



**TUGAS AKHIR - TM 095502**

**ANALISIS VIBRASI UNTUK MEDETEKSI  
KERUSAKAN PADA TURBIN UAP UBB  
PABRIK III DI PT. PETROKIMIA GRESIK**

**ERWIN RARIANTO  
NRP 2111 030 011**

**Dosen Pembimbing :  
Giri Nugroho, ST, MSc  
NIP. 19791029 201212 1 002  
Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc  
NIP. 19610714 198803 1 003**

**PROGRAM STUDI DIPLOMA 3 TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2016**



**FINAL PROJECT - TM 095502**

**VIBRATION ANALISYS TO DETECTION  
THE FAILURE OF STEAM TURBINE UBB  
VICTORY III AT PT. PETROKIMIA GRESIK**

**ERWIN RARIANTO  
NRP 2113 030 011**

**Consellor Lecture :  
Giri Nugroho, ST, MSc  
NIP. 19791029 201212 1 002  
Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc  
NIP. 19610714 198803 1 003**

**DIPLOMA 3 PROGRAM MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2016**



# ANALISIS VIBRASI UNTUK MEDETEKSI KERUSAKAN PADA TURBIN UAP UBB PABRIK III DI PT. PETROKIMIA GRESIK

**Nama Mahasiswa** : ERWIN RARIANTO  
**NRP** : 2113 030 011  
**Jurusan** : D3 Teknik Mesin FTI – ITS  
**Dosen Pembimbing I** : Giri Nugroho, ST, MSc.  
**Dosen Pembimbing II** : Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc

## Abstrak

*Turbin adalah mesin penggerak mula, dimana fluida kerjanya yang menghasilkan energi kinetis diarahkan langsung keroda turbin untuk mendapatkan usaha mekanis. Getaran yang terjadi pada mesin khususnya turbin dibangkitkan oleh berbagai komponen dan proses yang terjadi didalamnya. Getaran yang berasal dari beragam sumber tersebut akan bergabung menjadi satu pada alat ukurnya. Pada Turbin sering ditemui kasus vibrasi yang melebihi batas standart yang disebabkan oleh banyak faktor. Untuk itu diperlukan sistem monitoring yang baik untuk mendeteksi kerusakan pada turbin.*

*Dalam penelitian ini dilakukan analisa penyebab kerusakan pada turbin. Untuk itu dilihat frekuensi spektrum sebelum terjadinya kerusakan dan setelah terjadi kerusakan. Setelah didapatkan data kerusakan, setelah itu dilakukan proses balancing, dimana kerusakan yang ditemukan hanyalah unbalance.*

*Setelah dilakukan analisa, maka dapat dibandingkan antara data sebelum dilakukan proses balancing dan juga data setelah dilakukan proses balancing. Setelah proses balancing, didapatkan penurunan nilai amplitudo, yaitu untuk bearing A dari 6,28 mm/s turun 53% menjadi 2,94 mm/s; untuk bearing B dari 7,04 mm/s turun 44% menjadi 3,91 mm/s; untuk bearing C dari 7,63 mm/s turun 52% menjadi 2,08 mm/s; untuk bearing D dari 6,79 mm/s turun 44% menjadi 3,77 mm/s.*

**Kata kunci:** *frekuensi spektrum, amplitudo getaran, proses balancing*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

# VIBRATION ANALYSIS TO DETECTION THE FAILURE OF STEAM TURBINE UBB VICTORY III AT PT. PETROKIMIA GRESIK

**Student Name** : ERWIN RARIANTO  
**NRP** : 2113 030 011  
**Major** : D3 Teknik Mesin FTI – ITS  
**Conselor Lecture I** : Giri Nugroho, ST, MSc  
**Conselor Lecture II** : Ir. Arino Anzip, M.Eng. Sc

## *Abstract*

*Turbine is a machine of beginning activator, where its job fluid yielding kinetic energy instructed direct of turbine rotor and get the mechanical effort. Vibration that happened on the machine especially turbine awakened by various component and process that happened in it. Vibration coming from immeasurable of the source will join to become one at its measuring instrument. Turbine are often met by the case vibration exceeding boundary standart which is because of a lot of factor. That why it is need a monitoring system which is good to detecting damage of turbine.*

*In this research is done by analysis of damage cause of turbine. We can check in spectrum frequency before the happening of the failure and after happened the failure. After got the failure data, we can doing the balancing process. From the spectrum plot, we can see that the failure is only unbalance.*

*After done the analysis, hence can be compared between data before the process balancing and also data data after process balancing. After process balancing, a degradation assess the amplitude, that is for the bearing of A from 6,28 mm/s reduction 53% become 2,94 mm/s; for the bearing of B from 7,04 mm/s reduction 44% become 3,91 mm/s; for the bearing of C from 7,63 mm/s reduction 52% become 2,08 mm/s; for the bearing of D from 6,79 mm/s reduction 44% become 3,77 mm/s.*

**Keyword** : *spectrum frequency, vibration amplitude, balancing process.*

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL .....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN .....</b>	<b>iii</b>
<b>ABSTRAK .....</b>	<b>v</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>ix</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>xi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xv</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah .....	2
1.4 Tujuan Penulisan anfaat .....	3
1.5 Manfaat Penulisan .....	3
1.6 Sistematika Penulisan .....	3
<b>BAB II DASAR TEORI .....</b>	<b>5</b>
2.1 Gambaran Umum Turbin Uap .....	5
2.1.1 Bagian Utama Turbin Uap .....	6
2.2 Instrumentasi Turbin Uap .....	9
2.3 Pengawasan dan Diagnosa Kondisi Mesin .....	14
2.4 Predictive Maintenance .....	16
2.4.1 Manfaat dan tujuan Predictive Maintenance .....	18
2.5 Metoda Predictive Maintenance .....	20
2.5.1 Analisa vibrasi .....	20
2.6 Pengertian vibrasi .....	21
2.6.1 Klasifikasi Getaran.....	26
2.6.2 Parameter Getaran.....	29
2.6.3 <i>Amplitudo Descriptors</i> .....	30
2.7 Getaran dan Kondisi Mesin .....	33
2.7.1 Klasifikasi Pengukuran Getaran .....	33
2.7.2 Tujuan Pengukuran .....	33
2.8 Pengukuran Getaran.....	34
2.8.1 Tranduser Getaran.....	34
2.8.2 Metode Pengambilan Data .....	39

2.8.3 Pemilihan Sensor Getaran .....	40
2.8.4 Pemasangan Sensor Getaran.....	42
2.9 Sinyal Getaran.....	43
2.9.1 Domain Waktu.....	44
2.9.2 Domain Frekuensi .....	45
2.10 Analisis Data Domain Frekuensi .....	48
2.10.1 Konsep Analisis Data Domain Frekuensi .....	48
2.10.2 Analisis Getaran Dalam Domain Frekuensi .....	53
2.11 Macam Kerusakan Rotating machine .....	54
2.12 Batas Vibrasi yang Diperbolehkan .....	61
<b>BAB III METODOLOGI .....</b>	<b>63</b>
3.1 Diagram Alir Analisa.....	63
3.2 Tahap Identifikasi .....	64
3.2.1 Spesifikasi Turbin Uap.....	64
3.3 Tahap Pengumpulan Data dan Analisa .....	64
3.4 Tahap Penarikan Kesimpulan dan Saran.....	67
<b>BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>69</b>
4.1 Analisa Data .....	69
4.1.1 Spektrum Analisa Data .....	70
4.2 Analisa Kerusakan .....	74
4.3 Pengujian Pada Saat Kerusakan .....	75
4.4 Hasil Analisis .....	75
4.5 Kesimpulan Analisa.....	76
4.6 Perbaikan.....	76
4.7 Hasil pengujian setelah perbaikan .....	77
4.8 Kesimpulan Pengujian Setelah Perbaikan.....	81
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>83</b>
5.1 Kesimpulan .....	83
5.2 Saran .....	83

**DAFTAR PUSTAKA**  
**LAMPIRAN**  
**BIODATA**

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b>	Bgaian Utama Turbin Uap.....	5
<b>Gambar 2.2</b>	kurva bathup untuk umur suatu mesin.....	9
<b>Gambar 2.3</b>	skema teknik monitoring getaran mesin .....	11
<b>Gambar 2.4</b>	Proses analisa vibrasi .....	16
<b>Gambar 2.5</b>	Proses Thermography.....	17
<b>Gambar 2.6</b>	Sistem getaran pada sebuah pegas .....	21
<b>Gambar 2.7</b>	Fungsi Periodik .....	22
<b>Gambar 2.8</b>	Hubungan antara frekuensi linier frekuensi sudut dan kecepatan putar.....	23
<b>Gambar 2.9</b>	Fungsi harmonik sederhana .....	23
<b>Gambar 2.10</b>	Hubungan antara simpangan, kecepatan dan percepatan dalam gerak harmonik sederhana ..	24
<b>Gambar 2.11</b>	Model getaran bebas tak teredam.....	26
<b>Gambar 2.12</b>	Getaran bebas tak teredam.....	27
<b>Gambar 2.13</b>	Getaran bebas teredam .....	28
<b>Gambar 2.14</b>	Frekuensi Getaran .....	29
<b>Gambar 2.15</b>	Deskriptor Amplitudo.....	30
<b>Gambar 2.16</b>	Sensor simpangan tak kontak kelengkapan dan cara pemasangan.....	35
<b>Gambar 2.17</b>	Skema pemmasangan dan diagram transducer non kontak pada rumah bearing .....	36
<b>Gambar 2.18</b>	Transducer kecepatan .....	37
<b>Gambar 2.19</b>	Accelerometer .....	38
<b>Gambar 2.20</b>	Daerah sinyal percepatan, kecepatan dan simpangan untuk amplitudo getaran tertentu ...	41
<b>Gambar 2.21</b>	Lokasi sensor getaran .....	43
<b>Gambar 2.22</b>	Domain waktu.....	44
<b>Gambar 2.23</b>	Kombinasi antara 2 buah getaran dalam domain waktu.....	45
<b>Gambar 2.24</b>	Domain Frekuensi .....	45
<b>Gambar 2.25</b>	Hubungan antara data domain waktu dengan domain frekuensi.....	46
<b>Gambar 2.26</b>	Kombinasi antara 2 gelombang dalam domain waktu dan domain frekuensi .....	47

<b>Gambar 2.27</b>	Getaran permesinan yang ditunjukkan dalam domain waktu dan domain frekuensi.....	47
<b>Gambar 2.28</b>	Getaran permesinan dan sinyal getarannya .....	49
<b>Gambar 2.29</b>	Hubungan data domain waktu dengan domain frekuensi .....	51
<b>Gambar 2.30</b>	Fast Fourier Transform.....	51
<b>Gambar 2.31</b>	Diagram Blok DSA.....	52
<b>Gambar 2.32</b>	ketidakseimbangan gaya.....	55
<b>Gambar 2.33</b>	ketidakseimbangan couple.....	55
<b>Gambar 2.34</b>	ketidakseimbangan dinamis .....	56
<b>Gambar 2.35</b>	pembengkokan angular.....	57
<b>Gambar 2.36</b>	pembengkokan paralel.....	58
<b>Gambar 2.37</b>	pembengkokan bearing pada shaft.....	58
<b>Gambar 2.38</b>	Tipe A.....	59
<b>Gambar 2.39</b>	Tipe B.....	59
<b>Gambar 2.40</b>	Tipe C.....	60
<b>Gambar 3.1</b>	Diagram Alir Analisa .....	63
<b>Gambar 3.2</b>	Probe dan Proximitor .....	65
<b>Gambar 3.3</b>	pemasangan Probe.....	65
<b>Gambar 3.4</b>	letak sensor .....	66
<b>Gambar 4.1</b>	sketsa letak bearing pada turbin.....	67
<b>Gambar 4.2</b>	Spektrum saat kerusakan pada bearing A.....	68
<b>Gambar 4.3</b>	Spektrum saat kerusakan pada bearing B.....	69
<b>Gambar 4.4</b>	Spektrum saat kerusakan pada bearing C.....	70
<b>Gambar 4.5</b>	Spektrum saat kerusakan pada bearing D.....	71
<b>Gambar 4.6</b>	Spektrum setelah perbaikan pada bearing A....	76
<b>Gambar 4.7</b>	Spektrum setelah perbaikan pada bearing B....	77
<b>Gambar 4.8</b>	Spektrum setelah perbaikan pada bearing C....	78
<b>Gambar 4.9</b>	Spektrum setelah perbaikan pada bearing D....	79

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b>	batas vibrasi yang diperbolehkan .....	61
<b>Tabel 2.2</b>	batas vibrasi menurut ISO 10816 .....	62

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

# **BAB I**

## **PEDAHULUAN**

### **1.1. Latar Belakang**

Perkembangan teknologi di bidang industri memberikan pengaruh yang luas pada kegiatan produksi di industri. Penggunaan teknologi yang canggih merupakan kebutuhan dalam mencapai produk yang berkualitas, sehingga perawatan terhadap peralatan (instrumen) di industri wajib untuk dilakukan. Salah satu metode perawatan yang diterapkan di industri yang dilakukan adalah dengan mendeteksi dan mendiagnosis kerusakan pada peralatan, sehingga kondisi peralatan dapat terpantau dengan baik. Biasanya kegiatan perawatan pada mesin-mesin berputar (rotating machine) dilakukan dengan menganalisa frekuensi getarannya, sehingga dapat diketahui jenis kerusakannya. Tetapi cara tersebut masih memiliki kelemahan yaitu kurang spesifiknya frekuensi yang didapat untuk setiap jenis kerusakan.

Para ahli yang mendesain dan menggunakan system diagnosis biasanya memiliki latar belakang pengalaman dalam menganalisa mesin dinamis dan getaran. Ketika suatu mekanisme berkerja dalam suatu mesin, maka getaran akan terjadi dengan sendirinya. Getaran ini akan mentransmisikan melewati mesin dan akan menciptakan suatu getaran pada permukaan luar mesin, hal ini mengakibatkan mesin tersebut meradiasikan suara. Perawatan berbasis kondisi mesin (CBM : Condition Based Maintenance) adalah merupakan metode perawatan dengan memantau kondisi mesin berdasarkan pemantauan beragam obyek ukur pada mesin yang sedang beroperasi tersebut. Salah satu metode perawatan yang termasuk dalam kelompok CBM adalah Predictive Maintenance berbasis pemantauan sinyal getaran. Sesuai dengan namanya, maka pada kegiatan predictive

maintenance dilakukan kegiatan analisis dan diagnosis untuk prediksi kapan level getaran pada mesin yang sedang beroperasi akan melewati batas alarm serta informasi kemungkinan adanya cacat pada elemen rotasi yang menjadi sumber getarannya. Pada turbin sering ditemui kasus vibrasi yang melebihi dari batas standart yang telah ditentukan, dan terkadang malah akan menyebabkan unit menjadi trip. Untuk itu harus dicari penyebab kerusakan yang berpotensi menyebabkan tingginya level vibrasi yang dalam hal ini ditunjukkan dengan nilai amplitudo yang sangat tinggi.

### **1.2. Rumusan Masalah**

Tugas Akhir ini mempunyai beberapa permasalahan, yaitu antara lain :

1. Bagaimana menentukan penyebab kerusakan yang terjadi pada turbin uap dengan metode vibrasi
2. Bagaimana cara menanggulangi vibrasi pada turbin uap?
3. Apa solusi yang diberikan pada vibrasi turbin uap?

### **1.3. Batasan Masalah**

Batasan masalah yang di berikan untuk Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

- a. Turbin yang saya gunakan untuk penelitian adalah pada Turbin Uap UBB pabrik III PT. Petrokimia Gresik.
- b. Permasalahan hanya membahas cara menentukan jenis kerusakan akibat vibrasi
- c. Metode yang digunakan berupa metode vibrasi

#### **1.4. Tujuan Penulisan**

Dengan mengacu latar belakang serta rumusan masalah yang ada maka tujuan penulisan Tugas Akhir ini adalah:

- a. Mampu mengetahui cara melakukan predictive maintenance dengan metode vibrasi
- b. Menganalisa kerusakan yang dapat menyebabkan vibrasi
- c. Mengetahui cara penanggulanagn dan perbaikan kerusakan yang disebabkan vibrasi

#### **1.5. Manfaat Penulisan**

Manfaat penulisan laporan tugas akhir ini adalah :

1. Memberikan pengetahuan tentang menentukan level vibrasi dari turbin uap.
2. Dapat memprediksi kerusakan yang terjadi pada mesin tanpa membongkar.
3. Menjadi referensi pihak PT. Petrokimia Gresik untuk melakukan perawatan terhadap turbin Uap.

#### **1.6. Sistematika Penulisan**

Laporan Tugas Akhir ini terdiri atas 5 bab, berdasarkan penulisan – penulisan tertentu, yang nantinya diharapkan agar pembaca lebih mudah dalam memahaminya. Sistematika penulisannya sebagai berikut:

##### **BAB I PENDAHULUAN**

Pada bab ini berisikan tentang Latar Belakang, Perumusan Masaalah, Batasan Masalah, Tujuan Penulisan, Manfaat Penulisan dan Sistematika Penulisan

##### **BAB II LANDASAN TEORI**

Pada bab ini berisikan teori-teori dan fakta-fakta yang dipakai sebagai dasar untuk melakukan rujukan dan

pembahasan permasalahan yang diangkat pada tugas akhir ini

### **BAB III METODOLOGI**

Pada bab ini berisikan metode pengerjaan dan pengambilan data Tugas Akhir

### **BAB IV ANALISA DATA**

Pada bab ini terdapat tentang penyebab kerusakan yang sering terjadi pada turbin uap dan bagaimana cara mengatasinya dengan metode vibrasi

### **BAB V PENUTUP**

Pada bab ini berisi kesimpulan atas penyusunan Tugas Akhir dan saran bagi PT Petrokimia Gresik serta bagi penelitian selanjutnya

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

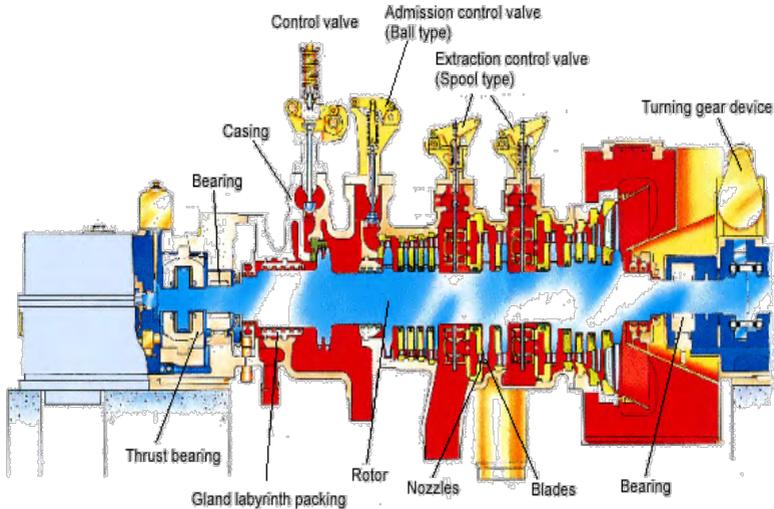
#### **2.1 Gambaran Umum Turbin Uap**

Turbin uap adalah suatu penggerak mula yang mengubah energi potensial uap menjadi energi kinetik dan energi kinetik ini selanjutnya diubah menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros turbin. Poros turbin, langsung atau dengan bantuan roda gigi reduksi, dihubungkan dengan mekanisme yang digerakkan. Tergantung pada jenis mekanisme yang digerakkan, turbin uap dapat digunakan pada berbagai bidang industri, untuk pembangkit listrik, dan transportasi.

Pengubahan energi potensial uap menjadi energi mekanis dalam bentuk putaran poros dilakukan dengan berbagai cara. Turbin uap secara umum diklasifikasikan ke dalam tiga jenis yaitu impuls, reaksi, dan gabungan (impuls dan reaksi), yang tergantung pada cara perolehan pengubahan energi potensial menjadi energi kinetik semburan uap.

Getaran sudu turbin disebabkan oleh ketakteraturan uap yang mengalir keluar dari nosel atau sudu pengarah, yaitu, sebagai akibat sifat aliran uap yang periodik. Pada hal yang pertama, gangguan disebabkan oleh sekat-sekat yang berbentuk jalur-jalur sudu tersebut. Bila uap mengalir melalui kanal-kanal ini, gaya gesek yang timbul pada permukaan dinding-dinding ini akan menyebabkan aliran menjadi bertambah lambat dan dengan demikian kecepatan aliran uap tidak akan seragam sepanjang penampakan nosel atau sudu pengarah.

Konversi energi terjadi pada blade turbin, turbin mempunyai susunan sudu rotor berselang seling dengan sudu statis. Uap akan masuk turbin dan dialirkan langsung ke sudu turbin, sudu akan bergerak dan bekerja mengubah energi thermal dalam Uap menjadi energi mekanis berotasi, yang menyebabkan rotor turbin berputar, perputaran rotor ini akan menggerakkan generator dan akhirnya energi mekanik menjadi energi listrik.



**Gambar 2. 1** Bgaian UtamaTurbin Uap

### 2.1.1 Bagian Utama Turbin Uap

#### 1. Casing

Merupakan bagian yang diam merupakan rumah atau wadah dari rotor. Pada casing terdapat sudu-sudu diam (disebut stator) yang dipasang melingkar dan berjajar terdiri dari beberapa baris yang merupakan pasangan dari sudu gerak pada rotor. Sudu diam berfungsi untuk mengarahkan aliran uap agar tepat dalam mendorong sudu gerak pada rotor.

#### 2. Rotor

Rotor adalah bagian yang berutar terdiri dari poros dan sudu-sudu gerak yang terpasang mengelilingi rotor. Jumlah baris sudu gerak pada rotor sama dengan jumlah baris sudu diam pada casing. Pasangan antara sudu diam dan sudu gerak disebut tingkat (stage). Sudu gerak (rotor) berfungsi untuk mengubah energi kinetik uap menjadi energi mekanik.

## 2. Bearing

Fungsi bearing untuk menopang dan menjaga rotor turbin agar tetap pada posisi normalnya.

Ada dua macam bearing pada turbin, yaitu

- a. Journal Bearing berfungsi untuk menopang dan mencegah poros turbin dari pergeseran arah radial
- b. Thrust Bearing (Bantalan aksial) berfungsi untuk mencegah turbin bergeser ke arah aksial.

## 4. Katup Utama

Terdiri dari Main Stop Valve (MSV) dan Governor Valve (GV). Pada turbin dengan kapasitas  $> 100$  MW dilengkapi dengan katup uap reheat, yaitu Reheat Stop Valve (RSV) dan Interceptor Valve (ICV).

### a. Main Stop Valve (MSV)

Berfungsi sebagai katup penutup cepat jika turbin trip atau sebagai katup pengisolasi turbin terhadap uap masuk. MSV bekerja dalam dua posisi yaitu menutup penuh atau membuka penuh. Pada saat turbin beroperasi maka MSV membuka penuh. Sebagai penggerak untuk membuka MSV digunakan tekanan minyak hidrolik. Sedangkan untuk menutupnya digunakan kekuatan pegas.

### b. Governor Valve (GV)

Turbin harus dapat beroperasi dengan putaran yang konstan (biasanya 3000 rpm) pada beban yang berubah-ubah. Untuk membuat agar putaran turbin selalu tetap digunakan *governor valve* yang bertugas mengatur aliran uap masuk turbin sesuai dengan bebannya.

Sistem *governor valve* yang digunakan umumnya adalah *mechanic hydraulic* (MH) atau *electro hydraulic* (EH).

## 5. Sistem Pelumasan

Turbin tidak boleh diputar tanpa adanya pelumasan sehingga pelumasan bantalan sangatlah penting. Parameter utama dari sistem pelumasan adalah tekanan. Untuk menjamin tekanan minyak pelumas yang konstan disediakan beberapa pompa minyak pelumas :

- *Main Oil Pump* adalah pompa pelumas utama yang digerakkan oleh poros turbin sehingga baru berfungsi ketika putaran turbin mencapai lebih dari 95 %.
  - *Auxiliary Oil Pump* adalah pompa yang digerakkan dengan motor listrik AC. Pompa ini berfungsi pada *start up* dan *shut down* turbin serta sebagai *back up* bila tekanan minyak pelumas dari MOP turun.
  - *Emergency Oil Pump* adalah pompa yang digerakkan dengan motor listrik DC dan digunakan sebagai cadangan atau darurat ketika pasok listrik AC hilang.
5. Sistem *Jacking Oil*

Pada turbin kapasitas besar, berat rotornya juga besar sehingga dalam keadaan diam rotor tersebut akan menyingkirkan lapisan minyak pelumas dari permukaan poros dan bantalan. Dalam keadaan seperti ini, bantalan atau poros akan rusak bila diputar. *Jacking oil* berfungsi untuk mengangkat poros dengan minyak tekanan tinggi untuk menghindari kerusakan akibat tiadanya pelumasan diantara poros dan bantalan

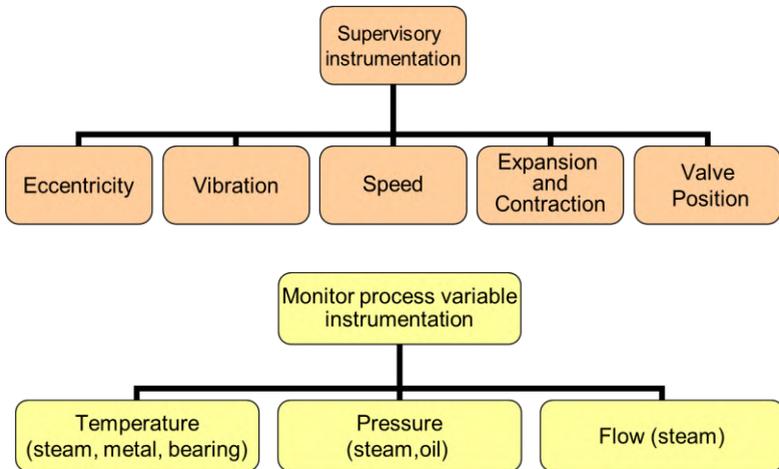
6. Turning Gear
- Rotor turbin yang berat dan panjang apabila dibiarkan dalam keadaan diam dalam waktu yang lama dapat terdefleksi. Defleksi menjadi lebih nyata apabila dari kondisi operasi yang panas kemudian turbin langsung berhenti. Untuk mencegah terjadinya pelendutan, maka rotor harus diputar perlahan secara kontinyu atau berkala. Alat untuk memutar rotor turbin ini disebut *turning gear* atau *bearing gear*. *Turning gear* digerakkan dengan motor listrik melalui roda gigi dengan kecepatan putar antara 3 - 40 rpm. *Turning gear* juga memberikan torsi pemutar awal ketika turbin *start* (belum tentu).
7. Sistem Perapat Poros
- Celah diantara *casing* (bagian yang diam) dan *rotor* (bagian yang berputar) turbin menyebabkan terjadinya kebocoran uap keluar atau udara masuk turbin. Untuk mencegah kebocoran pada celah tersebut dipasang perapat. Sistem perapat dilakukan dengan memasang

labirin (sirip-sirip) pada casing maupun rotor secara berderet. Tetapi perapat yang hanya menggunakan labirin masih memungkinkan terjadinya kebocoran. Untuk itu pada labirin diberikan fluida uap sebagai media perapat (*gland seal steam*).

## 2.2 Instrumentasi Turbin Uap

Fungsi instrumentasi yaitu Memantau dan melakukan pengukuran terhadap kondisi komponen-komponen turbin (baik diam maupun berputar) pada saat beroperasi. Memastikan operasi pada batasan yang aman Memberikan peringatan jika ada ketidak normalan pada waktu turbin beroperasi. Memberikan percepatan bila beroperasi pada putaran kritis dan synchronize

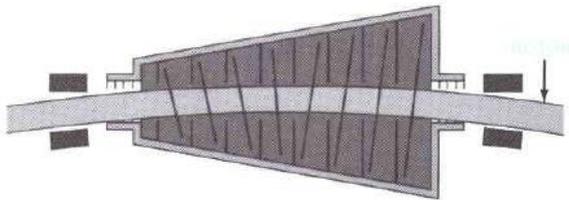
Kategori instrumentasi turbin uap:



**Gambar 2.2** kategori instrumentasi turbin uap

## 1. Eksentrisitas

Eksentrisiti menunjukkan Bagaimana kelurusan suatu poros turbin. Berapa besar penyimpangan yang terjadi terhadap ukuran sumbu normal selama turbin beroperasi. Eksentrisitas menyebabkan poros bergetar ketika beroperasi. Memberikan informasi sebagai pertimbangan keputusan keadaan aman atau tidak untuk beroperasi. Poros akan mengalami kelendutan ketika prosedur shutdown tidak tepat. Bergetarnya poros dalam bentuk informasi besarnya kelendutan akan ditransmisikan ke recorder. Signal yang diterima, akan menggerakkan pen recorder pada suatu luasan atau bandwidth. Besarnya eksentrisitas ditentukan oleh lebarnya bend yang diekspresikan dalam mils (seperseribu inch). Pada saat startup : Sebelum putaran turbin dilepas oleh turning gear, ukuran eksentrisitas harus lebih rendah dari batas petunjuk manual yang dikeluarkan oleh manufaktur turbin. Jika uap ditambahkan ke turbin sebelum nilai eksentrisitasnya mencapai batas tertentu maka dapat mengakibatkan turbin bergetar secara berlebihan



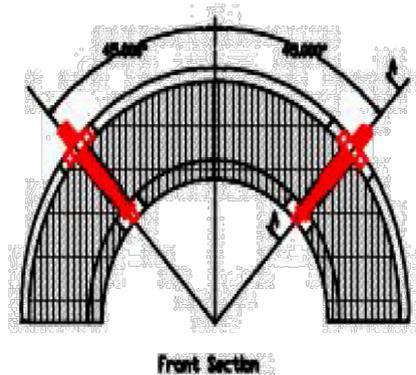
**Gambar 2.3** eksentrisitas

## 2. Vibrasi

Vibrasi suatu turbin harus dijaga dalam batas tertentu (aman). Jika vibrasi turbin melebihi batas toleransi maka akan terjadi rubbing antara bagian yang berputar dan

bagian yang diam. Vibrasi juga menyebabkan kerusakan pada : poros, seal dan bearing. Pada umumnya sensor vibrasi ditempatkan pada bearing metal. Sensor ini mengukur besarnya vibrasi dan mengirim signal listrik yang sebanding dengan gerak radial poros. Signal diterima oleh vibrasi recorder yang mengindikasikan nilai penyimpangan radial dalam gerakan poros . Walaupun tiap<sup>2</sup> turbin mempunyai batas toleransi yang berbeda, namun nilai vibrasi pada operasi normal umumnya kurang dari 3 mils (seperseribu inch). Instrumen ini mengukur gerakan dinamik (radial vibration) dari poros yang relatif terhadap rumah bearing (bearing housing). Perhitungan ini memberikan indikasi awal terjadinya kerusakan. Pengukuran getaran dapat dibuat horizontal atau vertikal

terhadap shaft (X-Y).



**Gambar 2.4** peletakan sensor vibrasi

### 3. Speed

Instrumen yang digunakan untuk mengukur putaran (speed), acceleration, overspeed poros turbin. Putaran operasi antara satu turbin dan lainnya bervariasi tergantung manufacturer. Putaran selalu dimonitor oleh operator terutama selama turbin roll up/ roll down. Pada

saat startup : Misal direkomendasi 1000 rpm untuk periode tertentu, hal ini untuk menyamakan pemuaian akibat perubahan temperatur metal.

#### 4. expansion and Contraction

Pengukuran dilakukan untuk mengontrol ekspansi dan kontraksi pada casing dan rotor turbin. Differential expansion adalah ukuran perbedaan antara kenaikan termal dari rotor dengan kenaikan termal dari case (casing). Turbin shell ditopang pada rail yang dapat bergerak sliding. Ekspansi dan kontraksi casing harus dipantau selama turbin startup dan shutdown secara hati-hati.

#### 5. Valve Position

Adalah suatu instrumen yang berfungsi untuk mengendalikan aliran uap yang masuk ke turbin. Banyaknya aliran ditentukan oleh derajat bukaan disk katup (valve position). Kecepatan turbin ditentukan oleh jumlah uap yang dimasukkan ke turbin. Setelah turbin dihubungkan ke sistem daya, selanjutnya recorder mengukur prosentase bukaan katub.

#### 6. Temperature Measurement

Fungsi pengukuran temperatur turbin uap :

- Mengetahui tingkat keadaan suatu zat (uap).
- Mengoperasikan pada kondisi design (aman).
- Memprediksi kecepatan pemuaian dan penyusutan.
- Memprediksi tingkat kerusakan suatu komponen.

#### a. Temperatur Fluida

Pengukuran temperatur Uap :

The main steam line, the first stage, the cold reheat line, the hot reheat line, the turbine extraction line, the crossover line, and the LP turbine exhaust. Pengukuran temperatur lobe oil : saat masuk dan keluar turbin. Pengukuran temperatur fluida pendingin saat masuk dan keluar turbin.

#### b. Temperatur Metal

Pada umumnya thermocouple ditanam di metal casing. Temperatur metal turbin tingkat pertama pada umumnya digunakan sebagai pedoman untuk menentukan jenis start. antara lain : cold start  $< 120^{\circ}\text{C}$ , warm start ( $120^{\circ}\text{C}$  s/d  $350^{\circ}\text{C}$ ) dan hot start ( $> 350^{\circ}\text{C}$ ).

#### c. Temperatur Bearing

Bearing umumnya terbuat dari bahan dengan titik leleh rendah, sehingga bila bearing beroperasi pada temperatur tinggi maka mengakibatkan kerusakan. Temperatur bearing dimonitor melalui pengukuran temperatur oil pelumas dan temperatur bearing metal. Thermocouple yang tertanam di bearing metal, selanjutnya akan mengirim signal ke recorder yang sebanding dengan temperatur bearing, namun temperatur bearing selalu lebih tinggi dibanding temperatur minyak pelumas. Temperatur bearing yang melebihi batas normal mengindikasikan terjadinya kerusakan pada bearing sebagai akibat: pembebanan yang berlebihan pada bearing, *clearance* yang tidak cukup, atau misalignment. Pada waktu operasi temperatur bearing akan meningkat dan hal ini harus didinginkan oleh sistem pelumasan bearing yang bersirkulasi melewati heat exchanger. Agar diperoleh pengukuran lebih akurat maka, thermometer bulb dan thermocouple di tempatkan pada aliran minyak pelumas yang meninggalkan bearing.

#### 7. Pressure Measurement

Instrumen ini dimaksudkan untuk memonitor dan control tekanan fuida kerja : Steam, hydraulic system dan lubricant oil.

Fungsi pengukuran tekanan :

- Agar dapat mengoperasikan turbin sesuai dengan range spesifikasi tekanan aman yang ditentukan pabrik.
- Agar efisiensi turbin maupun efisiensi siklus sesuai dengan design.

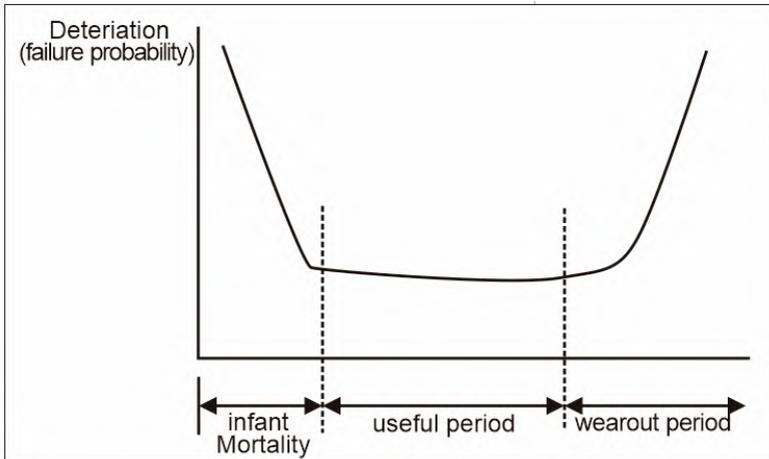
- Mengontrol tekanan minyak pelumas agar sesuai dengan kebutuhan tekanan “*rotating equipment component*” turbin.
- Mengontrol tekanan minyak sehingga instrumentasi yang digerakkan melalui sistem hidrolik dapat bekerja dengan baik.

Pada saat beroperasi, tekanan uap turbin dirancang pada “*Design Pressure*” . Hal ini disesuaikan dengan kondisi efisiensi siklus, tegangan yang diterima oleh *blade*, nilai *pressure drop* tiap *stage* maupun safety. Apabila tekanan diatas batas yang diijinkan maka blade akan mendapatkan tegangan yang berlebih sehingga mempercepat kelelahan, bila tekanan dibawah “*Design Pressure*” maka enthalpi akan turun sehingga operasi turbin kurang efisien. Tekanan pada exit turbin pada umumnya didesign vacuum, sehingga bila tekanan lebih tinggi maka kerja ekspansi turbin akan berkurang. Pada sistem ekstrasi uap turbin digunakan sebagai pemanas air (FWH), tekanan uap harus disesuaikan agar efisiensi siklus sesuai dengan design.

### **2.3 Pengawasan dan Diagnosa Kondisi Mesin**

Biasanya mesin akan menghasilkan tingkat vibrasi yang rendah apabila berada pada kondisi yang baik atau dengan desain yang sesuai. Peningkatan level vibrasi diakibatkan oleh lamanya jangka waktu pemakaian dan perubahan bentuk pada komponen – kompone mesin.

Umur pada mesin akan mengikuti kurva bathub seperti pada gambar dibawah ini. Level vibrasi juga akan mengikuti kurva ini, karena kerusakan pada mesin selalu ditunjukkan dengan penambahan vibrasi atau tingkat kebisingan. Seperti terlihat pada kurva, tingkat vibrasi berkurang diawal periode operasi dan kemudian bertambah dengan sangat lambat selama periode operasi normal, dan akan meningkat dengan cepat selama pemakaian yang berlebihan pada akhir periode.



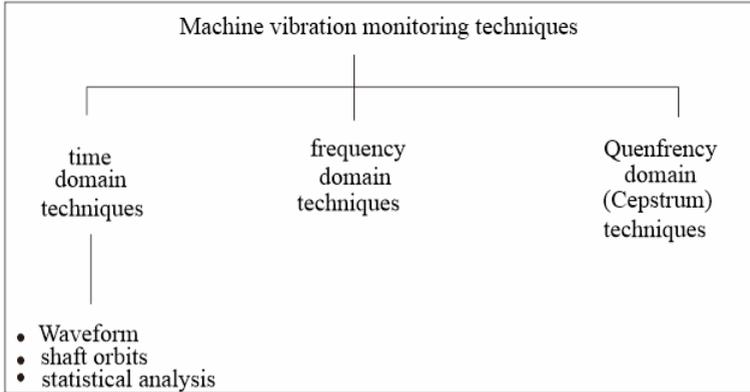
**Gambar 2.5** kurva bathup untuk umur suatu mesin

Terdapat tiga jenis perawatan yang biasanya digunakan yaitu:

1. Break down maintenance, perawatan dilakukan pada saat mesin telah rusak dan kemudian diganti dengan mesin baru. Strategi ini digunakan apabila harga mesin murah dan perbaikan tidak mengakibatkan kerusakan pada komponen-komponen yang lain.
2. Preventive Maintenance, perawatan dilakukan pada interval tertentu seperti setahun sekali atau setelah 3000 jam operasi. Interval waktu ini ditentukan berdasarkan pengalaman.
3. Condition based maintenance, pada tipe ini perawatan mesin dilakukan dengan melakukan observasi terhadap perubahan kondisi mesin setiap saat.

Untuk melakukan pengawasan terhadap kondisi mesin, dapat digunakan beberapa cara, seperti aural an vision yang merupakan teknik pengawasan dasar, penganwasan arus dan tegangan yang biasanya dilakukan pada motor dan generator yang besar dan pengawasan temperature.

Metode yang biasanya digunakan dalam pengawasan kondisi mesin adalah dengan menggunakan analisa getaran. Beberapa jenis dari analisa getaran ditunjukkan oleh gambar di bawah ini.



**Gambar 2.6** skema teknik monitoring getaran mesin

## 2.4 Predictive Maintenance

Predictive maintenance bukanlah metode yang ampuh untuk semua faktor – faktor yang menyebabkan kerusakan dari suatu peralatan di pabrik. Bahkan tidak dapat secara langsung mempengaruhi kinerja dari suatu pabrik. Perawatan prediktif pada dasarnya merupakan filosofi atau perilaku yang menggunakan kondisi operasi sesungguhnya dari peralatan untuk mengoptimalkan operasi pabrik.

Output dari perawatan dari program prediktif adalah data, perawatan ini termasuk jenis “condition – based maintenance” dimana perubahan kondisi mesin atau peralatan dapat dideteksi sehingga tindakan yang bersifat proaktif dapat segera dilakukan sebelum terjadinya kerusakan mesin (*Higgins, 2002*)

Dewasa ini, pola pemeliharaan prediktif dianggap lebih efektif dan efisien karena pemeliharaan dilakukan berdasarkan hasil pengamatan (monitoring) dan analisa untuk menentukan kondisi dan kapan pemeliharaan akan dilaksanakan, berbeda dengan pola pemeliharaan yang lain seperti pada pola pemeliharaan time base maintenance. Pada pola pemeliharaan time base maintenance, pemeliharaan dilakukan hanya berdasarkan pada jam operasi peralatan/komponen tanpa mempertimbangkan apakah peralatan tersebut masih baik atau tidak.

Pengembangan pola pemeliharaan prediktif, memanfaatkan berbagai peralatan test, peralatan monitoring yang telah dimiliki dan mengikuti berbagai metoda analisis yang dapat diterapkan dalam meningkatkan kualitas pemeliharaan maupun keandalan operasi pembangkit serta efektifitas dalam penggunaan biaya pemeliharaan itu sendiri.

Penggunaan dari teknologi predictive maintenance memungkinkan kinerja dari departemen perawatan dapat meningkat karena kondisi permesinan dapat diketahui dengan baik tanpa menghentikan jalannya mesin. Perawatan prediktif menunjukkan penyimpangan dari kondisi normal kerja mesin dan dengan cara ini dapat memberikan cara yang lebih handal untuk mengetahui 6 kerusakan yang sedang dan akan terjadi, dengan menunjukkan komponen yang rusak maka pihak manajemen dapat menyiapkan komponen sesuai kebutuhan yang diinginkan. Kunci utama perawatan prediktif adalah mendeteksi adanya kerusakan atau kesukaran yang akan terjadi atau impending trouble dan segera menyelesaikan masalah tersebut sebelum terjadinya kerusakan mesin atau machine breakdown.

Perawatan prediktif bekerja berdasarkan proses monitoring condition yang dilakukan terhadap peralatan yang diinginkan. Hasil dari proses ini adalah data – data hasil pengukuran atau pengujian yang selanjutnya data – data tersebut

dibandingkan dengan data – data acuan yang sudah diketahui sebelumnya (known engineering limit) untuk menentukan kondisi operasi dari peralatan tersebut. Teknik pemantauan yang umumnya digunakan dalam perawatan prediktif meliputi monitoring vibrasi, proses parameter, tribologi, metode thermography, inspeksi visual dan metode non – destructive testing seperti metode ultrasonic. (Higgins, 2002).

#### **2.4.1 Manfaat dan Tujuan Predictive Maintenance**

Manfaat dari Predictive Maintenance adalah :

- Memperpanjang hidup mesin  
Karena predictive maintenance merupakan perawatan berdasarkan dari hasil pengamatan (condition monitoring) kita bisa mengetahui keadaan suatu mesin tersebut. Bila ada yang tidak normal di dalam mesin tersebut, secepatnya kita bisa memperbaiki mesin tersebut sebelum rusak. Sehingga kita bisa memperpanjang umur dari suatu mesin yang dilakukan predictive maintenance.
- Memperbaiki efisiensi dari mesin beserta kinerjanya  
Dengan mengetahui keadaan suatu mesin tersebut, kita bisa memperbaiki mesin tersebut bila keadaan mesin tersebut tidak sesuai dengan kondisi normalnya. Setelah diperbaiki maka efisiensi dari mesin tersebut beserta kinerjanya akan naik.
- Digunakan untuk manajemen perawatan  
Setelah mendapatkan data – data dari predictive maintenance kita bisa melakukan manajemen perawatan di *plant* tersebut. Manajemen perawatan akan mengurangi biaya perawatan dan juga dapat meminimalisasikan proses *breakdown* yang tidak terjadwal.
- Predictive maintenance digunakan sebagai alat peningkat keandalan suatu peralatan  
Predictive maintenance digunakan supaya peralatan tersebut selalu dalam kondisi handal dan tangguh ketika digunakan

- Memberikan data – data hasil pengukuran yang dapat digunakan untuk evaluasi, modifikasi dan perbaikan peralatan di kemudian hari

Dengan diketahuinya data – data dari predictive maintenance kita bisa menjadwalkan perawatan rutin (preventive maintenance) dan bisa mengevaluasi peralatan – peralatan baik yang baru maupun yang sudah lama berdasarkan data tersebut.

Keuntungan utama penerapan perawatan prediktif adalah meningkatnya kesiapan peralatan pabrik karena keandalan mesin yang lebih bagus. Kecenderungan rusaknya mesin dimasa mendatang dapat diantisipasi dengan baik sehingga dengan demikian aktivitas perawatan yang direncanakan akan cocok dengan jadwal shutdown peralatan. Keuntungan lain yang didapat adalah berkaitan dengan menurunnya biaya spare part peralatan dan upah buruh. Mesin yang mengalami kerusakan selama beroperasi akan menyebabkan biaya perbaikan kira – kira 10 kali lebih besar dibandingkan bila kegiatan repair dilakukan sesuai jadwal. Banyak kasus terjadi dimana mesin mengalami kerusakan setelah startup dimana hal ini biasanya terjadi karena built – in defect maupun pemasangan yang tidak sesuai prosedur. Teknik perawatan prediktif dapat digunakan untuk menjamin alignment.

*(R. Keith Mobley 2002)*

- Mengurangi atau meminimumkan kerusakan peralatan
- Memperbaiki efisiensi mesin dan kinerjanya
- Dapat menciptakan petunjuk perawatan prediktif
- Memberikan data – data hasil pengukuran yang dapat digunakan untuk modifikasi dan perbaikan peralatan di kemudian hari
- Memberikan metoda untuk penerimaan mesin baru

## **2.5 Metoda Predictive Maintenance**

Berbagai teknologi dapat digunakan sebagai alat untuk melaksanakan program perawatan prediktif seperti :

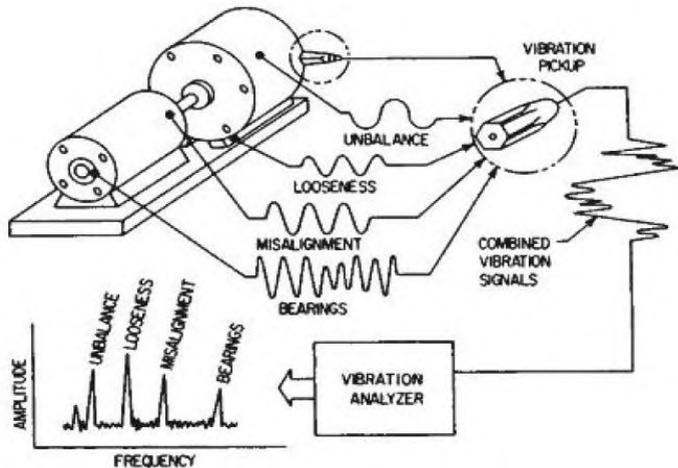
### **2.5.1 Analisa Vibrasi**

Analisa vibrasi digunakan untuk menentukan kondisi operasi dari mesin dimana dalam metoda ini dapat mendiagnosa terjadinya kelainan atau kerusakan pada mesin atau peralatan. Karena kebanyakan peralatan pabrik terdiri atas sistem elektro – mekanis maka analisa vibrasi telah menjadi metoda utama dalam system perawatan prediktif. Dengan menggunakan metoda ini, masalah atau kelainan yang terjadi pada peralatan dapat diidentifikasi lebih awal sebelum masalah tersebut menyebabkan kerusakan peralatan.

Problem yang muncul bisa meliputi bearing yang rusak, kelonggaran mekanis ataupun roda gigi yang pecah. Analisa vibrasi juga dapat mendeteksi adanya misalignment (ketidaklurusan poros) dan imbalance (ketidakseimbangan) yang terjadi pada berbagai peralatan. Pada hakekatnya semua rotating machinery menghasilkan getaran yang merupakan fungsi kelurusan (alignment) dan keseimbangan (balance) dari komponen yang berputar. Pengukuran intensitas getaran pada frekuensi tertentu dapat memberi informasi tentang ketepatan kelurusan poros dan keseimbangannya, kondisi bearing dan roda gigi serta pengaruh struktur permesinan terhadap resonansi mesin.

Analisa ini merupakan jenis metoda yang efektif dan bersifat non – instructive serta sangat cocok digunakan untuk memonitor kondisi mesin selama start – up, shutdown, dan operasi normalnya. Analisa vibrasi ini biasanya digunakan untuk peralatan roda gigi. Peralatan yang digunakan untuk analisa vibrasi dapat dibagi menjadi 2 bagian yaitu sensor atau transducer yang dipasang pada machine housing atau bearing

cap dan analyzer atau vibration monitoring yang berfungsi mengolah data hasil pengukuran agar dapat digunakan untuk mendiagnosa masalah yang timbul. (Higgins, 2002)

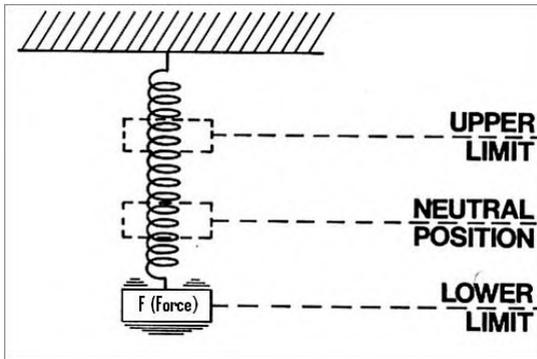


**Gambar 2.7** Proses analisa vibrasi (R. Keith Mobley 2002)

## 2.6 Pengertian Vibrasi

Suatu partikel yang bergerak bolak-balik terhadap posisi kesetimbangannya atau gerakan maju mundur, atas bawah dari posisi diam disebut vibrasi (getaran). Sebagian besar mesin, getaran ini tidak diinginkan karena selain meningkatkan tegangan juga mengurangi energy yang seharusnya digunakan untuk kefungsi-an mesin itu sendiri. Getaran ditandai dengan perubahan secara periodic dari suatu besaran. Besaran yang menyatakan getaran dapat berupa suhu, simpangan, sudut, tekanan, tegangan listrik, kecepatan, dll. Getaran dapat dilihat dimana-mana, misalnya sebuah pegas dimana ujung atasnya dilekatkan pada

benda diam dan ujung bawahnya diberikan beban seperti pada Gambar 2.8 dibawah ini.

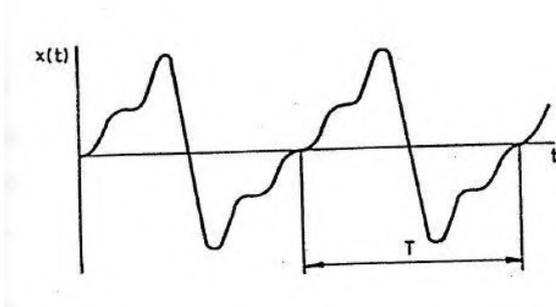


**Gambar 2.8** (ref 3, hal 3) Sistem getaran pada sebuah pegas

Secara umum, gerak getaran merupakan suatu fungsi periodic. Fungsi periodic dapat dinyatakan sebagai :

$$X(t) = X(t+T) \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana t adalah waktu dan T merupakan konstanta yang bersatuan waktu dan disebut sebagai periode. Contoh fungsi periodic dapat diGambarkan dalam Gambar 2.4. nilai kebalikan dari T disebut frekuensi, yaitu  $f = 1/T$ . Frekuensi menyatakan jumlah getaran per satuan waktu. Satuan frekuensi adalah Hertz dan disingkat dengan Hz. Getaran dengan frekuensi 10 Hz, misalnya, berarti bahwa getaran tersebut bergetar 10 siklus dalam 1 detik.



**Gambar 2.9** (ref 1, hal 22) Fungsi Periodik

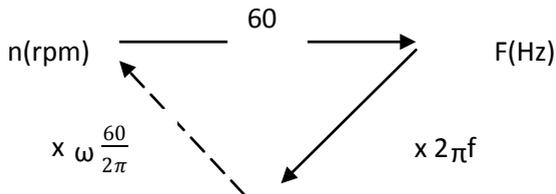
Disamping frekuensi  $f$  dikenal pula frekuensi sudut yang diberi lambang  $\omega$ . Satuan frekuensi sudut ini adalah rad/s. Hubungan antara  $f$  dan  $\omega$  dapat dituliskan sebagai berikut :

$$\omega = 2\pi f = \frac{2\pi}{T} \dots\dots\dots(2.4)$$

Dalam praktek sering digunakan tiga istilah berikut :

- $f$  = frekuensi linier (Hz)
- $\omega$  = frekuensi sudut (rad/s)
- $n$  = kecepatan (frekuensi) putar (rpm)

Adapun hubungan antar ketiganya adalah sebagai berikut :



**Gambar 2.10** (ref 1, hal 23) Hubungan antara frekuensi linier, frekuensi sudut, dan kecepatan putar

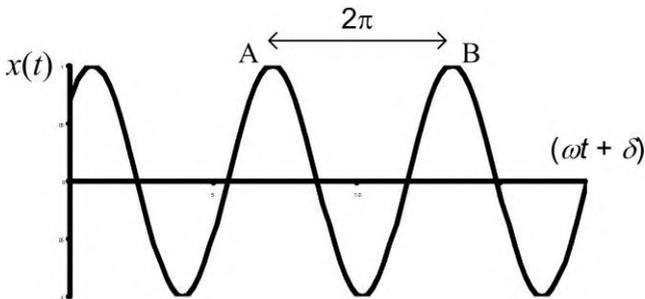
Dalam praktek sering dicampuradukkan penggunaan  $f$ ,  $\omega$  dan  $n$ . Walaupun demikian, masing-masing besaran dapat dikenali dari satuan yang digunakan.

Selain dinyatakan sebagai fungsi periodic, getaran dapat dinyatakan dalam fungsi harmonic. Fungsi harmonic sederhana dapat dituliskan sebagai :

$$X = A \sin \omega t \dots\dots\dots (2.5)$$

Dalam persamaan tersebut,  $A$  merupakan amplitude dan  $\omega$  merupakan frekuensi sudut. Fungsi harmonic, digambarkan pada

Gambar 2.11



**Gambar 2.11** (ref 1, hal 25) Fungsi harmonik sederhana

Jika fungsi harmonic dalam persamaan (2.5) menyatakan simpangan, maka kecepatan adalah :

$$\dot{X} = A \omega \cos \omega t \dots\dots\dots (2.6)$$

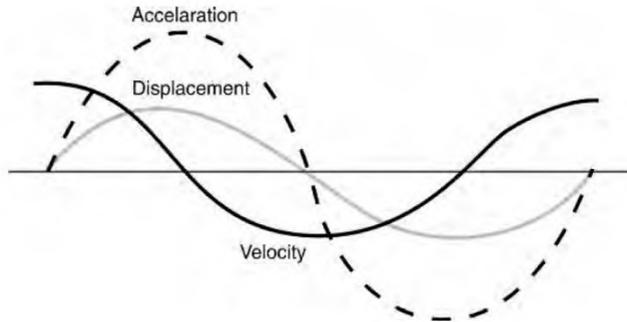
Dimana :  $X = \frac{dx}{dt}$ , dan percepatan adalah

$$\ddot{X} = -A \omega^2 \sin \omega t \dots\dots\dots (2.7)$$

Atau  $\ddot{X} = -\omega^2 X$

Persamaan (2.5),(2.6),(2.7) merupakan persamaan yang penting karena persamaan-persamaan tersebut menggambarkan hubungan antara amplitude simpangan, amplitude kecepatan dan

amplitude percepatan. Jadi bila salah satu dari amplitude ini diketahui maka amplitude yang lain dapat dihitung dengan mudah. Gambar 2.12 dibawah ini menunjukkan hubungan antara simpangan, keceotan dan percepatan dala gerakan harmonis.



**Gambar 2.12** (ref 4, hal 18) Hubungan antara simpangan, kecepatan dan percepatan dalam gerak harmonis sederhana

Dari persamaan simpangan, kecepatan dan percepatan dari partikel yang bergetar kita dapatkan bahwa simpangan maksimum atau amplitude adalah  $A$ , kecepatan maksimum adalah  $\omega A$  dan percepatan maksimum adalah  $\omega^2 A$ . Jika simpangan mencapai maksimum dalam arah manapun, kecepatan haruslah sama dengan nol karena sekarang kecepatan haruslah berubah arah. Sebaliknya percepatan pada saat ini mencapai harga maksimum, tetapi berlawanan arah dengan simpangan ketika simpangan sama dengan nol, kecepatan mencapai maksimum dan percepatan sama dengan nol. Kecepatan partikel bertambah ketika partikel menuju ke titik seimbang dan berkurang kembali ketika ia bergerak menuju ke simpangan maksimum, sama halnya bandul ayunan.

### 2.6.1 Klasifikasi Getaran

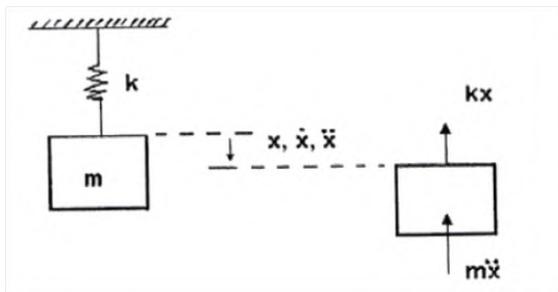
Berdasarkan gangguan yang bekerja getaran dapat dibagi menjadi 2 yaitu getaran bebas dan getaran paksa.

#### 1. Getaran Bebas

Getaran bebas adalah gerak system getaran tanpa adanya gangguan dari luar. Gerakan ini terjadi karena kondisi awal saja. Bila system tidak memiliki redaman, maka getaran yang terjadi akan berlangsung terus menerus tiada hentinya. Namun kondisi ini tidak pernah dijumpai dalam praktek karena system getaran selalu memiliki redaman. Adanya redaman akan menyebabkan amplitudo getaran semakin lama semakin kecil sehingga akhirnya berhenti.

##### a) Getaran Bebas Tanpa Redaman

Setiap benda yang mempunyai massa dan kekakuan akan mampu bergetar. Getaran bebas tanpa redaman adalah getaran dimana pengaruh dari gaya gesekan diabaikan. Bila benda tersebut bergetar bebas, maka getaran akan terjadi pada frekuensi pribadinya. Contoh paling sederhana dari getaran bebas tak teredam adalah getaran system massa pegas seperti yang diperlihatkan pada Gambar 2.13



**Gambar 2.13** (ref 1, hal 31) Model getaran bebas tak teredam

Dari Gambar diatas, maka persamaan gerak benda dapat diturunkan sebagai berikut :  $m \ddot{X} + kX = 0$  .....  
 (2.8)

dimana  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$  rad /s

$$\omega_n = 2\pi f = \frac{2\pi}{T}$$

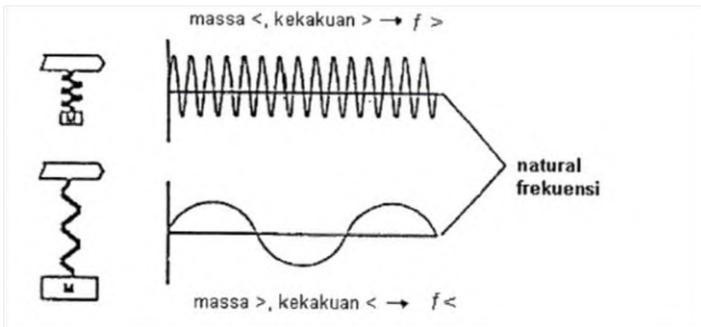
$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \text{ Hz}$$

dimana :  $\omega_n$  = frekuensi pribadi (rad/s)

$f_n$  = frekuensi pribadi (hz)

T = periode getaran

Bila benda diberi simpangan kemudian dilepas, maka benda tersebut akan bergetar pada frekuensi pribadinya, pada Gambar dibawah ini



**Gambar 2.14** (ref 1, hal 32) Getaran bebas tak teredam

Natural frekuensi adalah frekuensi yang terjadi akibat gangguan dari system itu sendiri. gangguan ini bisa berupa gaya input, elektro, bunyi, ataupun mekanik.

b) Getaran Bebas dengan Redaman

Bila suatu system yang memiliki redaman diberi simpangan kemudian dilepas, system tersebut akan bergetar pada frekuensi pribadi system teredam ( $\omega_d$ ). Dimana  $\omega_d$ , frekuensi pribadi system teredam dapat dihitung dengan persamaan

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1 - \zeta} \dots \dots \dots (27)$$

dimana  $\omega_n$  = frekuensi pribadi

$C$  = harga redaman yang dipasang

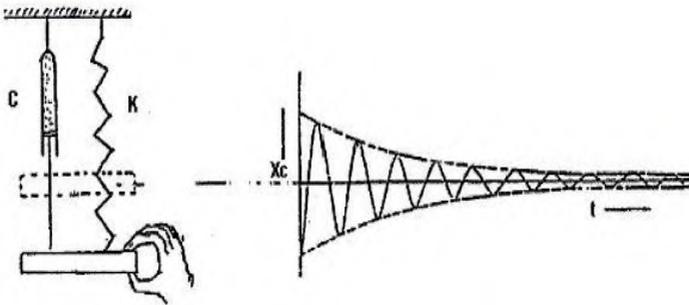
$C_c$  = damping kritis

$$m \ddot{X} + C \dot{X} + kX = 0$$

maka :  $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$

$$C_c = 2 \sqrt{k m}$$

Bila suatu system yang memiliki redaman  $C < C_c$  diberi simpangan kemudian dilepas, system tersebut akan bergetar pada  $\omega_d$ .



**Gambar 2.15** (ref 1, hal 36) Getaran bebas teredam

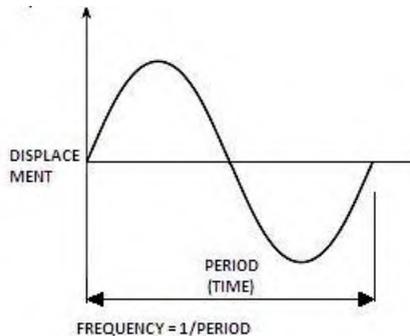
## 2. Getaran Paksa

Getaran paksa adalah getaran yang mendapat gangguan/rangsangan dari gaya luar. Jika rangsangan tersebut berisolasi, maka system akan terpengaruh oleh frekuensi rangsangan. Jika frekuensi natural sama dengan frekuensi rangsangan maka akan terjadi resonansi dan akan mengakibatkan osilasi yang besar dan berbahaya

### 2.6.2 Parameter Getaran

- Frekuensi

Didefinikan sebagai jumlah gelombang yang terjadi dalam satuan waktu [1/det] = [Hertz]. Satuan yang biasa digunakan dalam suatu pengukuran adalah Revolution per Minutes (RPM) yaitu 60x frekuensi dalam Hertz. Adapun Gambarnya dapat dilihat pada Gambar 2.16 dibawah ini.



**Gambar 2.16** (ref 3, hal 5) Frekuensi Getaran

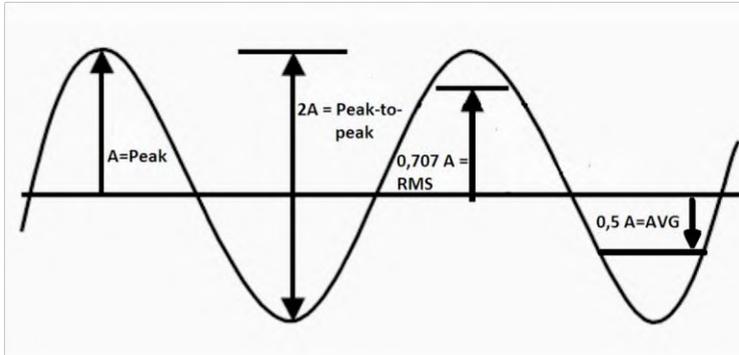
- Amplitudo

Didefinikan sebagai besaran simpangan maksimum dari benda yang bergetar. Amplitudo dapat diwakili sebagai displacement [mils], Velocity [in/s], atau acceleration [in/s<sup>2</sup>]. Penjelasan tentang masing-masing amplitudo diatas adalah sebagai berikut :

- **Displacement**  
Diartikan sebagai perubahan actual dari suatu jarak atau posisi dari suatu objek yang relative terhadap titik referensi dan biasa digunakan dalam satuan [mils, in, mm]. pengukuran amplitude yang sering digunakan dalam displacement adalah peak to-peak.
- **Velocity**  
Didefinisikan sebagai perubahan displacement terhadap waktu (turunan pertama,  $\frac{dx}{dt}$  atau  $\dot{x}$ ) dan biasa menggunakan satuan [in/s]. Displacement velocity sering dipakai didalam pengukuran getaran pada machine housing atau housing bearing dan biasa dipakai pada getaran 0 sampai 1000 Hz. Pengukuran amplitude yang sering juga dipakai dalam velocity adalah zero-to-peak (Peak) atau Peak Value (PV).
- **Acceleration**  
Didefinisikan sebagai perubahan velocity terhadap waktu (turunan kedua dari displacement,  $\frac{d^2x}{dt^2}$  atau  $\ddot{x}$ ) dan biasa menggunakan satuan [in/s<sup>2</sup>]. Amplitude acceleration sering digunakan pada frekuensi diatas 1000 Hz.

### **2.6.3 Amplitudo Descriptors**

Semua pengukuran getaran yang mana diwakili oleh displacement, velocity, ataupun acceleration mempunyai elemenelemen yang bisa digunakan dalam mengGambarkan suatu fungsi. Elemen-elemen itu antara lain adalah :



**Gambar 2.17** (ref 1, hal 11) Deskriptor Amplitudo

- **Peak to-peak**  
Besaran ini bisa dihubungkan dengan besarnya tegangan maksimum yang terjadi atau duhubungkan dengan celah (clearance) yang terjadi antara elemen rotasi dengan rumahnya. Harga peak to-peak yaitu jarak dari puncak ke lembah dari data spectrum getaran. Pengukuran ini biasa digunakan pada frekuensi kurang dari 10 Hz dan menggunakan transducer displacement.
- **Zero-to-peak**  
Nilai Zero-topeak bisa didapatkan dari setengah peak topeak (A) atau juga bisa didapat dengan mengukur puncak dari spectrum. Pengukuran dengan menggunakan transducer velocity.
- **Root Mean Square (RMS)**  
Diartikan sebagai nilai statistik rata-rata dari amplitude yang dihasilkan oleh getaran mesin. Nilai RMS 0,707 dari peak (A). RMS sering dipakai pada frekuensi tinggi karena pengukuran ini dirasa lebih akurat dan tepat dengan menggunakan transducer acceleration.

## 2.7 Getaran dan Kondisi Mesin

Mesin yang ideal tidak akan bergetar karena energi yang diterimanya digunakan sepenuhnya untuk kefungsi-an mesin itu sendiri. dalam praktek mesin yang dirancang dengan baik getarannya relatif rendah namun untuk jangka waktu pemakaian yang lama akan terjadi kenaikan level getaran karena hal berikut :

- a. Keausan pada elemen mesin.
- b. Proses pemantapan fondasi sedemikian rupa sehingga terjadi deformasi dan mengakibatkan misalignment pada poros.
- c. Perubahan perilaku dinamik pada mesin sehingga terjadi perubahan frekuensi pribadi.

Pada jaman dahulu problema getaran dapat dirasakan oleh operator karena alasan berikut :

- a. Putaran kerja mesin relatif rendah sehingga frekuensinya masih dapat dirasakan.
- b. Masih ada interaksi yang intensif antara operator dengan mesin.

Sedangkan dewasa ini problema getaran permesinan tak teramati dengan detail karena alasan berikut :

- a. Putaran kerja mesin yang relatif tinggi sehingga sulit merasakan getaran yang terjadi.
- b. Interaksi yang relatif jarang antara operator dengan mesin karena masih dioperasikan menggunakan sistem control

Keadaan diatas mengakibatkan bahwa pemantauan getaran mesin dewasa ini tidak dapat lagi dilakukan secara kualitatif sehingga pemakaian peralatan getaran untuk memantau getaran yang terjadi adalah merupakan keharusan.

Umumnya elemen mesin bertumpu pada sistem bantalan sehingga gaya eksitasi getaran pada elemen tersebut diteruskan pula ke sistem tumpuannya. Karena itu pemantauan sinyal getaran dilakukan pada rumah bantalan. Sinyal getaran yang dipantau tersebut berupa sinyal getaran dalam domain waktu yang dapat dikonversikan lebih lanjut kedalam domain frekuensi. Setiap getaran mesin memiliki spectrum dengan cirri tertentu.

### **2.7.1 Klasifikasi Pengukuran Getaran**

Pengukuran getaran permesinan dapat dikelompokkan sebagai berikut :

a. Pengukuran untuk mengetahui level getaran

Pengukuran ini umumnya melibatkan data sinyal getaran dalam domain waktu. Ciri pengukuran memiliki rentang waktu pengukuran yang lama (ordenya menit), sehingga diperoleh informasi level getaran yang stabil dalam besaran rms (root mean square). Alat ukur yang digunakan adalah jenis “Vibration Level Meter” baik yang analog maupun yang digital. Hasil pengukuran level getaran umumnya untuk dibandingkan dengan besaran standar (standar ISO, DIN, BS, dll) sehingga dapat diketahui getaran mesin tersebut dalam batas aman atau tidak.

b. Pengukuran untuk analisis getaran.

Pengukuran ini lebih rumit daripada pengukuran level getaran karena melibatkan sinyal getaran dalam domain waktu maupun dalam domain frekuensi. Ciri pengukuran ini memiliki rentang waktu pengukuran yang pendek karena dipengaruhi oleh pemilihan rentang frekuensi pengukuran. Karena itu harus hati-hati dalam menentukan level getaran dari sinyal domain waktu yang diperoleh dari pengukuran ini. Alat ukur yang digunakan adalah jenis CSI (Computational System Incorporated) sehingga dapat dilakukan proses konversi dari data domain waktu ke domain frekuensi. CSI ini dapat juga dilakukan untuk pengolahan data lebih lanjut yang mana nantinya berguna untuk analisis sinyal getaran untuk memperoleh keperluan diagnosa kemungkinan cacat dalam mesin tersebut.

### **2.7.2 Tujuan Pengukuran**

Dalam suatu pengukuran getaran mesin tujuan utama adalah untuk mendapatkan data dimana dengan melalui pemantulan sinyal getaran secara berkala maka kita dapat mengetahui kondisi mesin yang sebenarnya.

Data-data tersebut merupakan sumber informasi yang sangat berharga tentang kelainan atau kerusakan yang diketahui beserta spectrum getarannya. Dengan demikian kerusakan dan kelainan yang sama yang pernah terjadi akan dapat diidentifikasi dengan cepat. Selain itu data-data tersebut dapat juga dimanfaatkan untuk mengubah spesifikasi rancangan sehingga tingkat keandalan mesin dapat dinaikkan.

Tujuan lain dari pengukuran getaran mesin adalah :

- a. Untuk mengetahui besar amplitude getaran.
- b. Untuk keperluan analisis struktur dinamik.

Sinyal getaran yang terjadi pada suatu struktur sebenarnya mencirikan perilaku dinamik struktur tersebut karena respon getarannya tergantung pada perilaku dinamik dan stimulus yang bekerja pada struktur tersebut.

## **2.8 Pengukuran Getaran**

### **2.8.1 Transducer Getaran**

Transducer ini memegang penting dalam kegiatan pemantauan sinyal getaran karena terletak di sisi terdepan dari suatu proses pemantauan sinyal getaran mesin. Transducer ini berfungsi untuk mengubah besaran sinyal getaran analog dalam besaran listrik dan pada umumnya berbentuk tegangan listrik.

Transducer getaran ini dibedakan menjadi 3, yaitu :

1. Sensor simpangan getaran (Displacement Transducer)
2. Sensor kecepatan getaran (Velocity Transducer)
3. Sensor percepatan getaran (Accelerometer)

#### **1. Transducer simpangan (Displacement Transducer)**

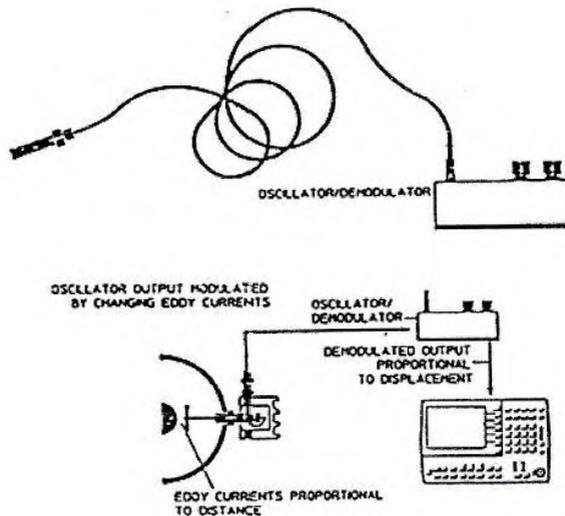
Untuk pengukuran amplitude getaran secara mekanik dapat digunakan semacam “dial indicator” yang ujung stilusnya disentuhkan pada permukaan yang bergetar. Keterbatasan sensor jenis ini adalah :

- a. Untuk frekuensi rendah (kurang dari 10 Hz).
- b. Untuk amplitude getaran yang berbentuk sinusoidal dan amplitudonya relatif besar.

Disamping sensor mekanik, terdapat juga transducer simpangan yang bekerja secara elektrik dan tidak menyentuh permukaan getar. Sensor simpangan tak kontak (non contacting displacement transducer) ini digunakan untuk mengukur langsung gerak relative poros.

Sensor simpangan tak kontak ini dilengkapi dengan osilator/demodulator untuk mendemodulasi sinyal diatas sehingga menghasilkan sinyal keluaran berupa tegangan listrik yang sebanding dengan gerak relative poros. Hal ini diperlihatkan dalam Gambar 2.18

Transducer jenis ini disebut juga sebagai Probe Eddy Current atau Probe Proximity yang banyak digunakan dalam pemantauan sinyal getaran pada mesin-mesin rotasi.

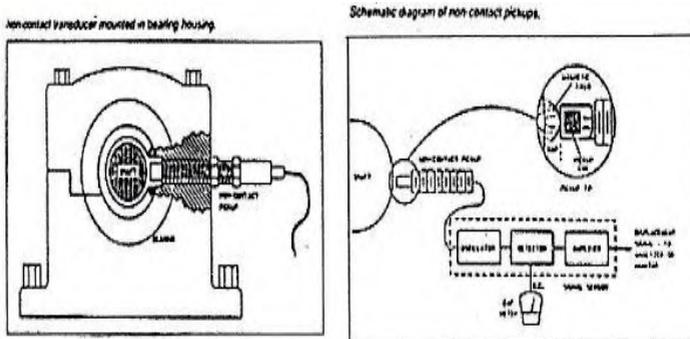


**Gambar 2.18** (ref 1, hal 99) Sensor simpangan tak kontak kelengkapan dan cara pemasangan

Adapun prinsip kerja dari transducer jenis ini (Probe Proximity) adalah :

1. Bahan konduktor (poros) akan membangkitkan eddy current oleh karena peristiwa pemotongan medan magnet yang dibangkitkan oleh pickup oil.
2. Eddi Current ini akan tertangkap oleh pickup oil dan mempengaruhi titik kerja osilator
3. Perubahan titik osilator ini sebanding dengan jarak (gap) displacement.

Untuk skemanya dapat dilihat pada Gambar 2.19



**Gambar 2.19** (ref 3, hal 10) Skema pemasangan dan diagram transducer non kontak pada rumah bearing

Keuntungan sensor jenis ini adalah :

- a) Sensor simpangan tak kontak ini dilengkapi dengan pengkondisian sinyal (osilator atau demodulator). Sensitivitas sensor ini sekitar 200 mV/mil atau 8mV/ $\mu\text{m}$  (1 mil = 0,001 inch ; 1  $\mu\text{m}$  = 0,001 mm) dan frekuensi responnya 0 – 600 cpm.

- b) Tidak menyentuh permukaan getar.
- c) Bisa bekerja pada frekuensi 0 Hz (sinyal DC). □ Kerugian sensor jenis ini adalah :
  1. Baik cacat permukaan poros maupun ketidak homogenan sifat kelistrikan pada poros akan menimbulkan sinyal yang salah pada sensor.
  2. Dalam beberapa kasus pemasangan relative susah karenanya pada mesin tersebut di beberapa tempat terpaksa dilubangi untuk penempatan sensor.
  3. Terpengaruh oleh ketidakbundaran poros.
  4. Terpengaruh oleh sifat konduktivitas listrik dan material.

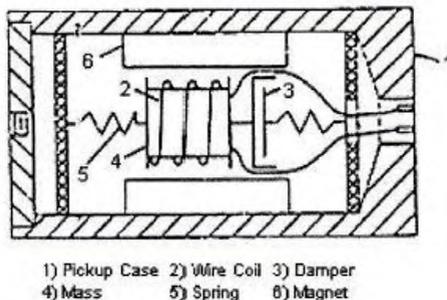
## 2. Transducer Kecepatan

Prinsip kerja dari transducer jenis ini berdasarkan hukum Fisika adalah apabila suatu konduktor digerakkan dalam medan magnet maka akan timbul suatu tegangan induksi pada konduktor tersebut.

Besarnya tegangan tergantung :

- Panjang konduktor
- Kuat medan magnet
- Kecepatan pergerakan

Gambar 2.20 dibawah ini menunjukkan transducer kecepatan. Sistem tersebut terdiri dari massa yang dililiti suatu kumparan yang dihubungkan dengan pegas dan damper. Dan suatu magnet permanen yang akan memberikan medan magnet yang cukup kuat dipasang mengelilingi kumparan tersebut.



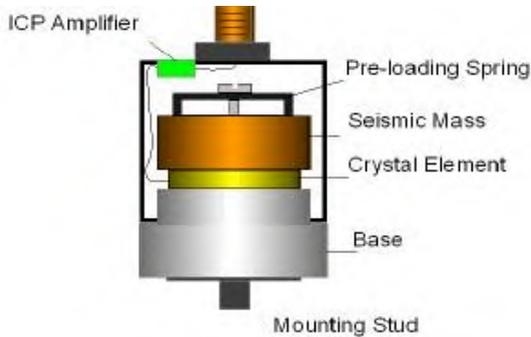
**Gambar 2.20** (ref 3, hal 9) Transducer kecepatan

Beberapa hal yang perlu diperhatikan pada transducer ini adalah :

- a) Termasuk dalam kelompok transducer aktif, karena menghasilkan sinyal analog getaran dalam besaran tegangan listrik tanpa memerlukan catu daya (Power Supply).
- b) Ukurannya relative besar sehingga frekuensi pribadinya rendah sekitar 8 – 10 Hz
- c) Daerah frekuensi pengukuran dilakukan diatas frekuensi pribadinya dan pada umumnya adalah :  
 $10 \text{ Hz} < \text{Frekuensi Pengukuran} < 1000 \text{ Hz}$ .
- d) Pemasangan sensor kecepatan relatif tidak kritis dan pada ujung sensor dapat dipasang batang pengukur atau pelekat magnetic.
- e) Sensor kecepatan getaran dapat dipakai tanpa conditioning amplifier karena merupakan jenis sensor aktif.
- f) Konstruksi sensor kecepatan getaran merupakan sistem elektromekanik sehingga bisa terjadi keausan yang mengakibatkan perubahan harga kalibrasinya.
- g) Dapat mengukur displacement dan velocity

### **3. Transducer Accelerometer**

Accelerometer adalah jenis transducer yang umum digunakan dalam pengukuran sinyal getaran. Transducer ini biasanya menggunakan efek piezoelectric, yakni timbulnya muatan listrik pada permukaan keping Kristal piezoelectric karena adanya tekanan yang bekerja pada permukaannya. Karena menggunakan konsep piezoelectric maka transducer digunakan bersama dengan “charge – amplifier”. Gambar dari accelerometer adalah seperti dibawah ini



**Gambar 2.21** (ref 3, hal 9) Accelerometer

Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam pemakaian transducer ini adalah :

- a) Bentuknya kompak dan ringan sehingga frekuensi pribadinya sangat tinggi sekitar 20 KHz.
- b) Berlainan dengan sensor kecepatan, maka daerah frekuensi pengukurannya adalah dibawah frekuensi pribadinya yaitu 10 – 10000 Hz dan sensitivitasnya 1 – 3000 mV/g.
- c) Keterbatasan pemakaian accelerometer adalah pada frekuensi rendah karena sinyal keluarannya relatif kecil. Sebaliknya untuk frekuensi tinggi cenderung menghasilkan tegangan keluaran yang relatif besar.
- d) Pada umumnya accelerometer memerlukan catu daya.
- e) Dapat mengukur accelerometer dan velocity
- f) Berlainan dengan sensor kecepatan getaran maka respon frekuensi accelerometer sangat sensitif terhadap cara pemasangannya sehingga dianjurkan untuk tidak dipegang dengan tangan.

### 2.8.2 Metode Pengambilan Data

Ada beberapa metode dalam pengambilan dan pengukuran data, antara lain :

- 1) Amplitude Displacement
  - a) Peak to peak
  - b) Peak

- c) Root Mean Square
- 2) Amplitud Velocity
  - a) Peak to peak
  - b) Peak
  - c) Root Mean Square
- 3) Amplitudo Acceleration
  - a) Peak to peak
  - b) Peak
  - c) Root Mean Square

Untuk metode pengambilan data diatas sebaiknya harus dengan besar dari frekuensi getaran atau jenis sensor (transducer) yang dipakai agar hasil data untuk langkah penganalisaan dapat lebih akurat dan tepat.

### 2.8.3 Pemilihan Sensor Getaran

Perlu diketahui bahwa tidak ada satupun transducer yang cocok digunakan untuk semua pemakaian, sehingga kita perlu untuk memilih mana transducer yang cocok untuk keperluan kita. Pemilihan transducer ini adalah langkah penting untuk mendapatkan data vibrasi yang benar dan akurat.

Langkah-langkah dalam pemilihan sensor getaran adalah sebagai berikut :

1. Tentukan obyek ukur yang diinginkan.  
Bila obyek ukur adalah berupa celah (clearance) atau gerak relatif, maka sensor yang digunakan adalah sensor simpangan. Selain obyek ukur diatas maka perhatikan langkah berikutnya.
2. Pertimbangan Impedansi Mekanik.\nBila getaran yang terjadi tidak diteruskan kerumah mesin denagn baik, misalnya pada kasus bantalan luncur. Bila sistem poros rotor lebih fleksibel daripada rumah bantalan maupun rumah mesinnya sendiri maka digunakan transducer simpangan.

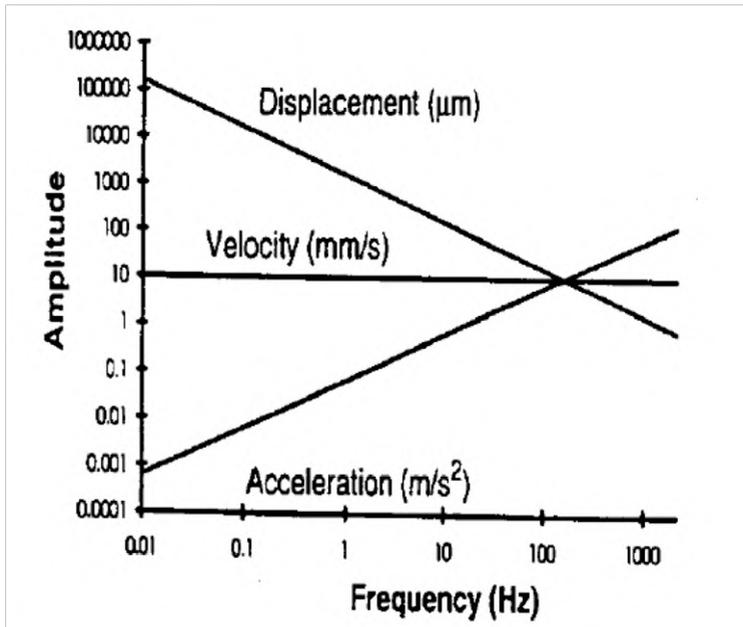
### 3. Pertimbangan Frekuensi (General Purpose)

Dalam kasus ini pemilihan sensor getaran atas pertimbangan frekuensi adalah sebagai berikut :  
Penggunaan Displacement : frekuensi 0 – 10 Hz

Penggunaan Velocity : frekuensi 10 – 100 Hz

Penggunaan Acceleration : frekuensi 100 Hz – 20 KHz.

Hal ini dapat diperlihatkan dalam Gambar dibawah ini



**Gambar 2.22** (ref 7, hal 8) Daerah sinyal percepatan, kecepatan dan simpangan untuk amplitudo getaran tertentu

Sebagai contoh :

Dalam hal ini apabila pengambilan data pada frekuensi 9 Hz dilakukan dengan menggunakan sensor acceleration maka yang akan terjadi berupa data yang tidak akurat. Oleh sebab itu untuk pengambilan data harus disesuaikan

antara frekuensi dengan jenis sensornya sesuai dengan general purpose diatas agar hasil data lebih akurat dan mudah dalam pembacaan/analisa.

4. Pertimbangan pemakaian sensor kecepatan dan percepatan getaran.

- a. Pemakaian sensor kecepatan getaran.
  - Selama pengukuran sensor dipegang dengan tangan.
  - Putaran mesin relative rendah ( $< 1200$  rpm).
  - Obyek ini jauh lebih besar daripada sensor kecepatan.
- b. Pemakaian accelerometer.
  - Frekuensi obyek ukur diatas  $1000$  Hz.  
Misalnya : kerusakan pada sudut turbin atau pada transmisi roda gigi.
  - Untuk pengukuran pada lingkungan yang bersuhu relatif tinggi (sampai  $120$  °C), sehingga sensor tidak dapat dipegang oleh tangan.
  - Sistem pengukuran pada lingkungan terpadu yang memerlukan sensor berumur kerja lama (lebih dari dua tahun).

#### 2.7.4 Pemasangan Sensor Getaran

Langkah selanjutnya setelah pemilihan sensor getaran adalah pemasangan pada mesin atau struktur. Idealnya sensor dipasang secara permanen pada setiap tempat dan disambungkan dengan hard wire pada sentral computer untuk pengambilan sampling data secara terus menerus. Tetapi jumlah tempat dan biaya untuk transducer dan instalasi tidak memungkinkan untuk melaksanakan itu. Jumlah sensor yang digunakan tergantung pada :

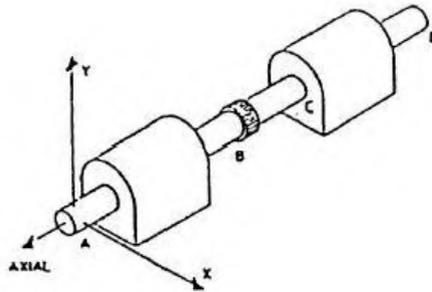
- a. Kritis tidaknya mesin tersebut dalam rangkaian proses produksi diinstalasi tersebut. Semakin kritis mesin tersebut

maka jumlah titik pemantauan getaran semakin banyak sehingga jumlah sensor getarannya menjadi banyak.

- b. Biaya untuk perawatan ataupun penggantinya. Semakin biaya untuk perawatannya berarti jumlah titik pemantauan getaran semakin banyak sehingga jumlah sensor getarannya semakin banyak.

Sensor getaran dipasang pada bagian-bagian mesin yang cukup kaku untuk menghindari efek resonansi local bagian tersebut. Misalnya sensor getaran tidak dipasang pada tutup mesin yang dibuat pada plat tipis. Pemasangan sensor getaran harus mengikuti petunjuk yang telah ditentukan oleh pabrik pembuat sensor tersebut.

Panduan pemasangan sensor secara umum diperlihatkan dalam dengan mengacu pada Gambar 2.23.



**Gambar 2.23** (ref 1, hal 110) Lokasi sensor getaran

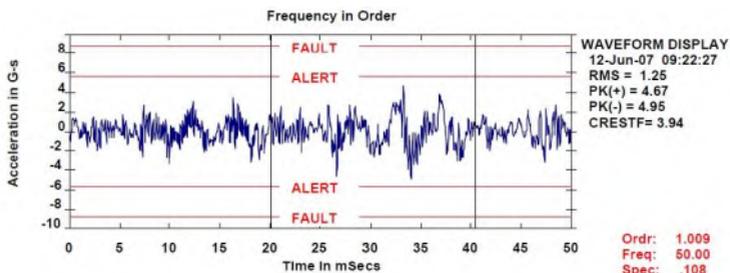
## 2.9 Sinyal Getaran

Sinyal yang diperoleh melalui transducer pada pengukuran suatu getaran mesin adalah suatu gabungan berbagai respons/tanggapan bangunan mesin terhadap bermacam-macam gaya eksitasi dari dalam mesin maupun dari luar mesin. Kunci ke arah analisis yang efektif adalah penguraian sinyal kompleks ini menjadi komponen-komponennya.

Domain waktu memberikan Gambaran fenomena getaran secara fisik sedangkan domain frekuensi merupakan cara yang cocok untuk mengidentifikasi komponen-komponennya. *ADRE-208p data aquisition dan interface unit*. Mampu bekerja pada domain waktu dan domain frekuensi.

### 2.9.1 Domain Waktu

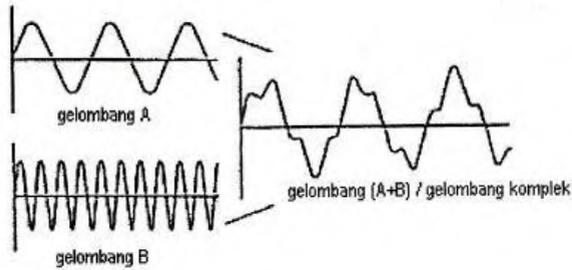
Dengan domain waktu analisis dapat mengamati perubahan simpangan suatu getaran terhadap waktu secara terinci. Gambar 2.24 merupakan tayangan dalam domain waktu.



**Gambar 2.24** (ref 1, hal 2) Domain waktu

Variabel respon dipaparkan sebagai fungsi waktu, dimana respon (displacement, velocity, acceleration) dinyatakan pada sumbu vertikal dan waktu (second) pada sumbu horizontal.

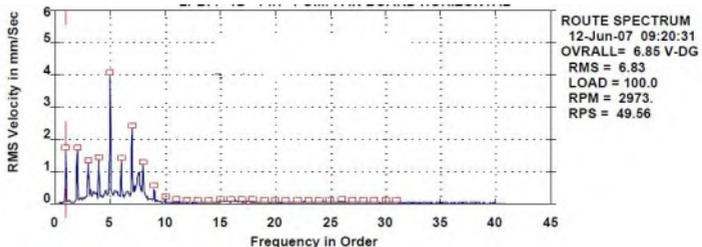
Bila getaran mengandung lebih dari satu komponen maka analisis dalam domain waktu menjadi lebih sulit. Keadaan ini ditunjukkan pada Gambar 2.19 yang mewakili getaran sinus sebagai komponennya. Dengan melihat sinyal dalam domain waktu tersebut sulit untuk diturunkan masing-masing komponennya. Domain waktu memberikan Gambaran yang alamiah dari fenomene getaran yang sangat berguna untuk menganalisis sinyal impuls yang dihasilkan oleh bantalan atau roda gigi yang rusak, atau sinyal dari bagian mesin yang kendor.



**Gambar 2.25** (ref 1, hal 112) Kombinasi antara 2 buah getaran dalam domain waktu

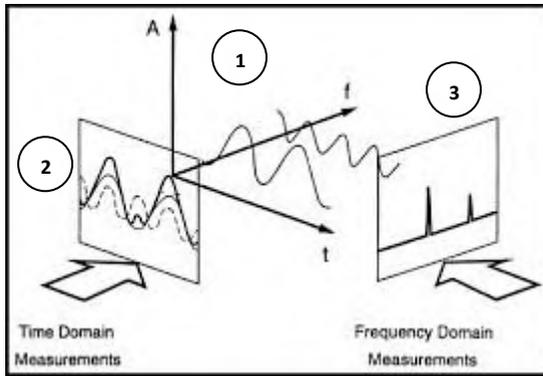
### 2.9.2 Domain Frekuensi

Sumbu vertikal pada diagram domain frekuensi menyatakan amplitudo dari variabel respon, sedangkan sumbu horizontal menyatakan frekuensi (Hz, RPM). Diagram domain frekuensi dapat pula menyatakan phasa-frekuensi.



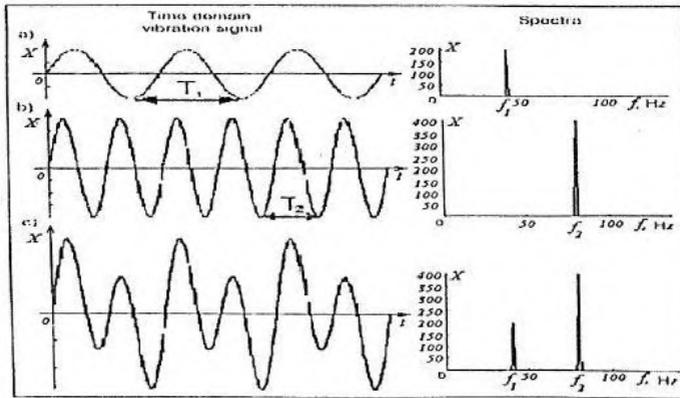
**Gambar 2.26** Domain Frekuensi

Dalam praktek tidak ada sinyal getaran yang keberadaannya langsung dalam frekuensi. Sinyal getaran selalu terjadi dalam domain waktu tetapi untuk keperluan analisis sinyal getaran dapat dikonversikan ke dalam domain frekuensi. Ilustrasi tentang konsep data dalam domain waktu dan dalam domain frekuensi diperlihatkan dalam Gambar 2.27.

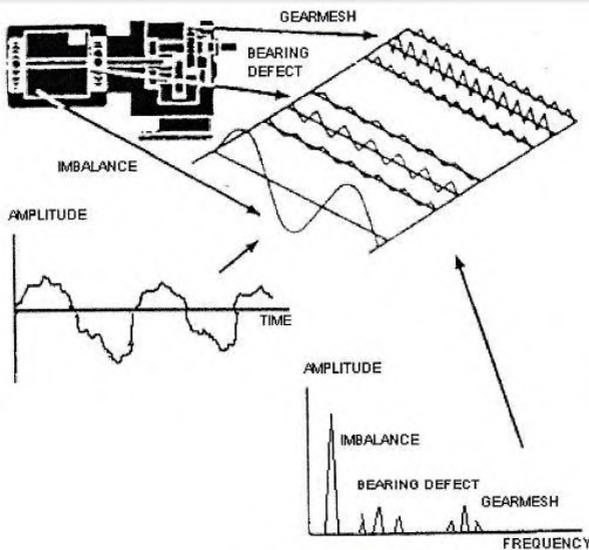


**Gambar 2.27** Hubungan antara data domain waktu dengan domain frekuensi

Gambar (1) memperlihatkan data dalam sistem koordinat 3 dimensi yang terdiri atas sumbu waktu, sumbu frekuensi dan amplitudo. Hubungan antara amplitudo dengan frekuensi ditunjukkan dalam Gambar (2), sedangkan hubungan antara amplitudo dan waktu ditunjukkan dalam Gambar (3). Data dalam domain waktu ternyata tersusun atas dua sinyal sinus yang frekuensinya berbeda seperti yang diperlihatkan oleh data dalam domain frekuensi. Dalam domain waktu masing-masing komponen sinyal tidak teramati langsung sedangkan domain frekuensi baik amplitudonya maupun frekuensi dapat diketahui secara langsung. Pernyataan sinyal dalam domain frekuensi disebut spektrum sinyal.



**Gambar 2.28** (ref 7, hal 11) Kombinasi antara 2 gelombang dalam domain waktu dan domain frekuensi



**Gambar 2.29** (ref 1, hal 114) Getaran permesinan yang ditunjukkan dalam domain waktu dan domain frekuensi

Gambar 2.29 memberikan Gambaran yang lebih nyata tentang sinyal yang diperoleh dari pengukuran yang kemudian dikonversikan ke domain frekuensi. Sumber getaran dalam rotor ini rotor tak balans, bantalan aroda rusak, dan “meshing” roda gigi. Supaya mudah, banyak hal-hal yang disederhanakan dalam contoh ini. Rotor tak balans menimbulkan getaran dengan frekuensi satu putaran. Bila dianggap bahwa pada jalur cincin luar bantalan mempunyai satu cacat. Anggap getarannya berupa sinus. Dua gelombang sinus dikedua sisi adalah side band yang terjadi karena modulasi antara rotor tak balans dan getaran bantalan rusak. Frekuensi side band ini adalah satu kecepatan putar diatas dan dibawah frekuensi bantalan rusak. Frekuensi meshing roda gigi merupakan perkalian kecepatan putar pinion dengan jumlah gigi pinion, side band disekitar frekuensi meshing ditimbulkan oleh eksentrisitas roda gigi.

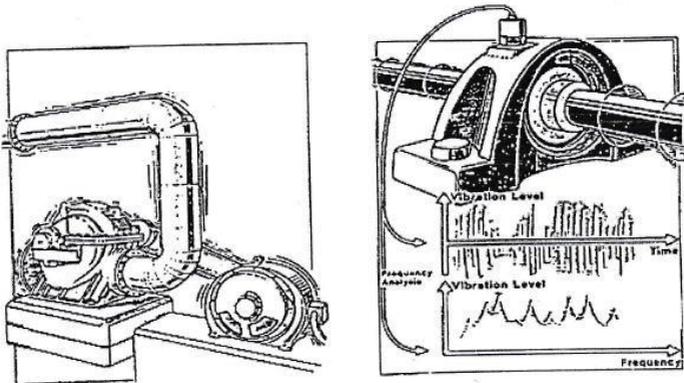
## **2.10 Analisis Data Domain Frekuensi**

### **2.10.1 Konsep Analisis Data Domain Frekuensi**

Analisis data domain frekuensi dilakukan umumnya untuk kegiatan berikut :

- a) Untuk memeriksa apakah amplitudo suatu frekuensi domain masih dalam batas yang diijinkan oleh standar.
- b) Untuk memeriksa apakah amplitudo untuk rentang frekuensi tertentu masih berada dalam batas yang diijinkan oleh standar.
- c) Untuk keperluan diagnosis.

Hal ini diperlihatkan dalam Gambar 2.28



**Gambar 2.30** (ref 2, hal 63) Getaran permesinan dan sinyal getarannya

Keterangan Gambar :

a) Gambar bagian kiri

Getaran yang terjadi pada system pipa diakibatkan oleh getaran yang berasal dari getaan blower. Dalam kasus ini salah satu frekuensi getaran blower sama dengan frekuensi pribadi pipa sehingga terjadi kasus resonansi.

Untuk diagnosis yang lebih akurat maka sinyal getaran pada pipa maupun pada blower perlu dianalisis dlam domain frekuensi.

b) Gambar bagian kanan

Pemantulan sinyal getaran pada rumah bantalan.

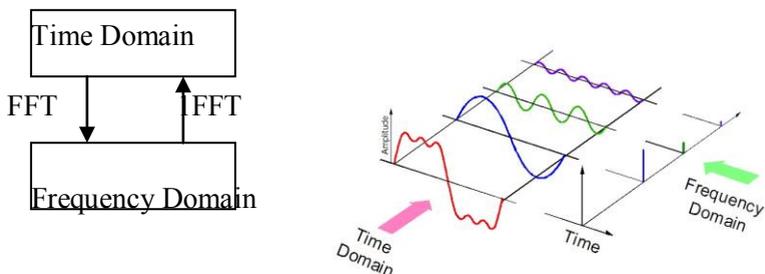
Untuk mengetahui apakah getaran yang terukur berasal dari elemen rotasi maka sinyal tersebut dianalisis dakam domain frekuensi. Data domain frekuensi selanjutnya diperiksa apakah tergantung pada frekuensi putaran elemen rotasi.

Dalam praktek analisis data domain frekuensi tidak semudah dalam ilustrasi diatas. Analisis data domain frekuensi untuk keperluan diagnosis ditunjukkan antara lain untuk :

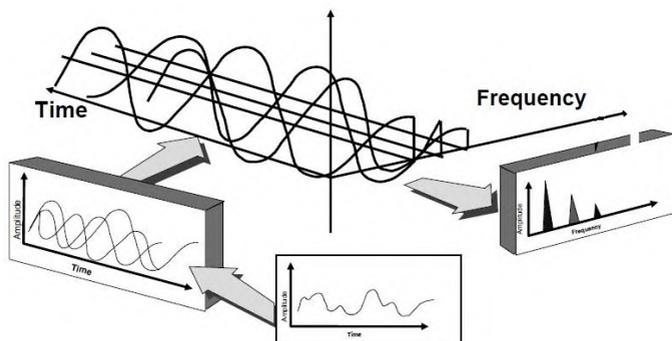
- a) Prakiraan sumber-sumber eksitasi getaran yang terjadi pada suatu mesin
  - b) Pemilihan antara getaran karena eksitasi oleh cacat pada elemen rotasi atau karena kasus resonansi
  - c) Strategi untuk mengatasi problema getaran di lapangan
- Dalam analisis data domain frekuensi perlu diperhatikan hal berikut :
- a) Data domain frekuensi berasal dari hasil konversi data dalam domain waktu, sehingga perlu diperiksa terlebih dahulu keabsahan data domain waktunya.
  - b) Data domain waktunya tidak mengandung sinyal yang mengalami overload maupun terpotong karena sinyal tersebut jauh lebih besar dari range pengukuran.
  - c) Bila analisis domain frekuensi ini adalah bersifat off – line aka data domain waktu sebaiknya :
    - Berupa rekaman data analog  
Misalnya data yang direkam menggunakan perekam analog
    - Bila data domain waktu berupa data digital maka analisis data domain frekuensinya menggunakan rentang frekuensi yang disesuaikan dengan frekuensi pencuplikan yang digunakan pada waktu perekaman data digital tersebut.

Secara konseptual analisis data domain frekuensi dilakukan mengkonversikan data domain waktu kedalam domain frekuensi. Dalam praktek proses konversi ini digunakan melakukan proses transformasi Fourier cepat (Fast Fourier Transform) yang dewasa ini merupakan kemampuan standar pada

DSA. Hal ini diperlihatkan pada Gambar 2.31



**Gambar 2.31** (ref 2, hal 66) Hubungan data domain waktu dengan domain frekuensi

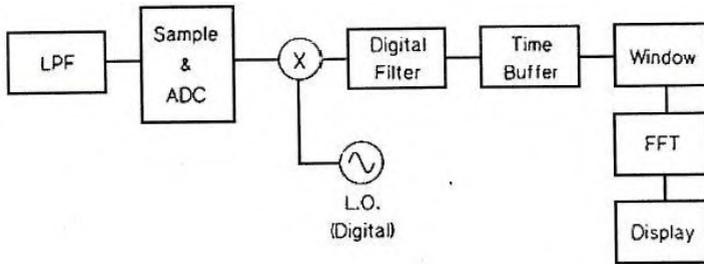


**Gambar 2.32** Fast Fourier Transform

Data domain waktu merupakan respon total sinyal getaran sehingga karakteristik masing-masing komponen sinyal getarannya tidak terlihat jelas. Dengan bantuan konsep deret Fourier maka sinyal getaran ini dapat dipilah-pilah menjadi komponen dalam bentuk sinyal sinus yang frekuensinya adalah frekuensi-frekuensi dasar dan harmonik-harmoniknya. Proses konversi ini menggunakan algoritma perhitungan yang disebut sebagai Transformasi Fourier cepat atau Fast Fourier Transform dan disingkat FFT serta diimplementasikan ke semua DSA.

Keuntungan penggunaan DSA dalam analisis data domain frekuensi adalah :

- Fleksibilitas yang tinggi dalam pengolahan datanya .
  - Waktu konversi data yang relatif cepat (order-mili-sekon).
- Blok diagram DSA yang berupa instrument yang diperlihatkan dalam Gambar 2.33



**Gambar 2.33** (ref 2, hal 67) 2

Secara konseptual prinsip kerja DSA adalah sebagai berikut :

- a) Anti Aliasing Filter.  
 Pada tahap ini sinyal analog dimasukkan dalam LPF (Low Pass Filter) dengan tujuan untuk mencegah terjadinya kesalahan aliasing atau pelipatan frekuensi.
  
- b) Konversi Sinyal Analog Menjadi Digital.  
 Pada tahap ini dilakukan pencuplikan sinyal analog dan konversi menjadi data digital yang diskrit.  
 ADC adalah Analog to Digital Converter. Problema kritis dalam tahap ini adalah besar frekuensi pencuplikan agar tidak terjadi kesalahan aliasing.
  
- c) Penyimpanan data digital domain waktu dalam time buffer memory.
  
- d) Koreksi data digital dengan fungsi jendela.  
 Proses window ini diaksudkan untuk mencegah semaksimal mungkin terjadinya kebocoran spectrum

karena hal ini akan mempengaruhi ketelitian frekuensi dan amplitudonya.

- e) Konversi data domain waktu ke domain frekuensi  
Pengolahan data ini menggunakan algoritma FFT
- f) Pengolahan data lanjut dan penanganannya Pengolahan lanjut diantaranya :
  - Auto Power Spectrum
  - Fungsi Respon Frekuensi
  - Peta Spectrum Frekuensi
  - Order Tracking

### **2.10.2 Analisis Getaran Dalam Domain Frekuensi**

Analisis data domain frekuensi untuk keperluan diagnosis dalam kegiatan perawatan prediktif berdasarkan data hasil pengukuran sinyal getaran dalam domain waktu. Karenanya kualitas dan keandalan data domain waktu ini harus diperiksa terlebih dahulu sebelum melaksanakan analisis dan memeriksa ciri data domain frekuensi.

Secara konseptual aktifitas perawatan prediktif dapat dikelompokkan sebagai berikut :

- a. Koleksi data kondisi operasi mesin yang dalam hal ini berupa hasil pengukuran sinyal getaran.  
Data tersebut dapat berupa :
  - Data hasil pengukuran secara periodic (misal : 1 x perhari).
  - Data hasil pengukuran secara terus menerus dalam kasus on-line atau permanent monitoring.
- b. Analisis data hasil pengukuran baik terhadap data domain waktu maupun data domain frekuensi.  
Kegiatan ini mencakup :
  - Pemeriksaan atas level amplitude getaran.

- Pemeriksaan atas frekuensi dominan (amplitudo puncak atau frekuensi yang amplitudonya besar).
  - Pemeriksaan cirri data getaran baik dalam domain waktu maupun domain frekuensi.
  - Pemeriksaan frekuensi eksitasi aktif (tergantung pada putaran elemen rotasi atau parameter operasi mesin) maupun frekuensi eksitasi pasif (kasus resonansi).
  - Membandingkan data hasil pengukuran dengan data acuan (referensi).
  - Membandingkan frekuensi hasil pengukuran dan harmoniknya dengan frekuensi kaji teoritiknya.
- c. Prediksi, diagnosis dan kecenderungan frekuensi dominan. Hasil analisis diatas merupakan diagnosis terhadap kondisi operasi, ketidaksempurnaan perakitan maupun adanya cacat pada elemen rotasi. Pengambilann data secara berkala secara analisisnya memungkinkan untuk mengetahui kecenderungan frekuensi dominan yang dipantau tersebut. Bila diketahui level maksimum sinyal getaran yang diijinkan maka dapat diprediksi saat amplitude frekuensi dominan sama dengan batas maksimum tersebut.

Berdasarkan informasi diatas maka dapat direncanakan prosedur perbaikan dan penyiapan suku cadang yang lebih baik.

## **2.11 Macam Kerusakan Rotating Machine**

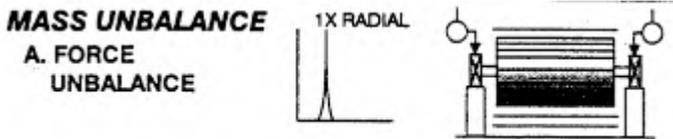
Pada rotating machine banyak sekali kerusakan yang ditimbulkan akibat tingkat vibrasi yang berlebihan. Kerusakan-kerusakan itu antara lain:

### **1. Unbalance**

Merupakan penyebab paling umum terjadinya getaran dan kondisi ini bisa dikenali dengan terjadinya getaran pada 1x putaran mesin. Unbalance dibagi menjadi 4, yaitu:

a. ketidakseimbangan gaya

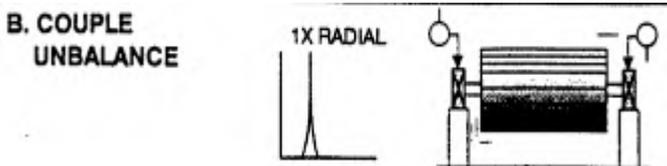
Ketidak seimbangan gaya akan terjadi pada tiap fasa dan bersifat tunak. Amplitude yang terjadi akibat adanya ketidak seimbangan akan meningkat 2 kali lipat dari nilai awal kecepatan rotor kritis (pada 3x kecepatan rotor sama dengan menghasilkan 9x vibrasi tinggi). 1x RPM akan selalu didapat dan biasanya akan mendominasi spektrum. dapat dibenarkan dengan menempatkan minimum 1 pemberat untuk menyeimbangkan pada rotor center of gravity (CG)



Gambar 2.34 ketidakseimbangan gaya

b. ketidakseimbangan couple

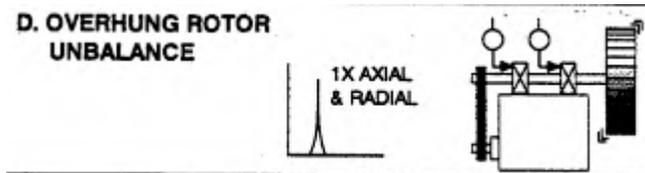
ketidakseimbangan couple akan menghasilkan  $180^\circ$  gerakan fase terluar pada shaft yang sama . 1x RPM akan selalu didapat dan biasanya akan mendominasi spektrum. Amplitudo yang dihasilkan bergantung dengan pengadaaan peningkatan kecepatan rotor kritis pertama. Hal ini akan menyebabkan vibrasi axial yang tinggi yang juga berhubungan dengan radial. Pembeneran ini membutuhkan penempatan penyeimbang berat minimal 2 pemberat.



Gambar 2.35 ketidakseimbangan couple

c. ketidakseimbangan Dinamis

ketidakseimbangan dinamis merupakan salah satu tipe ketidakseimbangan yang paling banyak ditemui dan ketidakseimbangan jenis ini merupakan kombinasi antara ketidakseimbangan gaya dan ketidakseimbangan couple. 1x RPM akan selalu didapat dan biasanya akan mendominasi spektrum. Pembetulan juga dapat dilakukan dengan menempatkan 2 penyeimbang berat. Bagaimanapun fase differensial horizontal harus sepadan dengan fase differensial vertical. Ketika dibandingkan pengukuran antara bearing inboard dan bearing outboard.



**Gambar 2.36** ketidakseimbangan dinamis

d. ketidakseimbangan rotor yang macet

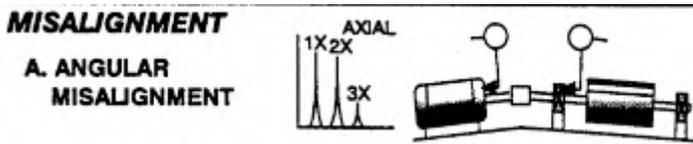
ketidakseimbangan akibat rotor yang macet akan mengakibatkan 1x RPM pada arah axial dan radial. Pada arah axial dapat dibaca dengan melihat fase, pada arah radial akan menjadi tidak stabil. Bagaimanapun fase differensial horizontal akan sepadan dengan fase differensial vertical. Rotor yang macet disebabkan karena memiliki ketidakseimbangan couple. Diantara keduanya dibutuhkan koreksi dan pengkoreksian yang digunakan tetap menggunakan penyeimbang berat untuk mereduksi ketidak seimbangan gaya dan couple.

## 2. Misalignment

merupakan penyebab umum yang kedua yang mengakibatkan terjadinya getaran pada poros, getaran terjadi pada frekuensi putaran poros dan bisa juga 2x atau 3x lipat putaran.

### a. Pembengkokan Angular

pembengkokan angular memiliki karakteristik mempunyai tingkat vibrasi tinggi pada arah axial  $180^\circ$  melewati fase yang bersebrangan dengan coupling. Secara umum memiliki tingkat vibrasi aksial pada 1x RPM dan 2X RPM. Bagaimanapun tidak selalu pada fase tersebut terjadi pembengkokan angular pada kebanyakan akan bereksitasi banyak pada 1x RPM secara harmonis. Tidak seperti mechanical looseness tipe 3, pambanayakan gelombang harmonis tidak dapat dikatakan memiliki peningkatan bising pada lantai spectra.



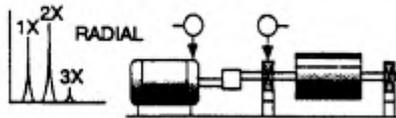
**Gambar 2.37** pembengkokan angular

### b. Pembengkokan Paralel

offset pembengkokan memiliki vibrasi yang sam dengan angular, tetapi menunjukkan radial vibrasi tinggi diaman akan mendekati  $180^\circ$  keluar pada fasa menyebrangi coupling. 2x biasanya besar daripada 1x, tetapi tingginya relative pada 1x untuk masalah tipe coupling dan konstruksi. Ketika angular atau pembengkokan radial menjadi lebih sering, mereka dapat menghasilkan amplitude maksimum dengan harmonis tinggi

(4x hingga 8x) atau malah menjadi lebih tinggi dari pada mechanical looseness. Tipe coupling dan material akan berakibat banyak pada spectrum ketika pembengkokan terjadi, juga tidak memiliki indikasi dapat meningkatkan bising pada lantai spectra.

**B. PARALLEL MISALIGNMENT**

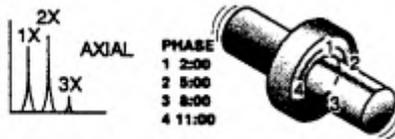


**Gambar 2.38** pembengkokan paralel

c. Pembengkokan komponen bearing pada shaft

pembengkokan komponen bearing dihasilkandari dari vibrasi axial. Juga dapat menyebabkan gerakan terpecah-pecah dengan pendekatan 180<sup>0</sup> fasa shift atas dan shift bawah atau dari samping ke samping hingga terukur pada arah aksial pada rumah bearing yang sama. Pada pembengkokan tersebut mempengaruhi coupling atau keseimbangan pada rotor tidak akan terpengaruh. Pada kasus ini biasanya bearing tersebut dilepas dan diperbaiki.

**C. MISALIGNED BEARING COCKED ON SHAFT**



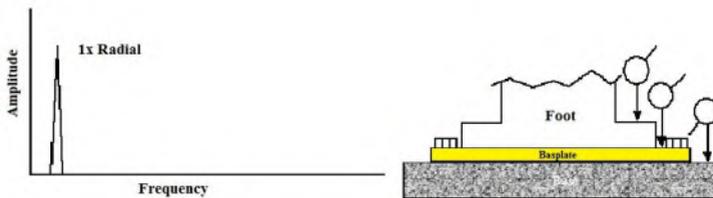
**Gambar 2.39** pembengkokan bearing pada shaft

### 3. Kegagalan Mekanik

Kegagalan mekanik dapat diindikasikan oleh beberapa jenis tipe A, tipe B, dan tipe C dari spectrum vibrasinya.

#### a. Tipe A

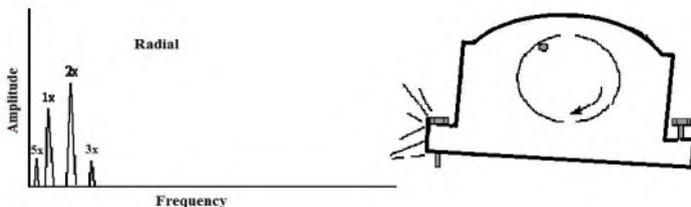
pada jenis ini biasanya disebabkan oleh struktur mesin yang telah lemah/ rentan mengalami kegagalan pada kaki-kaki mesin, pelat mesin dan pondasi. Jenis ini juga dapat disebabkan oleh kendurnya mur pada kaki-kaki mesin sehingga dapat menimbulkan tingkat vibrasi yang tinggi. Analisis fase dapat ditemui pada pendekatan fase differensial  $90^0$  hingga  $180^0$  antara pengukuran vertikal pada mur, kaki-kaki mesin atau plat mesin itu sendiri.



**Gamabar 2.40** Tipe A

#### b. Tipe B

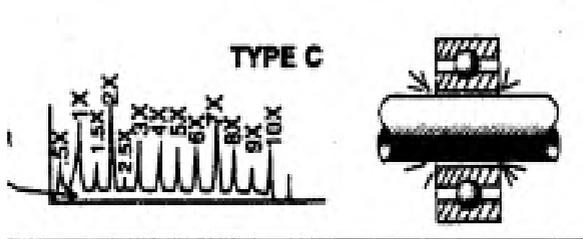
pada jenis ini disebabkan oleh kekenduran pada rumah-rumah baut, adanya keretakan pada struktur kerangka atau pada bantalan bearing.



**Gamabar 2.41** Tipe B

## C Tipe C

Pada jenis ini biasanya dihasilkan dari ketidakcocokan antara bagian-bagian komponen diaman dapat menghasilkan banyak gelombang harmonis yang berasal dari respon nonlinier untuk tiap kegagalan komponen yang disebabkan gaya dinamis dari motor. Hal ini menyebabkan trunkasi pada bentuk gelombang waktu dan menyebabkan bising pada lantai di dalam spectrum. Tipe jenis ini biasanya disebabkan pada kekenduran bearing, kekenduran ini mempengaruhi shaft dan mengakibat kelebihan getaran pada sleeve dan element pemutar rotor, kekenduran dari impeller dan lain-lain. Tipe c biasanya menjadi tidak stabil dan dapat berubah-ubah dari satu pengukuran ke pengukuran lainnya. Secara umum jika posisi shift rotor pada shaft akan meningkat pada saat melakukan start up. Kegagalan mekanik biasanya memiliki arah yang tinggi dan menyebabkan pembacaan yang berbeda jika dibandingkan pada peningkatan  $30^0$  increment pada arah radial untuk semua level pada rumah bearing. Perlu diperhatikan pada kegagalan macam ini biasanya menyebabkan pengadaaan kegagalan subharmonis sebesar  $1/2x$  atau  $1/3x$  RPM ( $5x, 1.5X, 2.5x$ )



Gamabar 2.42 Tipe C

#### 4. Rotor Rub

Gesekan pada rotor akan menghasilkan spectrum yang sama pada kegagalan mekanik ketika komponen berputar bersentuhan dengan komponen pendukung. Gesekan dapat diartikan secara parsial atau throughout pada keseluruhan bentuk shaft. Biasanya menghasilkan sejumlah frekuensi, antara satu atau lebih dari resonansi. Hal ini juga berpengaruh pada peningkatan frekuensi subharmonis integer untuk mesin yang berjalan pada kecepatan ( $1/2, 1/3, 1/4, \dots 1/n$ ). Bergantung pada lokasi frekuensi natural pada rotor. Gesekan pada rotor dapat menghasilkan banyak frekuensi tinggi. Ini dapat menjadi permasalahan yang serius dan durasi gesekan rotor yang sebentar saja dapat menyebabkan perubahan bentuk pada shaft dan dapat mengakibatkan pembalikan presisi antara rotor dengan shaft yang terjadi pada kecepatan kritis kearah sebaliknya dari rotasi shaft.

### 2.12 Batas Vibrasi Yang Diperbolehkan

Adapun batas-batas nilai amplitudo yang diperbolehkan adalah seperti dalam tabel dibawah ini:

**Tabel 2.1** batas vibrasi yang diperbolehkan

Kondisi	Nilai amplitudo
Batas standart	100 micro m pp
Alarm	150 micro m pp

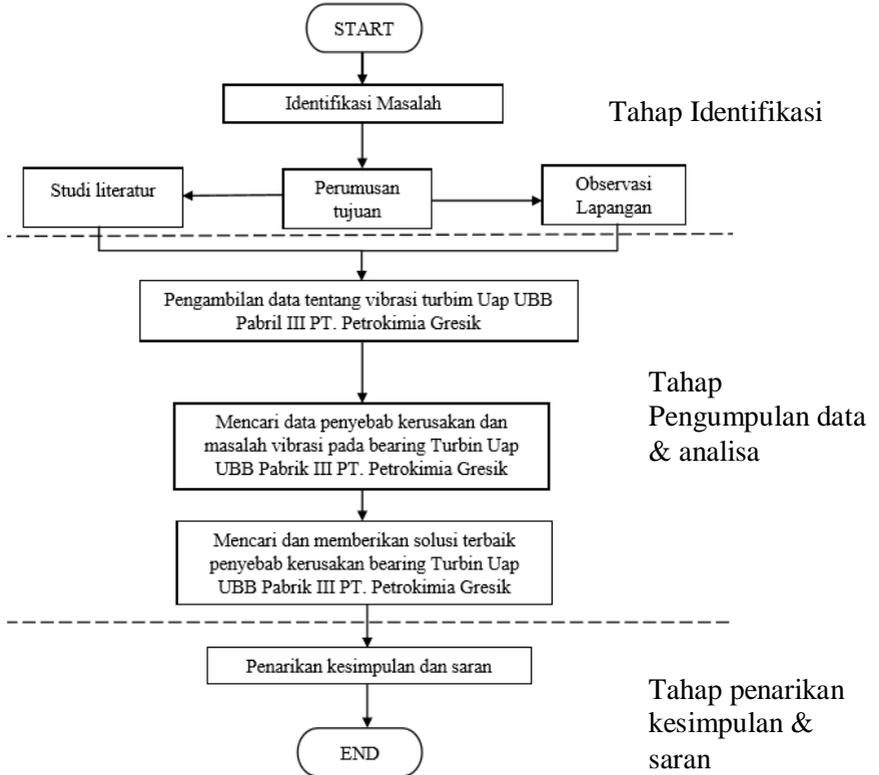
Sedangkan standart nilai vibrasi menurut ISO adalah sebagai berikut:

**Tabel 2.2** batas vibrasi menurut ISO 10816

<b>VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816</b>					
<b>Machine</b>		<b>Class I small machines</b>	<b>Class II medium machines</b>	<b>Class III large rigid foundation</b>	<b>Class IV large soft foundation</b>
<b>in/s</b>	<b>mm/s</b>				
<b>Vibration Velocity Vrms</b>	0.01	0.28			
	0.02	0.45			
	0.03	0.71		good	
	0.04	1.12			
	0.07	1.80			
	0.11	2.80		satisfactory	
	0.18	4.50			
	0.28	7.10		unsatisfactory	
	0.44	11.2			
	0.70	18.0			
	0.71	28.0		unacceptable	
1.10	45.0				

## BAB III METODOLOGI

### 3.1. Diagram Alir Analisa



**Gambar 3. 1** Diagram Alir Analisa

Analisis vibrasi pada bearing turbin uap pada tugas akhir ini menggunakan *ADRE-208p data aquisition dan interface unit*. merupakan salah satu predictive maintenance yang memiliki fungsi untuk mengetahui akar permasalahan yang terjadi pada pada turbin uap pada UBB Pabrik III PT. Petrokimia Gresik. Akar

permasalahan yang di dapat bisa digunakan untuk mencari solusi yang terbaik untuk digunakan berikutnya dengan efisien.

### 3.2. Tahap Identifikasi

Pada tahapan awal dilakukan pengamatan terhadap masalah apa saja yang dirumuskan menjadi tujuan dari penelitian. Dimana studi literatur dimulai dari mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan vibrasi dan penyebab – penyebab kerusakannya. Studi literatur ini diperoleh dari berbagai sumber, diantaranya *text book* maupun modul. beberapa sumber lain seperti jurnal ilmiah dan beberapa penelitian terdahulu. Kemudian dilakukan pengamatan lapangan secara langsung terhadap turbin uap UBB pabrik III PT Petrokimia Gresik. Observasi meliputi identifikasi alat un tuk mengukur vibrasi dari dan mengidentifikasi apa saja penyebab vibrasi pada turbin uap UBB pabrik III PT.Petrokimia Gresik.

#### 3.2.1 Spesifikasi turbin Uap

Merk	: QINGDAO JIENENG
Ouput	: 25000 KW
Speed Turbine	: 3000 r/min
Speed Of Generator	: 3000 r/min
Main Steam Pressure	: 8.83 MPA
Main Steam Temperature	: 535 Celcius
Critical Speed	: 1677 RPM

### 3.3. Tahap Pengumpulan Data dan Analisa

Dari studi literatur dan observasi mengenai vibrasi, dilakukan pengambilan data pada turbin khususnya data mengenai vibrasi dari turbin uap UBB. Data yang dibutuhkan dalam analisa didapat dari inspeksi khusus UBB, Colective Mekanik, Predictive Maintenance dan Mekanik Enginering.

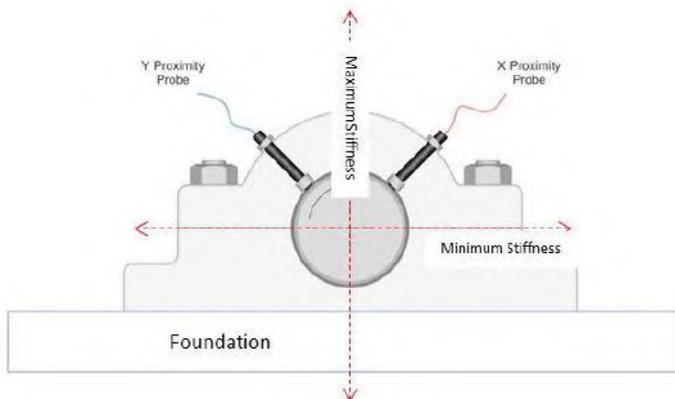
Data vibrasi didapat dari data yang sudah dikumpulkan menggunakan empat *ADRE-208p data aquisition dan interface unit*. Dua probe disambungkan ke DCS Bentley Nevada 3300 untuk merekam sinyal vibrasi dari proximity probe pada bearing, dan tersambung ke probe yang terpasang magnet base dimana

probe tersebut terpasang pada bearing caps untuk merekam pembacaan seismic pada bearing caps.



**Gambar 3.2** Probe dan Proximitor  
(controlsdrivesautomation.com)

Pada gambar dibawah ini akan ditunjukkan skema cara pemasangan probe dari arah radial. Terdapat 2 probe yang membaca besarnya tegangan dari arah x dan dari arah y.

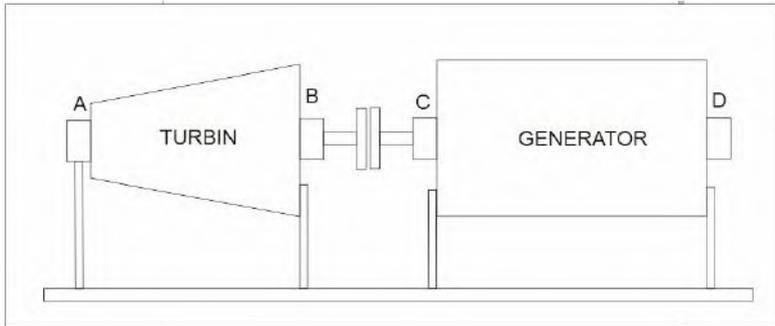


**Gambar 3.3** pemasangan Probe  
(www.controlsdrivesautomation.com )



**Gamabar 3.4** letak sensor (PT.Petrokimia)

ADRE 208p merekam pada shot 1 dan shot 2, kemudian dihubungkan dengan komputer untuk mengambil data tersebut dengan menggunakan software ADRE for windows software version 5.510.



**Gamabar 3.5** sketsa letak sensor (PT.Petrokimia)

Keterangan:

- A: pada trust bearing inlet turbin
- B: pada journal bearing outlet turbin
- C: pada journal bearing generator
- D: pada trust bearing generator

Setelah melakukan pengambilan data yang diperlukan maka dilakukan penganalisaan spectrum apa penyebab penyebab vibrasi setelah itu maka dilakukan analisa pemecahan apa sajakah cara penanggulangan vibrasi dari Turbin Uap UBB Pabrik III PT.Petrokimia Gresik.

### **3.4. Tahap penarikan kesimpulan dan Saran**

Tahapan ini merupakan ujung dari analisa pada bab sebelumnya dengan menarik kesimpulan apa sajakah penyebab – penyebab vibrasi, dimana vibrasi dari turbin uap UBB Pabrik III telah mengalami balancing pada porosnya dan memberikan saran untuk PT. Petrokimia Gresik serta untuk penelitian selanjutnya.

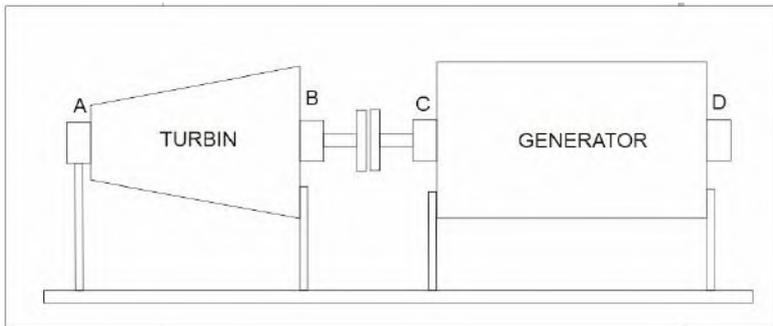
*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

Tugas akhir ini adalah untuk menentukan jenis kerusakan yang terjadi pada turbin yang diakibatkan oleh nilai vibrasi yang tinggi. Pada bab ini akan diterangkan mengenai karakteristik dari data-data yang diperoleh, yaitu dari data vibrasi yang diambil dengan menggunakan *ADRE-208p Data Acquisition & Interface Unit*. Setelah itu data diolah dari alat tersebut. Setelah itu data dilakukan analisa berdasarkan Spektrum yang sudah diolah.

### 4.1 Analisa Data

Pengambilan data ini dilakukan untuk mengetahui kerusakan pada bearing serta membandingkan kondisi turbin sebelum balancing dengan turbin setelah balancing pada rotor guna mengetahui akar permasalahan. Data data tersebut digunakan untuk mengidentifikasi kerusakan terdapat beberapa faktor yang dapat dijadikan sebagai acuan untuk mengetahui seberapa besar tingkat vibrasi yang dihasilkan, berikut akan disertakan grafik dari hasil pengolahan data yang telah diambil dengan menggunakan *ADRE-208p Data Acquisition & Interface Unit*.

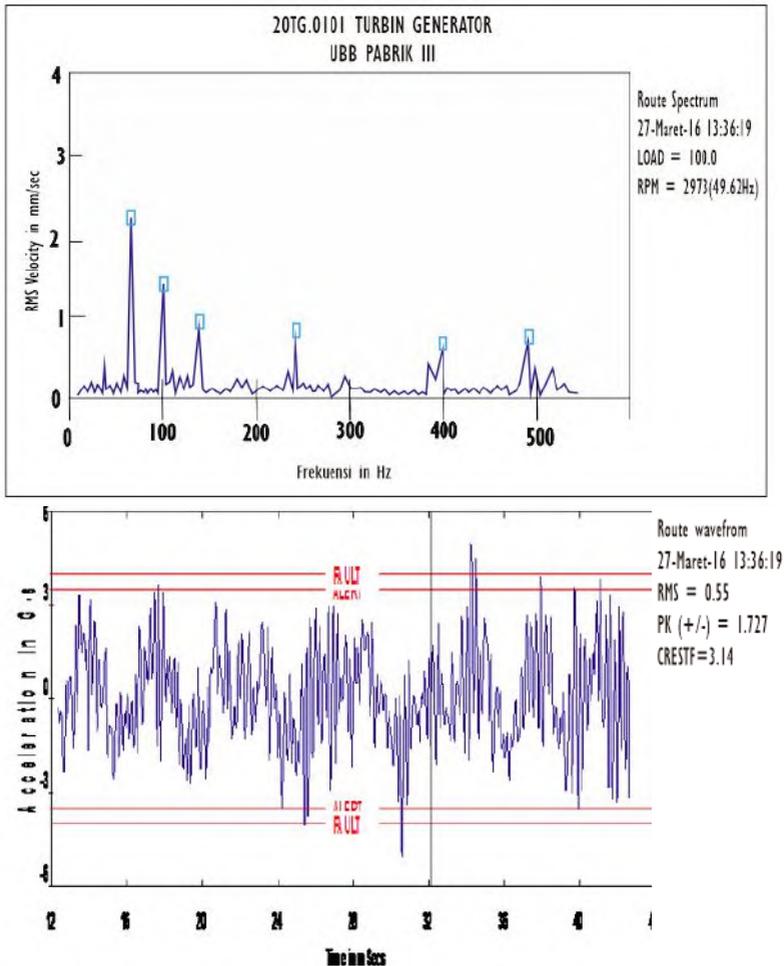


**Gambar 4. 1** sketsa letak sensor pada turbin  
( PT. Petrokimia Gresik)

### 4.1.1 Spektrum Analisa Data

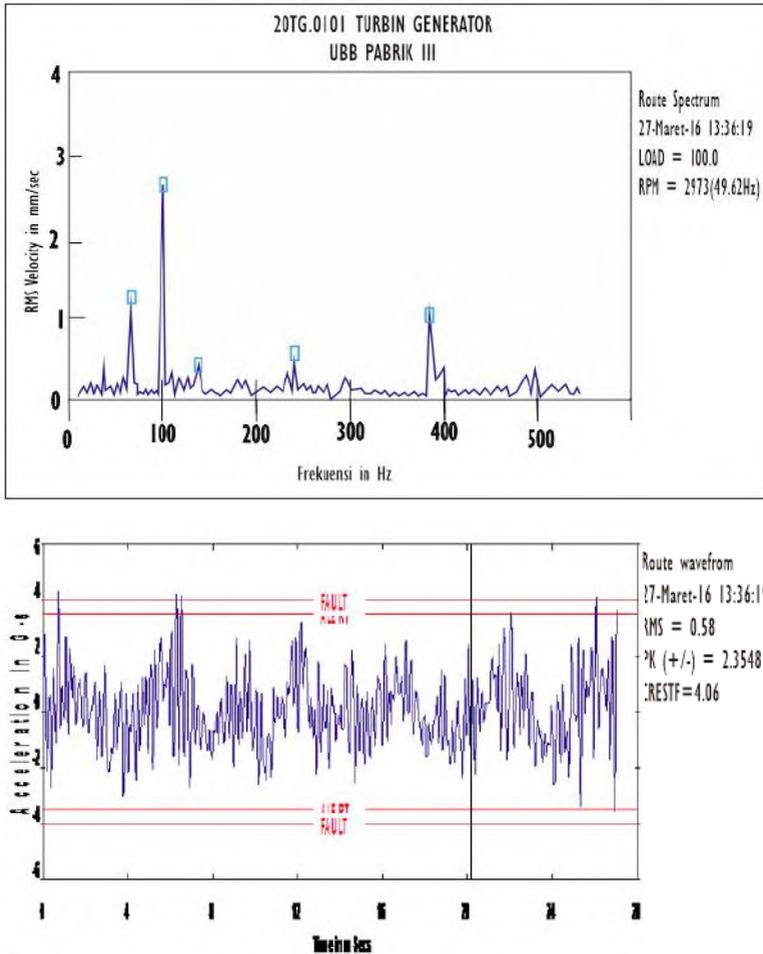
Hasil pengukuran vibrasi pada tanggal 27 Maret 2016 adalah sebagai berikut :

#### A. Bearing A



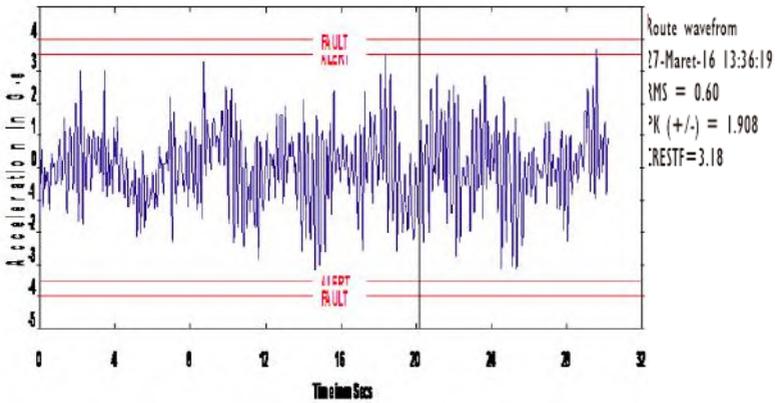
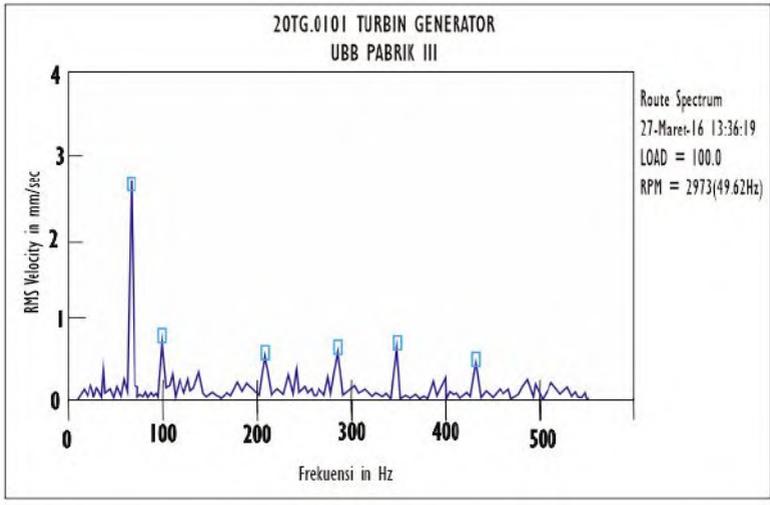
**Gambar 4. 2** Spektrum saat kerusakan pada bearing A ( PT. Petrokimia Gresik)

## B. Bearing B



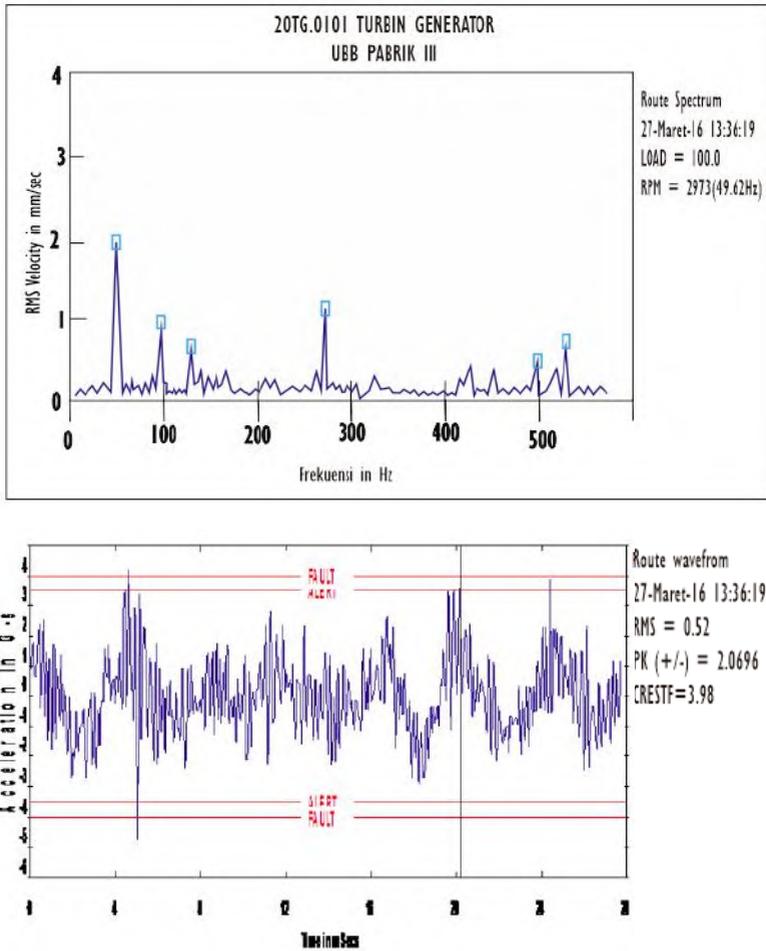
**Gambar 4. 3** Spektrum saat kerusakan pada bearing B (PT. Petrokimia Gresik)

### C. Bearing C



**Gambar 4. 4** Spektrum saat kerusakan pada bearing C  
( PT. Petrokimia Gresik)

#### D. Bearing D



**Gambar 4. 5** Spektrum saat kerusakan pada bearing D  
( PT. Petrokimia Gresik)

## 4.2 Analisa Kerusakan

Dengan menganalisa hasil pengukuran vibrasi dan mengenali karakteristik spektrumnya kita dapat menentukan bahwa mesin tersebut mengalami gangguan yang mengakibatkan kerusakan. Dimana vibrasi tertinggi terjadi pada tanggal 27 Maret 2016 yaitu pada saat itu mengalami kerusakan.

Dalam menganalisa vibrasi yang terjadi pada Turbin Uap kita menggunakan rumus :

$$rms = \frac{Peak}{Crest\ factor}$$

Keterangan:

Crest factor : pucak tertinggi dari gelombang

Peak : jarak dari puncak ke lembah

Rms : nilai statistik rata-rata

Rumus ini digunakan pada domain waktu (waveform) untuk mengetahui batas aman, batas peringatan dan batas bahaya untuk kondisi mesin pada saat beroperasi. Setelah kita mengetahui harga peak-nya kita dapat melihat atau menganalisa kondisi mesin melalui “VIBRATION CRITERION CHART” International ISO 2372 dan 3945.

Sebelum menganalisa lebih lanjut kita harus mengetahui kelas daripada mesin (Machine Classes) berdasarkan HP-nya. Dari spesifikasi turbin diketahui daya sebesar 40,000 HP. Melihat daya turbina sebesar 40,000 HP, maka kelas mesin masuk dalam kategori kelas IV, yaitu mesin dengan ukuran besar (Large Size Machine).

### 4.3 Pengujian Pada Saat Kerusakan

Hasil pengukuran vibrasi pada tanggal 21 April 2014 adalah sebagai berikut :

- Pada titik A  $RMS = 0,55 \frac{in}{s}$   
Sesuai dengan vibration criterion chart dalam classes C (unsatisfactory)
- Pada titik B  $= 0,58 \frac{in}{s}$   
Sesuai dengan vibration criterion chart dalam classes C (unsatisfactory)
- Pada titik C  $RMS = 0,60 \frac{in}{s}$   
Sesuai dengan vibration criterion chart dalam classes C (unsatisfactory)
- Pada titik D  $RMS = 0,52 \frac{in}{s}$   
Sesuai dengan vibration criterion chart dalam classes C (unsatisfactory)

Dari hasil pengukuran vibrasi pada tanggal 21 April 2014 sesuai dengan “VIBRATION CRITERION CHART” International Standards ISO 2372 dan 3945 terlihat bahwa dari kelima titik pengukuran terdapat empat titik pengukuran mempunyai nilai rms yang dikategorikan pada unsatisfactory yaitu pada semua titik pengukuran, A sebesar  $0,55 \frac{in}{s}$ , B sebesar  $0,58 \frac{in}{s}$ , C sebesar  $0,60 \frac{in}{s}$ , D sebesar  $0,52 \frac{in}{s}$ . Jadi dapat diketahui bahwa ada indikasi masalah terhadap pompa tersebut.

### 4.4 Hasil Analisis

Stelah dilakuKondisi kerusakan mesin dapat ditentukan pada frekuensi spektrum. Dengan menggunakan Vibratiaon Chart dan melihat Setelah diketahui adanya getaran yang berlebihan maka perlu dilakukan analisa lebih lanjut. Dalam data domain frekuensi pada saat terjadi kerusakan tanggal 27 Maret 2016 terlihat :

- a. Dengan menggunakan Vibratiaon Chart dan melihat karakter Munculnya amplitudo getaran pada setiap order 1 x rpm, setiap kelipatannya muncul frekuensi tinggi lebih dominan pada arah radial, pada bearing B muncul vibrasi yang tinggi pada 1x dan 2x frekuensi putaran motor atau 1x dan 2x RPM dengan arah dominan aksial. hal ini dapat diketahui bahwa turbin tersebut mengalami Unbalance dan misaligment yang menyebabkan level getaran tinggi. Hal tersebut juga dinyatakan dengan trend yang dilakukan selama periode/waktu tertentu yang menunjukkan bahwa trend unbalance dan misaligment mengalami kenaikan diakhir pengukuran.
- b. pada bearing B diketahui bahwa terjadi misaligment dan bearing C dapat diketahui bahwa telah terjadi unbalance
- c. Sedangkan pada bearing A dan bearing D juga terjadi unbalance, tapi dengan nilai amplitudo yang masih dibawah standart.

#### **4.5 Kesimpulan Analisa**

Setelah menganalisa dengan menggunakan level getaran kemudian dilanjutkan dengan analisa karakteristik domain frekuensi pada data tanggal 27 Maret 2016 dapat diprediksi bahwa Turbin Uap mengalami Unbalance dan misaligment.

Sehingga perlu diadakan perbaikan secepatnya, sebelum pompa tersebut mengalami kerusakan yang lebih fatal.

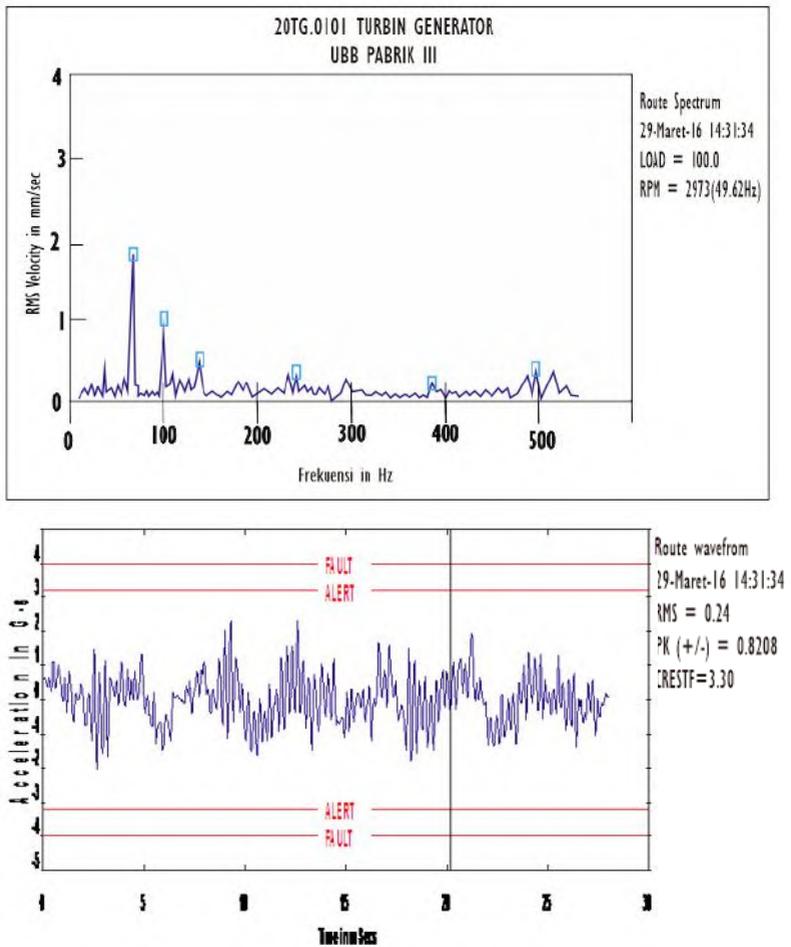
#### **4.6 Perbaikan**

Berdasarkan hasil data lapangan sebelum dilakukan perbaikan disimpulkan sebagai berikut :

1. Dilakukan Balancing Rotor pe API 687 with 6 point residual unbalance check.
2. Dilakukan balancing sesuai dengan acceptance criteria.
3. Dilakukan perbaikan misaligment pada coupling
4. Pengetesan ulang Turbin Uap untuk memastikan tren aman turbin.

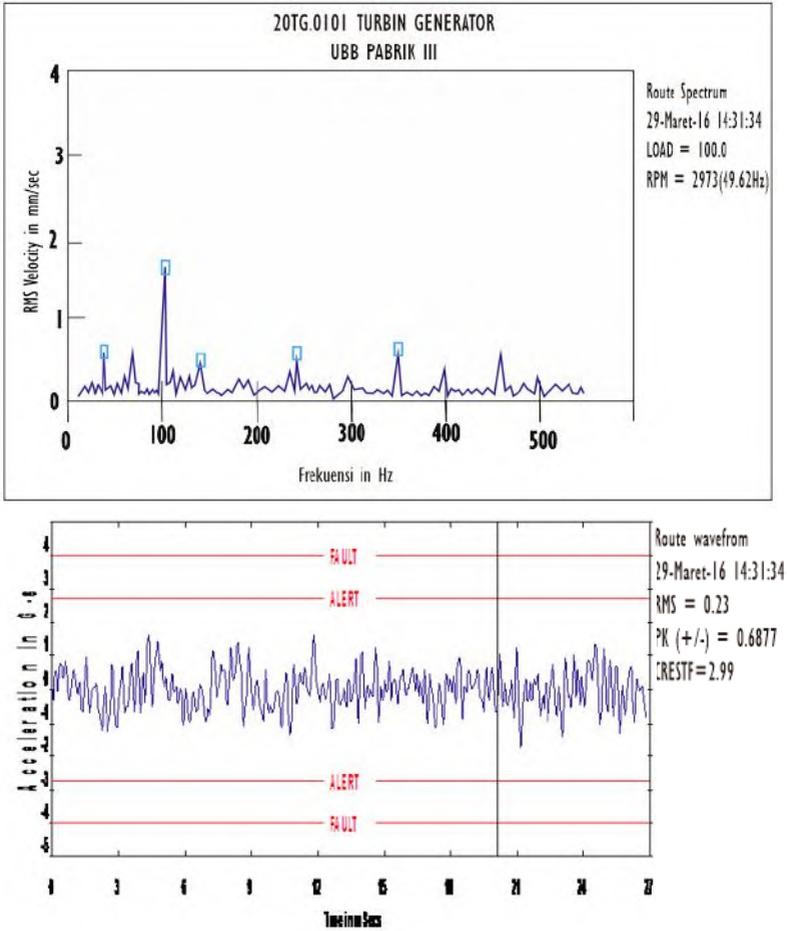
## 4.7 Hasil pengujian setelah perbaikan

### A. Bearing A



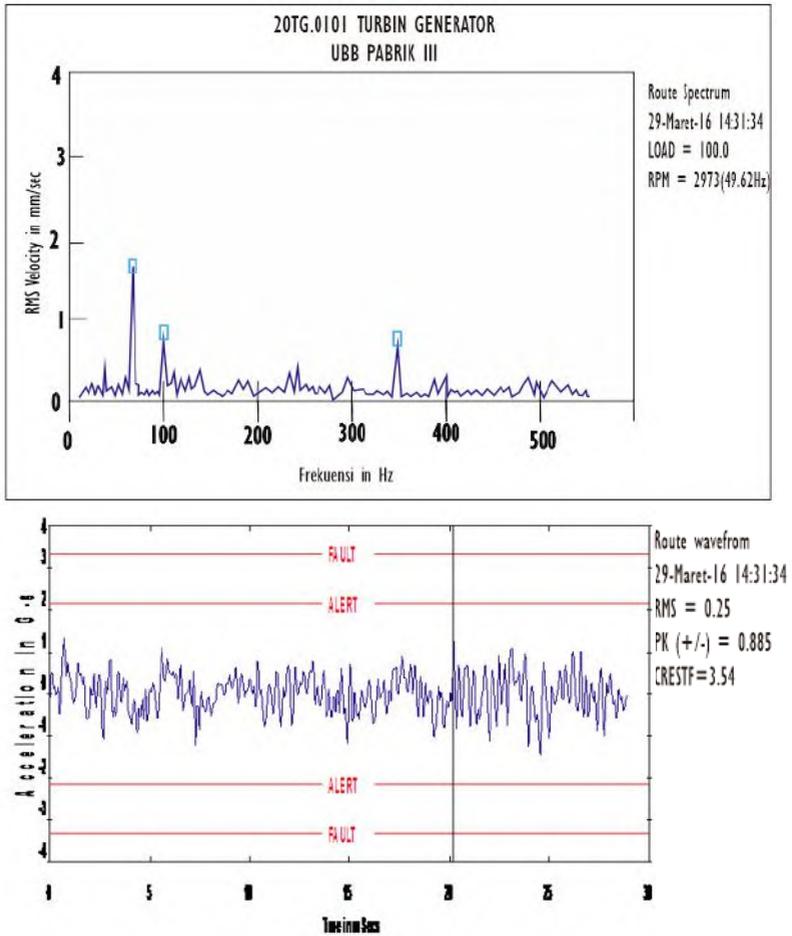
**Gambar 4.6** Spektrum setelah perbaikan pada bearing A  
( PT. Petrokimia Gresik)

## B. Bearing B



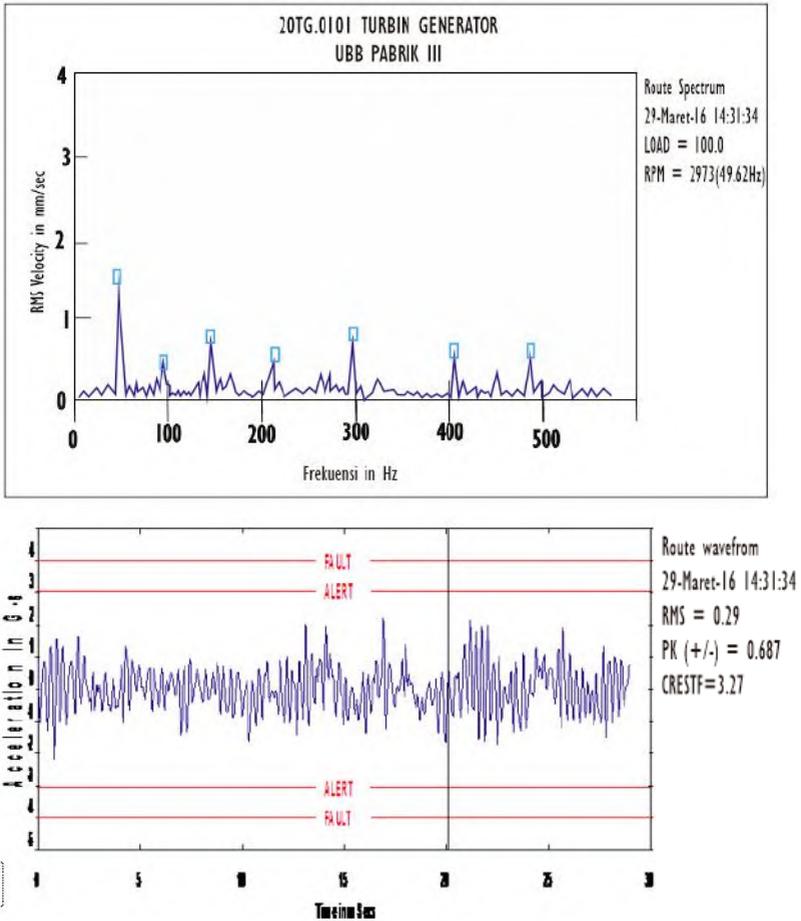
**Gambar 4.7** Spektrum setelah perbaikan pada bearing B ( PT. Petrokimia Gresik)

### C. Bearing C



**Gambar 4.8** Spektrum setelah perbaikan pada bearing C ( PT. Petrokimia Gresik)

#### D. Bearing D



**Gambar 4. 9** Spektrum setelah perbaikan pada bearing D  
( PT. Petrokimia Gresik)

#### 4.8 kesimpulan Pengujian Setelah Perbaikan

Setelah dilakukan perbaikan maka dilakukan lagi proses pengujian pada Turbin tersebut. Dimana hasil pengukuran pada tanggal 29 Maret 2016 setelah dilakukan proses perbaikan adalah sebagai berikut :

- Pada titik A RMS =  $0,24 \frac{in}{s}$   
Sesuai dengan vibration criterion chart dalam classes B (satisfactory)
- Pada Titik B RMS =  $0,23 \frac{in}{s}$   
Sesuai dengan vibration criterion chart dalam classes B (satisfactory)
- Pada titik C RMS =  $0,25 \frac{in}{s}$   
Sesuai dengan vibration criterion chart dalam classes B (satisfactory)
- Pada titik D RMS =  $0,29 \frac{in}{s}$   
Sesuai dengan vibration criterion chart dalam classes B (satisfactory)

Dari hasil pengukuran vibrasi setelah dilakukan perbaikan terlihat hasil dari rms yang kalau kita lihat dalam “VIBRATION CRITERION CHART” International Standards ISO 10816 bahwa semua titik pengukuran termasuk dalam kelas B (statisfactory). Hal tersebut mengindikasikan bahwa mesin Turbin sudah dalam kondisi yang bagus dan siap dioperasikan kembali.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*





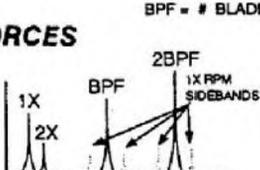
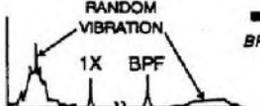
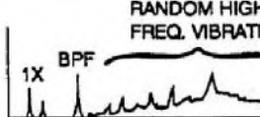
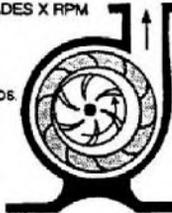
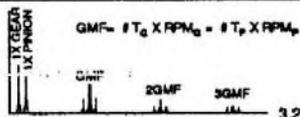
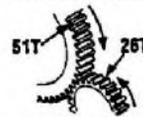
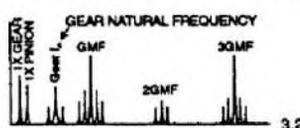
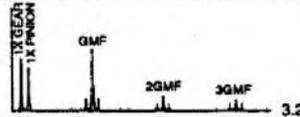
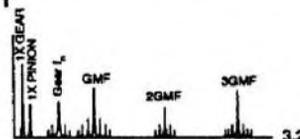
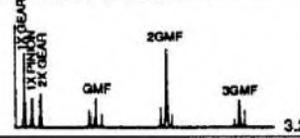
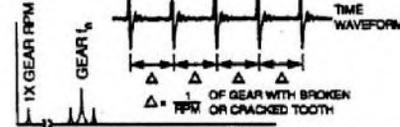
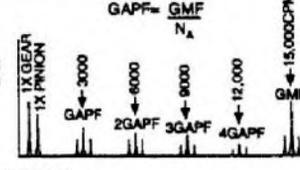
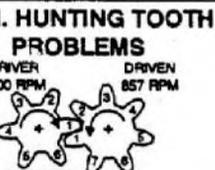
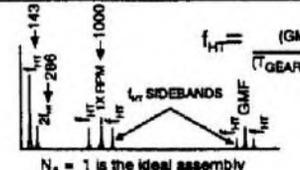
# TABLE I ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
<b>MASS UNBALANCE</b> A. FORCE UNBALANCE			Force Unbalance will be in-phase and steady. Amplitude due to unbalance will increase by the square of speed below first rotor critical (a 3X speed increase = 9X higher vibration). 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Can be corrected by placement of only one balance correction weight in one plane at Rotor center of gravity (CG). Approx. 0° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. 90° phase difference between horizontal & vertical readings usually occurs on each bearing of unbalanced rotor ( $\pm 30^\circ$ ).
B. COUPLE UNBALANCE			Couple Unbalance results in 180° out-of-phase motion on same shaft. 1X RPM always present and normally dominates spectrum. Amplitude varies with square of increasing speed below first rotor critical speed. May cause high axial vibration as well as radial. Correction requires placement of balance weights in at least 2 planes. Note that approx. 180° phase difference should exist between OB & IB horizontals, as well as between OB & IB verticals. Also, approx. a 90° difference between the horizontal & vertical phase readings on each bearing usually occurs ( $\pm 30^\circ$ ).
C. DYNAMIC UNBALANCE			Dynamic Unbalance is the dominant type of unbalance found and is a combination of both force and couple unbalance. 1X RPM dominates the spectrum, and truly requires 2 plane correction. Here, the radial phase difference between outboard and inboard bearings can range anywhere from 0° to 180°. However, the horizontal phase difference should closely match the vertical phase difference, when comparing outboard and inboard bearing measurements ( $\pm 30^\circ$ ). Secondly, if unbalance predominates, roughly a 90° phase difference usually results between the horizontal and vertical readings on each bearing ( $\pm 40^\circ$ ).
D. OVERHUNG ROTOR UNBALANCE			Overhung Rotor Unbalance causes high 1X RPM in both Axial and Radial directions. Axial readings tend to be in-phase whereas radial phase readings might be unsteady. However, the horizontal phase differences will usually match the vertical phase differences on the unbalanced rotor ( $\pm 30^\circ$ ). Overhung rotors have both force and couple unbalance, each of which will likely require correction. Thus, correction weights will most always have to be placed in 2 planes to counteract both force and couple unbalance.
<b>ECCENTRIC ROTOR</b>			Eccentricity occurs when center of rotation is offset from geometric centerline of a pulley, gear, bearing, motor armature, etc. Largest vibration occurs at 1X RPM of eccentric component in a direction thru centerlines of the two rotors. Comparative horizontal and vertical phase readings usually differ either by 0° or by 180° (each of which indicate straight-line motion). Attempts to balance eccentric rotors often result in reducing vibration in one radial direction, but increasing it in the other radial direction (depending on amount of eccentricity).
<b>BENT SHAFT</b>			Bent shaft problems cause high axial vibration with axial phase differences tending towards 180° on the same machine component. Dominant vibration normally occurs at 1X if bent near shaft center, but at 2X if bent near the coupling. (Be careful to account for transducer orientation for each axial measurement if you reverse probe direction.) Use dial indicators to confirm bent shaft.
<b>MISALIGNMENT</b> A. ANGULAR MISALIGNMENT			Angular Misalignment is characterized by high axial vibration, 180° out-of-phase across the coupling. Typically will have high axial vibration with both 1X and 2X RPM. However, not unusual for either 1X, 2X or 3X to dominate. These symptoms may also indicate coupling problems as well. Severe angular misalignment may excite many 1X RPM harmonics. Unlike Mechanical Looseness Type 3, these multiple harmonics do not typically have a raised noise floor on the spectra.
B. PARALLEL MISALIGNMENT			Offset Misalignment has similar vibration symptoms to Angular, but shows high radial vibration which approaches 180° out-of-phase across coupling. 2X often larger than 1X, but its height relative to 1X is often dictated by coupling type and construction. When either Angular or Radial Misalignment becomes severe, they can generate either high amplitude peaks at much higher harmonics (4X-8X), or even a whole series of high frequency harmonics similar in appearance to mechanical looseness. Coupling type and material will often greatly influence the entire spectrum when misalignment is severe. Does not typically have raised noise floor.
C. MISALIGNED BEARING COCKED ON SHAFT			Cocked Bearing will generate considerable axial vibration. Will cause Twisting Motion with approximately 180° phase shift top to bottom and/or side to side as measured in axial direction on same bearing housing. Attempts to align coupling or balance the rotor will not alleviate problem. Bearing usually must be removed and correctly installed.
<b>RESONANCE</b>			Resonance occurs when a Forcing Frequency coincides with a System Natural Frequency, and can cause dramatic amplitude amplification, which might result in premature, or even catastrophic failure. This may be a natural frequency of the rotor, but can often originate from support frame, foundation, gearbox or even drive belts. If a rotor is at or near resonance, it can be almost impossible to balance due to the great phase shift it experiences (90° at resonance, nearly 180° when passes thru). Often requires changing natural frequency to a higher or lower frequency. Natural Frequencies do not generally change with a change in speed which helps facilitate their identification (unless on a large plain bearing machine or on a rotor which has significant overhang).

# TABLE I ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	PHASE RELATIONSHIP	REMARKS
<b>MECHANICAL LOOSENESS</b>	<p><b>TYPE A</b></p>		<p>Mechanical Looseness is indicated by either Type A, B or C vibration spectra.</p> <p><b>Type A</b> is caused by Structural looseness/weakness of machine feet, baseplate or foundation; also by deteriorated grouting, loose hold-down bolts at the base; and distortion of the frame or base (i.e., soft foot). Phase analysis may reveal approx. 90° to 180° phase difference between vertical measurements on bolt, machine foot, baseplate or base itself.</p> <p><b>Type B</b> is generally caused by loose pillowblock bolts, cracks in frame structure or in bearing pedestal.</p> <p><b>Type C</b> is normally generated by improper fit between component parts which will cause many harmonics due to nonlinear response of loose parts to dynamic forces from rotor. Causes a truncation of time waveform and a raised noise floor in the spectrum. Type C is often caused by a bearing liner loose in its cap, a bearing loose and turning on its shaft, excessive clearance in either a sleeve or rolling element bearing, a loose impeller on a shaft, etc. Type C Phase is often unstable and may vary widely from one measurement to next, particularly if rotor shifts position on shaft from one startup to next. Mechanical Looseness is often highly directional and may cause very different readings when comparing levels at 30° increments in radial direction all the way around one bearing housing. Also, note that looseness will often cause subharmonic multiples at exactly 1/2 or 1/3X RPM (.5X, 1.5X, 2.5X, etc.).</p>
	<p><b>TYPE B</b></p>		
	<p><b>TYPE C</b></p> <p>NOTE RAISED NOISE FLOOR INDICATING LOOSENESS</p>		
<b>ROTOR RUB</b>	<p>TRUNCATED FLATTENED WAVEFORM</p> <p><b>RADIAL</b></p>		<p>Rotor Rub produces similar spectra to Mechanical Looseness when rotating parts contact stationary components. Rub may be either partial or throughout the entire shaft revolution. Usually generates a series of frequencies, often exciting one or more resonances. Often excites integer fraction subharmonics of running speed (1/2, 1/3, 1/4, 1/5, ..., 1/n), depending on location of rotor natural frequencies. Rotor rub can excite many high frequencies (similar to wide-band noise when chalk is dragged across a blackboard). It can be very serious and of short duration if caused by shaft contacting bearing babbit. A full annular rub throughout an entire shaft revolution can induce "reverse precession" with the rotor whirling at critical speed in a direction opposite shaft rotation (inherently unstable which can lead to catastrophic failure).</p>
<b>JOURNAL BEARINGS</b>			
<b>A. WEAR/CLEARANCE PROBLEMS</b>	<p><b>RADIAL</b></p> <p>NOTE RAISED NOISE FLOOR INDICATING CLEARANCE/LOOSENESS.</p>		<p>Later stages of journal bearing wear are normally evidenced by presence of whole series of running speed harmonics (up to 10 or 20). Wiped journal bearings often will allow high vertical amplitudes compared to horizontal, but, may show only one pronounced peak at 1X RPM. Journal bearings with excessive clearance may allow a minor unbalance and/or misalignment to cause high vibration which would be much lower if bearing clearances were set to spec.</p>
<b>B. OIL WHIRL INSTABILITY</b>	<p>(.40 - .48 X RPM)</p>		<p>Oil Whirl instability occurs at .40 - .48X RPM and is often quite severe. Considered excessive when amplitude exceeds 40% of bearing clearances. Oil Whirl is an oil film excited vibration where deviations in normal operating conditions (attitude angle and eccentricity ratio) cause oil wedge to "push" shaft around within bearing. Destabilizing force in direction of rotation results in a whirl (or forwards precession). Oil Whirl is unstable since it increases centrifugal forces which increase whirl forces. Can cause oil to no longer support shaft and can become unstable when whirl frequency coincides with a rotor natural frequency. Changes in oil viscosity, lube pressure and external preloads can affect oil whirl.</p>
<b>C. OIL WHIP INSTABILITY</b>	<p>A spectral map showing Oil Whirl becoming Oil Whip instability as shaft speed passes thru 2X critical.</p>		<p>Oil Whirl may occur if machine operated at or above 2X rotor critical frequency. When rotor brought up to twice critical speed, whirl will be very close to rotor critical and may cause excessive vibration that oil film may no longer be capable of supporting. Whirl speed will actually "lock onto" rotor critical and this peak will not pass through it even if machine is brought to higher and higher speeds. Produces a lateral forward precessional subharmonic vibration at rotor critical frequency. Inherently unstable which can lead to catastrophic failure.</p>
<b>ROLLING ELEMENT BEARINGS</b>			
<b>(4 Failure Stages)</b>	<p><b>DOMINANT FAILURE SCENARIO</b></p> <p>STAGE 1: 1X, 2X, 3X peaks.</p> <p>STAGE 2: 30K and 120K peaks.</p> <p>STAGE 3: BPF0, BPF1, 2BPF1 peaks.</p> <p>STAGE 4: 2X, 3X peaks and random high frequency vibration.</p>		<p><b>4 ROLLING ELEMENT BEARING FAILURE STAGES</b></p> <p><b>STAGE 1:</b> Earliest indications of bearing problems appear in ultrasonic frequencies ranging from about 250,000 - 350,000 Hz; later, as wear increases, usually drops to approximately 20,000 - 60,000 Hz (1,200,000 - 3,600,000 CPM). These are frequencies evaluated by Spike Energy (gSE), HFD(g) and Shock Pulse (dB). For example, spike energy may first appear at about .25 gSE in Stage 1 (actual value depending on measurement location and machine speed). Acquiring high frequency enveloped spectra confirms whether or not bearing is in Failure Stage 1.</p> <p><b>STAGE 2:</b> Slight bearing defects begin to "ring" bearing component natural frequencies (f<sub>n</sub>) which predominantly occur in 30K - 120K CPM range. Such natural frequencies may also be resonances of bearing support structures. Sideband frequencies appear above and below natural frequency peak at end of Stage 2. Overall spike energy grows (for example, from .25 to .50 gSE).</p> <p><b>STAGE 3:</b> Bearing defect frequencies and harmonics appear. When wear progresses, more defect frequency harmonics appear and number of sidebands grow, both around these and bearing component natural frequencies. Overall spike energy continues to increase (for example, from .5 to over 1 gSE). Wear is now usually visible and may extend throughout periphery of bearing, particularly when many well formed sidebands accompany bearing defect frequency harmonics. High frequency demodulated and enveloped spectra help confirm Stage III. <i>Replace bearings now! (independent of bearing defect frequency amplitudes in vibration spectra).</i></p> <p><b>STAGE 4:</b> Towards the end, amplitude of 1X RPM is even affected. It grows, and normally causes growth of many running speed harmonics. Discrete bearing defect and component natural frequencies actually begin to "disappear" and are replaced by random, broadband high frequency "noise floor". In addition, amplitudes of both high frequency noise floor and spike energy may in fact decrease; but just prior to failure, spike energy and HFD will usually grow to excessive amplitudes.</p>
<p><math>f_n</math> = Natural Frequencies of Installed Bearing Components and Support Structure</p> <p>BEARING DEFECT FREQUENCIES:</p> <p><math>BPF1 = \frac{N_r}{2} (1 - B_p \cos \theta) \times RPM</math></p> <p><math>BPF0 = \frac{N_r}{2} (1 + B_p \cos \theta) \times RPM</math></p> <p><math>BSF = \frac{P_d}{2B_p} \left[ \frac{(1 - B_p \cos \theta)^2}{P_d} \right] \times RPM</math></p> <p><math>FTF = \frac{1}{2} (1 - B_p \cos \theta) \times RPM</math></p> <p>Where:</p> <p>BPF1 = Inner Race Frequency          BPF0 = Outer Race Frequency          BSF = Ball Spin Frequency          FTF = Fund. Train (Cage) Freq.          N<sub>r</sub> = Number of Balls or Rollers          B<sub>p</sub> = Ball/Poller Diameter (in or mm)          P<sub>d</sub> = Bearing Pitch Diameter (in or mm)          θ = Contact Angle (degrees)</p>			

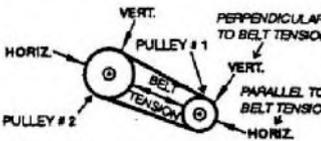
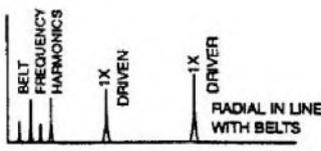
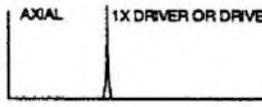
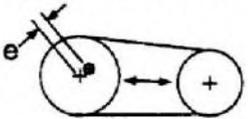
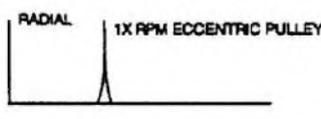
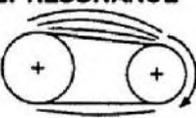
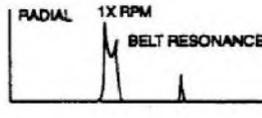
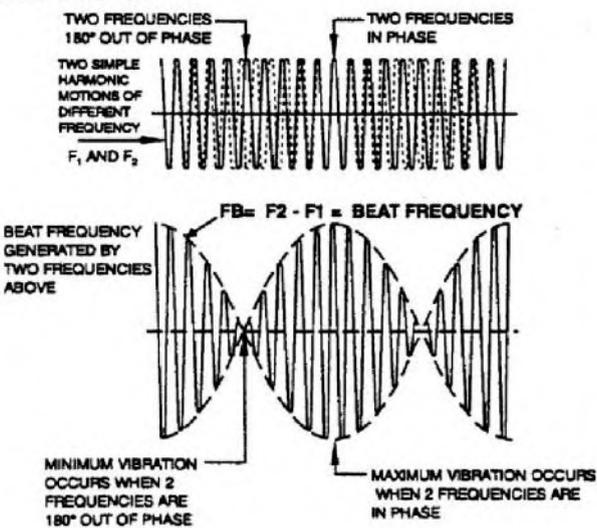
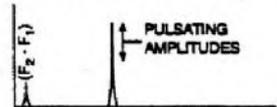
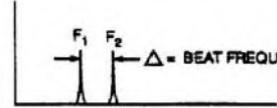
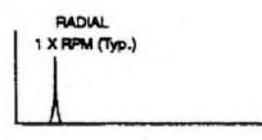
# TABLE I ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
<p><b>HYDRAULIC AND AERODYNAMIC FORCES</b></p> <p><b>A. BLADE PASS &amp; VANE PASS</b></p> <p style="text-align: center;"><math>BPF = \# \text{ BLADES} \times \text{RPM}</math></p>  <p><b>B. FLOW TURBULENCE</b></p>  <p style="text-align: center;"><math>BPF = \text{BLADE OR VANE PASS FREQUENCY}</math></p> <p><b>C. CAVITATION</b></p>  <p style="text-align: right;">120K CPM</p> <div style="text-align: center;">  </div> <p>Blade Pass Frequency (BPF) = No. of Blades (or Vanes) X RPM. This frequency is inherent in pumps, fans and compressors, and normally does not present a problem. However, large amplitude BPF (and harmonics) can be generated in pump if gap between rotating vanes and stationary diffusers is not equal all the way around. Also, BPF (or harmonic) sometimes can coincide with a system natural frequency causing high vibration. High BPF can be generated if impeller wear ring seizes on shaft, or if welds fastening diffuser vanes fail. Also, high BPF can be caused by abrupt bends in pipe (or duct), obstructions which disturb flow, damper settings or if pump or fan rotor is positioned eccentrically within housing.</p> <p>Flow Turbulence often occurs in blowers due to variations in pressure or velocity of the air passing thru the fan or connected ductwork. This flow disruption causes turbulence which will generate random, low frequency vibration, typically in the range of 50 to 2000 CPM. If surging occurs within a compressor, random broadband high frequency vibration can occur. Excessive turbulence can also excite broadband high frequency.</p> <p>Cavitation normally generates random, higher frequency broadband energy which is sometimes superimposed with blade pass frequency harmonics. Normally indicates insufficient suction pressure (starvation). Cavitation can be quite destructive to pump internals if left uncorrected. It can particularly erode impeller vanes. When present, it often sounds as if "gravel" is passing thru pump. Cavitation is usually caused by insufficient inlet flow. Can occur during one survey, and be absent the next survey (if changes in suction valve settings are made).</p>		
<p><b>GEARS</b> <span style="float: right;">16001-nc2</span></p> <p><b>A. NORMAL SPECTRUM</b></p>  <p style="text-align: center;"><math>GMF = \# T_g \times RPM_g = \# T_p \times RPM_p</math></p> <p>Normal Spectrum shows Gear &amp; Pinion Speeds, along with Gear Mesh Frequency (GMF) and very small GMF harmonics. GMF harmonics commonly will have running speed sidebands around them. All peaks are of low amplitude, and no natural frequencies of gears are excited. <math>F_{MAX}</math> recommended at 3.25X GMF (minimum) when # teeth are known. If tooth count is not known, set <math>F_{MAX}</math> at 200X RPM on each shaft.</p> <p><b>B. TOOTH WEAR</b></p>   <p>Key indicator of Tooth Wear is excitation of Gear Natural Frequency (<math>f_n</math>), along with sidebands around it spaced at the running speed of the bad gear. Gear Mesh Frequency (GMF) may or may not change in amplitude, although high amplitude sidebands and number of sidebands surrounding GMF usually occur when wear is noticeable. Sidebands may be better wear indicator than GMF frequencies themselves. Also, high amplitudes commonly occur at either 2XGMF or at 3XGMF (esp. 3XGMF), even when GMF amplitude is acceptable.</p> <p><b>C. TOOTH LOAD</b></p>  <p>Gear Mesh Frequencies are often very sensitive to load. High GMF amplitudes do not necessarily indicate a problem, particularly if sideband frequencies remain low level, and no gear natural frequencies are excited. Each Analysis should be performed with system at maximum operating load for meaningful spectral comparisons.</p> <p><b>D. GEAR ECCENTRICITY AND BACKLASH</b></p>  <p>Fairly high amplitude sidebands around GMF harmonics often suggest gear eccentricity, backlash, or non-parallel shafts which allow the rotation of one gear to "modulate" either the GMF amplitude or the running speed of the other gear. The gear with the problem is indicated by the spacing of the sideband frequencies. Also, 1X RPM level of eccentric gear will normally be high if eccentricity is the dominant problem. Improper backlash normally excites GMF harmonics and Gear Natural Frequency, both of which will be sidebanded at 1X RPM. GMF amplitudes will often decrease with increasing load if backlash is the problem.</p> <p><b>E. GEAR MISALIGNMENT</b></p>  <p>Gear Misalignment almost always excites second order or higher GMF harmonics which are sidebanded at running speed. Often will show only small amplitude 1X GMF, but much higher levels at 2X or 3X GMF. Important to set <math>F_{MAX}</math> high enough to capture at least 3 GMF harmonics. Also, sidebands around 2XGMF will often be spaced at 2X RPM. Note that sideband amplitudes often are not equal on left and right side of GMF and GMF harmonics due to the tooth misalignment. Causes uneven wear pattern.</p> <p><b>F. CRACKED/BROKEN TOOTH</b></p>  <p>A Cracked or Broken Tooth will generate a high amplitude at 1X RPM of this gear <u>only</u> in the time waveform, plus it will excite gear natural frequency (<math>f_n</math>) sidebanded at its running speed. It is best detected in Time Waveform which will show a pronounced spike every time the problem tooth tries to mesh with teeth on the mating gear. Time between impacts (<math>\Delta</math>) will correspond to 1/RPM of gear with the problem. Amplitudes of Impact Spikes in Time Waveform often will be 10X to 20X higher than that at 1X RPM in the FFT!</p> <p><b>G. GEAR ASSEMBLY PHASE PROBLEMS</b></p>  <p style="text-align: center;"><math>GAPF = \frac{GMF}{N_A}</math></p>  <p>Gear Assembly Phase Freq. (GAPF) can result in Fractional Gear Mesh Frequencies (if <math>N_A &gt; 1</math>). It literally means (<math>T_g/N_A</math>) gear teeth will contact (<math>T_p/N_A</math>) pinion teeth and will generate <math>N_A</math> wear patterns, where <math>N_A</math> in a given tooth combination equals the product of prime factors common to the number of teeth on the gear and pinion (<math>N_A = \text{Assembly Phase Factor}</math>). GAPF (or harmonics) can show up right from the beginning if there were manufacturing problems. Also, its sudden appearance in a periodic survey spectrum can indicate damage if contaminant particles pass through the mesh, resulting in damage to the teeth in mesh at the time of ingestion just as they enter and leave meshing or that gears have been reoriented.</p> <p><b>H. HUNTING TOOTH PROBLEMS</b></p>  <p style="text-align: center;"><math>f_{HT} = \frac{(GMF)(N_A)}{(T_{GEAR})(T_{PINION})}</math></p>  <p>Hunting Tooth Frequency (<math>f_{HT}</math>) occurs when faults are present on both the gear and pinion which might have occurred during the manufacturing process, due to mishandling, or in the field. It can cause quite high vibration, but since it occurs at low frequencies predominately less than 800 CPM, it is often missed. A gear set with this tooth repeat problem normally emits a "growling" sound from the drive. The maximum effect occurs when the faulty pinion and gear teeth both enter mesh at the same time (on some drives, this may occur only 1 of every 10 to 20 revolutions, depending on the <math>f_{HT}</math> formula). Note that <math>T_{GEAR}</math> and <math>T_{PINION}</math> refer to number of teeth on the gear and pinion, respectively. <math>N_A</math> is the Assembly Phase Factor defined above. Will often modulate both GMF and Gear RPM peaks.</p> <p style="text-align: center;"><math>N_A = 1</math> is the ideal assembly phase factor in gear design</p> <p style="text-align: center;"><math>f_{HT} = \frac{(6X1000)(1)}{(8)(7)} = 143 \text{ CPM (One Pulse Per 7 Pinion Revolutions)}</math></p>		

# TABLE I ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
<b>GEARS (CONTINUED)</b>		
<b>I. LOOSE BEARING FIT</b>		Excessive Clearance of bearings supporting the gears can not only excite many running speed harmonics, but will often cause high amplitude response at GMF, 2GMF and/or 3GMF. These high GMF amplitudes are actually a response to, and not the cause of, looseness within the bearings supporting the gearing. Such excessive clearance can be caused either by extensive bearing wear or by improper bearing fit onto the journal during installation. Left uncorrected, it can cause excessive gear wear and damage to other components.
<b>AC INDUCTION MOTORS</b>		
<b>A. STATOR ECCENTRICITY, SHORTED LAMINATIONS OR LOOSE IRON</b>		Stator problems generate high vibration at 2X line frequency (2F <sub>L</sub> ). Stator eccentricity produces uneven stationary air gap between rotor and stator which produces very directional vibration. Differential Air Gap should not exceed 5% for induction motors and 10% for synchronous motors. Soft foot and warped bases can produce an eccentric stator. Loose iron is due to stator support weakness or looseness. Shorted stator laminations can cause uneven, localized heating which can distort the stator itself. This produces thermally-induced vibration which can significantly grow with operating time causing stator distortion and static air gap problems.
<b>B. ECCENTRIC ROTOR (Variable Air Gap)</b> $F_e = \text{Electrical Line Freq.}$ $N_s = \text{Synch. Speed} = \frac{120F_e}{P}$ $F_s = \text{Slip Freq.} = N_s - \text{RPM}$ $F_p = \text{Pole Pass Freq.} = F_e \times P$ $P = \# \text{ Poles}$		Eccentric Rotors produce a rotating variable air gap between the rotor and stator which induces pulsating vibration (normally between 2F <sub>L</sub> and closest running speed harmonic). Often requires "zoom" spectrum to separate 2F <sub>L</sub> and running speed harmonic. Eccentric rotors generate 2F <sub>L</sub> surrounded by Pole Pass frequency sidebands (F <sub>p</sub> ), as well as F <sub>s</sub> sidebands around running speed. F <sub>s</sub> appears itself at low frequency (Pole Pass Frequency = Slip Frequency X # Poles). Common values of F <sub>s</sub> range from about 20 to 120 CPM (0.3 - 2.0 Hz). Soft foot or misalignment often induces a variable air gap due to distortion (actually a mechanical problem; not electrical).
<b>C. ROTOR PROBLEMS</b>		Broken or Cracked rotor bars or shorting rings; bad joints between rotor bars and shorting rings; or shorted rotor laminations will produce high 1X running speed vibration with pole pass frequency sidebands (F <sub>p</sub> ). In addition, these problems will often generate F <sub>s</sub> sidebands around the second, third, fourth and fifth running speed harmonics. Loose or open rotor bars are indicated by 2X line freq. (2F <sub>L</sub> ) sidebands surrounding Rotor Bar Pass Frequency (RBPF) and/or its harmonics (RBPF = Number of Bars X RPM). Often will cause high levels at 2X RBPF, with only a small amplitude at 1X RBPF. Electrically induced arcing between loose rotor bars and end rings will often show high levels at 2X RBPF (with 2F <sub>L</sub> sidebands); but little or no increase in amplitude at 1X RBPF.
<b>D. PHASING PROBLEM (Loose Connector)</b>		Phasing problems due to loose or broken connectors can cause excessive vibration at 2X Line Freq. (2F <sub>L</sub> ) which will have sidebands around it spaced at 1/3 Line Freq. (1/3 F <sub>L</sub> ). Levels at 2F <sub>L</sub> can exceed 1.0 in/sec if left uncorrected. This is particularly a problem if the defective connector is only sporadically making contact. Loose or broken connectors must be repaired to prevent catastrophic failure.
<b>AC SYNCHRONOUS MOTORS</b>		
<b>(Loose Stator Coils)</b>		Loose stator coils in synchronous motors will generate fairly high vibration at Coil Pass Freq. (CPFF) which equals the number of stator coils X RPM (# Stator Coils = # Poles X # Coils/Pole). The Coil Pass Frequency will be surrounded by 1X RPM sidebands. Synchronous motor problems may also be indicated by high amplitude peaks at approx. 60,000 to 90,000 CPM, accompanied by 2F <sub>L</sub> sidebands. Take at least one spectrum up to 90,000 CPM on each motor bearing housing.
<b>DC MOTORS AND CONTROLS</b>		
<b>A. NORMAL SPECTRUM</b>		Many DC Motor and Control Problems can be detected by vibration analysis. Full-wave rectified, motors (6 SCR's) generate a signal at 6X Line Frequency (6F <sub>L</sub> = 360 Hz = 21,600 CPM); while half-wave rectified DC motors (3 SCR's) generate 3X Line Freq. (3F <sub>L</sub> = 180 Hz = 10,800 CPM). The SCR firing Frequency is normally present in a DC Motor Spectrum, but at low amplitude. Note the absence of other peaks at multiples of F <sub>L</sub> .
<b>B. BROKEN ARMATURE WINDINGS, GROUNDING PROBLEMS OR FAULTY SYSTEM TUNING</b>		When DC Motor spectra are dominated by high levels at SCR or 2X SCR, this normally indicates either Broken Motor Windings or Faulty Tuning of the Electrical Control System. Proper tuning alone can lower vibration at SCR and 2X SCR significantly if control problems predominate. High amplitudes at these frequencies would normally be above approximately .10 in/sec, peak at 1 X SCR and about .04 in/sec at 2 X SCR Firing Freq.
<b>C. FAULTY FIRING CARD OR BLOWN FUSE</b>		When one firing card fails to fire, then 1/3 of power is lost, and can cause repeated momentary speed changes in the motor. This can lead to high amplitudes at 1/3X and 2/3X SCR Frequency (1/3X SCR Freq. = 1X F <sub>L</sub> for half-wave rectified, but 2X F <sub>L</sub> for a full-wave rectified SCR). Caution: Card/SCR configuration should be known before troubleshooting motor (# SCR's, # Firing Cards, etc.).
<b>D. FAULTY SCR, SHORTED CONTROL CARD, LOOSE CONNECTIONS AND/OR BLOWN FUSE</b>		Faulty SCR's, Shorted Control Cards and/or Loose Connections can generate noticeable amplitude peaks at many combinations of line frequency (F <sub>L</sub> ) and SCR firing frequency. Normally, 1 bad SCR can cause high levels at F <sub>L</sub> and/or 5F <sub>L</sub> in 6 SCR motors. The point to be made is that neither F <sub>L</sub> , 2F <sub>L</sub> , 4F <sub>L</sub> , nor 5F <sub>L</sub> should be present in DC Motor spectra.
<b>E. FAULTY COMPARITOR CARD</b>		Faulty Comparator Cards cause problems with RPM fluctuation or "hunting". This causes a constant collapsing and regenerating of the magnetic field. These sidebands often approximate the RPM fluctuation and require a high resolution FFT to even detect them. Such sidebands could also be due to generation and regeneration of the magnetic field.
<b>F. ELECTRICAL CURRENT PASSAGE THRU DC MOTOR BEARINGS</b>		Electrically-induced Fluting is normally detected by a series of difference frequencies with the spacing most often at the outer race defect frequency (B/PFO), even if such fluting is present on both the outer and inner races. They most often show up in a range centered at about 100,000 to 150,000 CPM. A 180K CPM spectrum with 1800 lines is recommended for detection with measurements on both the OB and IB DC motor bearings.

# TABLE I ILLUSTRATED VIBRATION DIAGNOSTIC CHART

PROBLEM SOURCE	TYPICAL SPECTRUM	REMARKS
<p><b>BELT DRIVE PROBLEMS</b></p> <p style="text-align: right;"><small>BELT FREQ. = <math>\frac{3.142 \times \text{PULLEY RPM} \times \text{PITCH DIAM.}}{\text{BELT LENGTH}}</math></small></p> <p style="text-align: right;"><small>TIMING BELT FREQ. = <math>\text{BELT FREQ.} \times \# \text{ BELT TEETH}</math> = <math>\text{PULLEY RPM} \times \# \text{ PULLEY TEETH}</math></small></p>		
<p><b>A. WORN, LOOSE OR MISMATCHED BELTS</b></p> 	 <p style="text-align: center;"><small>PITCH DIAM. X RPM<sub>1</sub> = PITCH DIAM.<sub>2</sub> X RPM<sub>2</sub></small></p>	<p>Belt frequencies are below the RPM of either the motor or the driven machine. When they are worn, loose or mismatched, they normally cause 3 to 4 multiples of belt frequency. Often 2X belt freq. is the dominant peak. Amplitudes are normally unsteady, sometimes pulsing with either driver or driven RPM. On timing belt drives, wear or pulley misalignment is indicated by high amplitudes at the Timing Belt Frequency. Chain drives will indicate problems at Chain Pass Frequency which equals # Sprocket Teeth X RPM.</p>
<p><b>B. BELT/PULLEY MISALIGNMENT</b></p> 		<p>Misalignment of pulley produces high vibration at 1X RPM predominantly in the axial direction. The ratio of amplitudes of driver to driven RPM depends on where the data is taken, as well as on relative mass and frame stiffness. Often with pulley misalignment, the highest axial vibration on the motor will be at fan RPM, or vice versa. Can be confirmed by phase measurements by setting Phase Filter at RPM of pulley with highest axial amplitude; then compare phase at this particular frequency on each rotor in the axial direction.</p>
<p><b>C. ECCENTRIC PULLEYS</b></p> 		<p>Eccentric pulleys cause high vibration at 1X RPM of the eccentric pulley. The amplitude is normally highest in line with the belts, and should show up on both driver and driven bearings. It is sometimes possible to balance eccentric pulleys by attaching washers to taper-lock bolts. However, even if balanced, the eccentricity will still induce vibration and reversible fatigue stresses in the belt. Pulley eccentricity can be confirmed by phase analysis showing horizontal &amp; vertical phase differences of nearly 0° or 180°.</p>
<p><b>D. BELT RESONANCE</b></p> 		<p>Belt Resonance can cause high amplitudes if the belt natural frequency should happen to approach, or coincide with, either the motor or driven RPM. Belt natural frequency can be altered by changing either the belt tension, belt length or cross section. Can be detected by tensioning and then releasing belt while measuring the response on pulleys or bearings. However, when operating, belt natural frequencies will tend to be slightly higher on the tight side and lower on the slack side.</p>
<p><b>BEAT VIBRATION</b></p>		
	 <p style="text-align: right;"><small>WIDEBAND SPECTRUM</small></p>  <p style="text-align: right;"><small>ZOOM SPECTRUM</small></p>	<p>A Beat Frequency is the result of two closely spaced frequencies going into and out of synchronization with one another. The wideband spectrum normally will show one peak pulsating up and down. When you zoom into this peak (lower spectrum below), it actually shows two closely spaced peaks. The difference in these two peaks (<math>F_2 - F_1</math>) is the beat frequency which appears itself in the wideband spectrum. The beat frequency is not commonly seen in normal frequency range measurements since it is inherently low frequency, usually ranging from only approximately 5 to 100 CPM.</p> <p>Maximum vibration will result when the time waveform of one frequency (<math>F_1</math>) comes into phase with the waveform of the other frequency (<math>F_2</math>). Minimum vibration occurs when waveforms of these two frequencies line up 180° out of phase.</p>
<p><b>SOFT FOOT, SPRUNG FOOT AND FOOT-RELATED RESONANCE</b></p> 		<p>"Soft Foot" occurs when a machine's foot or frame deflects greatly when a hold-down bolt is loosened to hand tightness, causing the foot to rise more than approximately .002 - .003 inch. This does not always cause a great vibration increase. However, it can do so if the soft foot affects alignment or motor air gap concentricity.</p> <p>"Sprung Foot" can cause great frame distortion, resulting in increased vibration, force and stress in the frame, bearing housing, etc. This can occur when a hold-down bolt is forcefully torqued down on the sprung foot in an attempt to level the foot.</p> <p>"Foot-Related Resonance" can cause dramatic amplitude increases from 5X to 15X or more, as compared with that when the bolt (or combination of bolts) is loosened to hand tightness. When tight, this bolt can notably change the natural frequency of the foot or machine frame itself.</p> <p>Soft Foot, Sprung Foot or Foot-Related Resonance most often affects vibration at 1X RPM, but can also do so at 2X RPM, 3X RPM, 2X line frequency, blade pass frequency, etc. (particularly Foot-Related Resonance).</p>



## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil analisa dan pembahasan yang telah dilakukan pada Turbin Uap pabrik III PT Petrokimia Gresik. Maka dapat ditarik kesimpulan yang bisa digunakan PT Petrokimia Gresik sebagai salah satu referensi dalam peningkatan efisiensi dan mutu pemeliharaan, serta dapat digunakan dalam penelitian berikutnya yang berkesinambungan. Penulis menyimpulkan berdasarkan analisa yang telah dilakukan:

1. Setiap kondisi kerusakan mesin dapat ditentukan dari frekuensi spektrum dan juga .
2. Dengan menggunakan Vibration Diagram Chart dan melihat karakter amplitudo getaran pada 1x RPM sebelum balancing pada bearing C pada bearing B terdapat getaran pada 2x RPM dapat diketahui bahwa telah terjadi unbalance dan misalignment.
3. Pada bearing A dan bearing D terjadi unbalance, tapi dengan nilai amplitudo yang masih dibawah batas standart.
4. Jenis kerusakan yang ditemukan berdasarkan spektrum plot kerusakan unbalance dan kerusakan misalignment.
5. Setelah perbaikan, didapatkan penurunan nilai amplitudo, yaitu untuk bearing A menjadi 0,24 in/s; untuk bearing B menjadi 0,23 in/s; untuk bearing C menjadi 0,25 in/s; untuk bearing D menjadi 0,29 in/s.

#### **5.2 Saran**

Dari hasil analisis yang telah dilakukan maka penulis dapat memberikan saran Penggunaan SOP harus diterapkan sehingga tidak terjadi hal – hal yang tidak diinginkan dan membahayakan bagi karyawan dan pihak – pihak yang terlibat. Untuk pengerjaan TA selanjutnya, tidak hanya mengambil data dari ADRE saja, tapi juga mengambil data maintenance agar didapatkan jenis kerusakan yang lain, tidak terbatas unbalance saja.

*(Halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR PUSTAKA

1. Bently, D.E and Hatch, CT. 2002. **Fundamentals Of Rotating Machinery Diagnostics**. Canada : Bently Pressurized Bearing Press.
2. Dimarogonas, A. 1996. **Vibration for Engineers**. New jersey : Prentine Hall International Editions.
3. De Silva, W c. 200. **Hand book Vibration Fundamental and Practice**. Boca Raton : CLC Press LCC
4. Harris, A. T. 2001. **Rolling Bearing Analysis**. New York : John Wiley and sons
5. ISO 1940/1, **Balance Quality Requirement Of Rotating Rotor**. Internasional Organisation for standart.
6. Meirovitch, L. 2001. **Fundamental Of Vibration**. Singapore: Mc Graw- Hill International Edition.
7. Rao, S.S. 1995. **Mechanical Vibration Third Edition**. Purdue University.
8. Rao, J.S. 2000. **Vibration Condition Monitoring Of Machines**. Boca Raton: CLC Press LCC
9. Seto, W.W dan Sebayang, Darwin. 1997. **Getaran Mekanik**. Jakarta : Erlangga.
10. Srinivasan, P. 1982. **Mechanical Vibration Analysis**. New Delhi : Tata Mc Graw-Hill Publishing Company.
11. William, T.T. 1981. **Teori getaran dengan Penerapannya**. Jakarta : Erlangga

## BIODATA PENULIS



Penulis merupakan anak kedua dari pasangan Bapak Tri Yanto Yani dan Ibu Siti Rahayu yang memiliki satu kakak kandung. Penulis lahir di kota Bangkalan pada tanggal 05 September 1994. Jenjang pendidikan formal yang telah ditempuh berada di TK YKK II Bangkalan, SD Negeri Kemayoran 1 Bangkalan, SMP Negeri 2 Bangkalan dan SMA Negeri 1 Bangkalan. Pada tahun 2013 setelah lulus SMA penulis diterima di Program D3 Reguler ITS jurusan

Teknik Mesin dan mengambil bidang Konversi Energi sebagai bidang keahlian.

Di jurusan, penulis cukup aktif di bidang organisasi. Organisasi yang pernah diikuti penulis yaitu Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin (HMDM) dan Badan Eksekutif Mahasiswa Fakultas Teknologi Industri (BEM-FTI).

Penulis dapat dihubungi melalui email: [erwin.rariato@gmail.com](mailto:erwin.rariato@gmail.com)