

T.C.
CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEĞİŞKEN DEVİRLİ MAKİNALARDA KRİTİK HIZIN TESPİTİ

Öner ERDEVE
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

2010

DEĐIŐKEN DEVİRLİ MAKİNALARDA KRİTİK HIZIN TESPİTİ

Öner ERDEVE

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

2010

DEĐIŐKEN DEVİRLİ MAKİNALARDA KRİTİK HIZIN TESPİTİ

Öner ERDEVE

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

2010

Danışman: Prof.Dr. Kenan KOSER

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRLÜĞÜ'NE

Bu çalışma, jürimiz tarafından, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir

Başkan Prof. Dr. Kenan KOSER

Üye Yrd. Doç. Dr. H. Ali ERTAŞ

Üye Yrd. Doç. Dr. Yavuz TÜRKAY

ONAY

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım

/ /2010

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜ MÜDÜRÜ

Prof. Dr. Sezai ELAGÖZ

Bu tez, Cumhuriyet Üniversitesi Senatosunun 05.01.1984 tarihli toplantısında kabul edilen ve daha sonra 30.12.1993 tarihinde C.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğünce hazırlanan ve yayınlanan “Yüksek Lisans ve Doktora Tez Yazım Kılavuzu” adlı yönergeye göre hazırlanmıştır

TEŐEKKÜR

Bu çalışmada bana destek olan, hocam Prof. Dr. Kenan Koser'e ve Sivas imento Fabrikası Bakım Planlama M¼d¼r¼ Mehmet Selim ıtak'a teőekk¼r ederim

İÇİNDEKİLER

1. BÖLÜM: GİRİŞ	
1.1. Çalışmanın Konusu ve Amacı	1
1.2. Konunun Önemi	1
2. BÖLÜM: ENDÜSTRİYEL BAKIM	
2.1. Endüstriyel Bakımın Gelişimi	3
2.2. Ölçme-İzleme Metodolojileri ve Risk Merkezli Bakım	3
2.3. Toplam Verimli Bakım	4
2.4. Bakım Göstergeleri	4
3. BÖLÜM: TİTREŞİM ve MİLLERDE KRİTİK HIZ KAVRAMI	
3.1. Giriş	6
3.2. Tanımlar	6
3.3. Mİllerde Kritik Hız	7
4. BÖLÜM: TİTREŞİM ANALİZİ	
4.1. Titreşim Testleri	12
4.2. Titreşimlerin Ölçülmesi	12
4.3. Fourier Serisi ve Fourier Dönüşümü	16
4.4. Arıza Frekansları	18
4.4.1. Dengesizlik	19
4.4.2. Eksen Ayarsızlığı	19
4.4.3. Gevşeklik	20
4.4.4. Yatak Problemleri	20
4.4.5. Dişli Problemleri	21
4.5. Sinyal Analiziyle Kritik Hızın Tespiti	21
5. BÖLÜM: UYGULAMA ÇALIŞMALARI	
5.1. Giriş	22
5.2. Arızaların Tespiti	22
5.3. Kritik Hızın Tespiti	27
6. BÖLÜM: SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRMELER	
6.1. Sonuçlar ve Değerlendirmeler	30

ÖZET

Makinadan gelen titreşim sinyallerinin frekans ekseninde incelenmesi titreşim kaynaklarının belirlenmesini sağlayabilmektedir. Bu çalışmada farklı arıza titreşimleri frekans ekseninde incelenerek arıza frekansları tespit edilmeye çalışılmıştır. Arıza kaynaklarının oluşturduğu sinyallerin tanımlanması kestirimci bakımın en önemli ölçme izleme yöntemidir.

Ayrıca bu çalışmada sinyal analiziyle makinanın kritik hızdan geçerken oluşturduğu titreşimler incelenerek, kritik hızın tespiti üzerine genel bir araştırma yapılmıştır. Tasarımı, imalatı ve montajı tamamlanmış bir makinada hız değişikliği yapılması istendiğinde, kritik hızın sinyal analiziyle tespiti en kolay ve doğru yol olarak görünmektedir.

Anahtar Kelimeler: Kritik Hız, Titreşim Analizi, Çalıştır Dur Testi

SUMMARY

Examining vibration signals of machine on frequency axis allows determining the vibration resources. In this study, failure frequencies have been tried to be determined by examining different failure vibrations. Defining the signals that is generated by failure reasons is the most important way to measure and monitor in predictive maintenance.

Also In this study, a general research is done on the determination of critical speed by examining the vibration that the machine generates while at critical speed with signal analysis. Determination of critical speed by signal analysis is the easiest and most accurate way when the design, manufacturing and installation of a machine are not finished yet.

Key Words: Critical Speed, Vibration Analysis, Run Up Coast Down Test

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Risk merkezli bakım algoritması	4
Şekil 3.1 Düşey tek disk mil sistemi	7
Şekil 4.1 Piezoelektrik ivmeölçerler	13
Şekil 4.2 Titreşim seviyesinin belirlenmesi	13
Şekil 4.3 Frekans eksenine göre birim hassasiyeti	14
Şekil 4.4 Zaman ekseninin frekans eksenine taşınması	14
Şekil 4.5 Toplam vibrasyonun hesaplanması	15
Şekil 4.6 Titreşim yönleri	16
Şekil 4.7. ISO 10816 Titreşim limitleri	18
Şekil 4.7 Şaftlı dişli kaplin	19
Şekil 4.8 Ayarsızlık çeşitleri	20
Şekil 5.1 Ölçümlerde kullanılan cihaz (DLI DCX)	22
Şekil 5.2 1. Ölçümün yapıldığı kompresör	23
Şekil 5.3 1. Ölçümün spektrum grafiği	23
Şekil 5.4 2. Ölçümün yapıldığı radyal fan	24
Şekil 5.5 2. Ölçümün spektrum grafiği	24
Şekil 5.6 3. Ölçümün yapıldığı radyal fan	25
Şekil 5.7 3. Ölçümün spektrum grafiği	25
Şekil 5.8 4. Ölçümün yapıldığı redüktör	26
Şekil 5.9 4. Ölçümün spektrum grafiği	26
Şekil 5.10 1. Kritik hız ölçümünün yapıldığı radyal fan	27

Şekil 5.11 1. Kritik hız ölçümünün çoklu spektrum grafiği	28
Şekil 5.12 2. Kritik hız ölçümünün yapıldığı radyal fan	28
Şekil 5.13 2. Kritik hız ölçümünün çoklu spektrum grafiği	29

SİMGELER

b	Sönüm
dak	Dakika
devir	Devir
f	Frekans
g	Yer Çekim İvmesi
G	Ağırlık
k	Yay Katsayısı
m	Kütle
n_{kr}	Kritik Devir
T	Periyod
w	Dairesel Frekans (Açısal Hız)
w_n	Doğal Frekans
w_{kr}	Kritik Hız
Ø	Faz Açısı

1. BÖLÜM

GİRİŞ

1.1 Çalışmanın Konusu ve Amacı

Makinadan gelen titreşim sinyallerinin frekans ekseninde incelenmesi ile titreşim kaynakları belirlenebilmektedir. Bu kaynaklardan gelen titreşim seviyelerinin takibi günümüz bakım felsefesinin temelini oluşturmaktadır. Bu çalışmanın konusu ve amacı bu titreşim analiziyle makina arızalarının tesbiti üzerine uygulama yapmaktır

Bu çalışmanın bir diğer konusuda kritik hızdır. Özellikle tasarımı, imalatı ve montajı tamamlanmış, fan veya kompresör gibi sabit devirli bir makinanın, sonradan başka bir devirde çalıştırılmak istenmesi veya değişken devirli bir makina haline getirilmesi durumunda kritik hızların sinyal analiziyle nasıl tespit edildiğidir.

1.2 Konunun Önemi

Makinaların arizi duruşları, üretim kayıpları ve bazı durumlarda yaşanabilecek gecikmelerden dolayı müşteri memnuniyetsizliği anlamına gelir. Günümüzün rekabetçi koşullarında bunlar kabul edilmemektedir. Arızaların önüne geçmek için yapılabilecek planlı bakımlar ise gereksiz duruşlara, gereksiz parça değişimlerine ve yoğun işçi gücü harcanmasına neden olabilir. Unutulmaması gereken bir husus bakım giderlerinin toplam işletme maliyetleri içerisinde önemli bir yer tutmasıdır.

Gelişen ölçme-izleme metodolojileri ile verilere dayanarak makinalara müdahale edilmesi ile, hem istenmeyen duruşların önüne geçilebilmekte hemde boşa zaman, malzeme ve işçilik harcanması engellenebilmektedir

Titreşim analizi ölçme-izleme metodolojileri içerisinde en etkin olanı kabul edilmektedir. Farklı arızaların oluşturduğu titreşimin frekansıda farklı olduğu için titreşim değerlerinin analizi ile, makinada oluşan arızaların tam kaynağı belirlenebilir. Özellikle dengesizlik ve eksen kaçıklığı gibi makinalarda çok görülen arızaların titreşim analizi ile çok kolay tespiti yapılabilmektedir. Ayrıca işletme koşullarına göre (montaj, yağlama, sıcaklık, toz, vs.) ömrü çok değişebilen rulmanların ne zaman değişmesi gerektiğinin en doğru ve en ekonomik yoluda titreşim analizidir

Titreşim analizi ile tasarımı, imalatı ve montajı tamamlanmış bir makinanın kritik hızıda belirlenebilir. Özellikle hızı değiştirilmek istenilen makinalarda veya elektrik motorlarının hızını değiştirebilen frekans konvertörleri ile yapılan değişken hız uygulamalarında kritik hızın belirlenmesi gerekir. Çünkü binaların dakikadaki titreşim sayıları çok kere 1000 ila 3000 dev/dak

arasında bulunmaktadır, yani birçok makinaların tam işletme sahasına girmektedir.[6] Bu konu daha çok makina imalatçıları tasarım aşamasında ilgilendiren bir konu gibi görünse de, kritik hızın makinanın tesbit edildiği yer ve tespit edilme şekliyle alakalı bir durum olduğu için kullanıcıları doğrudan ilgilendiren bir konu olur.

2. BÖLÜM

ENDÜSTRİYEL BAKIM

2.1. Endüstriyel Bakımın Gelişimi

Belirli bir ekipmanı çalışır halde tutmak, arızalanmasını önlemek ve özelliklerini yitirmiş ekipmanları tekrar eski haline getirmek için yapılan bütün faaliyetlere bakım adı verilmektedir.

Bakımın tarihçesi, 1950'li yıllarda "Arızı (Düzeltilici) Bakım" kavramı ile başlamış, takip eden yıllarda "Koruyucu (Önleyici) Bakım" felsefesi ile devam etmiştir. Son yıllarda ise gelişen arıza teşhis teknikleri ile "Kestirimci Bakım" felsefesi ortaya çıkmıştır.

Kestirimci bakım tanımı 1988 yılında 3. Ulusal Makina Tasarım ve İmalat Kongresi'nde sunulan bir bildiri ile "Predictive Maintenance" karşılığı olarak Türkçe'ye kazandırılmıştır

Kestirimci bakımın amacı, ekipman arızalanmadan önce tam zamanında bakım işinin yapılmasıdır. Kestirimci bakım, gereksiz bakım faaliyetlerini engellemekte, problemleri çok erken aşamalarda belirlemekte, bu da tamir masrafını, tamir süresini, işgücünü ihtiyacını, üretim kaybını en düşük düzeye indirmektedir.

2.2 Ölçme - İzleme Metodolojileri ve Risk Merkezli Bakım

Kestirimci bakım için çok farklı teknikleri geliştirilmiştir. Bunlar arasında önemli olanlar aşağıda kısaca açıklanmaktadır.

1. Titreşim analizi: Bu en etkin kestirimci bakım tekniği olarak bilinmektedir. Amacı hareketli, döner parçalarda arızaların belirlenmesidir.

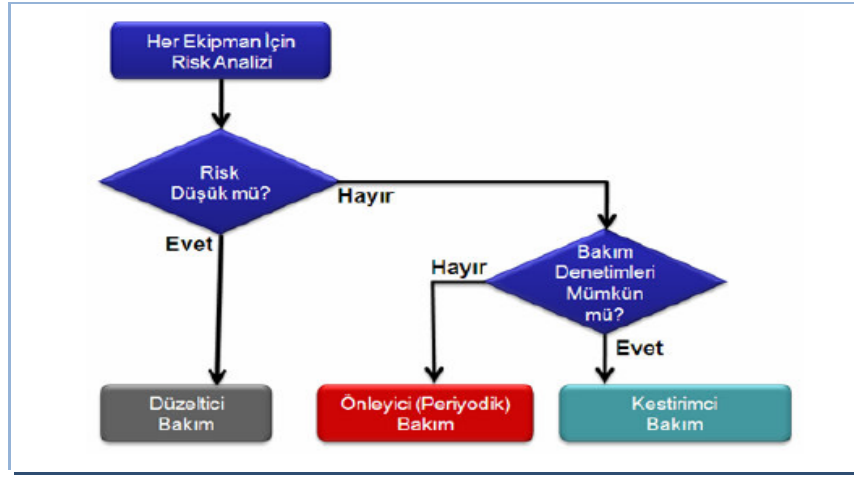
2. Yağ analizi: Bu teknikte makine yağı analiz edilmekte, içindeki çok küçük boyuttaki parçacıklara bakılmakta, böylelikle makina parçalarının durumları hakkında bilgi edinilmeye çalışılmaktadır. Bu arada önemli bir makina elemanı olan yağın durumu kontrol altında tutulmaktadır

3. Termografi: Ekipmanlardaki problemleri belirlemek açısından önemli bir yöntemdir. Bu yöntem, elektrik panolarında, kesicilerde, trafolarında, kazanlarda, yataklarda ve diğer birçok ekipmanda çok çeşitli problemi önceden belirleyebilmektedir.

4. Aşınmanın izlenmesi: Tahribatsız muayene yöntemlerinden biri olan ultrasonik kalınlık ölçümleri yardımıyla, borularda, tanklarda ve proses ekipmanlarındaki aşınmalar belirlenmektedir.

5. Performansın izlenmesi: Bu yöntem de ekipmanlardaki işletme problemlerini belirlemek amacıyla kullanılmaktadır. Makinenin performansı ölçülebildiği takdirde, bu performans verileri makinenin iç durumu hakkında önemli bilgiler taşımaktadır.

Her durum için ölçme-izleme mümkün olmayabilir veya çoğu zaman gerek de olmayabilir. Unutulmaması gereken bakım seviyesinin artmasıyla beraber, arıza sayısı ve duruş maliyetleri azalırken bakım giderleri artmasıdır. Optimum noktanın sağlanması için tesis bazında gerçekleştirilecek risk analizleri yardımıyla, her makine için öngörülecek bakım yönteminin (arizi, koruyucu, kestirimci) belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmaya “Risk Merkezli Bakım” denir.



Şekil 2.1. Risk merkezli bakım algoritması [4]

2.3. Toplam Verimli Bakım

İlk olarak 1970 lerde Japonya’da geliştirilen toplam verimli bakım, ilke olarak üretim sahasındaki kayıpların tümüyle yok edilmesini ve verimliliği maksimum olan bir üretim sistemi yaratmayı hedefler.

Toplam verimli bakım ilgili faaliyetlerin bir bütün olarak ele alınmasıdır. Toplam verimli bakım içerisinde, bilinen arizi, planlı ve kestirimci bakım faaliyetleri yer aldığı gibi, bakım gereksinimini azaltma, özellikle tasarım safhasında bakımı kolaylaştıracak bir tasarım oluşturma ve makine operatörlerinin sorumluluk ve motivasyonlarını artırma çalışmaları vardır.

2.4. Bakım Göstergeleri

Bir performansın geliştirilip sürdürülebilmesi için ölçülüp izlenmesi gerekir. Bakım performansının izlenmesi için birçok gösterge geliştirilmiştir. Bunlar arasında önemli olanlar aşağıda kısaca açıklanmaktadır.

1. Arıza Sayısı: İzlenen sürede meydana gelen tüm arızaların sayısıdır.
2. Arızalar Arası Ortalama Süre: Arizi duruşların arasındaki ortalama süredir. Çalışma süresinin, arıza sayısına oranıdır. Arıza periyodu olarak da bilinir
3. Ekipman Arıza Sıklığı: Arızanın sıklığını gösterir. Arıza sayısının, çalışma süresine oranıdır.
4. Güvenilirlik Oranı: Ekipman arıza sıklığının 1 den çıkartılıp 100 ile çarpılmasıyla elde edilir. Arızalar arası ortalama süre ile birlikte en önemli göstergedir. Hem duruş sayısını hemde duruş süresini kapsamaktadır.
5. Kullanılabilirlik: Çalışma süresinin, çalışma süresi ile arizi duruş süresine oranlanıp 100 çarpılmasıyla elde edilir. Ekipmanın ne kadar arızasız çalıştırılabileceğini gösterir.
6. Kullanma Oranı: Çalışma süresinin, toplam süreye oranlanıp 100 ile çarpılmasıyla elde edilir. Toplam süre hesaba katıldığı için tüm duruşları kapsar (planlı bakım, stok fazlası, enerji kesintisi, puant saat uygulaması, vb.) Ekipmanın ne kadar çalışmada kaldığını gösterir.

3. BÖLÜM

TİTREŞİM ve MİLLERDE KRİTİK HIZ KAVRAMI

3.1. Giriş

Mekanik sistemlerde titreşim, potansiyel ve kinetik enerji depolayan elemanlar bulunmasından ve bu elemanlar arasında enerji alışverişi olmasından kaynaklanır. Potansiyel enerji esnek makine elemanlarında, yaylarda ve yerçekimi alanında yüksekliği değişen kütlelerde, kinetik enerji ise hıza sahip kütlelerde depolanır. Makinalarda yaylar bulunmuyorsa, potansiyel enerji esas olarak elemanların esneme özelliği dolayısıyla depolanır

Maddelerdeki esneme, sönümleme ve kütle özellikleri genel olarak yayılmış durumdadır. Örneğin bir çubuk aslında kütle özelliğinin yanısıra, sert bir yay özelliği taşır. Aynı şekilde, bir yay da kütesiz düşünülemez. Ancak, özelliklerin maddeye yayıldığı kabul edilen modellerin kullanılması kısmi diferansiyel denklemlere yol açar. Bu yüzden titreşim analizlerinde modeller kurulurken bu özelliklerin kümelendiği saf elemanlar kullanılması tercih edilir. [5]

3.2. Tanımlar

Titreşim: Bir denge noktası etrafındaki harekettir

Periyod (T): Hareketin tekrarlanma süresidir

Frekans (f): Zaman diliminde hareketin tekrarlanma sayısıdır. $f = 1/T$ olarak da ifade edilir. Birimi 1/sn dir. Genellikle Hertz olarak anılır.

Dairesel Frekans (ω): $\omega = 2\pi/T$ dir. Birimi radyan/sn yani 1/sn dir

Faz Açısı (ϕ): Aynı frekanslı iki hareketin arasındaki açı cinsinden zaman farkıdır. Şöyle de ifade edilebilir. $x_1 = a_1 \sin \omega t$, $x_2 = a_2 \sin(\omega t + \phi)$ olsun. Bu iki titreşim aynı pülzasyona sahiptir fakat bunların maksimum yer değiştirmeleri aynı zamanda meydana gelmeyip biri diğerinden ϕ/ω saniye geridir. ϕ miktarı iki hareket arasındaki faz açısıdır

Periyodik Hareket: Kendisini belirli bir zaman sonra tekrarlayan hareket

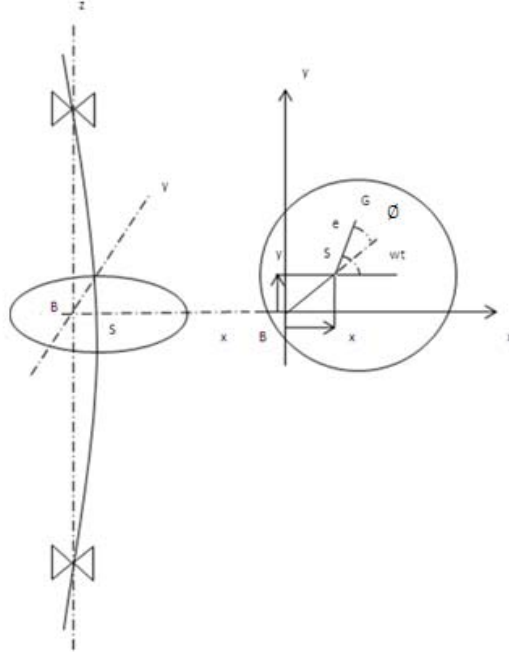
Harmonik Hareket (Salınım Hareketi): Harmonik hareketin matematiksel ifadesi $x = x_0 \cos \theta$ dir.

Bu harekette salınım yapan cismin uç noktadaki hızı sıfır ivmesi ise maksimumdur. Tam ortadan geçerken ise hız maksimum ivme sıfırdır

Sistemlerin periyodik zorlamalardan kaynaklanan davranışları incelenirken kullanılan temel giriş harmonik fonksiyon biçimindedir. Harmonik giriş kullanılarak elde edilen bilgiler, sistemin karmaşık şekilli periyodik zorlamalara vereceği cevabın temel özelliklerini de yeterince ortaya koyar

3.3. Millerde Kritik Hız

Ağırlıksız olarak kabul edilen bir milin ortasına, mil eksenine tam dik olmak üzere bir disk yerleştirilim. Diskin ağırlığının tesirini hesaba katmamak için, düşey bir mil alalım. Kütlesi m olan bu diskin ağırlık merkezi G , milin geometrik eksenini S ile çakışmasın. Diğer bir deyişle diskin geometrik merkezi S ile ağırlık merkezi G arasında bir e uzaklığı mevcut olsun.



Şekil 3.1 Düşey tek disk mil sistemi

ω açısal hızı ile dönen disk mil sisteminde $m\omega^2(x+e)$ gibi bir merkezkaç kuvvet meydana gelir. x merkezkaç kuvvetinin doğurduğu sehmdir. x kadar eğilmiş olan mile ayrıca kx elastik kuvveti tesir etmektedir. x sehimiyle orantılı olan bu kuvvet mili eğilmemiş durumuna getirmeye çalışmaktadır. Kararlı hareket ancak merkezkaç kuvvet ile milin elastik kuvvetinin birbirine eşit olduğu taktirde mümkündür. Böylece

$$kx = m\omega^2(x+e) \quad (3.1)$$

denge şartı yazılabilir ki buradan da

$$x = \frac{mw^2e}{k-mw^2} = \frac{e}{\frac{k}{mw^2}-1} \quad (3.2)$$

çıkarılır.

x sehimi, artan w hızıyla büyümektedir. $k = mw^2$ için $x = \infty$ olur. Böylece belirli hızlarda sistem için tehlikeli bir durum hasıl olur. $k = mw^2$ tekabül eden açısal hızına kritik hız denir.

$$w_{kr} = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.3)$$

Bu hıza uyan devir sayısına ise kritik devir sayısı denir.

$$n_{kr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.4)$$

Bu formül aşağıdaki şekildedeki yazılabilir.

$$n_{kr} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{k}{G}} = \frac{30 \sqrt{981}}{\pi} \sqrt{\frac{k}{G}} = 299 \sqrt{\frac{k}{G}} \cong 300 \sqrt{\frac{k}{G}} \quad (3.5)$$

Sistemde yatay ve ağırlığı olan bir milden oluşsaydı, milin ortasına tesir eden bir G kuvvetinin (diskin ağırlığı ve mil ağırlığının bir kısmı) meydana getirdiği sehim x_{st} olacaktır. Bu durumda kritik şöyle yazılabilir

$$G = k x_{st} \quad (3.6)$$

$$w_{kr} = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{k}{G}} = \sqrt{\frac{g}{x_{st}}} \quad (3.7)$$

Şekil 2.10 daki disk düzleminin ağırlık merkezinin hareket denklemleri aşağıdaki gibidir.

$$m\ddot{x}_s + b\dot{x} + kx = 0 \quad (3.8)$$

$$m\ddot{y}_s + b\dot{y} + ky = 0 \quad (3.9)$$

$x_s = x + e \cos wt$ ve $y_s = y + e \sin wt$ olduğuna göre geometrik merkezin hareket denklemleri şöyledir

$$m\ddot{x} + b\dot{x} + kx = m e w^2 \cos wt \quad (3.10)$$

$$m\ddot{y} + b\dot{y} + ky = m e w^2 \sin wt \quad (3.11)$$

Bu diferansiyel denklemlerin çözümleri ve boyutsuz büyüklükler cinsinden yazılışları aşağıda verilmiştir.

$$x = X \cos (wt - \emptyset) \quad (3.12)$$

$$y = Y \sin (wt - \emptyset) \quad (3.13)$$

$$\emptyset = \tan^{-1} \left(\frac{b w}{k^2 - m w^2} \right) \quad (3.14)$$

$$X = Y = R = \frac{m e w^2}{\sqrt{(k - m w^2)^2 + (b w)^2}} \quad (3.15)$$

$$\emptyset = \tan^{-1} \left(\frac{2 \xi w w_n}{w_n^2 - w^2} \right) = \tan^{-1} \left[\frac{2 \xi \left(\frac{w}{w_n} \right)}{1 - \left(\frac{w}{w_n} \right)^2} \right] \quad (3.16)$$

$$\frac{R}{e} = \frac{\frac{w}{w_n}}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{w}{w_n} \right)^2 \right]^2 + \left(2 \xi \frac{w}{w_n} \right)^2}} \quad (3.17)$$

x ve y nin kareleri alınıp taraf tarafa toplanırsa $x^2 + y^2 = R^2$ olduğu görülür. O halde S nin yörüngesi R yarıçaplı bir çemberdir. $X = Y = R$ olduğu ve x y nin ifadeleri dikkate alınır, S noktası bu çemberi w açısal hızıyla kateder veya \vec{BS} vektörü w açısal hızıyla döner. Bu vektör \vec{SG} vektörüne göre sabit \emptyset açısı kadar geri fazdadır. Şu anda dönme esnasında mil bir o tarafa bir bu tarafa eğilmiyor; fakat eğilmiş bir halde diskle birlikte adeta rijit bir cisimmiş gibi dönüyor. S noktasının koordinatları harmonik olarak değiştiğinden, sistemin xz ve yz düzlemlerine paralel düzlemlerdeki gölgelerinin harmonik titreşim hareketi yapmasına karşın, gerçek bir titreşim hareketi değildir. Bu yüzden milin diskle birlikte yaptığı bu harekete dolanım (whirl) denir. Dolanım hareketi sırasında milin devamlı şekil değişimi söz konusu olmadığından, malzemenin iç sönümden dolayı bir enerji kaybı söz konusu değildir. b sönüm katsayısı ile ifade edilen sönüm kuvveti yataklardaki sürtünmelerden ve disk etrafındaki hava direncinden kaynaklanmaktadır

\emptyset nin w/w_n ile değişimi ise şöyledir. $w < w_{kr}$ olduğu zaman, $\emptyset < 90^0$ olup diskin ağırlık merkezi S ye göre dış tarafta olmak üzere hareket devam eder. $w > w_{kr}$ olursa $\emptyset > 90^0$ olup, ağırlık merkezi S ye göre iç tarafa kaymış olur. $w = w_{kr}$ olduğu zaman ise $\emptyset = 90^0$ dir. Çok yüksek devir sayılarında yani $w/w_n \rightarrow \infty$ için, $R/e \rightarrow \infty$ dolayısıyla $R \rightarrow e$ ve $\emptyset = 180^0$ olur. Bunun anlamı G nin B noktasına gelmesidir. Bu durumda ağırlık merkezi sabit kalır ve eğilmiş mil ve disk bir arada yumuşak bir tarzda döner. Bu olaya milin kendi kendini merkezlemesi denir [11]

Buraya kadar yapılan hesaplamalarda yatakların tamamen rijit olduğunu kabul edildi. Mesnet ve yatakların elastikiyeti sistem daha esnek olması ve dolayısıyla daha düşük kritik hıza sahip olmasına yol açar. x ve y doğrultularındaki k_x ve k_y eşdeğer yay katsayıları kısmen milin,

kisimen yatakların elastikliğinden ileri geldiği kabul edilirse, sönümsüz bir sistemden için aşağıdaki diferansiyel denklemler bulunur

$$m\ddot{x} + k_x x = m e w^2 \cos wt \quad (3.18)$$

$$m\ddot{y} + k_y y = m e w^2 \sin wt \quad (3.19)$$

Bu denklemler sistemin iki doğal frekansının, dolayısıyla iki kritik hızının olduğunu gösterir

$$w_{nx} = \sqrt{\frac{k_x}{m}} \text{ ve } w_{ny} = \sqrt{\frac{k_y}{m}} \quad (3.20)$$

Yukardaki denklemlerin çözümleri aşağıdaki gibidir

$$x = X \cos wt \quad (3.21)$$

$$y = Y \sin wt \quad (3.22)$$

$$X = \frac{e \left(\frac{w}{w_{nx}} \right)^2}{1 - \left(\frac{w}{w_{nx}} \right)^2} \quad (3.23)$$

$$Y = \frac{e \left(\frac{w}{w_{ny}} \right)^2}{1 - \left(\frac{w}{w_{ny}} \right)^2} \quad (3.24)$$

$1 - \left(\frac{w}{w_{nx}} \right)^2$ ve $1 - \left(\frac{w}{w_{ny}} \right)^2$ nin alınmamış olduğundan, $\frac{w}{w_{nx}} > 1$ olunca X, $\frac{w}{w_{ny}} > 1$ olunca da Y negatif olur. X veya Y nin negatif oluşları x veya y nin $\cos wt$ veya $\sin wt$ ile ters fazda olmaları demektir

Bu denklemlerden

$$\frac{x^2}{X^2} + \frac{y^2}{Y^2} = 1 \quad (3.25)$$

elde edilir. Bu S noktasının elips çizdiğini ifade eder.

$w < w_{nx}$, $w < w_{ny}$ ve $w > w_{nx}$, $w > w_{ny}$ durumlarında hem disk hem S noktası aynı periyot ile aynı yönde dönerler. $w_{ny} < w < w_{nx}$ durumunda ise disk ve S noktası ters yönde aynı periyot ile dönerler.

Kritik hızın altında ve üstünde tahrik söz konusu ise, mildeki gerilmelerin sıra ile yön değiştirmesinin söz konusu olmaması ilgi çekicidir; yani milin çekmeye çalışan kısmı dolanım

esnasında çekmede, basmada çalışan kısmı basmada kalır. Kritik hızlar arasında tahrik söz konusu olunca, her dönmede milin gerilmeleri iki defa yön değiştirirler. Bu halde ayrıca w_{nx} ile w_{ny} arasındaki fark büyük ve w bunlardan birine yakınsa, elips eksen uzunluklarının ölçüsü çok değişir ve elips adeta bir doğruya dönüşür. Dolanım hareketi de gerilmelerin sıra ile yön değiştiği bir eğilme titreşimi gibi görülebilir [11]

4. BÖLÜM

TİTREŞİM ANALİZİ

4.1. Titreşim Testleri

Genel olarak titreşim testleri sinyal analizi ve sistem analizi olarak ikiye ayrılabilir. Sinyal analizi sistemin kendisinin ürettiği sinyallerin ölçülerek yorumlanmasıdır. Sistem analizi ise bir sistemin bilinen bir kuvvet ile tahrik edilerek cevaplarının ölçülmesi, bunların analiz edilmesi ve sonuçta bir matematiksel modelin kurulmasından oluşmaktadır. [1]

Her iki yöntemde doğrudan yapı üzerinden gerçekleştirildiği için elde edilen sonuçların, sonlu elemanlar gibi diğer yöntemlerle elde edilenlere göre daha doğru ve güvenilir olduğu kabul edilmektedir [9]

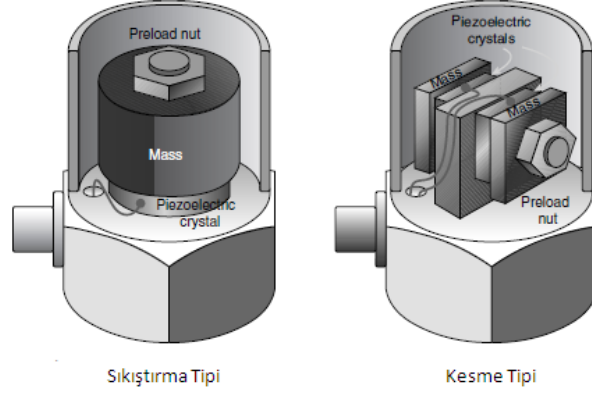
4.2. Titreşimlerin Ölçülmesi

Titreşim genel tanımıyla çevirici (transducer) denilen cihazlarla algılanır. Teknik terminolojide çevirici ve algılayıcı (sensor) terimleri birbirinin yerine sık sık kullanılır. Çeviri genellikle enerji dönüştürücü olarak tanımlanır. Algılayıcı ise çeşitli enerji biçimlerini elektriksel enerjiye dönüştüren cihazdır. 1969 yılında ISA (Instrument Society of America) bu iki terimi eş anlamlı olarak kabul etmiş ve “ölçülen fiziksel özellik, miktar ve koşulların kullanılabilir elektriksel miktara dönüştüren bir araç” olarak tanımlamıştır.

Çok farklı tipte çeviriciler olmasına rağmen yaygın olarak kullanılan iki çeşit çevirici vardır. Hıza duyarlı çevirici ve ivmeye duyarlı piezoelektrik çevirici.

Hıza duyarlı çeviriciler ilk kullanılmaya başlanılan çeviricilerdir. Basit olarak çalışması, manyetik alanın bobini indüklemesi prensibine dayanır. Etkin olduğu frekans aralığı 10-1000 Hz dir

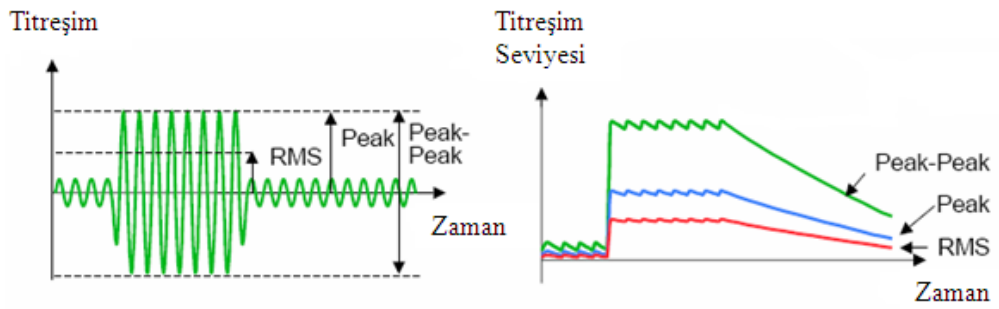
İvmeye duyarlı piezoelektrik çeviriciler veya kısaca ivmeölçerler piezoelektrik malzemeler kullanılarak yapılan çeviricilerdir. Piezoelektrik özelliği uygulanan kuvvet sonucunda malzemenin elektriksel potansiyel meydana getirmesidir. Etkin olduğu frekans aralığı 1-10000 Hz dir. Mekanik titreşimlerdeki kuvvet etkilerini en iyi belirleyen çeviri tipi bu tip çeviricilerdir. Şekil 4.1 de görüldüğü gibi sıkıştırma tipi, kesme tipi gibi çeşitleri vardır. [12]



Şekil 4.1 Piezoelektrik ivmeölçerler [12]

Çeviri ile alınan sinyallerin bir sonraki aşama için yükseltilmesi gerekir bunun için sinyaller bir yükselticiden (amplifier) geçirilir. Ayrıca çeviriciden gelen sinyallerin gürültüde arındırılmış olması gerektiğinden, sinyaller bir filtreden veya filtreler geçirilerek işlenmeye gönderilir.

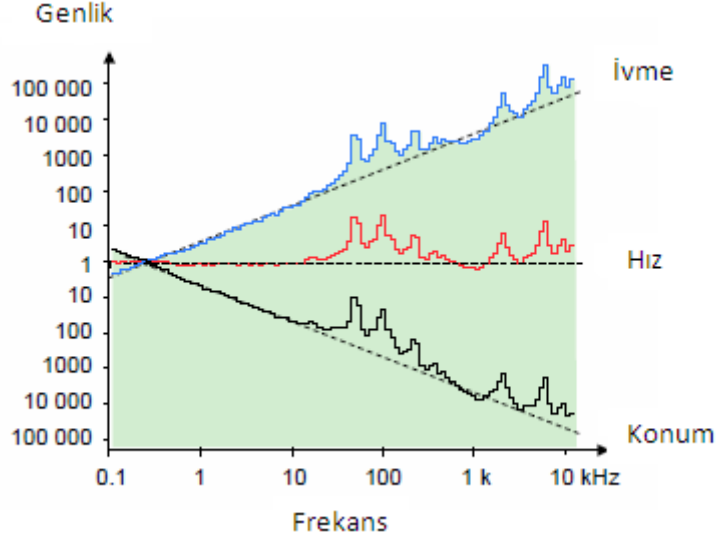
Daha sonra ölçüm birimi dönüşümünü yapılır. İvmeölçerle alınan sinyaller ivmeyle orantılıdır yani ölçülen değer aslında ivmedir. Bunun için iki defa integral alınır. Sonrada titreşimin seviyesi diğer bir deyişle genliği belirlenir. Bunun için Tepe (Peak), Tepe den Tepeye (Peak to Peak) veya Karekök Ortalama (Root Mean Square-RMS) yöntemlerinden birini uygular. Şekil 4.2 de bu yöntemler gösterilmiştir



Şekil 4.2 Titreşim seviyesinin belirlenmesi [1]

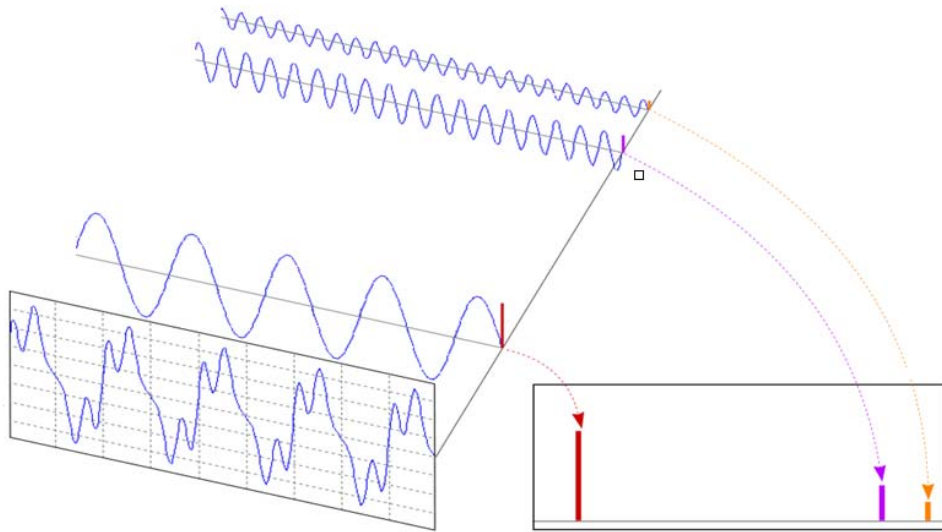
Daha sonra seçilen birim için gerektiği kadar türev alınır. Eğer hız seçilmişse bir kere ivme seçilmişse iki kere türev alınır. Birim seçimi ölçümü değiştirir. [1] Bu değişim Şekil 4.3 de görülmektedir. Makina arızalarının tespitinde önerilen genlik birimi hızdır. Hız birimli ölçümler hem düşük frekanslarda hem yüksek frekanslarda oluşan sinyalleri optimum görüntüler. Fakat

rulman arızası gibi yüksek frekansda düşük genlikli arızaların tespitinde ivmenin ölçülmesi avantaj sağlar.



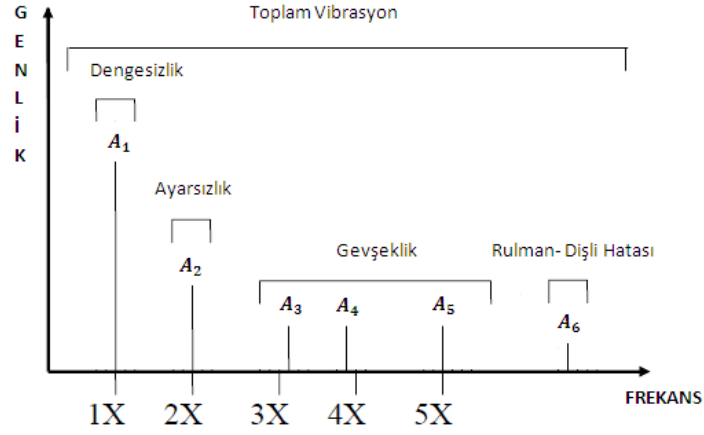
Şekil 4.3 Frekans eksenine göre birim hassasiyeti [1]

En sonunda analog sinyaller dijitalleştirir ve spektrum analizi için zaman eksenindeki karmaşık bilgileri Hızlı Fourier Dönüşümü ile (Fast Fourier Transform-FFT) harmoniklerine ayırıp frekans eksenine aktarır. İşleminin titreşimi kaç sinüzoidal dalgaya ayıracağı kullanıcı tarafından belirlenir. Cihazlarda çizgi (line) sayısı olarak bilinen bu değer 400 olması yeterli görülmektedir. Şekil 4.4 de yapılan bu işlem şematize edilmiştir



Şekil 4.4 Zaman ekseninin frekans eksenine taşınması

Endüstriyel bakımda ekipmanın durumunun takibi için genellikle toplam vibrasyon veya diğer deyişle toplam genlik takip edilir. Toplam vibrasyon Şekil 4.5 de gösterildiği gibi hesaplanır. Burada $\sqrt{1,5}$ gürültü faktörüdür. [13]



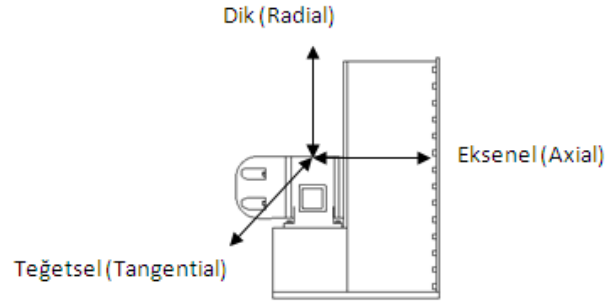
$$\text{Toplam Vibrasyon} = \frac{\sqrt{\sum_{i=1}^n A_i}}{\sqrt{1,5}} = 0,8165 \sqrt{A_1 + A_2 + A_3 + A_4 + A_5 + A_6}$$

Şekil 4.5 Toplam vibrasyonun hesaplanması

Spektrum analizörleri veri alırken seçilen çizgi sayısına bağlı olarak belli sayıda ölçüm yaparlar. Örneğin 400 çizgilik spektrum alınacağı zaman analizör 1024 adet veri alır ve bu verilerden 512 adedi spektrum noktası oluşturur. Daha sonra baştan ve sondan toplamda 112 adet veriyi atar ve sonunda 400 çizgilik bir spektrum elde edilmiş olur. Ancak bu işlem yeterli görülmediği için, aynı işlem istenilen sayıda tekrarlanır ve elde edilen verilerin ortalaması alınıp sonuç öyle verilir. Örneğin 8 ortalama seçilmişse, veri alma işlemi 8 defa tekrarlanır. Sonuç olarak alınan spektrum ayrı ayrı alınan değerlerin ortalamasıyla ortaya çıkan spektrumdur. Genellikle ölçümlerde 4 yada 6 ortalama alınır.

Titreşim ölçümlerinde ölçüm süresini kısaltmak için bindirme kullanılır. Bindirme ayrı ayrı t zaman aralıklarında değer almaktansa, ölçüm alınan t_1 in son bölümü ile t_2 nin ilk bölümünden yeni bir t oluşturulur. Böylelikle zamandan kazanç sağlanmış olur. Bindirme oranı t_2 nin t_1 üzerine ne kadar bineceğini gösteren % şeklinde belirtilir. %0; bindirme yoktur. %50; önceki bloğun son %50 sine her bir örnek için yeni verinin %50 si eklenir. Doğruluk %50 olarak azalır. Genellikle ideal bindirme oranı %50 dir. Bu uygulama ile ölçüm süresi yarıya iner.

Titreşim ölçümünün en önemli hususlarından biride ölçümün hangi yönde yapılması gerektiğidir. Titreşen bir makina 3 ekseninde de hareket eder. Bu eksenler Şekil 4.6. de gösterilmiştir. Aranılan arızaya göre ölçülmesi gereken yön değişebilir. En doğru ve günümüzde de en yaygın kullanılan yol 3 ekseninde de ölçüm yapılmasıdır. Bu durum zaman alması sebebiyle aynı anda 3 ekseninde ölçüm alabilen sensörler geliştirilmiştir.



Şekil 4.6 Titreşim yönleri

Bir diğer önemli hususda makinanın kaç noktasından ve neresinden ölçüm alınması gerektiğidir. İyi bir analiz için ölçüm alınacak nokta sayısı ekipmanın ebatlarıyla artar. Genel kural mümkün ise yataklama sayısı kadar ölçüm noktasının olmasıdır. Sensör yataklamaya en yakın yere yerleştirilmelidir. Ayrıca sensör makinarya mümkün olan en rijid şekilde yerleştirilmelidir.

4.3. Fourier Serisi ve Fourier Dönüşümü

Fourier, herhangi bir keyfi periyodik fonksiyonun, frekansla harmonik bağlantılı bir sonsuz harmonik serisiyle ifade edilebileceğini göstermiştir. Periyodu T olan bir fonksiyon için sürekli Fourier serisi aşağıdaki gibi yazılabilir

$$f(t) = a_0 + a_1 \cos(w_0 t) + b_1 \sin(w_0 t) + a_2 \cos(2w_0 t) + b_2 \sin(2w_0 t) + \dots$$

veya daha genel formda

$$f(t) = a_0 + \sum_{k=1}^{\infty} [a_k \cos(kw_0 t) + b_k \sin(kw_0 t)]$$

Burada $w_0 = 2\pi/T$ olup esas frekans adını alır ve $2w_0, 3w_0, vb...$ gibi sayılı katlarına harmonikler denir.

Katsayılar aşağıdaki gibidir:

$k = 1, 2, \dots$ için

$$a_k = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \cos(kw_0 t) dt$$

$$b_k = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) \sin(kw_0 t) dt$$

$$a_0 = \frac{2}{T} \int_0^T f(t) dt$$

Periyodik fonksiyonların spektrumunu elde etmek için Fourier serileri çok kullanışlı olmakla birlikte, kendisini düzenli olarak tekrarlamayan birçok dalga formu vardır. Periyodik olmayan dalga formlarının analizi için Fourier serilerine bir alternatif, değer taşıyabilir

Fourier integrale bu amaçla kullanılacak öncelikli araçlardan biri olup, Fourier serilerinin üstel yazılışından türetilir

$$f(t) = \sum_{k=-\infty}^{\infty} \tilde{c}_k e^{ikw_0 t}$$

Burada

$$\tilde{c}_k = \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} f(t) e^{-ikw_0 t} dt$$

olup $w_0 = 2\pi/T$ ve $k = 0, 1, 2, \dots$ dir.

Periyodik bir fonksiyondan periyodik olmayana geçiş, periyodun sonsuza yaklaşması sağlanarak elde edilir. Başka bir deyişle, T sonsuz olursa fonksiyon kendisini asla tekrarlamaz ve böylelikle aperiodyk olur. Eğer bu sağlanabiliyorsa, Fourier serisinin aşağıdaki şekle indirgeneceği gösterilebilir.

$$f(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} F(iw_0) e^{-iw_0 t} dw_0$$

Buradaki katsayılar, aşağıda yazıldığı gibi frekans değişkeninin, w nın sürekli bir fonksiyonudur

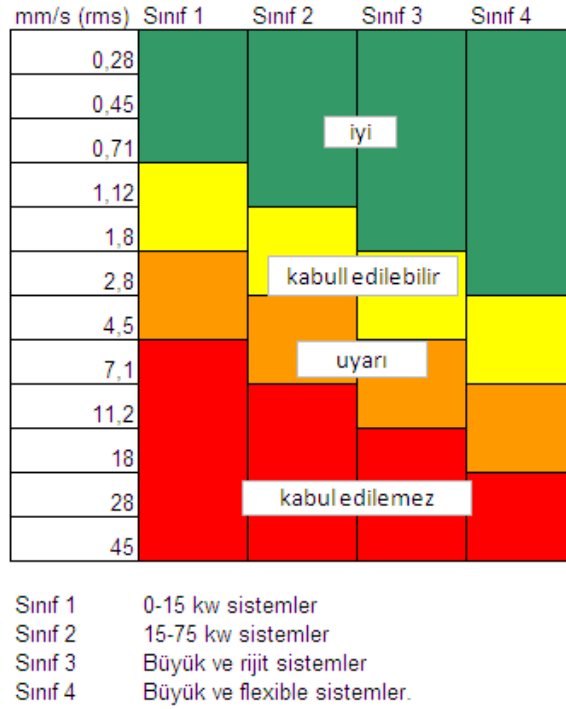
$$F(iw_0) = \int_{-\infty}^{\infty} f(t) e^{-iw_0 t} dt$$

$F(i\omega_0)$ fonksiyonu $f(t)$ 'nin Fourier integrali diye adlandırılır. Ayrıca, $f(t)$ ve $F(i\omega_0)$ birlikte Fourier dönüşüm çifti diye bilinir. Bu nedenle, Fourier integrali adı verilmekle birlikte, $F(i\omega_0)$ ye $f(t)$ nin Fourier dönüşümü de denir. Aynı mantıkla $f(t)$ de $F(i\omega_0)$ nin ters Fourier dönüşümü diye bilinir. Dolayısıyla, bu Fourier dönüşüm çifti, bir aperiodyk sinyal için zaman ve frekans bölgesi arasında ileri ve geri dönüşüm yapmamıza olanak verir. [2]

Fourier serisi ve dönüşümü arasındaki temel fark, bunların her birinin farklı türlerdeki fonksiyonlara uygulanmasıdır. Seriler periyodik olan dalga formlarına, dönüşüm ise periyodik olmayan dalga formlarına uygulanır. Bu temel farktan başka, iki yaklaşım, zaman ve frekans bölgeleri arasında nasıl geçiş yaptıkları açısından da farklıdır. Fourier serileri, sürekli ve periyodik bir zaman bölgesi fonksiyonunu ayrık frekanslarda genliği olan bir frekans bölgesi fonksiyonuna dönüştürür. Buna karşılık, Fourier dönüşümü, sürekli bir zaman bölgesi fonksiyonunu sürekli bir frekans bölgesi fonksiyonuna dönüştürür. [2]

4.4 Arıza Frekansları

Her makina titreşebilir, her titreşim arıza değildir. Makinaların kabul edilebilir titreşim sınırları standartlarla belirlenmiştir. ISO 10816 standartının sınırları Şekil 4.7 te verilmiştir.



Şekil 4.7. ISO 10816 Titreşim limitleri

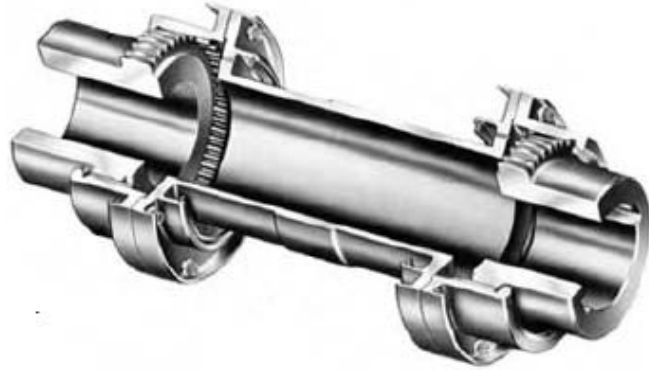
4.4.1 Dengesizlik

Dengesizlik makinalarda en çok görülen problemlerdendir. Tüm makinalar zaten kabul edilebilir limitler (ISO 1940) içinde dengesizdirler. Bunun yanı sıra düzensiz aşınma, kırılma, malzeme yapışması gibi sebepler dönen parçaları dahada dengesizleştirir. Dengesiz özellikle yüksek hızlı makinalarda aşırı titreşim ve bunun neticesinde yorulma ve kırılmaya yol çabilir.

Dengesizlik genliği spektrum grafiğinde mil dönme hızında görülür. Dengesizlik en iyi dik yönde yapılan ölçümle görülür. [3]

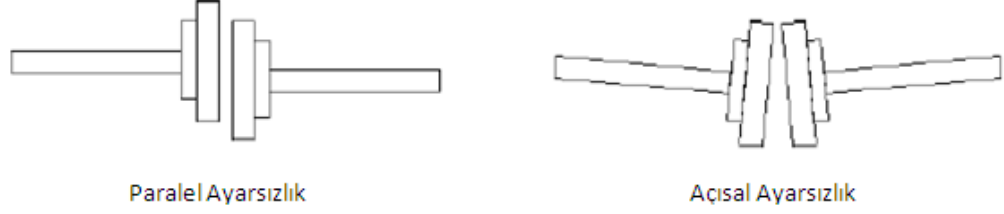
4.4.2 Eksen Ayarsızlığı

Eksen ayarsızlığı, döndüren ve döndürülen makina millerinin aynı merkezde olmaması durumudur. Dengesizlik gibi gerçekte her zaman vardır. Zaten bir çok kaplin çeşidi de bu ayarsızlığı tolere edebilmek için geliştirilmiştir. Günümüzde geliştirilen bazı kaplinler, ayarsızlığı tolere ederek gücü aktarmanın yanında, makinada önlenemeyen titreşimlerin, bağlı olduğu diğer makinalara geçmesini engellemek üzere tasarlanmışlardır. Buna en iyi örnek Şekil 4.7 de görülen şaftlı dişli kaplindir. [12]



Şekil 4.7 Şaftlı dişli kaplin

Ayarsızlık özellikle kurulum aşamasında Şekil 4.8 da görüldüğü gibi paralel ve açısall olabilir. Ama bunların dışında bir diğer ayarsızlıkta kaplinler arası mesafenin kapanmasıdır. Bunun nedeni termal genişmeler ve mekanik olabilir. Ayrıca kaplinlerde kullanılan lastiklerinde bozulması ayarsızlığa yol açar.



Şekil 4.8 Ayarsızlık çeşitleri

Günümüzde kaplin ayarı lazer teknolojisiyle hassas olarak yapılabilmektedir. Bu teknolojinin kullanılması için hem tahrik milinin hemde tahrik edilen makina milinin dönmesi gerekir. Bu her durumda mümkün olmayabilir.

Eksen kaçıklığının neden olduğu titreşim genliği, spektrum grafiğinde mil dönme hızında ve mil dönme hızının 2. katında görülür. Paralel ayarsızlık en iyi dik yönde yapılan ölçümle, açısal ayarsızlık en iyi eksenel yönde yapılan ölçümle tespit edilir

4.4.3 Gevşeklik

Bağlantılardaki gevşekliğin neden olduğu titreşim genliği, spektrum grafiğinde dönme hızının çoklu katlarında görülür. Gevşeklik en iyi dik yönde yapılan ölçümle tespit edilir. Rulman bilezik dönmeleride gevşeklik arızası gibi görülür [3]

4.4.4 Yatak Problemleri

Bilyalı ve masuralı yatak problemleri iç bilezikte, bilyada, kafeste veya dış bilezikte olabilir. Bu parçaların yaydıkları sinyaller düşük genlikli ve yüksek frekanslıdır. Uygun ölçüm birimi ivmedir. Bu parçaların hata frekansları aşağıda gösterildiği gibi rulman geometrisine göre hesaplanır. Günümüzde bunlar daha çok yatak üreticileri tarafından hazır olarak verilir. [8]

$$\text{İç Bilezik Hata Frekansı} = f \cdot (nb/2) \cdot (1 + (bd/pd) \cdot \cos @)$$

$$\text{Bilya Hata Frekansı} = f \cdot (nb/2bd) \cdot (1 - (bd/pd) \cdot \cos @)$$

$$\text{Kafes Hata Frekansı} = f/2 \cdot (1 - (bd/pd) \cdot \cos @)$$

$$\text{Dış Bilezik Hata Frekansı} = f \cdot (nb/2) \cdot (1 - (bd/pd) \cdot \cos @)$$

Burada bd : bilya veya masura çapı, pd : pitch çapı, nb : bilya veya masura sayısı, $@$: temas açısı, f : hız(dev/dak)/60 dır

4.4.5 Dişli Problemleri

Dişli hata frekansı, dönme hızının diş sayısına çarpımıdır. Onun için karşılıklı çalışan dişliler aynı hata frekansına sahiptir. Bir dişli grubunun analizine başlanmadan önce hata frekansının hesaplanması için tüm dişlilerin dönme hızları diş sayılarına bağlı olarak tespit edilmelidir.

Kırık bir dişlinin olması halinde hata frekansı etrafında yan bantların oluşması beklenir. Bir dişlinin üzerinde birden fazla kırık olması ihtimalinden dolayı, dişli hatalarının aranmasında zaman ekseninde kontrol edilmesi gerekir

Dişli arızalarında düz dişlilerde dik, helis dişlilerde aksel yönde ölçümler yapılması gerekir [8]

4.5. Sinyal Analiziyle Kritik Hızın Tespiti

Sinyal analiziyle kritik hızın tespiti için uygulanabilecek en kolay yöntem, makina maksimum hızında çalışırken durdurularak, maksimum hızdan durana kadar geçen süre içinde titreşim değişiminin izlenmesidir. Makina kritik hızdan geçerken titreşimleri artar. Titreşimlerin maksimum olduğu frekans kritik hızdır. [10]

İyi dengelenmiş, ayarlanmış bir makinada etkin bir titreşim oluşmayacağı için sinyal analiziyle kritik hızdaki titreşimler görülebilmeyebilir. Bunun için makinada tanımlı bir titreşim kaynağı oluşturulmalıdır. Titreşim kaynağı olarak dengesizlik kullanılır [7]

5. BÖLÜM

UYGULAMALAR

5.1. Giriş

Bu çalışmada kullanılacak cihaz Şekil 5.1 de görülen, ABD menşeli, DLI marka DCX model spektrum analizörüdür. Kullanılacak sensör de yine DLI marka, aynı anda 3 ekseninde (dikey, eksenal ve teğetsel) ölçüm alabilen 993B-7-NC-DLI model ivmeölçerdir.



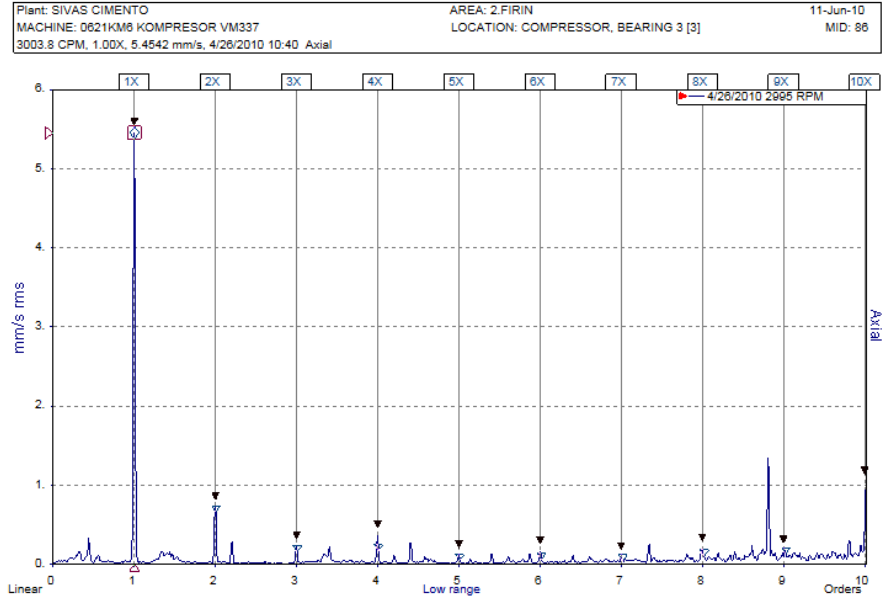
Şekil 5.1 Ölçümlerde kullanılan cihaz (DLI DCX)

Uygulamalar Sivas Çimento Fabrikası'ndaki ekipmanlar üzerinde yapılmıştır. Bölüm 5.2 de farklı ekipmanlardaki, farklı arıza tiplerinin spektrum grafiğinde tespit edilmesi çalışılmıştır. Bölüm 5.3 de ise iki ayrı radyal fanın titreşim analiziyle kritik hızlarının tespit edilmesi çalışılmıştır

5.2 Arızaların Tespiti



Şekil 5.2 1. Ölçümün yapıldığı kompresör

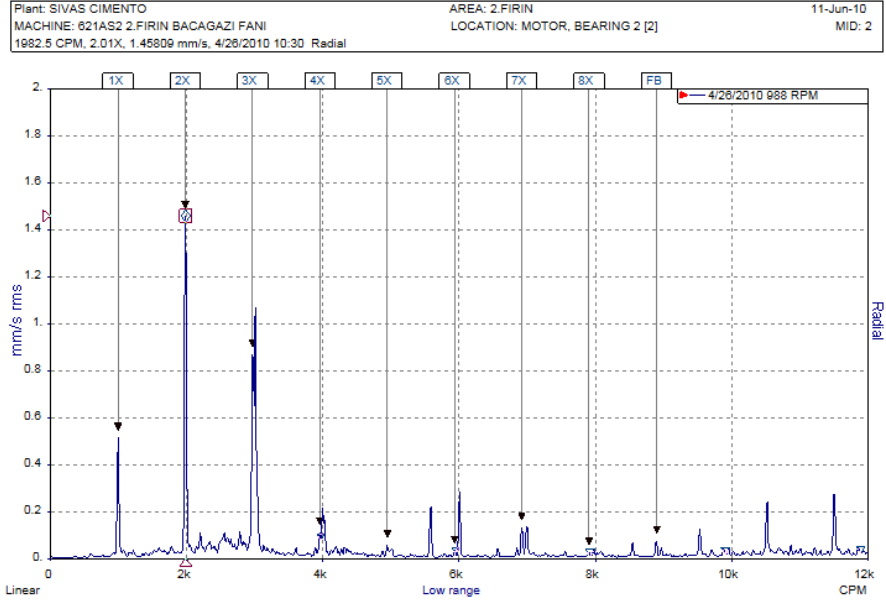


Şekil 5.3 1. Ölçümün spektrum grafiği

Şekil 5.3 de dönme devrinin tam katında görülen pik, açılal ayarsızlıktan kaynaklanmaktadır. Açılal ayarsızlıklar aksenal yöndeki ölçümlerle tespit edilmelidir. Çünkü makinaya etkileyen, kuvvet milin akseni doğrultusunda oluşur.



Şekil 5.4 2. Ölçümün yapıldığı radyal fan

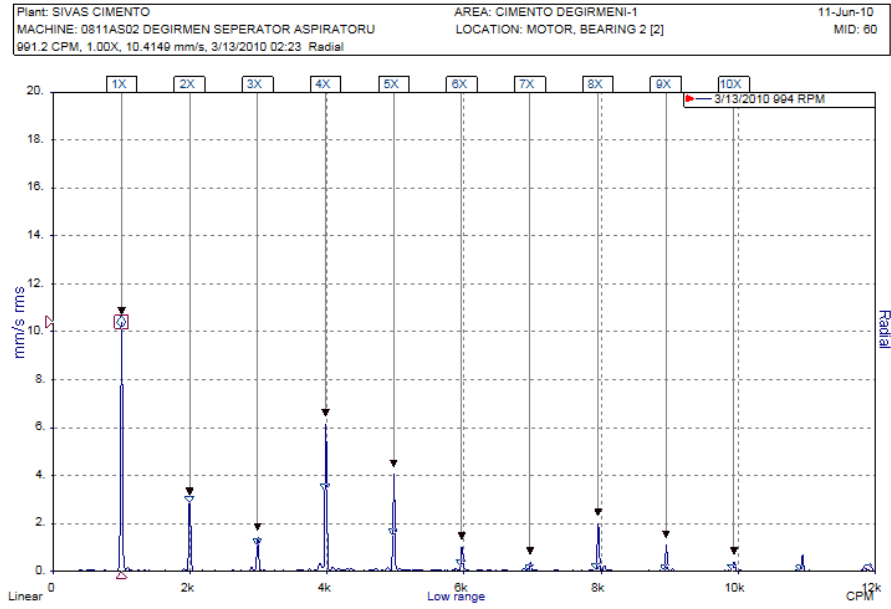


Şekil 5.5 2. Ölçümün spektrum grafiği

Şekil 5.4 de dönme devrinin 2. katında görülen pik, paralel ayarsızlıktan kaynaklanmaktadır. Paralel ayarsızlıklar radyal yöndeki ölçümlerle tespit edilmelidir. Çünkü makinaya etkileyen, kuvvet milin eksenine dik doğrultudadır



Şekil 5.6 3. Ölçümün yapıldığı radyal fan

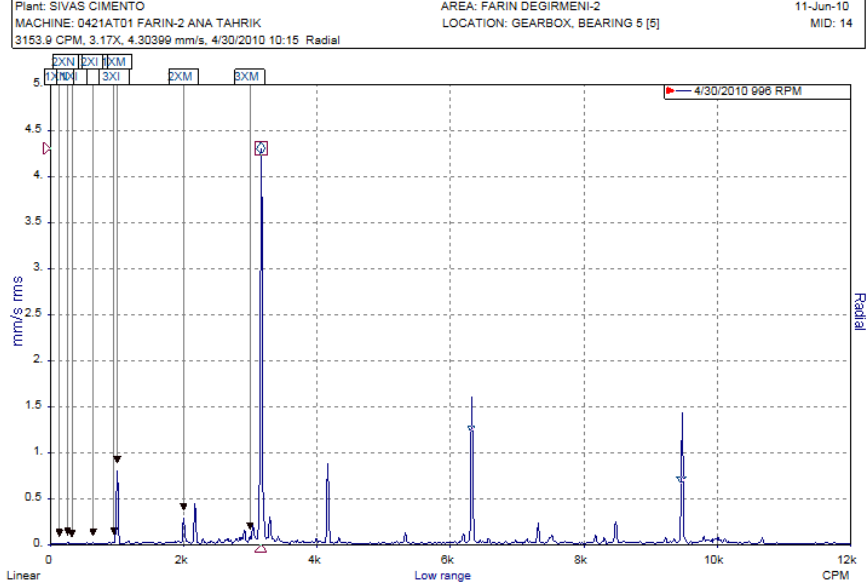


Şekil 5.7 3. Ölçümün spektrum grafiği

Dönme devrinin 10. katına kadar görülen pikler genellikle gevşeklikten kaynaklanmaktadır.



Şekil 5.8 4. Ölçümün yapıldığı redüktör



Şekil 5.9 4. Ölçümün spektrum grafiği

4. ölçüm iki kademeli bir redüktörde yapılmıştır. Diş sayıları $z_1 = 40, z_2 = 126, z_3 = 46, z_4 = 117$ olan redüktör 1000 dev/dak lık motorla tahrik edilmektedir. Redüktör sonrası tahrik edilen değirmenin pinyon fener diş sayıları da şöyledir. $z_5 = 25, z_6 = 176$

Dişlilerin dönme hızları ve hasar frekansları aşağıdaki gibidir. Grafikte belirgin piklerden bazıları dişlilerden gelmektedir

Dönme sayıları

$$1000 * (40/126) = 317, 317 * (46/117) = 124, 124 * (25/176) = 17,6$$

Hasar frekansları

$$z_1 = 40.1000 = 40000$$

$$z_2 = 126.317 = 39942$$

$$z_3 = 46.317 = 14582$$

$$z_4 = 117.124 = 14508$$

$$z_5 = 25.124 = 3100$$

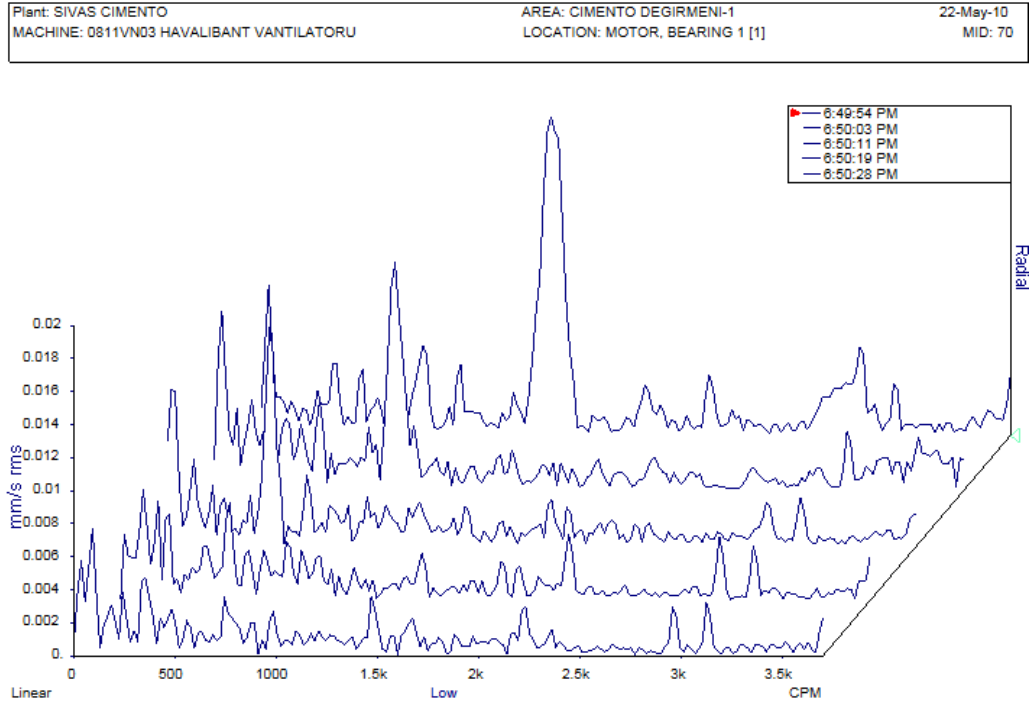
$$z_6 = 176.17,6 \cong 3097$$

5.3. Kritik Hızın Tespiti

İki ayrı radyal fanda alıştır dur yöntemiyle kritik hız tespit edilmiştir. Cihazın her ölçümü, titreşim yoğunluğuna göre 6 ila 8 sn ye arasında tamamlamasından dolayı, durma süresi göz önüne alınarak cihazda ölçüm sayısı 5 seçilmiştir.



şekil 5.10 1. Kritik hız ölçümünün yapıldığı radyal fan



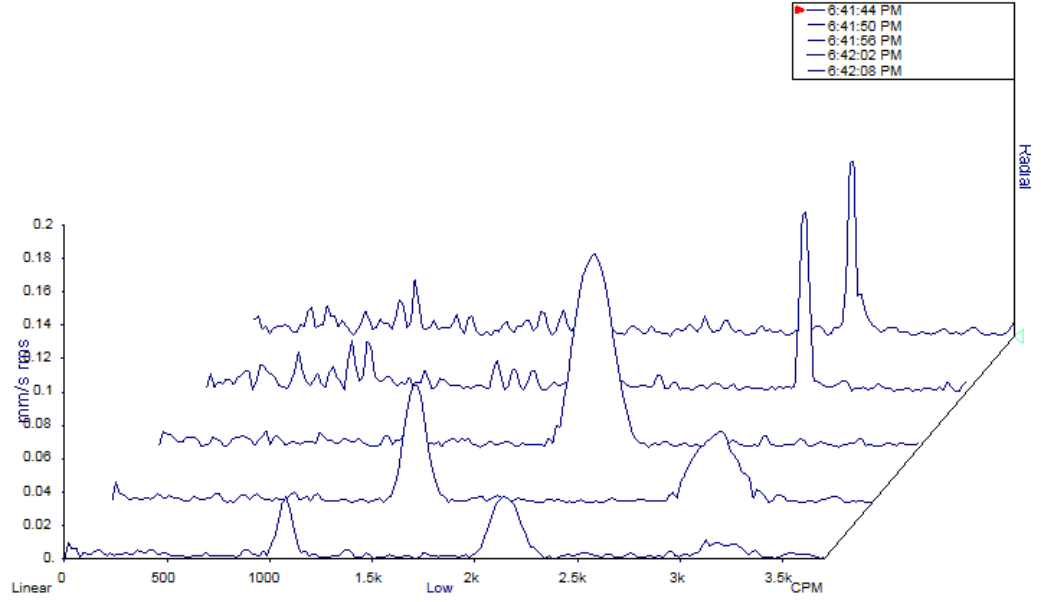
Şekil 5.11 1. Kritik hız ölçümünün çoklu spektrum grafiği

5. ölçümdeki makınanın çalışma hızı 1500 dev/dak dir. Dengesizlik piki çok net şekilde ilk ölçümde görülmektedir. Kritik hız 600-800 dev/dak arasındadır



Şekil 5.12 2. Kritik hız ölçümünün yapıldığı radyal fan

Plant: SIVAS CIMENTO	AREA: CIMENTO DEGIRMENI-1	22-May-10
MACHINE: 0811VN04 HAVALIBANT VANTILATORU	LOCATION: MOTOR, BEARING 1 [1]	MID: 71



Şekil 5.13 2. Kritik hız ölçümünün çoklu spektrum grafiği

6. ölçümdeki makinanın çalışma hızı 3000 dev/dak dir. Dengesizlik piki çok net şekilde ilk ölçümde görülmektedir. Kritik hız 2000 dev/dak civarındadır.

6.BÖLÜM

SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRMELER

6.1. Sonuçlar ve Değerlendirmeler

. Çalıştır dur testiyle kritik hızın deneysel olarak tespit edilmesi rezonanstan doğabilecek arizaların önlenmesi için iyi sonuç veren, kolay ve çabuk bir yöntem olarak görülmüştür. İki ayrı fanda elde edilen kritik hız değerleri kesin değerler olmamakla beraber, makinanın çalıştırılmaması gereken hız aralığı hakkında iyi bir fikir vermektedir.

Ayrıca uygulamanın ilk kısmında incelenen kompresör, redüktör ve fanlarda görülen problemlerden özellikle kurulum aşamasında olabilecek eksen ayarsızlığı ve gevşeklik gibi sorunların basit ve belirgen olarak frekans ekseninde tespit edilebileceği görülmüştür. Erken safhada bu problemlerin tespit edilmesi işletmelerde doğabilecek plansız duruşların önüne geçebilmesi sebebiyle oldukça önemlidir

KAYNAKLAR

- [1] Brüel & Kjær, Lecture Note BA 7676-12, 1998, Vibration Measurement and Analysis
- [2] Chapra, S.C., Canale, R.P. (Çeviri: Heperkan, H., Kesgin, U.), 2003, Mühendisler İçin Sayısal Yöntemler, Literatür Yayıncılık, İstanbul
- [3] Commtest Instruments, 1999, Beginner's Guide to Machine Vibration, New Zealand
- [4] Elektrik Üretim A.Ş., 2007, Bakım Yönetiminde Temel Yaklaşımlar Raporu, Ankara
- [5] Ercan, Y., 2003, Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği, Literatür Yayıncılık, İstanbul
- [6] Federn, K. (Çeviri: Palavan, S.), 1960, Dengeleme Tekniği, İTÜ Matbaası, İstanbul
- [7] Köse, R.K., 2003, Rezonans-Kritik Hız: Makinaların Arızalarının Temel Sorunu, Bakım Teknolojileri Kongresi ve Sergisi, Denizli
- [8] Mais, J., 2002, Spectrum Analysis, SKF @ptitudeXchange, San Diego
- [9] Nelson, F.C., 2007, Rotor Dynamics without Equations, International Journal of COMADEM, PP. 2-10
- [10] Palavan, S., 1961, Mekanik Titreşimler Dersleri, İTÜ Matbaası, İstanbul
- [11] Pasin, F., 2000, Mekanik Titreşimler, Birsen Yayınevi, İstanbul
- [12] Piotrowski, J., 2007, Shaft Alignment Handbook, CRC Press
- [13] Shreve, D.H., 1995, Signal Processing for Effective Vibration Analysis, IRD Mechanalysis, Ohio

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında İzmir’de doğdu. 1997 yılında liseden mezun oldu. 2005 yılında Fırat Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü’nü birincilikle bitirdi. 1998-1999 yılları arasında Yüzüncüyıl Üniversitesi Veteriner Fakültesi’nde, 1999-2001 yılları arasında Cumhuriyet Üniversitesi Maden Mühendiliği Bölümü’nde okudu. Mart 2007’den bu yana Sivas Çimento Fabrikası’nda Makina Bakım Mühendisi olarak çalışmaktadır.