



TUGAS AKHIR - TF 141581

***TRANSFER PATH ANALYSIS* SEBAGAI FITUR  
*UNTUK* DETEKSI KERUSAKAN PADA SISTEM  
POMPA SENTRIFUGAL-*BEAM***

IBNU TAUFAN  
NRP. 02311340000113

Dosen Pembimbing :  
Dr. Eng.Dhany Arifianto, S.T, M.Eng.  
Ir. Jerri Susatio, MT.

Program Studi S-1 Teknik Fisika  
Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2018

*“Halaman ini memang dikosongkan”*



**FINAL PROJECT - TF 141581**

**TRANSFER PATH ANALYSIS AS A FEATURE  
FOR DAMAGE DETECTION ON THE  
CENTRIFUGAL PUMP-BEAM SYSTEM**

**IBNU TAUFAN  
NRP. 0231134000113**

**Supervisors :**  
**Dr. Eng.Dhany Arifianto, S.T, M.Eng.**  
**Ir. Jerri Susatio, MT.**

**Engineering Physics Department  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya 2018**

*“Halaman ini memang dikosongkan”*

## PERNYATAAN BEBAS PLAGIARISME

Saya yang bertanda tangan di bawah ini :

Nama : Ibnu Taufan  
NRP : 02311340000113  
Departemen / Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika  
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri  
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "*Transfer Path Analysis* Sebagai Fitur untuk Deteksi Kerusakan Pada Sistem Pompa Sentrifugal-*Beam*" adalah benar-benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari orang lain. Apalagi di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia untuk menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenar-benarnya.

Surabaya, 14 Maret 2018  
Yang membuat pernyataan,



Ibnu Taufan  
NRP. 02311340000113

*“Halaman ini memang dikosongkan”*

**LEMBAR PENGESAHAN  
TUGAS AKHIR**

**TRANSFER PATH ANALYSIS SEBAGAI FITUR UNTUK  
DETEKSI KERUSAKAN PADA SISTEM POMPA  
SENTRIFUGAL-BEAM**

Oleh:

Ibnu Taufan

NRP. 02311340000113

Surabaya, 14 Maret 2018

Menyetujui,  
Dosen Pembimbing I



Dr. Dhany Arifianto, S.T., M.Eng.  
NIP. 19730071998021001

Menyetujui,  
Dosen Pembimbing II



Ir. Jerri Susatio, M.T.  
NIP. 195410171980031005

Mengetahui,

Kepala Departemen  
Teknik Fisika FTI-ITS



Mus Muhammad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D.  
NIP. 197809022003121002

*“Halaman ini memang dikosongkan”*

**TRANSFER PATH ANALYSIS SEBAGAI FITUR UNTUK  
DETEKSI KERUSAKAN PADA SISTEM POMPA  
SENTRIFUGAL-BEAM**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada

Bidang Studi Rekayasa Vibrasi dan Akustik  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Fisika  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**IBNU TAUFAN**  
**NRP. 0231134000113**

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Dhany Arifianto, S.T., M.Eng.
2. Ir. Jerri Susatio, M.T.
3. Ir. Wiratno Argo Asmoro, M.Sc. Ir.
4. Andi Rahmadiansah, S.T., M.T.
5. Dr. Gunawan Nugroho, S.T., M.T.

 (Pembimbing I)  
..... (Pembimbing II)  
..... (Penguji I)  
..... (Penguji II)  
..... (Penguji III)

**SURABAYA**  
**Maret, 2018**

*“Halaman ini me mang dikosongkan”*

**TRANSFER PATH ANALYSIS SEBAGAI FITUR UNTUK  
DETEKSI KERUSAKAN PADA SISTEM POMPA  
SENTRIFUGAL-BEAM**

**Nama** : Ibnu Taufan  
**NRP** : 0231134000113  
**Departemen** : Teknik Fisika FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Dhany Arifianto, S.T, M.Eng.  
Ir. Jerri Susatio, MT.

**Abstrak**

Pengukuran getaran di industri pada umumnya dilakukan pada mesin yang sedang beroperasi tetapi ketika terdapat dua mesin yang beroperasi dalam satu pondasi, maka getaran dari masing-masing pompa akan saling mempengaruhi satu sama lain karena adanya transmissibilitas dan mengakibatkan adanya perubahan pola spektrum frekuensi sinyal. Sehingga diperlukan deteksi kerusakan pompa dengan memanfaatkan fitur kerusakan pompa yang ditransmisikan ke pompa disekitarnya. Penelitian ini menggunakan pompa dengan kondisi yaitu normal, *unbalance* 6 g.cm, *unbalance* 27 g.cm, *misalignment* 1 mm, *misalignment* 2 mm, *misalignment* 3 mm dan kerusakan *bearing*. Metode penelitian dalam penelitian ini yaitu simulasi *ansys*, model matematis dan eksperimen. Pada perbandingan model matematik dan eksperimen di sumbu z di beam, Node ditengah beam node 3 terhadap node 4(sumber) memiliki transmissibilitas lebih dari 100%. Pada pengukuran 2 pompa dengan kondisi pompa nyala dan pompa yang lain mati(dalam skalar) menunjukkan bahwa kerusakan pompa yang menyala dapat dideteksi di pompa mati berdasarkan ISO 13373-1. Gaya operasional (dalam vektor) menggunakan metode *Transfer Path Analysis*(TPA) di node 1(acuan) ditransmisikan ke node 2, 3, dan 4 melalui struktur beam pada sumbu vertikal. Gaya operasional berbanding lurus dengan penambahan berat massa tambahan(*Unbalance*), *offset*(*Misalignment*), dan area rusak(*bearing fault*). Gaya operasional berbanding terbalik dengan penambahan jarak dengan

node 1(sumber) sebagai acuan. TPA pada pompa *unbalance* dominan di frekuensi 50 Hz, pompa *misalignment* dominan di frekuensi 50 Hz, 100 Hz dan 150 Hz, dan pompa *bearing fault* dominan di 300 Hz, 393 Hz, dan 438 Hz dengan *baseline* pompa normal. Oleh kerena itu, TPA dapat digunakan untuk mendeteksi kerusakan pompa melalui *Transfer Path Analysis* di beam.

**Kata Kunci: Transmissibilitas, Model Matematis, Transfer Path Analysis(TPA), Fitur Kerusakan Pompa**

**TRANSFER PATH ANALYSIS AS A FEATURE FOR  
DAMAGE DETECTION ON THE CENTRIFUGAL PUMP-  
BEAM SYSTEM**

**Name** : *Ibnu Taufan*  
**NRP** : *0231134000113*  
**Department** : *Engineering Physics FTI-ITS*  
**Supervisors** : *Dr. Dhany Arifianto, S.T, M.Eng.*  
*Ir. Jerri Susatio, MT.*

**Abstract**

*The measurement of vibration in the industry is generally done on the machine in operation but when there are two machines operating in one foundation, the vibrations of each pump will affect each other due to the transmissibility and changes of result in the signal frequency spectrum pattern. So that required detection of damage to the pump by utilizing the pump damage feature transmitted to the pump around it. This research use pump with condition that is normal, unbalance 6 g.cm, unbalance 27 g.cm, misalignmet 1 mm, misalignment 2 mm, misalignment 3 mm and bearing damage. Research method in this research use simulation using ansys, mathematical model and experimental. In the comparison of mathematical models and experiments on z axes in beam, node at the middle of beam node 3 to node 4(source) has transmissibility more than 100%. On the measurement of 2 pumpa with on and off condition indicates that the damage on pump can be detected at the off pump based on ISO 13373-1. The operational force(in vectors) using Transfer Path Analysis(TPA) method at node 1(reference) is transmitted to nodes 2, 3, and 4 through beam structure on vertical axes. Operational force is directly proportional to the additional of mass weight(Unbalance), offset(Misalignment), and defect area(bearing fault). Operational force is inversely proportional to the addition of distance with node 1(source) as a reference. TPA on unbalance pump dominant in frequency 50 Hz, misalignment dominant pump in frequency 50 Hz, 100 Hz and*

*150 Hz, and bearing fault pump dominant 300 Hz, 393 Hz, and 438 Hz with normal pump as baseline. Therefore, TPA can be used to detect pump damage through Transfer Path Analysis in beam.*

***Keywords : Transmissibility, Mathematical Model, Transfer Path Analysis(TPA), Feature Damage of Pump***

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat serta salam kepada Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya tugas akhir beserta laporan tugas akhir yang berjudul ***TRANSFER PATH ANALYSIS SEBAGAI FITUR UNTUK DETEKSI KERUSAKAN PADA SISTEM POMPA SENTRIFUGAL-BEAM***.

Penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian tugas akhir dan laporan Tugas Akhir ini. Penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Kedua orang tua (Bapak Mohammad Eksan dan Ibu St Saada) serta saudara (Yayuk Febriana dan Reni Yolanda). Terima kasih atas segala cinta, kasih sayang, doa, perhatian, serta dukungan moril dan materil yang telah diberikan.
2. Bapak Agus Muhamad Hatta, S.T., M.Si., Ph.D selaku Kepala Departemen Teknik Fisika yang telah memberikan petunjuk, ilmu, serta bimbingan selama menempuh pendidikan di Teknik Fisika.
3. Bapak Dr.Dhany Arifianto, S.T, M.Eng. dan Bapak Ir. Jerri Susatio, M.T. selaku dosen pembimbing yang telah dengan sabar memberikan petunjuk, ilmu, serta bimbingan yang sangat bermanfaat.
4. Bapak Ir. Wiratno Argo Asmoro, M.Sc., selaku Kepala Laboratorium Rekayasa Instrumensi yang telah memberikan ilmu, Peserta kemudahan perizinan.
5. Bapak Totok Ruki Biyanto, ST, MT, Ph.D., selaku dosen wali yang telah membimbing penulis selama perkuliahan.
6. Seluruh sahabat Laboratorium Vibrasi dan Akustik diantaranya Nike, Fanis, Yono, Dika, Harisma, Icha, Hafizh, Paklek, Mas fa, MbK Elok, MbK Nela dan lainnya terima kasih untuk semuanya.
7. Seluruh sahabat dan teman – teman Departemen Teknik Fisika angkatan 2013 (Annisa, Nike, Fanis, Yono, Dika, Icha, Hafizh, Harisma), terima kasih untuk semuanya.

8. Terima kasih kepada Yono, Ihsan, Icha, Fandi, Bina yang telah membantu pengambilan data eksperimen.
9. Seluruh dosen, karyawan dan civitas akademik Teknik Fisika, terimakasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.
10. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu, terimakasih atas bantuannya.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan tugas akhir ini tidak sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Fisika khususnya, dan civitas akademik ITS pada umumnya. Semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan tugas akhir bagi mahasiswa yang lain.

Surabaya, 14 Maret 2018

Penulis

## DAFTAR ISI

	Halaman
Halaman Judul.....	i
<i>Title Page</i> .....	ii
KATA PENGANTAR.....	xv
DAFTAR ISI.....	xvii
DAFTAR GAMBAR.....	xix
DAFTAR TABEL.....	xxiii
BAB I PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat.....	3
1.6 Sistematika Penulisan.....	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA.....	5
2.1 <i>Transmissibility</i> .....	5
2.2 <i>Transfer Path Analysis(TPA)</i> .....	6
2.3 Jenis Kerusakan Mesin Berputar.....	7
2.4 <i>Double Clamped Beam</i> .....	13
2.5 Analisa Modal.....	14
2.6 Fungsi <i>Transmissibility</i> Pada <i>Operational Modal</i> <i>Analysis(OMA)</i> .....	15
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	17
3.1 Objek Penelitian.....	17
3.2 Pemodelan <i>Plant</i> .....	19
3.3 Eksperimental <i>Set-up</i> .....	20
3.4 Persiapan Pengukuran.....	20
3.5 Pengolahan Data.....	22
3.6 Perhitungan Frekuensi Natural dan Gaya Operasional Beam Secara Simulasi.....	23
3.7 Gaya Operasional Untuk Fitur Kerusakan.....	24
3.8 Membandingkan hasil perhitungan, simulasi, dan eksperimen.....	24
3.9 Membandingkan Hasil FFT Sesuai ISO 13373-1 dan Gaya Operasional(TPA) Pada <i>Baseline</i> Pompa.....	25

3.10	Penyusunan Laporan.....	25
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....		27
4.1	Pemodelan Matematis Sistem Beam Sumbu x, y, dan z.....	27
4.2	Frekuensi Natural Sistem Massa-Beam.....	31
4.3	Hasil Perbandingan Model Matematis 3 Sumbu dan Hasil Pengukuran .....	32
4.4	Hasil Pengukuran Baseline Kerusakan Pompa.....	34
4.5	Hasil Pengukuran Pompa Nyala dan Pompa Mati .....	38
4.6	Hasil Simulasi Frekuensi Natural dan Gaya Operasional.....	40
4.7	Hasil Pengukuran Frekuensi Natural.....	45
4.8	Perbandingan Hasil FFT Sesuai ISO 13373-1 dan Gaya Operasional(TPA) Pada <i>Baseline</i> Pompa.....	46
4.9	Kenaikan Amplitudo Gaya Operasional(TPA) Pompa Rusak dari <i>Baseline</i> Pompa Normal.....	65
4.10	Kerusakan yang Sering Terjadi Pada Mesin Berputar Menggunakan Metode TPA.....	72
	76	
4.11	Perbandingan Nilai Frekuensi Natural Secara perhitungan/Simulasi dan Eksperimen .....	78
BAB V.....		79
PENUTUP.....		79
5.1	Kesimpulan.....	79
DAFTAR PUSTAKA.....		81

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Isolator getaran.....	5
Gambar 2. 2 <i>Transfer Path Analysis</i> pada mesin mobil.....	7
Gambar 2. 3 Komponen <i>bearing</i> .....	8
Gambar 2. 4 Spektrum vibrasi kerusakan <i>bearing</i> sumbu Vertikal .....	8
Gambar 2. 5 <i>Outer race defect(a) inner race defect(b)</i> .....	9
Gambar 2. 6 Spektrum vibrasi kerusakan <i>unbalance</i> .....	10
Gambar 2. 7 Kerusakan <i>unbalance</i> .....	11
Gambar 2. 8 Spektrum vibrasi kerusakan <i>misalignment</i> .....	12
Gambar 2. 7 Kerusakan paralel <i>misalignment</i> .....	13
Gambar 2. 9 <i>Doubly clamped beam</i> .....	14
Gambar 3. 1 <i>Impeller</i> dengan Penambahan Berat Massa 18 Gram pada Jarak 1.5 cm dari Sumbu Pusat .....	18
Gambar 3. 2 <i>Shaft</i> yang disambung dengan Besi Menggunakan Kopling.....	18
Gambar 3. 3 Kerusakan <i>Bearing</i> .....	19
Gambar 3. 4 Beam Tampak Samping .....	19
Gambar 3. 5 Sketsa <i>mini plant</i> .....	20
Gambar 3. 6 Konfigurasi Pengukuran Getaran menggunakan Akselerometer Array pada 3 Sumbu.....	20
Gambar 3. 7 Konfigurasi Pengukuran Baseline Pompa dan Beam .....	21
Gambar 3. 8 Konfigurasi Pengukuran Respon Impuls percepatan. .....	22
Gambar 3. 9 Penentuan Posisi Node .....	22
Gambar 3. 10 Metode RFP.....	23
Gambar 3. 11 Konfigurasi gaya operasional sumbu z .....	24
Gambar 4. 1 Beam tampak samping .....	27
Gambar 4. 2 Vektor <i>displacement</i> pada beam.....	31
Gambar 4. 3 Grafik perbandingan eksperimen dan matematis(Analisa modal) .....	33
Gambar 4. 4 Grafik perbandingan eksperimen dan matematis ...	34

Gambar 4. 5 Kenaikan Amplitudo pada Frekuensi 50 Hz Sumbu Vertikal dari Keadaan Normal (atas) menjadi <i>Unbalance</i> 27 g.cm(bawah).....	35
Gambar 4. 6 Kenaikan Amplitudo pada Frekuensi 50 Hz, 100 Hz dan 150 Hz sumbu vertikal dari Keadaan Normal (atas) menjadi <i>Misalignment</i> 3 mm (bawah) .....	36
Gambar 4. 7 Kenaikan dan perubahan pola Amplitudo pada frekuensi <i>bearing</i> 300 Hz, 393 Hz(3xBPFO), dan 438Hz(2xBPFI) sumbu vertikal dari Keadaan Normal (atas) menjadi <i>Bearing fault</i> (bawah).....	37
Gambar 4. 8 Perbandingan Amplitudo pada Frekuensi 0-155 Hz Sumbu Vertikal Pompa <i>Unbalance</i> 27 g.cm(atas) dan pompa mati(bawah).....	38
Gambar 4. 9 Perbandingan Amplitudo pada Frekuensi 300 Hz, 393Hz(3xBPFO), dan 438Hz(2xBPFI) Sumbu Vertikal Pompa <i>Bearing</i> (atas) dan pompa mati(bawah) .....	39
Gambar 4. 10 Perbandingan Amplitudo pada Frekuensi 0-155 Hz Sumbu vertikal Pompa <i>Misalignment</i> 3 mm(atas) dan pompa mati(bawah) .....	39
Gambar 4. 11 5 <i>Mode Shape</i> Beam.....	41
Gambar 4. 12 <i>Frequency Response</i> Percepatan Beam.....	41
Gambar 4. 13 Respon percepatan dalam domain frekuensi (a) node 1, (b) node 2 (c) node 3.....	42
Gambar 4. 14 Perbandingan Gaya operasional Pada Operational gaya 35.242 hz(merah) dan 50 hz(biru) dinode 1(a),2(b), dan 3(c).....	44
Gambar 4. 15 Respon Percepatan di 5 node beam.....	45
Gambar 4. 16 Frekuensi Natural beam di node 2, 3, dan 4 .....	45
Gambar 4. 17 fft Pompa <i>unbalance</i> 27 g.cm di node1(sumber), 2, 3, dan 4 Sumbu Vertikal.....	46
Gambar 4. 18 TPA Pada <i>Baseline</i> Pompa <i>Unbalance</i> 27 g.cm, <i>Unbalance</i> 6 g.cm, dan Normal di Node 1(sumber)(a), 2(b), 3(c), dan 4(d) Beam Sumbu Vertikal.....	49

Gambar 4. 19	Pengaruh Penambahan Berat Massa Tambahan dan Penambahan Jarak Pada <i>Kerusakan Unbalance</i> .....	50
Gambar 4. 20	Perbandingan TPA Pada <i>Baseline</i> Pompa <i>Unbalance</i> 27 g.cm(a), <i>Unbalance</i> 6 g.cm(b), dan normal(c) Sumbu Vertikal.....	53
Gambar 4. 21	fft Pompa <i>Misalignment</i> 3 mm di node1(sumber), 2, 3, dan 4 Sumbu vertikal.....	54
Gambar 4. 22	TPA Pada <i>Baseline</i> Pompa <i>Misalignment</i> 1, 2, 3 mm dan Pompa Normal di Node 1(a), 2(b), 3(c), dan 4(d) Beam Sumbu Vertikal.....	56
Gambar 4. 23	Pengaruh Penambahan <i>offset</i> dan Penambahan Jarak Pada Kerusakan <i>Misalignment</i> .....	57
Gambar 4. 24	Perbandingan TPA Pada <i>Baseline</i> Pompa <i>Misalignment</i> 3 mm(a), 2 mm(b), 1 mm(c), dan normal(d) Sumbu Vertikal.....	59
Gambar 4. 25	fft Pompa <i>Bearing Fault</i> di node1(sumber), 2, 3, dan 4 Sumbu Vertikal.....	60
Gambar 4. 26	TPA Pada <i>Baseline</i> Pompa <i>Bearing Fault</i> dan Pompa Normal di Node 1(a), 2(b), 3(c), dan 4(d) Beam Sumbu Vertikal.....	62
Gambar 4. 27	Pengaruh <i>Bearing</i> yang Rusak dan Penambahan Jarak Pada Kerusakan <i>Bearing</i> .....	63
Gambar 4. 28	Perbandingan TPA Pada <i>Baseline</i> Pompa <i>Bearing Fault</i> (a) dan normal(b) Sumbu Vertikal.....	65
Gambar 4. 29	Perbandingan TPA Pada <i>Baseline</i> Pompa Normal, <i>Bearing Fault</i> , <i>Misalignment</i> 3 mm, dan <i>Unbalance</i> 27 g.cm di Node 1(a), 2(b), 3(c), dan 4(d) Beam Sumbu Vertikal.....	67
Gambar 4. 30	Kenaikan Amplitudo Gaya Operasional Pompa Rusak dari <i>Baseline</i> Pompa Normal di Node 1(a), Node 2(b), Node 3(c), dan Node 4(d).....	69
Gambar 4. 31	Perbandingan TPA Pada <i>Baseline</i> Pompa Normal, Pompa Normal TA Fauziah, dan Pompa Rusak <i>Unbalance</i> (a), <i>Misalignment</i> (b), dan <i>Bearing Fault</i> (c) Sumbu Vertikal.....	77

*“Halaman ini memang dikosongkan”*

## DAFTAR TABEL

Tabel 3. 1 <i>Datasheet</i> Pompa Air Panasonic GP-129JXX.....	17
Tabel 4. 1 Frekuensi natural beam.....	32
Tabel 4. 2 Pengukuran <i>displacement</i> getaran di beam dengan sumber pompa normal.....	33
Tabel 4. 3 Perbandingan hasil model matematis dan eksperimen .....	33
Tabel 4. 4 Pengukuran <i>displacement</i> getaran di beam dengan sumber dipukul sumbu axial.....	34
Tabel 4. 5 Parameter pada beam.....	40
Tabel 4. 6 Perbandingan Gaya Operasional 35.242 Hz dan 50 Hz .....	44
Tabel 4. 7 Frekuensi Natural beam.....	45
Tabel 4. 8 Perubahan amplitudo gaya operasional akibat peningkatan berat massa tambahan pada Pompa Normal, <i>Unbalance</i> 6 g.cm, dan <i>Unbalance</i> 27 g.cm .....	52
Tabel 4. 9 Gaya Operasional Pompa <i>Misalignment</i> 3 mm, 2 mm, 1 mm dan Normal .....	58
Tabel 4. 10 Gaya Operasional Pompa <i>Bearing Fault</i> dan Normal .....	64
Tabel 4. 11 Kenaikan Amplitudo Gaya Operasional Pompa <i>Unbalance</i> 6 g.cm dan 27 g.cm dari Baseline Pompa Normal di Node 1(a), Node 2(b), Node 3(c), dan Node 4(d).....	72
Tabel 4. 12 Kenaikan Amplitudo Gaya Operasional Pompa <i>Misalignment</i> 1, 2, 3 mm dari Baseline Pompa Normal di Node 1(a), Node 2(b), Node 3(c), dan Node 4(d).....	72
Tabel 4. 13 Kerusakan yang sering terjadi pada mesin berputar menggunakan metode TPA Pada Sumbu Vertikal . 73	
Tabel 4.14 Eror Frekuensi Natural Perhitungan, Simulasi, dan Eksperimen .....	78

*“Halaman ini memang dikosongkan”*

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Pemodelan sistem secara matematis dapat diaplikasikan dalam banyak hal diantaranya yaitu mesin dalam proses industri. Pemodelan sistem digunakan untuk mendeteksi kerusakan yang terjadi pada mesin tersebut. Kerusakan mesin dapat disebabkan oleh bagian dalam dari mesin itu sendiri maupun akibat dari getaran mesin lain yang berada di sekitarnya. Kerusakan mesin yang tidak segera diperbaiki dapat menyebabkan mesin mengalami trip (berhenti berputar), kondisi tersebut dalam proses industri dapat menimbulkan kerugian dari segi biaya, waktu, jumlah produksi dan kualitas produk. Oleh karena itu diperlukan suatu metode untuk mengetahui kondisi kerusakan mesin yang terjadi agar segera dilakukan penjadwalan untuk melakukan maintenance pada mesin. Metode yang sering digunakan adalah *vibration monitoring*. Metode ini dilakukan dengan cara mengukur getaran mesin saat mesin beroperasi. Tetapi apabila terdapat lebih dari satu mesin dalam satu pondasi/isolasi yang sama akan terjadi *transmissibility* antar mesin yang mengakibatkan perubahan spektrum vibrasi mesin.

Pada penelitian yang dilakukan oleh Timothy James Johnson (Johnson, 2002) mengenai prinsip *transmissibility* untuk mengetahui tiga level identifikasi kerusakan yaitu deteksi, lokasi, dan kuantifikasi pada struktur bangunan 3 lantai. Hasil penelitian menunjukkan adanya *transmissibility* yang besar pada sumbu dan kondisi tertentu. Anisatul Fauziah (Fauziah, 2014) juga menggunakan prinsip *transmissibility* untuk deteksi multi-kerusakan beberapa pompa pada bantalan yang sama menggunakan *accelerometer*. Hasil penelitian menyatakan bahwa *transmissibility* dapat dideteksi menggunakan *accelerometer array* yang dibuktikan dengan adanya perubahan diagnosis kerusakan pompa yang dilihat pada spektrum *Fast Fourier Transform*. Kedua penelitian tersebut menggunakan pengukuran secara langsung tanpa memodelkan *transmissibility* secara

matematis. Kelebihan dari pengukuran secara langsung yaitu dapat mengukur dengan presisi level getaran atau kerusakan yang terjadi pada struktur atau mesin tertentu. Sedangkan kekurangannya yaitu perlu dilakukannya pengambilan data pada setiap mesin untuk mengetahui kerusakan yang terjadi. Model matematis pada disertasi yang dilakukan oleh Alessandro Carella (Carella, 2008) dimana penelitian tersebut bertujuan untuk mengetahui performansi isolator getaran dengan sistem massa-pegas-magnet menggunakan prinsip *transmissibility*. Selain itu, prinsip *transmissibility* juga digunakan untuk mengetahui perbedaan pengaruh *linear viscous damping* dan *pure cubic viscous damping* pada performansi sistem isolasi getaran seperti penelitian yang dilakukan oleh Ivana Kovacic dkk (Kovacic, 2009). Pemodelan matematis juga dilakukan oleh Nihlatul Falasifah (Falasifah, 2015). Penelitian tersebut bertujuan untuk mengetahui *transmissibility* absolut dan relatif pada sistem pompa sentrifugal yang ditopang oleh bantalan/beam untuk mengetahui variasi nilai kekakuan dan koefisien peredam terhadap pengurangan energi getar yang ditransmisikan. Penelitian oleh kim Ba-Leum (Ba-Leung, 2017) menggunakan *transmissibility* dalam vektor(*transfer path analysis*) untuk meningkatkan akurasi pengukuran getaran dengan cara memodifikasi matrix *frequency respon function* sehingga dapat mereduksi noise dari selain getaran dari kompresor. Penelitian oleh Huang Wentao (Wentao, 2017) menggunakan prinsip *transfer path analysis*(*TPA*) untuk mengetahui getaran yang ditranfer pada bagian-bagian turbin angin. Belum ada penelitian *transfer path analysis* sebagai fitur untuk deteksi kerusakan beberapa mesin berputar dalam satu pondasi/isolasi menggunakan prinsip *TPA*.

Oleh karena itu disusun tugas akhir dengan judul “*Transfer Path Analysis* Sebagai Fitur untuk Deteksi Kerusakan pada Sistem Pompa Sentrifugal- *Beam*”. Penelitian ini dapat digunakan untuk memprediksi kerusakan pompa atau mesin di sekitarnya hanya dengan melakukan pengukuran getaran pada satu pompa atau mesin saja dengan memanfaatkan transmisibilitas antar mesin untuk menghemat biaya, waktu dan tenaga dalam dunia industri.

## 1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan uraian latar belakang di atas, permasalahan yang diambil dalam tugas akhir ini adalah bagaimana mengetahui *transfer path analysis* pada sistem pompa sentrifugal-beam untuk menganalisis besarnya energi getar yang ditransmisikan dari satu pompa(sumber) ke bagian-bagian pondasi dan pompa lain disekitarnya sehingga dapat digunakan sebagai fitur untuk deteksi kerusakan.

## 1.3 Tujuan

Tugas akhir ini bertujuan untuk mengetahui *transfer path analysis* pada sistem pompa sentrifugal beam untuk menganalisis besarnya energi getar yang ditransmisikan dari satu pompa(sumber) ke bagian-bagian pondasi dan pompa lain disekitarnya sehingga dapat digunakan sebagai fitur untuk deteksi kerusakan.

## 1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan-batasan masalah dalam tugas akhir ini sebagai berikut :

- a. Pompa sentrifugal yang digunakan adalah pompa air Panasonic GP-129JXX.
- b. Pompa yang digunakan berjumlah 4 buah dengan 1 buah pompa normal dan 3 buah pompa yang telah rusak.
- c. Masing-masing pompa dianggap sebagai massa tergumpal.
- d. Kerusakan pada pompa yang dibuat yaitu *unbalance* 27 g.cm, *misalignment* 3 mm, dan *bearing fault*.
- e. Pondasi yang digunakan untuk penopang pompa berupa baja A36 dengan tipe *double clamped beam*.
- f. Kayu yang menyelubungi baja sebagai bantalan pompa diabaikan.

## 1.5 Manfaat

Penelitian tugas akhir ini diharapkan mampu memberikan manfaat bagi penelitian selanjutnya dalam kalangan mahasiswa dan mampu membawa manfaat bagi industri untuk mendeteksi

kerusakan beberapa mesin dipondasi yang sama dengan memanfaatkan adanya *transfer path analysis*.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

Penyusunan laporan ini dilakukan secara sistematis dan tersusun dalam lima bab dengan penjelasan sebagai berikut,

### **BAB I Pendahuluan**

Bab ini dijelaskan tentang latar belakang, rumusan masalah, tujuan, batasan masalah, manfaat, dan sistematika penulisan.

### **BAB II Tinjauan Pustaka**

Pada bab ini dibahas teori-teori dasar yang menunjang dan terkait dengan tugas akhir ini.

### **BAB III Metodologi Percobaan**

Pada bab ini dijelaskan mengenai tahapan-tahapan yang dilakukan dalam tugas akhir ini.

### **BAB IV Analisis Data dan Pembahasan**

Pada bab ini dilakukan analisis data kemudian dilakukan pembahasan.

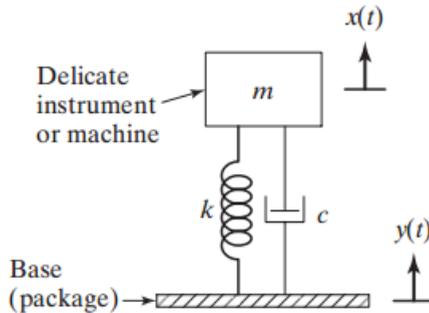
### **BAB V Penutup**

Bab ini berisi tentang simpulan dari penelitian tugas akhir yang telah dilakukan dan saran untuk perbaikan penelitian selanjutnya.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 *Transmissibility*

*Transmissibility* biasanya digunakan dalam bidang peredam getaran untuk mengurangi efek energi getaran yang tidak diinginkan. Model sederhana untuk isolator getaran direpresentasikan dalam *single-degree-of-freedom* seperti pada gambar 2.1 berikut.



Gambar 2. 1 Isolator getaran

*Transmissibility* merupakan rasio amplitudo gaya atau *displacement* vibrasi pada bantalan terhadap amplitudo gaya atau *displacement* vibrasi pada mesin(input) (Rao, 2004). Berikut merupakan fungsi umum prinsip *transmissibility* :

$$Tr = \frac{\text{Amplitudo gaya yang ditransmisikan}}{\text{Amplitudo gaya pada input}}$$

Pada umumnya gaya yang dihasilkan mesin sangat besar. Gaya yang transmissikan ke pondasi dapat dikurangi dengan menggunakan peredam yang baik. Gaya yang ditransmisikan ke pondasi adalah penjumlahan dari gaya pegas dan gaya dari *dampner*. Amplitudo gaya yang ditransmisikan ditunjukkan pada persamaan (2.1).

$$F_T = \sqrt{[(kx)^2 + (c\omega x)^2]} \quad (2.1)$$

Rumus untuk rasio *transmissibility* absolut-nya ditunjukkan pada persamaan (2.2).

$$T_a = \frac{F_T}{F} = \frac{x\sqrt{(k)^2+(c\omega)^2}}{F} \quad (2.2)$$

$$T_a = \frac{F}{\sqrt{(1-(\frac{\omega}{\omega_0})^2)^2+4\zeta^2(\frac{\omega}{\omega_0})^2}} \quad (2.3)$$

Rumus matematis koefisien peredam untuk sistem yang memiliki satu derajat kebebasan atau disebut *Single Degree of Freedom* (SDOF) ditunjukkan pada persamaan (2.4),

$$c = 2\xi\sqrt{k \cdot m_{total}} \quad (2.4)$$

Nilai frekuensi natural, rasio redaman, dan rasio frekuensi dinyatakan pada persamaan (2.5), (2.6), dan (2.7).

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{k}{m_{total}}} \quad (2.5)$$

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k \cdot m_{total}}} \quad (2.6)$$

$$r = \frac{\omega}{\omega_0} \quad (2.7)$$

dengan :

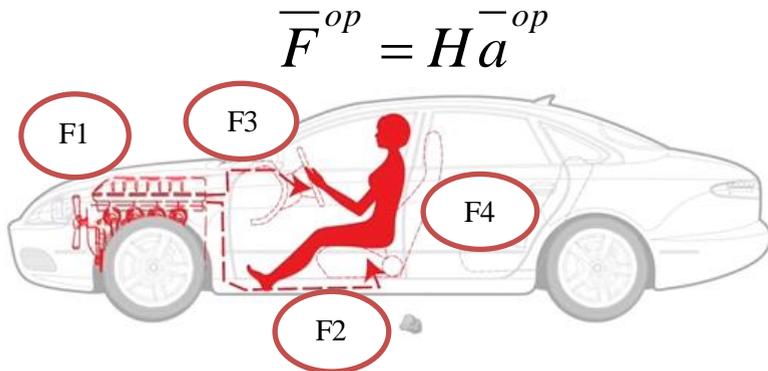
- $F_T$  = gaya yang ditransmisikan (N),
- $T_a$  = rasio *transmissibility* absolut (dB),
- $\omega$  = kecepatan putar (rad/s),
- $\omega_0$  = frekuensi natural,
- $r$  = rasio frekuensi,
- $c$  = koefisien redaman (Ns/m),
- $k$  = *spring stiffness* (N/m),
- $m_{total}$  = massa total (kg),
- $x$  = *displacement* (m),
- $\zeta$  = rasio redaman.

## 2.2 Transfer Path Analysis(TPA)

*Transmissibility* pada umumnya merupakan skalar atau hanya memiliki besaran saja. Pada kenyataannya, getaran pada suatu struktur tertentu merambat secara vektor atau memiliki besaran dan arah. Sehingga *transmissibility* merupakan vektor. *Transmissibility* secara vektor disebut dengan *transfer path analysis(TPA)*. TPA merupakan kumpulan dari *transmissibility* vektor yang dapat digunakan untuk mengetahui pola energi getar

dari sumber yang merambat melalui struktur (*structure borne-path*) tertentu menuju lokasi penerima.

Persamaan TPA yaitu kumpulan dari gaya operasional yang merupakan perkalian antara  $H$  (Frekuensi natural struktur) dikali dengan  $a$  (percepatan operasional) (Ba-Leung, 2017).  $H$  didapat dari analisa modal menggunakan *shaker* atau *impact hammer*.  $H$  bisa juga didapatkan menggunakan bola yang dijatuhkan dari ketinggian tertentu sebagai gaya *impact*. Sedangkan  $a$  didapat dari pengukuran pada waktu sumber dinyalakan dalam keadaan *steady state*.



### Structure-borne path

Gambar 2. 2 *Transfer Path Analysis* pada mesin mobil

Pada gambar 2.2 merupakan ilustrasi perambatan getaran dari mesin mobil (sumber) yang merambat ke tempat duduk supir melalui bagian setir mobil dan bagian *chassis* mobil. Perambatan getaran dari sumber yaitu gaya operasional  $F1$  merambat melalui setir yaitu  $F3$  kemudian ke tubuh supit  $F4$ . Sedangkan yang merambat melalui *chassis* mobil yaitu  $F1$  kemudian  $F2$  dan penerima  $F4$ . TPA pada mobil dapat digunakan untuk menganalisa kenyamanan mengemudi.

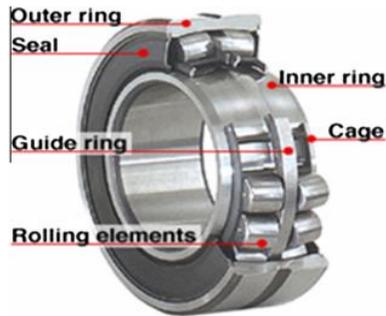
### 2.3 Jenis Kerusakan Mesin Berputar

Jenis kerusakan mesin berputar yang sering terjadi di Industri yaitu *bearing fault*, *unbalance*, dan *misalignment*. Setiap jenis kerusakan dapat dideteksi melalui amplitudo vibrasi mesin di

domain frekuensi pada rentang frekuensi tertentu. Berikut merupakan beberapa jenis kerusakan mesin berputar.

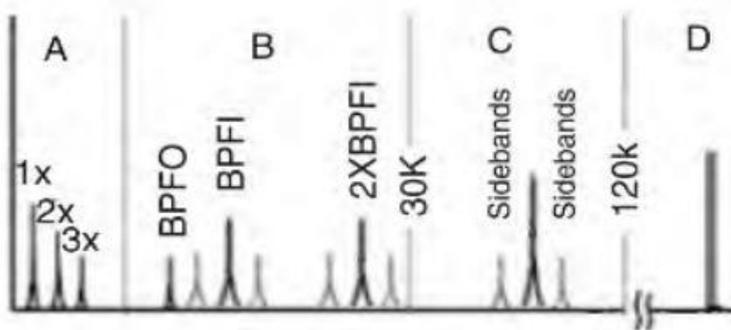
a. *Bearing Fault*

Kerusakan jenis *bearing fault* adalah kerusakan yang terjadi pada *bearing* dimana kerusakan dibuat dengan cara memukul *bearing* pada *outer ring* menggunakan palu (Girdhar, 2004).



Gambar 2. 3 Komponen *bearing*

*Outer ring* merupakan ring bagian luar *bearing*. Ada tiga kerusakan bearing yaitu kerusakan *inner ring*, *ball bearing* dan *outer bearing*. Kerusakan yang paling sering terjadi di Industri adalah kerusakan *outer ring*. Pada spektrum kerusakan *bearing* akan tampak tubrukan (*impact*) beberapa frekuensi dengan amplitudo tinggi seperti ditunjukkan gambar 2.4 (Girdhar, 2004).



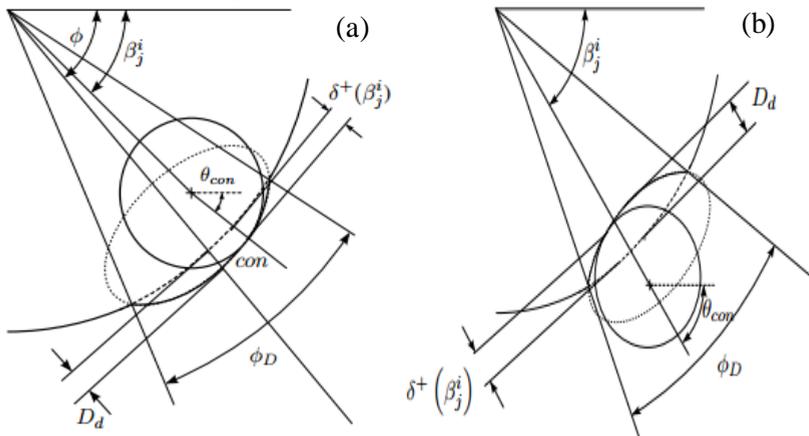
Gambar 2. 4 Spektrum vibrasi kerusakan *bearing* sumbu Vertikal

Pada sumbu radial yaitu vertikal dan horizontal. Secara umum kerusakan *journal bearing* ditandai dengan kenaikan amplitudo di 1xrpm sampai 10xrpm jika dibandingkan dengan normal. Ada dua tipe kerusakan *bearing* yang sering terjadi yaitu kerusakan tipe *outer* dan *inner ring*. Kerusakan bearing tipe *outer ring* dapat dideteksi menggunakan BPFO(Ball Pass Frequency Outer Race). Pada 1xBPFO, 2xBPFO, 3xBPFO terdapat *peak* yang dominan. Dan diantara 2 *peak* BPFO terdapat amplitudo yang besar jika dibandingkan dengan pompa normal. Kerusakan tipe *inner ring* dapat dideteksi menggunakan BPFI(Ball Pass Frequency Inner Race). Pada 1xBPFI, 2xBPFI, 3xBPFI terdapat *peak* yang dominan (Girdhar, 2004) (Mais, 2002) (ISO13373-1, 2002). Perhitungan BPFO yaitu perkalian antara koefisien BPFO dan 1xrpm pompa. Sedangkan perhitungan BPFI yaitu perkalian antara koefisien BPFI dan 1xrpm pompa (Felten, 2003).

$$BPFO = k.bpfo \times 1xrpm \text{ pompa} \quad (2.8)$$

$$BPFI = k.bpfi \times 1xrpm \text{ pompa} \quad (2.9)$$

Tipe kerusakan *outer* dan *inner race* ditandai dengan bagian *outer* dan *inner* yang rusak atau penyok. Berikut merupakan pemodelan matematis gaya yang diakibatkan oleh bagian *outer* dan *inner race* yang rusak (Ghalemchi, 2014).



Gambar 2. 5 Outer race defect(a) inner race defect(b)

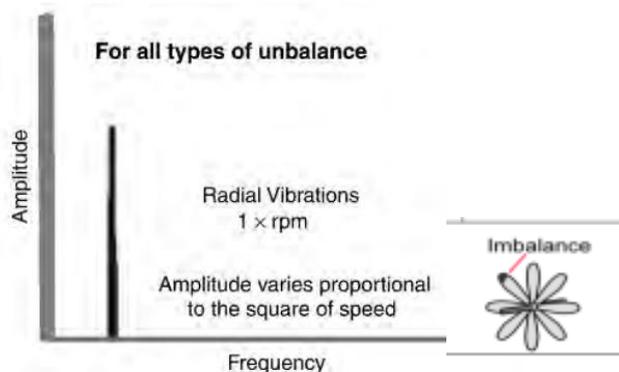
$$F_{j,D}^i = k_{con,D}^{tot} \left( \delta(\beta_j^i) \right)_D^3 \cos(\beta_j^i - \theta_{con}) \quad (2.10)$$

$$F_{j,D}^i = k_{con,D}^{tot} \left( \delta(\beta_j^i) \right)_D^3 \cos(\theta_{con} - \beta_j^i) \quad (2.11)$$

Persamaan 2.10 dan 2.11 merupakan gaya operasional akibat *defect* pada *outer race* dan *inner race*.  $D$  merupakan area *defect*,  $k_{con,D}^{tot}$  merupakan *contact stiffness*,  $\theta_{con}$  merupakan sudut kontak dari *roller*, dan  $\delta(\beta_j^i)$  merupakan *displacement* di bagian yang penyok. Berdasarkan persamaan 2.10 dan 2.11, gaya operasional di frekuensi BPFO dan BPFI akan mengalami kenaikan apabila  $D$  (area *defect*) juga mengalami kenaikan.

#### b. *Unbalance*

Kerusakan jenis *unbalance* ditandai dengan pusat massa tidak sesumbu dengan pusat sumbu rotasi sehingga rotor mengalami gaya berlebih terhadap *bearing* yang menghasilkan gaya sentrifugal. Faktor-faktor penyebab kerusakan *unbalance* antara lain kesalahan saat proses *assembly*, eksentrisitas komponen, adanya kotoran saat pengecoran, korosi, keausan, distorsi geometri karena beban termal dan beban mekanik saat penumpukan material (Girdhar, 2004).



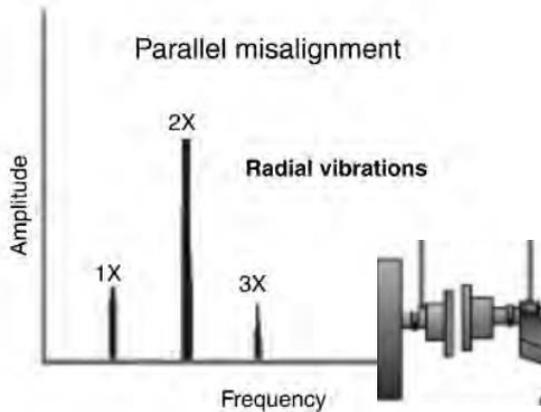
Gambar 2. 6 Spektrum vibrasi kerusakan *unbalance*



massa tambahan, maka gaya operasional pompa *unbalance* semakin besar.

c. *Misalignment*

Jenis kerusakan *misalignment* terjadi ketika frekuensi *shaft* berputar pada satu kali putaran, dua kali putaran, maupun tiga kali putaran. *Misalignment* menghasilkan getaran lebih besar dibandingkan pada keadaan normal pada 2xRPM dan 3xRPM dan terjadi tidak hanya pada arah aksial namun juga arah radial (vertikal dan horizontal).

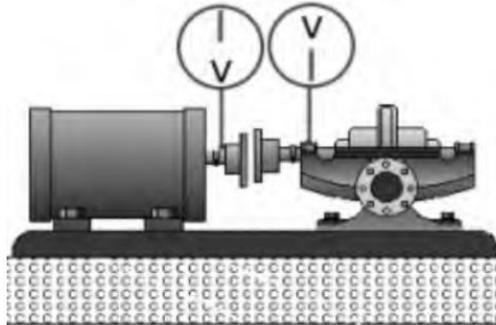


Gambar 2. 8 Spektrum vibrasi kerusakan *misalignment*

Salah satu kerusakan *misalignment* pada mesin berputar adalah *parallel misalignment*. *Shaft* pada *parallel misalignment* terjadi *offset*. Jika kerusakan *misalignment* menjadi semakin parah, maka pengukuran pada arah radial terdapat perbedaan fasa pada  $0^\circ$  atau  $180^\circ (\pm 30^\circ)$  antara sisi dalam dan sisi luar *bearing*. Perbedaan *fasa* horizontal mendekati  $180^\circ$  pergeseran *fasa* dibandingkan dengan perbedaan *fasa* vertical. Kerusakan *parallel misalignment* ditandai dengan amplitudo yang dominan pada 1x, 2x, atau 3xrpm sumbu radial (vertikal dan horizontal) (Girdhar, 2004) (Mais, 2002) (ISO13373-1, 2002).

Perhitungan gaya operasional pompa paralel *misalignment* akibat penambahan jarak *offset* mirip sama dengan perhitungan gaya operasional *unbalance* yaitu sebagai berikut (Girdhar, 2004).

$$F(\text{misalignment}) = Mu.r^2.\omega^2.\sin(\omega t) \quad (2.13)$$

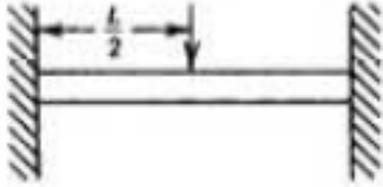


Gambar 2. 9 Kerusakan paralel *misalignment*

Persamaan 2.13 merupakan persamaan gaya operasional paralel *misalignment* akibat penambahan jarak *offset*.  $M$  merupakan massa beban,  $u$  merupakan jarak *offset* terhadap sumbu putar,  $\omega$  merupakan kecepatan angular pompa,  $t$  merupakan waktu dalam sekon. Berdasarkan persamaan 2.13, semakin besar jarak *offset*, maka gaya operasional pompa *misalignment* semakin besar.

#### 2.4 Double Clamped Beam

*Double clamped beam* merupakan bantalan atau beam yang kedua ujungnya terikat. Beam merupakan komponen struktural yang digunakan sebagai bantalan beban. Penggunaan beam banyak sekali mulai dari jembatan, peredam mesin dan beam pada chasis. *Beam* jenis *double clamped* biasanya digunakan untuk penyangga beban vertikal, gaya geser dan momen lentur. Berikut merupakan gambar untuk *doubly clamped beam*.



Gambar 2. 10 *Doubly clamped beam*

Untuk menentukan nilai *spring stiffness* pada *doubly clamped beam* baik pada sumbu vertikal maupun horizontal ditunjukkan pada persamaan (2.17) (Ritcher, 2011),

$$k = \frac{2EI}{L} \quad (2.17)$$

dengan :

- $k$  = *spring stiffness* (N/m),
- $E$  = *modulus of elasticity* (Pa),
- $I$  = momen inersia (m<sup>4</sup>),
- $L$  = panjang dari *beam* (m).

## 2.5 Analisa Modal

Analisa modal merupakan sebuah metode untuk mengetahui sifat dinamik dari suatu sistem dalam domain frekuensi. Untuk multi *degree of freedom* dengan  $N$  *degree of freedom* (Mahmet, 2007), persamaan gerak dapat dituliskan dalam bentuk matrix :

$$[M] \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + [C] \begin{Bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{Bmatrix} + [K] \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f(t) \\ g(t) \end{Bmatrix} \quad (2.18)$$

Dimana  $[M]$ ,  $[C]$ , dan  $[K]$  merupakan  $N \times N$ , massa, peredam dan matrik kekakuan, dan  $x(t)$ ,  $f(t)$  merupakan *displacement* dan gaya. Jika struktur diberikan eksitasi sinusoidal berupa gaya yang sama pada frekuensi yang sama, maka amplitudo dan fase gaya tersebut yaitu

$$\begin{Bmatrix} f(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (2.19)$$

Dan solusinya menjadi:

$$\begin{Bmatrix} x(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} X \end{Bmatrix} e^{i\omega t} \quad (2.20)$$

Maka persamaan geraknya menjadi :

$$\left( [K] - \omega^2 [M] + i\omega [C] \right) \{X\} e^{i\omega t} = \{F\} e^{i\omega t} \quad (2.21)$$

Apabila disederhanakan menjadi

$$\{X\} = \left( [K] - \omega^2 [M] + i\omega [C] \right)^{-1} \{F\} \quad (2.22)$$

$$\{X\} = [Z]^{-1} \{F\} \quad (2.23)$$

Dimana  $Z$  merupakan matrik kekakuan dinamik.  $[Z]^{-1}$  merupakan matrik *frequency respon function* dalam domain frekuensi. Berikut merupakan persamaannya :

$$\{X(\omega)\} = [H(\omega)] \{F(\omega)\} \quad (2.24)$$

Dimana

$$[H(\omega)] = [Z]^{-1} = [K] - \omega^2 [M] + i\omega [C] \quad (2.25)$$

## 2.6 Fungsi *Transmissibility* Pada *Operational Modal Analysis (OMA)*

Fungsi *transmissibility* pada *operational modal analysis* didefinisikan sebagai respon frekuensi antara respon gerak dan input gerak, berbeda dengan fungsi admitansi yang merupakan respon frekuensi antara respon gerak dan input gaya (Mahmet, 2007). Fungsi *transmissibility* digunakan secara luas pada bidang analisa modal secara eksperimen.

Fungsi *transmissibility* dapat diukur tanpa mengetahui gaya eksitasi. *Transmissibility* diukur dengan cara yang sama dengan fungsi admitansi, akan tetapi respon di normalisasi menggunakan sebuah respon sinyal sebagai referensi dan sebuah respon sinyal sebagai keluaran. Fungsi *transmissibility*  $T_{ij}(s = i\omega)$  antara respon keluaran  $i$  dan respon referensi  $j$  adalah rasio antara dua

respon  $X_i(s = i\omega)$  dan  $X_j(s = i\omega)$ , dengan  $s$  merupakan parameter kompleks pada domain laplace.

$$T_{ij} = \frac{X_i(s)}{X_j(s)}$$

Cara yang paling banyak digunakan untuk mengetahui fungsi *transmissibility* adalah dengan menggunakan  $H_1$  yaitu

$$H_1(s) = \frac{Sx_i x_j(s)}{Sx_j x_j(s)}$$

Dengan  $Sx_j x_j(s)$  merupakan *autopower spectra* dari respon referensi  $X_j(s)$  dan dengan  $Sx_i x_j(s)$  merupakan *cross power spectra* antara respon keluaran  $X_i(s)$  dan respon referensi  $X_j(s)$ .

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Objek Penelitian

Objek yang akan digunakan pada tugas akhir ini adalah *beam* yang merupakan baja A36 dengan dimensi dengan dimensi panjang 86 cm, lebar 3.5 cm, dan tebal 0,5 cm dan *mini plant* mesin pompa sentrifugal yaitu pompa air jenis Panasonic GP – 129JXK yang berada di laboratorium vibrasi dan akustik Teknik Fisika ITS. Pada tugas akhir ini akan digunakan 4 buah pompa dengan 1 pompa normal dan 3 buah pompa yang mempunyai kerusakan. Kerusakan yang dipakai adalah *unbalance* 6 g.cm, *unbalance* 27 gram.cm, *misalignment* 1 mm, *misalignment* 2 mm, *misalignment* 3 mm, dan *bearing fault*.

Di bawah ini merupakan *datasheet* pompa air jenis Panasonic GP-129JXK (Pompa Air Panasonic GP-129JXK, 2018).

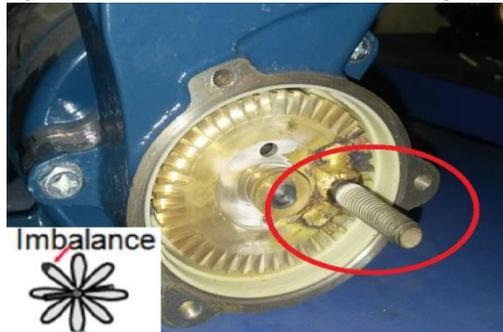
Tabel 3. 1 *Datasheet* Pompa Air Panasonic GP-129JXK

<i>Maximum Capacity</i>	30 liter/menit
<i>Capacity at 12 m</i>	18 liter/menit
<i>Power Suction</i>	9 meter
<i>Maximum Total Head</i>	30 meter
<i>Motor Power</i>	125 watt
<i>Suction Pipe</i>	1 inch (25 mm)
<i>Push Pipe</i>	1 inch (25 mm)
<i>Size (LxWxH)</i>	206 x 152 x 212 mm
<i>Weight</i>	5,9 kg
<i>Rotational Speed</i>	3000 rpm

#### 3.1.1 Pompa *Unbalance*

Pompa *Unbalance* dibuat dengan cara menambah berat massa pada impeller pompa dengan cara dilas. Impeller pompa mempunyai diameter 6 cm, massa dilas pada jarak 1,5 cm dari pusat massa. Berat massa yang digunakan yaitu 4 gram dan 18 gram. Penulisan satuan untuk *unbalance* adalah gram.cm yang

mana satuan tersebut menunjukkan berat massa dan jarak massa dari sumbu pusat. Sehingga untuk berat massa 4 gram dengan jarak 1.5 cm dari sumbu pusat adalah 6 gram.cm dan untuk berat massa 18 gram jarak 1,5 cm adalah *unbalance* 27 g.cm



Gambar 3. 1 *Impeller* dengan Penambahan Berat Massa 18 Gram pada Jarak 1.5 cm dari Sumbu Pusat

### 3.1.2 Pompa *Misalignment*

Pompa *Misalignment* yang dibuat adalah tipe paralel *misalignment*. Kerusakan dibuat dengan cara menyambungkan *shaft* pompa bagian belakang dengan besi menggunakan kopling. Besi yang disambungkan ke poros pompa berdiameter 1 cm dan panjang 7 cm disesuaikan dengan *shaft* pompa. Kopling yang dibuat tidak sejajar atau *offset* dengan *shaft* sambungan. Pada penelitian ini dibuat kopling dengan *offset* 1 mm, 2mm, dan 3 mm dari sumbu pusat.



Gambar 3. 2 *Shaft* yang disambung dengan Besi Menggunakan Kopling

### 3.1.3 Pompa *Bearing Fault*

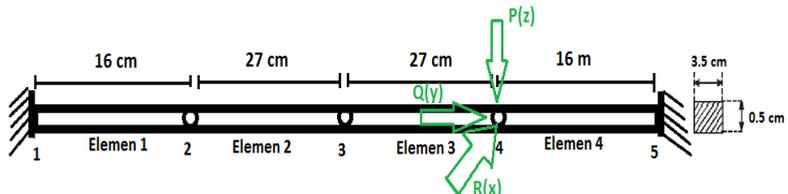
Kerusakan *Bearing* atau *Bearing Fault* dibuat dengan memukul bearing pada bagian *outer ring* menggunakan palu. Kerusakan yang timbul yaitu kerusakan pada *outer ring* dan *inner ring*.



Gambar 3. 3 Kerusakan *Bearing*

### 3.2 Pemodelan *Plant*

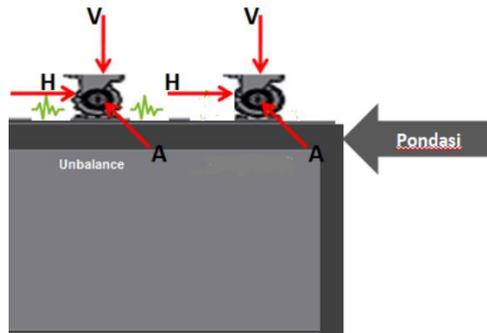
Prinsip *transmissibility* digunakan sebagai dasar pemodelan *mini plant* pompa sentrifugal. Prinsip *transmissibility* digunakan untuk mengetahui rasio gaya yang ditransmisikan dibandingkan dengan gaya yang diterima oleh pompa tersebut. Dalam hal ini, pemodelan matematis 1 DOF hanya dilakukan pada arah vertikal dan horizontal. Pemodelan berikutnya yaitu dengan cara pendekatan massa terdistribusi dengan cara memodelkan beam yang memiliki panjang 86 cm menggunakan metode elemen hingga. Beam Berikut merupakan gambar beam tampak samping :



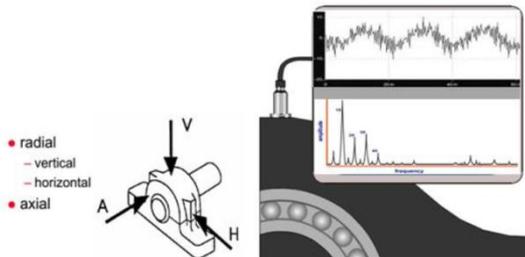
Gambar 3. 4 Beam Tampak Samping

### 3.3 Eksperimental Set-up

Pompa yang digunakan mempunyai ukuran dan spesifikasi yang sama dengan kecepatan putar pompa 3000 RPM dan frekuensi pompa 50 Hz. Kerusakan yang dibuat adalah *unbalance* 27 g.cm, *bearing fault* dan *misalignment* 3 mm. Jarak antar pompa dalam satu pondasi adalah 15.5 cm, mengikuti penelitian sebelumnya. Pada gambar 3.1 dibawah ini merupakan gambar *mini plant* (Fauziah, 2014).



Gambar 3. 5 Sketsa *mini plant*



Gambar 3. 6 Konfigurasi Pengukuran Getaran menggunakan Akselerometer Array pada 3 Sumbu

### 3.4 Persiapan Pengukuran

Perangkat pengukuran yang digunakan antara lain *accelerometer*, NI DAQ dan laptop yang terinstal software *NI acoustic and vibration assistant*. Pada sistem pengukuran, *accelerometer* diletakkan *array* 3 sumbu yang diletakkan pada sumbu aksial, horizontal, dan vertikal. *Accelerometer* digunakan

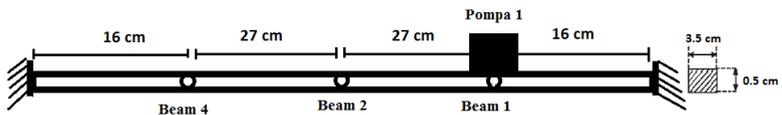
untuk mengukur vibrasi dalam satuan  $m/s^2$ . Peletakan sensor arah vertical dan horizontal diletakkan dengan jarak  $90^\circ$  sedangkan untuk axial di letakkan sejajar dengan posisi poros sesuai (ISO13373-1, 2002). Percobaan berikutnya yaitu pengukuran frekuensi natural beam menggunakan gaya impuls.

✓ Pengambilan Data Getaran *Transmissibility*

Pompa air dioperasikan pada kondisi kecepatan normal 3000 rpm tanpa beban air. Terdapat dua variasi pengukuran getaran yang harus dilakukan untuk melihat pengaruh *transmissibility* pada diagnosa mesin. Pengukuran getaran menggunakan konfigurasi berdasarkan variasi kerusakan.

**a. Pengukuran Baseline Pompa dan Beam**

Perekaman sinyal baseline bertujuan sebagai pembandingan pengukuran pompa lain yang telah di beri variasi. Pengukuran baseline dilakukan pada satu pompa dan beam dengan satu jenis kerusakan. Skema pengukuran baseline pompa dan beam di beam 1,2, dan 3 seperti gambar berikut:



Gambar 3. 7 Konfigurasi Pengukuran Baseline Pompa dan Beam

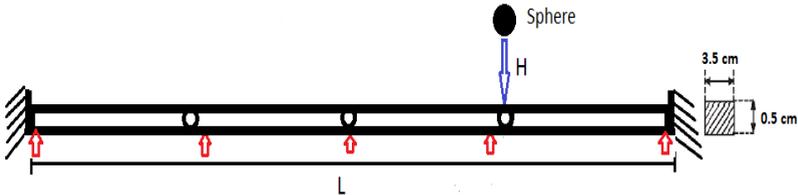
**b. Pengukuran Getaran Pompa Nyala dan Pompa Mati Secara Simultan**

Setelah melakukan pengambilan data baseline kemudian dilakukan pengambilan data getaran pompa dan pondasi dengan variasi kerusakan.

✓ Pengambilan Data Getaran untuk Mengetahui Frekuensi Natural Beam

Pengukuran data getaran untuk menentukan frekuensi natural menggunakan gaya impuls dengan cara bola dijatuhkan dari ketinggian tertentu terhadap beam (Qi, 2016). Bola terbuat dari besi yang memiliki massa 1.145 kg dan diameter 6 cm. Ketinggian bola(H) yaitu 10 cm. Pengukuran percepatan menggunakan sensor accelerometer diletakkan di beam untuk

mengukur respon impuls yang kemudian di lihat dalam spektrum frekuensi. Frekuensi natural sistem yaitu peak yang muncul respon impuls dalam domain frekuensi. Berikut merupakan eksperimental set-up pengukuran frekuensi natural beam :



Gambar 3. 8 Konfigurasi Pengukuran Respon Impuls percepatan. Beam memiliki Panjang  $L= 86$  cm.

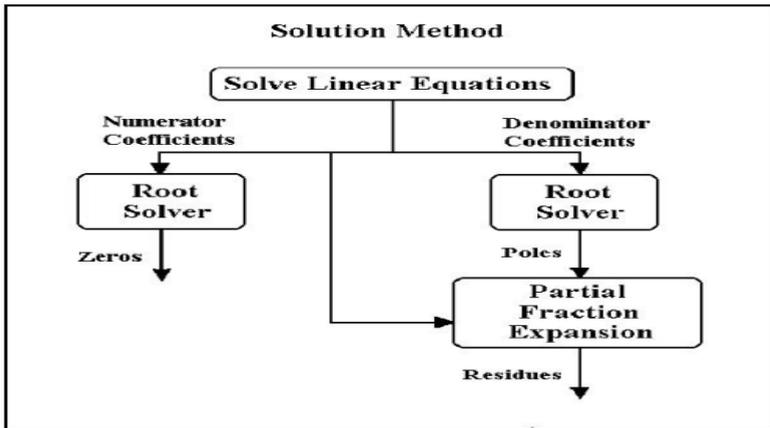
Panah merah merupakan posisi sensor accelerometer. Penentuan posisi node 1 sampai node 5 sesuai skema pengukuran bentuk mode 4 pada tipe *double clamped beam* dengan jumlah node 5 yaitu 0, 0.28, 0.5, 0.72, 1 sesuai pada gambar berikut (Young, 2001):

Mode	$K_n$	Nodal position/ $l$					
1	22.4	0.0	1.00				
2	61.7	0.0	0.50	1.00			
3	121	0.0	0.36	0.64	1.00		
4	200	0.0	0.28	0.50	0.72	1.00	
5	299	0.0	0.23	0.41	0.59	0.77	1.00

Gambar 3. 9 Penentuan Posisi Node

### 3.5 Pengolahan Data

Data respon impuls diolah menggunakan *fft* (*fast fourier transform*) untuk mengubah domain waktu menjadi domain frekuensi. Kemudian setelah di *fft*, satuan amplitudo dalam fekuensi di konversi menjadi satuan dB (diagram bode). Kemudian dilakukan metode *Curve Fitting* menggunakan *Rational Fraction Polynomial* (RFP) untuk mengetahui zerofrekuensi natural beam dan rasio redaman. Metode *Rational Fraction Polynomial* (RFP) digunakan pada rentang frekuensi 0-475 hz (David, 1982).

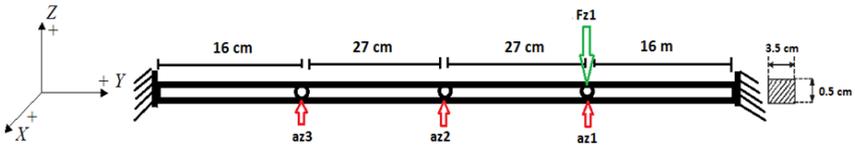


Gambar 3. 10 Metode RFP

Metode RFP digunakan untuk mengetahui akar-akar persamaan numerator dan denomeratur dari respon percepatan dalam domain frekuensi dalam satuan dB(diagram bode). Akar-akar persamaan numerator adalah zero. Zero merupakan anti-puncak(anti node) pada frekuensi natural. Sedangkan akar-akar dari denomeratur adalah poles. Pole merupakan *peak resonan*(frekuensi natural) atau puncak(node) pada frekuensi natural.

### 3.6 Perhitungan Frekuensi Natural dan Gaya Operasional Beam Secara Simulasi

Perhitungan frekuensi natural secara simulasi menggunakan software Ansys Workbench 17.1 menggunakan fitur modal analysis dan harmonic analysis. Untuk gaya operasional menggunakan frekuensi 35.242 Hz(frekuensi natural 1) dan 50 Hz untuk mengetahui pengaruh gaya operasional terhadap frekuensi natural yang dimiliki beam. Konfigurasi simulasi gaya operasional di beam dengan fz1 merupakan gaya operasional dan az1 merupakan posisi sensor accelerometer.



Gambar 3. 11 Konfigurasi gaya operasional sumbu z

### 3.7 Gaya Operasional Untuk Fitur Kerusakan

Gaya operasional merupakan konvolusi sinyal percepatan pompa dengan frekuensi natural beam dalam domain waktu. Sedangkan pada domain frekuensi, gaya operasional merupakan perkalian antara percepatan dan frekuensi natural (Ba-Leung, 2017).

$$\bar{F}^{op} = H a^{op}$$

F merupakan gaya operasional, H merupakan frekuensi respon atau frekuensi natural, dan a merupakan percepatan pompa. Pada pengolahan data gaya operasional, dilakukan *smoothing* terlebih dahulu menggunakan filter Savizky-Golay kemudian menggunakan algoritma *peak detection* untuk mengetahui koordinat puncak pada sinyal gaya operasional (Ostertag, 2016).

Prinsip dari filter Savizky-Golay yaitu menggunakan *low local polynomial fitting* dengan *moving window technique*. Sehingga hasil dari filter menghasilkan sinyal yang *smooth*. Metode *peak detection* yaitu dengan cara mendeteksi puncak sinyal. Puncak sinyal terjadi di turunan kedua sinyal tersebut memiliki nilai positif.

### 3.8 Membandingkan hasil perhitungan, simulasi, dan eksperimen

Hasil transmissibility dan frekuensi natural secara perhitungan, simulasi, dan eksperimen dibandingkan untuk mengetahui seberapa akurat hasil perhitungan dan simulasi terhadap eksperimen. Perhitungan error pada frekuensi natural yaitu :

$$Error = \left| \frac{f_p - f_e}{f_e} \right| \times 100\%$$

$f_p$  merupakan frekuensi natural hasil perhitungan dan  $f_s$  merupakan frekuensi natural hasil eksperimen.

### **3.9 Membandingkan Hasil FFT Sesuai ISO 13373-1 dan Gaya Operasional(TPA) Pada *Baseline* Pompa**

Hasil perhitungan fft dibandingkan dengan ISO 13373-1 untuk mengetahui kerusakan pompa. Berikutnya yaitu menghitung perbandingan atau selisih amplitudo pompa rusak dan pompa normal dengan menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\text{Selisih Amplitudo} = F_{\text{rusak}} - F_{\text{normal}}$$

$F_{\text{rusak}}$  yaitu amplitudo gaya operasional pompa rusak,  $F_{\text{normal}}$  yaitu amplitudo gaya operasional pompa normal. Selisih amplitudo ini digunakan untuk mengetahui kenaikan amplitudo rusak dari amplitudo normal untuk mengetahui tingkat keparahan suatu pompa yang mengalami kerusakan.

### **3.10 Penyusunan Laporan**

Langkah terakhir dari penelitian ini adalah penyusunan laporan penelitian. Laporan penelitian yang akan dibuat dimulai dari bab pendahuluan sampai dengan hasil dan kesimpulan. Dengan adanya buku laporan penelitian ini, diharapkan laporan penelitian ini dapat menunjang atau mendukung penelitian-penelitian selanjutnya mengenai *transmissibilitas* untuk deteksi kerusakan mesin berputar.

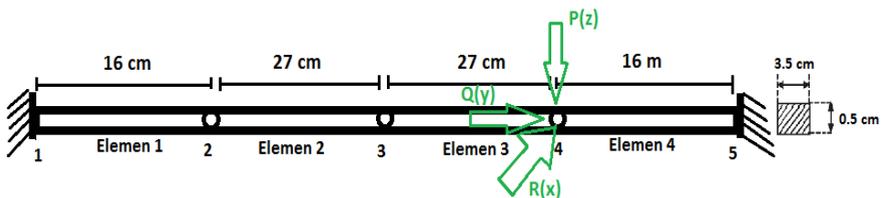
*“Halaman ini memang dikosongkan”*

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini akan dibahas mengenai hasil deteksi kerusakan pompa yang dipengaruhi transmissibilitas getaran pompa lain dalam satu pondasi menggunakan pemodelan matematis dan eksperimen. Hipotesa mengenai adanya *transmissibility* dapat dideteksi menggunakan *accelerometer array* sudah dibuktikan oleh Anisatul (Fauziah, 2014) dengan eksperimen, diketahui bahwa adanya *transmissibility* dalam skalar yang mempengaruhi spektrum *FFT*(*fast fourier transform*), akan tetapi belum ada yang membuktikan simulasi dan eksperimen dengan memanfaatkan *transmissibility* dalam vektor(*Transfer Path Analysis*). Untuk dapat mencapai tujuan tersebut maka dilakukan beberapa langkah antara lain pemodelan matematis sistem beam 3 sumbu untuk mengetahui *transmissibility*, frekuensi natural sistem massa-beam, hasil perbandingan pemodelan matematis dan pengukuran di beam, hasil pengukuran baseline kerusakan tiap pompa, hasil pengukuran pompa nyala dan pompa mati, hasil simulasi frekuensi natural dan gaya operasional dan hasil pengukuran frekuensi natural dan gaya operasional.

### 4.1 Pemodelan Matematis Sistem Beam Sumbu x, y, dan z

Pemodelan pada sumbu x dan z pada beam menggunakan metode modal analysis. Berikut merupakan tampilan beam yang dibagi menjadi 4 elemen :



Gambar 4. 1 Beam tampak samping

Berikut merupakan matrix kekakuan tiap elemen beam:

$$(K) = \begin{pmatrix} \frac{12 \cdot E \cdot I}{L^3} & \frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} & -\frac{12 \cdot E \cdot I}{L^3} & \frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} \\ \frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} & \frac{4 \cdot E \cdot I}{L} & -\frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} & \frac{2 \cdot E \cdot I}{L} \\ -\frac{12 \cdot E \cdot I}{L^3} & -\frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} & \frac{12 \cdot E \cdot I}{L^3} & -\frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} \\ \frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} & \frac{2 \cdot E \cdot I}{L} & -\frac{6 \cdot E \cdot I}{L^2} & \frac{4 \cdot E \cdot I}{L} \end{pmatrix}$$

Keterangan:

E = Modulus Young(N/m<sup>2</sup>)

I = Momen Inersia(m<sup>4</sup>)

L = panjang elemen beam(m)

Berikut hasil perhitungan displacement, sudut simpangan, gaya reaksi dan momen gaya untuk sumbu z dengan gaya P = 59N. Dengan nilai parameter E = 200.10<sup>9</sup> N/m<sup>2</sup>, I = 3,65.10<sup>-10</sup> m<sup>4</sup>.

$$\begin{pmatrix} v1 \\ \theta1 \\ v2 \\ \theta2 \\ v3 \\ \theta3 \\ v4 \\ \theta4 \\ v5 \\ \theta5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -0.0002 \\ -0.0022 \\ -0.00084 \\ -0.0016 \\ -0.00059 \\ 0.0043 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} Y1 \\ M1 \\ Y2 \\ M2 \\ Y3 \\ M3 \\ Y4 \\ M4 \\ Y5 \\ M5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 5.4 \\ 1.4 \\ -4.43 \cdot 10^{-19} \\ -2.74 \cdot 10^{-20} \\ 5.9 \cdot 10^{-19} \\ -8.42 \cdot 10^{-20} \\ -59 \\ -1.5 \cdot 10^{-19} \\ 53.63 \\ -6.25 \end{pmatrix}$$

Keterangan:

$v$  = Displacement (m)

$M$  = Momen gaya (Nm)

$\Theta$  = Sudut simpangan (derajat)

$Y$  = Gaya reaksi (N)

Dari perhitungan *displacement* pada sumbu  $z$  dan  $x$ , didapatkan bahwa *displacement* tertinggi pada node 3 (tengah), meskipun yang dikenai gaya di node 4. Hal tersebut diakibatkan oleh momen gaya dan gaya reaksi pada node 3 lebih besar jika dibandingkan dengan di node 4 dan 2. Hal tersebut dikarenakan node 3 mendapat momen gaya dan gaya reaksi dari node 2 dan 4. Dan juga node 3 merupakan node yang paling bebas (jauh dari kedua ujung yang di ikat).

Berikut hasil perhitungan displacement, sudut simpangan, gaya reaksi dan momen gaya untuk sumbu  $x$  dengan gaya  $R = 59\text{N}$ . Dengan nilai parameter  $E = 200 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ ,  $I = 1,79 \cdot 10^{-8} \text{ m}^4$ .

$$\begin{pmatrix} v1 \\ \theta1 \\ v2 \\ \theta2 \\ v3 \\ \theta3 \\ v4 \\ \theta4 \\ v5 \\ \theta5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 0 \\ -0.0000041 \\ -0.000045 \\ -0.000017 \\ -0.000033 \\ -0.000012 \\ 0.000088 \\ 0 \\ 0 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} Y1 \\ M1 \\ Y2 \\ M2 \\ Y3 \\ M3 \\ Y4 \\ M4 \\ Y5 \\ M5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 5.4 \\ 1.4 \\ 1.87 \cdot 10^{-19} \\ -2.49 \cdot 10^{-19} \\ 3.12 \cdot 10^{-18} \\ 2.87 \times 10^{-18} \\ -59 \\ 2.75 \cdot 10^{-19} \\ 53.63 \\ -6.25 \end{pmatrix}$$

Keterangan:

$v$  = Displacement (m)

$M$  = Momen gaya (Nm)

$\Theta$  = Sudut simpangan (derajat)

$Y$  = Gaya reaksi (N)

Berikut merupakan pemodelan beam pada sumbu y. Matrik kekakuan beam pada sumbu y Untuk elemen 1 (berbatas node 1 dan 2):

$$\begin{pmatrix} F1 \\ F2 \end{pmatrix} = \frac{A \cdot E}{L1} \cdot \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} u1 \\ u2 \end{pmatrix}$$

Persamaan kesetimbangan :  $F=K \cdot q$

$$\begin{pmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \\ F4 \\ F5 \end{pmatrix} = A \cdot E \cdot \begin{pmatrix} \frac{1}{L1} & \frac{-1}{L1} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-1}{L1} & \frac{1}{L1} + \frac{1}{L2} & \frac{-1}{L2} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{-1}{L2} & \frac{1}{L2} + \frac{1}{L3} & \frac{-1}{L3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{-1}{L3} & \frac{1}{L3} + \frac{1}{L4} & \frac{-1}{L4} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{-1}{L4} & \frac{1}{L4} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} u1 \\ u2 \\ u3 \\ u4 \\ u5 \end{pmatrix}$$

Hasil perhitungan displacement dan gaya reaksi untuk sumbu y dengan gaya  $Q = 59 \text{ N}$ . Dengan nilai parameter  $E = 200 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ ,  $A = 1,75 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$ .

$$\begin{pmatrix} u1 \\ u2 \\ u3 \\ u4 \\ u5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \\ 5.018 \cdot 10^{-8} \\ 1.35 \cdot 10^{-7} \\ 2.19 \cdot 10^{-7} \\ 0 \end{pmatrix} \quad \begin{pmatrix} F1 \\ F2 \\ F3 \\ F4 \\ F5 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -10.97 \\ 5.18 \cdot 10^{-19} \\ -1.04 \cdot 10^{-18} \\ 59 \\ -48.02 \end{pmatrix}$$

Keterangan:

u = Displacement (m)

Y = Gaya reaksi(N)

Pada sumbu y, *displacement* di node 3 tidak sama dengan sumbu x dan z, dimana *displacement* di node 3 tidak lebih besar dari *displacement* di node 4(sumber), hasil tersebut dikarenakan

gaya atau *displacement* pada sumbu y merupakan axial sehingga beam tidak memiliki sudut simpangan.

Kemudian hasil dari setiap sumbu dijadikan vektor dalam i, j dan k. Hasil perhitungan V(displacement(mm)) dalam vektor:

$$V_2 = -0.0041 i + 5.02 \cdot 10^{-5} j - 0.2 k$$

$$V_3 = -0.017 i + 1.34 \cdot 10^{-4} j - 0.836 k$$

$$V_4 = -0.012 i + 2.19 \cdot 10^{-4} j - 0.595 k$$

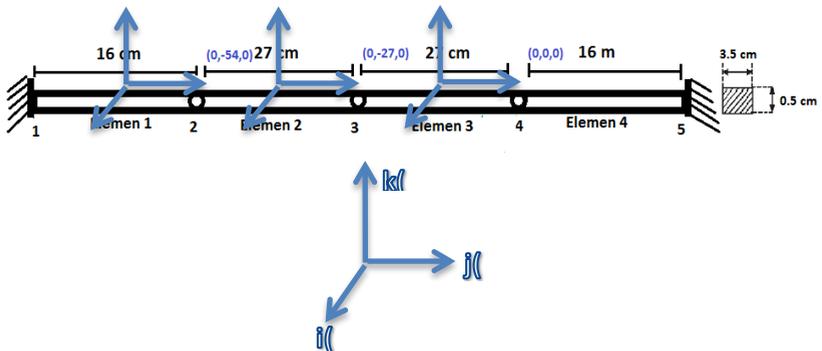
Berikut merupakan Perambatan getaran dalam % yaitu

$$S_b z : \text{node 4}=100\% \quad \text{node 3}=140.5\% \quad \text{node 2}=33.61\%$$

$$S_b x : \text{node 4}=100\% \quad \text{node 3}=141.6\% \quad \text{node 4}=34.17\%$$

$$S_b y : \text{node 4}=100\% \quad \text{node 3}=61.45\% \quad \text{node 4}=22.86\%$$

Node 4 merupakan sumber acuan yang dijadikan 100% untuk memudahkan melihat perubahan displacement tiap node selain sumber.



Gambar 4. 2 Vektor *displacement* pada beam

#### 4.2 Frekuensi Natural Sistem Massa-Beam

Frekuensi natural sistem massa-beam menggunakan dua metode yaitu metode elemen hingga dan metode eksak. Berikut merupakan rumus metode eksak pada double clamped beam :

$$\omega = \frac{K}{2\pi L^2} \sqrt{\frac{EIL}{\rho V}}$$

Mode	1	2	3	4	5
K	22.4	61.7	121	200	299

Keterangan:

$E$  = Modulus young( $N/m^2$ )       $V$  = volume( $m^3$ )  
 $\omega$  = frekuensi natural(hz)       $K$  = koefisien mode  
 $I$  = Momen Inersia( $m^4$ )       $\rho$  = massa jenis( $kg/m^3$ )  
 $L$  = panjang beam(m)

Frekuensi natural beam :

Tabel 4. 1 Frekuensi natural beam

Mode	Frekuensi Natural(hz)			
	Eksak	Elemen hingga	Simulasi	Eksperimen
1	35	47.58	35.242	70.87
2	96.4	91.99	97.117	206.15
3	189	173.6	190.34	322.79
4	312.5	306.72	314.56	411.09
5	470.27	404.7	469.78	462.87

Nilai frekuensi natural beam menjadi acuan untuk mengetahui adanya pengaruh frekuensi natural pada respon sistem. Apabila frekuensi natural sistem beam sama dengan frekuensi yang dihasilkan oleh sumber berupa pompa, maka akan terjadi resonansi.

#### 4.3 Hasil Perbandingan Model Matematis 3 Sumbu dan Hasil Pengukuran

Hasil pemodelan matematis sumbu x, y, dan z pada beam dibandingkan dengan hasil pengukuran titik yang sama di beam. Pengukuran menggunakan sensor accelerometer. Sumber getaran yaitu pompa normal. Berikut merupakan hasil pengukuran *displacement* getaran di beam :

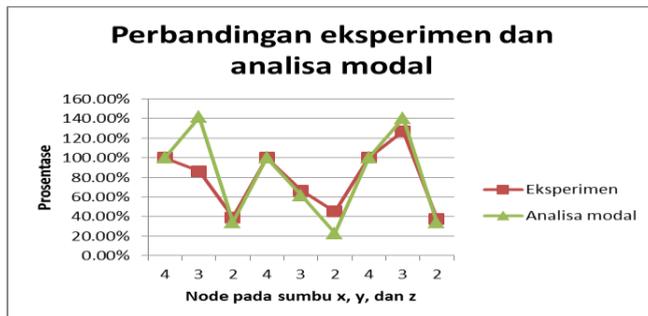
Tabel 4. 2 Pengukuran *displacement* getaran di beam dengan sumber pompa normal

Kerusakan Pompa	Sumbu	RMS <i>displacement</i> Getaran(mm)		
		beam4	beam3	beam2
Normal	Vertikal	6.24	7.92	2.35
	Horizontal	1.76	1.17	0.79
	Axial	0.87	0.76	0.34

Titik di node 4 beam merupakan sumber getaran. Kemudian di node 4 dijadikan dalam bentuk 100% untuk memudahkan dalam membandingkan hasil pemodelan dan pengukuran. Berikut merupakan perbandingannya dalam prosentase :

Tabel 4. 3 Perbandingan hasil model matematis dan eksperimen

Sumbu	Node	Eksperimen	Analisa Modal	Error
x	4	100.00%	100.00%	-
	3	86.21%	141.60%	55%
	2	39.08%	34.17%	4.91%
y	4	100.00%	100.00%	-
	3	66.48%	61.45%	5.03%
	2	44.89%	22.86%	22.03%
z	4	100.00%	100.00%	-
	3	126.92%	140.50%	13.58%
	2	37.66%	33.61%	4.05%



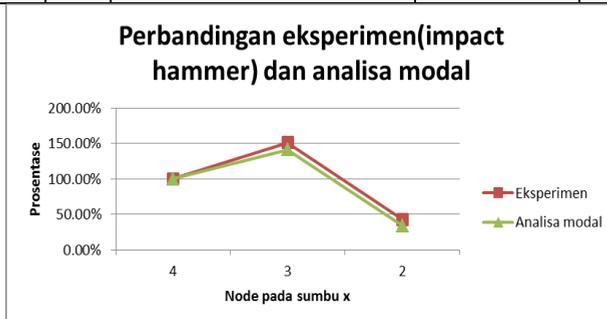
Gambar 4. 3 Grafik perbandingan eksperimen dan matematis(Analisa modal)

Untuk mengetahui pengaruh dari peredam disumbu axial(x), maka dilakukan pengukuran *displacement* di beam menggunakan sumber dengan cara dipukul(*impact hammer*) di node 4 beam, berikut hasil perbandingan pengukuran dan model matematis :

Tabel 4. 4 Pengukuran *displacement* getaran di beam dengan sumber dipukul sumbu axial

Sumber	Sumbu	RMS <i>displacement</i> Getaran(mm)		
		beam4	beam3	beam2
<i>Impact Hammer</i>	Axial	0.49	0.74	0.21

Sumbu	Node	Eksperimen( <i>impact hammer</i> )	Analisa Modal	Error
x	4	100.00%	100.00%	-
	3	151.02%	141.60%	9%
	2	42.86%	34.17%	8.69%

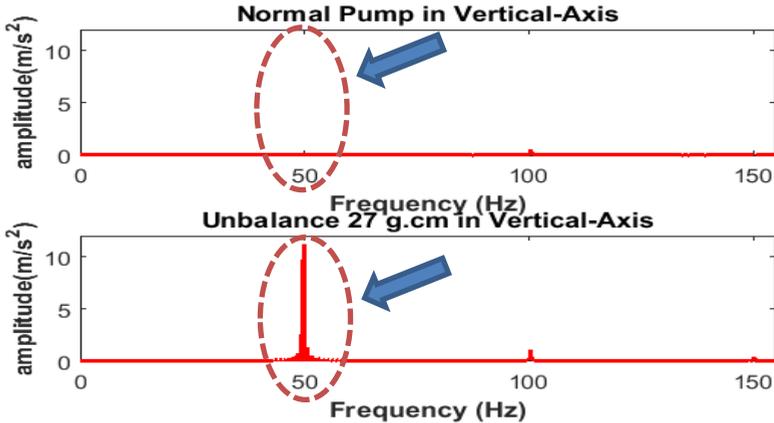


Gambar 4. 4 Grafik perbandingan eksperimen dan matematis

#### 4.4 Hasil Pengukuran Baseline Kerusakan Pompa

Pengukuran baseline kerusakan pompa terdiri dari pompa normal, *Unbalance* 6 g.cm, *Unbalance* 27 kg.cm, *Misalignment* 1, 2, 3 mm, dan kerusakan bearing. Berikut merupakan baseline kerusakan pompa di sumbu vertikal untuk mengetahui kerusakan yang terjadi menggunakan metode *fast fourier transform(FFT)* (Girdhar, 2004). Pada gambar 4.5 sampai 4.7 menunjukkan perbandingan pompa normal dan pompa yang diberi kerusakan dilihat berdasarkan kenaikan amplitudo pada spektrum frekuensi(yang dilingkari). Hasil spektrum dianalisis dan disesuaikan dengan teori dan ISO yang menyatakan bahwa setiap

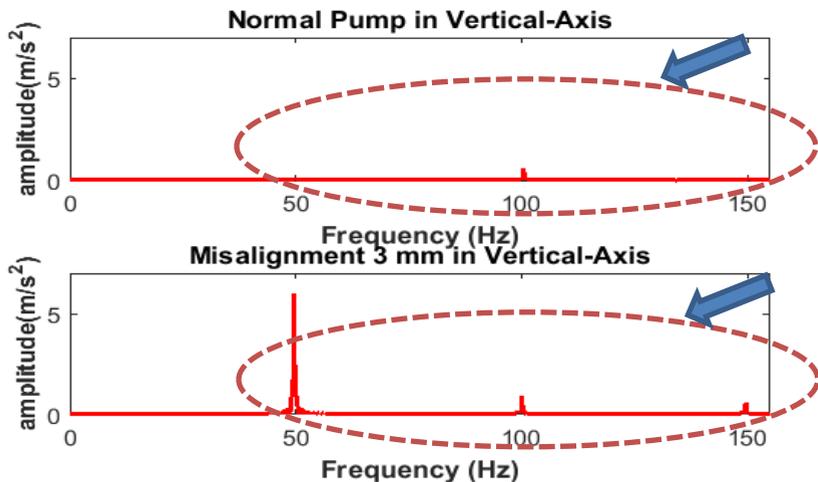
kerusakan mengalami kenaikan amplitudo di frekuensi tertentu dari kondisi pompa normal.



Gambar 4. 5 Kenaikan Amplitudo pada Frekuensi 50 Hz Sumbu Vertikal dari Keadaan Normal (atas) menjadi *Unbalance 27 g.cm*(bawah)

Pada gambar 4.5 merupakan pengukuran baseline pompa *unbalance 27 g.cm*, hasil pengolahan FFT menunjukkan bahwa pada 1xRpm(50 Hz) mengalami kenaikan amplitudo jika dibandingkan dengan pompa normal pada sumbu vertikal. Ciri-ciri kerusakan pompa *unbalance* sesuai ISO mengenai *Condition Monitoring and Diagnostics of Machines* (ISO13373-1, 2002). Kenaikan amplitudo diakibatkan oleh gaya akibat berat massa tambahan pada *impeller* sehingga terjadi ketidakseimbangan distribus massa saat rotor berputar pada sumbunya (Girdhar, 2004). Pada pompa *unbalance 6 g.cm* memiliki ciri-ciri yang sama dengan kerusakan *unbalance 27 g.cm* yaitu dominan di 1xrpm dibandingkan dengan pompa normal disumbu vertikal, tetapi amplitudo pompa *unbalance 6 g.cm*(lihat lampiran) di 1xrpm lebih kecil dari pada amplitudo *unbalance 27 g.cm*. Frekuensi dominan menurut Ju dalam *Journal* berjudul *Dominant Frequencies of Train-Induced Vibrations* (Ju, 2009) merupakan nilai amplitudo absolut pada sinyal dalam domain frekuensi(spektrum) yang memiliki amplitudo paling besar

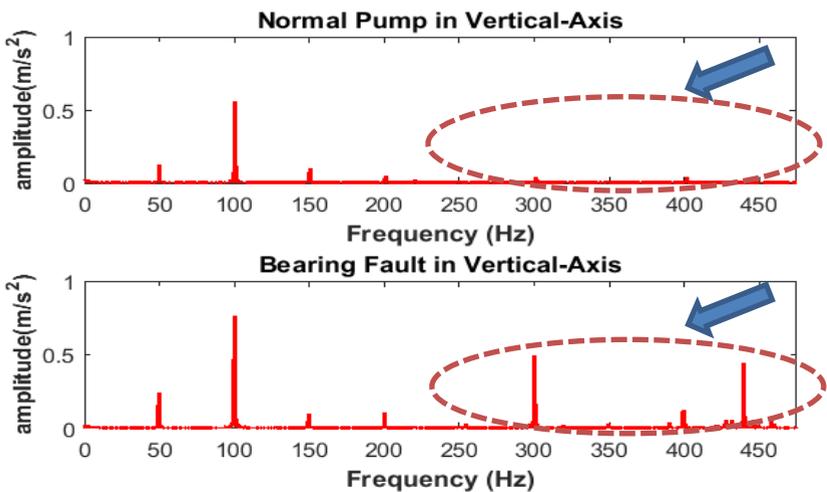
diantara semua frekuensi. Dominan frekuensi pada metode FFT untuk deteksi kerusakan pompa merupakan sinyal spektrum yang memiliki peak amplitudo paling besar diantara semua frekuensi dan memiliki peak amplitudo yang lebih besar dari pada pompa normal.



Gambar 4. 6 Kenaikan Amplitudo pada Frekuensi 50 Hz, 100 Hz dan 150 Hz sumbu vertikal dari Keadaan Normal (atas) menjadi *Misalignment* 3 mm (bawah)

Pada gambar 4.6 merupakan pengukuran baseline pompa *misalignment* 3 mm, kerusakan *misalignment* menunjukkan adanya kenaikan amplitudo di 1xrpm(50 Hz), 2xrpm(100 Hz), dan 3xrpm(150 Hz). Amplitudo di 1xrpm lebih tinggi dibandingkan dengan amplitudo di 2xrpm dan 3xrpm dikarenakan sambungan shaft pada pompa hanya bertumpu pada satu tumpuan sehingga mirip kerusakan *unbalance*. Kenaikan amplitudo pada 1xrpm menunjukkan vibrasi radial yang tinggi hingga mendekati perbedaan fasa 180<sup>0</sup> melintang dengan kopling. Ciri-ciri kerusakan *misalignment* berbeda dengan *unbalance* yang memiliki perbedaan fasa 90<sup>0</sup>. Tipe kerusakan pompa *misalignment* adalah paralel *misalignment*. Pada kerusakan *misalignment* 1 dan 2 mm memiliki ciri-ciri yang sama dengan

kerusakan *misalignment* 3 mm yaitu dominan di 1xrpm, 2xrpm, dan 3xrpm dari pada amplitudo normal disumbu vertikal (lihat lampiran). Amplitudo pada kerusakan *misalignment* mengalami kenaikan dari *offset* 1 mm sampai 3 mm. Ciri-ciri kerusakan *misalignment* sesuai dengan teori yang disampaikan oleh Girdhar dalam buku *Practical Machinery Vibration Analysis and Predictive Maintenance* (Girdhar, 2004) dan sesuai dengan ISO 13373 mengenai kerusakan mesin berputar (ISO13373-1, 2002).



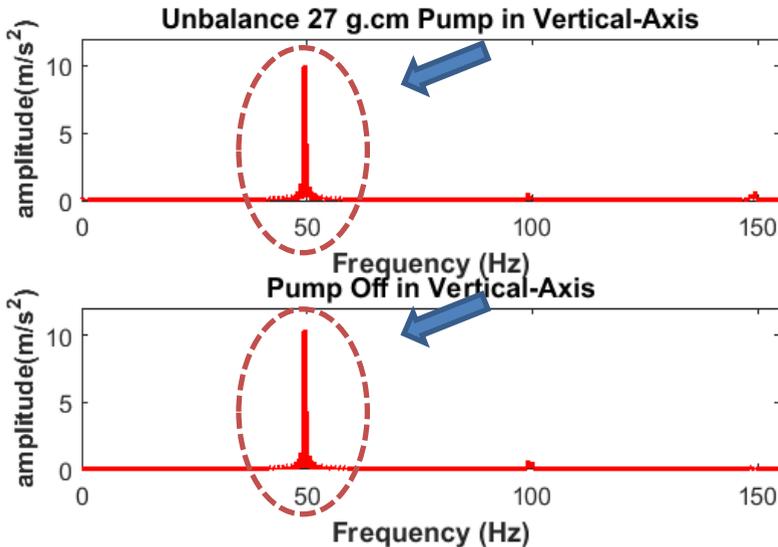
Gambar 4. 7 Kenaikan dan perubahan pola Amplitudo pada frekuensi *bearing* 300 Hz, 393 Hz(3xBPFO), dan 438Hz(2xBPFI) sumbu vertikal dari Keadaan Normal (atas) menjadi *Bearing fault* (bawah)

Pada gambar 4.7 merupakan pengukuran baseline pompa *bearing fault*. Kerusakan bearing ditandai adanya kenaikan amplitudo frekuensi pada 6xrpm(300 Hz), 3xBPFO(393 Hz), dan 2xBPFI(438 Hz) pada sumbu vertikal jika dibandingkan dengan pompa normal (Mais, 2002). Kenaikan amplitudo dikarenakan adanya kerusakan pada bagian *outer* dan *inner race bearing*. Perhitungan nilai BPFO dan BPFI dari koefisien BPFO dan BPFI pada *datasheet* tipe bearing pompa yaitu tipe 6201 memiliki

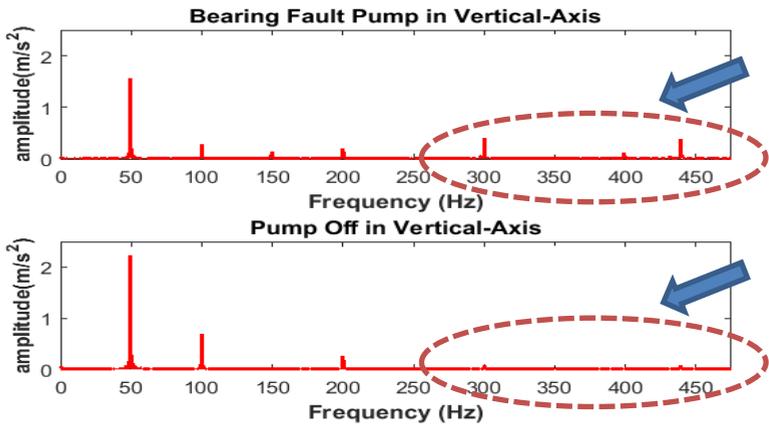
koefisien BPFO 2.62 dan Koefisien BPFI 4.38 (Bearing Frequencies, 2018). Sehingga perhitungan nilai BPFO yaitu 2.62 dikali 50 Hz adalah 131 Hz(1xBPFO), 393 Hz(3xBPFO) dan nilai BPFI yaitu 4.38 dikali 50 Hz adalah 219 Hz(1xBPFI), 438 Hz(2xBPFI) (Felten, 2003). Ciri-ciri kerusakan bearing sesuai dengan ISO 13373 mengenai kerusakan mesin berputar (ISO13373-1, 2002).

#### 4.5 Hasil Pengukuran Pompa Nyala dan Pompa Mati

Pengukuran dua pompa secara simultan terdiri dari satu pompa nyala dan pompa kedua mati. Pengukuran dilakukan untuk mengetahui apakah kerusakan pompa yang nyala dapat dideteksi di pompa mati. Pompa yang digunakan yaitu 3 tipe pompa yang rusak parah yaitu *Unbalance 27 g.cm*, *Misalignment 3 mm* dan *bearing fault*. Berikut merupakan hasil pengukuran pompa *unbalance 27 g.cm* di sumbu vertikal di kedua pompa:

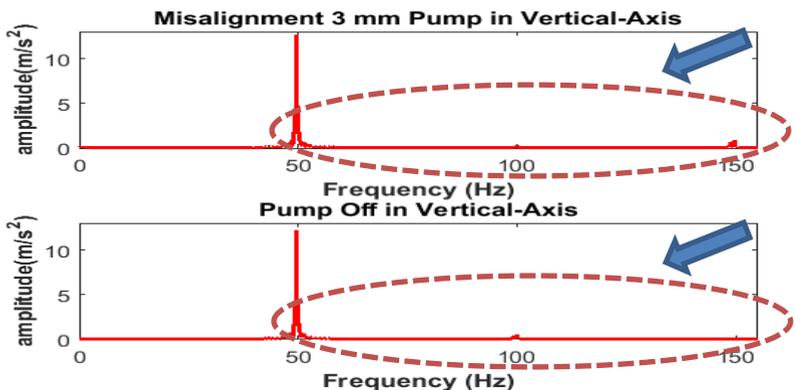


Gambar 4. 8 Perbandingan Amplitudo pada Frekuensi 0-155 Hz Sumbu Vertikal Pompa *Unbalance 27 g.cm*(atas) dan pompa mati(bawah)



Gambar 4. 9 Perbandingan Amplitudo pada Frekuensi 300 Hz, 393Hz(3xBPFO), dan 438Hz(2xBPFI) Sumbu Vertikal Pompa *Bearing*(atas) dan pompa mati(bawah)

Berikut merupakan hasil pengukuran pompa kerusakan *Misalignment* 3 mm di sumbu vertikal di kedua pompa:



Gambar 4. 10 Perbandingan Amplitudo pada Frekuensi 0-155 Hz Sumbu vertikal Pompa *Misalignment* 3 mm(atas) dan pompa mati(bawah)

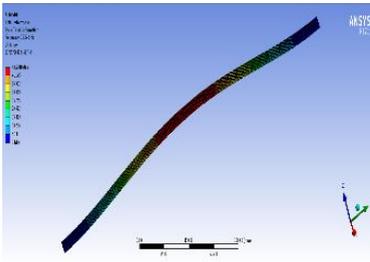
Pada kondisi dua pompa nyala dan pompa mati digambar 4.8-4.10, berdasarkan (ISO13373-1, 2002), (Girdhar, 2004), dan

(Mais, 2002), fitur kerusakan yang dapat dideteksi di pompa mati adalah kerusakan *unbalance* 27 g.cm di 1xrpm, *misalignment* 3 mm di 1xrpm, 2xrpm, 3xrpm dan *bearing fault* pada frekuensi 300 Hz, 393 Hz(3xBPFO), dan 438 Hz(2xBPFI).

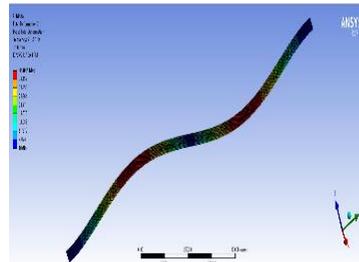
#### 4.6 Hasil Simulasi Frekuensi Natural dan Gaya Operasional

Simulasi menggunakan Ansys Workbench 17.1. Skema simulasi digambar 3.11. Berikut merupakan table parameter beam: Tabel 4. 5 Parameter pada beam

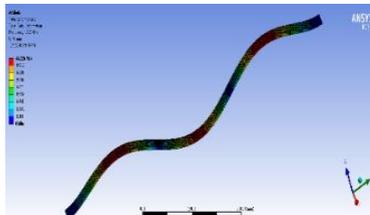
Geometry and material properties of double clamped beam		
Parameter	Value	Unit
Material	Strukturak steel(A36)	
Density	7850	kg/m <sup>3</sup>
Young's modulus	200	Gpa
Poisson ratio	0.26	
Beam length	0.86	m
Beam width	0.035	m
Beam thickness	0.005	m



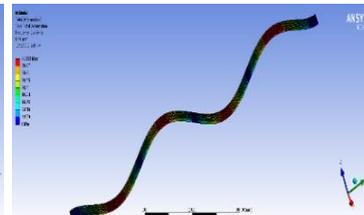
(a) Mode 1(35.242 hz)



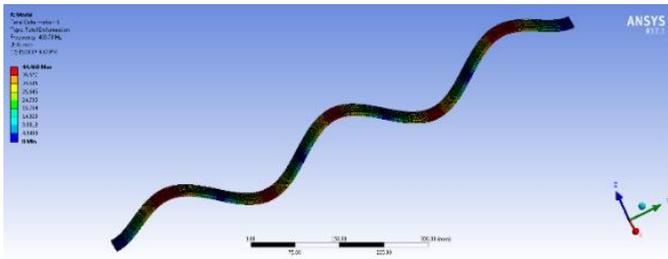
(b) Mode 2(97.117 hz)



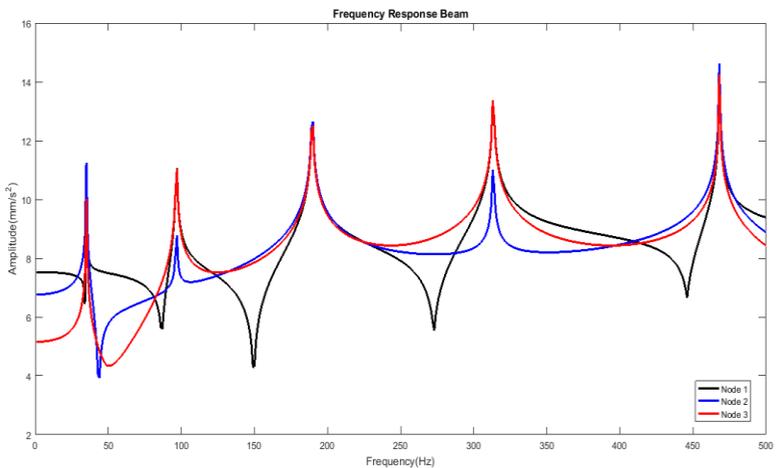
(c) Mode 3(190.34 hz)



(d) Mode 4(314.56 hz)



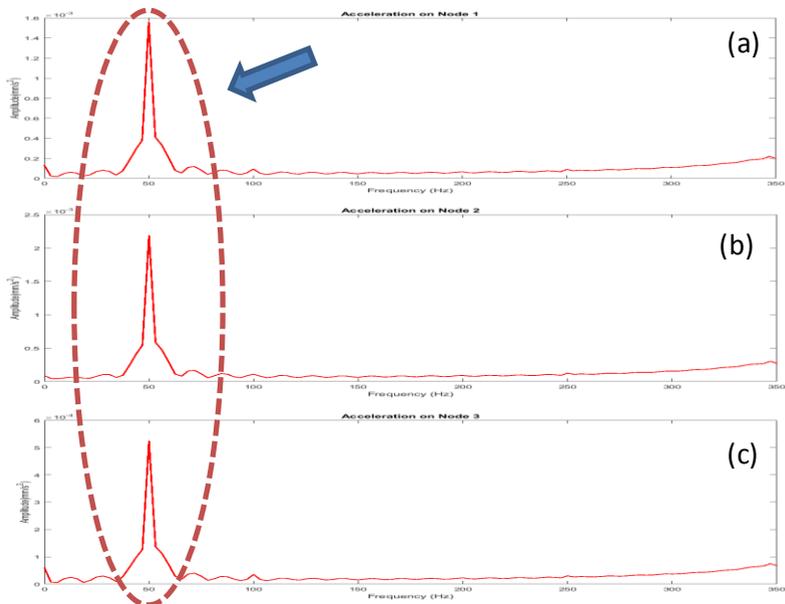
(e) Mode 5(469.78 hz)  
Gambar 4. 11 5 Mode Shape Beam



Gambar 4. 12 *Frequency Response* Percepatan Beam

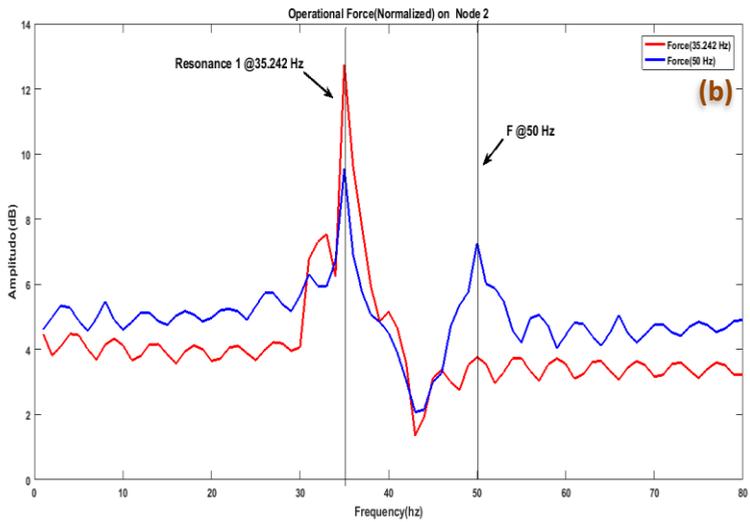
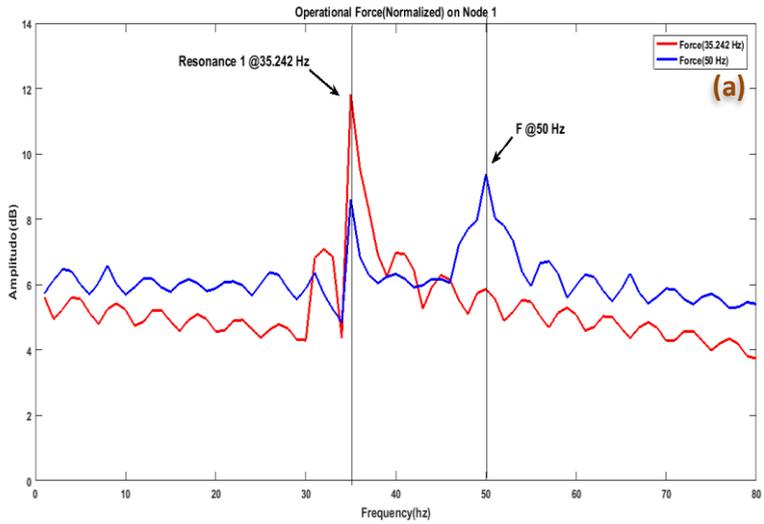
Pada *software* ansys menggunakan metode analisa modal untuk menentukan *mode shape* 5 frekuensi natural beam menggunakan ansys. Pada perhitungan *Frequency Response* menggunakan metode analisa harmonic. *Peak frequency response* pada gambar 4.12 menunjukkan frekuensi natural beam.

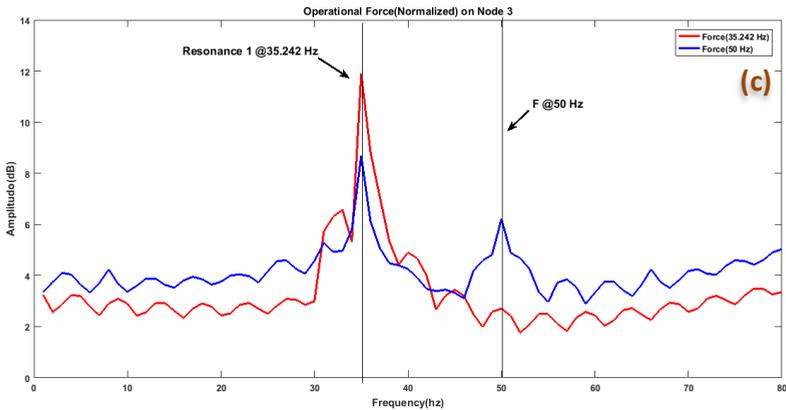
Pada percobaan gaya operasional menggunakan frekuensi 50 hz. Berikut merupakan respon percepatan dalam domain frekuensi dinode 1, 2, dan 3.



Gambar 4. 13 Respon percepatan dalam domain frekuensi (a) node 1, (b) node 2 (c) node 3

Pada gambar 4.13 menunjukkan bahwa dengan gaya operasional 50 hz, respon percepatan di node 1, 2, dan 3 memiliki frekuensi respon 50 hz. Gambar 4.13 menunjukkan bahwa beam tidak mengubah frekuensi gaya operasional. Hasil respon percepatan pada node 1, 2, dan 3 tidak mengalami perubahan atau pergeseran di domain frekuensi. Pada domain waktu didapatkan bahwa *transmissibility* pada node 2 naik sebesar 38.88% dari pada node 1(sumber). Apabila di node 1 ditempatkan pompa dan node 1 *transmissibility*(100%) sebagai acuan. Maka energi yang ditransfer di node 2 sebesar 138.88% dan energi yang ditransfer di node 3 sebesar 33.33%. Sehingga fitur kerusakan pompa masih bisa dideteksi di node 2 dan 3. *Transmissibility* dinode 2(tengah) mengalami kenaikan dikarenakan pada perhitungan *displacement* menggunakan elemen hingga, diketahui bahwa momen gaya di node 2 paling besar.





Gambar 4. 14 Perbandingan Gaya operasional Pada Operational gaya 35.242 hz(merah) dan 50 hz(biru) dinode 1(a),2(b), dan 3(c)

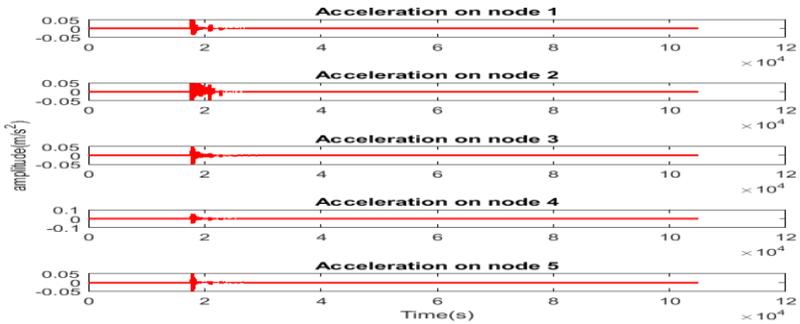
Tabel 4. 6 Perbandingan Gaya Operasional 35.242 Hz dan 50 Hz

Frekuensi(Hz)	Gaya Operasional(dB)					
	Node 1		Node 2		Node 3	
	F 35.242	F 50 Hz	F 35.242	F 50 Hz	F 35.242	F 50 Hz
35.242	11.9	8.7	12.75	9.5	11.81	8.6
50	5.9	9.37	3.7	7.3	2.7	6.2

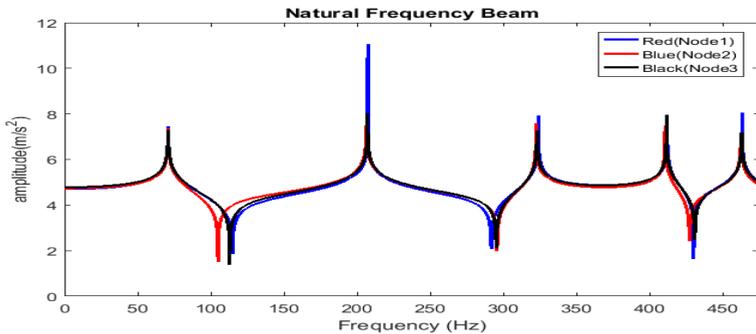
Pada gambar 4.14 merupakan perbandingan gaya operasional yang memiliki frekuensi 35.242 Hz untuk kondisi gaya operasional sama dengan frekuensi natural beam dan frekuensi 50 Hz untuk kondisi gaya operasional tidak sama dengan frekuensi natural beam dengan gaya operasional di node 1. Gaya operasional merupakan gaya yang ditransfer dari sumber yang sampai di titik penerima. Pada gaya operasional F 35.242 Hz, amplitudonya lebih besar dari pada gaya operasional F 50 Hz di 35.242 Hz dikarenakan frekuensi natural memiliki puncak frekuensi di 35.242 Hz. Sedangkan amplitudo gaya operasional F 50 Hz lebih dominan dari pada F 35.242 Hz di frekuensi 50 Hz dikarenakan pada gaya operasional 35.242 Hz tidak memiliki *peak* di frekuensi 50 Hz seperti pada tabel 4.6.

#### 4.7 Hasil Pengukuran Frekuensi Natural

Pada pengukuran frekuensi natural beam menggunakan gaya *impact*. Skema pengukuran terdapat pada gambar 3.8. Berikut hasil response percepatan di lima node beam.



Gambar 4. 15 Respon Percepatan di 5 node beam



Gambar 4. 16 Frekuensi Natural beam di node 2, 3, dan 4

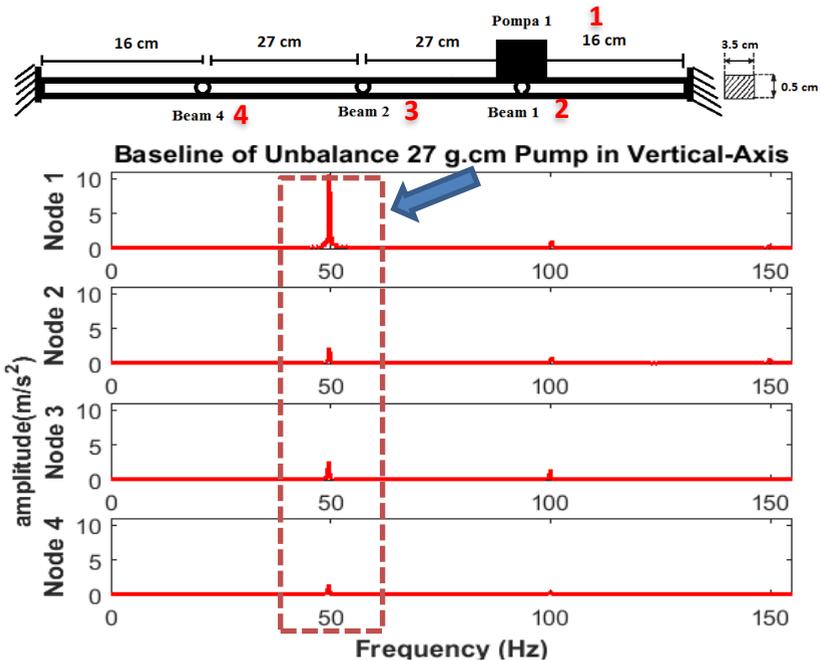
Tabel 4. 7 Frekuensi Natural beam

No.	Posisi Node		
	2	3	4
F Natural 1	70.437	71.036	70.8207
F Natural 2	207.1169	206.3303	207.0049
F Natural 3	323.5371	322.4157	322.9646
F Natural 4	411.8358	410.4576	411.2873
F Natural 5	462.8977	462.2999	462.8074

Pada gambar 4.15 merupakan respon percepatan di beam. Frekuensi respon pada gambar 4.16 didapatkan dari bagian imajiner dari *fast fourier transform*(fft), kemudian menggunakan metode *Curve Fitting* yaitu *Rational Fraction Polynomial*(RFP) pada rentang frekuensi 0-475 hz. Puncak-puncak tersebut ditunjukkan pada tabel 4.7. Plot frekuensi natural hanya di node 2,3, dan 4 karena digunakan untuk menghitung gaya operasional pompa.

#### 4.8 Perbandingan Hasil FFT Sesuai ISO 13373-1 dan Gaya Operasional(TPA) Pada *Baseline* Pompa

Pada pengukuran *baseline* pompa dan beam dianalisa untuk mengetahui fitur kerusakan menggunakan FFT. Berikut merupakan *baseline* pompa *unbalance* 27 g.cm, node 1(di pompa), node 2,3, dan 4 di beam.



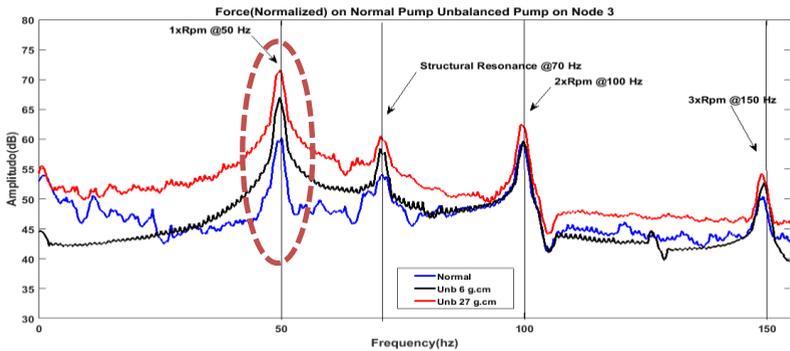
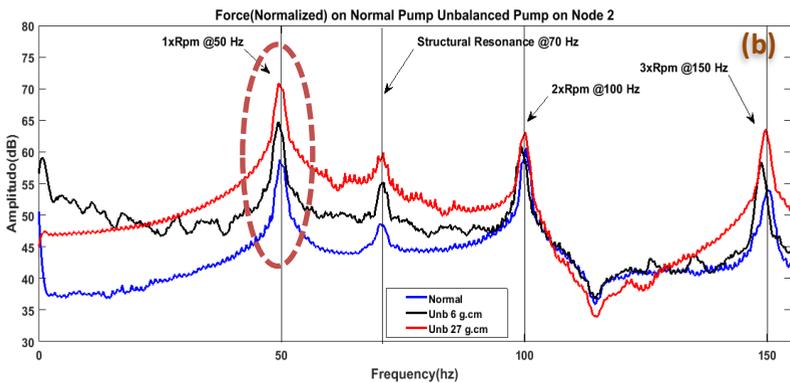
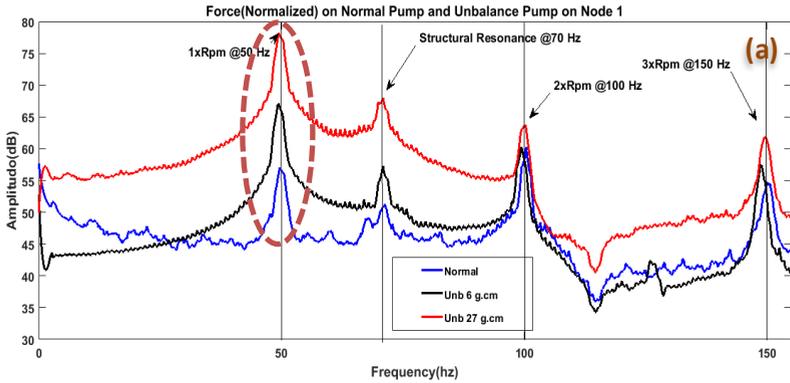
Gambar 4. 17 fft Pompa *unbalance* 27 g.cm di node1(sumber), 2, 3, dan 4 Sumbu Vertikal

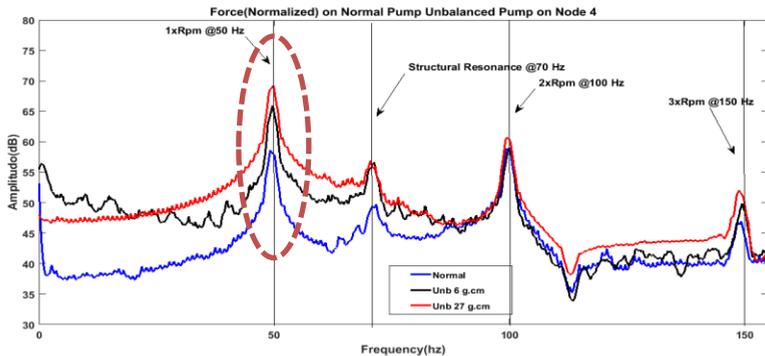
Pada gambar 4.17 menggambarkan perbandingan spektrum sinyal di node 1(pompa), node 2, 3, dan 4 dibeam dengan sumber pompa *unbalance* 27 g.cm. Menurut ISO 13373, fitur kerusakan *unbalance* ditransmisikan dari node 1 sampai node 4 ditandai dengan adanya peak amplitudo yang dominan di frekuensi 1xrpm(50 Hz) dibandingkan dengan pompa normal(lihat lampiran). Frekuensi dominan menurut Ju dalam *Journal* berjudul *Dominant Frequencies of Train-Induced Vibrations* (Ju, 2009) merupakan nilai amplitudo absolut pada sinyal dalam domain frekuensi yang memiliki amplitudo paling besar diantara semua frekuensi. Dominan frekuensi pada metode FFT untuk deteksi kerusakan pompa merupakan sinyal spektrum yang memiliki peak amplitudo paling diantara semua frekuensi dan memiliki peak amplitudo yang lebih besar dari pada pompa normal.

Pada gambar 4.17 menunjukkan bahwa semakin jauh dari sumber amplitudo spektrum sinyal getarannya semakin kecil diakibatkan karena sebagian energi getaran diserap oleh beam. Pada kerusakan *unbalance* 6 g.cm(lihat lampiran) memiliki ciri-ciri yang sama dengan kerusakan *unbalance* 27 g.cm tetapi amplitudonya lebih kecil. Perbandingan hasil fft menunjukkan bahwa amplitudo di 1xrpm mengalami kenaikan seiring dengan bertambahnya berat massa tambahan untuk tipe kerusakan *unbalance*. Hasil analisa fft masih dalam skalar. Padahal getaran yang di struktur beam merambat secara vektor. Hasil fft dijadikan acuan untuk menganalisa kerusakan pompa yang ditransmisikan dari pompa ke beam menggunakan analisa vektor yaitu menggunakan metode *Transfer Path Analysis*(TPA).

Metode TPA menggunakan gaya operasional untuk menganalisa seberapa besar kontribusi getaran yang ditransmisikan dari sumber ke bagian-bagian lain di sekitar sumber. Sehingga dapat diketahui pola perambatan dari amplitudo di frekuensi-frekuensi tertentu. Gaya operasional merupakan perkalian antara percepatan dengan pompa dan frekuensi natural beam. Berikut merupakan TPA berupa gaya operasional dengan sumber pompa *unbalance* 27 g.cm(unb 27

g.cm), *unbalance* 6 g.cm(*unb* 6 g.cm) dan normal disumbu vertikal.



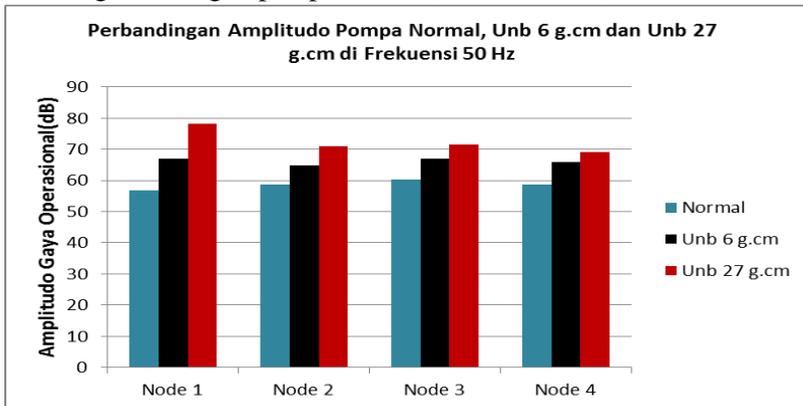


Gambar 4. 18 TPA Pada *Baseline* Pompa *Unbalance* 27 g.cm, *Unbalance* 6 g.cm, dan Normal di Node 1(sumber)(a), 2(b), 3(c), dan 4(d) Beam Sumbu Vertikal

Pada gambar 4.18 merupakan perhitungan gaya operasional menggunakan metode TPA dengan sumber pompa normal, *unbalance* 6 g.cm, dan *unbalance* 27 g.cm. Pompa *unbalance* dominan di frekuensi 50 Hz jika dibandingkan dengan pompa normal. Frekuensi dominan menurut Ju dalam *Journal* berjudul *Dominant Frequencies of Train-Induced Vibration* (Ju, 2009) merupakan nilai amplitudo absolut pada sinyal dalam domain frekuensi yang memiliki amplitudo paling besar diantara semua frekuensi. Dominan frekuensi pada metode TPA untuk deteksi kerusakan pompa merupakan sinyal spektrum gaya operasional yang memiliki peak amplitudo paling besar diantara semua frekuensi dan memiliki peak amplitudo yang lebih besar dari pada pompa normal. Metode TPA digunakan untuk mengetahui pola kenaikan amplitudo pompa rusak dengan *baseline* pompa normal. Definisi pengenalan pola sesuai buku berjudul "*Pattern Classification*" (Duda, 2000) yaitu tindakan mengambil data mentah dan mengambil tindakan berdasarkan kategori dari suatu pola. Pada buku berjudul "*Pattern Recognition*" (Theodoridis, 2003), Pengenalan pola adalah disiplin ilmu yang bertujuan untuk mengklasifikasi objek ke dalam sejumlah kategori atau kelas. Tergantung pada aplikasinya, objek ini bisa berupa gambar atau bentuk gelombang sinyal atau tipe pengukuran yang dibutuhkan

pengklasifikasian. Sedangkan pengertian pola didefinisikan di journal berjudul “*Architecture, Pattern, and Mathematics*” (Salingaros, 1999) merupakan keteraturan dalam beberap dimensi. Contoh yang paling sederhana adalah unit visual berulang yang diurutkan dengan simetri translasi(linier) atau rotasi. Pola pada metode TPA untuk deteksi kerusakan pompa merupakan spektrum gaya operasional yang memiliki frekuensi kecepatan putar yang sama yaitu 50 Hz, tetapi memiliki amplitudo gaya operasional yang mengalami perubahan sebagai fungsi rusak dan fungsi jarak. Pola yang berulang yaitu *peak* amplitudo gaya operasional yang sama pada 50 Hz, sedangkan perubahan pola yaitu pada perubahan amplitudo gaya operasional.

Ada dua tinjauan yang dilakukan pada kerusakan pompa *unbalance*. Tinjauan pertama untuk mengetahui perbandingan peak amplitudo sebagai fungsi penambahan berat massa tambahan(kerusakan *unbalance*). Pada gambar 4.18 menunjukkan bahwa jika berat massa tambahan ditingkatkan atau kerusakan *unbalance* ditambah, maka amplitudo gaya operasional mengalami peningkatan di 1xrpm(50 Hz)(yang dilingkari) dari amplitudo pompa normal di node yang sama. Sementara di peak 70, 100, dan 150 memiliki selisih amplitudo yang kecil jika dibandingkan dengan pompa normal(lihat tabel 4.8).



Gambar 4. 19 Pengaruh Penambahan Berat Massa Tambahan dan Penambahan Jarak Pada Kerusakan *Unbalance*

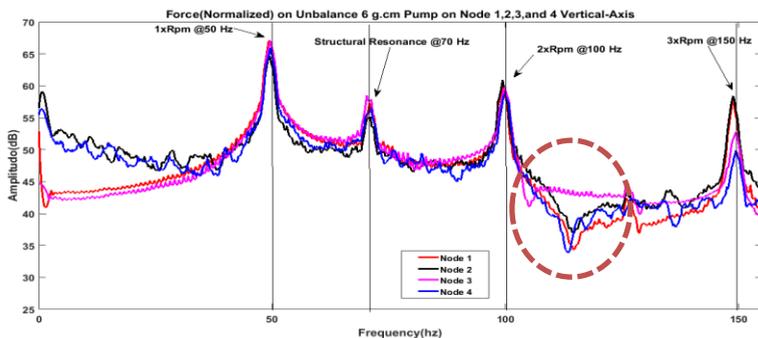
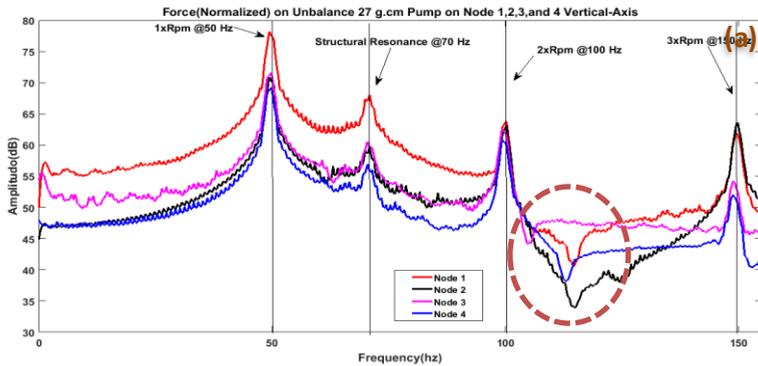
Untuk lebih mudah mengetahui pengaruh penambahan berat massa tambahan dapat dilihat pada gambar 4.19, Semakin besar berat massa tambahan maka *peak* gaya operasional di 50 Hz semakin besar. Hasil tersebut sesuai teori yang disampaikan oleh Ghirdar (Girdhar, 2004)(lihat persamaan 2.12 di subbab 2.3b). Pada node 1, gaya operasional kerusakan pompa *unbalance* 6 g.cm mengalami kenaikan sebesar 10.17 dB dari pompa normal. Pada kerusakan *unbalance* 27 g.cm mengalami kenaikan sebesar 21.32 dB dari pompa normal. Gaya operasional pompa kerusakan *unbalance* mengalami kenaikan juga di node 2, 3, dan 4.

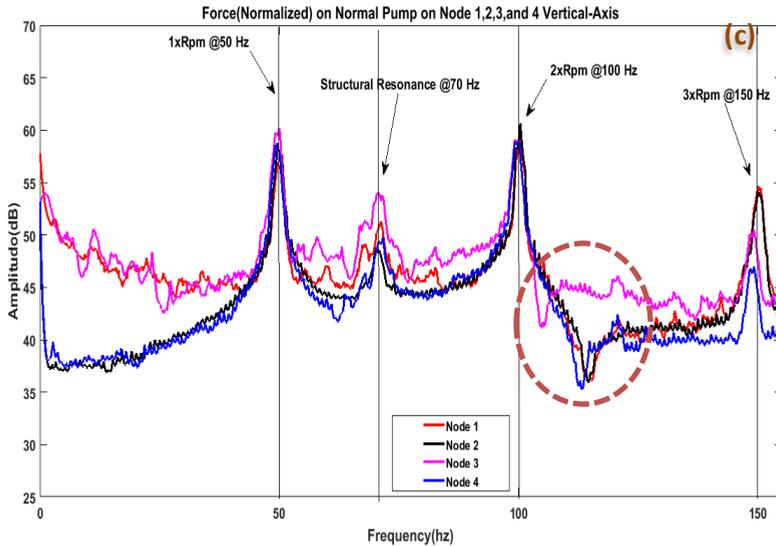
Tinjauan kedua dilakukan untuk mengetahui perbandingan peak amplitudo  $1x_{rpm}(50 \text{ Hz})$  sebagai fungsi penambahan jarak dari node acuan yaitu node 2(di beam) dengan sumber pompa normal, *unbalance* 6 g.cm, dan *unbalance* 27 g.cm pada gambar 4.19. Peak pada gambar 4.19 menunjukkan bahwa jika jarak bertambah maka amplitudo gaya operasional di node 3 lebih tinggi dari node 2 dan amplitudo di node 4 lebih rendah dari node 2. Hasil tersebut akibatkan oleh momen gaya yang lebih besar di node 3 apabila sumber getarannya di node 2(lihat subbab 4.3). Pompa *unbalance* 27 g.cm dan pompa *unbalance* 6 g.cm memiliki amplitudo maksimum di node 1, dan normal memiliki amplitudo maksimum di node 3. Sebagai contoh, pada kerusakan *unbalance* 27 g.cm di frekuensi 50 Hz node 2 memiliki amplitudo gaya operasional yaitu 70.91 dB. Pada node 3 mengalami kenaikan sebesar 0.67 dB yaitu menjadi 71.58 dB. Sedangkan di node 4 terhadap acuan node 2 mengalami penurunan sebesar 1.68 dB yaitu menjadi 69.23 dB. Gaya operasional pompa *unbalance* 27 g.cm memiliki nilai maksimum di node 1 yaitu 78.22 dB. Gaya operasional di node 1 dan 2 berada pada titik beam yang sama. Sehingga apabila node 1 dianggap sebagai acuan, maka semakin bertambah jarak, maka gaya operasional semakin kecil karena energi getarannya sebagian diserap oleh beam. Misal, Pada node 3 gaya operasional *unbalance* 27 g.cm mengalami penurunan sebesar 6.64 dB dari node 1. Pada node 4 mengalami penurunan sebesar 8.99 dB dari node 1. Tabel 4.8 menunjukkan perubahan amplitudo di peak di

1xrpm(50 Hz), frekuensi natural beam(70 Hz), 2xrpm(100 Hz), dan 3xrpm(150 Hz).

Tabel 4. 8 Perubahan amplitudo gaya operasional akibat peningkatan berat massa tambahan pada Pompa Normal, *Unbalance 6 g.cm*, dan *Unbalance 27 g.cm*

Frekuensi(Hz)	Gaya Operasional Pompa(dB)											
	Node 1			Node 2			Node 3			Node 4		
	Normal	Unb 6	Unb 27	Normal	Unb 6	Unb 27	Normal	Unb 6	Unb 27	Normal	Unb 6	Unb 27
50	56.9	67.07	78.22	58.74	64.7	70.91	60.2	67.02	71.58	58.6	65.93	69.23
70	51.28	57.29	68.01	48.75	55.14	59.94	52.87	58.47	60.53	49.75	56.57	56.94
100	59.42	60.27	63.79	58.36	59.94	63.11	55.37	59.73	62.4	56.64	58.68	60.58
150	54.64	57.44	61.81	54.19	58.37	63.6	50.43	52.71	54.23	46.94	49.85	52.02

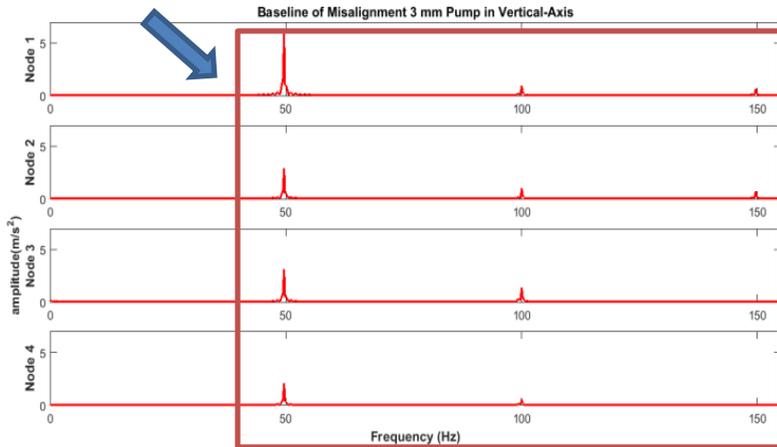




Gambar 4. 20 Perbandingan TPA Pada *Baseline* Pompa *Unbalance* 27 g.cm(a), *Unbalance* 6 g.cm(b), dan normal(c) Sumbu Vertikal

Pada gambar 4.20, Gaya operasional antara node 1 dan 2 tidak mengalami pergeseran dikarenakan dua node tersebut berada di node yang sama memiliki frekuensi naturalnya sama. Sedangkan perbandingan di node 1 dan 3 mengalami pergeseran di anti-nodenya yaitu di frekuensi 104 dan 114 Hz(yang dilingkari). Hal tersebut dikarenakan anti node dari frekuensi natural yang tidak sama di node 1 dan node 3 sesuai gambar frekuensi natural(gambar 4.16). Begitu juga untuk perbandingan node 1 dan 4 yang terjadi pergeseran anti-node di frekuensi 112 dan 114 Hz(yang dilingkari).

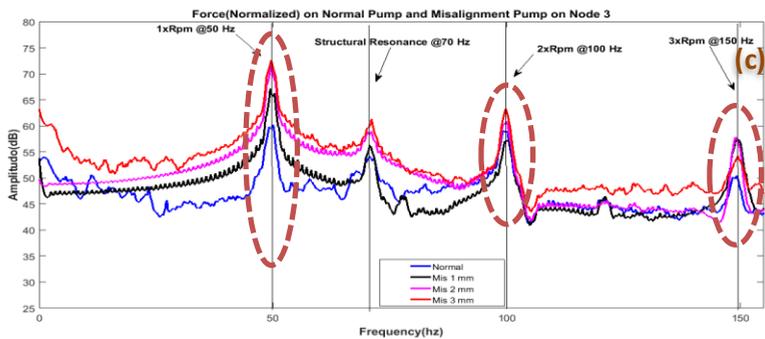
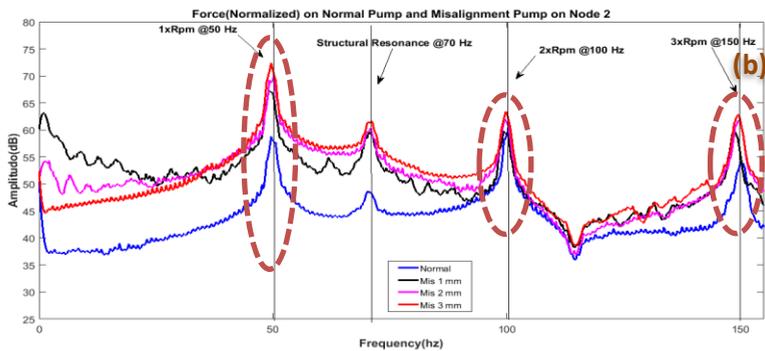
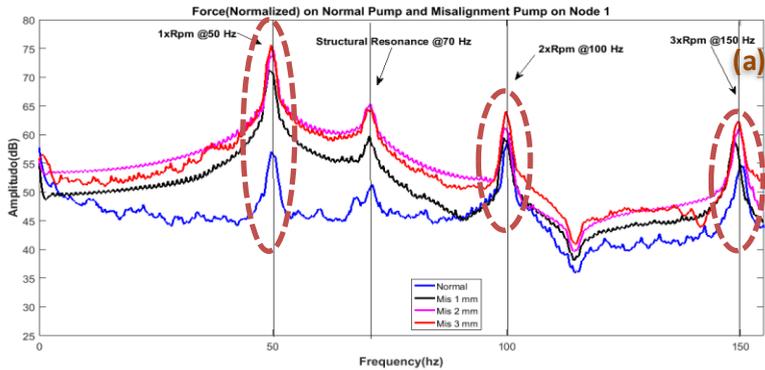
Berikut merupakan *baseline* pompa *Misalignment* 3 mm menggunakan metode fft di beam.

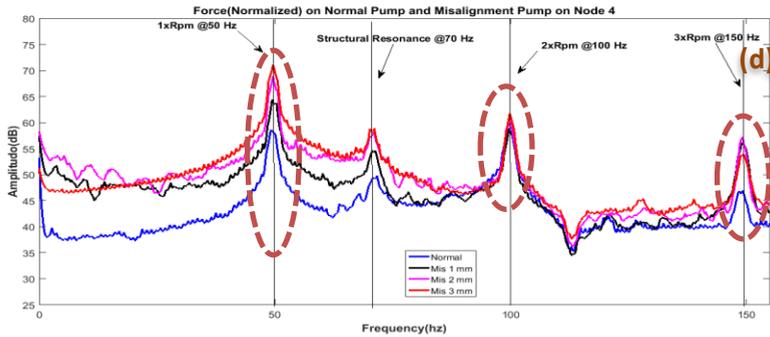


Gambar 4. 21 fft Pompa *Misalignment* 3 mm di node1(sumber), 2, 3, dan 4 Sumbu vertikal

Pada gambar 4.21 menggambarkan perbandingan spektrum sinyal di node 1(pompa), node 2, 3, dan 4 di beam dengan sumber pompa *misalignment* 3 mm. Menurut ISO 13373, fitur kerusakan *misalignment* ditransmisikan dari node 1 sampai node 4 ditandai dengan adanya peak amplitudo yang dominan di frekuensi 1xrpm(50 Hz), 2xrpm(100 Hz) dan 3xrpm(150 Hz) dibandingkan dengan pompa normal(lihat lampiran). Pada gambar 4.21 menunjukkan bahwa semakin jauh dari sumber amplitudo spektrum sinyal getarannya semakin kecil diakibatkan karena sebagian energi getaran diserap oleh beam. Pada kerusakan *misalignment* 1 mm dan 2 mm(lihat lampiran) memiliki ciri-ciri yang sama dengan kerusakan *misalignment* 3 mm tetapi amplitudonya lebih kecil. Perbandingan hasil fft menunjukkan bahwa amplitudo di 1xrpm, 2xrpm dan 3xrpm mengalami kenaikan seiring dengan bertambahnya *offset shaft* untuk tipe kerusakan *misalignment*. Hasil analisa fft masih dalam skalar. Padahal getaran yang di struktur beam merambat secara vektor. Hasil fft dijadikan acuan untuk menganalisa kerusakan pompa yang ditransmisikan dari pompa ke beam menggunakan analisa vektor yaitu menggunakan metode *Transfer Path Analysis*(TPA).

Berikut merupakan TPA berupa gaya operasional dengan sumber pompa *misalignment* 3 mm(mis 3 mm), *misalignment* 2 mm(mis 2 mm), *misalignment* 1 mm(mis 1 mm) dan normal disumbu vertikal.

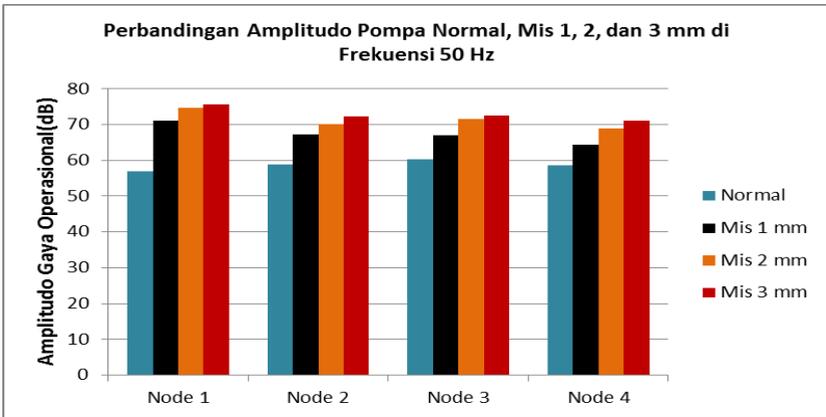




Gambar 4. 22 TPA Pada *Baseline* Pompa *Misalignment* 1, 2, 3 mm dan Pompa Normal di Node 1(a), 2(b), 3(c), dan 4(d) Beam Sumbu Vertikal

Pada gambar 4.22 merupakan perhitungan gaya operasional menggunakan metode TPA dengan sumber pompa normal, *misalignment* 1 mm, *misalignment* 2 mm, dan *misalignment* 3 mm. Ada dua tinjauan yang dilakukan pada kerusakan pompa *misalignment*. Tinjauan pertama untuk mengetahui perbandingan peak amplitudo sebagai fungsi penambahan *offset shaft* (kerusakan *misalignment*). Pada gambar 4.22 menunjukkan bahwa jika *offset shaft* ditingkatkan atau kerusakan *misalignment* ditambah, maka amplitudo gaya operasional mengalami peningkatan di 1xrpm(50 Hz), 2xrpm(100 Hz) dan 3xrpm(150 Hz)(yang dilingkari) dari amplitudo pompa normal di node yang sama. Sementara di peak yang lain memiliki selisih amplitudo yang kecil jika dibandingkan dengan pompa normal(lihat tabel 4.9).

Untuk lebih mudah mengetahui pengaruh penambahan *offset* dapat dilihat pada gambar 4.23, Semakin besar *offset* maka *peak* gaya operasional di 50 Hz semakin besar. Hasil tersebut sesuai teori yang disampaikan oleh Ghirdar (Girdhar, 2004)(lihat persamaan 2.13 di subbab 2.3c). Pada node 1, gaya operasional kerusakan pompa *misalignment* 1 mm, 2mm, 3 mm yaitu mengalami kenaikan sebesar 14.3 dB, 17.74 dB, 18.71 dB dari pompa normal di 150 Hz. Gaya operasional pompa kerusakan *misalignment* mengalami kenaikan juga di node 2, 3, dan 4.



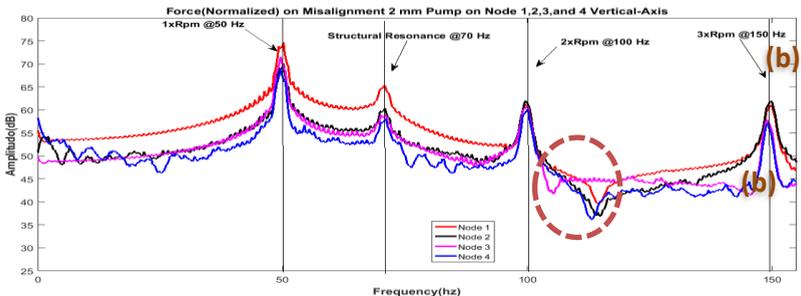
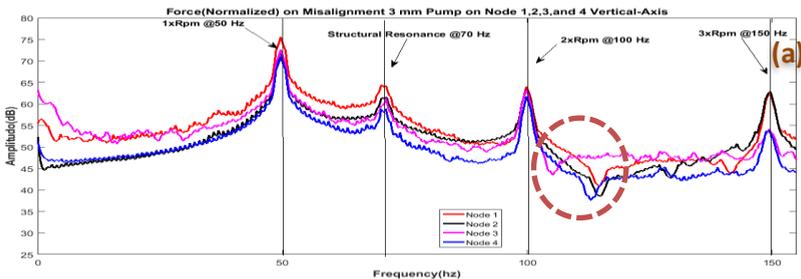
**Gambar 4. 23 Pengaruh Penambahan *offset* dan Penambahan Jarak Pada Kerusakan *Misalignment***

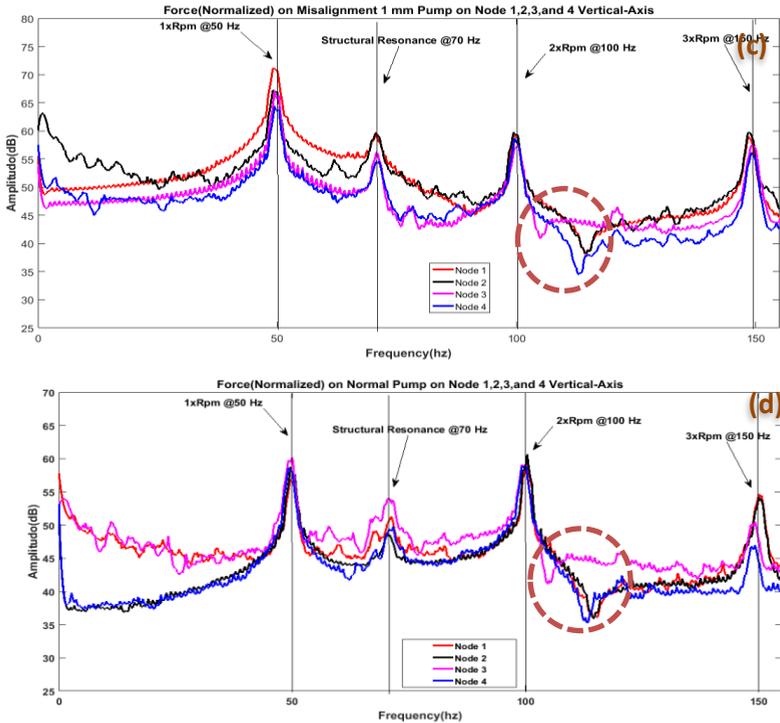
Tinjauan kedua dilakukan untuk mengetahui perbandingan peak amplitudo 1xrpm(50 Hz) sebagai fungsi penambahan jarak dari node acuan yaitu node 2(di beam) dengan sumber pompa normal, *misalignment* 1 mm, *misalignment* 2 mm dan *misalignment* 3 mm pada gambar 4.23. Peak pada gambar 4.23 menunjukkan menunjukkan bahwa jika jarak bertambah maka amplitudo gaya operasional di node 3 lebih tinggi dari node 2 dan amplitudo di node 4 lebih rendah dari node 2. Hal tersebut diakibatkan oleh momen gaya yang lebih besar di node 3 apabila sumber getarannya di node 2(lihat subbab 4.3). Pompa *misalignment* 1, 2, dan 3 mm memiliki amplitudo maksimum di node 1, dan normal memiliki amplitudo maksimum di node 3. Sebagai contoh, pada kerusakan *misalignment* 3 mm di frekuensi 50 Hz node 2 memiliki amplitudo gaya operasional yaitu 72.36 dB. Pada node 3 mengalami kenaikan sebesar 0.26 dB yaitu menjadi 72.62 dB. Sedangkan di node 4 terhadap acuan node 2 mengalami penurunan sebesar 1.28 dB. Gaya operasional pompa *misalignment* 3 mm memiliki nilai maksimum di node 1 yaitu 75.61 dB. Gaya operasional di node 1 dan 2 berada pada titik beam yang sama. Sehingga apabila node 1 dianggap sebagai acuan, maka semakin bertambah jarak, maka gaya operasional

semakin kecil karena energi getarannya sebagian diserap oleh beam. Misal, Pada node 3 gaya operasioal *misalignment* 3 mm mengalami penurunan sebesar 2.99 dB dari node 1. Pada node 4 mengalami penurunan sebesar 4.53 dB dari node 1. Tabel 4.9 menunjukkan perubahan amplitudo di peak di 1xrpm(50 Hz), frekuensi natural beam(70 Hz), 2xrpm(100 Hz), dan 3xrpm(150 Hz).

Tabel 4. 9 Gaya Operasional Pompa *Misalignment* 3 mm, 2 mm, 1 mm dan Normal

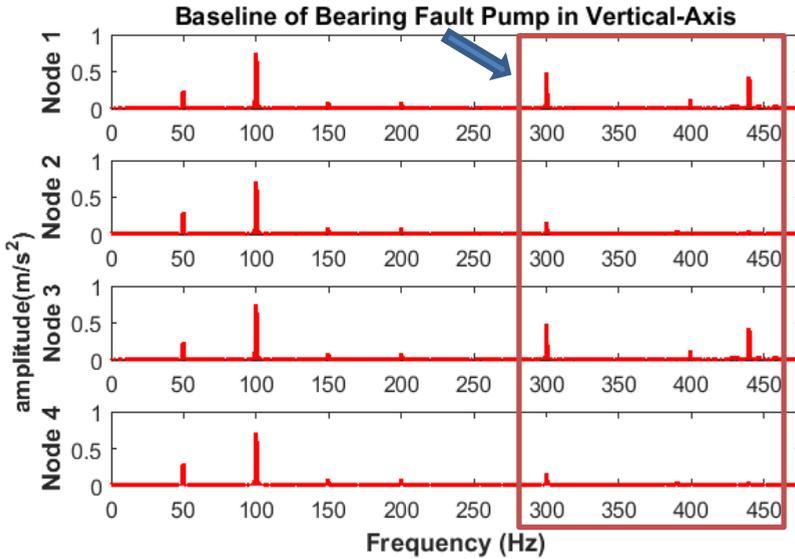
Frekuensi(Hz)	Gaya Operasional Pompa(dB)															
	Node 1			Node 2			Node 3			Node 4						
	Normal	Mis(mm)			Normal	Mis(mm)			Normal	Mis(mm)			Normal	Mis(mm)		
		1	2	3		1	2	3		1	2	3		1	2	3
50	56.9	71.2	74.64	75.61	58.74	67.29	70.04	72.36	60.2	67.13	71.55	72.62	58.6	64.37	68.88	71.08
70	51.28	59.79	65.28	64.39	48.75	59.56	60.38	61.59	52.87	56.22	58.93	60.88	49.75	54.62	58.84	59.01
100	59.42	60.31	61.07	64.06	58.36	59.7	62.02	63.42	55.37	57.26	60.88	63.34	56.64	58.66	59.01	61.73
150	54.64	58.93	61.02	62.34	54.19	59.73	61.94	62.82	50.43	55.23	54.23	57.82	46.94	53.52	53.86	57.18





Gambar 4. 24 Perbandingan TPA Pada *Baseline* Pompa *Misalignment* 3 mm(a), 2 mm(b), 1 mm(c), dan normal(d) Sumbu Vertikal

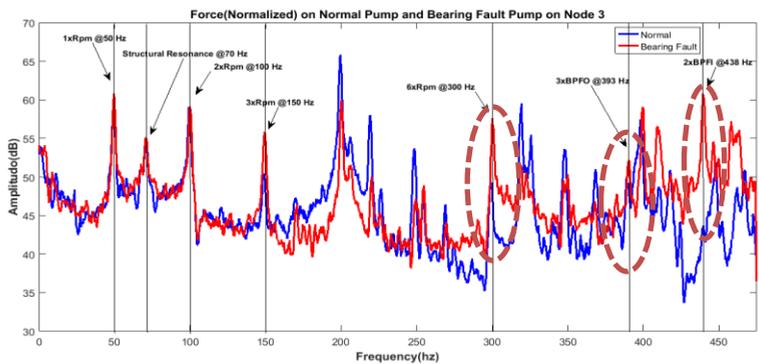
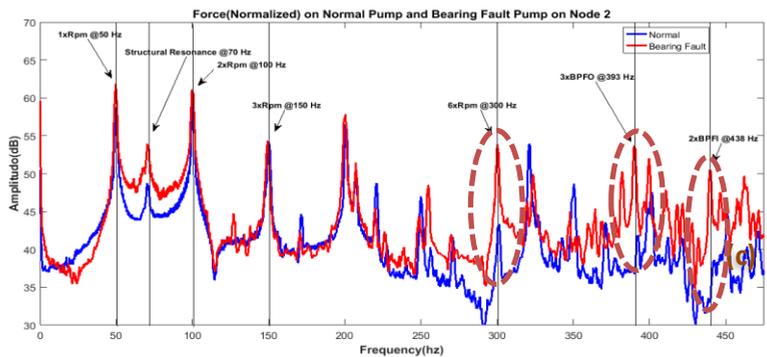
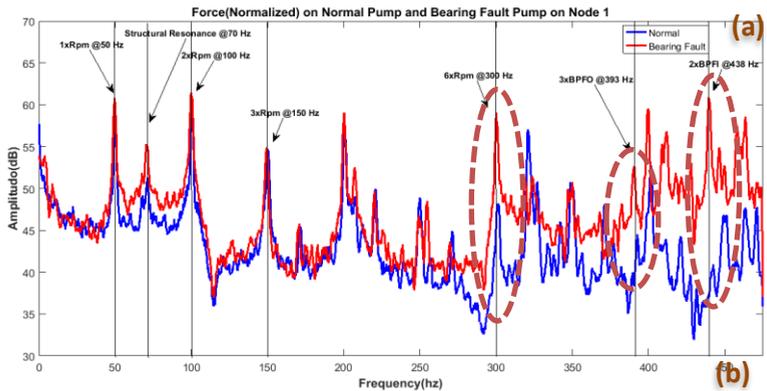
Pada gambar 4.24, Gaya operasional antara node 1 dan 2 tidak mengalami pergeseran dikarenakan dua node tersebut berada di node yang sama sehingga frekuensi naturalnya sama. Sedangkan perbandingan di node 1 dan 3 mengalami pergeseran di anti-nodenya yaitu di frekuensi 104 dan 114 Hz(yang dilingkari). Hasil tersebut dikarenakan anti node dari frekuensi natural yang tidak sama di node 1 dan node 3 sesuai gambar frekuensi natural(gambar 4.16). Begitu juga untuk perbandingan node 1 dan 4 yang terjadi pergeseran anti-node di frekuensi 112 dan 114 Hz(yang dilingkari).

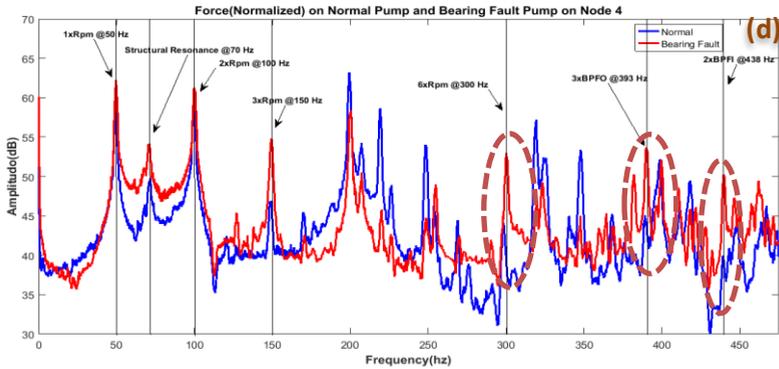


Gambar 4. 25 fft Pompa *Bearing Fault* di node1(sumber), 2, 3, dan 4 Sumbu Vertikal

Pada gambar 4.25 menggambarkan perbandingan spektrum sinyal di node 1(pompa), node 2, 3, dan 4 dibeam dengan sumber pompa *bearing fault*. Menurut ISO 13373, fitur kerusakan *bearing* ditransmisikan dari node 1 sampai node 4 ditandai dengan adanya peak amplitudo yang dominan di frekuensi  $6xrpm(300 \text{ Hz})$ ,  $3xBPFO(393 \text{ Hz})$ , dan  $2xBPFI(438 \text{ Hz})$  dibandingkan dengan pompa normal(lihat lampiran). Pada gambar 4.25 menunjukkan bahwa semakin jauh dari sumber amplitudo spektrum sinyal getarannya semakin kecil diakibatkan karena sebagian energi getaran diserap oleh beam. Hasil analisa fft masih dalam skalar. Padahal getaran yang di struktur beam merambat secara vektor. Hasil fft dijadikan acuan untuk menganalisa kerusakan pompa yang ditransmisikan dari pompa ke beam menggunakan analisa vektor yaitu menggunakan metode *Transfer Path Analysis(TPA)*.

Berikut merupakan TPA berupa gaya operasional dengan sumber pompa *bearing fault* dan normal disumbu vertikal.

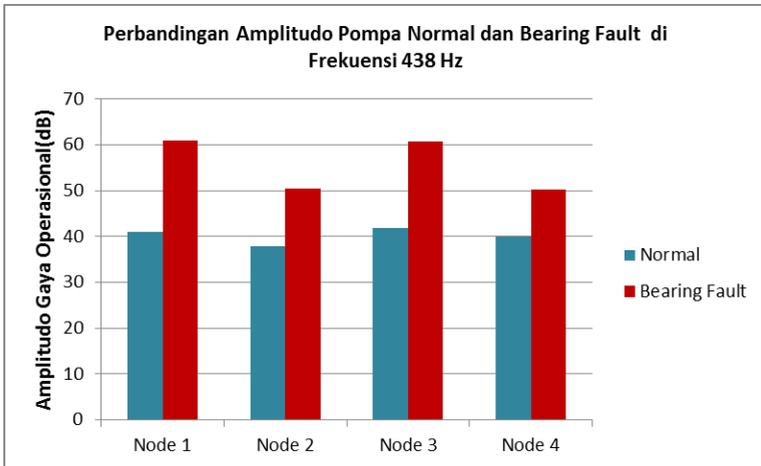




Gambar 4. 26 TPA Pada *Baseline* Pompa *Bearing Fault* dan Pompa Normal di Node 1(a), 2(b), 3(c), dan 4(d) Beam Sumbu Vertikal

Pada gambar 4.26 merupakan perhitungan gaya operasional menggunakan metode TPA dengan sumber pompa normal dan *bearing fault*. Ada dua tinjauan yang dilakukan pada kerusakan pompa *bearing fault*. Tinjauan pertama untuk mengetahui perbandingan peak amplitudo sebagai fungsi kerusakan *bearing*. Pada gambar 4.26 menunjukkan bahwa jika *bearing* yang awalnya normal dirusak, maka amplitudo gaya operasional mengalami peningkatan di frekuensi 300 Hz, 393 Hz, dan 438 Hz (yang dilingkari) dari amplitudo pompa normal di node yang sama. Sementara di peak yang lain memiliki selisih amplitudo yang kecil jika dibandingkan dengan pompa normal (lihat tabel 4.10).

Untuk lebih mudah mengetahui pengaruh kerusakan *bearing* dapat dilihat pada gambar 4.27, kerusakan *bearing* ditandai dengan kenaikan amplitudo pada gaya operasional di 438 Hz. Hasil tersebut sesuai teori yang disampaikan oleh Ghalamchi (Ghalamchi, 2014) (lihat persamaan 2.11 di subbab 2.3a). Pada node 1, gaya operasional kerusakan pompa *bearing fault* yaitu mengalami kenaikan sebesar 19.96 dB dari pompa normal. Gaya operasional pompa kerusakan *bearing fault* mengalami kenaikan juga di node 2, 3, dan 4.



Gambar 4. 27 Pengaruh *Bearing* yang Rusak dan Penambahan Jarak Pada Kerusakan *Bearing*

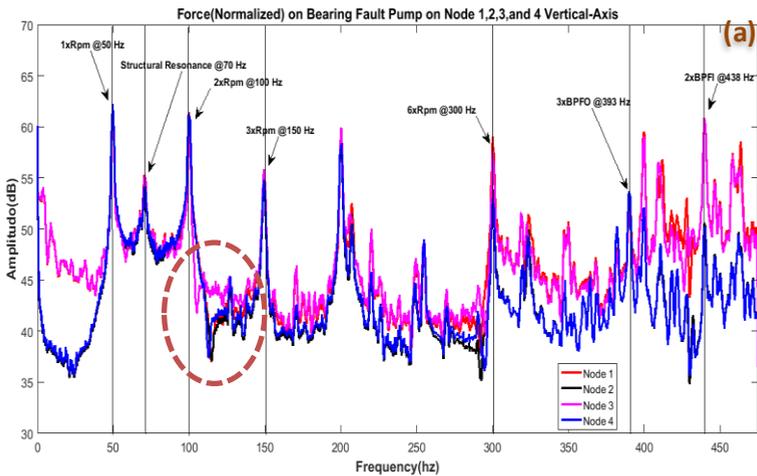
Tinjauan kedua dilakukan untuk mengetahui perbandingan peak amplitudo  $2xBPFI(438 \text{ Hz})$  sebagai fungsi penambahan jarak dari node acuan yaitu node 2(di beam) dengan sumber pompa normal dan *bearing fault* pada gambar 4.27. Peak pada gambar 4.27 menunjukkan bahwa jika jarak bertambah maka amplitudo gaya operasional di node 3 lebih tinggi dari node 2 dan amplitudo di node 4 lebih rendah dari node 2. Hal tersebut diakibatkan oleh momen gaya yang lebih besar di node 3 apabila sumber getarannya di node 2(lihat subbab 4.3). Pompa *bearing* memiliki amplitudo maksimum di node 1 dan pompa normal memiliki amplitudo maksimum di node 3.

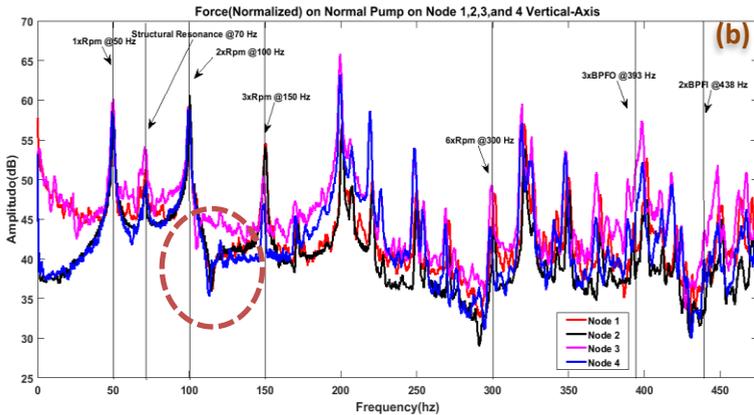
Sebagai contoh, pada kerusakan *bearing fault* di frekuensi 438 Hz node 2 memiliki amplitudo gaya operasional yaitu 50.53 dB. Pada node 3 mengalami kenaikan sebesar 10.24 dB yaitu menjadi 60.77 dB. Sedangkan di node 4 terhadap acuan node 2 mengalami penurunan sebesar 0.29 dB. Gaya operasional pompa *bearing fault* memiliki nilai maksimum di node 1 yaitu 6089 dB. Gaya operasional di node 1 dan 2 berada pada titik beam yang sama. Sehingga apabila node 1 dianggap sebagai acuan, maka semakin bertambah jarak, maka gaya operasional semakin kecil karena

energi getarannya sebagian diserap oleh beam. Misal, Pada node 3 gaya operasioal *bearig fault* mengalami penurunan sebesar 0.12 dB dari node 1. Pada node 4 mengalami penurunan sebesar 10.65 dB dari node 1. Tabel 4.10 menunjukkan perubahan amplitudo di peak di 1xrpm(50 Hz), frekuensi natural beam(70 Hz), 2xrpm(100 Hz), 3xrpm(150 Hz), 6xrpm(300 Hz), 3xBPFO(393 Hz), dan 2xBPFPI(438 Hz).

Tabel 4. 10 Gaya Operasional Pompa *Bearing Fault* dan Normal

Frekuensi(Hz)	Gaya Operasional Pompa(dB)							
	Node 1		Node 2		Node 3		Node 4	
	Normal	Bearing	Normal	Bearing	Normal	Bearing	Normal	Bearing
50	56.9	60.76	58.74	61.79	60.2	60.79	58.6	62.2
70	51.28	55.28	48.75	53.92	52.87	55.01	49.75	54.14
100	59.42	61.45	58.36	61.09	55.37	59.11	56.64	61.3
150	54.64	54.85	54.19	54.3	50.43	55.82	46.94	54.84
300	42.51	59.06	43.03	53.87	49.33	57.62	44.11	52.96
393	42.5	52.63	41.9	53.67	50.09	52.18	45.07	53.69
438	40.93	60.89	37.85	50.53	41.75	60.77	39.93	50.24



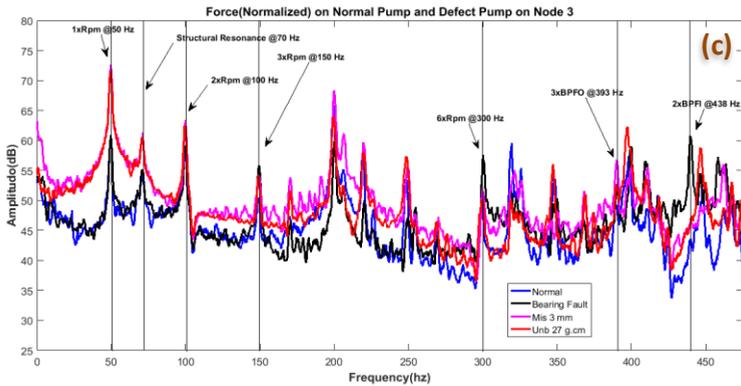
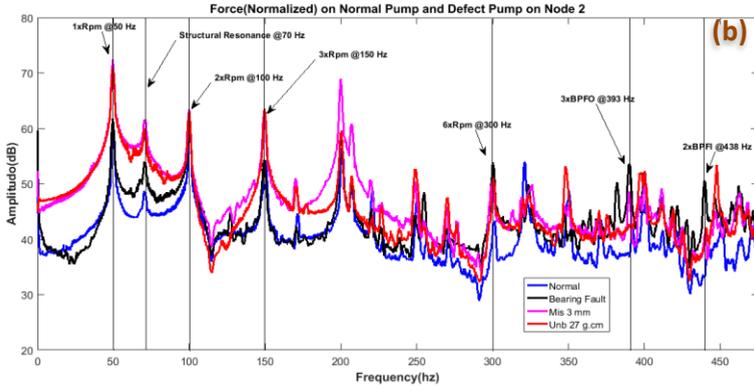
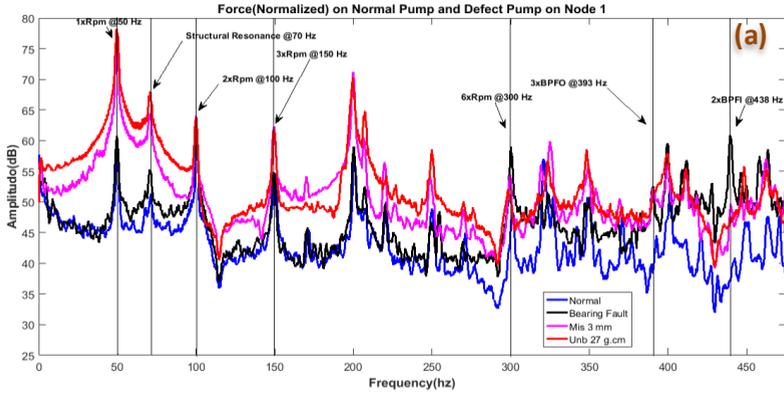


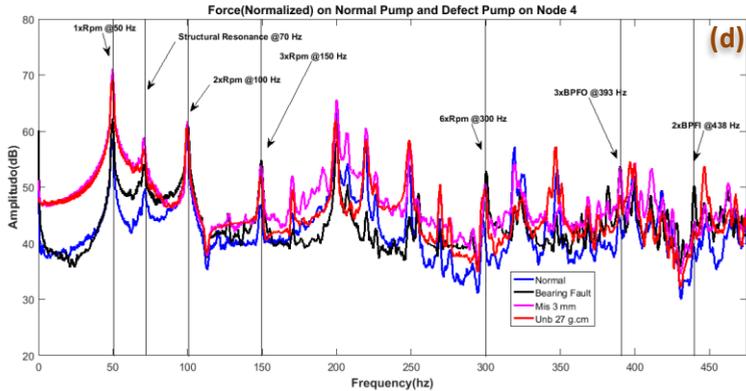
Gambar 4. 28 Perbandingan TPA Pada *Baseline* Pompa *Bearing Fault* (a) dan normal(b) Sumbu Vertikal

Pada gambar 4.28, Gaya operasional antara node 1 dan 2 tidak mengalami pergeseran dikarenakan dua node tersebut berada di node yang sama sehingga frekuensi naturalnya sama. Sedangkan perbandingan di node 1 dan 3 mengalami pergeseran di anti-nodenya yaitu di frekuensi 104 dan 114 Hz(yang dilingkari). Hal tersebut dikarenakan anti node dari frekuensi natural yang tidak sama di node 1 dan node 3 sesuai gambar frekuensi natural(gambar 4.16). Begitu juga untuk perbandingan node 1 dan 4 yang terjadi pergeseran anti-node di frekuensi 112 dan 114 Hz(yang dilingkari).

#### 4.9 Kenaikan Amplitudo Gaya Operasional(TPA) Pompa Rusak dari *Baseline* Pompa Normal

Pada subbab 4.8 sudah dijelaskan mengenai pengaruh penambahan rusak dan penambahan jarak pada gaya operasional pompa menggunakan metode TPA. Berikut merupakan TPA dari semua pompa yang mengalami kerusakan dibandingkan dengan pompa normal di node 1, 2, 3, dan 4.





Gambar 4. 29 Perbandingan TPA Pada *Baseline* Pompa Normal, *Bearing Fault*, *Misalignment* 3 mm, dan *Unbalance* 27 g.cm di Node 1(a), 2(b), 3(c), dan 4(d) Beam Sumbu Vertikal

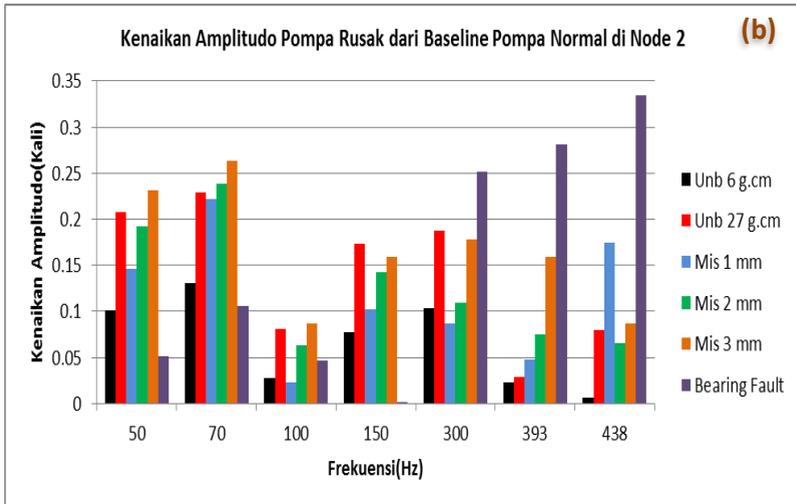
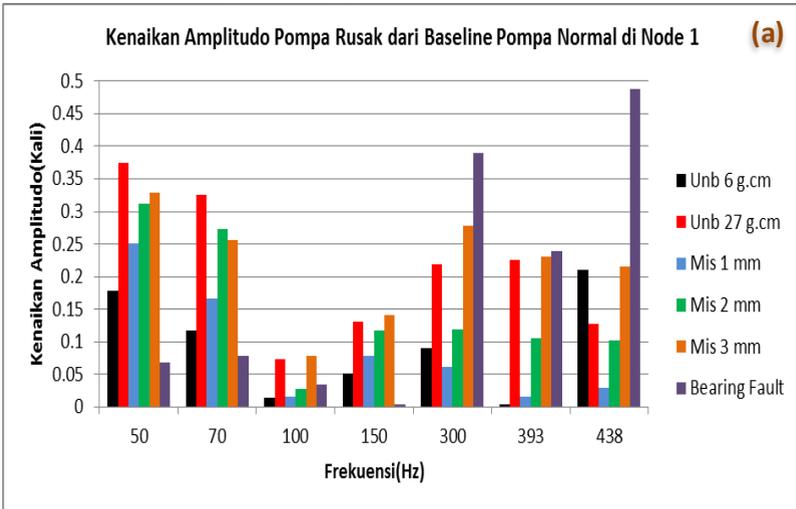
Pada gambar 4.29 menunjukkan bahwa ciri kerusakan *unbalance* 27 g.cm dominan di frekuensi 50 Hz jika dibanding dengan kerusakan yang lain dan pompa normal. Ciri kerusakan yang lain dan pompa normal. Ciri kerusakan *misalignment* 3 mm dominan di frekuensi 50, 100, 150 Hz jika dibandingkan dengan kerusakan lain dan pompa normal. Tetapi di frekuensi 50 Hz, amplitudo gaya operasional pompa *misalignment* lebih kecil dari amplitudo gaya operasional pompa *unbalance*. Ciri kerusakan bearing dominan difrekuensi 300 Hz, 393 Hz, dan 438 Hz jika dibandingkan dengan kerusakan lain dan pompa normal.

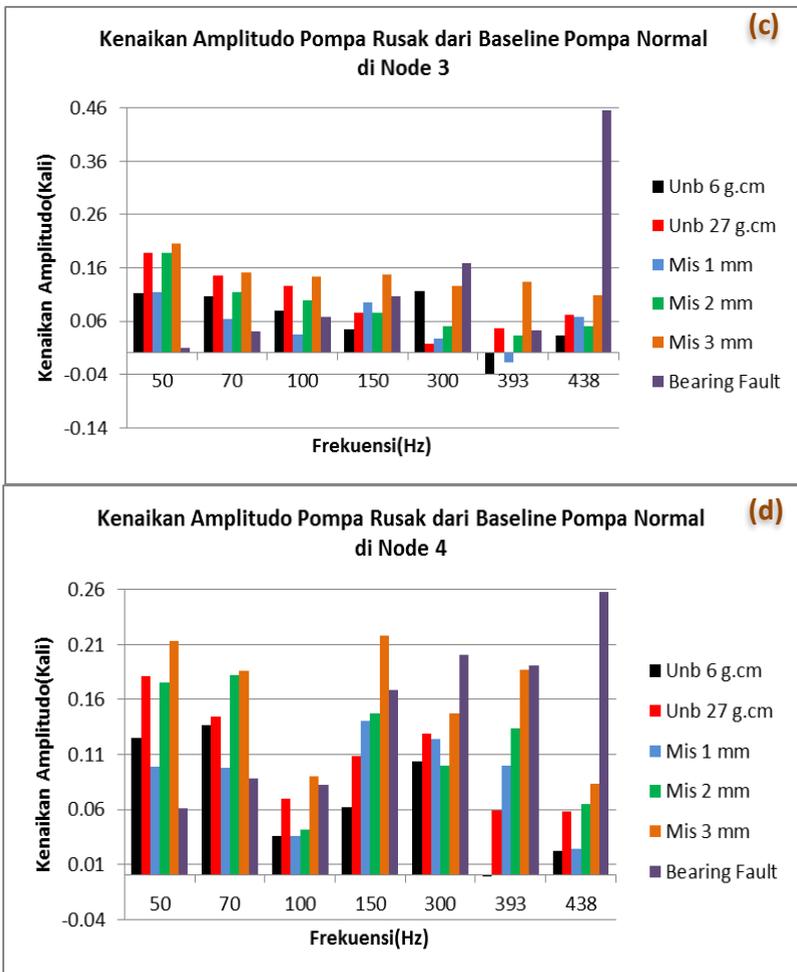
Untuk lebih mengetahui perbedaan kerusakan *unbalance*, *misalignment* dan *bearing fault*, berikut merupakan perbandingan kenaikan amplitudo gaya operasional pompa rusak dari pompa normal. Rumus untuk menghitung kenaikan amplitudo pompa rusak dari pompa normal adalah sebagai berikut.

$$\text{Kenaikan Amplitudo(kali)} = \frac{F \text{ rusak} - F \text{ normal}}{F \text{ normal}}$$

F rusak merupakan amplitudo gaya operasional pompa rusak dan F normal merupakan amplitudo gaya operasional pompa

normal. Kenaikan amplitudo(kali) merupakan kenaikan amplitudo pada gaya operasional pompa rusak terhadap amplitudo *baseline* pompa normal. Sehingga memudahkan untuk mengetahui perbandingan kenaikan amplitudo pada pompa *unbalance*, *misalignment*, dan *bearing fault* sehingga dapat diaplikasikan untuk industri dengan menggunakan metode TPA.





Gambar 4. 30 Kenaikan Amplitudo Gaya Operasional Pompa Rusak dari Baseline Pompa Normal di Node 1(a), Node 2(b), Node 3(c), dan Node 4(d)

Pada gambar 4.30 menunjukkan grafik kenaikan amplitudo gaya operasional berturut-turut pada pompa *unbalance 6 g.cm*, *unbalance 27 g.cm*, *misalignment 1, 2, 3 mm* dan *bearing fault*. Semua pompa tersebut memiliki frekuensi kecepatan putar yang sama yaitu 50 hz atau 3000 rpm. Pada gambar 4.30 menunjukkan

bahwa ciri kerusakan *unbalance* 27 g.cm dominan di frekuensi 50 Hz jika dibanding dengan kerusakan yang lain. Ciri kerusakan *misalignment* 3 mm dominan di frekuensi 50, 100, 150 Hz jika dibandingkan dengan kerusakan lain. Tetapi di frekuensi 50 Hz, amplitudo gaya operasional pompa *misalignment* lebih kecil dari amplitudo gaya operasional pompa *unbalance*. Ciri kerusakan bearing dominan di frekuensi 300 Hz, 393 Hz, dan 438 Hz jika dibandingkan dengan kerusakan lain.

Pada gambar 4.30 a merupakan kenaikan amplitudo(kali) di node 1. Pada kerusakan *unbalance* 6 g.cm di frekuensi 50 Hz, kenaikan amplitudonya(kali) yaitu 0.18 dari normal. Sedangkan *unbalance* 27 g.cm, kenaikan amplitudonya(kali) yaitu 0.37. Hasil tersebut menunjukkan penambahan berat massa tambahan berbanding lurus dengan kenaikan amplitudo dari pompa normal. Hasil tersebut sesuai teori yang disampaikan oleh Ghirdar (Girdhar, 2004)(lihat persamaan 2.12 di subbab 2.3b) yaitu penambahan berat massa tambahan menyebabkan gaya operasional semakin tinggi. Apabila dibandingkan dengan kerusakan *misalignment* dan *bearing fault*, amplitudo gaya operasional *unbalance* di 50 Hz adalah yang dominan. Pada pompa *misalignment* hanya memiliki kenaikan amplitudo paling tinggi di 50 Hz yaitu 0.33 kali pada pompa *misalignment* 3 mm. Sedangkan pada pompa *bearing* hanya memiliki kenaikan amplitudo di 50 Hz yaitu 0.07 kali.

Pada kerusakan *misalignment* 1, 2, dan 3 mm di frekuensi 150 Hz, kenaikan amplitudonya(kali) yaitu 0.08, 0.12, 0.14. Hasil tersebut menunjukkan bahwa penambahan *offset* berbanding lurus dengan kenaikan amplitudo dari pompa normal. Hasil tersebut sesuai teori yang disampaikan oleh Ghirdar (Girdhar, 2004)(lihat persamaan 2.13 di subbab 2.3c) yaitu penambahan *offset* menyebabkan gaya operasional semakin tinggi. Apabila dibandingkan dengan kerusakan *unbalance* dan *bearing fault*, amplitudo gaya operasional *unbalance* di 150 Hz adalah yang dominan. Pada pompa *misalignment* hanya memiliki kenaikan amplitudo paling tinggi di 150 Hz yaitu 0.13 kali pada pompa

*unbalance* 27 g.cm. Sedangkan pada pompa *bearing* hanya memiliki kenaikan amplitudo di 150 Hz yaitu 0.004 kali.

Untuk mengetahui perbedaan kerusakan *unbalance* dan *misalignment* juga dapat diketahui dari perbandingan kenaikan amplitudo(kali) di 3xrpm terhadap kenaikan amplitudo(kali) di 1xrpm, pada kerusakan pompa *unbalance* 27 g.cm dan 6 g.cm memiliki perbandingan kenaikan amplitudo(kali) di 3xrpm sebesar 35% dan 27% amplitudo kenaikan(kali) di 1xrpm. Sedangkan kerusakan *misalignment* memiliki perbandingan amplitudo kenaikan(kali) di 3xrpm sebesar 32%, 38%, dan 42% amplitudo kenaikan(kali) di 1xrpm. Sehingga dapat diketahui bahwa, kerusakan *unbalance* perbandingannya yaitu dibawah 36%, sedangkan kerusakan *misalignment* perbandingannya yaitu diatas 36%, kecuali kerusakan *misalignment* 1 mm yang memiliki perbandingan 32% yang termasuk kategori kerusakan *unbalance*. Hasil tersebut diakibatkan oleh tumpuan pada kerusakan *misalignment* yang hanya bertumpu pada satu tumpuan sehingga mirip dengan kerusakan *unbalance*. Dan juga kemungkinan dikarenakan *offset* kerusakan *misalignment* 1 mm yang paling kecil jika dibandingkan kerusakan *misalignment* 2 dan 3 mm. Sehingga pada kerusakan *misalignment* 1 mm sulit untuk dibedakan dengan pompa *unbalance*. Akan tetapi kenaikan amplitudo(kali) *misalignment* 1 mm dari pompa normal masih lebih tinggi jika dibandingkan kerusakan *unbalance* 6 g.cm di frekuensi 150 Hz(lihat tabel 4.11 dan 4.12).

Pada kerusakan bearing di frekuensi 438 Hz memiliki kenaikan amplitudo 0.49. Hasil tersebut sesuai teori yang disampaikan oleh Ghalamchi (Ghalamchi, 2014) (lihat persamaan 2.11 di subbab 2.3a) yaitu gaya operasional di frekuensi BPFO dan BPFI akan mengalami kenaikan apabila D(area defect) juga mengalami kenaikan. Kenaikan amplitudo *bearing* lebih tinggi jika dibandingkan pompa *misalignment* 3 mm yang hanya 0.03 dan *unbalance* 27 g.cm yang hanya 0.13. Hasil tersebut disebabkan semua pompa pada kerusakan *misalignment* dan *unbalance*, kondisi bearingnya dalam keadaan normal. Tiga kerusakan pompa tersebut juga berlaku untuk node 2, 3, dan 4

pada gambar 4.30 b, c, dan d. Pada kasus amplitudo di node 2, 3, dan 4 yaitu tinjauan penambahan jarak sudah dijelaskan di subbab 4.8. Untuk lebih mengetahui kenaikan amplitudo di frekuensi dan node yang lain, dapat dilihat di tabel 4.11 dan 4.12.

Tabel 4. 11 Kenaikan Amplitudo Gaya Operasional Pompa *Unbalance* 6 g.cm dan 27 g.cm dari Baseline Pompa Normal di Node 1(a), Node 2(b), Node 3(c), dan Node 4(d)

Frekuensi(Hz)	Kenaikan Amplitudo Gaya Operasional Terhadap Pompa Normal(Kali)											
	Node 1			Node 2			Node 3			Node 4		
	Bearing	Unb 6	Unb 27	Bearing	Unb 6	Unb 27	Bearing	Unb 6	Unb 27	Bearing	Unb 6	Unb 27
50	0.07	0.18	0.37	0.05	0.10	0.21	0.01	0.11	0.19	0.06	0.13	0.18
70	0.08	0.12	0.33	0.11	0.13	0.23	0.04	0.11	0.14	0.09	0.14	0.14
100	0.03	0.01	0.07	0.05	0.03	0.08	0.07	0.08	0.13	0.08	0.04	0.07
150	0.004	0.05	0.13	0.002	0.08	0.17	0.11	0.05	0.08	0.17	0.06	0.11
300	0.39	0.09	0.22	0.25	0.10	0.19	0.17	0.12	0.02	0.20	0.10	0.13
393	0.24	0.004	0.23	0.28	0.02	0.03	0.04	-0.04	0.05	0.19	-0.001	0.06
438	0.49	0.21	0.13	0.34	0.01	0.08	0.46	0.03	0.07	0.26	0.02	0.06

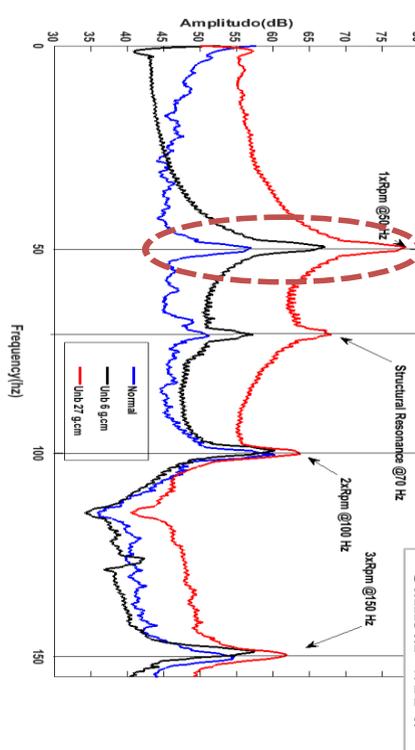
Tabel 4. 12 Kenaikan Amplitudo Gaya Operasional Pompa *Misalignment* 1, 2, 3 mm dari Baseline Pompa Normal di Node 1(a), Node 2(b), Node 3(c), dan Node 4(d)

Frekuensi(Hz)	Kenaikan Amplitudo Gaya Operasional Terhadap Pompa Normal(Kali)											
	Node 1			Node 2			Node 3			Node 4		
	Mis(mm)			Mis(mm)			Mis(mm)			Mis(mm)		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
50	0.25	0.31	0.33	0.15	0.19	0.23	0.12	0.19	0.21	0.10	0.18	0.21
70	0.17	0.27	0.26	0.22	0.24	0.26	0.06	0.11	0.15	0.10	0.18	0.19
100	0.01	0.03	0.08	0.02	0.06	0.09	0.03	0.10	0.14	0.04	0.04	0.09
150	0.08	0.12	0.14	0.10	0.14	0.16	0.10	0.08	0.15	0.14	0.15	0.22
300	0.06	0.12	0.28	0.09	0.11	0.18	0.03	0.05	0.13	0.12	0.10	0.15
393	0.02	0.10	0.23	0.05	0.08	0.16	-0.02	0.03	0.13	0.10	0.13	0.19
438	0.03	0.10	0.21	0.17	0.07	0.09	0.07	0.05	0.11	0.02	0.06	0.08

#### 4.10 Kerusakan yang Sering Terjadi Pada Mesin Berputar Menggunakan Metode TPA

Subbab 4.10 merangkum hasil subbab 4.9 dalam tabel 4.13. Berikut merupakan ciri-ciri kerusakan mesin berputar menggunakan metode *Transfer Path Analysis* pada tabel 4.13.

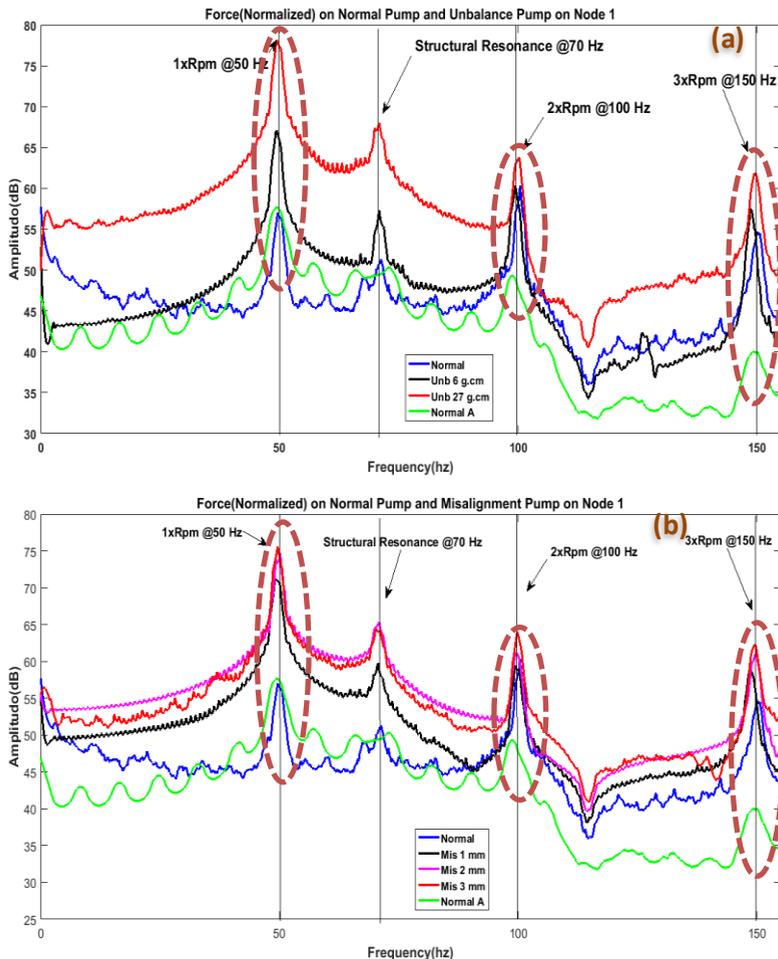
Tabel 4. 13 Kerusakan yang sering terjadi pada mesin berputar menggunakan metode TPA Pada Sumbu Vertikal

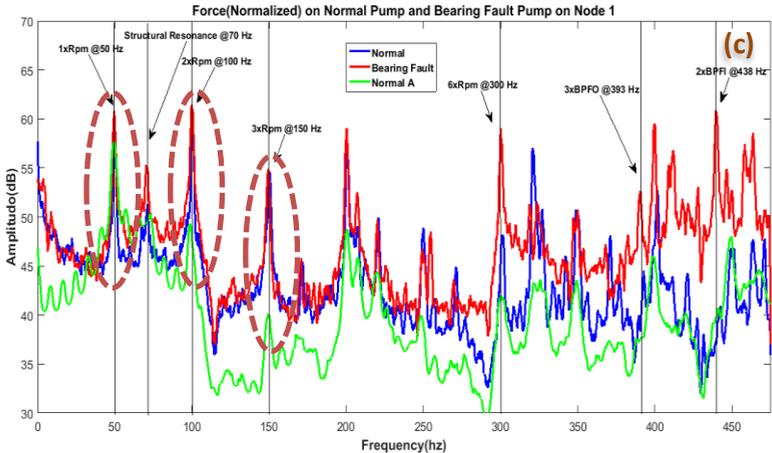
No.	Kerusakan	Keterangan
1	Unbalance mesin	<p style="text-align: center;"><b>Gambar 4.11 a</b></p> 
		<p>1. Kenaikan amplitudo di 1xRpm(yang dingkari gambar 4.11a) disebabkan oleh gaya akibat berat massa tambahan pada impeller sehingga terjadi ketidakseimbangan distribusi massa saat rotor berputar pada sumbuanya</p> <p>2. Semakin besar berat massa tambahan maka peak gaya operasional di 1xRpm semakin besar(naik secara linear).</p> <p>3. Kenaikan amplitudo(kali) frekuensi harmonik di 3xRpm dari pompa normal yaitu dibawah 36% dari kenaikan amplitudo(kali) frekuensi 1xRpm dari pompa normal.</p>

2 Paralel Misalignment	1xRpm, 2xRpm, dan 3xRpm(harmonik).
	<p>Force(Normalized) on Normal Pump and Misalignment Pump on Node 1</p> <p>Amplitudo (dB)</p> <p>Frequency (Hz)</p> <p>Normal Mis 1 mm Mis 2 mm Mis 3 mm</p> <p>1xRpm @99 Hz Structural Resonance @70 Hz 2xRpm @100 Hz 3xRpm @304 Hz</p>
	<p>Gambar 4.11 b</p> <ol style="list-style-type: none"> <li>1. Kenaikan amplitudo di 1x, 2x, dan 3xRpm (yang diingkari gambar 4.11b) disebabkan karena ketidaklurusan dua shaft pada kopling (terjadi offset)</li> <li>2. Semakin besar offset maka peak gaya operasional di 1x, 2x, 3xRpm semakin besar (naik secara linear).</li> <li>3. Kenaikan amplitudo (kali) frekuensi harmonik di 3xRpm dari pompa normal yaitu diatas 36% dari kenaikan amplitudo (kali) frekuensi 1xRpm dari pompa normal.</li> </ol>

<p>3 Bearing Fault dan 2xBPFI</p>	<p>Gambar 4.11 c</p>
	<p>1. Kenaikan pada 6xRpm disebabkan karena kerusakan pada bagian journal bearing(yang diingkari gambar 4.11c)</p> <p>2. Kenaikan pada 3xBPFO disebabkan karena terjadi kerusakan pada bagian outer race(yang diingkari gambar 4.11c)</p> <p>3. Kenaikan pada 2xBPFO disebabkan karena terjadi kerusakan pada bagian inner race(yang diingkari gambar 4.11c)</p>
	<p>Catatan : 1. Frekuensi dominan yaitu sinyal spektrum gaya operasional(F) yang memiliki peak amplitudo paling besar diantara semua frekuensi dan memiliki peak amplitudo yang lebih besar dari pada pompa normal</p> <p>2. Gaya operasional merupakan perkalian antara percepatan pompa dan frekuensi natural sistem</p>

Berikutnya yaitu untuk menambah referensi pola gaya operasional (TPA) pompa normal. Maka digunakan data dari penelitian deteksi kerusakan pompa menggunakan fft sebelumnya (Fauziah, 2014). Data yang digunakan yaitu percepatan pompa normal pada sumbu vertikal yang diolah menggunakan metode TPA. Berikut merupakan perbandingan gaya operasional pompa normal, penelitian Fauziah, dan pompa yang mengalami kerusakan.





Gambar 4. 31 Perbandingan TPA Pada *Baseline* Pompa Normal, Pompa Normal TA Fauziah, dan Pompa Rusak *Unbalance(a)*, *Misalignment(b)*, dan *Bearing Fault(c)* Sumbu Vertikal

Gambar 4.31 merupakan perbandingan gaya operasional pompa normal, pompa normal penelitian Fauziah, dan pompa yang mengalami kerusakan. Sinyal gaya operasional penelitian Fauziah yaitu yang berwarna hijau. Sinyal gaya operasional pompa normal pada penelitian ini berwarna biru. Amplitudo  $F$  di 50 Hz pada penelitian Fauziah yaitu 57.65 dB sedangkan pada penelitian ini yaitu 56.96 dB. Selisih amplitudo pompa normal keduanya hanya 0.69 dB. Pompa normal keduanya memiliki pola yang sama yaitu memiliki puncak frekuensi pada gaya operasional di 1xRpm, 2xRpm, dan 3xRpm(yang dilingkari pada gambar 4.31). Puncak-puncak frekuensi pada gaya operasional dari pompa normal keduanya selalu memiliki amplitudo yang lebih kecil dari pada pompa yang rusak atau gaya operasional pompa rusak selalu dominan dari pada pompa normal. Hasil perbandingan gaya operasional pompa normal dengan pompa normal pada penelitian Fauziah digunakan untuk menguatkan hasil pada penelitian ini bahwa pola gaya operasional pompa normal memiliki kesamaan pola puncak-puncak frekuensi pada

gaya operasional dengan metode TPA tergantung pada frekuensi putar pompa. Pada penelitian Fauziah memiliki frekuensi putar pompa yang sama dengan penelitian ini yaitu 50 Hz.

#### **4.11 Perbandingan Nilai Frekuensi Natural Secara perhitungan/Simulasi dan Eksperimen**

Berikut merupakan perbandingan nilai frekuensi natural secara Perhitungan, Simulasi, dan Eksperimen yaitu:

Tabel 4.14 Error Frekuensi Natural Perhitungan, Simulasi, dan Eksperimen

Mode	Frekuensi Natural(hz)		
	Eksak/Simulasi	Eksperimen	Error
1	35.242	70.87	50.27%
2	97.117	206.15	52.89%
3	190.34	322.79	41.03%
4	314.56	411.09	23.48%
5	469.78	462.87	1.49%

Error maksimal pada frekuensi natural ke-1 dikarenakan pengaruh dari kayu yang menyelimuti beam. Pada perhitungan dan simulasi frekuensi natural, pengaruh adanya kayu diabaikan untuk menyederhanakan sistem. Pada eksperimen dilakukan seperti sistem yang sebenarnya, sehingga memiliki error 52.89% di frekuensi natural ke-2.

## **BAB V**

### **PENUTUP**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil analisis data dapat disimpulkan beberapa hal sebagai berikut :

- a. Hasil perbandingan transmissibilitas model matematik (elemen hingga) dan eksperimen di sumbu z, node ditengah beam (node 3) memiliki amplitudo yang paling besar meskipun yang ditekan gaya di node 4 (sumber). Nilai transmissibilitas model matematik dan eksperimen antara node 3 terhadap node 4 adalah 140.5% dan 129.92%. Sehingga fitur kerusakan pompa di node 4 (sumber) dapat dideteksi lebih mudah pada pompa di node 3.
- b. Pada pengukuran 2 pompa dengan kondisi nyala dan kondisi mati (dalam skalar), Berdasarkan ISO 13373-1, fitur kerusakan pompa *unbalance* 27 g.cm, *misalignment* 3 mm dan *bearing fault* di sumbu vertikal dapat dideteksi di pompa mati menggunakan metode fft.
- c. *Transfer Path Analysis* (TPA) memiliki besaran dan arah (vektor). TPA pada sistem pompa sentrifugal beam di node 1 (acuan) ditransmisikan ke node 2, 3, dan 4 melalui struktur beam pada sumbu vertikal. Oleh karena itu, TPA dapat digunakan untuk mendeteksi kerusakan pompa melalui pola perambatan vibrasi di beam. Dengan metode TPA, semakin besar penambahan berat massa tambahan, gaya pompa *unbalance* di frekuensi 50 Hz semakin besar. Pada pompa *misalignment*, semakin besar *offset*, gaya operasional di frekuensi 50, 100, dan 150 Hz semakin besar. Pada pompa *bearing fault*, semakin besar *defect area*, gaya operasional di frekuensi 300 Hz, 393 Hz, dan 438 Hz semakin besar. Gaya operasional berbanding terbalik dengan penambahan jarak di node 3 dan 4 dengan node 1 (sumber) sebagai acuan. Pada penambahan jarak dengan node 2 sebagai acuan, gaya

operasional semua pompa di node 3 dan 4 sesuai dengan pemodelan matematis menggunakan metode elemen hingga.

## **5.2 Saran**

Penulis memberikan saran untuk pengembangan penelitian lebih lanjut sebagai berikut:

- a. Penelitian berikutnya dapat dilakukan percobaan di plant yang sesungguhnya di Industri.
- b. Variabel percobaan berikutnya ditambah dengan variasi kecepatan putar pompa.

## DAFTAR PUSTAKA

- (2018). *Bearing Frequencies*. NTN Bearing Corporation.  
*Pompa Air Panasonic GP-129JXK*. (2018). Diambil kembali dari <http://www.panasonic.com/id/consumer/home-appliances/water-pumps/non-auto-pump/gp129jxk.specs.html>
- Ba-Leung, K. (2017). Modified Transfer Path Analysis Considering Transmissibility Function for Accurate Estimation of Vibration Source. *Journal of Sound and Vibration*, 70-83.
- Carella, A. (2008). Passive Vibration Isolator with High-Static-Low-Dynamic-Stiffness. *University of Southampton*.
- David, M. (1982). Parameter Estimation From Frequency Response Measurements Using Rational Fraction Polynomials. *IMAC Conference*.
- Duda, R. O. (2000). *Pattern Classification*. New York: John Wiley and Sons Ltd.
- Falasifah, N. (2015). Analisis Transmissibility Absolut dan Relatif pada Pompa Sentrifugal. *Teknik Fisika ITS*.
- Fauziah, A. (2014). Deteksi Multi Kerusakan pada Pompa Menggunakan Accelerometer Array. *Teknik Fisika ITS*.
- Felten, D. (2003). Understanding Bearing Vibration Frequencies.
- Ghulamchi, B. (2014). Dynamic Analysis Model of Spherical Roller Bearings With Defect. *Lappeenranta University of Technology Journal*.
- Girdhar. (2004). *Practical Machinery Vibration and Analysis & Predictive Maintenance*. Oxford: Newnes Inc.

- ISO13373-1. (2002). Condition Monitoring and Diagnostics of Machines.
- Johnson, T. J. (2002). Analysis of Dynamic Transmissibility as a Feature for Structural Damage Detection. *Purdue University*.
- Ju, S.-H. (2009). Dominant Frequencies of Train-Induced Vibrations. *Journal of Sound and Vibration*, 248.
- Kovacic, I. (2009). Ivana Kovacic, ZarOn the Displacement Transmissibility of a Base Excited Viscously Damped Nonlinear Vibration Isolator. *Journal of Vibration and Acoustics* , 131.
- Mahmet, A. (2007). Force Estimation Using Vibration Data. *Istanbul Technical University* .
- Mais, J. (2002). Spectrum Analysis. *SKF USA Inc*.
- Ostertag, E. O. (2016). Methodology and Application of Savitzky-Golay Moving Average Polynomial Smoother. *Global Journal of Pure and Applied Mathematics*, 3201-3210.
- Qi, X. (2016). Experimental Studying Multi-Impact Phenomena Exhibited During The Collision of a Sphere Onto a Steel Beam. *Advanced in mechanical Engineering 2017 Journal*.
- Rao. (2004). *Mechanical Vibration 5th Edition*. University of Miami: Prentice Hall.
- Ritcher. (2011). *Handout Vibration*. Cleveland State University.
- Salingaros, N. A. (1999). Architecture, Patterns, and Mathematics. *Nexus Network Journal*, 75.
- Theodoridis, S. (2003). *Pattern Recognition*. San Diego: Academic Press.
- Wentao, H. (2017). Study of Transfer path of Wind Turbine Gearbox Fault Vibration Signal Based on Powe Flow Finite Element Method. *Advanced in*

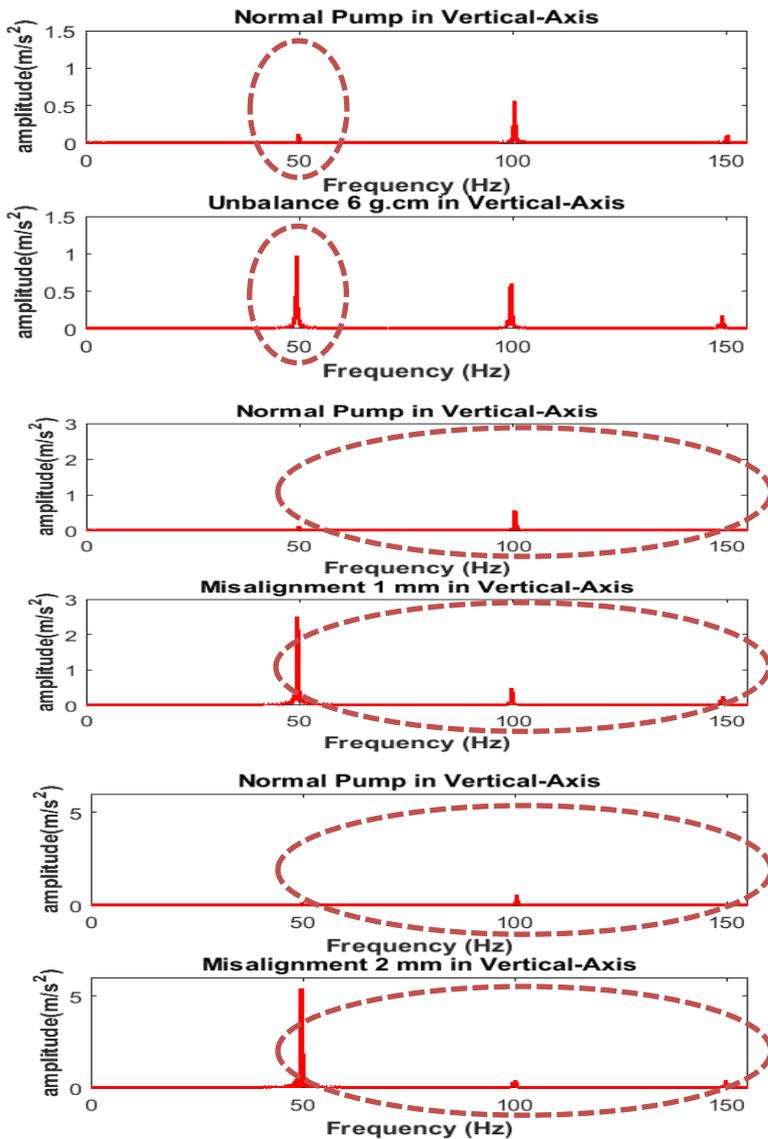
*mechanical Engineering 2017 Journal.*  
Young, W. (2001). *Roark's Formulas Stress and Strain 7th Edition.* McGraw-Hill.

**LAMPIRAN A**  
**DATA TEKNIS PENGAMBILAN DATA**

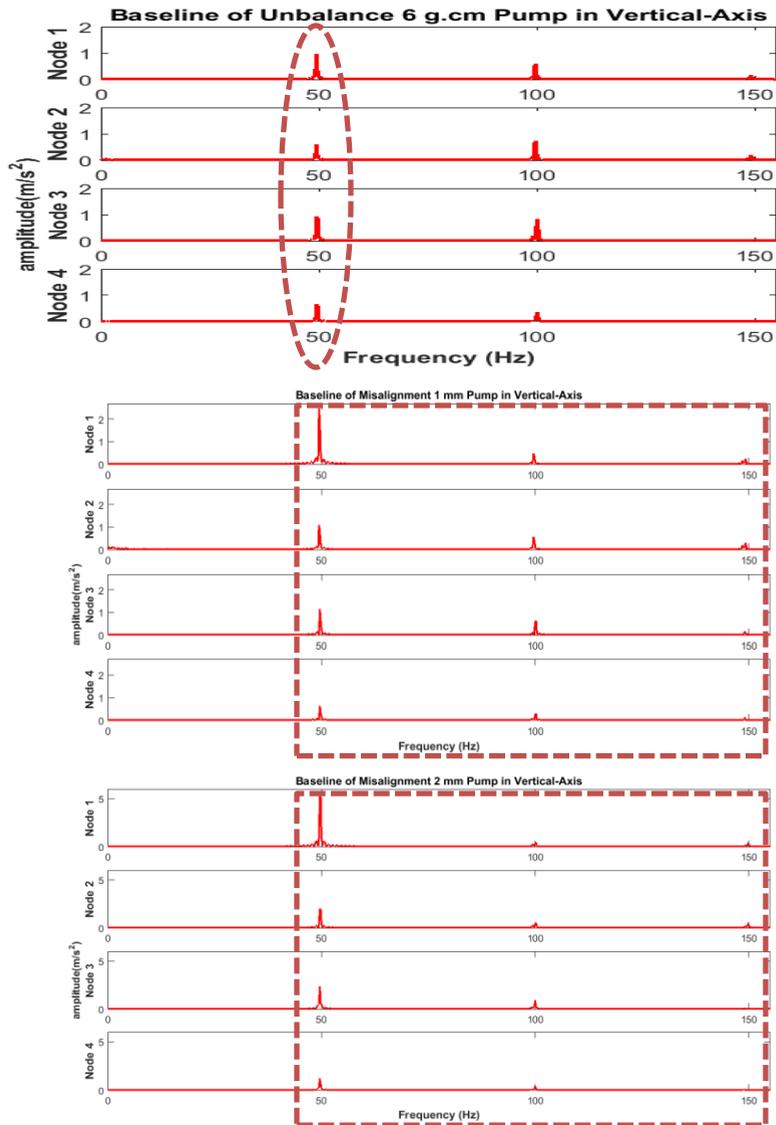
Setting DAQ pada Labview	
Signal input range	Max : 440
	Min : -440
Unit Scale	m/s <sup>2</sup>
Sensitivitas Unit	mv/g
Fekkuensi Sampling	25.6 kHz
Time Recording	5 s
File Format	Lvm
Selected Measurement	Magnitude (peak)
Result	Linier
Window	Hanning
Spesifikasi Pompa	
Jenis Motor	Induksi; 1 Fasa
Sumber Tegangan	220 V ; 50 Hz
Daya Keluaran	125 Watt
Jumlah Kutub	2
Kecepatan Sudut	30000 RPM

## LAMPIRAN B

### FFT *Baseline* Pompa Normal dan Rusak

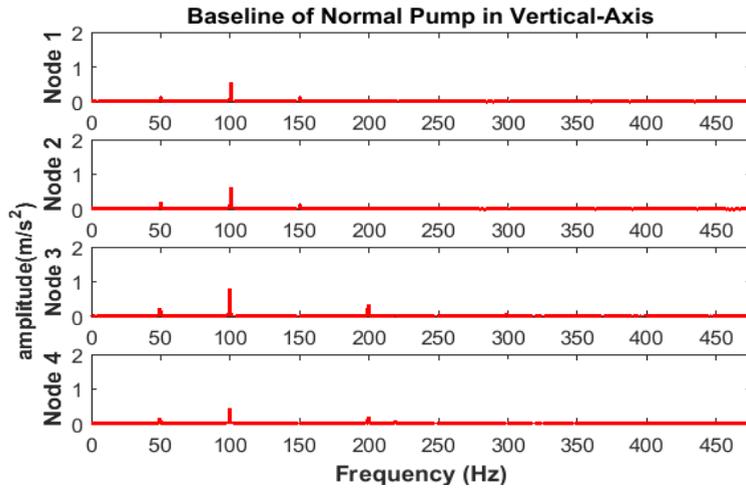


## LAMPIRAN C

FFT *Baseline* Pompa Rusak di Node 1, 2, 3, dan 4

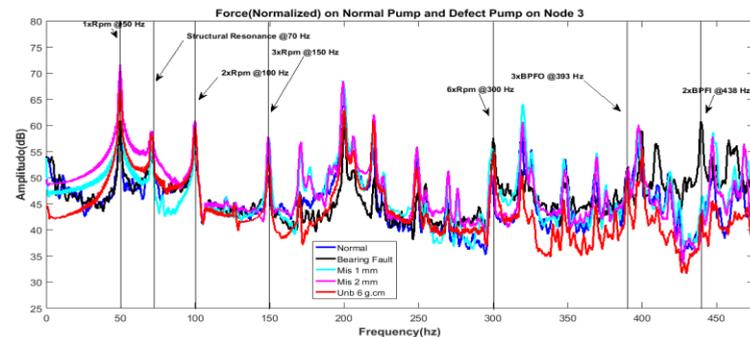
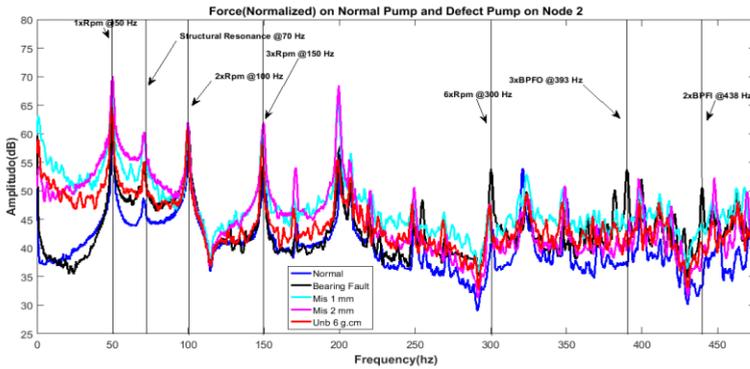
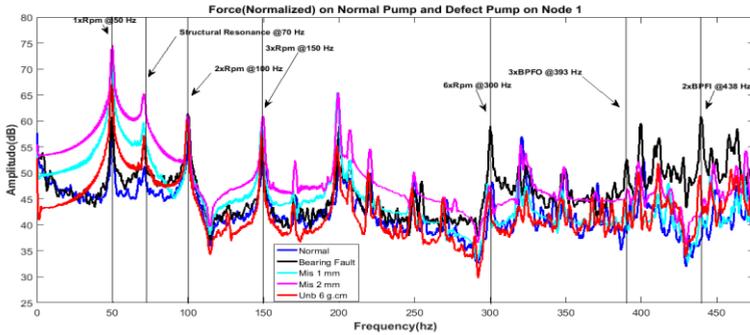
## LAMPIRAN D

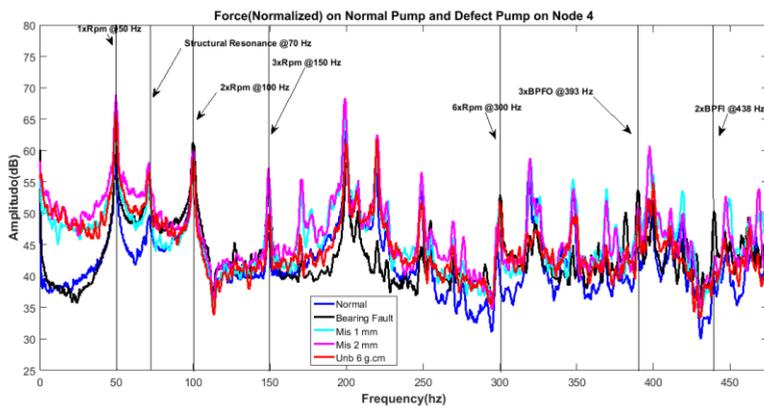
### FFT *Baseline* Pompa Normal di Node 1, 2, 3, dan 4



## LAMPIRAN E

### TPA Pompa Normal dan Rusak(Unbalance 6 g.cm, Misalignment 1 mm, Misalignment 2 mm, dan Bearing Fault) di Node 1, 2, 3, dan 4





*“Halaman ini memang dikosongkan”*

## BIODATA PENULIS



Nama penulis Ibnu Taufan dilahirkan di Sumenep, tanggal 24 Januari 1995 dari bapak yang bernama Mohammad Eksan dan ibu bernama St Sa'ada. Saat ini penulis tinggal di Jalan Raya Pancor no. 112 Desa Pancor – Gayam, Sumenep, Provinsi Jawa Timur. Penulis telah menyelesaikan pendidikan di SDN Pancor 1 pada tahun 2007, pendidikan di SMPN 1 Gayam pada tahun 2010, pendidikan di SMAN 1 Sumenep pada tahun 2013 kemudian melanjutkan studi S1 di Teknik

Fisika FTI di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan mengambil bidang minat Akustik dan Vibrasi.

Pada bulan Maret 2018 penulis telah menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul ***TRANSFER PATH ANALYSIS SEBAGAI FITUR UNTUK DETEKSI KERUSAKAN PADA SISTEM POMPA SENTRIFUGAL-BEAM***. Penulis bercita-cita menjadi profesor dibidang vibrasi dan memiliki riset atau penelitian terkait vibrasi yang dipersembahkan untuk Indonesia dibidang *condition monitoring*, vibrasi struktur, dan vibrasi untuk teknologi transportasi. Bagi pembaca yang memiliki kritik, saran atau ingin berdiskusi lebih lanjut mengenai tugas akhir ini, maka dapat menghubungi penulis melalui *email* : [ibnutaufan01@gmail.com](mailto:ibnutaufan01@gmail.com)