirat işlemi yapılması için yataklama rulmanları söküldüğünden sökülen rulmanlar sağlam durumda olsa da tekrardan kullanılamaz. Şekil 13.38’de 9.ayda yapılan titreşim ölçüm analizi görülmektedir.



Şekil 13.38. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (08.09.2022).



Şekil 13.39. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (07.10.2022).

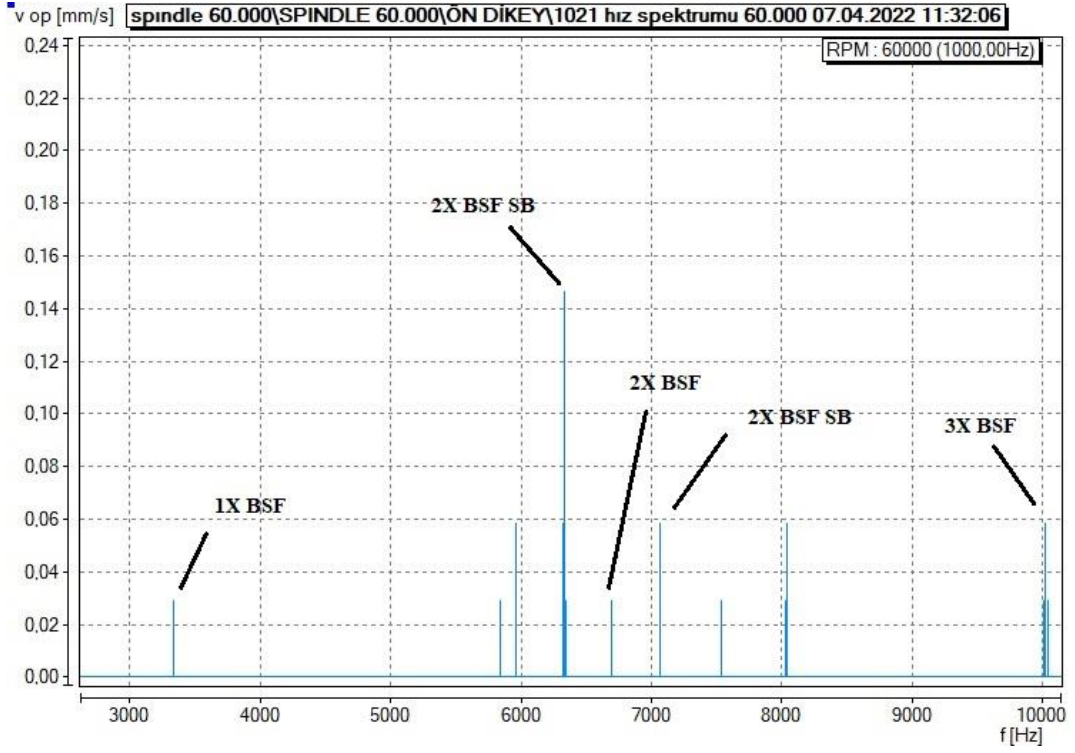


Şekil 13.40. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71906 FTF arıza teşhisi (07.11.2022).

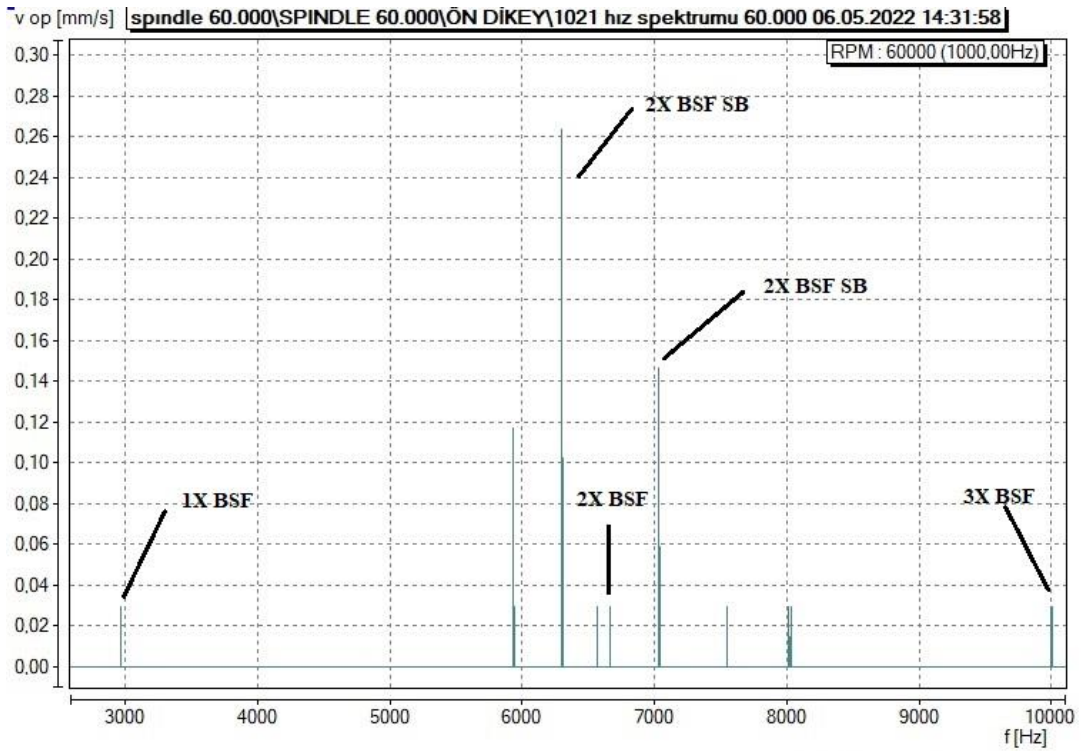
07.04.2022 tarihinde yapılan ilk titreşim ölçümünde ön yataklama rulmanı 71906 'de 1X ile 2X ve yan bantlarında bilye hasar frekansı tespit edilmiştir. 08.09.2022 tarihinde operatör kaynaklı arıza nedeni ile iş mili bakım yapılmak üzere atölyeye getirildi. Alınan titreşim ölçümünde yüksek seviyede dengesizlik nedeni ile bilye hasar frekansları tespit edilemedi. Bakım nedeni ile rulmanlar değiştirildiğinden dolayı yeni montajı yapılan rulmanlarda bakım sonrası alınan periyodik ölçümlerde hasar tespit edilemedi. Çizelge 13.36'da 34.Hat 60.000 RPM iş mili ön 71906 rulmana ait teorik ve elde edilen BSF hasar frekansı verilmiştir. Şekil 13.41'den Şekil 13.45 'e kadar titreşim ölçümü ile elde edilen hasar frekansları gösterilmektedir.

Çizelge 13.36. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili 71906 ön rulmana ait teorik ve elde edilen BSF hasar frekansı.

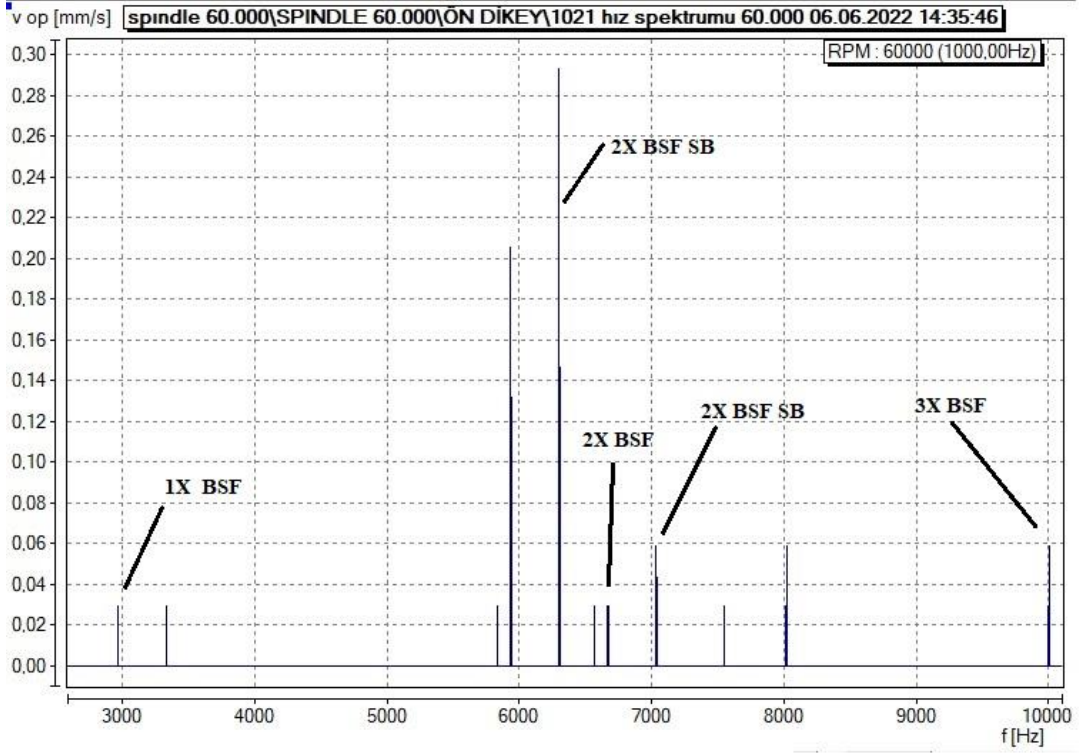
TEORİK HESAPLANAN BSF HASAR FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN BSF HASAR FREKANSI
1X 3320,6 Hz 1X SB 2953,7 Hz 1X SB 3687,5 Hz 2X 6641,2 Hz 2X SB 6274,3 Hz 2X SB 7008,1 Hz	07.04.2022	1X 3339,25 Hz 2X 6698,00 Hz 2X SB 6328,75 Hz 2X SB 7065,75 Hz
	06.05.2022	1X 3335,00 Hz 2X 6670,00 Hz 2X SB 6303,00 Hz 2X SB 7036,00 Hz
	06.06.2022	1X 3335,00 Hz 2X 6670,25 Hz 2X SB 6303,00 Hz 2X SB 7037,00 Hz
	06.07.2022	1X 3337,75 Hz 2X 6682,25 Hz 2X SB 6315,00 Hz 2X SB 7050,00 Hz
	08.08.2022	1X 3337,75 Hz 2X 6682,25 Hz 2X SB 6315,00 Hz 2X SB 7050,00 Hz
	08.09.2022	-
	07.10.2022	-
	07.11.2022	-



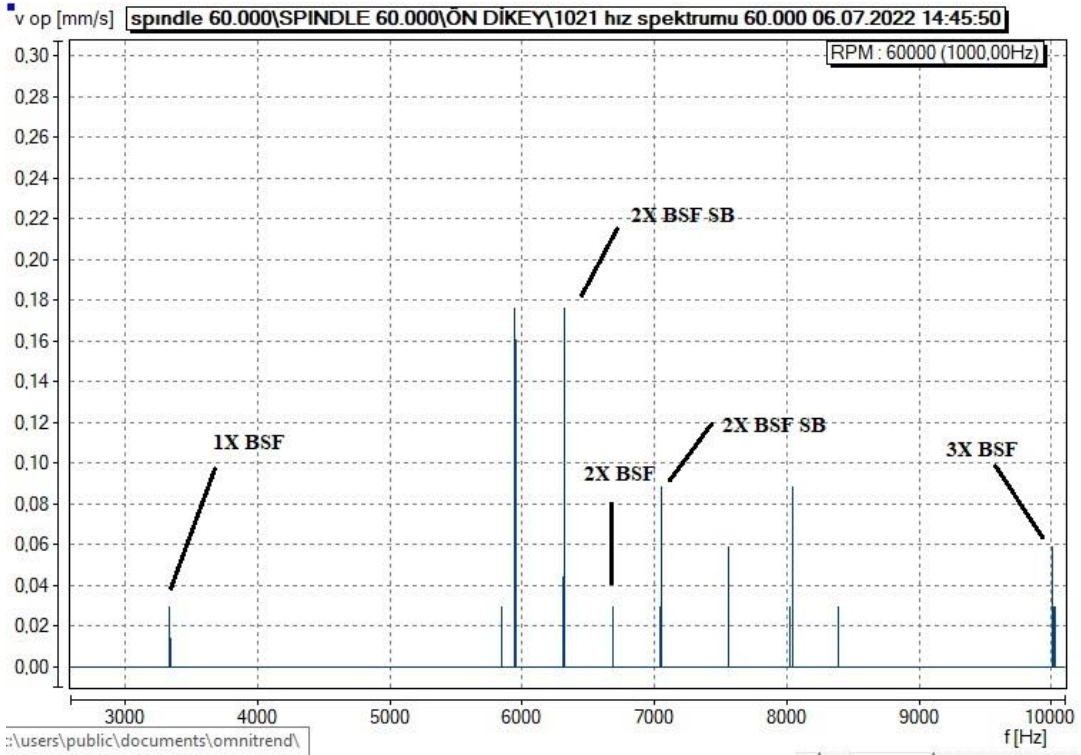
Şekil 13.41. 4B 34.Hat 60.000 RPM ön 71906 BSF arıza teşhisi (07.04.2022).



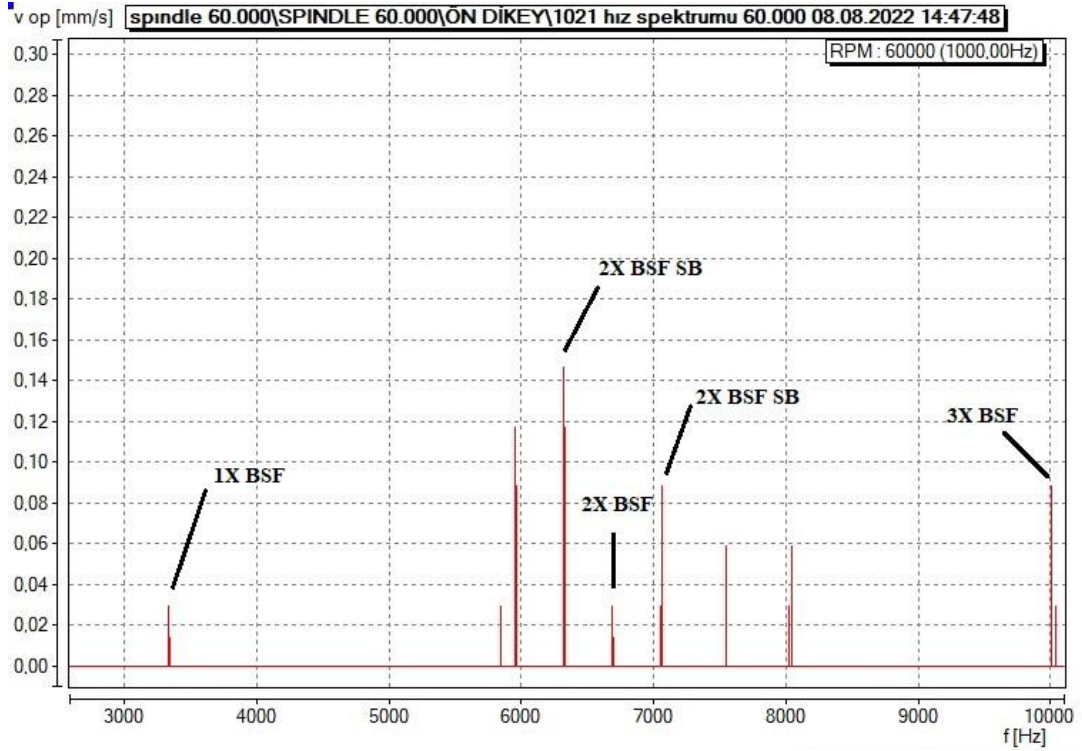
Şekil 13.42. 4B 34.Hat 60.000 RPM ön 71906 BSF arıza teşhisi (06.05.2022).



Şekil 13.43. 4B 34.Hat 60.000 RPM ön 71906 BSF arıza teşhisi (06.06.2022).



Şekil 13.44. 4B 34.Hat 60.000 RPM ön 71906 BSF arıza teşhisi (06.07.2022).

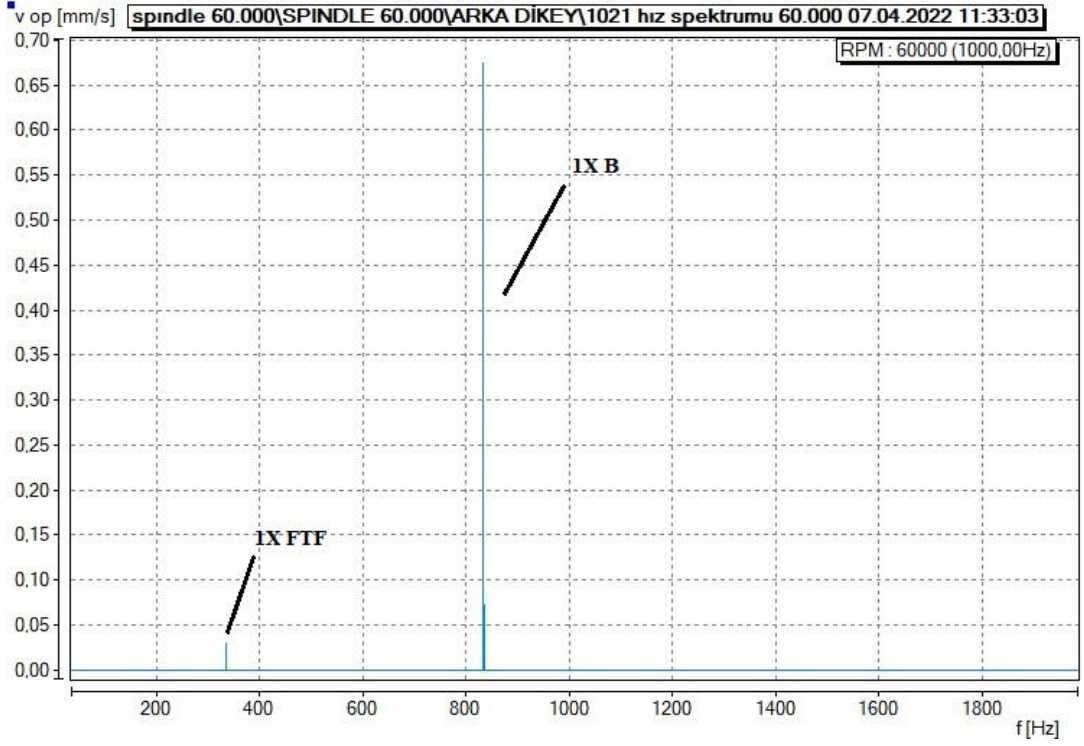


Şekil 13.45. 4B 34.Hat 60.000 RPM ön 71906 BSF arıza teşhisi (08.08.2022).

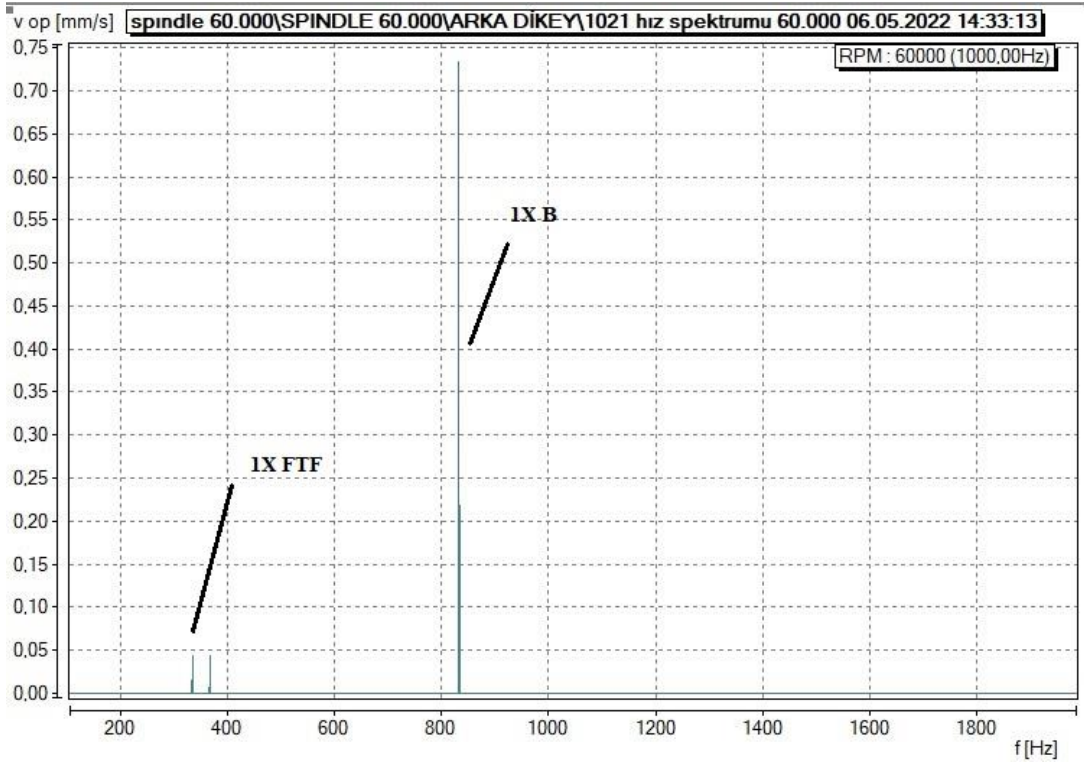
07.04.2022 tarihinde ilk titreşim ölçümünde arka yataklama rulmanı 71907'de 1X kafes arıza frekansında genlik tespit edilmiştir. 08.09.2022 tarihinde operatör kaynaklı arıza nedeni ile iş mili bakım amaçlı atölyeye getirildi. Titreşim ölçümünde yüksek seviyede dengesizlik nedeni ile kafes hasar frekansları tespit edilemedi. Bakım nedeni ile rulmanlar değiştirildi. Bakım sonrası alınan periyodik ölçümlerde hasar tespit edilemedi. Çizelge 13.37'de 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili 7004 arka rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı verilmiştir. Şekil 13.46'dan Şekil 13.50'ye kadar titreşim ölçümü ile elde edilen hasar frekansları gösterilmektedir.

Çizelge 13.37. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş mili 7004 arka rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.

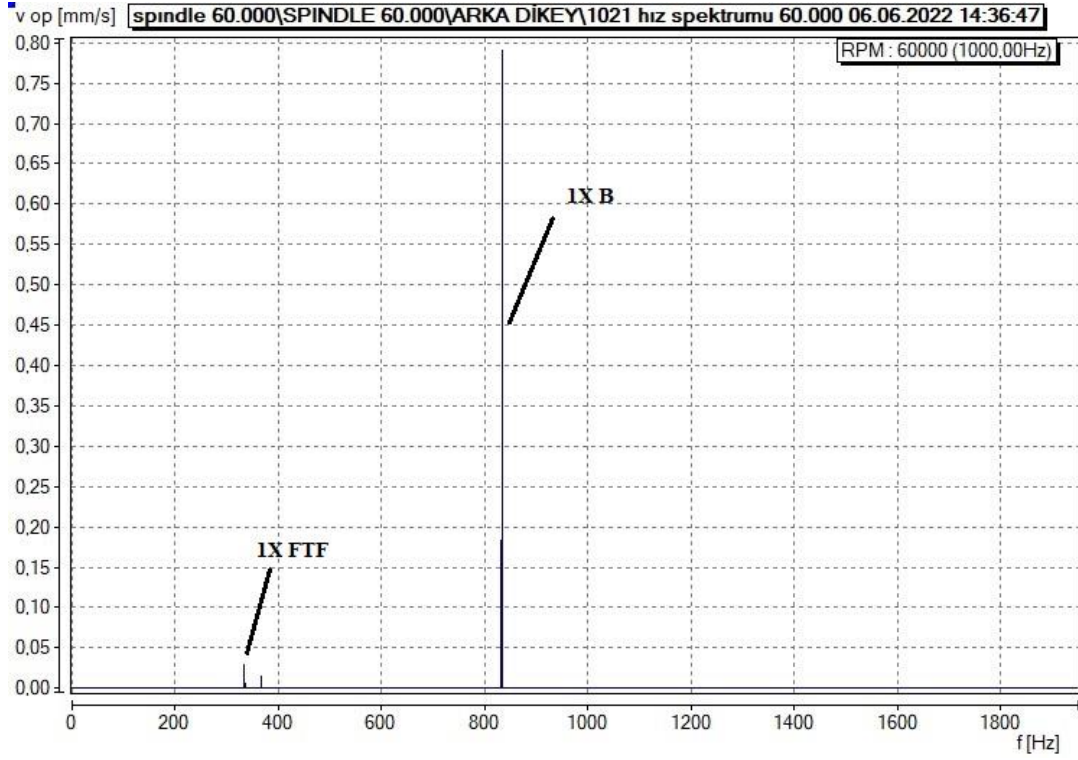
TEORİK HESAPLANAN FTF FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN FTF FREKANSI
1X 334,22 Hz	07.04.2022	1X 334,50 Hz
	06.05.2022	1X 334,25 Hz
	06.06.2022	1X 334,00 Hz
	06.07.2022	1X 334,50 Hz
	08.08.2022	1X 334,50 Hz
	08.09.2022	-
	07.10.2022	-
	07.11.2022	-



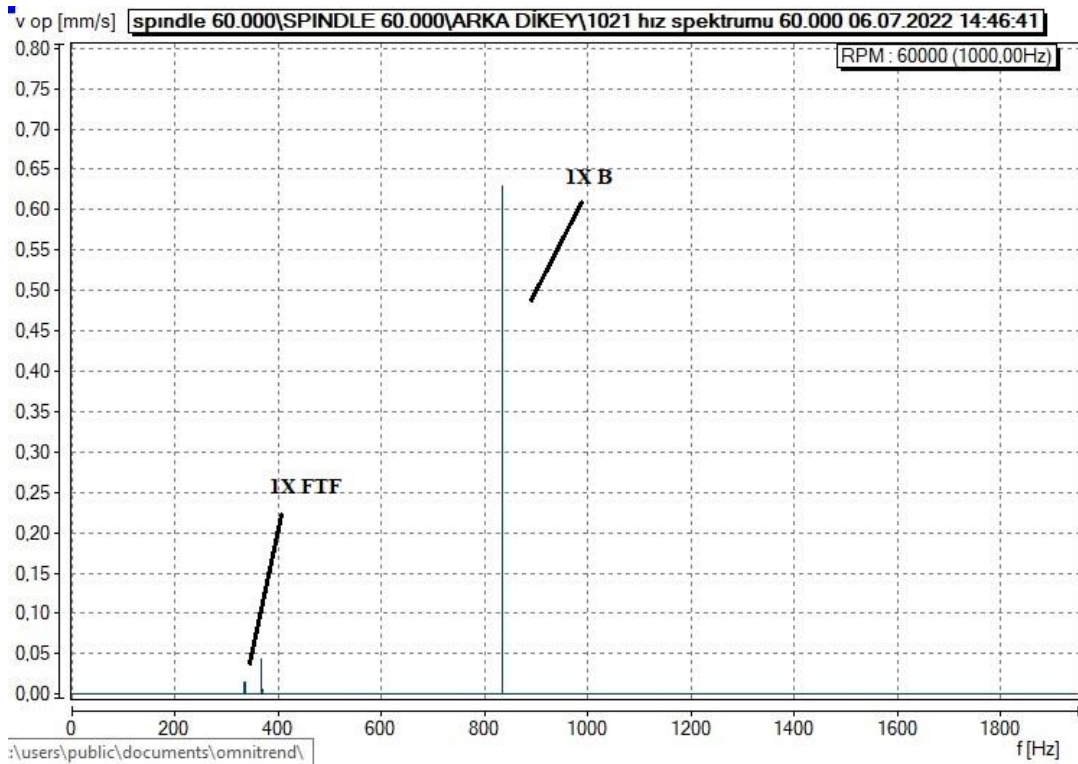
Şekil 13.46. 4B 34.Hat 60.000 RPM arka 7004 FTF arıza teşhisi (07.04.2022).



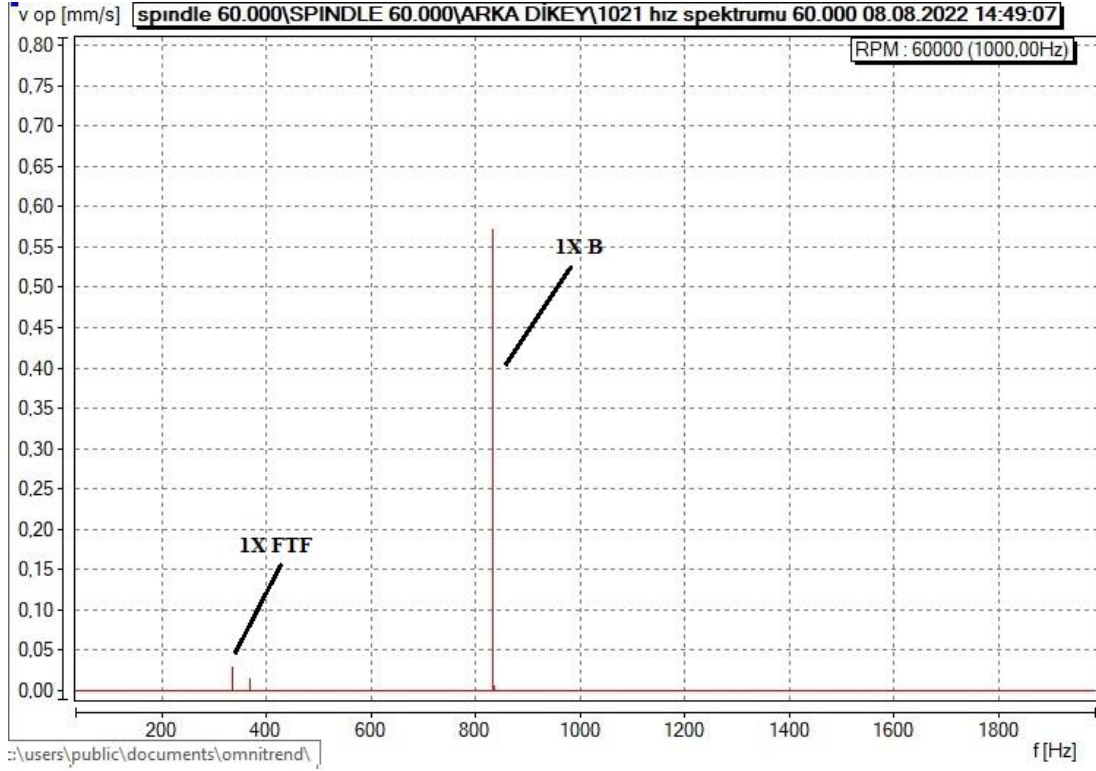
Şekil 13.47. 4B 34.Hat 60.000 RPM arka 7004 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).



Şekil 13.48. 4B 34.Hat 60.000 RPM arka 7004 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).



Şekil 13.49. 4B 34.Hat 60.000 RPM arka 7004 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).



Şekil 13.50. 4B 34.Hat 60.000 RPM arka 7004 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).

13.2.8. 4A Makara 80.000 RPM İş Mili

Maksimum 80.000 RPM devire sahip millerde ön yataklama rulmanı olarak 71905 arka yataklama rulmanı olarak 71902 rulmanları kullanılmaktadır. İmalat sürecinde maksimum 70.000 RPM devirde çalışmaktadır. Çalışma kapsamında imalat devri olan 70.000 RPM temel alınarak ölçümler alınmıştır. Kullanılan rulmanlar seramik bilyeli olup yüksek devirlerde çalışma kapasitesine sahiptir. Kullanılan rulmanlar ile ilgili teknik özellikler Çizelge 13.38' de verilmiştir.

Çizelge 13.38. 4A Makara 80.000 RPM kullanılan rulman özellikleri.

ÖZELLİKLER	71905 ÖN	71902 ARKA
MARKA	SKF	SKF
MODEL	71905 CE/HCP4A	71902 CE/P4A
BİLYE SAYISI	16	12
BİLYE ÇAPI	4,76 mm	3,97 mm
TEMAS AÇISI	15 °	15 °
BÖLÜM DAİRESİ ÇAPI	33,5 mm	21,5 mm

Rulman arıza frekansları arıza başlaması itibari ile ilk önce hız genliğinde belirgin olmaktadır. Arızanın ilerlemesi ile ivme genliğinde belirginleşmektedir. Rulman

arızalarının ilk arıza oluşumunda tespit etmek istenilmesi nedeni ile hız genliğini gözlemlemek amacı ile hız genliğinin spektrum analizi yapılmıştır. Çizelge 13.39 ve 13.40'ta 4A Makara 80.000 RPM'e ait teorik hesaplama ile elde edilen rulman hasar frekansları verilmiştir.

Çizelge 13.39. 4A Makara 80.000 RPM 71905 ön rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	1166,66	-	-	2333,32	-	-	3499,98	-	-
FTF	503,27	-	-	1006,54	-	-	1509,81	-	-
BPFO	8052,3	-	-	16104,6	-	-	24156,9	-	-
BPFI	10614,3	9447,6	11780,9	21228,5	20061,8	22395,2	31842,8	30676,1	33009,4
BSF	4028,0	3524,8	4531,3	8056,1	7552,8	8559,3	12084,1	11580,8	12587,4

Çizelge 13.40. 4A Makara 80.000 RPM 71902 arka rulmana ait teorik hasar frekansları.

HATA TİPİ	HATA FREKANSI (1x)	YAN BANT SOL (1x)	YAN BANT SAĞ (1x)	HATA FREKANSI (2x)	YAN BANT SOL (2x)	YAN BANT SAĞ (2x)	HATA FREKANSI (3x)	YAN BANT SOL (3x)	YAN BANT SAĞ (3x)
DENGESİZLİK	1166,66	-	-	2333,32	-	-	3499,98	-	-
FTF	479,31	-	-	958,63	-	-	1437,94	-	-
BPFO	5751,8	-	-	11503,5	-	-	17255,3	-	-
BPFI	8248,2	7081,5	9414,8	16496,3	15329,6	17663,0	24744,5	23577,8	25911,1
BSF	3059,4	2580,1	3538,7	6118,8	5639,5	6598,1	9178,2	8698,9	9657,6

07.04.2022 tarihinde yapılan ilk titreşim ölçümünde dengesizlik göstergesi olan 1X dengesizlik frekansında 3,47 mm/s seviyesinde ve harmoniklerinde genlik tespit edilmiştir. Yataklama rulmanlarında herhangi bir arıza tespit edilememiştir. İmalatın olumsuz etkilemesinden dolayı dengesizliğin giderilmesi için iş mili bakıma alınmıştır. Yapılan bakımda dengesizlik azaltılmış ve yeni rulmanlar takılmıştır. Devam eden ölçümde dengesizliğin kabul edilebilir değerde ve harmoniklerinde görüldüğü tespit edilmiştir. Çizelge 13.41'de 4A Makara 80.000 RPM iş milinin teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı verilmiştir.

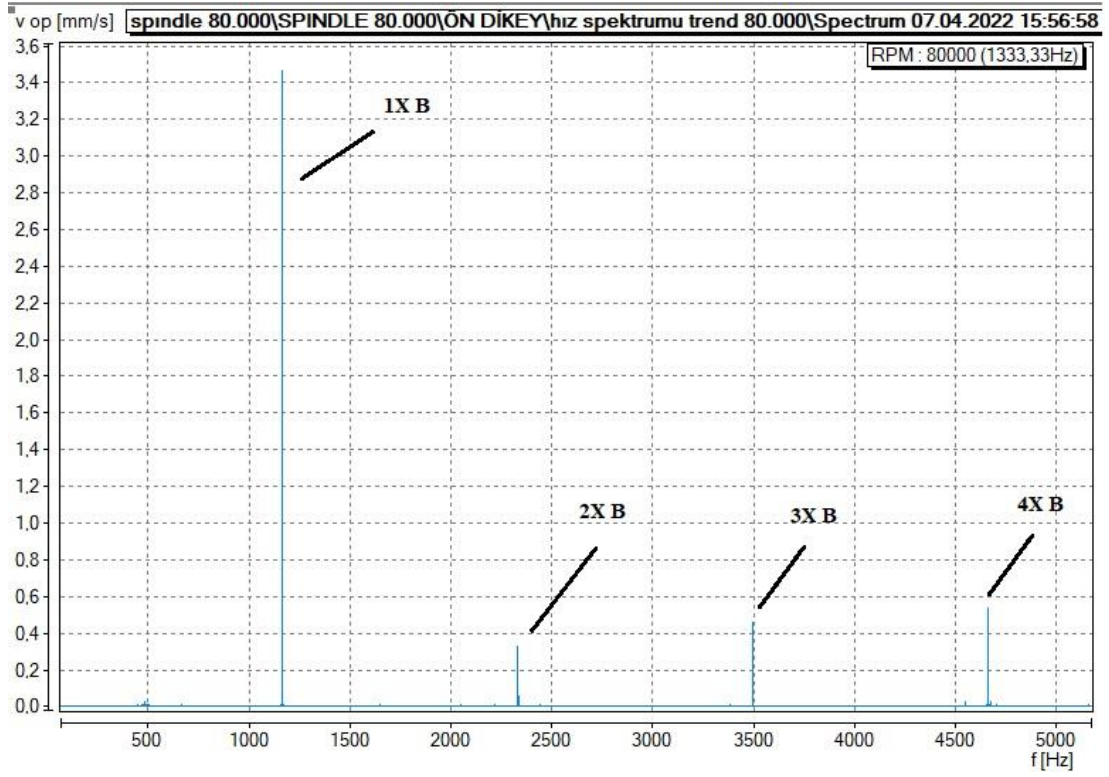
Çizelge 13.41. 4A Makara 80.000 RPM iş mili teorik ve elde edilen dengesizlik frekansı.

TEORİK HESAPLANAN DENGESİZLİK FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN DENGESİZLİK FREKANSI
1X 1166,66 Hz 2X 2333,32 Hz 3X 3499,98 Hz 4X 4666,64 Hz	07.04.2022	1X 1164,75 Hz 2X 2329,50 Hz 3X 3494,25 Hz 4X 4659,00 Hz
	06.05.2022	1X 1159,50 Hz 2X 2319,00 Hz 3X 3478,50 Hz 4X 4638,00 Hz
	06.06.2022	1X 1159,50 Hz 2X 2319,00 Hz 3X 3478,50 Hz 4X 4638,00 Hz
	06.07.2022	1X 1159,50 Hz 2X 2318,50 Hz 3X 3477,75 Hz 4X 4637,00 Hz
	08.08.2022	1X 1159,00 Hz 2X 2318,00 Hz 3X 3477,00 Hz 4X 4636,00 Hz
	08.09.2022	1X 1159,00 Hz 2X 2318,00 Hz 3X 3477,00 Hz 4X 4636,00 Hz
	07.10.2022	1X 1159,00 Hz 2X 2318,00 Hz 3X 3477,00 Hz 4X 4636,00 Hz
	07.11.2022	1X 1158,75 Hz 2X 2317,50 Hz 3X 3476,25 Hz 4X 4635,00 Hz

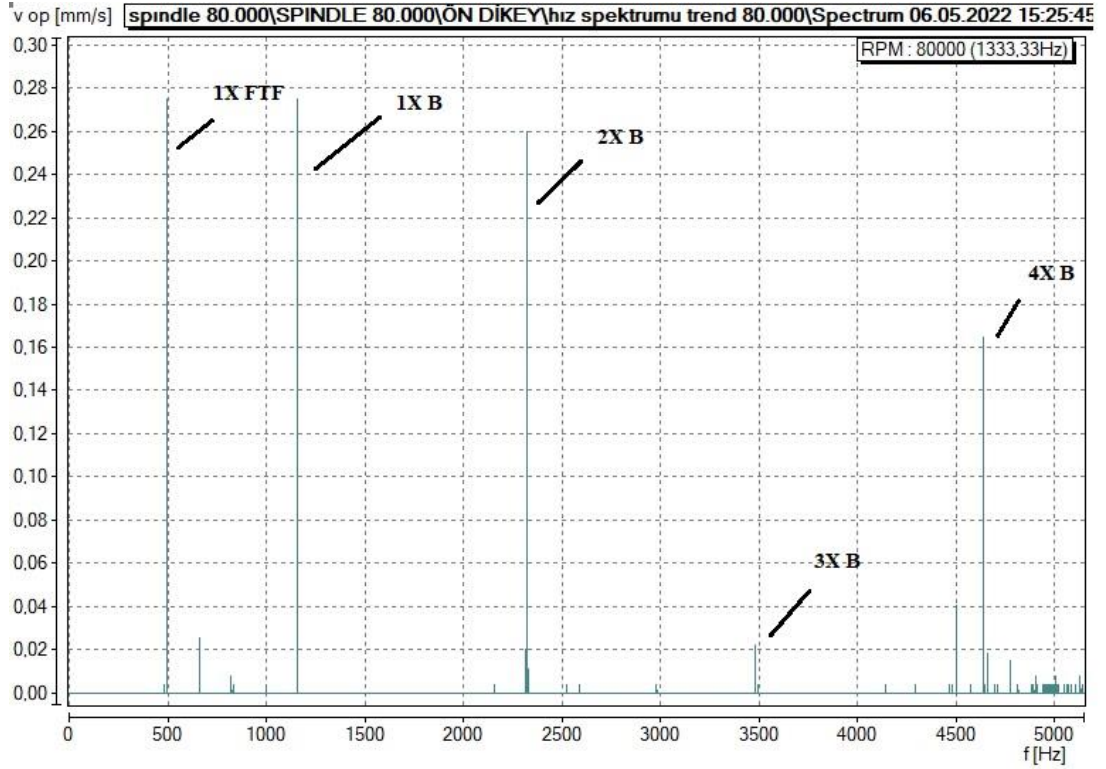
06.05.2022 tarihinde bakım sonrasında alınan ilk titreşim ölçümünde ön yataklama rulmanı 71905 'de 1X kafes arıza frekansında genlik tespit edilmiştir ve bu yüzden ölçümlerin ayda bir alınarak sistemin kontrol altında tutulmasının uygun olacağına karar verilmiştir. Çizelge 13.42'de 4A Makara 80.000 RPM iş mili ön 71905 rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı verilmiştir. Şekil 13.51'den Şekil 13.58'e kadar titreşim ölçümü ile elde edilen hasar frekansları gösterilmektedir.

Çizelge 13.42. 4A Makara 80.000 RPM iş mili 71905 ön rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı.

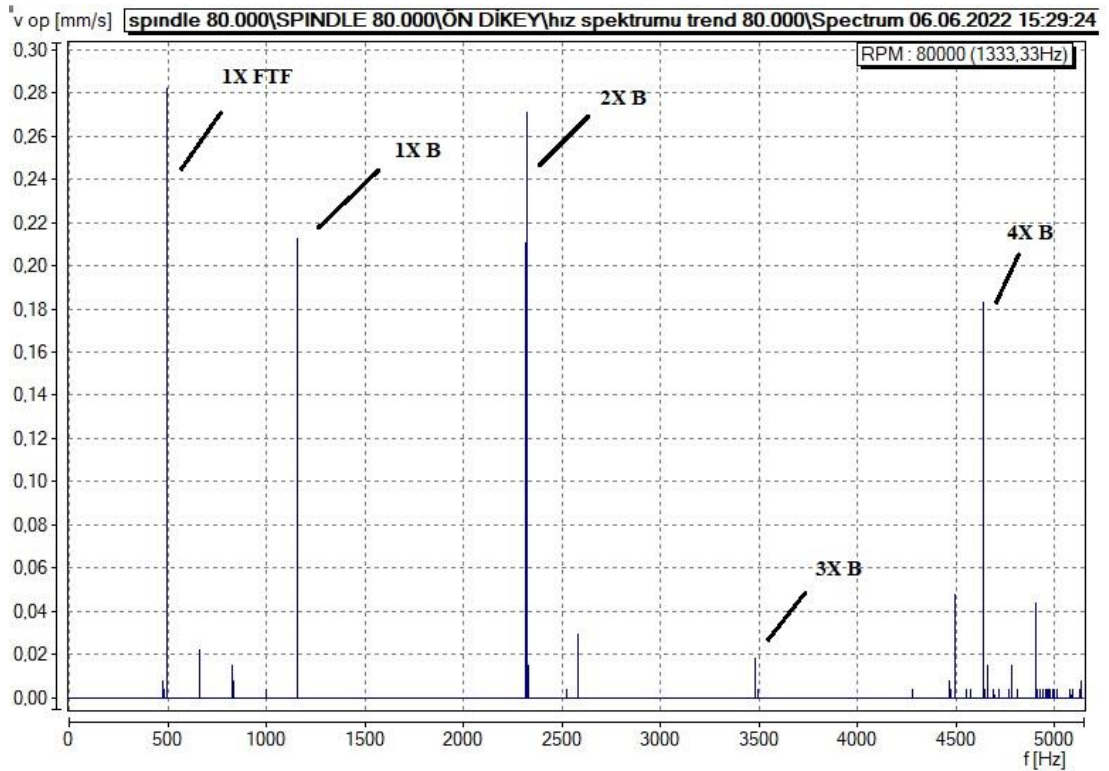
TEORİK HESAPLANAN FTF FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN FTF FREKANSI
1X 503,27Hz	07.04.2022	-
	06.05.2022	1X 498,25 Hz
	06.06.2022	1X 498,25 Hz
	06.07.2022	1X 498,25 Hz
	08.08.2022	1X 498,25 Hz
	08.09.2022	1X 498,25 Hz
	07.10.2022	1X 498,00 Hz
	07.11.2022	1X 498,00 Hz



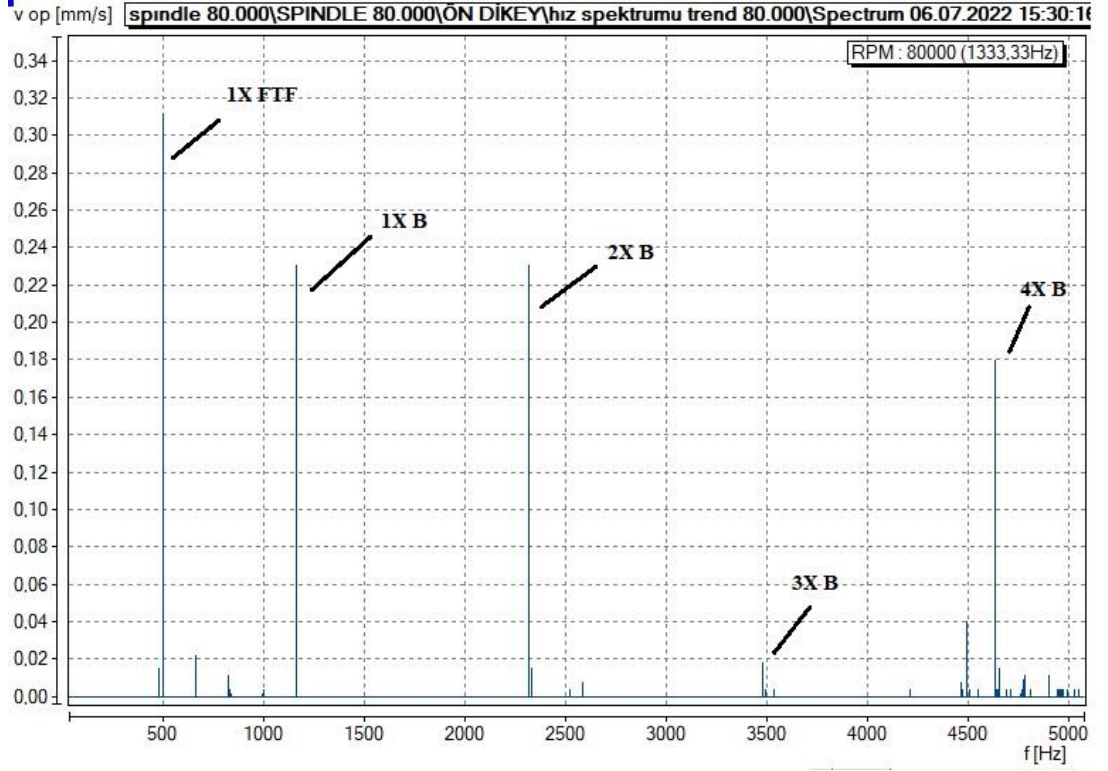
Şekil 13.51. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (07.04.2022).



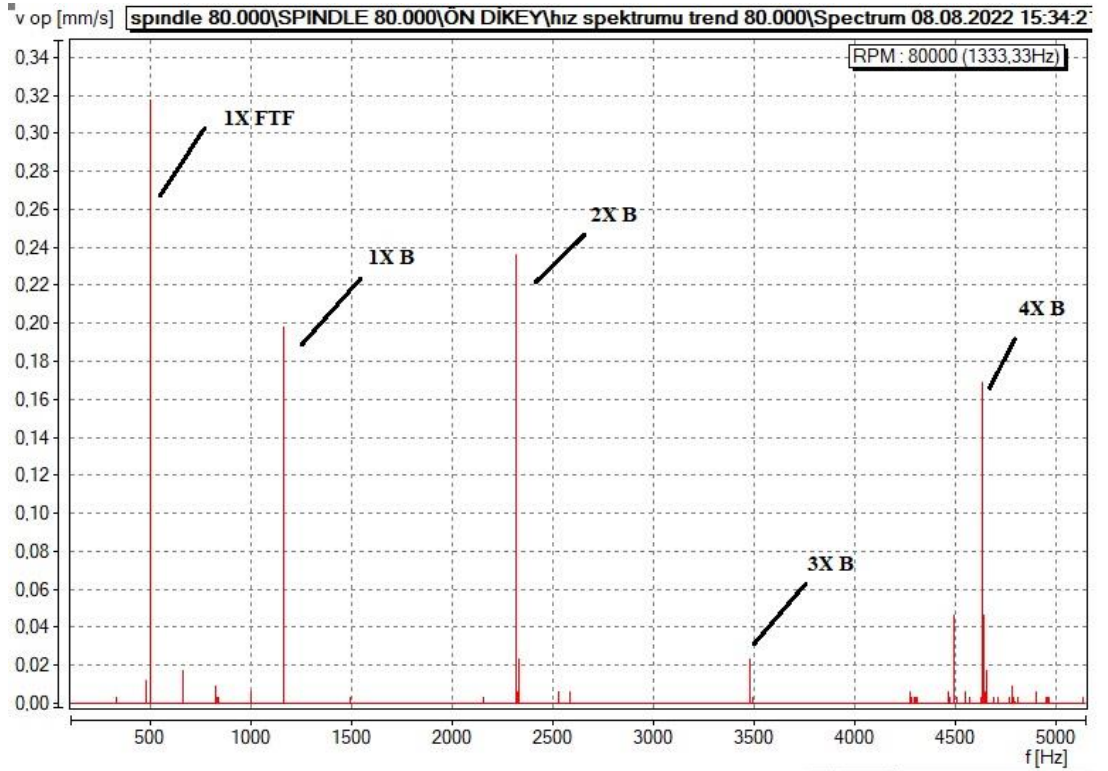
Şekil 13.52. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).



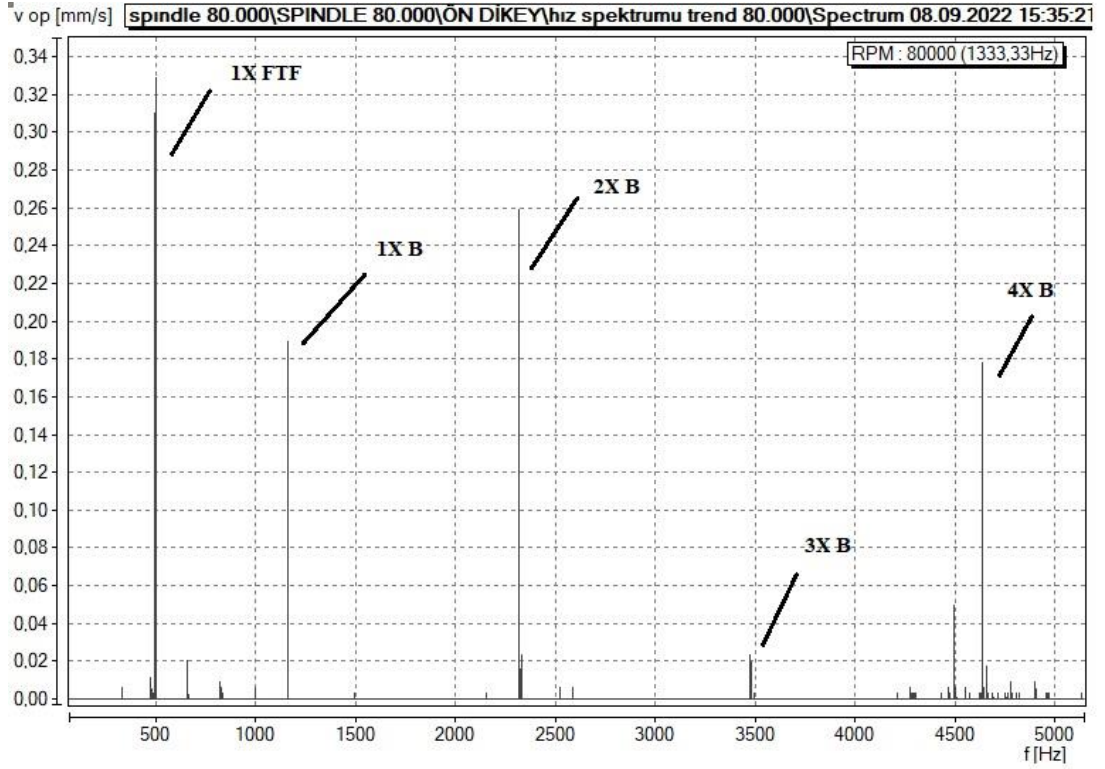
Şekil 13.53. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).



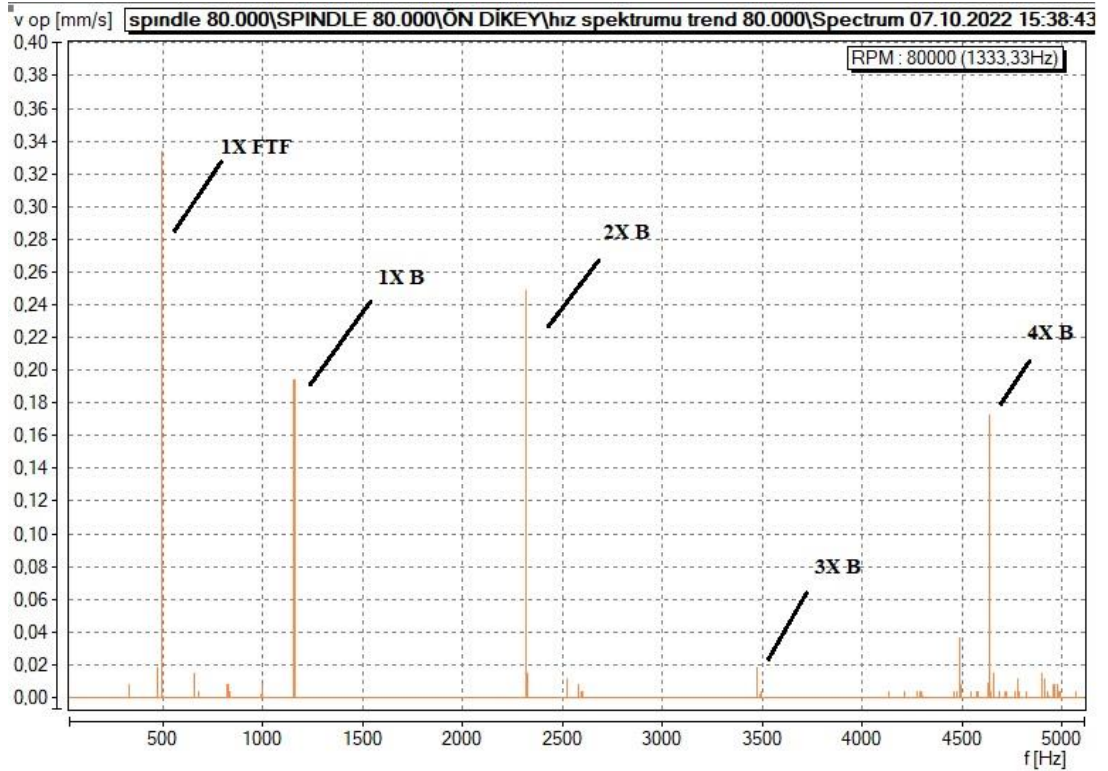
Şekil 13.54. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).



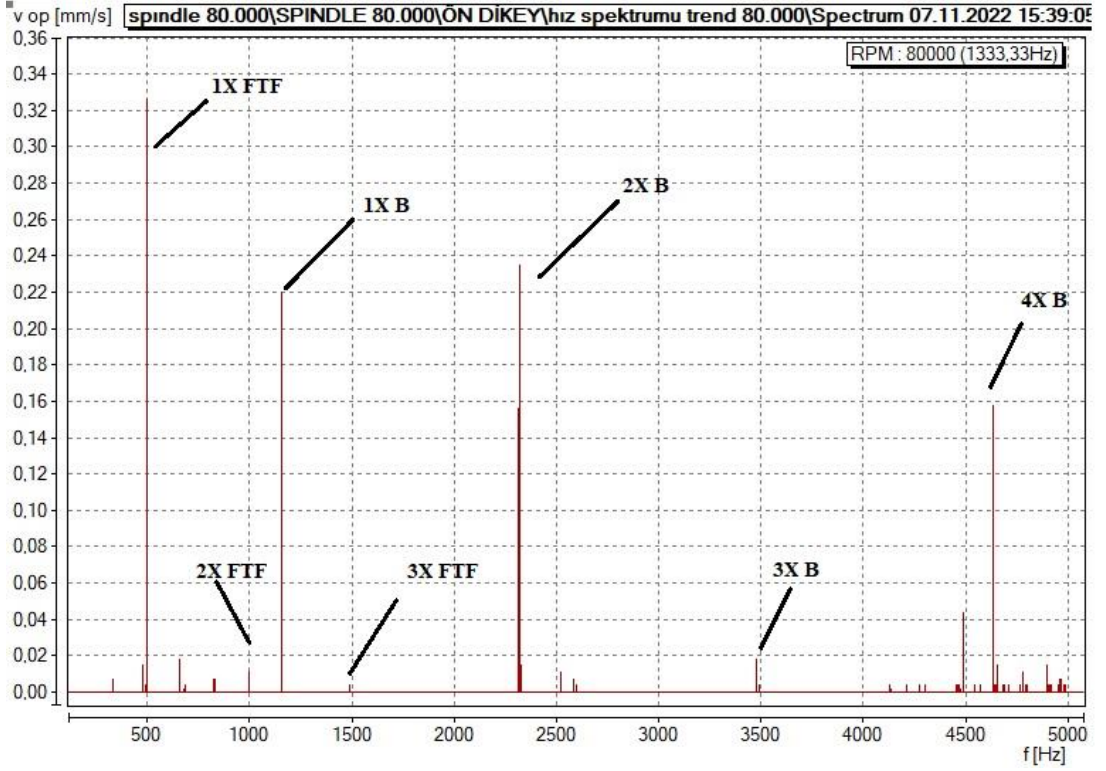
Şekil 13.55. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).



Şekil 13.56. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (08.09.2022).



Şekil 13.57. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (07.10.2022).



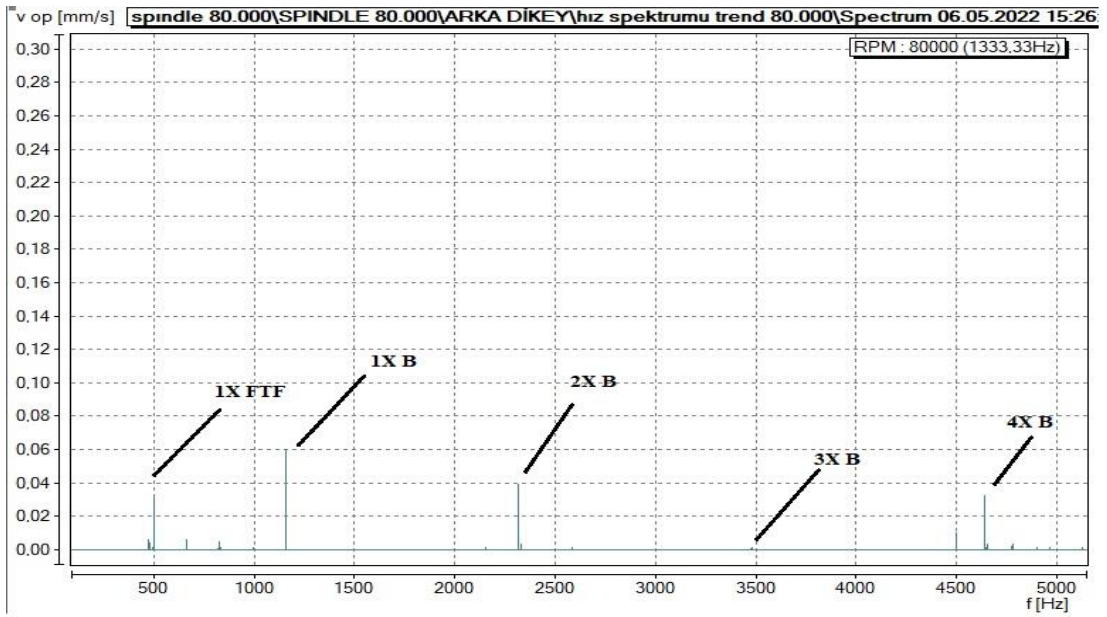
Şekil 13.58. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve ön 71905 FTF arıza teşhisi (07.11.2022).

06.05.2022 tarihinde yapılan titreşim ölçümünde ön 71905 rulmanda 1X kafes arıza frekansında genlik tespit edilmiştir. 08.09.2022 tarihine kadar yapılan ölçümlerde kafes arıza frekansının 1X kafes hasar frekansında ilerlediği tespit edilmiş ve harmonikleri tespit edilmemiştir. 08.08.2022 tarihinde yapılan ölçümlerde harmoniklerinde de ilerlediği tespit edilmiştir. Harmoniklerinin genlik değerleri 0,01 mm/s altında olması nedeni ile büyüklük değerleri tespit edilememiştir. 11.ayda yapılan titreşim ölçümünde kafes arıza frekansının 2X harmoniğinin genlik değeri 0,01 mm/s olarak tespit edilmiştir. Arızanın ilerleyip ilerlemediğini tespit etmek için periyodik olarak titreşim ölçümü alınmaya karar verilmiştir.

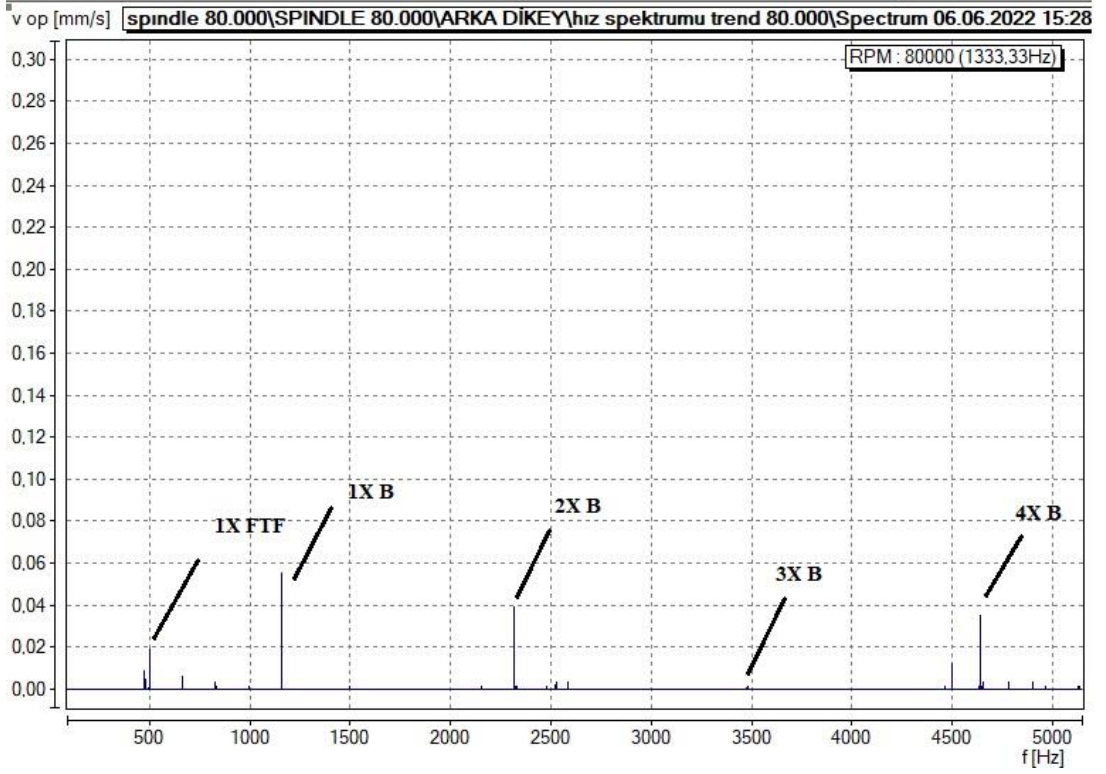
06.05.2022 tarihinde alınan titreşim ölçümünde arka yataklama rulmanı 71902'de 1X kafes hasar frekansında genlik tespit edilmiştir. 07.11.2022 tarihine kadar alınan titreşim ölçümlerinde kafes hasarının ilerlemediği tespit edilmiştir. Çizelge 13.43'te 4A Makara 80.000 RPM iş mili 71902 arka rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı verilmiştir. Şekil 13.59'dan şekil 13.65'e kadar titreşim ölçümü ile elde edilen hasar frekansları gösterilmiştir.

Çizelge 13.43. 4A Makara 80.000 RPM iş mili 71902 arka rulmana ait teorik ve elde edilen FTF hasar frekansı

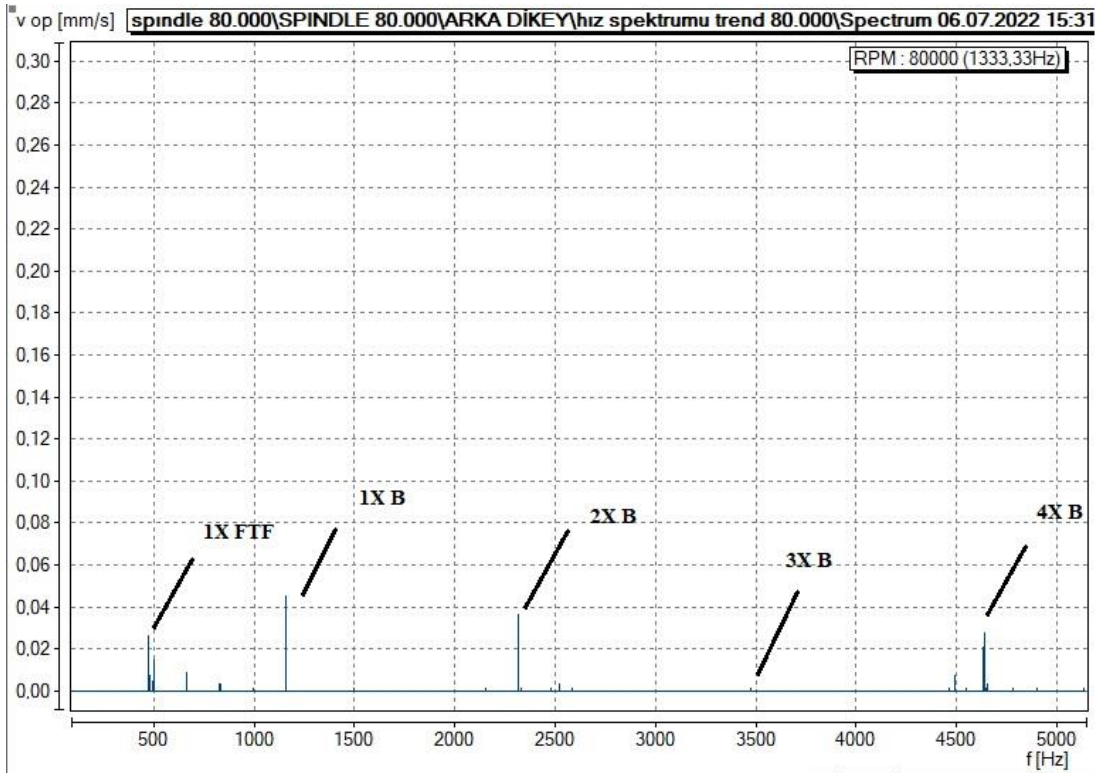
TEORİK HESAPLANAN FTF FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN FTF FREKANSI
1X 479,31 Hz	07.04.2022	Tespit edilememiştir.
	06.05.2022	1X 476,50 Hz
	06.06.2022	1X 476,50 Hz
	06.07.2022	1X 476,50 Hz
	08.08.2022	1X 476,75 Hz
	08.09.2022	1X 476,50 Hz
	07.10.2022	1X 476,50 Hz
	07.11.2022	1X 476,75 Hz



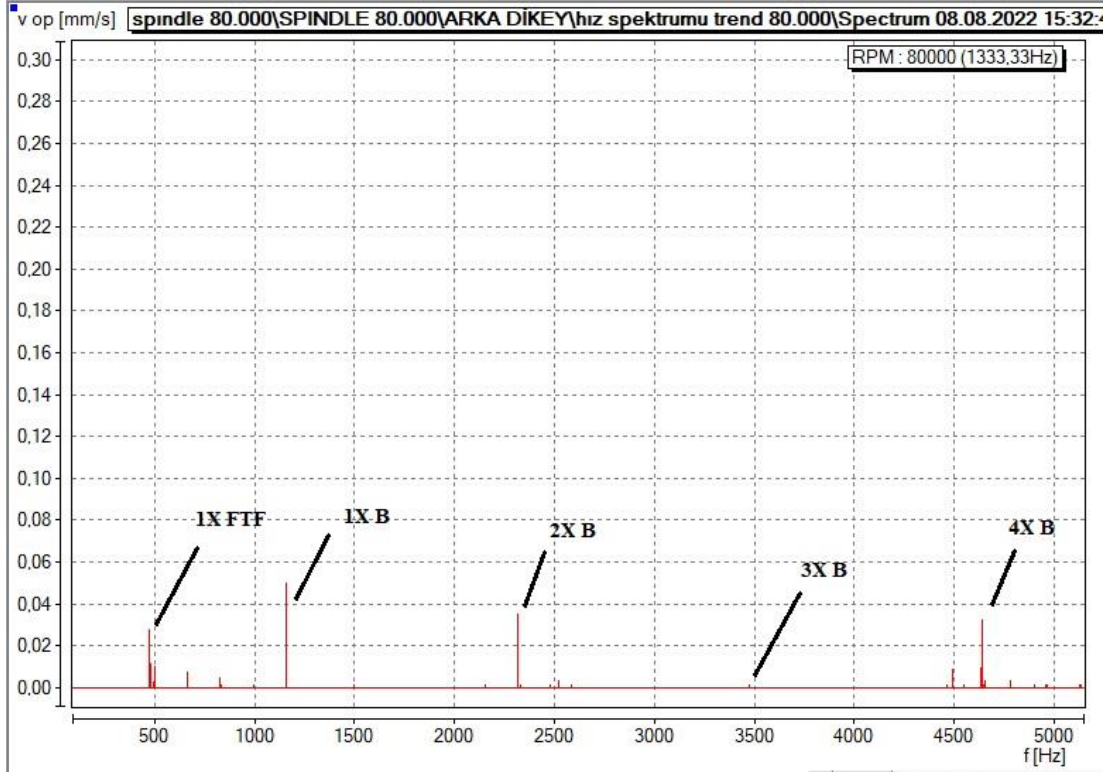
Şekil 13.59. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (06.05.2022).



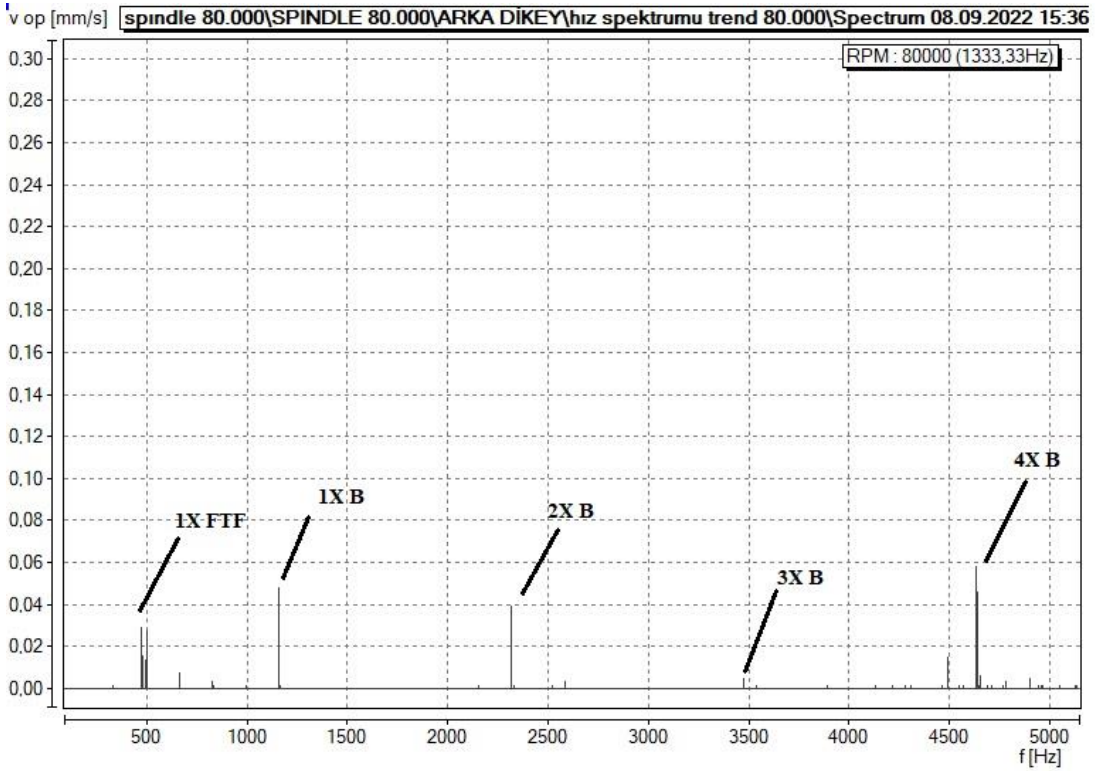
Şekil 13.60. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (06.06.2022).



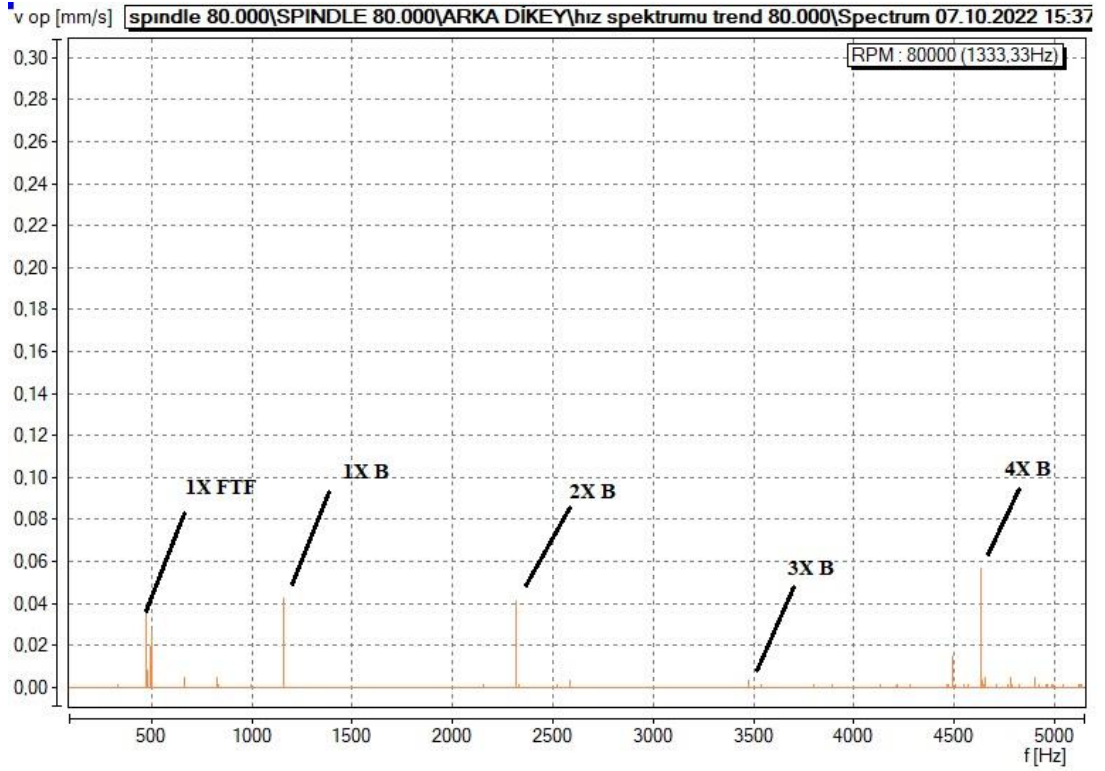
Şekil 13.61. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (06.07.2022).



Şekil 13.62. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (08.08.2022).



Şekil 13.63. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (08.09.2022).



Şekil 13.64. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (07.10.2022).

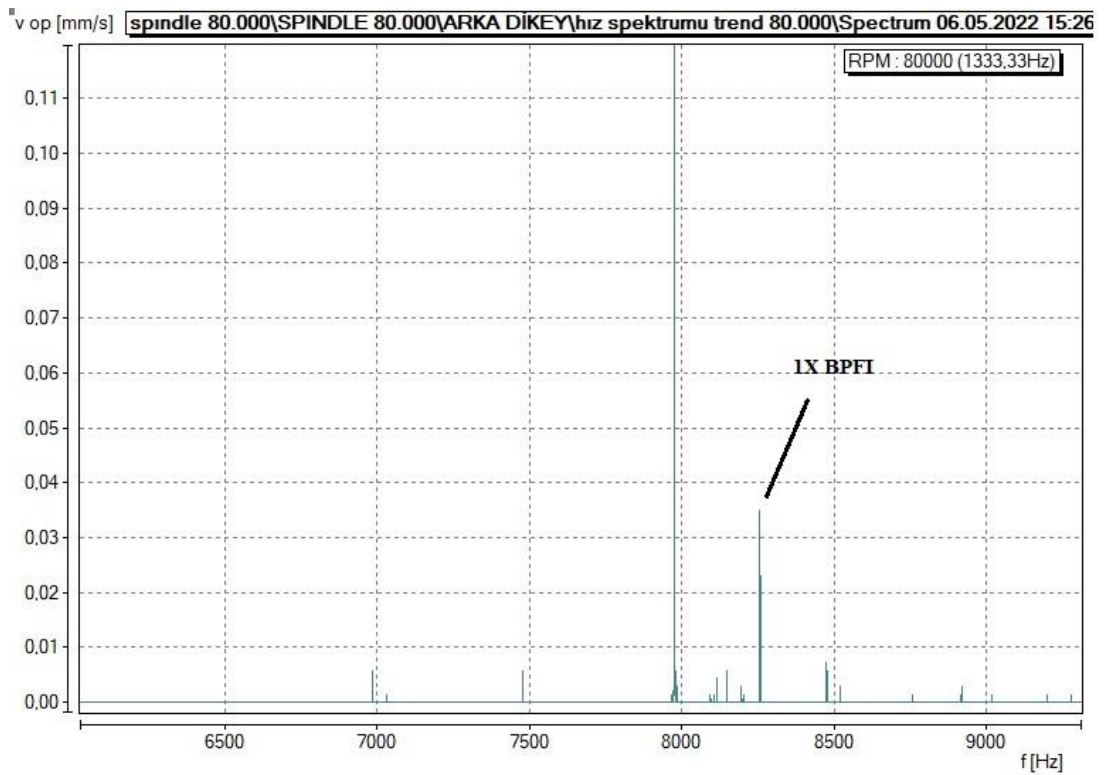


Şekil 13.65. 4A Makara 80.000 RPM iş mili dengesizlik ve arka 71902 FTF arıza teşhisi (07.11.2022).

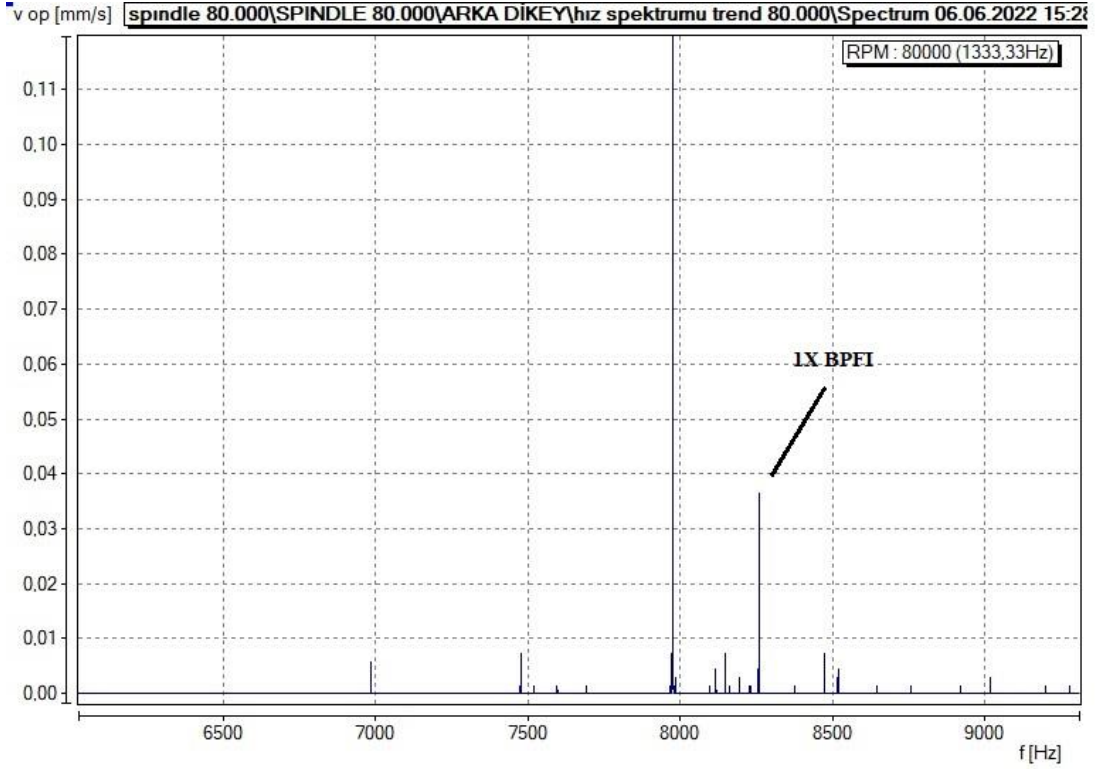
06.05.2022 tarihinde alınan titreşim ölçümünde arka yataklama rulmanı 71902’de 1X iç bilezik hasar frekansında genlik tespit edilmiştir. 07.11.2022 tarihine kadar alınan titreşim ölçümlerinde kafes hasarının ilerlemediği tespit edilmiştir. Çizelge 13.44’te 4A Makara 80.000 RPM iş mili 71902 arka rulmana ait teorik ve elde edilen BPFI hasar frekansı verilmiştir. Şekil 13.66’dan Şekil 13.72’ye kadar titreşim ölçümü ile elde edilen hasar frekansları gösterilmiştir.

Çizelge 13.44. 4A Makara 80.000 RPM iş mili 71902 arka rulmana ait teorik ve elde edilen BPFI hasar frekansı

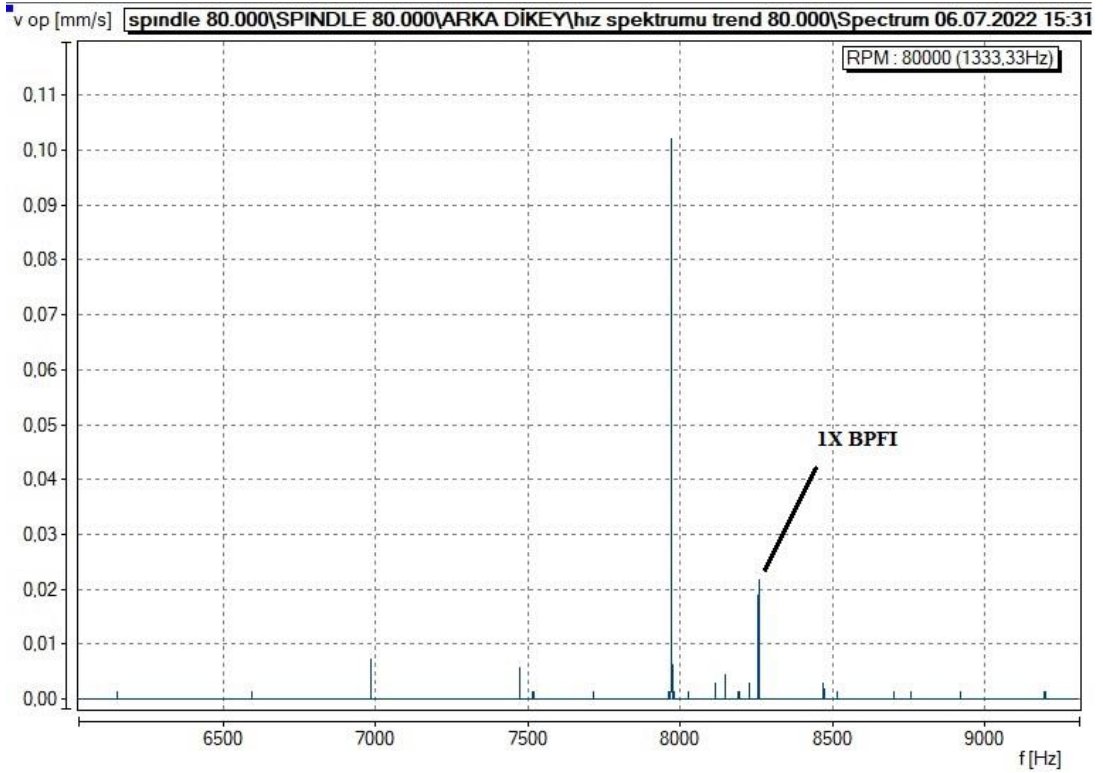
TEORİK HESAPLANAN BPFI FREKANSI	ÖLÇÜM TARİHİ	ÖLÇÜM İLE ELDE EDİLEN BPFI FREKANSI
1X 8248,2 Hz	07.04.2022	Tespit edilememiştir.
	06.05.2022	1X 8256,00 Hz
	06.06.2022	1X 8257,25 Hz
	06.07.2022	1X 8256,50 Hz
	08.08.2022	1X 8257,00 Hz
	08.09.2022	1X 8256,25 Hz
	07.10.2022	1X 8256,25 Hz
	07.11.2022	1X 8255,25 Hz



Şekil 13.66. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFI arıza teşhisi (06.05.2022).



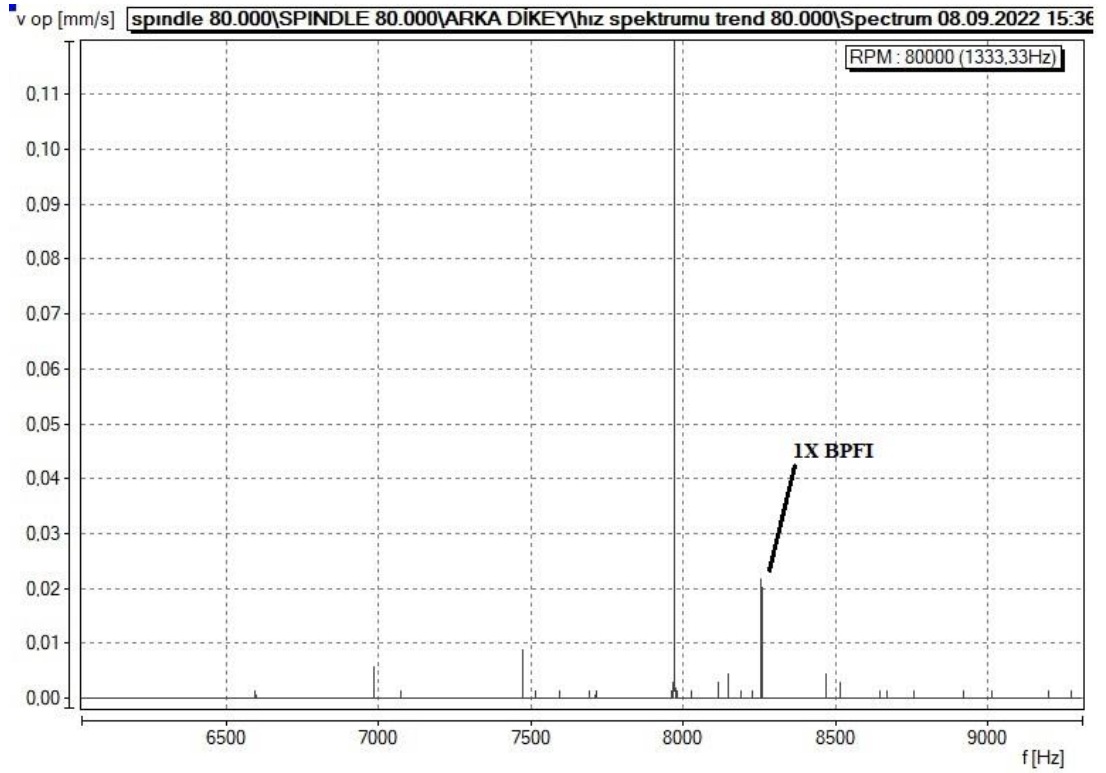
Şekil 13.67. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFİ arıza teşhisi (06.06.2022).



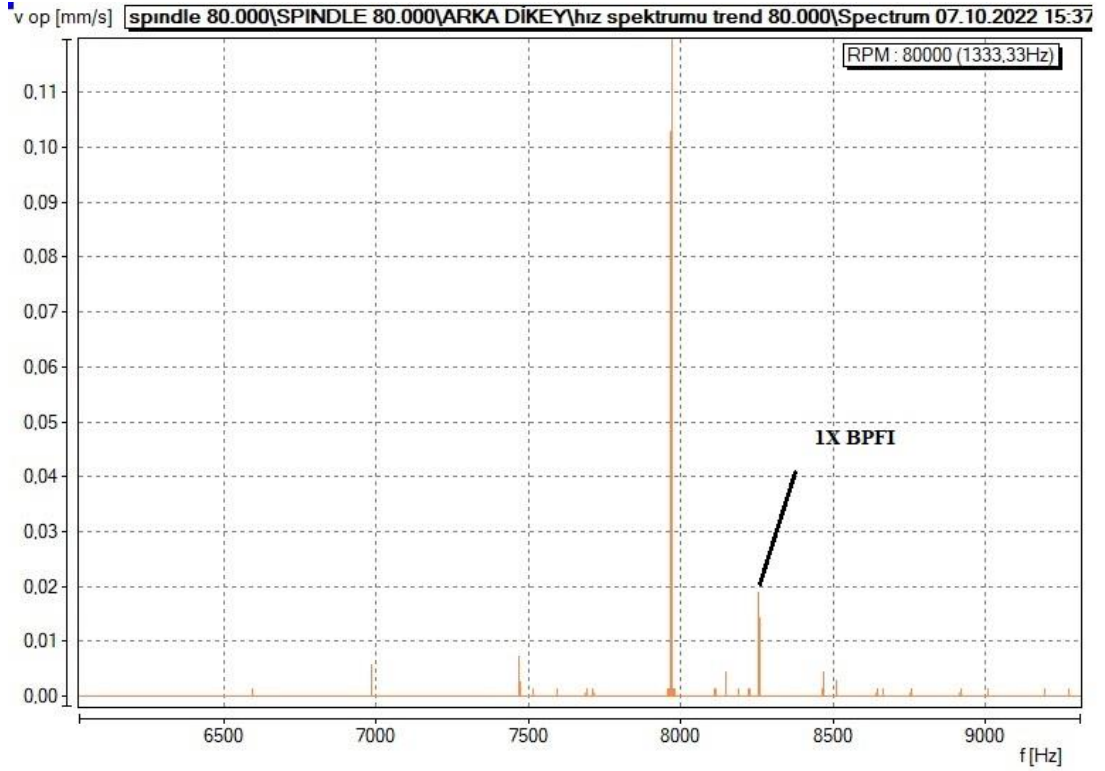
Şekil 13.68. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFİ arıza teşhisi (06.07.2022).



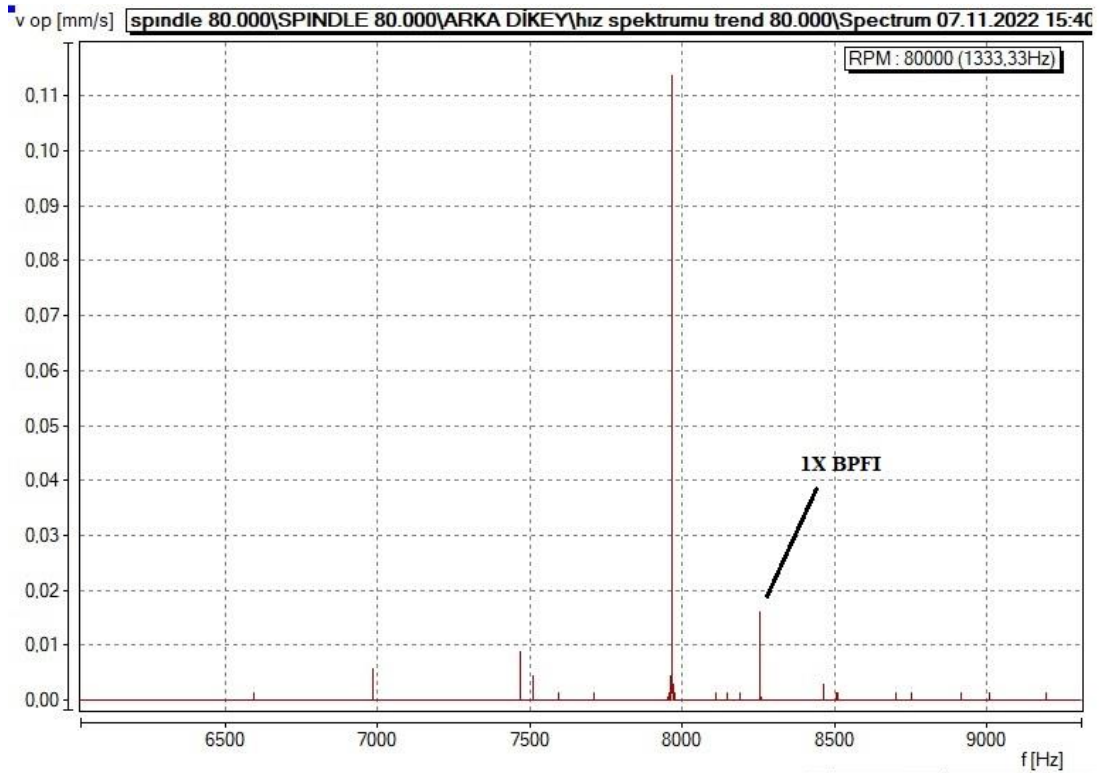
Şekil 13.69. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFI arıza teşhisi (08.08.2022).



Şekil 13.70. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFI arıza teşhisi (08.09.2022).



Şekil 13.71. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFİ arıza teşhisi (07.10.2022).



Şekil 13.72. 4A Makara 80.000 RPM iş mili arka 71902 BPFİ arıza teşhisi (07.11.2022).

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada Orta Doğu Rulman Sanayi ve Tic. A.Ş Fabrikasında bulunan Taşlama tezgahlarına ait iş millerine (Spindle) yönelik titreşim analizi ile kestirimci bakım çalışması yapılarak mil dengesizliği, iş mili rulmanlarında kafes arıza başlangıcı, iç bilezik arıza başlangıcı, bilye arıza başlangıcı tespit edilmiştir. 4B 34.Hat 60.000 RPM iş milinde bindirme arızası nedeni ile 08.09.2022 tarihinde bakım çalışması yapılmış yataklama rulmanları değiştirilmiştir. Çalışma kapsamında ölçüm alınan diğer iş millerinde tespit edilen hasarlar, hasar başlangıç seviyesinde olduğundan ve dolayısıyla rulmanlar çalışma ömürlerini tamamlamadığından dolayı bakım işlemi yapılmamıştır.

Rulmanların çalışma ömürlerini etkileyen en önemli etkenlerden biri yağlamadır. Yağlama yapılmayan rulmanlar yağsızlıktan dolayı arıza vermektedir. Bu sebepten dolayı çalışma boyunca iş mili rulmanlarının yağlama sistemleri tüm taşlama tezgahlarında olduğu gibi aktif olarak kontrol edilmiştir.

Çalışma kapsamında titreşim analizi yapılan 4B 1.Hat 60.000 RPM, 4B 1.Hat 40.000 RPM, 4B 2.Hat 60.000 RPM ve 4B 2.Hat 40.000 RPM iş millerinde mil dengesizliği tespit edilmiştir. Rulman arızası tespit edilmemiştir.

4B 34.Hat 30.000 RPM iş milinde mil dengesizliği ve ön yataklama rulmanında kafes arıza başlangıcı, arka yataklama rulmanında kafes arıza başlangıcı ve bilye arıza başlangıcı tespit edilmiştir.

4B 34.Hat 60.000 RPM iş milinde mil dengesizliği, ön yataklama rulmanında kafes arızası ve bilye arızası 2X 'te yan bantları ile tespit edilmiştir. Arka yataklama rulmanında ise kafes arıza başlangıcı tespit edilmiştir.

4A Makara 80.000 RPM iş milinde mil dengesizliği, ön yataklama rulmanında kafes arıza başlangıcı ve arızanın ilerlediği tespit edilmiştir. Arka yataklama rulmanında iç bilezik hasar başlangıcı ve kafes hasar başlangıcı tespit edilmiştir.

Yapılan çalışmalarda elde edilen sonuçlar ile teorik olarak bulunan sonuçlar arasında bulunan farkların nedenleri ise gerçek çalışma ortamlarında hesaba katılmayan parametrelerin bulunmasıdır. Bu çalışma süresince kazanılan tecrübe ve edinilen bilgi birikime göre şu önerilerde bulunulabilir;

Titreşim ölçümü alınacak ekipmanlarda, ölçüm alınacak noktanın çok iyi belirlenmesi gerekir. Problemin kaynağına ne kadar yakın yerlerden ölçüm alınabilirse, o kadar problemle ilgili doğru teşhiste bulunulabilir. Problem kaynağı ile ölçüm alınan yer arasında mesafe ve eleman sayısı arttıkça buna bağlı olarak aradaki sönüm miktarı da artar. Bu durum da doğru teşhis yapmayı zorlaştırır. Çalışma esnasında 4B 34.Hat 60.000 RPM İş Milinde meydana gelen arıza ekipmanın çalışma koşullarından farklı olarak operatör kaynaklı olarak arızalanabileceğinin göstergesidir. Operatör kaynaklı arızaların önlenmesi için işletmelerin otonom bakım olan 1.Seviye bakıma önem vermesi gerekmektedir. Bununla birlikte, 4A Makara 80.000 RPM iş mili rulmanları 06.05.2022 tarihinde yeni takılmıştır. Yeni takılmış rulman olmasına rağmen kafes hasar frekansında arıza başlangıcı tespit edilmiştir. Bu durum rulmanların imalattan kaynaklı sorunlar oluşturabileceği ile karşılaşmamız anlamına gelmektedir.

Titreşim analizi yapacak olan personelin ekipmanların teknik özelliklerini ve çalışma prensibini doğru şekilde bilmesi gerekmektedir. Ekipman ile ilgili bilgiler muhtemel hasarların neler olabileceği hakkında fikir sahibi olunabilmesini sağlayacaktır. Bununla birlikte kestirimci bakım çalışmalarının firmalar tarafından yeterince benimsenip, o doğrultuda ekipman ve yetişmiş eleman bulundurmaları kendilerinin yararına olacaktır. Çünkü arızaları erken teşhis edip önlem alabilmenin işletmelere getireceği finansal yük, arıza olduktan sonra karşılaşılabilecek finansal kayıplardan daha az maliyete sahip olacağını söyleyebiliriz. Bu duruma ilave olarak malzemenin ve çalışanın karşı karşıya kalacağı riskte minimize edilmiş olacaktır.

KAYNAKLAR

1. Diamaragonas, A. D., “The origins of vibration theory”, *Journal of Sound and Vibration*, 140 (2): (1990).
2. Belek, T. ve Toprak, T., “Endüstriyel tesislerde makina performansının izlenmesi ve bilgisayar destekli bakım planlanması”, Brüel & Kjaer Teknik Personel Eğitimi Kurs Notları, *İTÜ Makina Fakültesi* (1991).
3. Paula, G., “Vibration analysis techniques included in the predictive maintenance plan of a paper machine practical machinery vibration analysis and predictive maintenance”, *End of Degree Project*, ES (2019).
4. Pro-Plan, “Titreşim ölçümüne dayalı makina bakımı”, *Eğitim Semineri Notları*, İstanbul (2004).
5. Karahan, F., “Titreşim analizi ile makinalarda arıza teşhisi”, Yüksek Lisans Tezi, *Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Ana Bilim Dalı*, Manisa (2005).
6. Theodor D. P., Aiordachioaie, D. ve Anisia-Culea, F., Vibration analysis with application in predictive maintenance of rolling element bearings, *EMERING 2019: The Eleventh International Conference on Emerging Networks and Systems Intelligence*, (2019).
7. PRUFTECHNIK, “Titreşim ölçüm ve analiz eğitimi”, *Eğitim Notları*, İstanbul (2022).
8. Girdhar, P. ve Sheffer, C.,” Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance”, *Queen’s University*, Mechanical Engineer Course Notes, USA (2004).
9. Yıldırım, E., “Makinelerde titreşim analizi ile kestirimci bakım”, Yüksek Lisans Tezi, *Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı*, Manisa (2014).
10. Sheffer, C. ve Girdhar, P., “Predictive maintenance techniques”, *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance*, 7-8 (2008).
11. Karadayı, H. M., “Titreşim analizi ile pompalarda arıza tespiti ve kestirimci bakım uygulamaları”, Yüksek Lisans Tezi, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Balıkesir (2011).

12. Belek, H. T. ve Toprak, T., “Endüstriyel tesislerde makine performansına dayalı bakım planlaması”, *İstanbul Teknik Üniversitesi*, İstanbul (1997).
13. İnternet: IMV Corporation, “Vibration Technical Guide”, [https://www.imv.co.jp/e/pr/vibration_measuring/chapter03/\(2022\)](https://www.imv.co.jp/e/pr/vibration_measuring/chapter03/(2022)).
14. İnternet: Hanly, S., “Vibration Analysis: FFT, PSD and Spectrogram Basics,” <https://blog.mide.com/vibration-analysis-fft-psd-and-spectrogram> (2016).
15. Köse, R. K., “Makine arızalarının belirlenmesinde titreşim analizi”, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 45 (538): (2004).
16. Engür, A. İ., “Kestirimci bakımda titreşim analizi”, *Mühendis ve Makine Dergisi*, 48 (570): (2007).
17. Orhan, S., “Rulmanlarla yataklanmış dinamik sistemlerin titreşim analiziyle kestirimci bakımı”, Doktora Tezi, *Kırıkkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Anabilim Dalı*, Kırıkkale (2002).
18. Aliustaoğlu, C., Ocak, H. ve Ertunç, H. M., “Rulman titreşim analizi ile bölgesel hataların incelenmesi”, *TOK’07*, (2007).
19. Rulman Teknik El Kitabı, *Orta Doğu Rulman Sanayi ve Ticaret A.Ş* (1986).

ÖZGEÇMİŞ

Samet SAKARYA Polatlı Anadolu Lisesi'nden mezun olduktan sonra 2013 yılında Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği/Raylı Sistemler Mühendisliği Programı Bölümü'ne girdi; 2018'de 3,31 genel ortalama ile mezun olduktan sonra Armin Elektrik A.Ş'de Saha Mühendisi olarak Marmaray projesinde göreve başladı. 2019 yılında askerlik görevini yapmak üzere çalışmakta olduğu firmadan ayrıldı. 2020 yılında askerlik görevini tamamladıktan sonra Orta Doğu Rulman Sanayi ve Tic. A.Ş'de Önleyici Bakım Mühendisi olarak göreve başladı. Halen; 2019 yılında başlamış olduğu yüksek lisans programını, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı altında sürdürmektedir.