

TC
İNÖNÜ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

KAHRAMANMARAŞ DEĞİRMENÜSTÜ HİDROELEKTRİK
SANTRALİNDEKİ ÜNİTELERİN MEKANİK TİTREŞİMLERİNİN
SÖNÜMLENMESİ

YAVUZ GÜVEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

MALATYA
OCAK 2010

**Tezin Başlığı : Kahramanmaraş Değirmenüstü Hidroelektrik Santralindeki
Ünitelerin Mekanik Titreşimlerinin Sönümlenmesi**

Tezi Hazırlayan : Yavuz GÜVEN

Sınav Tarihi : 29.01.2010

Yukarıda adı geçen tez jürimizce değerlendirilerek Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Sınav Jürisi Üyeleri (ilk isim jüri başkanı, ikinci isim tez danışmanı)

Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU (Jüri Başkanı ve Tez Danışmanı)

Yrd. Doç. Dr. İ. Gökhan AKSOY (Jüri Üyesi)

Yrd. Doç. Dr. Cem ONAT (Jüri Üyesi)

İnönü Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Onayı

Prof.Dr. Asım KÜNKÜL
Enstitü Müdürü

ONUR SÖZÜ

Yüksek Lisans Tezi olarak sunduğum “ Kahramanmaraş Değirmenüstü Hidroelektrik Santralindeki Ünitelerin Mekanik Titreşimlerinin Sönümlenmesi ” başlıklı bu çalışmanın bilimsel ahlak ve geleneklere aykırı düşecek bir yardıma başvurmaksızın tarafımdan yazıldığını ve yararlandığım bütün kaynakların, hem metin içinde hem de kaynakçada yöntemine uygun biçimde gösterilenlerden oluştuğunu belirtir, bunu onurumla doğrularım.

Yavuz GÜVEN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KAHRAMANMARAŞ DEĞİRMENÜSTÜ HİDROELEKTRİK SANTRALİNDEKİ ÜNİTELERİN MEKANİK TİTREŞİMLERİNİN SÖNÜMLENMESİ

Yavuz GÜVEN

İnönü Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

42 + vii sayfa

2010

Danışman: Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU

Elektrik enerjisi tüketimi ekonomik gelişmenin ve sosyal refahın en önemli göstergelerinden birisidir. Dünya’da üretilen toplam elektrik enerjisinin yaklaşık % 23’ü hidroelektrik santrallerinden sağlanmaktadır. Hidroelektrik Santrallerin (HES); yakıt masraflarının bulunmaması, sistemin yük taleplerine ve frekans ayarlamasına kolaylıkla uyum göstermeleri ve çevresel zararlı etkilerinin oldukça az olması gibi faydaları vardır. Dolayısıyla bu tür santrallerin inşa edilerek işletmeye açılması, ülkemizin ekonomik ve stratejik menfaatleri açısından oldukça önemlidir.

Bu çalışmada hidroelektrik santrallerde kullanılan türbinlerin çalışma esnasındaki titreşimlerin oluşum sebepleri ve sönümlmeleri hakkında incelemeler yapılmıştır. Kahramanmaraş Değirmenüstü Hidroelektrik Santralindeki Pelton türbinlerinin çalışması esnasında yataklarında meydana gelen mekanik titreşim ölçümleri yapılmıştır. Balanssızlık problemleri ve oluşum sebepleri tanımlanmıştır. Daha sonra gerekli analizler yapılarak bu titreşimlerin sönümlmesi için yöntemler önerilmiştir. Bu yöntemler sisteme uygulanıp verim analizi yapılmış ve elde edilen sonuçlara göre balans kalite derecesi tespit edilmiştir. Bu çalışmalar sonucunda elde edilen değerler başlangıç değerleri ile karşılaştırılarak verim analizleri yapılmıştır.

ABSTRACT

Master Thesis

ATTENUATION OF MECHANICAL VIBRATIONS OF UNITS IN DEĞİRMENÜSTÜ HYDROELECTRIC POWER PLANTS, KAHRAMANMARAŞ

Yavuz GÜVEN

İnönü University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

42 + vii pages

2010

Supervisor: Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU

Electrical energy consumption is one of the most important indicators of economic development and social welfare. Hydroelectric power plants provide % 23 of total world electricity generation. Hydroelectric Power Plants (HEPPs) have many benefits such as the lack of fuel costs, less environmental pollution and they can easily adapt to adjust the frequency and system load demands. Therefore, building and operating of these types of power plants in our country is very important economically and strategically.

In this study the reasons for the formation of vibrations during the study of water turbines used in HEPPs and how to attenuate them have been investigated. Vibration measurements on its journal bearings during the operating of Pelton turbines in Kahramanmaraş Değirmenüstü HEPPs were recorded. Unbalancing problems and its formation reasons have been identified. And then, using the required analysis methods, some new recommendations have been made for the attenuation of vibrations. Efficiency analysis has been made by applying these methods to the system and according to the results degree of balance quality has been determined. As a result of this study efficiency analysis has been performed by comparing the values obtained with the beginning values.

TEŞEKKÜR

Bu yüksek lisans tezimin hazırlanması sırasında benden yardım ve desteğini esirgemeyen değerli danışman hocam Sayın Prof. Dr. Suat CANBAZOĞLU'na, işyerim Değirmenüstü HES çalışanlarına, aileme ve eşime teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER.....	iv
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	v
TABLolar LİSTESİ.....	vi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	vii
1. GİRİŞ.....	1
2. KURAMSAL TEMELLER VE UYGULAMALAR.....	2
2.1. Hidroelektrik Santralin Ana Bölümleri.....	2
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	12
3.1. Balanssızlık, Dengesizlik ve Nedenleri.....	12
3.1.1. Balans bozukluğu.....	13
3.1.2. Balanssızlık etkileri.....	13
3.1.3. Dengesizlik ve nedenleri.....	14
3.1.4. Makinelerde arıza arama.....	15
3.1.5. Titreşim spektrumu ile dengesizliğin tespiti.....	16
3.1.6. Statik dengesizlik.....	17
3.1.7. Moment (kuvvet çifti) dengesizliği.....	19
3.1.8. Dinamik dengesizlik.....	19
3.2. Dengeleme İşlemi.....	21
3.2.1. Pratikte dengeleme.....	21
3.2.2. Dengeleme prensibi.....	21
3.2.3. Tek düzlemde dengeleme.....	22
3.2.4. Düzeltme kütlelerinin hesabı.....	23
3.2.5. Deneme kütlelerinin hesabı.....	25
3.2.6. Teorik yaklaşım.....	25
3.2.7. İki düzlemde dengeleme (Dinamik dengeleme).....	26
3.2.8. Düzeltme kütlelerinin hesabı.....	27
4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	29
4.1. Santralde Yapılan Titreşim Ölçümleri.....	29
4.1.1. Temel test ve ekipmanları.....	29
4.1.2. Test durumu.....	30
4.1.3. Ünitelerin test sonuçları.....	31
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	36
6. KAYNAKLAR.....	38
7. EK.....	39

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.	Pantolon tipi bir cebri boru.....	3
Şekil 2.	Kargaçayırı regülatörü.....	3
Şekil 3.	Regülatör , çökeltim havuzu, açık iletim kanalı.....	4
Şekil 4.	Cebri boru montajı	4
Şekil 5.	Montajı yapılmakta olan basınçlı su haznesi.....	5
Şekil 6.	Ünite soğutma sistemi	5
Şekil 7.	Çark	6
Şekil 8.	Hidrolik yağ tankı	6
Şekil 9.	Türbin	7
Şekil 10.	Rotor	8
Şekil 11.	Trafo	9
Şekil 12.	Şalt hücreleri.....	10
Şekil 13.	Basınçlı hava kompresörleri.....	11
Şekil 14.	Dönen makinelerde arıza belirleme.....	16
Şekil 15.	Dengelemeden önceki titreşim spektrumu.....	17
Şekil 16.	Dengelemeden sonraki titreşim spektrumu.....	17
Şekil 17.	Statik dengesizlik	18
Şekil 18.	Moment dengesizliği.....	19
Şekil 19.	Dinamik dengesizlik.....	20
Şekil 20.	Faz ölçümü	21
Şekil 21.	Dengeleme adımları	23
Şekil 22.	Ölçümlerin vektörle gösterilmesi.....	24
Şekil 23.	Dengeleme kütlelerinin hesabı.....	24
Şekil 24.	Tek düzlemde dengeleme.....	26
Şekil 25.	İki düzlemde dengeleme.....	27
Şekil 26.	Ünite 1 sürekli rejim eğrisi	31
Şekil 27.	Ünite 1 geçici rejim eğrisi	32
Şekil 28.	Düzeltilme kütlelerinin rotora yerleşimi	32
Şekil 29.	Ünite 2 sürekli rejim eğrisi	33
Şekil 30.	Ünite 2 geçici rejim eğrisi	34
Şekil 31.	Ünite 3 sürekli rejim eğrisi	35
Şekil 32.	Ünite 3 geçici rejim eğrisi	35
Şekil 33.	Balans kalite derecelerine karşılık kalıcı özgül dengesizlik.....	41
Şekil 34.	Rotorun kütle dağılımına göre özgül dengesizlik	42

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 1.	Değirmenüstü HES Ünite 1 için test sonucu.....	31
Tablo 2.	Değirmenüstü HES Ünite 2 için test sonucu.....	33
Tablo 3.	Değirmenüstü HES Ünite 3 için test sonucu.....	34
Tablo 4.	ISO 1940 STANDARDI (TS 2576).....	39

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	Titreşimin genliği
a	Düzeltilme düzlemleri arasındaki uzaklık
e	Ağırlık merkezinin eksenden kaçıklığı
$\vec{e}$	Özgöl dengesizlik vektörü
F	Merkezkaç kuvveti
l	Yataklar arasındaki uzaklık
M	Rotorun kütlesi (kg)
m	Artık dengesiz kütle (g)
m_c	Dengeleme kütlesi (g)
n	Devir sayısı (d/dk)
$\vec{r}$	Kütlenin dönme ekseninden uzaklığı (mm)
S	Duyarlılık matrisi
T	Periyot (s)
U	Dengesizlik
UC	Kuvvet çifti balanssızlığı
UR	Müsaade edilen kalıcı statik balanssızlık
ω	Açısal hız (rad/s)
V_t	Titreşim vektörü
Φ	Titreşimin fazı

İndisler

m	Mekanik
e	Elektrik

1. GİRİŞ

Kurulması planlanan veya inşaatı süren birçok hidroelektrik santrali, Türkiye'nin geleceğine damga vuracaktır. Ülkemizdeki akarsuların hidroelektrik potansiyelinin geliştirilmesi amacı ile 485 adet hidroelektrik santral (HES) projesinin geliştirilmesi planlanmış bulunmaktadır.

Balanssızlık dönel elemanı bulunan makinelerin en büyük (40) arıza sebeplerinden biridir. Balanssız bir rotor, genellikle makinenin kullanım ömrünü kısaltır ve çalışma esnasında daha fazla enerji harcamasına sebep olur. Özellikle üretimde kullanılan makine elamanlarının balans durumları direkt olarak mamullerini etkilediğinden daha da fazla önem kazanmaktadır.

Bu tez çalışmasında Değirmen üstü Hidroelektrik Santralinin kurulum aşamasında gerçekleştirdiğimiz montaj aşamaları ve santralin ana bölümleri resimlerle tanıtılmıştır. Balansın tanımı, mekanik titreşimin makinelere etkisi ve zararlarından bahsedilmiştir. Dengeleme işleminin değişik yöntemleri özetlenmiştir. Dengesizliğin tespiti, nedenleri, deneme kütesinin hesaplanması ve düzeltme kütesinin eklenerek titreşimin sönümlemesi sağlanmıştır.

Ülkemizde kullandığımız ISO 1940 standardına göre titreşim ölçüsüne göre rotorların sınıflandırılması yapılmıştır. Tezimin araştırmasında ise Değirmenüstü HES' de test ekipleriyle birlikte üniteler üzerinde yapmış olduğumuz sürekli rejim ve anlık max. rejim ölçüleri grafiklere aktarılmış, düzeltme kütlelerinin eklenmesinin ardından alınan verilere göre mekanik titreşim değerleri ölçülmüş ve eski değerleri ile karşılaştırılarak sönümleme işlemi başarıyla gerçekleştirilmiştir.

2. KURAMSAL TEMELLER VE UYGULAMALAR

2.1. Hidroelektrik Santralin Ana Bölümleri

Hidrolik santraller su değirmeni çalıştırma ilkesine dayandığından türbin çarkına çarpan su türbin şaftını döndürerek mekanik enerji üretir. Türbin şaftı cıvatalar ile jeneratör rotoruna bağlıdır. Jeneratör rotoru üzerinde bulunan sargıların dışarıdan bir doğru akım güç kaynağı ile uyartılması sonucu rotor çevresinde bir manyetik alan doğar. Dönen rotorun etrafında oluşan manyetik alanın stator sargılarının üzerinde indüklenmesi ile stator sargılarında gerilim oluşarak elektrik enerjisi elde edilir [1].

Değirmenüstü Enerji Üretim Ticaret ve Sanayi A.Ş. Kahramanmaraş ili, Andırın ilçesi, Körsülü deresinden yararlanılarak “Üretim Tesisi” olarak kurulu $3 \times 13247 \text{ kW}_m / 3 \times 12850 \text{ kW}_e$ gücündedir.

Bu santral CJA475-L-160/4X15.5 tipi dikey milli, mikroişlemci birimi kontrol sistemi, salyangoz önünde $\Phi 1100$ küresel vana, salyangoza bağlı dört enjektör, çark, dikey şaft, 14 adet sargıdan oluşan rotor, stator, hareketler (açma-kapama) hidrolik türbin tarafından kontrol edilmektedir. Mükemmel yapısı, hafif, yüksek verimlilik, basit bir kumanda sistemi, güvenilirlik, uygun montaj, kullanım kolaylığı ve bakım gibi birçok avantajlara sahiptir [1].

Her üniteye ait ayrı soğutma sistemi türbin yataklarında bulunan yağlı soğutmaktadır. Yüksek basınç sistemi (40 bar) vananın, enjektörlerin ve reflektörlerin açma ve kapamalarında, alçak basınç sistemi (8 bar) ise rotorun durdurulmasında (frenlemede) kullanılmaktadır. Enerji kesintisine karşın 350 kW dizel jeneratör mevcuttur. Ünite otomatik veya el tarafından çalıştırılabilir. Otomatik start verme, otomatik durdurma, normal çalışma ve acil durdurmak için bir komut ile kumanda edilebilir. Bu hidroelektrik santralin ana bölümleri şunlardır:



Şekil 1. Pantolon tipi bir cebri boru

- **Su kaynağı yapısı:** Rezervuarlı santrallerde baraj, kanal tipi santrallerde ise bir tünel ya da açık kanaldır. Bu santralin kanal tipidir.



Şekil 2. Kargaçayırı regülatörü

- **Su alma ağız yapısı:** Cebri boruya suyun giriş kısmıdır. Izgaralar, kapak ve kapak açma-kapama mekanizmalarından oluşur. Rezervuarlı santrallerde su girişi, yüzen cisimlerin borulara girmemesi için baraj gövdesinin orta kotlarında yapılırlar.



Şekil 3. Regülatör, çökeltim havuzu, açık iletim kanalı

- **Cebri (basınçlı) borular:** Su alma ağzı ile santral arasında, ölçüleri debiye ve düşüye göre hesaplanan kalın etli büyük çaplı çelik borulardır. Santralin jeolojik yapısına göre gömülü oldukları gibi, görünür olanlarında vardır. Türbin çarkını çeviren suyun geçişine olanak sağlar.



Şekil 4. Cebri boru montajı

- **Basınçlı su haznesi:** Cebri boru sonuna monte edilen salyangoz biçimindeki basınçlı su haznesi, suyun çarka çevresel olarak ve her bir noktadan eşit debide girmesini sağlar. Çoğu santralde, cebri boru ile salyangoz birleşme noktasında kelebek ya da küresel tabir edilen, hidrolik basınç ile çalışan, cebri boru çapına uygun vanalar bulunur. Bazı santrallerde bu vana tesis edilmeyebilir. Santralde $\Phi 1100$ mm çapında hidrolik basınçla çalışan küresel vana bulunmaktadır.



Şekil 5. Montajı yapılmakta olan basınçlı su haznesi

- **Türbin:** Türbin çarkı, türbin şaftı, türbin kapağı, hız regülatör sistemi, basınçlı yağ sistemi, türbin yatağı, soğutma sistemi, kumanda panosu ve yardımcı teçhizattan oluşur. Türbin şaftı suyun kanatlarına çarparak döndürdüğü türbin çarkı ile jeneratör rotoru arasında akupile olup jeneratör rotorunun dönmesini sağlar.



Şekil 6. Ünite soğutma sistemi



Şekil 7. Çark



Şekil 8. Hidrolik yağ tankı



Şekil 9. Türbin

İmalatçı : SICHUAN DONGFENGH ELECTRIC MACHINERY

Tedarikçi : ZHEJIANG ORIENT ENGINEERING CO. LTD

Tip : DİKEY PELTON – CJA475-I-160/4x15.5

Güç : 13247 kW

Debi : 5.113 m³/sn

Düşü : 291.52 m

Çark çapı : 1980 mm

Kepçe adeti : 20 adet

Devir : 428.6 dev/dk

Aşırı Hız : 765 dev/dk

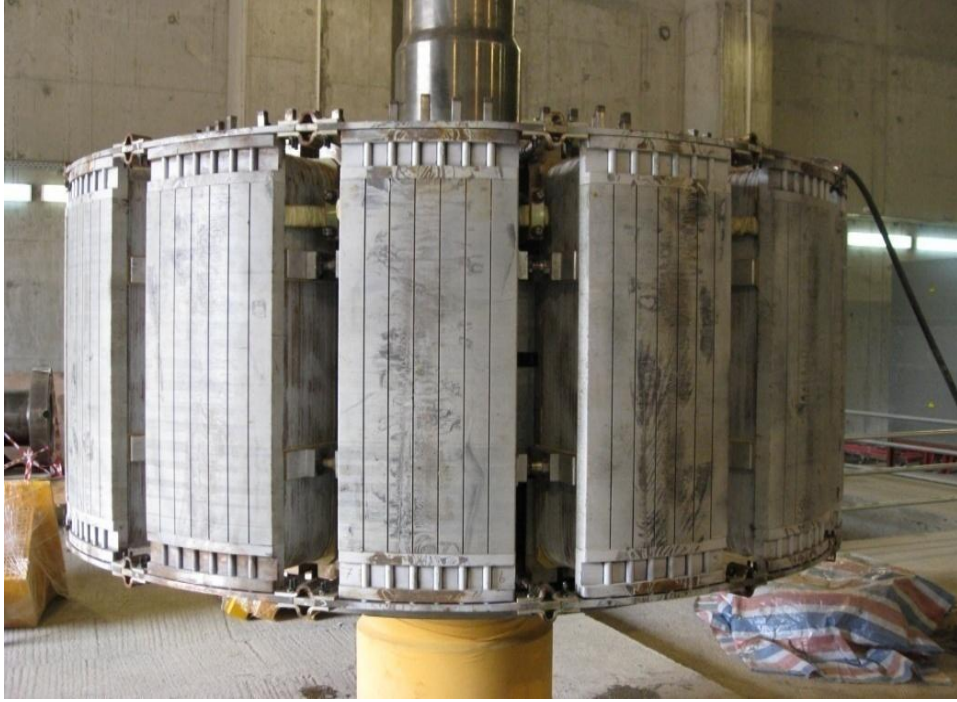
Dönüş Yönü : Saat yönü

Seri No : 07ORIENT011

Lot No : 549-1, 549-2, 549-3

İmalat Yılı : 10.2007

- **Jeneratör:** Jeneratör rotoru, statoru, yatağı, ikaz(uyartım), koruma sistemi, kumanda ve işletim sistemi, doğru akım sistemi, kesici ve ayırıcılar ile yardımcı organlardan oluşur. Rotor, çok güçlü tesis edilmiş yatak üzerinde sabit hızla döner. Dönüş sayısı, frekans ve kutup sayısı ile doğru orantılıdır. Enerji stator sargılarından alınır.



Şekil 10. Rotor

İmalatçı	: SICHUAN DONGFENGH ELECTRIC MACHINERY
Tedarikçi	: ZHEJIANG ORIENT ENGINEERING CO. LTD
Tip	: SF12.85 – 14/3250
Lot No	: 549-1 , 549-2 , 549-3
İmalat Yılı	: 10.2007
Güç	: 12850 kW 15118 kVA
Gerilim	: 11000 V
Akım	: 793.47 A
Devir	: 428.6 dev/dk - 50 Hz
Cos Φ	: 0.85
Faz	: 3 faz
Senkron/asenkron	: Senkron
Tahrikleme	: Statik Silikon Kontrollü
AVR	: Shunt

İzolasyon Sınıfı : F
Statör Bağlantısı : Y
Aşırı Hız : 765 dev/dk
Seri No : 07ORIENT011

- **Transformatörler:** Gerilimi yükseltme ya da alçaltma işlevini üstlenmişlerdir. Tek fazlı, üç fazlı olabilirler. Her üniteye bir transformatör olabileceği gibi birden fazla üniteye bir transformatörde olabilir. Ana gövde, soğutma sistemi, yangın sistemi, koruma sistemi bölümlerinden oluşur.



Şekil 11. Trafo

İmalatçı : ABB
İmalat Tarihi : Ocak 2008
Primer/Sekonder : 11/33 kV
Güç : 16000 kVA
Tipi : TSPH – 07057/900
Soğutma Grubu : ONAN
Bağlantı Sembolü : YNd5
Kademe Değiştirici : Yüksüz / 5 kademe / $\pm 2 \times 2.5\%$
Uk : %9.702

Yalıtım Düzeyi : A

Frekans : 50 Hz

Faz : 3

Seri No :1LTR07006402

Standart : TS267EN60076

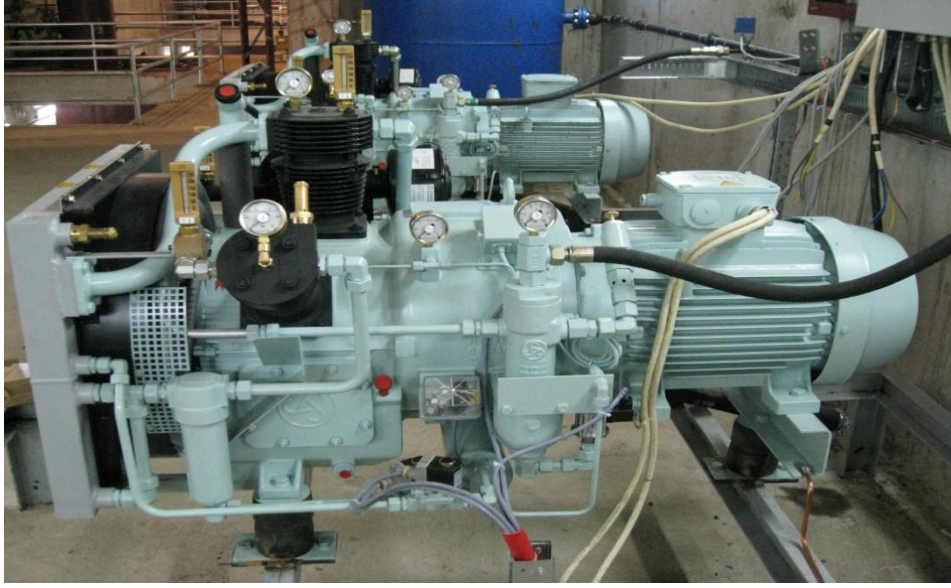
Kademe Gerilimleri : (V) 1- 31350 2- 32175 3- 33000 4- 33825 5- 34650

- **Şalt alanı:** Transformatörlerden çıkan yüksek gerilim enerjinin iletim hatlarına bağlantı noktasıdır. Kesiciler, ayırıcılar, topraklama sistemi, koruma sistemi, basınç sistemi, ölçü sistemi, iletim hatları üzerinden haberleşme sistemi kısımları vardır.



Şekil 12. Şalt hücreleri

- **Diğer teçhizatlar:** Ana teçhizatlardan ayrı olarak; ısıtma havalandırma sistemleri, aydınlatma sistemleri, doğru akım acil enerji, alternatif akım acil enerji (diesel jeneratör) sistemleri, sızıntı toplama havuzları, besleme pompaları, drenaj boşaltma pompaları, haberleşme sistemleri, kompresör ve tanklar gibi basınçlı hava sistemleri. Yangın koruma ve söndürme sistemleri, bakım, onarım ve küçük imalat atölyeleri, montaj-demontaj sahaları, vinçler, gibi taşıma- kaldırma sistemleri, arıtma sistemleri, ilk yardım bölümü, batardo kapakları vb bölümler bulunmaktadır.



Şekil 13. Basınçlı hava kompresörleri

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Balanssızlık, Dengesizlik ve Nedenleri

Balans işlemi bir gövdenin dönerken yataklarına balansı yapılmamış merkezkaç kuvvetleri etkimeyecek şekilde kütle dağılımına, ıslaha yönelik bir işlemdir. İşlemin sadece belirli bir dereceye kadar netice vereceği, balans işleminden sonra dönen elemanlarda balanssızlık bulunacağı bir gerçektir. Bu standart, müsaade edilen kalıcı balanssızlık miktarına dairdir. Günümüzdeki ölçü aletleri yardımı ile balanssızlık çok küçük sınırlara düşürülebilmektedir. Bununla birlikte sınırları aşırı derece düşürmek ekonomik olmayabilir. Balanssızlığın hangi dereceye kadar düşürüleceği, teknik ve ekonomik karşılaştırma yapılar optimum değer geniş ölçme tekniği kullanılarak, laboratuvar ve kullanma yerinde doğrulukla tayin edilebilir.

Rotor balanssızlığı ve makinenin çalışma koşullarındaki mekanik titreşimleri arasında çok zaman fark edilebilir bağlantı bulunamadığından, makinelerin titreşim durumlarındaki halleri ile ilgili mevcut standartlardan müsaade edilen kalıcı balanssızlığa dair netice çıkarmak olanaksızdır. Titreşimin genliği titreşen makine gövdesi ve temelinin kütleleri, yatak ve temelinin sıklığı, çeşitli rezonans frekanslarına yaklaşan çalışma hızları gibi, birçok faktörlerce etkilenmektedir. Ayrıca balanssızlığın etkileri karşılıklı açısal konumlara göre değişir. Sonuç olarak makinenin titreşimleri rotor balanssızlığının bir kısmınca yaratılmaktadır [2].

İmalat prosesinin en son adımı balansdır. Etkisi hala daha tam net bilinmediği için bu son adım birçok küçük ve orta ölçekli firmada ciddiye alınmaz. Eğer imal edilen rotorların balanssızlığı alınmaz veya yanlış alınırsa arzu edilmeyen hatta tehlikeli titreşimler oluşur. Buda makinenin kalitesini düşürür, yataklarda aşınmalara ve hatta gövdede, şasede, temelde kırılmalara sebebiyet verir. Gürültülü ve titreşimli çalışan makineler kalite açısından daima kötü bir etki yapar. Yani sessiz ve titreşimsiz çalışma daima bir kalite göstergesidir. Kimse titreşimli ve gürültülü çalışan bir makine almak istemez. Buda balans kalitesinin neden devamlı yükseldiğini göstermektedir. Ayrıca eğilim daha yüksek devirlerle daha yüksek güçlere erişmektir. Buna en tipik örnekler elektrik motorları, türbinler, fanlar, mafsallar, şaftlar veya kayış valslarıdır. Bu gelişmeler yüksek kaliteli balans sayesinde oluşabilmektedir. Gerçekten çok iyi balans

edilmiş rotorlarla yüksek güçlere erişmek mümkündür. Modern balans makinelerinin eriştiği kaliteyi aşağıdaki örnekle gösterebiliriz:

Örnek:

200 kg ağırlığında bir rotorun 200 mm dış çapına bir pul yapıştıracak olursak iyi bir balans makinesi bu pulun kütlesini ve açısını bulabilecek durumdadır. Pulun ağırlığı rotor kütlesinin 3.000.000'da biridir.

3.1.1. Balans bozukluğu

Balans (denge) bozukluğu, bir eksen etrafında dönmekte olan bir rotorun dönme ekseninin o rotorun ağırlık merkezinden geçmemesi durumunda ortaya çıkan dengesizliktir. Bu durumda dengede olmayan ağırlık miktarı ve merkezden kaçıklıkla doğru orantılı, dönme hızının karesiyle doğru orantılı bir merkezkaç kuvveti ortaya çıkar. Balans bozukluğu her ne kadar hiçbir cismin imalatında sıfır dengesizlik elde edilemeyeceği için mutlaka var olan ama kabul edilebilir sınırlar içinde tutulması gereken tahripkâr bir kuvvettir [3].

Yeni bir motor ve jeneratör rotoru imalatında son kademede kabul edilebilir sınırlar içinde balans edilir. Ancak, motor veya jeneratör çalışma ömrü boyunca üzerinde biriken toz, pislik vs nedeniyle veya daha kötüsü bir bakım nedeniyle bobinaja gönderildiğinde geriye gittiğinden daha bozuk balanssızlık ile dönebilir. İşte bu durum da düzeltilmelidir. Bir rotorun balansını almada en iyi yöntem yerinde balanstır. Zira yerinde balans işleminde rotor gerçek işletme şart ve yükünde test edilir. Bu şartların en önemlisi o rotorun gerçek çalışma devrinde balans edilmesi durumudur. Oysa balans tezgâhlarında yapılan balans alma işleminde rotor genellikle çalışma devrinde döndürülemez. Tezgâhlarda yapılan balans alma işlemlerinde rotor milinin esnemediği kabul edilir. (Bu durum sadece mil birinci kritik devri altında çalışıyorsa geçerlidir.)

Örneğin 3000 devirde dönen bir jeneratör milinde mutlaka kritik devir (çok daha düşük devirlerde gerçekleşir) vardır, o nedenle böyle bir rotoru balans tezgâhında 300 devirde balans etmek aslında doğru değildir. İşte bu nedenle tezgâhta balansı alınmış bazı şaft jeneratörleri yerine monte edilip çalışma şartlarında yol verildiğinde hiç balansı alınmamış gibi balans bozukluğu gösterebilir [3].

Bir şaft jeneratörünü yerinde balans edebilmek için rotorun her iki yanağında dengeleme cıvatalarının bağlanabileceği delik veya olukların olması gerekir. Kapaklarında gözleme kapağı veya deliği, cıvata deliği veya olukları olmayan jeneratör yerinde balans edilemez. O nedenle, belki alım aşamasında bunların talep edilmesi

ileride çok sıkıntılı ve masraflı olacak işlemlerin yerinde yapılabilmesi için iyi bir fırsat olur. Böylece günler sürecektir rotorun balansının alınma işi yerinde bir iki saat içinde gerçekleştirilebilir.

3.1.2. Balanssızlık etkileri

Balans edilmemiş dönen bir eleman sadece yataklarına ve temeline kuvvet etki ettirmekle kalmaz, makinenin titreşimine de yol açar. Verilen herhangi bir hızla her iki etki de yatak ve temel sıklığı kadar itibarı ile dönen eleman ve makinenin geometrik oranlarına ve kütle dağılımına bağlıdır.

Birçok hallerde statik balanssızlık kuvvet çifti balanssızlığı ile karşılaştırıldığında daha önemli olduğu görülür. Şöyle ki: iki değişik düzlemdeki aynı yönlü iki balanssızlık iki ayrı yönlü balanssızlıktan çok daha büyük problemler yaratır.

Benzer olarak kuvvet çifti balanssızlığın da bil hassa problem yarattığı haller vardır. Örneğin: yataklar arasındaki uzaklığı iki düzeltme düzlemi arasındaki uzaklıktan küçük olan dönen bir eleman her iki uçta birer disk asılı durumdaki gibidir. Kuvvet çifti balanssızlığı gösteren düzeltme düzlemindeki zıt balanssızların toplamı yataklar arasında ortada yerleştirildiği kabul edilen statik balanssızlığın belirli bir kesrini aşması halinde kuvvet çifti balanssızlığından meydana gelen yatak yükü statik balanssızlığın sebep olduğundan daha büyüktür. Yataklar arasındaki uzaklık (l), düzeltme düzlemleri arasındaki uzaklık (a), müsaade edilen kalıcı statik balanssızlık (UR), müsaade edilen kalıcı balanssızlık azalarak $[UC=UR \cdot L/2 \cdot a]$ değerindeki kuvvet çifti balanssızlığı oluşturur [4].

3.1.3. Dengesizlik ve nedenleri

Dönen makinelerdeki dengesizlik yüksek hızlı makinelerin gelişmesiyle birlikte her geçen gün artan bir öneme sahip olmaktadır. Makinelerin dönen elemanlarındaki dengesizlik en önemli titreşim kaynağıdır. Dengesizlik sonucu ortaya çıkan titreşimler yataklarda aşınmaya ve makine elemanlarında yorulma ile kırılmaya neden olduğu gibi titreşimlerin makinenin diğer elemanlarını etkilemesi durumunda makine performansının düşmesine ve güç kaybına neden olabilmektedir. Ayrıca yüksek seviyedeki gürültülerde dengesizlik sonucu ortaya çıkmaktadır. Bu ve bunun gibi olumsuz etkilerden kaçınmak için makinelerdeki dengesizliklerin giderilmesi yani dengelenmesi gerekmektedir. DIN/ISO 1925 'e göre Dengesizlik, bir rotordaki

merkezkaç kuvvetlerinin yataklar üzerinde titreşim kuvvetleri veya hareketi oluşturduğunda ortaya çıkan durum olarak tarif edilmektedir. Diğer bir tanımla, bir rotorun kütle dağılımındaki düzensizlik nedeniyle kütle merkezinin rotorun dönme ekseninden uzaklaşması olarak tarif edilebilir. Dengeleme ise, dönen bir makinedeki istenmeyen atalet kuvvetleri ve momentlerinin düzeltilmesi veya ortadan kaldırılması işlemidir. Bir başka deyişle rotorun dönme eksenine kütle merkezinin çakıştırılmaya çalışılmasıdır. Burada bir rotordaki mevcut dengesizliğin nasıl tespit edildiği ve dengelemenin gerekli olup olmadığına nasıl karar verileceği görülecektir. Daha sonra da dengelemenin temel prensibi verilecektir [5].

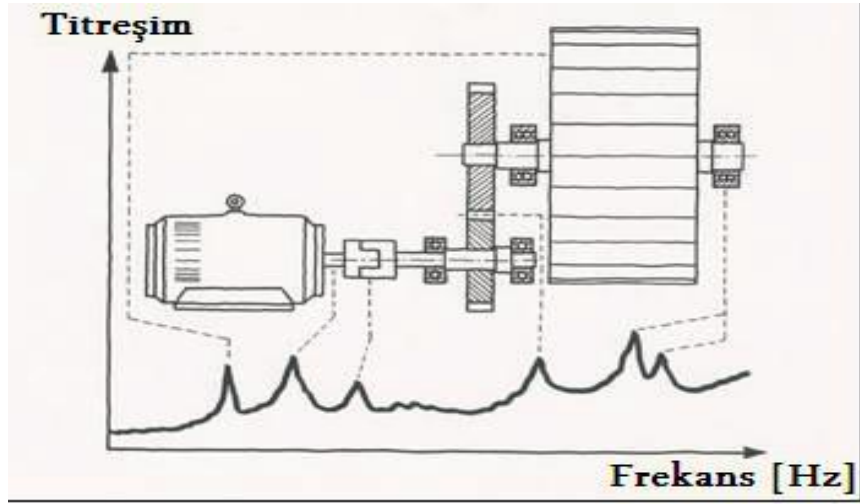
3.1.4. Makinelerde arıza arama

Bir makinede meydana gelen arıza o makinede yüksek seviyede titreşimlerin oluşumuna neden olmaktadır. Dolayısıyla belirli zaman aralıklarında yapılan titreşim ölçümlerinin gözlemlenmesiyle oluşabilecek arızalar önceden tespit edilebilmektedir. Bu sayede makinenin aniden arızalanmasının önüne geçilebildiği gibi makinenin bakımı için harcanan zaman da azaltılabilmektedir.

Düzenli aralıklarla titreşim ölçümlerinin yapılması “Durum izleme” (condition monitoring) olarak adlandırılmaktadır. Bu işlem makine üzerinde belirli bir noktadan yapılan ölçümün frekans analizinden ve bu analizin makine iyi durumda iken yapılan ölçüm ile karşılaştırılmasını kapsamaktadır. Böylelikle makinede meydana gelebilecek değişiklikler kolayca görülebilmektedir [5].

Frekans spektrumunda belirli bir frekans bileşeninin genliğindeki değişiklik makine üzerindeki bir parçanın bozulmasıyla ilgili olabilir. Aşağıdaki şekilde basit bir fan sisteminin frekans spektrumu görülmektedir. Spektrumdaki tepeler sırasıyla aşağıdaki hız ve arızalar ile ilişkilidir:

- Fanın devir sayısı; fanda dengesizlik
- Rotorun devir sayısı; milde eğilme
- Rotor devir sayısının 2–3 katı; kaplinde eksen kaçıklığı
- Dişlilerdeki dişlerin temas sıklığı; dişlerde aşınma
- Bilye sayısı ve dönüş hızı ile ilgili frekanslar; bilyeli yataklarda arıza oluşumu



Şekil 14. Dönen makinelerde arıza belirleme

3.1.5. Titreşim spektrumu ile dengesizliğin tespiti

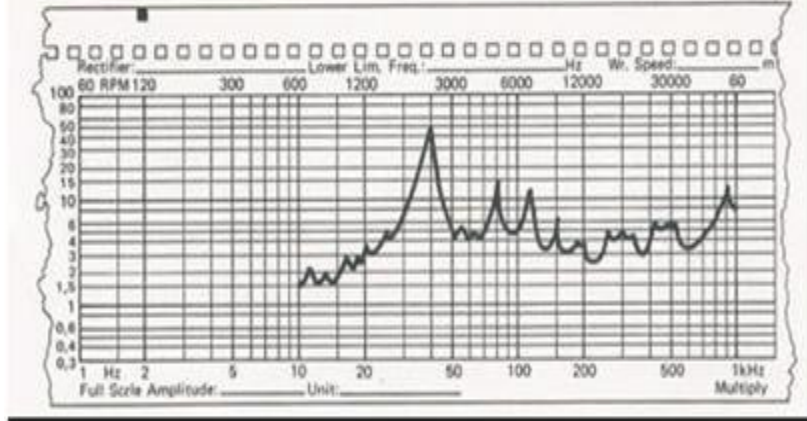
Frekans spektrumunda dönen bir makine elemanının dönme hızıyla ilgili frekansta titreşim seviyesinin yüksek olması o elemanda dengesizlik olduğunu göstermektedir. Çünkü dengesizliğe neden olan “fazla kütle” rotorun her bir turunda etki etmektedir. Bir dengeleme işlemine başlamadan önce titreşimin kaynağını belirlemek için frekans analizi yapmak önemlidir. Şekil 15’de bir hız spektrumu görülmektedir. Buradaki tepe dönme hızına karşı gelmektedir ve bu bir dengesizlik probleminin olduğunu göstermektedir. Dönme hızının ikinci ve üçüncü harmonikleri de açıkça görülmektedir. Şekil 16’da de dengeleme yapıldıktan sonra titreşim seviyesinin oldukça düştüğü görülmektedir [5].

Bir rotordaki dengesizliğin nasıl düzeltildiğini anlamak için önce dengesizlik oluşması durumunda meydana gelen kuvvetleri ve ISO 1940 standardında kullanılan bazı dengeleme terimlerini yakından inceleyeceğiz.

Üç tip dengesizlik durumu ortaya çıkmaktadır:

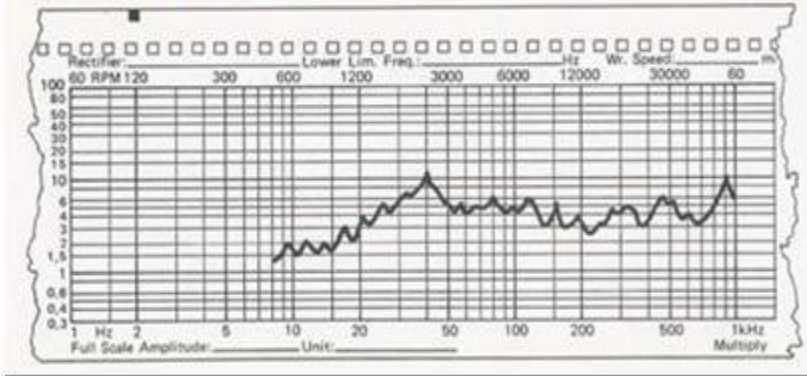
- Statik (veya kuvvet) dengesizlik
- Moment (veya kuvvet çifti) dengesizliği
- Dinamik dengesizlik.

Balansdan önce



Şekil 15. Dengelemeden önceki titreşim spektrumu

Balansdan sonra



Şekil 16. Dengelemeden sonraki titreşim spektrumu

3.1.6. Statik dengesizlik

En basit dengesizlik türüdür. Dönme eksenine göre simetrik ve uniform yapıda olan ince disklerde meydana gelen dengesizliktir. Kütlesi (M) olan bir diske dönme ekseninden r (mm) kadar uzaklıktaki bir yere küçük bir m (g) kütlesi eklenirse diskin kütle merkezi dönme merkezinden uzaklaşır ve bu disk dengesiz olur. Bu disk şekil 17 'de görüldüğü gibi keskin köşeli iki yatak üzerine serbest bırakıldığında disk ağır olan kısmı aşağı gelinceye kadar dönecektir. Böylece diskte dengesizliğin yeri kolayca bulunabilir. Bu nedenle bu tür dengesizliğe statik (veya tek düzlem) dengesizlik denilir.

Disk bir ω (rad/s) açısal hızıyla dönerken dengesiz kütlenin meydana getireceği merkezkaç kuvveti

$$F = m r \omega^2 \quad (1)$$

ile verilmektedir. Burada açısal hız

$$\omega = 2\pi n / 60 \text{ (rad/sn)} ; n \text{ [dev/dk]} \quad \text{dır.}$$

ve

$$U = m r \quad [\text{g mm}] \quad (2)$$

dengesizlik olarak tanımlanmaktadır. Diğer taraftan kütle merkezi dönme ekseninden ($e^{\rightarrow}$) kadar kaçık olan M [kg] kütleli disk (ω) açısal hızıyla dönerken oluşacak kuvvet:

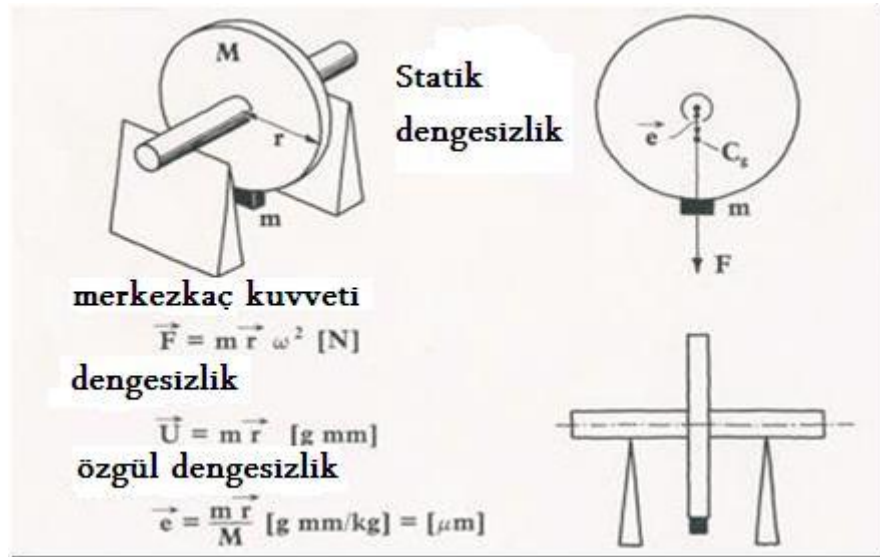
$$F = M \cdot e^{\rightarrow} \cdot \omega^2 \quad (3)$$

ile de ifade edilebilir.

Bu durumda (1) ve (3) denklemleri eşitlenirse eksen kaçıklığı veya eksantriklik

$$e^{\rightarrow} = m \cdot r^{\rightarrow} / M \quad [\mu\text{m}] \quad (4)$$

olarak elde edilir. Eksantriklik aynı zamanda birim kütle başına dengesizliği ifade eder ve “özgül dengesizlik” olarak adlandırılır. Bu parametrenin dengeleme işleminde kullanımından daha sonra bahsedilecektir.



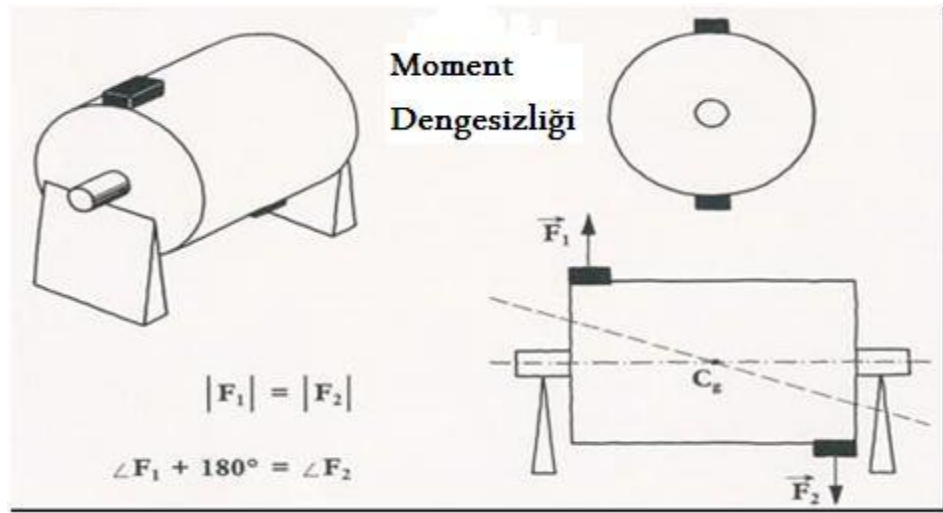
Şekil 17. Statik dengesizlik

Statik dengesizliği gidermek için, kaçık kütle merkezinin tekrar dönme eksenine getirilmesi gerekir. Bunu yapabilmek için de dengesiz kütlenin tam karşısına (yani 180°

‘ye) ve aynı uzaklığa aynı miktarda bir kütlenin eklenmesi gerekir. Bu da statik dengesizliğin rotor döndürülmeden tek düzlemde düzeltilebileceği manasına gelir. Pratikte volan ve kasnak gibi çapı genişliğinin 7–10 katı olan birçok rotor tek düzlemli bir diskmiş gibi düşünülebilmektedir [5].

3.1.7. Moment (kuvvet çifti) dengesizliği

Şekil 18 ‘deki gibi bir silindirin kütle merkezinden eşit uzaklığa ancak aralarında 180° olacak şekilde iki eşit kütle yerleştirilsin. Rotor statik olarak dengededir Statik dengesizlik yani eksen kaçıklığı yoktur. Ancak rotor döndüğü zaman bu iki kütle atalet ekseninin dönme ekseninden kaymasına neden olacaktır.

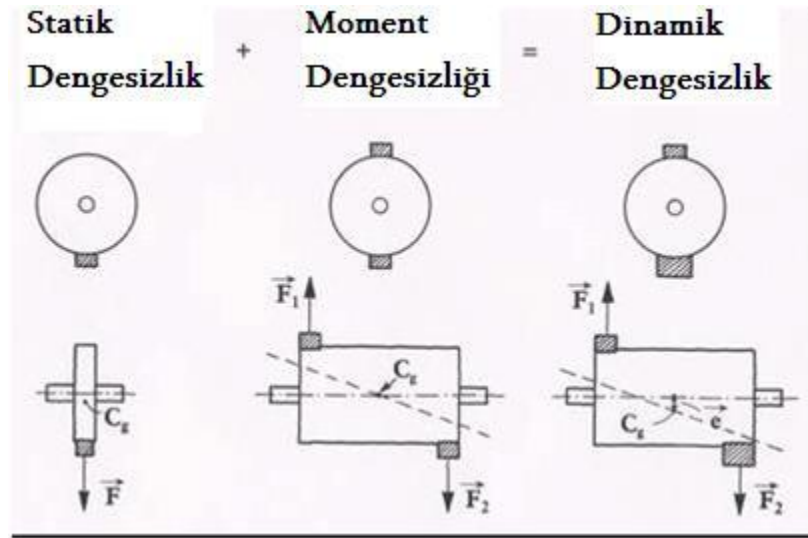


Şekil 18 Moment dengesizliği

Bu da rotorda kuvvetli titreşimlerin oluşmasına neden olur. Bu dengesizlik ancak rotor dönerken yapılacak titreşim ölçümleriyle ve iki düzlemde düzeltme yapılarak düzeltilebilir

3.1.8. Dinamik dengesizlik

Statik ve moment dengesizliğin birleşiminden oluşan dengesizlik dinamik dengesizliktir (Şekil 19). Rotorlarda karşılaşılan dengesizlik çoğunlukla bu türdendir. Dinamik dengesizlik de iki düzlemde ve rotor dönerken yapılacak titreşim ölçümleriyle düzeltilebilir [5].



Şekil 19. Dinamik dengesizlik

3.2. Dengeleme İşlemi

3.2.1. Pratikte dengeleme

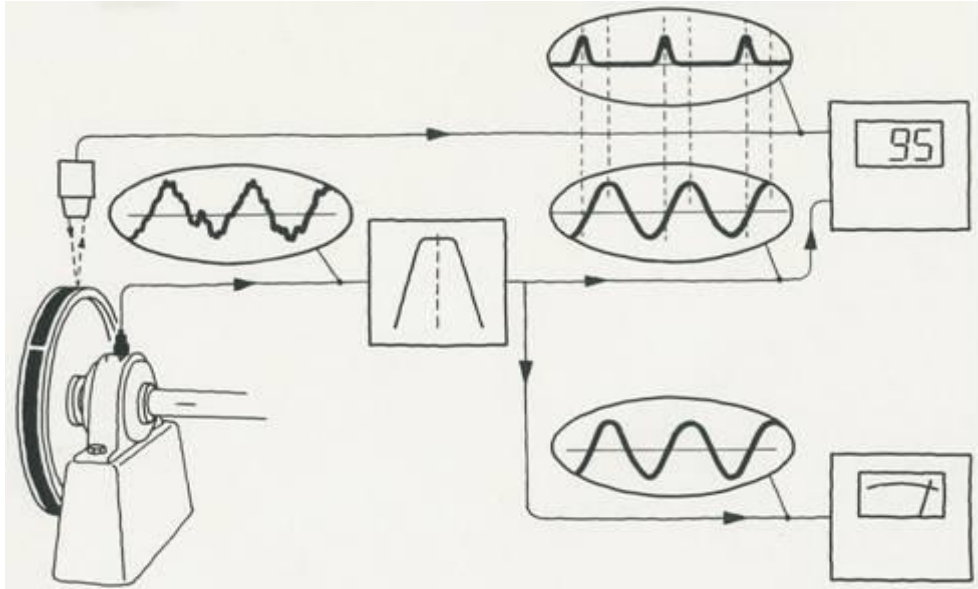
Genel olarak her makine için titreşimlerin kabul edilebilir bir seviyede olması sağlanmaya çalışılır. Bunun için dengeleme işleminde titreşim ölçümlerinden faydalanılmaktadır. Titreşim ölçümleri yatak kapakları üzerinden yapılabilmektedir. Bu durumda ölçüm konumu ölçülen titreşim seviyesini etkilemektedir.

3.2.2. Dengeleme prensibi

Dengesiz bir rotor, mevcut dengesizliğe 180° zıt bir dengesizlik oluşturacak şekilde belirli büyüklükteki bir kütlenin yerleştirilmesi suretiyle dengelenir. Bunu yapabilmek için iki bilgiye ihtiyaç duyulur:

- Düzeltme kütlesinin büyüklüğü
- Düzeltme kütlesinin konumu

Daha önce ifade edildiği gibi bir rotorun frekans spektrumunda dönme hızına karşılık gelen bileşenin genliğinin artması halinde bu rotorda dengesizlik olduğu anlaşılmaktadır. Bu nedenle titreşimlerin rotorun dönme hızında ölçülmesi gerekmektedir. Rotorun dönme hızı bir takometre (fiber optik, foto elektrik veya stroboskopik) kullanılarak ölçülür. Rotor üzerine yerleştirilen bir ışık yansıtıcı bant rotorun her bir devrinde takometreyi tetikler ve faz ölçere bir işaret gönderir,



Şekil 20. Faz ölçümü

Rotor yatağından bir ivmeölçer ile de titreşim ölçülür. Titreşim sinyali rotorun dönme hızına ayarlı bir filtreden geçirilerek diğer sinyallerden ayıklanır. Faz ölçer bu iki sinyal arasındaki faz farkını ölçer ve gösterir. Filtrelenmiş sinyalin genliği de gösterilir. Böylece titreşim genliği ve fazı ölçülmüş olur.

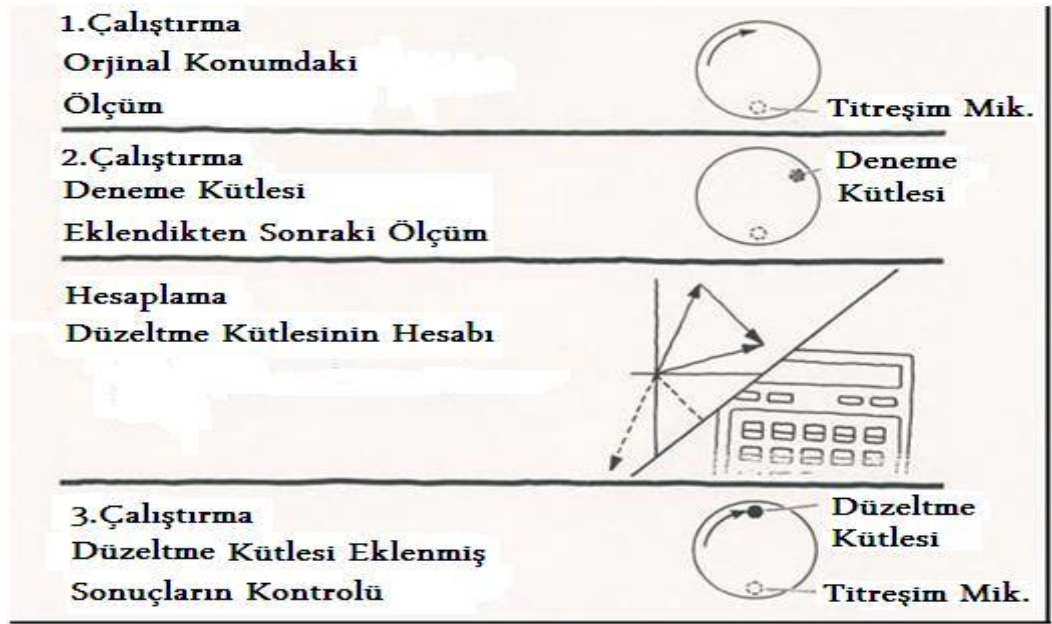
Prensip olarak bir rotorun bir düzlemindeki bir birimlik dengesiz kütlenin rotor yatağında oluşturacağı titreşim miktarı belirlenebilirse rotoru dengelemek için gerekli kütle kolayca hesaplanabilir. Pratikte bunu belirlemek için rotorun düzeltme düzlemleri üzerine bilinen bir kütle (deneme kütlesi) yerleştirilerek yapılan titreşim ölçümlerinden faydalanılmaktadır [6].

Bunu nasıl yapıldığını en basit dengeleme tipi olan tek düzlem dengeleme üzerinde önce grafiksel olarak açıklamaya çalışalım.

3.2.3. Tek düzlemde dengeleme

Patrikte tek düzlem dengeleme Şekil 21'de de gösterilen üç adımdan oluşmaktadır:

- I. Çalıştırma:** Dengelenecek rotor çalıştırılarak yatakta titreşim genliği A_0 ve fazı Φ_0 ölçülür,
- II. Çalıştırma:** Rotoru deneme kütlesi eklenerek rotor tekrar çalıştırılır ve yatakta titreşim hızı A_1 ve fazı Φ_1 ölçülür. Bu iki ölçüm sonuçları kullanılarak aşağıda açıklandığı gibi rotoru dengelemek için gerekli kütle ve konumu hesaplanır ve rotor düzeltme düzlemine eklenir.
- III. Çalıştırma:** Düzeltme kütlesi eklenen rotor tekrar çalıştırılarak titreşim seviyesinin kabul edilebilir seviyenin altına düşüp düşmediği kontrol edilir. Eğer titreşim seviyesi kabul edilebilir sınırın altında değilse yeniden dengeleme yapılmalıdır



Şekil 21. Dengeleme adımları

3.2.4. Düzeltme kütlesinin hesabı

I. Çalıştırmada ölçtüğümüz titreşimin genliği A_0 ve fazı Φ_0 olsun. Bunu Şekil 22 'deki V_0 vektörü ile gösterelim. II. çalıştırmada ölçülen titreşimin de genliği A_1 ve fazı Φ_1 olsun. Bunu da V_1 vektörü ile gösterelim. Deneme kütlesi eklenerek yapılan ölçüm hem deneme kütlesinden hem de rotordaki mevcut dengesizlikten kaynaklanan titreşimleri içermektedir. Deneme kütlesinden kaynaklanan titreşim vektörünü V_t ile gösterecek olursak $V_t = V_1 - V_0$ olduğu açıktır.

Dengelemedeki amaç V_0 vektörünün mümkün olduğunca sifıra yaklaşmasını sağlamaktır. Bir başka deyişle koyacağımız düzeltme kütlesi V_0 ile aynı büyüklükte fakat ters yönde yani 180° karşısında bir titreşim oluşturmalıdır, yani Şekil 23 'de V_c . Bunu yapmak için de V_t vektöründen faydalanacağız. V_t vektörünü orijine taşıyıp Φ_c kadar döndürdükten sonra büyüklüğünü de V_0 olacak şekilde bir katsayı ile çarparsak bunu başarmış oluruz. Titreşimin genliğinin dengesiz kütle ile doğru orantılı olduğunu düşünecek olursak dengeleme kütlesi m_c aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

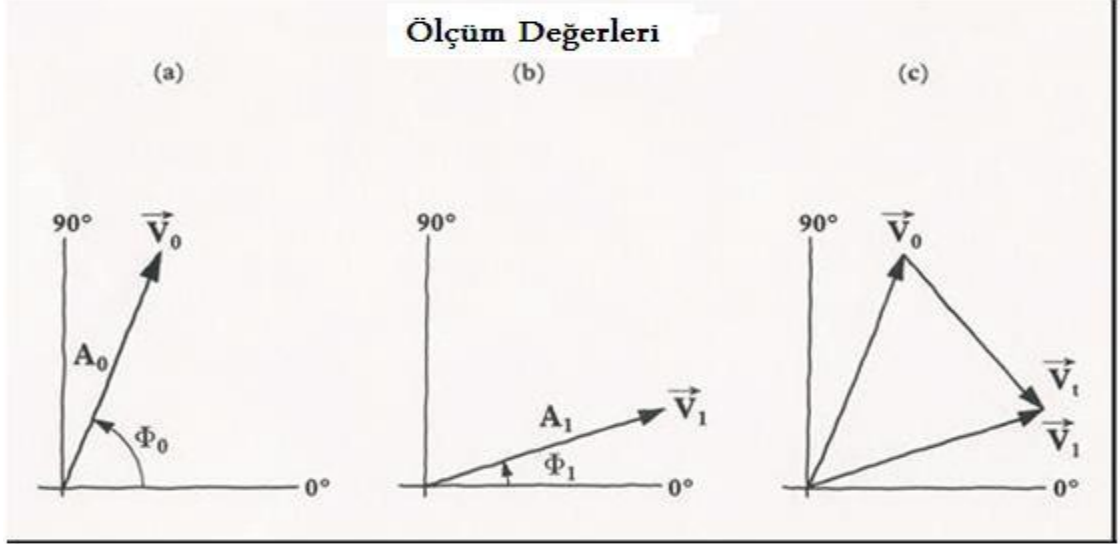
$$[m_t / V_t] = [m_c / V_c] = [m_c / V_0] \text{ bu denklemden } m_c = m_t \cdot [V_0 / V_t] \quad (5)$$

Burada

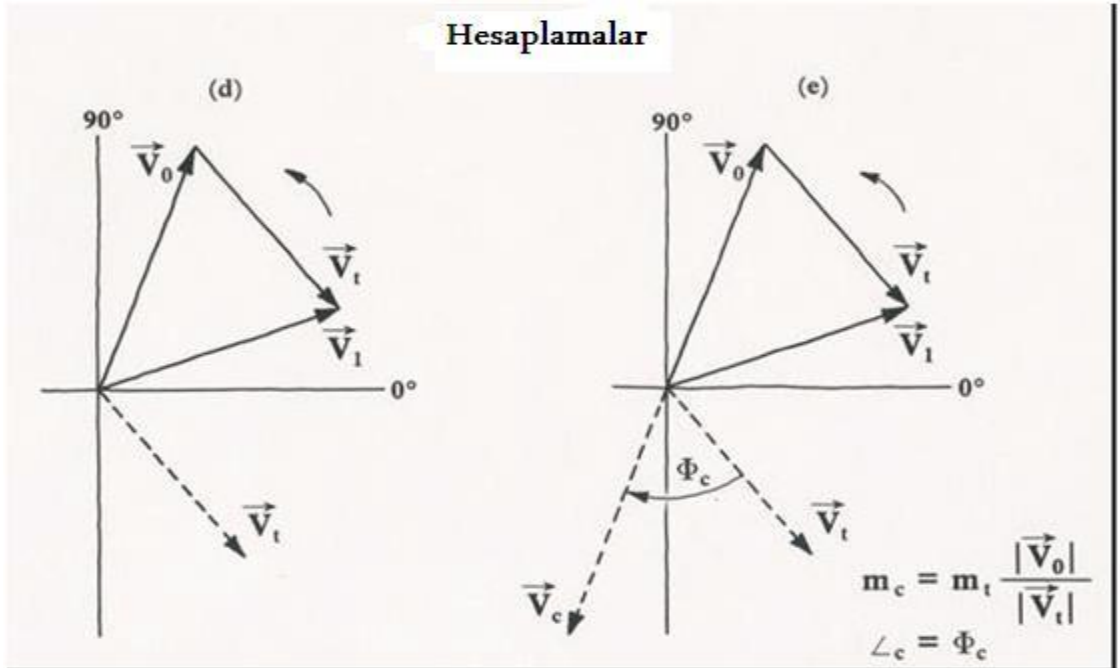
$$s_{11} = [V_t / m_t] = [(V_1 - V_0) / m_t] \quad [(\text{mm/s}) / \text{g}] \quad (6)$$

oranı düzeltme düzlemine yerleştirilen birim kütlenin yatakta oluşturacağı titreşim miktarını ifade etmektedir ve duyarlılık (sensitivity) olarak adlandırılmaktadır.

Dengeleme işleminde kullanılacak deneme kütlelerinin dengeleme yapılan sisteme göre uygun bir büyüklükte seçilmesi gerektiğini belirtmek gerekir. Bu kütlelerin pratikte nasıl hesaplandığı aşağıda açıklanmıştır [6].



Şekil 22. Ölçümlerin vektörle gösterilmesi



Şekil 23. Dengeleme kütlelerinin hesabı

3.2.5. Deneme kütlelerinin hesabı

Özgöl dengesizlik (4) denklemi ile aşağıdaki gibi tanımlanmıştı

$$e^{\rightarrow} = m \cdot r^{\rightarrow} / M [\mu\text{m}] \quad (4)$$

burada m : artık dengesiz kütle [g]
 $r^{\rightarrow}$: m kütleinin dönme ekseninden uzaklığı [mm]
 M : Rotorun kütleisi [kg],

Buradan dengelemeden sonra izin verilen en büyük artık kütle değeri

$$m^{\rightarrow} = [(M e^{\rightarrow}) / r^{\rightarrow}] \quad (7)$$

ile hesaplanabilir. Deneme kütleinin değeri ise pratik olarak izin verilen en büyük artık kütle değeriinin 5-10 katı kadar alınır. Önceki fan örneği için düzeltme kütleinin yerleştirileceği uzaklığı $r=100$ mm olarak deneme kütleisini hesaplamaya çalışalım ($M=40$ kg, $e=20$ μm):

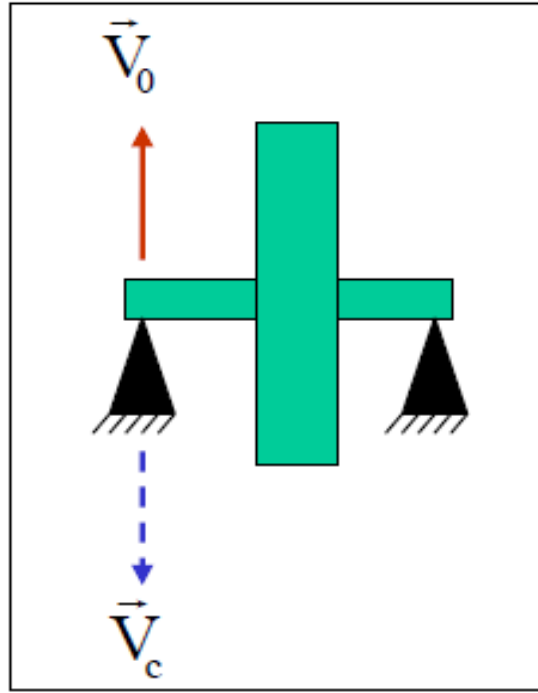
$$m = [(40 \times 20) / 100] = 8 \text{ (g)}$$

Deneme kütleinin bu değeriin 5-10 katı kadar alınması tavsiye edildiğinden bu örnek için deneme kütleisi 40~80 gr olarak alınabilir. Bu değeriin rotorun yataklarına daha önce açıklandığı gibi uygun olarak dağıtılması gerektiğini de belirtmek gerekir. Pratikteki tecrübeler deneme kütleinin bu şekilde çok küçük hesaplandığını gösterse de rotora zarar vermemek için başlangıçta bu değeriin küçük alınması uygun olmaktadır[6].

3.2.6. Teorik yaklaşım

Dengeleme prensibi dengesiz kütleinin yataklarda oluşturduğu titreşimlerin dengelenmesine dayanmaktadır. Pratik olarak tek düzlem dengeleme için sadece bir yataktan (rotora yakın olan ve en fazla titreşim görülen yatağın seçilmesi uygun olmaktadır) ölçüm alınmaktadır, Şekil 24 Dengesiz kütleinin oluşturduğu titreşim V_0 ise dengelemek için eklenecek kütleinin oluşturacağı titreşim V_c olmalıdır. Buna göre denge şartı:

$$V_c + V_0 = 0 \quad (8)$$



Şekil 24. Tek düzlemde dengeleme

Diğer taraftan (6) denklemi ile verilen duyarlılık ve (2) denklemi ile verilen dengesizlik tanımları kullanıldığında

$$(S_{11})(U_c) = V_c \quad (9)$$

olduğu görülebilir. Buna göre

$$(S_{11})(U_c) + V_o = 0$$

$$U_c = - (S_{11})^{-1}(V_o) \quad (10)$$

olarak bulunur. Burada U_c vektörel bir büyüklüktür. Şiddeti $U_c = (m_c) \cdot r$ 'dir ve r sabit olduğundan doğrudan dengeleme kütlelerini vermektedir. Bu vektörün açısı da dengeleme kütlelerinin referans eksenine göre konumunu vermektedir. Referans eksenini ise deneme kütlelerinin yerleştirildiği yerdir.

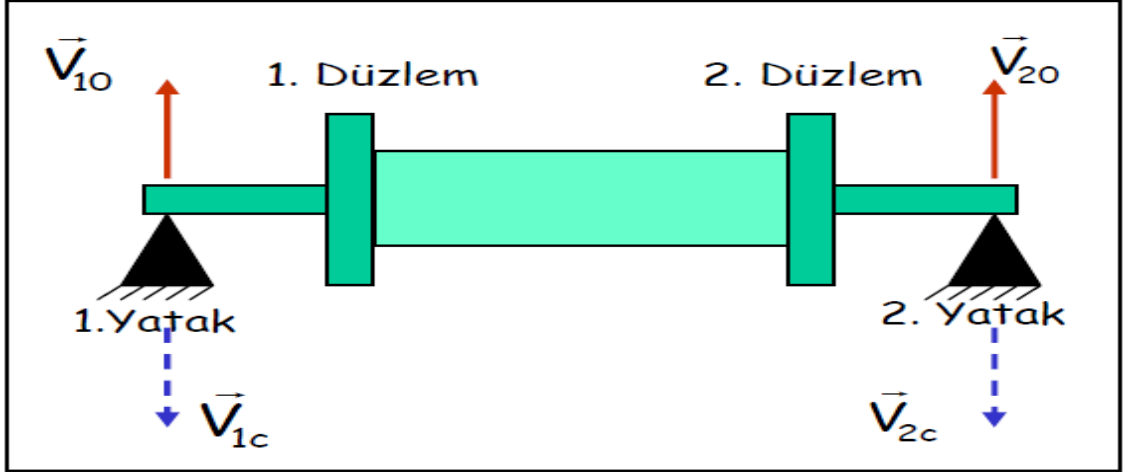
3.2.7. İki düzlemde dengeleme (Dinamik dengeleme)

Moment veya dinamik dengesizlik bulunan rotorlar ancak iki düzlemde dengeleme yapılarak dengelenebilirler. Temel prensip tek düzlemde anlatıldığı gibi olmakla birlikte burada iki dengeleme kütlesi gerekmekte ve iki farklı yatakta da titreşim ölçümleri yapılmaktadır.

İki düzlemde dengeleme aşağıdaki işlemlerden oluşmaktadır:

- Her iki yatakta frekans analizi yapılır.
- Sistemi çalıştırarak her iki yatakta titreşim genliği ve fazı ölçülür.
- 1. düzleme deneme kütlesi eklenir ve her iki yatakta titreşim ölçümü yapılır.
- Bu kütlenin yeri işaretlendikten sonra rotordan sökülür.
- 2. düzleme deneme kütlesi eklenir ve her iki yatakta titreşim ölçümü yapılır.
- Bu kütlenin yeri işaretlendikten sonra rotordan sökülür.
- Düzeltme kütlelerinin hesabı yapılır ve bu kütleler rotora yerleştirilir.
- Rotor çalıştırılarak her iki yataktaki artık titreşim değerleri ölçülür.

Bu titreşimler kabul edilebilir seviyenin altında değil ise dengeleme işlemi tekrar yapılır[6].



Şekil 25. İki düzlemde dengeleme

3.2.8. Düzeltme kütlelerinin hesabı

Burada kolaylık olması ve bilgisayar kullanımına uygun olması bakımından denklemler matris formunda verilecektir. Şekil 25 'de denge şartı dikkate alınarak dengeleme kütleleri aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$[V]_0 + [V]_c = 0 \quad (11)$$

$$[S][U]_c = [V]_c$$

$$[V]_0 + [S][U]_c = 0$$

$$[U]_c = -[S]^{-1}[V]_0 \quad (12)$$

(12) denklemi açık olarak aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{Bmatrix} U_1 \\ U_2 \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} S_{11} S_{12} \\ S_{21} S_{22} \end{Bmatrix}^{-1} \cdot \begin{Bmatrix} V_1 \\ V_2 \end{Bmatrix}_o \quad (13)$$

Burada [S] duyarlılık matrisidir ve deneme kütleleri kullanılarak yapılan ölçümlerden aşağıdaki elde edilir. 1. düzleme deneme kütlesi eklenerek her iki yatakta ölçülen titreşimler ile orijinal halde ölçülen titreşimler kullanılarak bu matrisin birinci sütunu:

$$S_{11} = [V_{11} - V_{10}] / m_{t1} \quad ; \quad S_{21} = [V_{21} - V_{20}] / m_{t1} \quad (14)$$

2. düzleme deneme kütlesi eklenerek her iki yatakta ölçülen titreşimler ile orijinal halde ölçülen titreşimler kullanılarak da bu matrisin ikinci sütunu:

$$S_{12} = [V_{12} - V_{10}] / m_{t2} \quad ; \quad S_{22} = [V_{22} - V_{20}] / m_{t2} \quad (15)$$

elde edilir. Burada

S_{ij} = (j) düzlemindeki birim dengesizliğin (i) yatağında oluşturduğu titreşim miktarı,

V_{i0} = (i) yatağında ölçülen orijinal titreşim.

V_{ij} = (j) düzleminde deneme kütlesi varken i yatağında ölçülen titreşim.

m_{tj} = (j) düzlemine yerleştirilen deneme kütlesi.

Burada anlatılan yöntem daha fazla sayıda düzlemde dengeleme için geliştirilebilir. Bunun için dengeleme düzlem sayısının ölçüm düzlemi sayısına eşit olması şartı vardır. Ayrıca duyarlılık matrisleri oluşturulurken aşağıdaki şartlar göz önünde bulundurulmalıdır:

- Rotor kütlesi ve kütle dağılımında önemli bir değişikliğin olmadığı,
- Dengeleme işlemindeki tüm ölçümlerin aynı devir hızında yapıldığı,
- Rotor yataklarında herhangi bir değişikliğin olmadığı kabul edilmektedir [6].

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

4.1. Santralde Yapılan Titreşim Ölçümleri

Birçok makine parçası periyodik hareket yapacak şekilde tasarımlanır. Bu hareketler sırasında makinelerin çeşitli elemanlarına zamana göre değişen kuvvet ve momentler uygulanır. Bunun sonucu titreşimler ortaya çıkar. Titreşimlerin ve beraberinde gelen kuvvet ve moment değişikliklerinin tasarımlarda dikkate alınması gereklidir. Zira makinelerde titreşimler, statik kuvvetlerin ötesinde zamana göre değişen kuvvetlere sebep olur. Bu kuvvetlerin genliklerinin büyük olması ise bazı parçaların mukavemet sınırlarının ötesinde yüklenmesine ve kalıcı deformasyonlara sebep olabilir. Makinelerde titreşim olması genelde istenmez. Çünkü titreşimler sırasında makine parçalarına uygulanan kuvvetler gürültü, yüksek gerilmeler, aşınma, malzeme yorulması gibi istenmeyen davranışlara sebep olur.

Makinelerde karşılaşılan titreşimlerde hareket genellikle bir süre sonra kendini tekrar eder. Bu türden titreşime ‘periyodik titreşim’ denir. Hareketin kendisini tekrar ettiği zaman aralığına ‘Periyot’ denir ve “T” ile gösterilir. Periyodik titreşimin bir periyotluk bölümüne ‘salınım (geçici rejim değeri)’ denir. Birim zamandaki salınım sayısına o titreşimin frekansı denir. Frekansla periyot arasındaki ilişki, $f = 1/T$ şeklinde gösterilir. Frekans birimi (salınım sayısı / zaman) olup SI birim sisteminde (salınım / saniye) dir. Salınım/saniye olarak ifade edilen frekans biriminin adı Hertz (Hz)’dir.

4.1.1. Temel test ve ekipmanları

Ünite üzerinde ölçüm noktalarını belirlemek için Çin titreşim standardı kod GB/T17189-1997 e göre nokta pozisyonları aşağıdaki gibidir:

Sürekli rejim değerleri için test noktaları;

Üst bölüm yatay sürekli rejim değeri	:	+ Y	1 nokta
Alt bölüm yatay sürekli rejim değeri	:	+ Y	1 nokta
Stator ve orta yatay sürekli rejim değeri	:	+ Y	1 nokta

Geçici rejim değerleri için test noktaları;

Üst yatak geçici rejim değeri	:	+ X, + Y, her konum için 1 nokta
Flanş geçici rejim değeri	:	+ X, + Y, her konum için 1 nokta
Su yatak geçici rejim değeri	:	+ X, + Y, her konum için 1 nokta
Şaft pozisyonu sinyal pozisyonu	:	+ Y, 1 nokta

Toplam 10 adet test noktası bulunmaktadır ve her nokta farkı açısı + X ve + Y 90 ° dir. Tüm geçici rejim değeri test noktaları gövde veya yatakların bulunduğu yağ haznesine göre konumlandırılmış, tüm sürekli rejim değeri test noktaları ise kesinlikle temel duvarına konumlandırılmıştır.

Çin standardının kabulüne göre Hidrolik-türbin ve jeneratör birimlerinin çalıştırılması için "(Kod: DL/T507-2002)" kullanılmaktadır.

Test ekipmanları ve performans endeksli olarak şunlardır:

- Dokunmatik olmayan elektrikli deplasman dönüştürücü : 13 nokta
- FTS2000 Hidrolik birim alanda kapsamlı test cihazı : 1 nokta
- Veri toplama ve hidrolik ünite titreşim analiz cihazı : 1nokta

Cihazların yukarıdaki performans indeksler şunlardır:

Doğrusal olmayan hata aralığı	:	$\leq 1,5\% \text{ FS}$
Hassasiyeti	:	1 μm
Drift ve gecikme	:	$<0.5\% \text{ FS} / 24 \text{ saat}$ oda sıcaklığında
Dönüştürücü ölçüm aralığı	:	$\pm 1000\mu\text{m}$
Tam kapsamlı çıkış	:	-2V ~-18V

Liner analiz sistemi tarafından bir titreşim performans endeksleri dönüştürmek A / D aşağıdaki gibidir:

Modulus hassasiyet dönüştürmek	:	16 bit
Modulus zaman dönüştürmek	:	10 μs
Kanal sayısı	:	16
Giriş sinyal aralığı	:	-5V ~ 5 V

Test analiz sistemi cihazları kurulur ve ünitenin titreşim testinde ölçülen genlik, frekans, faz gibi sonuçların analizi yapılacak ve bunları yapabilmek için " Hidrolik-türbin ve jeneratör ünitelerini çalıştırma "(Kod: DL/T507-2002) kullanılacak [7].

4.1.2. Test durumu

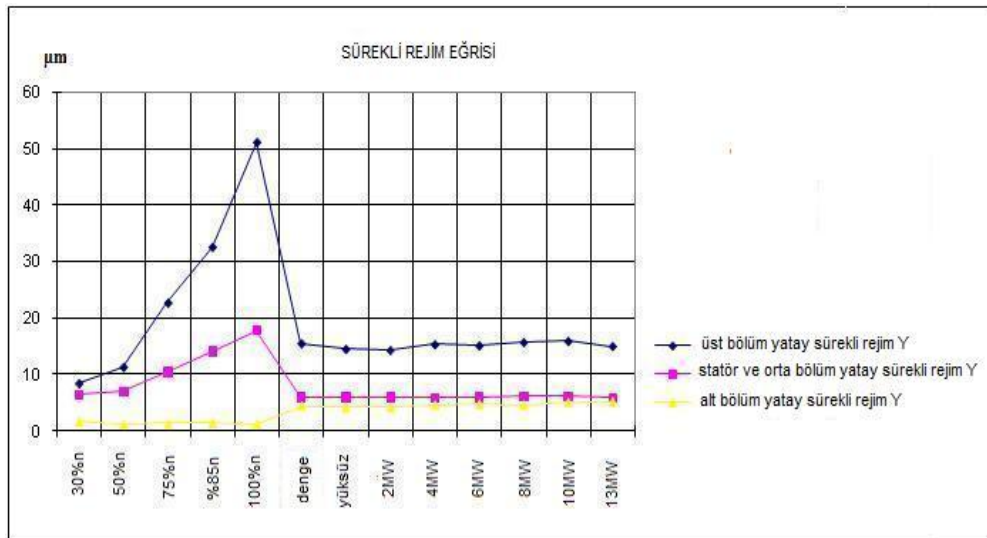
Ünite hızı değişirken ki test, titreşim değerleri ünitenin devri % 20, % 40, % 60, % 80 ve % 100 iken test edilmektedir. Ünite dinamik denge testi, Ünite yüksüz test, Ünite yüklü testi, ardından ünite sabit koşullarda ünite çıkış gücü sırasıyla 2 MW, 4 MW, 6 MW, 8 MW, 10 MW ve 13 MW da olacak şekilde test edilmektedir [7].

4.1.3. Ünitelerin test sonuçları

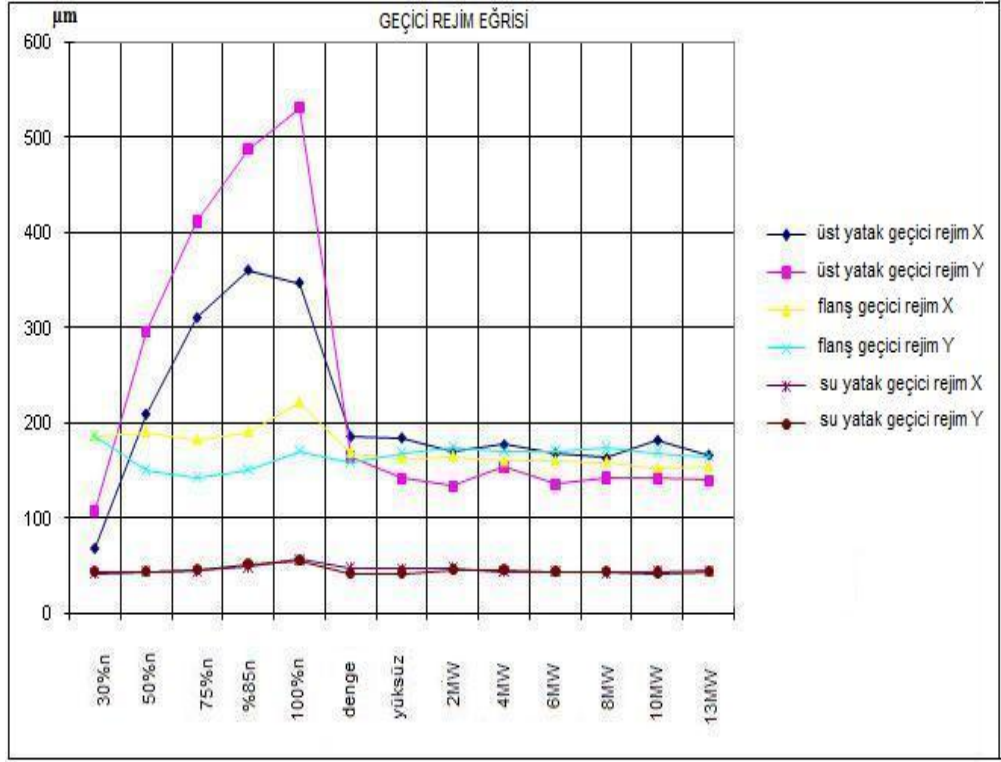
Ünite 1 'in test sonuçları Tablo 1 de, sürekli rejim ve geçici rejim eğrileri de Şekil 26 ve Şekil 27 de gösterilmiştir.

Ünite	Hız (dev/dk)	Üst bölüm Yatay sürekli rejim Y	Stator ve orta bölüm Yatay sürekli rejim Y	Alt bölüm Yatay sürekli rejim Y	Üst yatak geçici rejim X	Üst yatak geçici rejim Y	Flanş geçici rejim X	Flanş geçici rejim Y	Su yatak geçici rejim X	Su yatak geçici rejim Y
30%n	124	8.4	6.4	1.7	68.8	108.3	187.8	187	41.9	44.1
50%n	216.3	11.3	7	1.2	210	296	191.5	151	43.4	43.5
75%n	315.1	22.7	10.5	1.4	311.4	412.2	183.8	143.5	44.8	46.3
85%n	371.3	32.6	14.1	1.5	361.5	488.2	191.4	150.6	48.6	51.7
Devir 100%n	428.6	51.2	17.8	1.3	348.2	531.3	222.7	170.6	56.6	55.6
Denge	427.6	15.5	6	4.5	186.4	164.4	169.4	160	48.1	42.1
Yüksüz	426.5	14.5	6	4.3	185	141.3	164.1	169.2	46.6	42.9
2MW	428.6	14.3	6	4.3	170.9	134.3	165.9	174.6	47.5	45.3
4MW	428.6	15.3	5.9	4.7	177.8	154.6	160.5	171.5	44.4	45.8
6MW	428.6	15.1	6	4.9	168.8	135.7	160.5	171	44.6	44
8MW	428.6	15.7	6.1	4.7	163.5	142.9	159.4	174.4	42.9	43.7
10MW	428.6	15.9	6.2	5.2	182.5	142.5	153.4	170	44	42.9
13MW	430.6	15	5.9	5.3	167.1	139.9	155	164.8	45	43.2
Not: Genlikler μm cinsinden olup, Rotor üst konumuna toplam 9.5kg ağırlık eklendi										

Tablo 1. Değirmenüstü HES Ünite 1 için test sonucu



Şekil 26. Ünite 1 sürekli rejim eğrisi



Şekil 27. Ünite 1 geçici rejim eğrisi



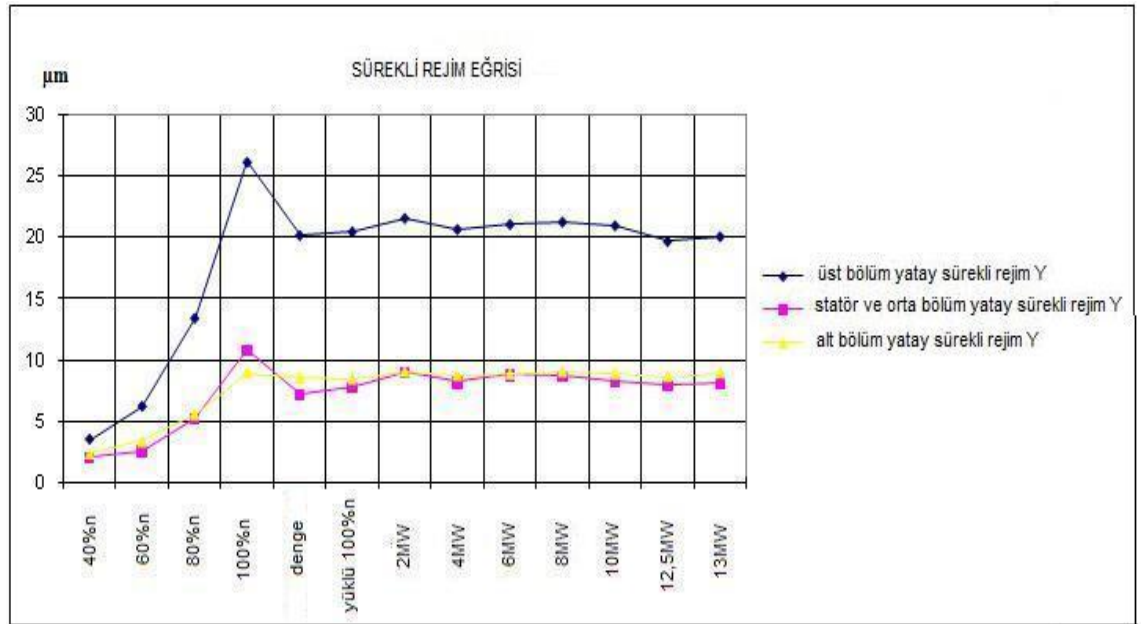
ŞEKİL 28 Düzeltme kütlelerinin rotora yerleşimi

Ünite 2 için test sonuçları Tablo 2 de gösterilmiştir, sürekli rejim ve geçici rejim eğrileri de Şekil 29 ve Şekil 30 de gösterilmiştir.

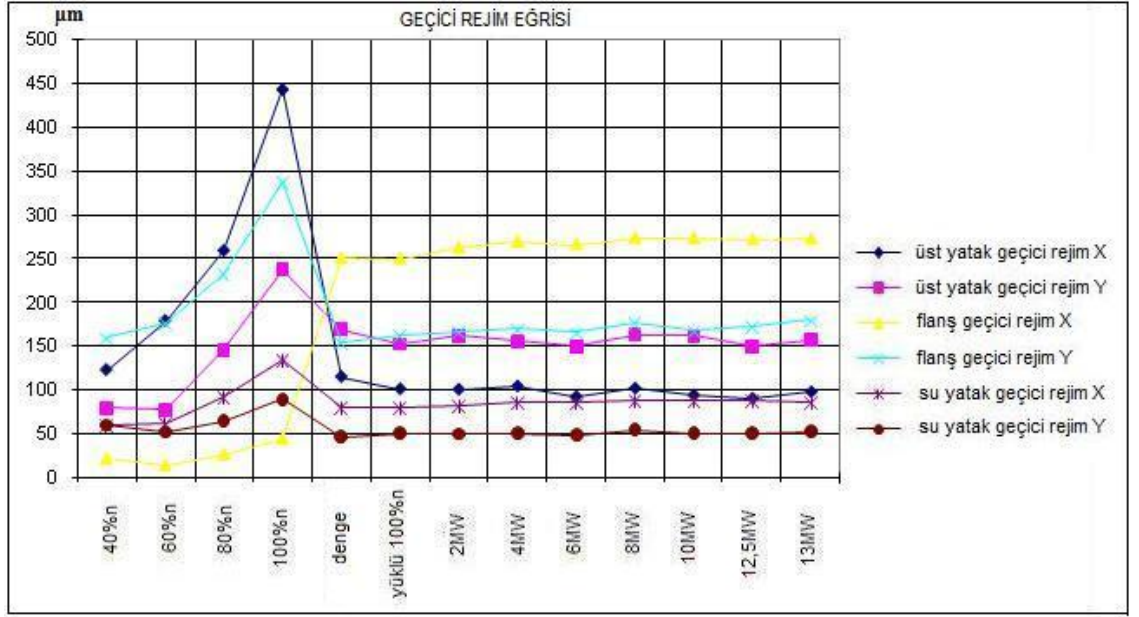
Ünite	Hız (dev/dk)	Üst bölüm Yatay sürekli rejim Y	Stator ve orta bölüm Yatay sürekli rejim Y	Alt bölüm Yatay sürekli rejim Y	Üst yatak geçici rejim X	Üst yatak geçici rejim Y	Flanş geçici rejim X	Flanş geçici rejim Y	Su yatak geçici rejim X	Su yatak geçici rejim Y
40%n	175.2	3.5	2.1	2.4	123.4	79.6	22	159.1	59.3	60.2
60%n	260.9	6.2	2.6	3.4	179.7	77.7	14.4	175.7	61.3	52.4
80%n	342.3	13.4	5.2	5.6	260	146.1	27.3	232.6	91.6	65.2
100%n	428.3	26.2	10.8	9	444.5	238.2	45	338	134.7	89.5
Denge	429.4	20.2	7.2	8.6	115.4	170.1	251.4	153.8	80.4	47.1
Yüklü 100%n	432.1	20.5	7.8	8.5	101.4	153.2	250.3	162.5	80.3	51.3
2MW	429.6	21.6	9	9.1	100.9	162.3	262.9	165.9	82.4	50.1
4MW	429.6	20.7	8.2	8.8	104.5	156.2	269.5	169.2	85.3	51.9
6MW	429.6	21.1	8.8	8.9	92.6	150.5	266.7	165.3	84.9	49.9
8MW	429.6	21.3	8.7	9.1	102	163.4	273.8	176.6	88.3	54.9
10MW	428.6	21	8.3	8.9	94.3	162.3	273.5	167.1	88	50.8
12.5MW	428.6	19.7	8	8.7	90.5	150.5	272.5	171.7	87.4	50.9
13MW	429.6	20.1	8.1	9	97.8	157.3	272.8	179.3	86.3	53.6

Not: Genlikler μm cinsinden olup, rotor üst noktasına toplam 10 kg ağırlık eklendi

Tablo 2. Değirmenüstü HES Ünite 2 için test sonucu



Şekil 29. Ünite 2 sürekli rejim eğrisi

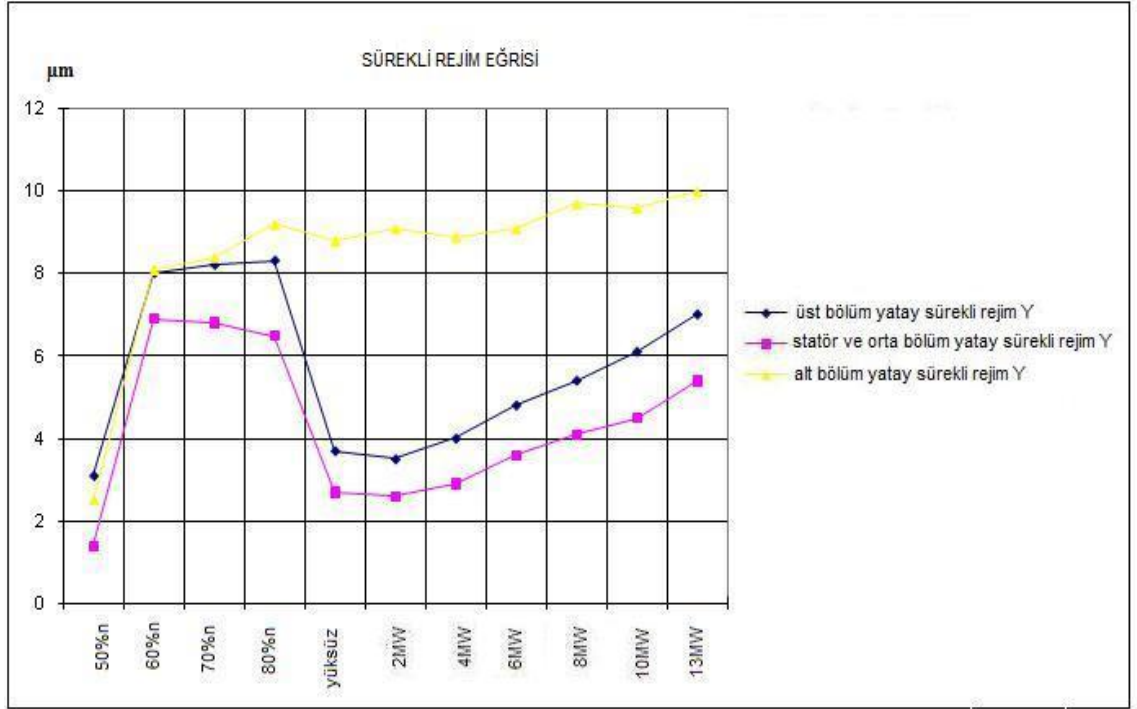


Şekil 30. Ünite 2 geçici rejim eğrisi

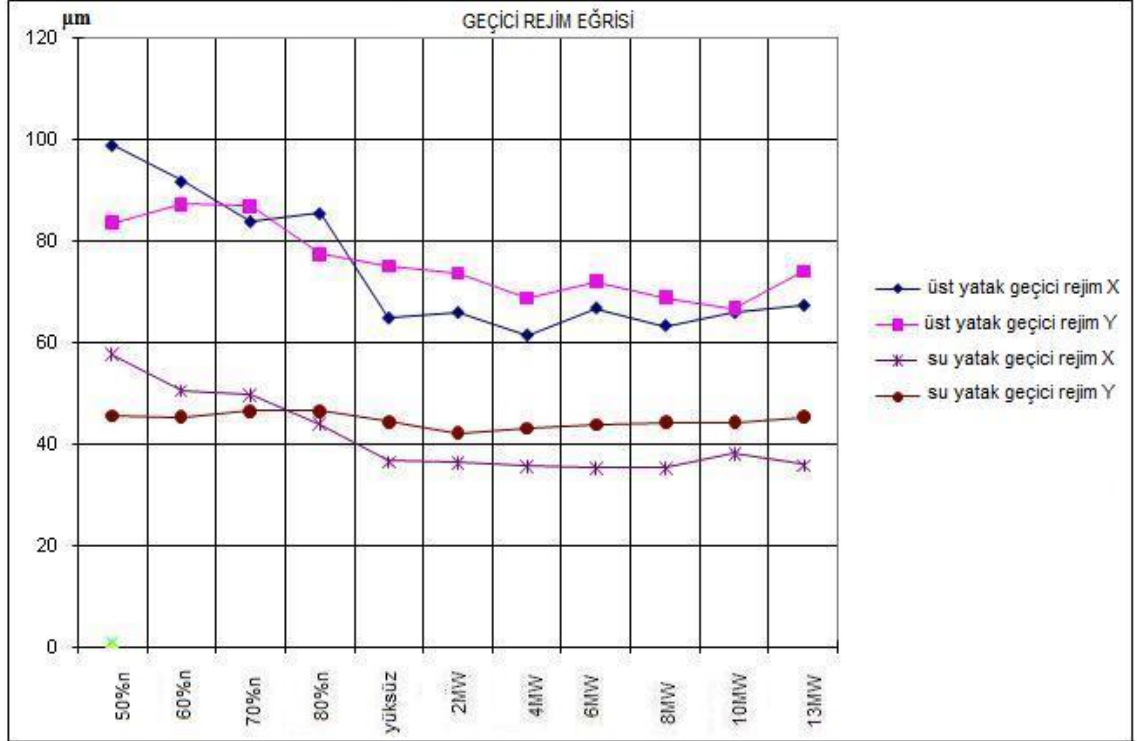
Ünite 3 için test sonuçları Tablo 3 de gösterilmiştir, sürekli rejim ve geçici rejim eğrileri de Şekil 31 ve Şekil 32 de gösterilmiştir.

Ünite	Hız (dev/dk)	Üst bölüm Yatay sürekli rejim Y	Stator ve orta bölüm yatay sürekli rejim Y	Alt bölüm Yatay sürekli rejim Y	Üst yatak geçici rejim X	Üst yatak geçici rejim Y	Su yatak geçici rejim X	Su yatak geçici rejim X
50%n	204.1	3.1	1.4	2.5	99	83.6	57.7	45.7
60%n	264.3	8	6.9	8.1	91.8	87.3	50.5	45.4
70%n	294.1	8.2	6.8	8.4	83.9	86.9	49.7	46.6
80%n	354.3	8.3	6.5	9.2	85.5	77.4	44	46.6
yüksüz	428.6	3.7	2.7	8.8	64.8	75	36.6	44.5
2MW	428.6	3.5	2.6	9.1	65.9	73.7	36.4	42.2
4MW	429.4	4	2.9	8.9	61.4	68.7	35.6	43.1
6MW	429.6	4.8	3.6	9.1	66.8	72	35.4	43.8
8MW	429.6	5.4	4.1	9.7	63.3	68.8	35.3	44.3
10MW	429.6	6.1	4.5	9.6	65.9	66.7	38.1	44.3
13MW	429.6	7	5.4	10	67.3	74	35.9	45.4
Not: Genlikler µm cinsindendir.								

Tablo 3. Değirmenüstü HES Ünite 3 için test sonucu



Şekil 31. Ünite 3 sürekli rejim eğrisi



Şekil 32. Ünite 3 geçici rejim eğrisi

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Hidrolik-türbin ve jeneratör ünitelerini çalıştırma için kullanılan" (Kod: DL/T507-2002)'e göre aşağıdaki şartlar yerine getirilmiştir.

Normal çalışma sırasında 375-750 dev/dk da dönen dikey hidrolik-türbin ve jeneratör ünitesi için titreşim ölçüleri aşağıdaki değerleri aşamaz;

- Ünite yataklarının bulunduğu bölümlerdeki geçerli dikey titreşim değeri: 0.05mm'e kadardır (çift genlik);
- Statordaki demir çekirdeğe yakın çevrenin yatay titreşim değeri: 0.03mm'e kadardır (çift genlik);
- Titreşim değeri çalışma sırasında (çift genlik) yataklar arasındaki toplam boşluktan daha az olacaktır ya da sözleşmenin değerlerine uyulacaktır.

Hidrolik türbin ve jeneratör ünitesi testlerinden sonra aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

1. Ünite 1 ve 2'nin dinamik dengesizliğinden açıkça görülmektedir ki; dinamik balans testi işlemi sonrası, tüm parçaların sürekli rejim değerleri 0.02 mm den daha düşüktür, geçici rejim değerleri toplam yatak açıklıklarından daha düşüktür ve ünitenin çalışması esnasındaki ölçülen değerler standartlara uygundur.
2. Ünite 3 dinamik dengesizliği yapılmış, yataklar arasındaki boşluklar alınmış. Merkezleme işlemi de başarıyla sonuçlandırılmıştır. Dinamik balans testinin yeniden yapılmasına gerek yoktur.
3. Ünite 3 için Elektromanyetik dengesizlik ve hidrolik dengesizlik yoktur, yük ile ünitenin ve çalışması uygundur [7].

Çin titreşim testi standart kodu GB / T17189-1997'dir.

Titreşim ölçümlerinin derecelendirilmesi aşağıdaki gibidir;

0,07 mm	:	normal
0,05 mm	:	güzel
0,035 mm	:	iyi
0,015 mm	:	çok iyi

Yukarıdaki rakamlar çalıştırılabilir standartlar içerisindedir.

Ünite 1 titreřimi : 0,016 mm

Ünite 2 titreřimi : 0,035 mm

Ünite 3 titreřimi : 0,005 mm

şuan ünitelerdeki titreşimler çalıştırılabilir standartların içerisinde olup herhangi bir sorun teşkil etmemektedir. Bu alışma sezonu içerisinde titreşimler kontrol edilerek herhangi bir değişiklik olup olmadığı gözlemlenecektir. Sezon sonuna kadar standartlar içerisinde değişiklik olmazsa herhangi bir işlem yapılmayacaktır.

6. KAYNAKLAR

- [1] Sichuan Dongfeng Electric Machinery Works Co.Ltd, “*Catalogue of Documents with Main Units*”, (January 2007), 2-3
- [2] ISO, “*Mechanical Vibration of Large Rotating Machines with Speed Range from 10 to 200 r/s – Measurement and Evaluation of Vibration Severity in-Situ*”, ISO 3945 (December 1985), 22-29
- [3] ARYA C.S, D’NEILL, M.W. and PINCUS, G., “*Desing of Structures and Foundations for Vibrating Machines*, Gulf Publishing Company Book Division”, Houston, Texas, (1979), 64-83
- [4] ISO 1940-1, “*Mechanical Vibrations – Balance Quality Requirements of Rigid Rotors – Determination of Permissible Residual Unbalance*“, (1987), 56-70
- [5] H. Temel BELEK, “*Experimental Methods in Engineering, Laboratory Notes*”, İTÜ, (2002), 11-24
- [6] H. Temel BELEK, ve Tuncer Toprak, “*Titreşim Ölçümüne Dayalı Makine Bakımı*”, İstanbul, (2003), 2-18
- [7] Luo Qiongfang, Luo Yuanlin, “*Technical Report of Unit Stability Test and Vibration Handling*”, Sichuan Zhongding Science Tecncial Ltd.Co, (March 2009), 1-14

7. EK

ISO 1940 STANDARDI ROTORLARIN SINIFLANDIRILMASI

Pratik olarak bir makinenin tamamen dengede olması mümkün değildir. Diğer taraftan bir makine için yüksek sayılabilecek titreşim bir başka makine için hiç de önemli olmayabilir. Örneğin bir krank milinde önemsiz olan bir titreşim seviyesi bir mutfak robotunda zararlı olabilir.

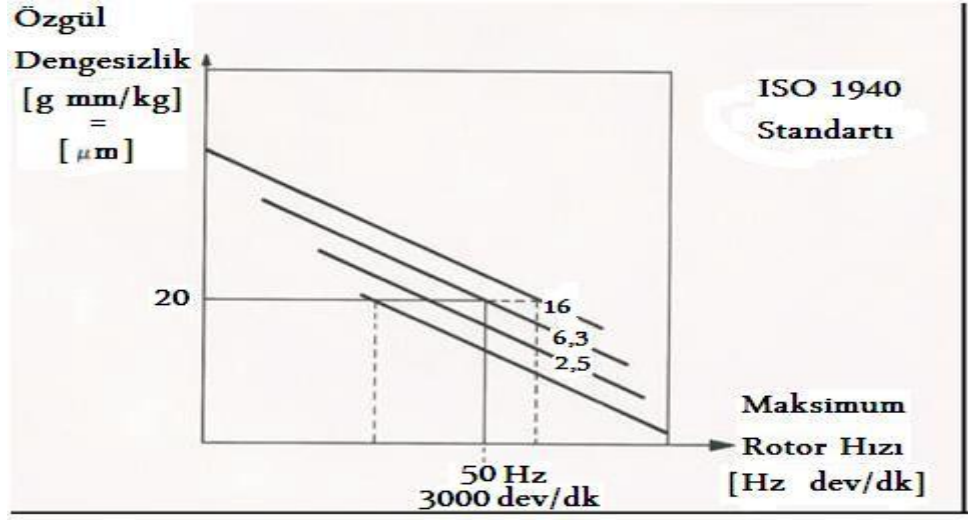
Balans Kalite Derecesi (G)	(e. ω) (mm/s)	Dönen Gövde Tipi – Genel Örnekler
G 4000	4000	Yavaş seyreden gemilerin çift olmayan sayıda silindirli dizellerin sıkıca monte edilmiş krank mili kompleksi
G 1600	1600	Büyük iki zamanlı motorlar için sıkıca monte edilmiş krank mili kompleksi
G 630	630	Büyük dört zamanlı motorlar için sıkıca monte edilmiş krank mili kompleksi, Elastik monte edilmiş gemi dizel motorları için krank mili kompleksi
G 250	250	Hızlı dört silindirli dizel motorlar için sıkıca monte edilmiş krank mili kompleksi
G 100	100	Hızlı, altı veya daha fazla silindirli dizel motorları için krank mili kompleksi, Otomobil kamyon veya lokomotifler için dizel veya benzinli tüm motorlar.
G 40	40	Otomobil tekerlekleri, jantlar, tekerlek kompleleri döndürme milleri, Elastik monte edilmiş hızlı dört zamanlı dizel veya benzinli altı veya daha fazla silindirli motorlar. Otomobil, kamyon ve lokomotif motorları için krank mil kompleksi.
G16	16	Özel istekler için döndürme milleri (Uskur mili, kardan mili) Kırma makinelerinin parçaları Ziraat makinelerinin parçaları Otomobil, kamyon ve lokomotiflerin motorlarının (dizel veya benzinli) münferit parçaları Özel istekler için altı veya daha fazla silindirli krank mil kompleksi

G 6.3	6.3	İmalat tesisleri için makine parçaları. Yük gemisi ana türbin dişlileri. Santrifüj rotorları. Fonlar. Monte edilmiş uçak gaz türbin rotorları. Volanlar. Pompa rotorları Tezgâh takımları ve genel makine parçaları Normal elektrik armatürleri. Özel istekler için hazırlanmış motor parçaları
G 2.5	2.5	Gaz veya buhar türbinleri, yük gemilerinin ana türbinleri dahil. Rijit turbo jeneratör rotorları. Rotorlar Turbo-kompresörler Tezgâh takım tahrik elemanları Özel istekler için hazırlanmış orta ve büyük elektrik armatürleri Küçük elektrik armatürleri Türbin tahrikli pompalar
G 1	1	Teyp, pikap döndürme üniteleri Taşıma tezgâhı döndürme üniteleri Özel istekler için hazırlanmış küçük elektrik armatürleri
G 0.4	0.4	Fener milleri diskler, duyarlı toplama tezgâhları armatürleri tiroskopkar.

Tablo 4. ISO 1940 STANDARDI (TS 2576)

Yukarıda ISO 1940 standardına göre rotorların sınıflandırılması verilmiştir. Bu standart TS 2576 ‘da da aynen kullanılmaktadır. Her bir rotor grubu bir “derece numarası” (grade) ile gösterilmektedir. Bu derece numarası o rotor grubu için

“dengeleme (balans) kalitesini” göstermektedir. Bu derece numarası kullanılarak bir rotorda kabul edilebilen titreşim miktarı belirlenmektedir. Dengeleme işlemi bir rotordaki titreşim seviyesinin kabul edilebilir bir düzeye indirilmesi olarak da tarif edilebilir [4].



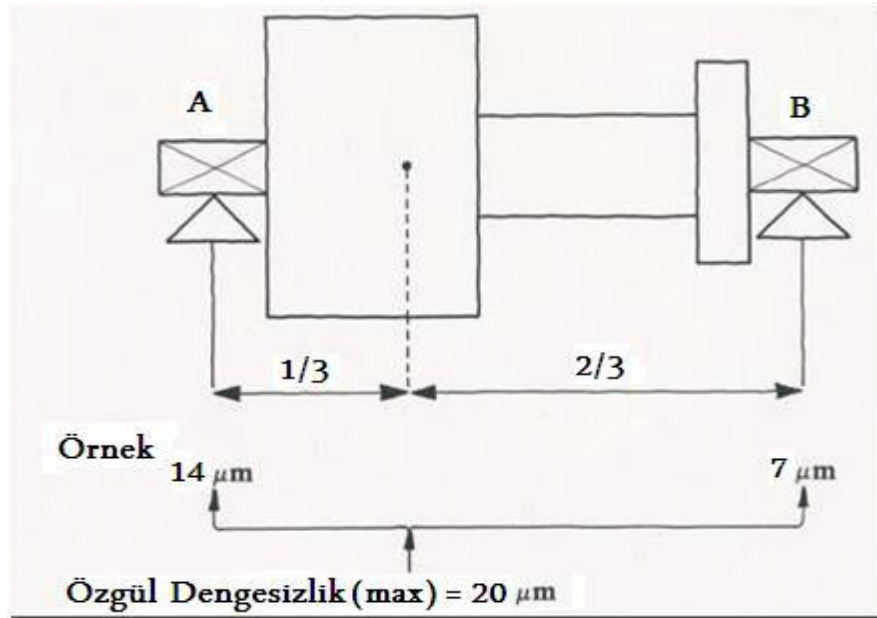
Şekil 33. Balans kalite derecelerine karşılık kalıcı özgül dengesizlik

Yatay eksen $[Hz \text{ ve dev/dk}]$ olarak rotorun hızını, düşey eksen ise $[g\text{-mm/kg}$ veya $\mu m]$ olarak kabul edilebilir en büyük özgül titreşim seviyesini göstermektedir. Eğik çizgiler ile çizilen rotor sınıf numaraları, bir başka deyişle balans kalite derecesi, farklı hızlardaki titreşim miktarlarını göstermektedir. Örneğin 6.3 sınıfı çeşitli hızlar için izin verilen en büyük titreşim değerinin 6.3 mm/s olduğunu gösterir. Diyagram kullanılırken yapılacak ilk işlem ISO standardına uygun olarak balans kalitesini (rotorun sınıfını) belirlemektir. Örnek olarak iki ucundan mesnetli (yataklı) 40 kg kütleli bir fan göz önüne alalım. Bu fan için balans kalitesi $G 6.3$ ' dür. Rotorun en büyük hızı da 50 Hz ($50 \times 60 = 3000 \text{ dev/dk}$) olsun. Diyagramı kullanmak için:

1. Rotorun hızından eğik çizgilerle gösterilen balans kalitesine kadar düşey bir doğru çizilir.
2. Bu kesişme noktasından yatay bir çizgi çekilir.
3. Düşey ekseninde kabul edilebilir en büyük özgül titreşim seviyesi okunur.

Bu örnekte $20 [g\text{-mm/kg}$ veya $\mu m]$ dir.

Bu sonuca göre G 6.3 kalite derecesini sağlamak için dengelemeden sonra kalan artık özgül dengesizlik miktarı $20 \mu\text{m}$ 'den fazla olmamalıdır. Buradan rotor kütlesi 40 kg olduğundan artık (kalıcı) dengesizlik; $40 \text{ (kg)} \times 20 \text{ (gmm/kg)} = 800 \text{ (gmm)}$ dır. Fan kütlesinin eşit dağılımlı yani her bir yatağa eşit kütle düştüğü kabul edilirse her bir yataktaki kalıcı dengesizlik 400 (gmm) olur. Kütle dağılımı Şekil 34 'deki gibi düzgün olmadığında izin verilen artık dengesizlik miktarı her bir yatak için farklı olacaktır. Bu sistemde ağırlık merkezinin konumu bir yataktan $1/3$, diğer yataktan $2/3$ oranında uzaklıktadır. Bu nedenle (A) yatağındaki artık dengesizlik değeri toplam artık dengesizliğin $2/3$ 'ü kadardır, yani yaklaşık 533 gmm ($13 \mu\text{m}$) ve (B) yatağında ise yaklaşık 267 gmm ($7 \mu\text{m}$) 'dir [6].



Şekil 34. Rotorun kütle dağılımına göre özgül dengesizlik

ÖZGEÇMİŞ

31.05.1979 tarihine MALATYA doğdu. İlköğretimini 30 Ağustos İlköğretim okulunda tamamladı. Orta öğretimini MEV Orta Okulunda tamamladı. Liseyi Turgut Özal Anadolu Lisesinde tamamladı. 1999 yılında İnönü Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü kazandı ve 2003 yılında lisans eğitimini tamamladı. 2003 yılında İPAŞ-ANATEKS Tekstil Fabrikalarında Planlama Bölümünde işe başladı. Yine aynı yıl Yüksek Lisans eğitime başladı. 2005 yılında Mesnal Ltd.Şti 'de satış müdürü olarak işe başladı. 2006 yılında Malatya Organize Sanayinin Doğalgaz alt yapısı ve fabrikalarının gaz dönüşümlerinde çalıştı. 2007 yılında askerlik görevini tamamladı. 2008 de Değirmenüstü Hidroelektrik Santralinin (Kahramanmaraş) kurulumunda şef mühendis olarak çalıştı ve halen çalışmaya devam etmektedir.

Mak.Müh. Yavuz GÜVEN