



TUGAS AKHIR – TM141585

**ANALISA PUTARAN KRITIS PADA
POROS YANG BERPUTAR DENGAN
BEBAN UNBALANCE MENGGUNAKAN
METODE PERHITUNGAN,
EKSPERIMEN DAN SIMULASI**

NIKMATUL IZA
NRP. 2112100127

Dosen Pembimbing:
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

PROGRAM SARJANA
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA 2016



FINAL PROJECT – TM141585

**CRITICAL SPEED ANALYSIS OF
ROTATING SHAFT WITH UNBALANCE
LOAD, BASED ON CALCULATION,
EXPERIMENT AND SIMULATION METHOD**

NIKMATUL IZA
NRP. 2112100127

Advisory Lecturer
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

BACHELOR PROGRAM
DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA 2016

**ANALISA PUTARAN KRITIS PADA POROS YANG BERPUTAR
DENGAN BEBAN UNBALANCE MENGGUNAKAN METODE
PERHITUNGAN, EKSPERIMEN DAN SIMULASI**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Pada

Bidang Studi Vibrasi Dan Sistem Dinamis
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

NIKMATUL IZA
NRP. 2112 100 127

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT (Pembimbing)
NIP. 197004121997032003
2. Moch. Solichin, ST, MT (Co. pembimbing)
NIP. 198908172015041003
3. Dr. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng (Penguji I)
NIP. 197505111999031001
4. Ari Kurniawan Saputra, ST, MT (Penguji II)
NIP. 198604012015041001



**SURABAYA
JULI, 2016**

**ANALISA NILAI PUTARAN KRITIS PADA POROS YANG
BERBUTAR DENGAN BEBAN UNBALANCE
MENGUNAKAN METODE PERHITUNGAN,
EKSPERIMEN, DAN SIMULASI**

Nama Mahasiswa : Nikmatul Iza
NRP : 2112100127
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati S.T., M.T

Abstrak

Dalam konstruksi permesinan banyak ditemukan komponen yang berputar dan mekanisme yang menyebabkan momen di sekitar batang atau poros. Poros yang berfungsi sebagai media penyalur gaya pada kenyataannya berputar tidak dalam keadaan lurus, tetapi berputar secara melengkung dan pada putaran kritis akan mencapai kelengkungan maksimum yang menyebabkan terjadinya resonansi. Peristiwa terjadinya resonansi pada poros dinamakan efek whirling shaft sedangkan putaran kritis terjadi saat poros berputar pada frekuensi naturalnya.

Dalam mengetahui efek whirling shaft dilakukan penelitian secara eksperimen dengan memutar poros hingga mengalami resonansi dan simulasi Bode pada MATLAB. Parameter yang akan digunakan pada simulasi didapat dari nilai perhitungan. Pada penelitian ini akan divariasikan Posisi beban terhadap tumpuan sebesar 0,2L, 0,3L, 0,4L dan 0,5L. variasi kedua yaitu panjang poros dengan 750mm dan 950mm. sedangkan variasi unbalance yang diletakkan pada beban adalah 0 gram, 8 gram dan 10 gram

Dari eksperimen dan simulasi yang dilakukan didapatkan nilai putaran kritis (N_c) tertinggi adalah saat sistem dengan variasi beban tanpa unbalance, panjang poros 0,75 m dan posisi disk berada pada 0,2L terhadap tumpuan dengan nilai 1625,33 rpm untuk eksperimen dan 1596,01 rpm untuk perhitungan. Sedangkan nilai putaran kritis terendah adalah saat sistem pada panjang poros 0,95 m, disk dengan massa unbalance 10 gram, dan posisi disk berada di tengah dengan nilai 735,67 untuk eksperimen dan 648,06 rpm pada perhitungan.

Kata kunci : whirling shaft, kecepatan kritis, frekuensi natural, momen inersia

CRITICAL SPEED ANALYSIS OF ROTATING SHAFT WITH UNBALANCE LOAD, BASED ON CALCULATION, EXPERIMENT AND SIMULATION METHOD

Name : Nikmatul Iza
NRP : 2112100127
Department : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Wiwiek Hendrowati S.T., M.T

Abstract

In Construction machinery commonly is found rotating parts and mechanisms that gives moments for the rotating shaft. The Shaft as a media distributor, in fact it does not rotate straightly, but it establishes curved rotating and on a critical rotating, it will reach maximum curvature that causes resonance. Resonance on the shaft is called whirling effect and critical rotation that occurred when the shaft rotates with its natural frequency

To know the effect of whirling shaft, experimental research was done by rotating the shaft until the resonance and Bode simulation at software MATLAB . The parameters to be used in simulation was obtained from calculation value. This research will be varied position of the load to the pedestal with value 0,2L, 0,3L, 0,4L and 0,5L. The second variation is long shaft with the 750mm and 950mm. And unbalance mass variation placed on the load is 0 grams, 8 grams and 10 grams.

From the experiments and simulations that found the highest critical rotation value (N_c) is when the system with variations of load without unbalance, shaft length os 0.75 m and the position of the disk is 0,2L toward pedestal with a value of 1625.33 rpm for experiment and 1596, 01 rpm for calculation.

While the lowest value of the critical rotation is when shaft length is 0.95 m, a disk with a unbalance mass is 10 grams, and the disc position is in the center with a value of 735.67 rpm on experiment and 648.06 rpm for calculation.

Keywords : whirling shaft, critical speed, natural frequency, unbalance.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SIMBOL.....	xv

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Sistematika Penulisan	3

BAB II DASAR TEORI

2.1 Getaran.....	5
2.1.1 Frekuensi dan Periode Getaran	7
2.1.2 Kecepatan dan Kecepatan Sudut.....	7
2.2 Metode-metode Perhitungan Lendutan.....	8
2.3 Putaran Kritis.....	12
2.4 Perhitungan Putaran Kritis.....	15
2.4.1 Berat Poros Diabaikan, Disk Dipasang Ditengah Poros	15
2.4.2 Berat Poros Diperhitungkan, Disk Dipasang Ditengah Poros.....	17
2.4.3 Disk Dipasang Tidak Ditengah Poros	18
2.4.4 Berat Poros Diperhitungkan Tanpa Disk	19
2.5 Analisa <i>Whirling</i> dari <i>Shaft Blade Impellers</i> pada Peralatan <i>Mixer</i>	20
2.6 Pemodelan Dinamis dari Generator.....	22

2.7 Identifikasi <i>Critical Speed</i> dari Poros yang Berputar dengan Pengukuran Getaran oleh Enaldi (2012).....	23
2.8 Sistem Derajat Kebebasan (<i>Degree Of Freedom / DOF</i>)	25
2.9 Momen Inersia Silinder	27

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian	29
3.2 Tahap Studi Literatur	30
3.3 Analisa Secara Eksperimen.....	31
3.3.1 Tahap Pembuatan Alat	31
3.3.2 Tahap Penentuan Parameter Sistem	35
3.3.3 Prosedur Eksperimen	35
3.3.4 Diagram Alir Eksperimen	38
3.3.5 Diagram Alir Perhitungan.....	40
3.4 Tahap Pemodelan Simulink MATLAB dan Simulasi Respon Dinamis.....	42
3.4.1 Pemodelan Sistem pada Model Dinamis.....	42
3.4.2 Pembuatan FBD.....	43
3.4.3 Pemodelan Sistem pada Model Matematis	44
3.4.4 Simulasi Menggunakan Bode pada MATLAB .	44
3.5 Nilai Putaran Kritis dari Simulasi dan Eksperimen	44
3.6 Tahap Analisa dan Pembahasan.....	45

BAB IV ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Contoh Perhitungan	47
4.1.1 Disk Dipasang Ditengah Poros	48
4.1.2 Disk Dipasang Tidak Ditengah Poros	48
4.1.3 Berat Poros Diperhitungkan Tanpa Disk	48
4.2 Nilai Putaran Kritis dengan Variasi Posisi Beban terhadap Tumpuan.....	48
4.3 Nilai Putaran Kritis dengan Variasi Massa Unbalance..	51
4.4 Nilai Putaran Kritis dengan Variasi Beban dan Massa Unbalance	53
4.5 Nilai Putaran Kritis dengan Variasi Panjang Poros	56

4.6 Perbandingan Nilai Putaran Kritis Eksperimen dan Perhitungan dengan Nilai Putaran Kritis yang Didapat dari Simulasi	57
4.7 Perbandingan Nilai Putaran Kritis Eksperimen dan Perhitungan	61

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan	65
5.2 Saran	65

DAFTAR PUSTAKA.....	67
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Aplikasi Sistem Poros berputar dengan Beban Ditengah, (a) Mesin Bubut, (b) Transmisi Generator dan Turbin	6
Gambar 2.2	Diagram benda bebas untuk metode integrasi ganda	9
Gambar 2.3	Balok Sederhana dengan Beban Titik	10
Gambar 2.4	Diagram benda bebas pada poros berputar	13
Gambar 2.5	Grafik Defleksi terhadap Frekuensi	15
Gambar 2.6	Ilustrasi Disk dipasang ditengah poros	15
Gambar 2.7	Disk dipasang tidak tengah poros	18
Gambar 2.8	Mixer dengan blade 450 (Noel Gordon 2012)	20
Gambar 2.9	FBD Mixer (Noel Gordon 2012).....	21
Gambar 2.10	Grafik Perbandingan Percepatan dengan Gerakan Blade (Noel Gordon 2012).....	21
Gambar 2.11	Model generator a. Model Rotor, b. Penampang melintang (Niklas Lanstrom, Jan-Olov 2006)	23
Gambar 2.12	Test Rig (Enaldi 2012)	24
Gambar 2.13	Grafik Percepatan pada Bantalan Arah Horisontal terhadap waktu (Enaldi 2012)	24
Gambar 2.14	Contoh sistem satu DOF.....	25
Gambar 2.15	Contoh pemodelan system torsional dua DOF	26
Gambar 2.16	Silinder Pejal.....	27
Gambar 3.1	Diagram alir penyelesaian tugas akhir	29
Gambar 3.2	Alat Eksperimen	31
Gambar 3.3	Poros.....	31
Gambar 3.4	<i>Voltage regulator</i>	32
Gambar 3.5	Beban (a) tanpa Undalance, (b) dengan Unbalance (disc)	33
Gambar 3.6	Motor DC	33
Gambar 3.7	Penyangga Poros	34
Gambar 3.8	Ring Pengaman.....	34
Gambar 3.9	Sket alat percobaan 1.....	36
Gambar 3.10	Sket alat percobaan 2.....	37

Gambar 3.11	Diagram Alir Eksperimen 1	38
Gambar 3.12	Diagram Alir Eksperimen 2	39
Gambar 3.13	Diagram alir Perhitungan Eksperimen 1	40
Gambar 3.14	Diagram alir Perhitungan Eksperimen 2	41
Gambar 3.15	Model dinamis rancangan sistem	42
Gambar 3.16	FBD sistem.....	43
Gambar 4.1	Grafik putaran kritis (N_c) terhadap posisi disk terhadap tumpuan putaran	49
Gambar 4.2	Grafik putaran kritis (N_c) terhadap posisi disk terhadap tumpuan.....	52
Gambar 4.3	Grafik putaran kritis (N_c) terhadap beban massa unbalance pada posisi tengah.....	54
Gambar 4.4	Grafik putaran kritis (N_c) terhadap beban massa unbalance pada setiap masing-masing variasi jarak tumpuan.....	55
Gambar 4.5	Grafik putaran kritis (N_c) terhadap panjang poros	56
Gambar 4.6	Grafik frekuensi natural disk tanpa unbalance panjang poros 0,75 m.....	58
Gambar 4.7	Grafik frekuensi natural disk tanpa unbalance panjang poros 0,95 m	60

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Spesifikasi Disk.....	20
Tabel 3.2	Data Variasi Jarak Disk.....	28
Tabel 4.1	Perbandingan nilai perhitungan.....	36

DAFTAR SIMBOL

M	Massa disk
m	Massa poros
m_u	Massa <i>unbalance</i> pada disk
k	Konstanta pegas poros)
c	Konstanta redaman poros
T	Periode getaran
f	Frekuensi getaran
v	Kecepatan tangensial
ω	Kecepatan sudut
r	Jarak partikel dari pusat lintasan melingkar
G	Pusat berat disk
e	Jarak dari pusat berat sampai pusat poros
y	Defleksi karena gaya sentrifugal
h	Defleksi statis
ω_n	Frekuensi natural sistem
g	Percepatan gravitasi
N_c	Putaran kritis sistem
E	Modulus elastisitas poros
I	Momen inersia penampang poros = $\pi d^4 / 64$
ω_1	Kecepatan sudut poros dengan disk dipasang ditengah-tengah
ω_s	Kecepatan sudut natural poros tanpa disk tetapi berat poros diperhitungkan
ω_c	Kecepatan sudut kritis poros
A	Luas penampang poros

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Dalam suatu sistem konstruksi pemesian banyak sekali kita temukan komponen-komponen yang berputar dan mekanisme yang menyebabkan momen-momen di sekitar batang atau poros. Momen yang terjadi pada poros yang berputar dapat disebabkan oleh massa dari poros itu sendiri dan juga beban yang terdapat pada poros tersebut. Banyak sekali macam-macam geometri beban yang diletakkan pada poros, tergantung pada fungsi yang diinginkan, misalnya bentuk kumparan pada rotor suatu generator, gear, pulley dan lain sebagainya. Dalam kenyataannya komponen yang ditempatkan pada poros mempunyai dimensi yang berbeda-beda, begitu juga titik berat dari komponen tersebut tidak selalu segaris dengan titik berat dari poros yang digunakan. Selain geometri beban lokasi dari beban tidak selalu berada ditengah-tengah dari poros melainkan mempunyai jarak yang berbeda-beda terhadap tumpuan.

Tidak selamanya komponen yang berputar berada pada keadaan seimbang atau *balance*, banyak sekali ditemukan disekitar kita komponen permesinan yang didesain dalam keadaan *unbalance* atau tidak seimbang. Beban *unbalance* pada komponen yang berputar dapat mengakibatkan momen inersia yang cukup besar, hal tersebut dapat mengakibatkan beban yang harus ditanggung oleh poros juga lebih besar. Terkadang hal itu tidak begitu diperhatikan dalam proses pembuatan mesin ataupun pengoperasiannya. Sehingga banyak sekali ditemukan kerusakan pada poros yang lebih cepat dari prediksi umurnya akibat dari beban *unbalance* tersebut.

Suatu poros yang berputar pada kenyataannya tidak berada pada keadaan yang lurus, melainkan berputar dengan posisi melengkung. Pada suatu putaran tertentu lengkungan poros tersebut mencapai harga maksimum. Putaran yang menyebabkan

lengkungan poros mencapai harga maksimum tersebut dinamakan dengan *putaran kritis*. Dan keadaan tersebut dinamakan efek *Whirling Shaft*. Putaran kritis sangat berbahaya bagi komponen yang didesain agar tetap pada tempatnya. Bagi sebagian besar sistem didesain agar tidak mendapatkan getaran yang berlebihan, dengan begitu komponen pada sistem akan tetap tahan dengan umur yang lama. Namun pada kenyataannya banyak sekali ditemukan kerusakan atau fatigue pada poros akibat dari adanya kesalahan mendesain suatu komponen ataupun kesalahan dalam pengoperasian suatu mesin. Untuk mengetahui peristiwa bagaimana whirling shaft itu terjadi dan apa pengaruh dari jarak beban terhadap tumpuan serta beban unbalance, maka diperlukan suatu penelitian mengenai hal tersebut.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun permasalahan yang akan dibahas dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana mengamati efek *whirling* dari poros panjang yang berputar didukung oleh bantalan pada kedua ujungnya?
2. Bagaimana pengaruh letak beban dengan titik berat pusat poros terhadap putaran kritis dan parameter terhadap putaran kritis?
3. Bagaimana pengaruh massa *unbalance* terhadap putaran kritis dan kaitannya dengan efek *whirling*?
4. Bagaimana perbandingan efek whirling shaft pada suatu sistem jika diteliti melalui eksperimen dengan perhitungan?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari tugas akhir ini adalah:

1. Menganalisis dan mengamati efek *whirling* dari poros panjang langsing yang berputar didukung oleh bantalan pada kedua ujungnya.

2. Mengetahui pengaruh letak beban dengan titik berat pusat poros terhadap putaran kritis dan parameter terhadap putaran kritis.
3. Mengetahui pengaruh massa *unbalance* terhadap putaran kritis dan kaitannya efek whirling.
4. Mengetahui perbandingan efek *whirling shaft* pada suatu sistem jika diteliti melalui eksperimen dengan perhitungan.

1.4 Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah yang digunakan pada tugas akhir ini dalam mempermudah analisa adalah sebagai berikut:

1. Poros lurus panjang
2. Momen Inersia (I) dari poros dan disk *uniform*.
3. Modulus Elastisitas (E) dari poros dan disk homogen.
4. Pada percobaan slip pada universal joint diabaikan.
5. Saat percobaan tidak ada pergeseran disk atau beban.

1.5 Sistematika Penulisan

Urutan pembahasan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. BAB 1: Pendahuluan
Pada BAB 1 meliputi latar belakang, perumusan masalah, tujuan tugas akhir, batasan masalah, dan sistematika penulisan.
2. BAB 2: Tinjauan Pustaka dan Dasar Teori
Pada BAB 2 berisikan tentang penelitian terdahulu dasar-dasar teori yang digunakan dalam memahami dan menganalisa tugas akhir ini.
3. BAB 3: Metodologi Penelitian
Pada BAB 3 membahas mengenai metodologi penelitian yang digunakan pada tugas akhir.
4. BAB 4 : Analisa dan Pembahasan
Bab ini berisi tentang hasil data yang diperoleh dari perhitungan eksperimen beserta dengan analisa dan pembahasan.

5. BAB 5: Kesimpulan dan Saran
Pada BAB 7 membahas mengenai kesimpulan dan saran pada tugas akhir ini.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

2.1. Getaran

Getaran adalah suatu gerak bolak-balik di sekitar kesetimbangan. Kesetimbangan merupakan suatu keadaan dimana suatu benda dalam keadaan diam jika tidak ada gaya yang bekerja pada benda tersebut. Tingkat siklus getaran disebut dengan frekuensi. Getaran merupakan salah satu ciri keperluan bagi kebanyakan mesin. Gerakan berulang teratur dan terjadi pada frekuensi yang relatif rendah, biasanya disebut osilasi, sedangkan setiap gerakan berulang bahkan pada frekuensi yang tinggi, dengan amplitudo rendah, dan memiliki perilaku yang tidak teratur biasa disebut dengan getaran. Pendulum yang berputar dan getaran memetik gitar merupakan contoh dari getaran. Sistem yang berayun adalah konsep yang digunakan dalam kebanyakan jam yang menggunakan bandul.

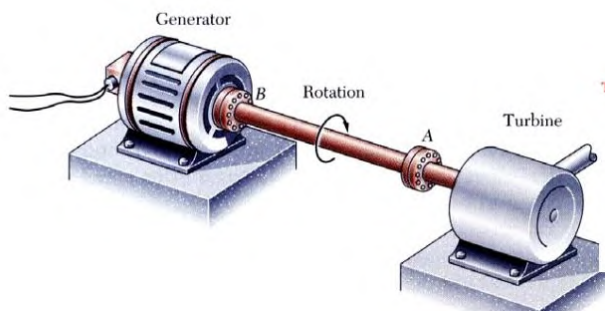
Terdapat dua jenis getaran berdasarkan penyebabnya, yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Getaran bebas berlaku apabila pergerakan disebabkan oleh gravitasi atau daya yang tersimpan seperti pergerakan bandul atau pegas. Getaran paksa ialah getaran yang disebabkan oleh kesan daya yang dikenakan secara berkala atau mengikuti tempo pengulangan tertentu. Bagi kedua jenis getaran ini, terbagi pada dua keadaan yaitu getaran tanpa redaman dan getaran dengan redaman. Getaran alami dapat terjadi dalam sebuah sistem dan mewakili sistem dinamisnya. Ada getaran yang baik dimana memiliki guna. Juga ada getaran yang tidak baik yang dapat merusak atau membahayakan. Pada sistem permesinan biasanya resonansi tidak diinginkan dan bisa merusak.

Dalam kehidupan sehari-hari banyak kita jumpai sistem dengan komponen utama poros yang diberi beban, kemudian diputar dengan putaran tertentu. Contohnya pada susunan *gearbox*, sistem transmisi dan lain sebagainya. Dari sistem permesinan tersebut dapat didekati dengan sebuah model

matematis satu derajat kebebasan. Dengan memodelkannya secara matematis maka dapat kita ketahui persamaan gerak dari sistem tersebut. Pada gambar 2.1 dapat dilihat beberapa contoh aplikasi dari sistem poros yang diputar dan terdapat beban ditengahnya. Gambar 2.1 (a) menunjukkan mesin bubut besar dengan chuck dianggap sebagai beban poros, dan pada gambar 2.1 (b) dapat dilihat contoh sistem pada kendaraan truk. Banyaknya aplikasi sistem sederhana tersebut membuat perlu diadakannya sebuah penelitian mengenai pergerakan sistem jika diputar dengan kecepatan tertentu dan berapa kecepatan kritis dari sistem tersebut.



(a)



(b)

Gambar 2. 1 Aplikasi Sistem Poros berputar dengan Beban Ditengah, (a) Mesin Bubut, (b) Transmisi Generator dan Turbin

2.1.1 Frekuensi dan Periode Getaran

Misalkan dalam 5 sekon terjadi 20 getaran ujung penggaris plastik maka dapat dikatakan bahwa dalam 1 sekon terjadi 4 getaran ujung penggaris plastik. Jumlah getaran yang terjadi dalam satu sekon ini disebut frekuensi getaran yang dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$f = \frac{n}{t} \dots \dots \dots (2.1)$$

Keterangan:

f = frekuensi (Hz)

n = jumlah getaran

t = waktu (s).

Dalam SI, frekuensi dinyatakan dalam Hertz (Hz). Satuan yang lebih besar adalah kiloHertz (kHz), megaHertz (MHz), atau gigaHertz (GHz). Satuan yang lain adalah cycle per second (cps), 1 cps = 1 Hz.

Dalam tiap satuan waktu akan terjadi sejumlah getaran. Waktu yang dibutuhkan untuk membuat satu getaran ini disebut periode. Hubungan antara periode dan frekuensi dapat ditulis sebagai berikut:

$$T = \frac{1}{f} \text{ atau } f = \frac{1}{T} \dots \dots \dots (2.2)$$

Keterangan:

T = periode (s)

f = frekuensi (Hz).

2.1.2 Kecepatan dan Kecepatan Sudut

Kecepatan tangensial dan kecepatan sudut partikel yang bergerak melingkar dapat dinyatakan dalam periode dan frekuensi. Besar kecepatan partikel yang melakukan [gerak melingkar](#) dinyatakan melalui persamaan :

$$v = \frac{s}{t} = \frac{2\pi r}{T} \text{ atau } v = 2\pi r f \dots \dots \dots (2.3)$$

Besar kecepatan sudut partikel yang bergerak melingkar dinyatakan melalui persamaan :

$$\omega = \frac{s}{t} = \frac{2\pi}{T} \text{ atau } \omega = 2\pi f \dots \dots \dots (2.4)$$

Keterangan : v : Kecepatan tangensial

ω : Kecepatan sudut

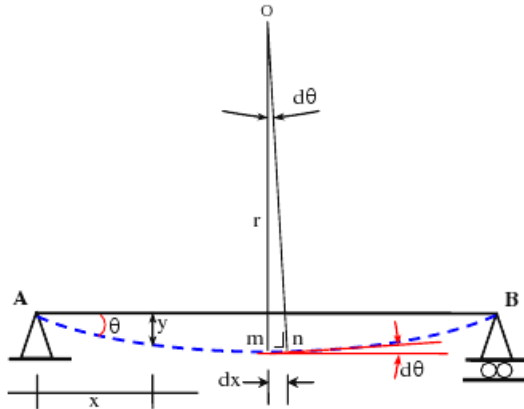
r : Jarak partikel dari pusat lintasan melingkar.

2.2. Metode-Metode Perhitungan Lentutan

Ada beberapa metode yang dapat dipergunakan untuk menyelesaikan persoalan-persoalan defleksi pada balok, terdiri dari:

1. Metode Integrasi Ganda (*"Double Integrations"*)
2. Metode Luas Bidang Momen (*"Momen Area Method"*)
3. Metode Energy
4. Serta Metode Superposisi.

Metode integrasi ganda sangat cocok dipergunakan untuk mengetahui defleksi sepanjang bentang sekaligus. Sedangkan metode luas bidang momen sangat cocok dipergunakan untuk mengetahui lentutan dalam satu tempat saja. Asumsi yang dipergunakan untuk menyelesaikan persoalan tersebut adalah hanya defleksi yang diakibatkan oleh gaya-gaya yang bekerja tegak lurus terhadap sumbu balok, defleksi yang terjadi relative kecil dibandingkan dengan panjang baloknya, dan irisan yang berbentuk bidang datar akan tetap berupa bidang datar walaupun berdeformasi. Suatu struktur sederhana yang mengalami lentur dapat digambarkan sebagaimana gambar 12, dimana y adalah defleksi pada jarak x , dengan x adalah jarak lentutan yang ditinjau, dx adalah jarak mn , $d\theta$ sudut mon, dan r adalah jari-jari lengkung.



Gambar 2. 2 Diagram benda bebas untuk metode integrasi ganda

Berdasarkan gambar (2.2) didapat besarnya defleksi sebagai berikut:

$$dx = r \operatorname{tg} d\theta \dots \dots \dots (2.5)$$

karena besarnya $d\theta$ relatif sangat kecil maka $\operatorname{tg} d\theta = d\theta$ saja sehingga persamaannya dapat ditulis menjadi

$$dx = r \cdot d\theta \text{ atau } \frac{1}{r} = \frac{d\theta}{dx} \dots \dots \dots (2.6)$$

Jika dx bergerak kekanan maka besarnya $d\theta$ akan semakin mengecil atau semakin berkurang sehingga didapat persamaan

$$\frac{1}{r} = -\frac{d\theta}{dx} \dots \dots \dots (2.7)$$

Lendutan relatif sangat kecil sehingga $\theta = \operatorname{tg} \theta = \frac{dy}{dx}$, sehingga didapat Persamaan

$$\frac{1}{r} = -\frac{d}{dx} \left(\frac{dy}{dx} \right) = -\left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right) \dots \dots \dots (2.8)$$

Persamaan tegangan $\frac{1}{r} = -\frac{M}{EI}$, sehingga di dapat persamaan

$$\frac{M}{EI} = -\left(\frac{d^2 y}{dx^2} \right)$$

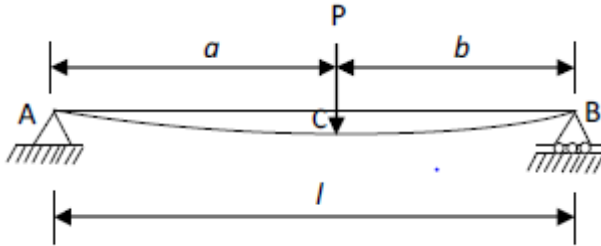
$$EI \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right) = -M \dots \dots \dots (2.9)$$

Jika persamaan (2.9) di integralkan sebanyak dua kali maka akan di peroleh persamaan (2.10):

$$EI = \left(\frac{dy}{dx} \right) = \frac{dM}{dX} = V$$

$$EI = (y) = \left(\frac{dV}{dx} \right) = \dots \dots \dots (2.10)$$

Persamaan tersebut di atas dapat di terapkan untuk mencari defleksi pada balok sesuai dengan penelitian seperti pada gambar di bawah ini



Gambar 2. 3 Balok Sederhana dengan Beban Titik

Dari gambar 2.3 diatas maka dapat di tentukan besarnya momen dan reaksi tiap tumpuan:

$$R_A = \frac{Pb}{L}, \text{ dan } R_B = \frac{Pa}{L} \dots \dots \dots (2.11)$$

Untuk $0 < x < a$

$$M_x = \frac{Pbx}{L} \dots \dots \dots (2.12)$$

Untuk $a < x < l$

$$M_x = \frac{Pbx}{L} - P \dots \dots \dots (2.13)$$

Untuk $0 < x < a$

$$EI \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right) = -\frac{Pbx}{L} \dots \dots \dots (2.14)$$

Untuk $a < x < l$

$$EI \left(\frac{d^2y}{dx^2} \right) = -\frac{Pbx}{L} + p(x - a) \dots \dots \dots (2.15)$$

Kemudian kedua persamaan (2.14) dan (2.15) di integralkan terhadap x sehingga di dapat:

$$EI \left(\frac{dy}{dx} \right) = -\frac{Pbx^2}{2L} + C_1$$

$$EI \left(\frac{dy}{dx} \right) = -\frac{Pbx^2}{2L} + \frac{p(x - a)^2}{2} + C_2 \dots \dots \dots (2.16)$$

Pada $x = a$, kedua persamaan (2.16) di atas hasilnya akan sama. Jika diintegral lagi mendapatkan persamaan :

$$EIy = -\frac{Pbx^3}{6L} + C_x + C_3$$

$$EIy = -\frac{Pbx^3}{6L} + \frac{p(x - a)^3}{6} + C_2x + C_4$$

Pada $x = a$, maka nilai $C1$ harus sama dengan $C2$, maka $C3 = C4$, sehingga persamaannya menjadi :

$$EIy = -\frac{Pbx^3}{6L} + \frac{p(x - a)^3}{6} + C_1x + C_4 \dots \dots \dots (2.17)$$

Untuk $x = 0$, maka $y = 0$, sehingga nilai $C3 = C4 = 0$

Untuk $x = L$, maka $y = 0$,

sehingga persamaan (2.17) dapat ditulis menjadi :

$$0 = -\frac{Pb}{6L}L^3 + \frac{p(L - a)^3}{6} + C_1L + 0$$

Besarnya $L - a = b$

$$C_1 = \frac{PbL}{6} - \frac{p(L - a)^3}{6L} = \frac{PbL}{6} - \frac{Pb^3}{6L}$$

$$C_1 = \frac{Pb}{6L}(L^2 - b^2) \dots \dots \dots (2.18)$$

Sehingga setelah disubstitusi menghasilkan persamaan :

Untuk $0 < x < a$

$$\delta_C = Y = \frac{1}{EI} \left[-\frac{Pbx^3}{6L} + \frac{Pbx}{6L} (L^2 - b^2) \right]$$

$$\delta_C = \frac{Pbx}{EI \cdot 6L} (L^2 - b^2 - x^2) \dots \dots \dots (2.19)$$

Untuk $a < x < l$

$$\delta_C = Y = \frac{1}{EI} \left[-\frac{Pbx^3}{6L} + \frac{Pb(x-a)^3}{6} + \frac{Pb(L^2 - b^2)}{6L} x \right]$$

$$\delta_C = \frac{Pbx}{EI \cdot 6L} (L^2 - b^2 - x^2) + \frac{Pb(x-a)^3}{6} \dots \dots \dots (2.20)$$

Untuk $a = b$

$$\delta_C = Y = \frac{PL^3}{48EI} \dots \dots \dots (2.21)$$

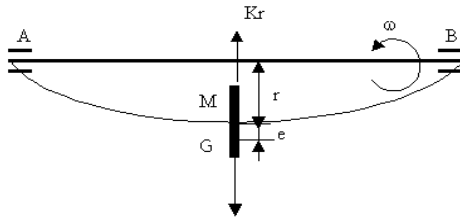
2.3. Putaran Kritis

Apabila pada suatu poros yang didukung diantara dua bantalan dipasang disk maka poros tersebut akan mengalami defleksi statis. Defleksi tersebut disebabkan oleh berat disk (jika massa poros diabaikan). Defleksi akan bertambah besar akibat gaya sentrifugal pada saat poros berputar.

Putaran kritis adalah putaran yang mengakibatkan terjadinya defleksi maksimum pada poros. Hal ini mengakibatkan poros berputar sambil bergetar dengan amplitudo besar, gejala ini disebut *whirling shaft*. Terjadinya *whirling shaft* pada permesinan dapat mengakibatkan:

- ◆ Timbulnya getaran yang berlebihan, getaran ini kemudian diinduksikan ke komponen mesin lainnya dan sekelilingnya.
- ◆ Kerusakan mekanik. Hal ini disebabkan oleh:
- ◆ Tegangan bending yang besar pada poros.
- ◆ Gesekan antara poros dan rumah.
- ◆ Beban yang diterima bearing menjdai berlebih.

- Pada akhirnya, semua hal diatas akan memperpendek umur (komponen) mesin. Untuk menguraikan terjadinya gejala *whirling shaft*, berikut ini kita akan menganalisa suatu model poros dengan panjang L yang disk dengan berat M kemudian poros tersebut diputar dengan kecepatan ω . Poros tersebut ditumpu oleh bantalan A dan B.



Gambar 2. 4 Diagram benda bebas pada poros berputar

Dimana :

- **M** = massa disk
- **G** = Pusat berat disk
- **ω** = Kecepatan sudut poros
- **k** = konstanta pegas poros
- **e** = jarak dari pusat berat sampai pusat poros
- **r** = jarak dari pusat poros sampai pusat putaran

Poros akan melentur kalau diputar. untuk kecepatan sudut tertentu akan terjadi kesetimbangan antara inersia yang timbul dengan gaya pegas dari poros.

$$M (r + e)\omega^2 = kr \dots\dots\dots(2.22)$$

$$r = \frac{e\omega^2}{\frac{k}{M} - \omega^2}$$

Bila ω_n adalah frekuensi natural disk, maka nilai ω_n ditentukan dengan persamaan sebagai berikut $\omega_n = \sqrt{k/M}$ sehingga persamaan di atas menjadi:

$$r = \frac{e\omega^2}{\omega_n^2 - \omega^2} = \frac{e\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}$$

$$\frac{r}{e} = \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2} \dots \dots \dots (223)$$

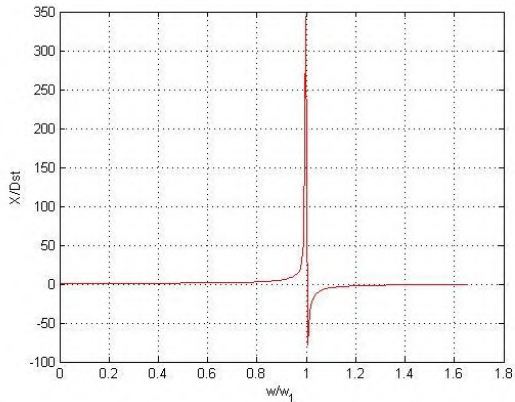
Dari persamaan di atas, maka :

- ♦ Untuk $\omega \ll \omega_n$ maka $\omega/\omega_n \approx 0$, atau $r \approx 0$. Ini berarti poros tidak melengkung.
- ♦ Untuk $\omega > \omega_n$, maka $\omega/\omega_n > 1$, dan $r/e =$ negatif, Ini berarti pusat poros dan pusat disk berada pada pihak yang berlawanan terhadap sumbu putar.
- ♦ Untuk $\omega \gg \omega_n$, maka harga ω/ω_n besar sekali dan $r/e = -1$ atau $r = -e$. Ini berarti bahwa pusat berat disk hampir berada pada sumbu putar, atau dengan kata lain sumbu putar hampir tidak melengkung.
- ♦ Untuk $\omega = \omega_n$ maka $\omega/\omega_n = 1$, dan $r/e = \infty$. Ini menunjukkan bahwa harga r besar sekali dan poros bergetar keras sekali. Gejala ini disebut *whirling shaft*. Whirling shaft terjadi apabila frekuensi putaran poros sama dengan frekuensi natural yang dimiliki oleh sistem. Bila ω_c adalah putaran kritis poros, maka whirling shaft terjadi bila :

$$\omega_c = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$$

Terjadinya putaran kritis dapat dilihat pada grafik perbandingan antara defleksi dengan frekuensi. Seperti gambar 2.5, saat terjadi putaran kritis nilai dari y/e atau nilai defleksi pada putaran kritis secara teori besarnya takterhingga kemudian turun

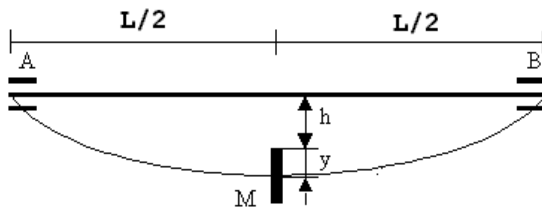
lagi setelah melewati putaran kritis. Dengan program Matlab kita dapat menentukan parameter- parameter yang dibutuhkan sehingga dengan sistem tertentu kita dapat mencari berapa besar frekuensi naturalnya.



Gambar 2.5 Grafik Defleksi terhadap Frekuensi

2.4. Perhitungan Putaran Kritis

2.4.1 Berat Poros Diabaikan, Disk Dipasang Ditengah Poros



Gambar 2.6 Ilustrasi Disk dipasang ditengah poros

Misal,

M : massa disk

h : defleksi statis

y : defleksi karena gaya sentrifugal

Total defleksi yang terjadi pada sistem = h + y

Gaya sentrifugal = $M \cdot \omega^2 (h + y)$, dimana ω = kecepatan sudut.

Apabila k adalah kekakuan material poros, maka :

$$\begin{aligned} M \omega^2 (h + y) &= ky \\ M \omega^2 h &= y(k - M\omega^2) \\ \frac{y}{h} &= \frac{1}{\frac{k}{M\omega^2} - 1} \dots \dots \dots (2.24) \end{aligned}$$

Dimana : $\omega_c = \sqrt{\frac{k}{M}}$ merupakan kecepatan sudut sesuai dengan natural frekuensi.

Dengan mempertimbangkan harga diatas maka persamaan (2.24) menjadi :

$$\frac{y}{h} = \frac{1}{\left(\frac{\omega_c}{\omega}\right)^2 - 1} \dots \dots \dots (2.25)$$

Jika $\omega = \omega_c$, maka $y/h = \infty$. Pada saat ini poros dalam keadaan whirling dan ω_c dinamakan kecepatan kritis poros. Putaran poros tiap detik adalah :

$$N_c = \frac{\omega_c}{2\pi} \left(\frac{put}{det} \right) \dots \dots \dots (2.26)$$

Kalau h = defleksi statis poros maka berlaku hubungan :

$$k h = M g$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} \frac{k}{M} &= \frac{g}{h} \\ N_c &= \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{h}} \dots \dots \dots (2.27) \end{aligned}$$

Dari mekanika teknik diperoleh rumus :

$$h = \frac{MgL^3}{48EI}$$

Dimana : E = Modulus elastisitas poros

$$I = \text{Momen inersia penampang poros} = \pi d^4 / 64$$

Dari persamaan (3) diperoleh :

$$N_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{48EI}{ML^3}} \text{ atau } N_c 1,103 \sqrt{\frac{EI}{ML^3}} \text{ (put/det)} \dots \dots \dots (2.28)$$

Untuk massa M an poros yang sama, harga N_c adalah konstan maka putaran kritis poros adalah :

$$N_c = CL^n \dots \dots \dots (2.29)$$

dimana : $C = 1,103 \sqrt{\frac{EI}{M}}$ dan $n = -3,2$

2.4.2 Berat Poros Diperhitungkan, Disk Dipasang Ditengah Poros

Apabila berat poros diperhitungkan dengan massa disk M dipasang ditengah-tengah, maka putaran kritis poros yang terjadi adalah :

Berdasarkan persamaan **Dunkerley** :

$$\frac{1}{\omega_n^2} = \frac{1}{\omega_s^2} = \frac{1}{\omega_l^2} \dots \dots \dots (2.30)$$

Dimana : ω_n : kecepatan sudut sistem secara keseluruhan

ω_s : kecepatan sudut natural poros tanpa disk tetapi berat poros diperhitungkan

ω_l : kecepatan sudut poros dengan disk dipasangi ditengah-tengah

Selanjutnya berdasarkan analisa sebelumnya :

$$1/\omega_s^2 = mgL^3/98,454 EI$$

$$1/\omega_l^2 = mL^3/48 EI$$

Maka didapatkan :

$$\begin{aligned} \frac{1}{\omega_n^2} &= \frac{1}{\omega_s^2} = \frac{1}{\omega_l^2} \\ \frac{1}{\omega_n^2} &= \frac{mgL^3}{98,454EI} + \frac{ML^3}{48EI} \\ \frac{1}{\omega_n^2} &= \frac{L^3}{EI} \left[\frac{m}{95,454} + \frac{M}{48} \right] \\ \omega_n^2 &= \frac{EI}{L^3} \left[\frac{4725,792}{48m + 98,45M} \right] \end{aligned}$$

$$\omega_n = 6,928 \sqrt{\frac{EI}{(0,486m + M)L^3}} \dots \dots \dots (2.31)$$

Dari persamaan : $N_c = \frac{\omega_c}{2\pi}$

Sehingga :

$$N_c = 1,103 \sqrt{\frac{EI}{(0,486m + M)L^3}} \dots \dots \dots (2.32)$$

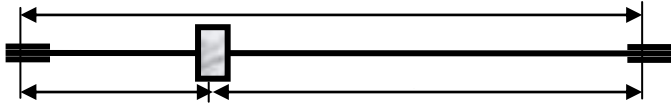
Atau $N_c = CL^n$

$$C = 1,103 \sqrt{\frac{EI}{(0,486m + M)}} \dots \dots \dots (2.33)$$

Dimana :

M = massa disk yang dipasang ditengah-tengah poros
 m = massa poros

2.4.3 Disk Dipasang Tidak Ditengah Poros



Gambar 2.7 Disk dipasang tidak ditengah poros

Dalam hal ini defleksi statis di titik yang dipasang disk pada poros adalah

$$h = \frac{(0,486m + M)ga^2b}{3EIL} \dots \dots \dots (2.34)$$

Didapatkan harga frekuensi natural dari poros :

$$\omega_c = \omega_n = \sqrt{\frac{g}{h}} = \sqrt{\frac{3EIL}{(0,486m + M)a^2b^2}} \dots \dots \dots (2.35)$$

Untuk kondisi ini putaran poros menjadi :

$$N_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EIL}{(0,486m + M)a^2b^2}}$$

$$N_c = 0,276 \sqrt{\frac{EIL}{(0,486m+M)a^2b^2}} \left(\frac{put}{det}\right) \dots \dots \dots (2.36)$$

atau $N_c = C(ab)$

dimana : $C = 0,276 \sqrt{\frac{EIL}{(0,486m+M)}}$ dan, $n = -1$

2.4.4 Berat Poros Diperhitungkan Tanpa Disk.

Dalam hal ini defleksi statis di tengah-tengah poros adalah:

$$h = \frac{mgL^3}{98,454 EI} \dots \dots \dots (2.37)$$

Didapatkan harga frekuensi natural poros tersebut :

$$\omega_c = \omega_n = \sqrt{\frac{g}{h}} \dots \dots \dots (2.38)$$

Apabila massa poros diperhitungkan tanpa massa M yang terpasang di tengah-tengah poros, maka putaran kritis poros menjadi :

$$N_c = \omega_n / 2\pi$$

$$N_c = 1,58 \sqrt{\frac{EI}{mL^3}} \dots \dots \dots (2.39)$$

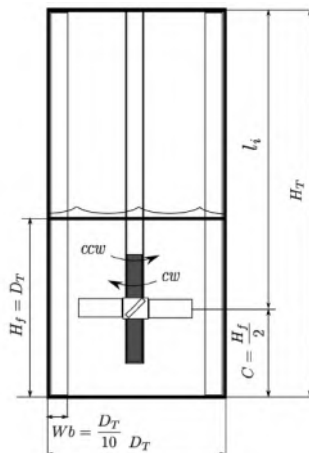
atau $N_c = CL^n$

dimana : $C = 1,58 \sqrt{\frac{EI}{m}}$ dan, $n = -3/2$

2.5 Analisa Whirling dari Shaft Blade Impellers pada Peralatan Mixer.

Dalam mengetahui karakteristik whirling yang terjadi pada shaft blade 45° impellers peralatan mixer dilakukan

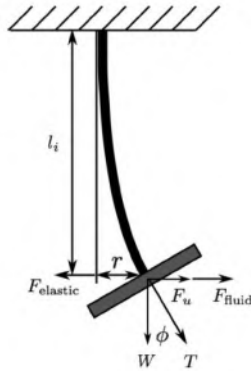
pengujian secara eksperimental oleh Noel Kippers dan Gordon. Dalam percobaan tersebut divariasikan diameter dari bejana fluida dan arah putaran yaitu counter clockwise dan clockwise. Permodelan dari sistem yang dianalisa dapat kita lihat dari gambar berikut.



Gambar 2.8 Mixer dengan blade 45° (Noel Gordon 20012)

- Dimana :
- Wb : berat wadah
 - Dt : diameter wadah
 - Hf : tinggi Fluida
 - C : jarak blade
 - Ht : tinggi wadah
 - Li : panjang poros

Dengan parameter tersebut saat blade berputar maka dapat dimodelkan sebagai berikut:



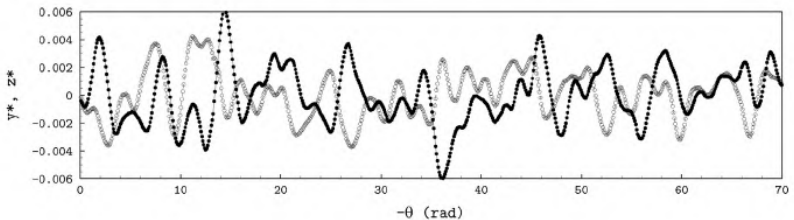
Gambar 2.9 FBD mixer (Noel Gordon 20012)

Dari gambar 2.9 untuk mencari putaran blade yang dipengaruhi oleh viskositas fluida dapat dirumuskan dengan persamaan N_p sebagai fungsi dari bilangan Reynold dan fungsi dari perbandingan antara diameter blade dan diameter wadah. Atau dapat dilihat dibawah ini.

$$N_p = f\left(Re, \frac{D}{D_t}\right) \dots \dots \dots (2.40)$$

Dengan $Re = \frac{\rho\Omega D^2}{2\pi\mu}$

Dari simulasi yang dilakukan oleh Noel dan Gordon didapat grafik perbandingan pergerakan blade dan percepatan sebagai berikut :



Gambar 2. 10 Grafik Perbandingan Percepatan dengan Gerakan Blade (Noel Gordon 20012)

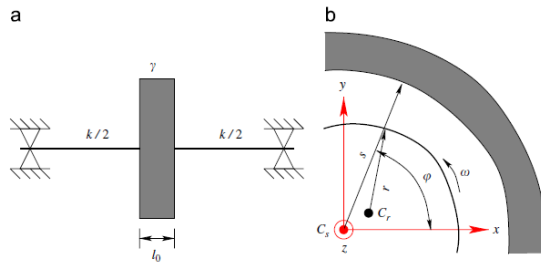
Gambar 2.10 menunjukkan respon getaran dari blade dengan percepatan yang berbeda dari salah satu variasi pitched

blade- impeller. Dalam penelitian yang dilakukan oleh Noel dan Gordon ini divariasikan 16 perbedaan mulai dari 2 macam jenis fluida, arah putaran counter dan clockwise, dan besar perbandingan diameter blade dan wadah (D/D_T). Dari hasil simulasi yang dilakukan pada beberapa model yang dilakukan, maka akan diketahuin pengaruh dari parameter terhadap motion of blade.

Dengan mengetahui pergerakan dari blade nantinya dapat ditentukan beberapa spesifikasi yang disarankan dalam mendesain mixer. Spesifikasi yang berhubungan dari penelitian ini meliputi besar viskositas fluida, diameter wadah, dan diameter blade.

2.6 Permodelan Dinamis dari Generator

Gambar 2.11 menunjukkan geometri dari model generator secara Dinamis. Pada generator *hydropower* 18 MW terdapat komponen rigid yaitu rotor yang mempunyai panjang l_0 , massa γ dan poros yang mempunyai stiffness k . Rotor akan berputar secara counter-clockwise dengan kecepatan sudut konstan. Pada generator terdapat peristiwa *Unbalance Magnetic Pull* (UMP) yang dapat menyebabkan terjadinya whirling pada generator. Penelitian yang dilakukan oleh Niklas dan Jan ini bertujuan untuk menganalisa pengaruh jumlah kutub terhadap besaran frekuensi dan amplitudo yang dihasilkan oleh generator. (Niklas Lanstrom, Jan-Olov 2006)



Gambar 2. 11 Model generator a. Model Rotor , b. Penampang melintang (Niklas Lanstrom, Jan-Olov 2006)

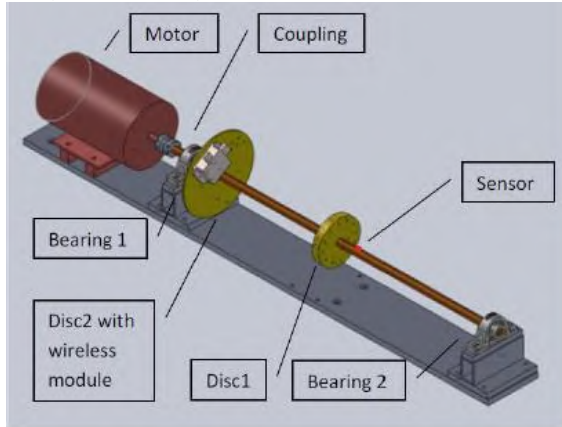
Pada penelitian ini generator dimodelkan secara matematis kemudian dianalisa dengan hukum kekekalan massa. Dari model tersebut kemudian disimulasikan respon dinamis yang terjadi sehingga didapatkan besar frekuensi dan amplitudo yang dihasilkan. Dengan variasi bentuk rotor yang sesuai dengan jumlah kutub. Hasil dari simulasi akan di bandingkan dengan teori perhitungan UMP. Perbandingan yang dilakukan menghasilkan keserasian antara teoritis UMP dan simulasi model, sehingga hasil simulasi dapat menjadi pendekatan dalam pengukuran frekuensi dan amplitudo dari generator tersebut.

Permodelan semacam ini dapat diaplikasikan pada sistem yang lain, tergantung dari sudut pandang orang yang akan memodelkan. Pada sistem diatas dimodelkan untuk rotor dan poros dalam satu derajat kebebasan. Model ini juga bisa diaplikasikan untuk disk pada poros dengan didukung dua bantalan di kedua ujungnya.

2.7 Identifikasi Critical Speed dari Poros yang Berputar dengan Pengukuran Getaran oleh Enaldi (2012)

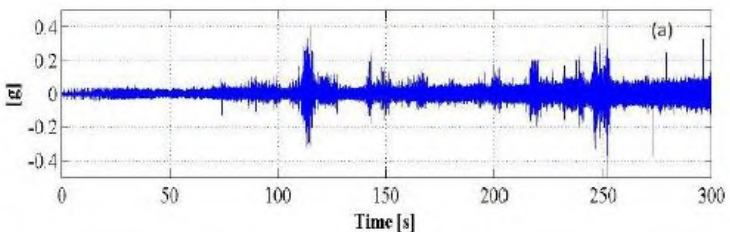
Dalam jurnalnya yang berjudul *Identification of Critical Speeds of Rotating Machines Using On-Shaft Wireless Vibration Measurement*, Enaldi meneliti bagaimana mengidentifikasi putaran kritis dengan metode eksperimental. Dari eksperimen yang dilakukan Enaldi meletakkan sensor pada kedua bantalan

dari alat yang dia gunakan sesuai dengan gambar 2.11. Dia mengamati bagaimana percepatan dari getaran yang terjadi pada kedua bantalan.(Enaldi 2012)



Gambar 2. 12 Test Rig (Enaldi 2012)

Dalam eksperimen yang dilakukan didapatkan grafik percepatan arah Horizontal terhadap waktu seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.12. Putaran kritis diidentifikasi dari kenaikan percepatan yang besar dan terjadi hanya beberapa saat. Dari gambar 2.12 dapat diketahui bahwa putaran kritis yang terjadi pada sistem berada pada detik ke 250. Namun kelemahan dari penelitian yang dilakukan oleh Enaldi ini adalah nilai dari putaran kritis tidak diketahui secara langsung.

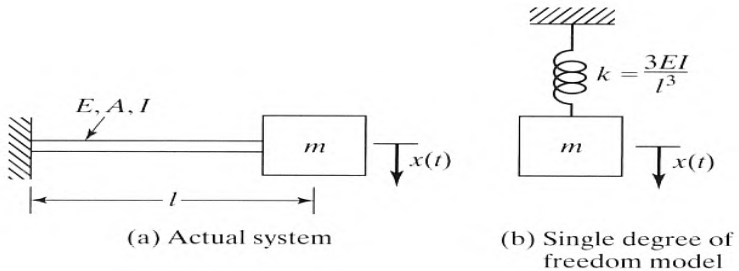


Gambar 2. 13 Grafik Percepatan pada Bantalan Arah Horizontal terhadap waktu (Enaldi 2012)

2.8 Sistem Derajat Kebebasan (*Degree Of Freedom / DOF*)

Derajat kebebasan dapat didefinisikan sebagai jumlah minimum dari koordinat independen yang diperlukan untuk menentukan posisi dari bagian-bagian sistem pada sembarang waktu. (aryo, 2016)

Sistem dengan derajat kebebasan satu seperti pada gambar 2.14, hanya memiliki satu koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya. Sedangkan sistem dengan derajat kebebasan lebih dari satu membutuhkan dua atau lebih koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya. Sistem pegas massa seperti pada gambar 2.14 adalah contoh dari sistem dengan dua derajat kebebasan. Sistem tersebut membutuhkan dua koordinat yang menentukan kedudukan dua buah massa, yaitu massa satu (m_1) pada waktu tertentu (x_1) dan massa dua (m_2) pada waktu tertentu (x_2). (aryo, 2016)



Gambar 2. 14 Contoh sistem satu DOF

Pada gambar 2.13 menunjukkan sisten satu derajat kebebasan dengan model matematis. Untuk menentuka besar pergerakan dianalisa dengan hukum kekekalan massa. (Singiresu S, 2004)

$$M_{eq}\ddot{x} + C_{eq}\dot{x} + K_{eq}x = F(t) \dots \dots \dots (241)$$

Dimana : M_{eq} = Massa ekuivalen

C_{eq} = Koefisien redam ekuivalen

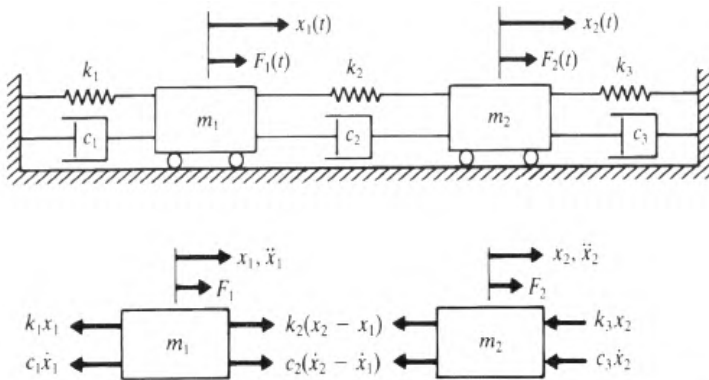
K_{eq} = Koefisien pegas Ekuivalen

$F(t)$ = Gaya eksternal

Untuk sistem torsional persamaan hanya berubah dari yang awalnya massa menjadi moment inersia dan semua koefisien menjadi koefisien torsional. Sehingga dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$J_{eq}\ddot{\theta} + C_{Teq}\dot{\theta} + K_{Teq}\theta = M(t) \dots \dots \dots (2.42)$$

Untuk model dua derajat kebebasan dapat dilihat pada gambar 2.15 dibawah ini,



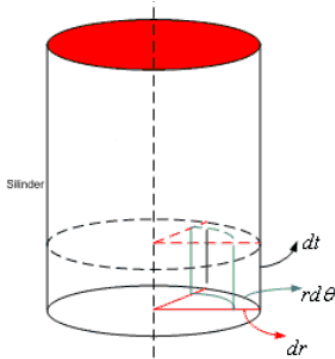
Gambar 2. 15 Contoh permodelan system torsional dua DOF

Pada sistem dua derajat kebebasan terdapat dua persamaan gerak yaitu ditinjau dari massa satu dan massa yang kedua seperti pada gambar 2.15. Dari dua persamaan gerak tersebut akan didapat dua frekuensi natural yang dimiliki dari sistem tersebut. Untuk mengetahui berapa nilai dari dua frekuensi yang dimiliki sistem dapat menggunakan rumus seperti mencari determinan. Dalam mencari determinan dari dua persamaan tersebut digunakan matriks. Seperti perumusan dibawah ini: (Singiresu S, 2004)

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} \\ C_{21} & C_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{21} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \dots \dots \dots (2.43)$$

2.9 Momen Inersia Silinder

Momen inersia selinder dapat dihitung dengan menghitung momen inersia dari benda bersegi n kemudian ambil limit n mendekati tak hingga. Atau dengan menggunakan metode berikut ini:



Gambar 2. 16 Silinder Pejal

Anggap silinder pejal berjari r , seperti gambar 2.15 dengan elemen volume pada silinder $dV=r d\theta dr dt$ maka dapat di rumuskan sebagai berikut:

$$I = \int r^2 dm = \int r^2 M \frac{r dr d\theta dt}{V} \int_0^R r^2 dr \int_0^{2\pi} d\theta \int_0^t dt \frac{M}{V}$$

$$I = \frac{R^4}{4} 2\pi t \frac{M}{V} = \frac{R^4}{4} 2\pi t \frac{M}{\pi R^2 t} = \frac{1}{2} MR^2 \dots \dots \dots (2.44)$$

Dengan rumus superposisi, untuk silinder berongga dapat didekati dengan prinsip superposisi momen inersia silinder berongga sama dengan momen inersia silinder pejal dikurangi dengan momen inersia silinder kecil. (Yohnes, 2010)

$$I_{berongga} = I_{besar} - I_{kecil}$$

$$I_{berongga} = \frac{1}{2} M(R^2 - r^2) \dots \dots \dots (2.45)$$

Begitu pula untuk silinder pejal dengan pusat putar tidak dipusat lingkaran, dengan menggunakan rumus superposisi, maka akan didapat rumus: (*surya, 2010*)

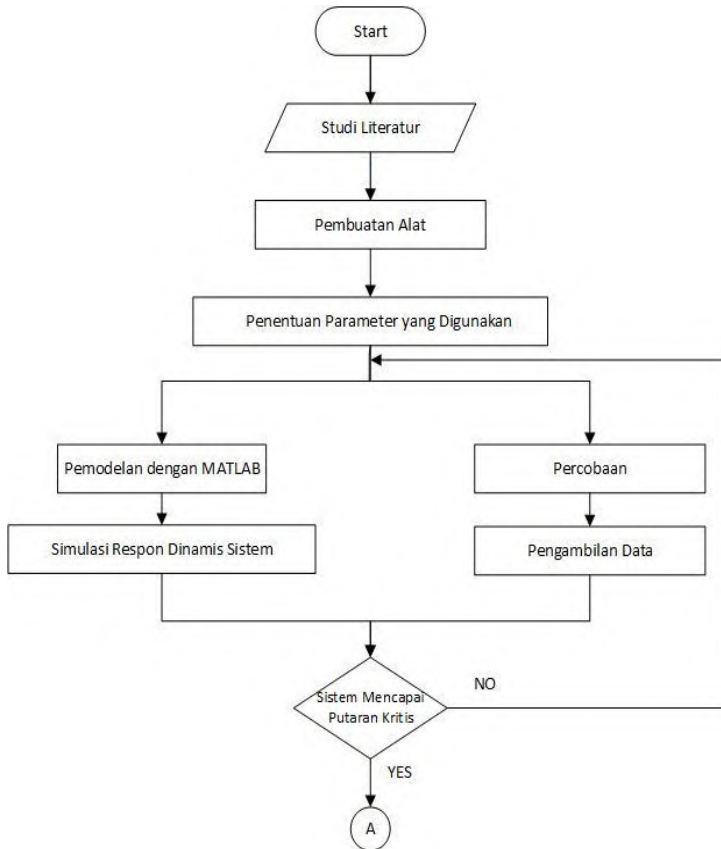
$$I_a = \frac{1}{2}MR^2 + Ma^2 \dots \dots \dots (2.46)$$

BAB III

METODE PENELITIAN

3.1. Metode Penelitian

Dalam pelaksanaan tugas akhir mengenai analisa pengaruh letak disk dan pusat putaran dari disk terhadap efek whirling shaft, terdapat beberapa langkah yang ditunjukkan seperti gambar 3.1.





Gambar 3. 1 Diagram alir tugas akhir

3.2. Tahap Studi Literatur

Dalam penulisan tugas akhir ini diperlukan referensi-referensi yang dapat menunjang dalam menganalisis sistem yang akan digunakan. Oleh karena itu, dilakukan studi literatur untuk menambah wawasan, pengetahuan, dan landasan mengenai permasalahan yang akan dibahas. Adapun materi dari studi literatur yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini yaitu mekanika getaran dasar, pemodelan sistem dinamis, sistem mekanis getaran translasi, serta pembuatan blok diagram pada program MATLAB Simulink. Sedangkan studi lapangan yang dilakukan meliputi penentuan nilai parameter dari sistem. Seperti mengetahui koefisien pegas dari poros yang digunakan.

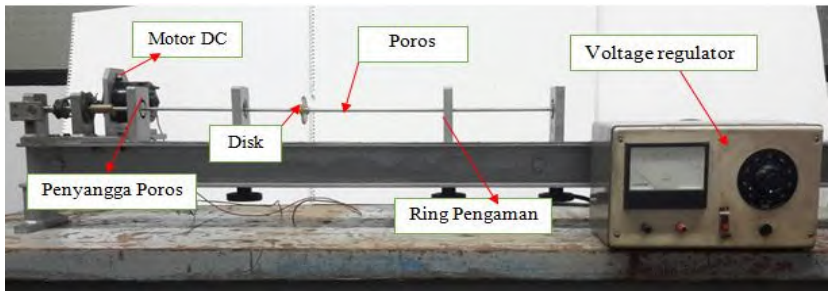
Referensi untuk studi literatur didapat dari buku, jurnal-jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu yang berkaitan. Sedangkan studi lapangan didapat dari data hasil penelitian oleh kelompok yang membuat perancangan alat terkait.

3.3 Analisa Secara Eksperimen

Dalam menganalisa bagaimana putaran kritis terjadi dilakukan dua metode yaitu secara eksperimen dan perhitungan. Berikut ini merupakan penjelasan bagaimana tahapan dalam analisa putaran kritis menggunakan metode eksperimen:

3.3.1 Tahap Pembuatan Alat

Pembuatan alat disesuaikan dengan alat yang ada di peralatan yang telah direncanakan dalam melakukan eksperimen pada tugas akhir. Gambar 3.2 menjelaskan bagaimana skema dari sistem yang digunakan yaitu terdiri dari beberapa komponen yang akan dijelaskan lebih lanjut di subbab dibawahnya.



Gambar 3.2 Alat Eksperimen

1. Poros
Poros yang digunakan dalam tugas akhir ini berbahan SS304 yang memiliki diameter 6,3 mm dengan panjang

1 m. Poros tersebut memiliki modulus elastisitas (E) sebesar $2 \cdot 10^{11} \text{ N/m}^2$ dan (I) sebesar $6,36 \cdot 10^{-11} \text{ kgm}^2$.



Gambar 3. 3 Poros

2. Voltage Regularor

Voltage regulator digunakan dalam tugas akhir ini berguna sebagai pengatur kecepatan dari motor. Voltage regulator ini bisa mengatur berapa daya yang masuk pada motor dengan range 0 sampai 40 A. Untuk menunjukkan berapa nilai putaran motor digunakan tacho sebagai sensor kecepatan. Sehingga kedua alat ini sangat mempermudah dalam pengambilan data.



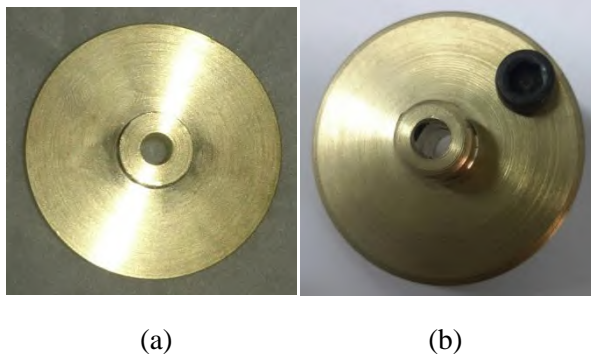
Gambar 3. 4 Voltage regulator

3. Beban (Disk)

Terdapat dua macam beban yang digunakan dalam tugas akhir ini, kedua beban tersebut mempunyai momen inersia yang berbeda karena adanya unbalance, dan untuk spesifikasinya dapat dilihat pada Tabel 3.1 dan Gambar 3.5 dibawah ini.

Tabel 3.1 Spesifikasi Disk

No	Massa disk = 58 gram
1	Tanpa unbalance
2	Dengan Unbalance (8 gram)
3	Dengan Unbalance (10 gram)



Gambar 3. 2 *Beban (a) tanpa Unbalance , (b) dengan Unbalance (disc)*

4. Motor Penggerak

Motor penggerak yang digunakan pada tugas akhir ini menggunakan motor DC, yang akan disambung dengan

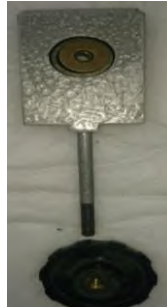


voltage regulator sebagai pengatur kecepatan putaran sekaligus menunjukkan berapa harga putarannya. Motor DC yang digunakan dalam penelitian ini dapat dilihat pada gambar 3.6.

Gambar 3. 6 Motor DC

5. Penyangga Poros

Jenis penyangga yang digunakan pada tugas akhir ini adalah roller bearing yang dapat dilihat pada gambar 3.7.



Gambar 3. 7 Penyangga Poros

6. Ring Pengaman

Ring pengaman digunakan sebagai alat pengaman dari poros saat berputar. Posisi dari ring pengaman dapat dipindah-pindah untuk menjaga batas lentur poros. Batas lentur poros ditentukan menurut defleksi maksimum yang terjadi pada sistem.



Gambar 3. 8 Ring Pengaman

Komponen-komponen yang telah dijelaskan tersebut kemudian dirangkai menjadi suatu sistem 1 derajat kebebasan dan dijalankan dengan memutar sistem dengan mengatur kecepatannya sampai mencapai kecepatan kritisnya. Kecepatan kritis ditandai dengan terjadinya resonansi yang besar pada kecepatan tertentu saja. Data dari kecepatan kritis tersebut dicatat sebagai hasil nilai putaran kritis secara Eksperimen.

3.3.2 Tahap Penentuan Parameter Sistem

Pada tahap ini akan ditentukan parameter dari topik yang dibahas pada tugas akhir ini. Parameter yang di variasikan dalam tugas akhir ini adalah momen inersia akibat beban unbalance dari disk spesifikasi dari variasi ini dapat dilihat pada gambar 3.5. Selain itu variasi lain yaitu penempatan disk terhadap poros. Dalam menentukan variasi jarak akan digunakan poros dengan

panjang 1 meter, dengan nilai a adalah jarak antara disk dengan bearing sebelah kiri dan b adalah jarak antara disk dengan bearing sebelah kanan. Untuk mengetahui variasi jarak disk yang digunakan dapat dilihat pada tabel 3.2.

Tabel 3.2 Data Variasi Jarak Disk

NO	Jarak Disk Pada Poros (m)	
	A	B
1	0,4L	0,6L
2	0,3L	0,7L
3	0,2L	0,8L

3.3.3 Prosedur Eksperimen

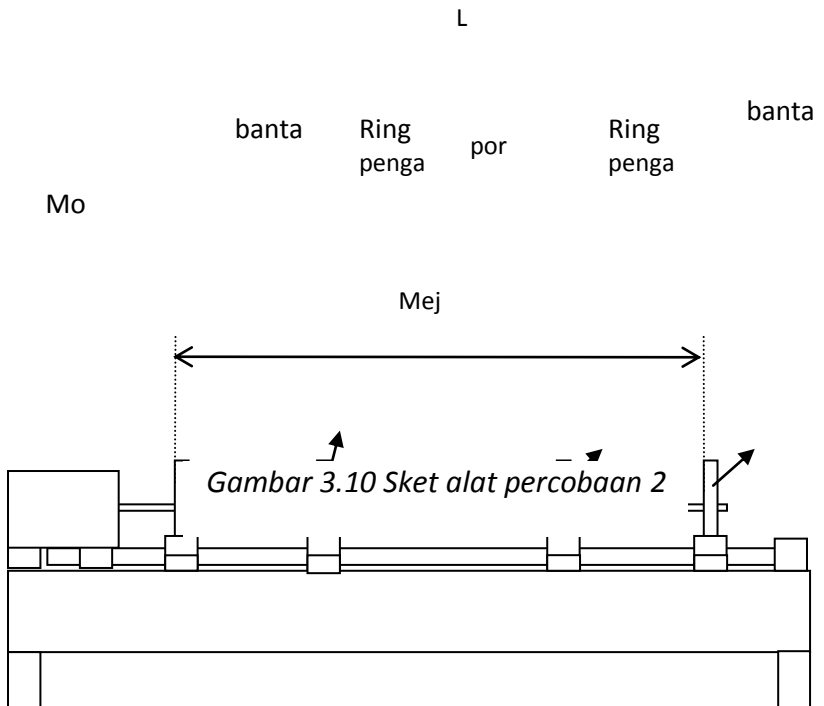
3.3.3.1 Eksperimen 1

- Siapkan peralatan dengan sebuah disk dipasang ditengah-tengah, di antara kedua bantalan.
- Pasang ring pengaman pada kedua sisi disk.
- Perbesar putaran poros, mengamati peralatan dengan teliti sampai terjadi whirling, ini adalah putaran kritis yang pertama.
- Catat harga N_c , L , M dan diameter poros d . Lihat dari buku referensi harga E untuk harga poros yang dipergunakan.
- Ulangi prosedur percobaan diatas dengan panjang poros L tetap, sedangkan posisi disk bervariasi terhadap kedua bantalan. Mencatat jarak a , b , N_c , L , M kemudian melakukan pengamatan termasuk untuk jarak $a = b = 0,5 L$

$$C = 0,276 \sqrt{\frac{EI}{M \cdot a^2 \cdot b^2}} \text{ dan } n = \frac{1}{2}$$

3.3.3.2 Eksperimen 2

- Siapkan peralatan tanpa ada disk yang dipasang, di antara kedua bantalan.
- Perbesar putaran poros, mengamati peralatan dengan teliti sampai terjadi whirling, ini adalah putaran kritis yang pertama.
- Catat harga N_c , L , M dan diameter poros d . Lihat dari buku referensi harga E untuk harga poros yang dipergunakan.
- Lakukan pengamatan dengan panjang poros yang berbeda – beda. Dilakukan pengamatan dengan 5 macam harga L . Menghitung massa persatuan panjang dari poros.



Interpretasi:

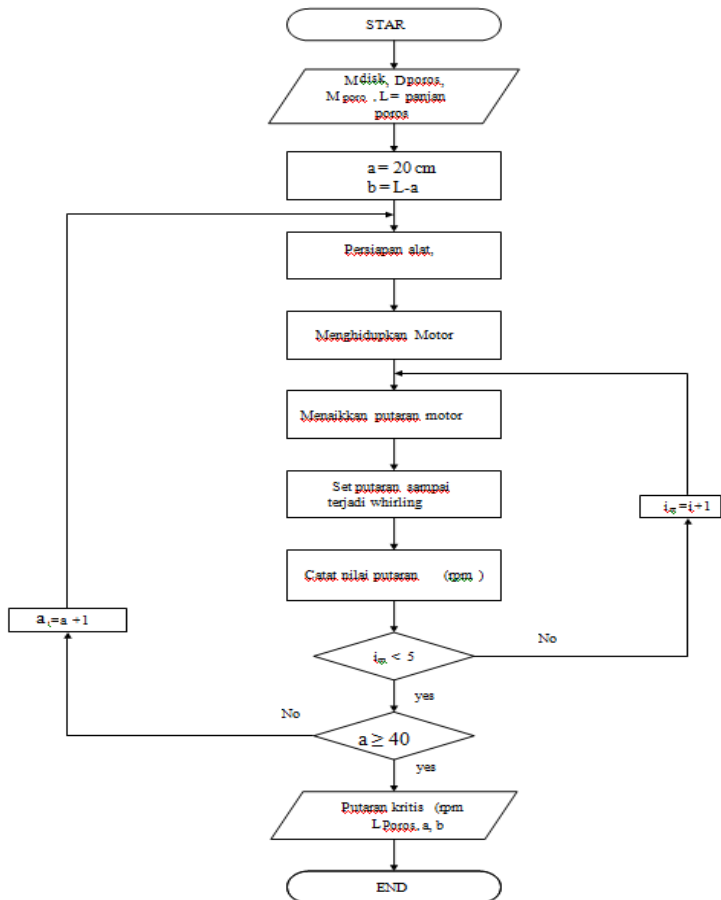
Tentukan harga C dan n, bandingkan harga C dan n dari hasil pengamatan dengan yang diperoleh secara teori . Menurut teori harga C ditentukan dengan persamaan:

$$C = 1,58\sqrt{\frac{EI}{m}} \text{ dan } n = \frac{3}{2}$$

3.3.4 Diagram Alir Eksperimen

3.3.4.1 Diagram alir Eksperimen 1

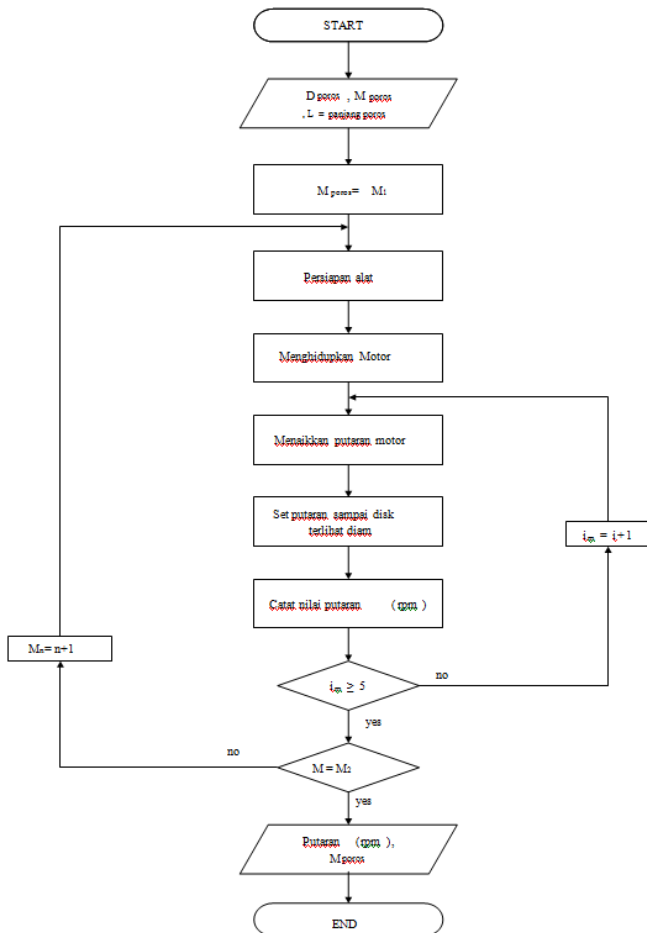
Gambar 3.11 menunjukkan diagram alir dari eksperimen 1 yaitu eksperimen dengan variasi posisi disk terhadap tumpuan.



Gambar 3.11 Diagram alir Eksperimen 1

3.3.4.2 Diagram alir Eksperimen 2

Gambar 3.11 menunjukkan diagram alir dari eksperimen satu (1). Eksperimen 1 merupakan eksperimen dengan variasi massa disk dan massa unbalance.

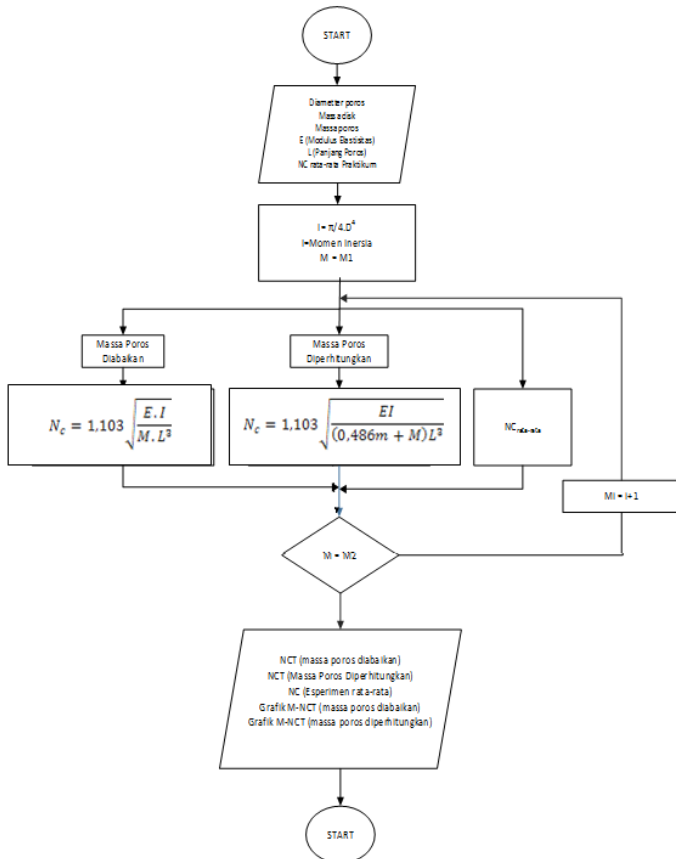


Gambar 3. 12 Diagram alir Eksperimen 2

3.3.5 Diagram Alir Perhitungan

3.3.5.1 Diagram alir Perhitungan Eksperimen 1

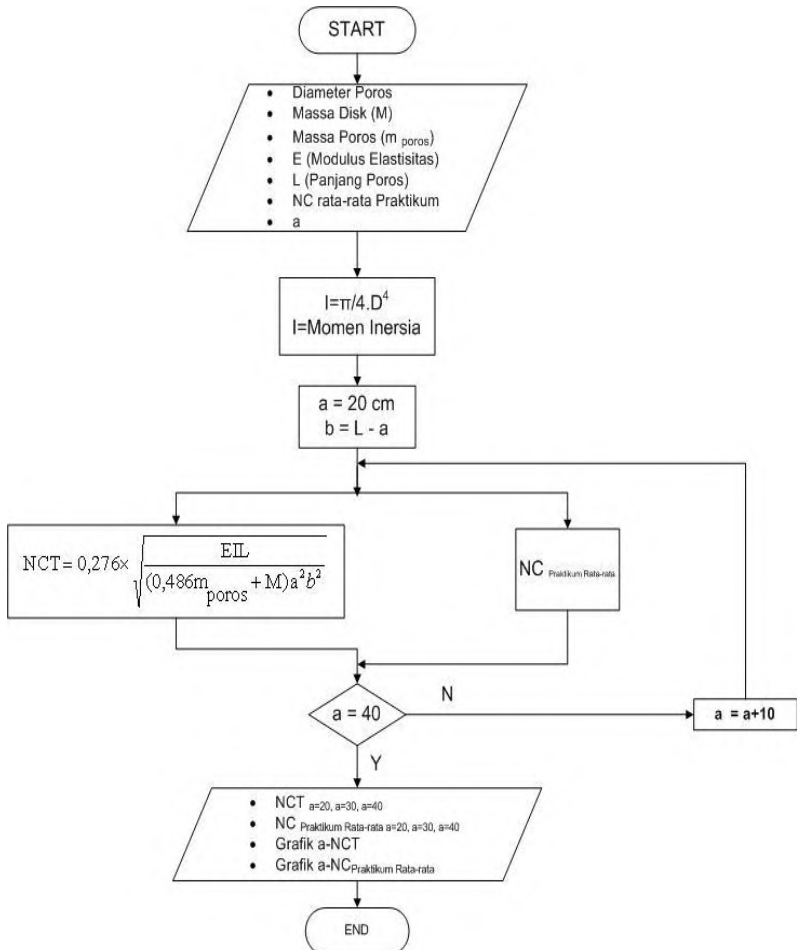
Langkah langkah perhitungan untuk variasi massa disk dan massa unbalance diagram alir perhitungan dapat dilihat pada gambar 3.13.



Gambar 3. 13 Diagram alir Perhitungan Eksperimen 1

3.3.5.2 Diagram alir Perhitungan Eksperimen 2

Dalam melakukan penelitian secara perhitungan maka diperlukan langkah langkah pengerjaan. Untuk variasi posisi disk diagram alir perhitungan dapat dilihat pada gambar 3.13.

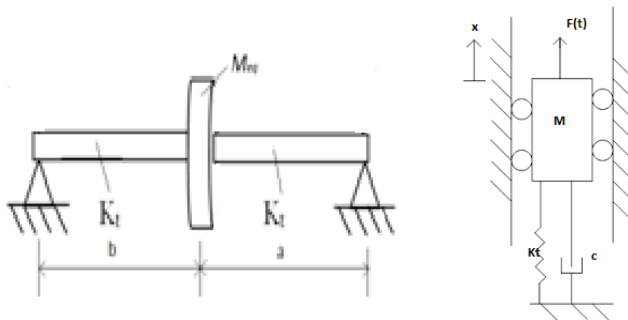


Gambar 3. 14 Diagram alir Perhitungan Eksperimen 2

3.4 Tahap Permodelan Sistem

3.4.1 Pemodelan Sistem pada Model Dinamis

Pemodelan dinamis untuk sistem yang akan digunakan meliputi poros, beban dan tumpuan Sederhana.



Gambar 3.15 Model dinamis rancangan sistem

Pada sistem yang akan digunakan dalam menganalisa putaran kritis dengan analisa hanya pada translasinya saja dapat dilihat pada gambar 3.15,

Keterangan : K_t : Koefisien pegas poros

M : Massa beban

a : Jarak beban terhadap bearing A

b : Jarak beban terhadap bearing B

Pada sistem dengan nilai L_1 dan L_2 berbeda terdapat dua gerakan bersamaan yaitu θ dan x yang merupakan gerakan akibat

titik berat ayng tidak berada di tengah. untuk θ merupakan gerakan rotasi sedangkan x adalah gerakan tranlasi. Sedangkan untuk letak CG yang berada ditengah atau nilai L_1 dan L_2 sama maka sistem tersebut hanya mempunyai satu diagram kebebasan.

Nilai K_t dapat ditentukan dengan persamaan:

$$\frac{k}{M} = \frac{g}{h}; \quad h = \frac{MgL^3}{48EI} \quad \text{maka} \quad k = \frac{48EI}{L^3}$$

Dengan persamaan diatas dapat dihitung nilai K_t untuk poros dengan panjang $L=75$ cm adalah

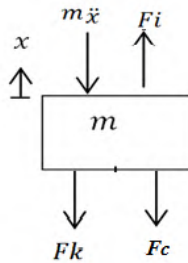
$$k = \frac{48.2. 10^{11}. 7,735. 10^{-11}}{0,75^3} = 1760,132$$

Sedangkan untuk poros dengan panjang $L=95$ maka

$$k = \frac{48.2. 10^{11}. 7,735. 10^{-11}}{0,95^3} = 636,652$$

3.4.2 Pembuatan FBD

Setelah didapatkan model dinamis, maka selanjutnya dibuat FBD dari sisten yang akan disimulasikan.



Gambar 3.1 6 FBD sistem

Dengan F_k adalah gaya pegas yang besarnya adalah sebagai berikut: $F_k = kx$ dan nilai $F(t)$ merupakan gaya sentrifugal dari massa unbalance yang dapat dirumuskan sebagai berikut: $F(t) = m\omega^2 e \sin \omega t$ dimana (m) merupakan massa unbalance. Dalam kasus ini nilai F_c dianggap sama dengan nol karena nilai dari redaman sangat kecil.

3.4.3 Pemodelan Sistem pada Model Matematis

Dari gambar 3.16 dapat dirumuskan model matematis dari sistem dengan massa unbalance sebagai berikut :

$$\sum F = F(t)$$

$$M\ddot{x} + Fk + Fc = F(t)$$

$$M\ddot{x} + kx + c\dot{x} = m\omega^2 e \sin \omega t$$

$$M\ddot{x} + kx + c\dot{x} = m\omega^2 e \sin \omega t \dots \nearrow \dots \dots \dots (3.1)$$

3.4.4 Simulasi Menggunakan Bode pada MATLAB

Dari persamaan gerak yang didapat, selanjutnya akan disimulasikan pada matlab untuk mencari nilai frekuensi natural dari masing-masing variasi. Dan dari diagram blok tersebut akan didapatkan grafik respon dari sistem dengan masing-masing variasi. Selain itu nanti juga akan didapat grafik Amplitudo terhadap Frekuensi seperti contoh pada gambar 2.5 yang akan dibahas pada bab selanjutnya.

3.5 Nilai Putaran Kritis dari Simulasi dan Eksperimen

Nilai putaran kritis secara teoritis dapat ditentukan dengan persamaan $\omega_c = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{M}}$, dari persamaan tersebut dapat disimpulkan semakin besar nilai k (koefisien pegas)

maka nilai dari putaran kritis juga semakin besar, sebaliknya jika massa dari sistem yang semakin besar maka nilai dari putaran kritis akan semakin kecil.

Pada variasi massa, sesuai dengan teori nantinya akan didapatkan nilai putaran kritis terendah untuk massa unbalance terbesar dan untuk massa tanpa unbalance akan mempunyai nilai putaran kritis terbesar. Sedangkan untuk variasi jarak beban terhadap tumpuan dapat dianalisis sesuai persamaan 2.36, yang menyatakan semakin dekat pusat massa terhadap tumpuan maka nilai dari putaran kritis akan semakin besar. Dan nilai putaran kritis terkecil terdapat saat pusat massa dari sistem berada di tengah.

3.6 Analisa dan Pembahasan

Setelah dilakukan pengambilan data secara eksperimen dan perhitungan, data tersebut akan di analisa dan dibandingkan. Dalam setiap variasi akan dianalisa satu persatu, sesuai dengan variasi yang ditentukan yaitu variasi massa unbalance, variasi posisi disk terhadap tumpuan dan variasi panjang poros. Setelah dibandingkan nilai putaran kritis antara eksperimen dan perhitungan maka, akan divalidasi dengan menggunakan simulasi dengan matlab simulink. Data akan ditampilkan pada grafik antara nilai putaran (rpm) dan variabel dari variasi.

BAB IV

ANALISA HASIL DAN PEMBAHASAN

Dalam eksperimen, perhitungan dan juga simulasi didapatkan nilai N_c dengan variasi panjang poros, massa unbalance dan posisi beban terhadap tumpuan. Pada bab ini akan dialalisa nilai putaran kritis melalui eksperimen maupun perhitungan dengan variasi massa unbalance, posisi beban terhadap tumpuan, dan panjang poros.

4.1 Contoh Perhitungan

Dengan spesifikasi yang telah ditentukan pada bab 3, maka dapat dilakukan perhitungan untuk mendapatkan nilai putaran kritis sistem sesuai dengan variasi yang telah ditentukan terlebih dahulu. Berikut adalah variabel yang telah ditentukan:

- ◆ Massa disk (M) = 58 gram
- ◆ Massa unbalance 1 (m_1) = 8 gram
- ◆ Massa unbalance 2 (m_2) = 10 gram
- ◆ Massa poros $L=75$ cm (m_1) = 198 gram
- ◆ Massa poros $L=95$ cm (m_2) = 248 gram
- ◆ Modulus elastisitas poros (E) = 2×10^{11}
- ◆ Nilai momen inersia (I) = $7,735 \times 10^{-11}$

4.1.1 Disk Dipasang Ditengah Poros

Sesuai persamaan 2.32 nilai N_c untuk disk dipasang ditengah adalah sebagai berikut:

$$N_c = 1,103 \sqrt{\frac{EI}{(0,486m + M)L^3}}$$

$$N_c = 1,103 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \times 7,735 \cdot 10^{-11}}{(0,486 \cdot 198 \cdot 10^{-3} + 58 \cdot 10^{-3})0,75^3}} = 17,0241$$

$$N_c = 17,0241 \times 60 = 1021,45 \text{ rpm}$$

4.1.2 Disk Dipasang Tidak Ditengah Poros

Pada persamaan 2.36 ditentukan untuk menghitung nilai putaran kritis untuk disk yang diletakkan tidak ditengah adalah sebagai berikut:

$$N_c = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{3EIL}{(0,486m + M)a^2b^2}}$$

$$= 0,276 \sqrt{\frac{EIL}{(0,486m + M)a^2b^2} \left(\frac{put}{det}\right)}$$

$$N_c = 0,276 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \times 7,735 \cdot 10^{-11} \times 0,75}{(0,486 \cdot 198 \cdot 10^{-3} + 58 \cdot 10^{-3})0,15^2 0,6^2}} = 26,6001$$

$$N_c = 26,6001 \cdot 60 = 1596,01 \text{ rpm}$$

4.1.3 Berat Poros Diperhitungkan Tanpa Disk

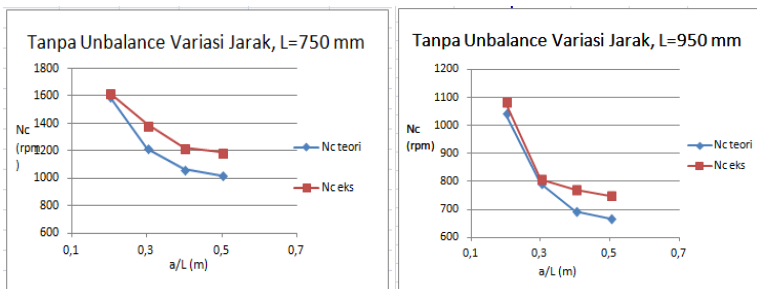
$$N_c = 1,58 \sqrt{\frac{EI}{mL^3}}$$

$$N_c = 1,58 \sqrt{\frac{2 \cdot 10^{11} \times 7,735 \cdot 10^{-11}}{198 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75^3}}$$

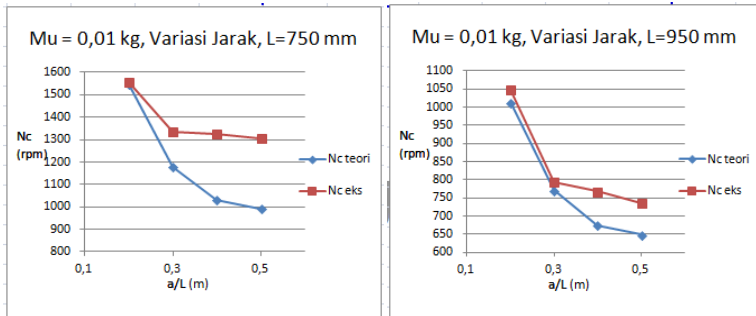
$$N_c = 21,5328.60 = 1291,97 \text{rpm}$$

4.2 Nilai Putaran Kritis dengan Variasi Posisi Beban terhadap Tumpuan

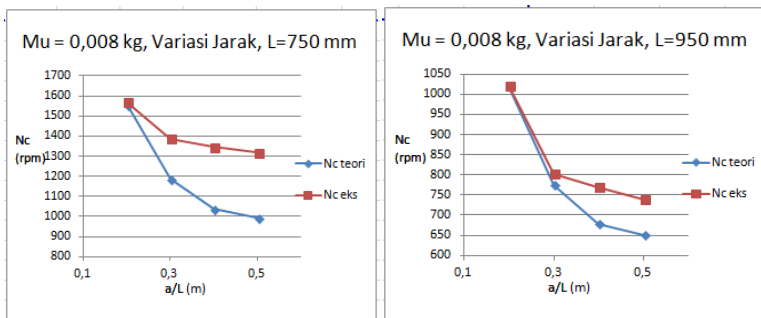
Nilai putaran kritis yang didapatkan dari Eksperimen dan perhitungan dapat dilihat pada gambar 4.1. Data yang didapat melalui perhitungan dan eksperimen disajikan dengan menggunakan grafik nilai putaran kritis terhadap posisi disk terhadap tumpuan.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.1 Grafik putaran kritis (N_c) terhadap posisi disk terhadap tumpuan, (a) disk tanpa unbalance, (b) massa unbalance 10 gram, (c) massa unbalance 8 gram

Grafik yang terlihat pada gambar 4.1 merupakan perbandingan nilai putaran kritis terhadap posisi disk terhadap

tumpuan. Dari grafik diatas untuk nilai putaran kritis setiap variasi massa unbalance yang terbesar adalah saat disk berada pada $0,2 a/L$, sedangkan nilai terkecil dari putaran kritis selalu pada saat posisi disk berada di tengah antar dua tumpuan atau biering. Pada gambar 4.1(a) yang merupakan grafik perbandingan nilai putaran kritis terhadap posisi disk dengan variasi disk tanpa unbalance ini memiliki nilai putaran kritis terbesar untuk eksperimen dan perhitungan pada saat disk pada posisi $0,2L$ dari tumpuan pertama yaitu sebesar 1625,33 dan 1546,01 rpm, sedangkan untuk nilai putaran kritis terkecil adalah saat disk pada sistem diletakkan pada tengah, yaitu sebesar 1187,67 dan 1021,45 rpm. Dapat dilihat trenline nilai putaran kritis menurun dengan semakin menjauhnya posisi disk terhadap tumpuan. Hal ini sudah sesuai dengan persamaan 2.36 yang menyatakan bahwa nilai perkalian jarak disk terhadap kedua tumpuan berbanding terbalik dengan nilai putaran kritisnya, dapat dibuktikan juga dengan samanya trenline yang terjadi antara perhitungan dan eksperimen.

Untuk gambar 4.1(b) yang merupakan grafik perbandingan nilai putaran kritis terhadap posisi disk dengan variasi disk dengan unbalance sebesar 10 gram ini memiliki nilai putaran kritis terbesar untuk eksperimen dan perhitungan pada saat disk pada posisi $0,2L$ dari tumpuan pertama yaitu sebesar 1556,33 dan 1546,01 rpm, sedangkan untuk nilai putaran kritis terkecil adalah saat disk pada sistem diletakkan pada tengah, yaitu sebesar 1304,67 dan 989,86 rpm. Dapat dilihat juga bahwa trenline nilai putaran kritis untuk eksperimen sudah sesuai dengan trenline yang dihasilkan oleh perhitungan, hal ini dapat menyatakan bahwa eksperimen sudah sesuai dengan teori.

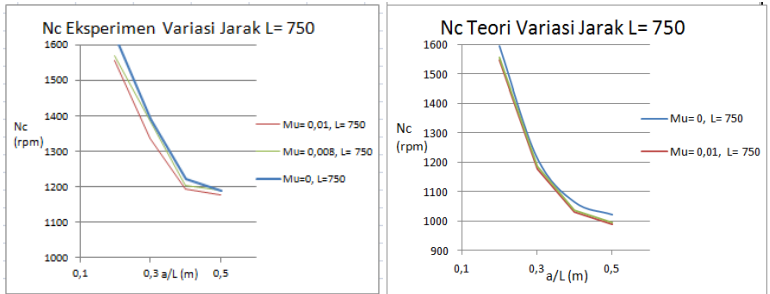
Dan pada gambar 4.1(c) yang merupakan grafik perbandingan nilai putaran kritis terhadap posisi disk dengan variasi disk dengan unbalance sebesar 8 gram ini memiliki nilai putaran kritis terbesar untuk eksperimen dan perhitungan pada saat disk pada posisi $0,2L$ dari tumpuan pertama yaitu sebesar

1570,00 dan 1556,16 rpm, sedangkan untuk nilai putaran kritis terkecil adalah saat disk pada sistem diletakkan pada tengah, yaitu sebesar 1319,00 dan 995,94 rpm. Nilai putaran kritis yang dihasilkan dari eksperimen sudah sesuai dengan teori, hal ini dibuktikan dengan trenline yang terbentuk antara nilai eksperimen dan perhitungan adalah sama-sama menurun dengan semakin ditengahnya posisi disk.

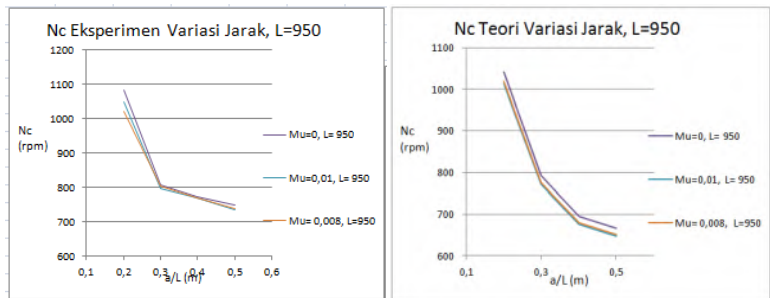
Dari gambar 4.1 menunjukkan bahwa semakin dekat jarak beban terhadap tumpuan maka semakin besar nilai putaran kritis. Hal ini menunjukkan bahwa semakin kecil jarak antara tumpuan dan beban maka, sistem tersebut akan mengalami putaran kritis yang semakin tinggi. Nilai putaran kritis yang dihasilkan pada eksperimen menunjukkan penurunan yang tidak signifikan dibandingkan dengan nilai putaran kritis yang didapat dari perhitungan atau sesuai teori. Hal ini terjadi pada perhitungan keadaan pada sistem dianggap ideal. Sedangkan pada eksperimen merupakan kondisi nyata, dimana terdapat beberapa faktor seperti gesekan antara poros dan bearing, gesekan sistem terhadap udara, dan lain lain yang tidak diperhitungkan saat perhitungan. Berikut merupakan tabel yang menunjukkan perbandingan antara hasil yang didapat dari eksperimen dan hasil dari perhitungan.

4.3 Nilai Putaran Kritis dengan Variasi Massa Unbalance

Untuk analisa nilai dari putaran kritis yang didapat dari eksperimen dan perhitungan terhadap adanya massa unbalance pada beban dapat dilihat pada beberapa gambar 4.2. Gambar 4.2 berisikan grafik perbandingan nilai putaran kritis terhadap adanya massa unbalance pada disk.



(a)



(b)

Gambar 4.2 Grafik putaran kritis (N_c) terhadap posisi disk terhadap tumpuan, (a) Panjang poros $L=0,75$ m, (b) Panjang poros $L=0,95$ m

Gambar 4.2 (a) merupakan grafik putaran kritis terhadap posisi disk pada tumpuan untuk setiap variasi massa unbalance pada disk dengan panjang poros $L=0,75$ m. Dapat dilihat nilai putaran kritis terbesar terletak pada sistem yang tidak terdapat unbalance sedangkan nilai putaran kritis terkecil terdapat pada

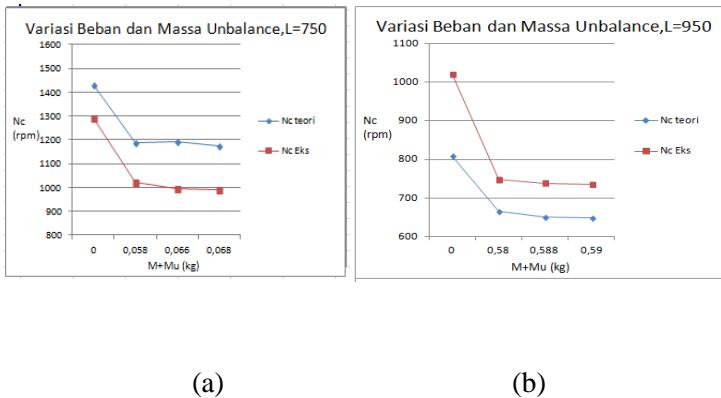
sistem dengan disk yang mempunyai massa unbalance terbesar. Nilai putaran kritis untuk eksperimen dan perhitungan saat posisi disk beradda 0,2 L tumpuan terbesar 1556,33 dan 1546,01 rpm, sedangkan untuk nilai putaran kritis terkecil adalah disk dengan unbalance terbesar yaitu, yaitu sebesar 1556,33 dan 1546,01 rpm.

Untuk gambar 4.2 (b) merupakan grafik putaran kritis terhadap posisi disk pada tumpuan untuk setiap variasi massa unbalance pada disk dengan panjang poros $L=0,95$ m. Dapat dilihat nilai putaran kritis terbesar terletak pada sistem yang tidak terdapat unbalance sedangkan nilai putaran kritis terkecil terdapat pada sistem dengan disk yang mempunyai massa unbalance terbesar. Nilai putaran kritis untuk eksperimen dan perhitungan saat posisi disk beradda 0,2 L tumpuan terbesar 1187,67 dan 1021,45 rpm, sedangkan untuk nilai putaran kritis terkecil adalah disk dengan unbalance terbesar yaitu, yaitu sebesar 1020,67 dan 1018,01 rpm.

Dari gambar 4.2 dapat dilihat bahwa semakin besar massa unbalance maka nilai dari putaran kritis sistem akan semakin kecil. Namun pada grafik nilai putaran kritis yang dihasilkan oleh eksperimen menunjukkan beberapa perbedaan terhadap nilai hasil perhitungan. Nilai putaran kritis eksperimen pada beban tanpa unbalance dengan panjang poros $L= 750$ mm mempunyai trenline turun yang tajam akibat perbedaan jarak beban terhadap tumpuan. Namun untuk beban dengan unbalance $Mu= 0,01\text{kg}$ dan $Mu= 0,008$ kg mengalami penurunan yang tidak signifikan dengan melebarnya jarak beban terhadap tumpuan. Sehingga pada sistem anbalance dengan beban pada jarak tertentu pada tumpuan mempunyai nilai yang tidak sesuai dengan teori yang ada. Hal seperti ini dapat disebabkan oleh adanya beberapa faktor yang mempengaruhinya, seperti saat eksperimen unbalance yang awalnya dimaksud sebagai massa yang mempercepat terjadinya putaran kritis malah bertindak sebagai absorber yang menggeser nilai frekuensi natural sistem yang dianalisa.

4.4 Nilai Putaran Kritis dengan Variasi Beban dan Massa Unbalance

Dalam menganalisa pengaruh beban unbalance pada suatu sistem yang berputar terhadap nilai putaran kritis maka telah dilakukan penelitian yang meliputi beberapa metode yaitu perhitungan dan eksperimen. Dan didapatkan hasil yang disajikan dalam bentuk grafik perbandingan nilai putaran kritis (N_c) terhadap beban massa unbalance pada setiap masing-masing variasi jarak tumpuan.

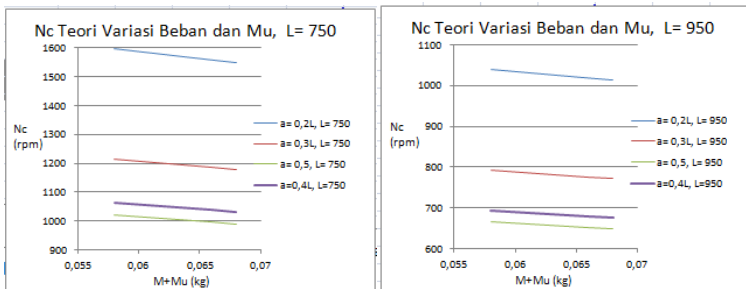


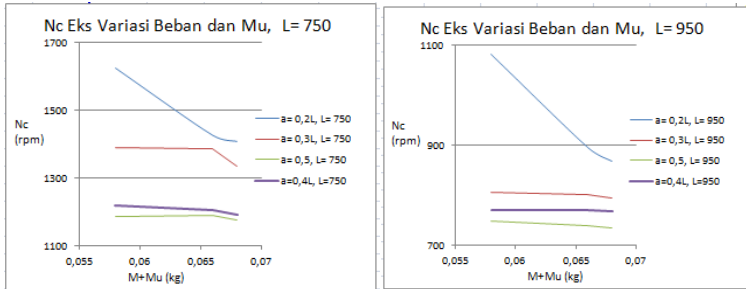
Gambar 4.3 Grafik putaran kritis (N_c) terhadap beban massa unbalance yang diletakkan pada posisi di tengah, (a) $L=75$ cm, (b) $L=95$ cm

Pada gambar 4.3 dapat dilihat grafik yang menunjukkan nilai putaran kritis (N_c) terhadap beban massa unbalance pada

setiap masing-masing variasi jarak tumpuan. Nilai putaran kritis terbesar selalu berada pada sistem yang tidak diberi beban. Sedangkan nilai terkecil terdapat pada sistem yang mempunyai beban dan massa unbalance terbesar. Nilai untuk sistem dengan poros $L=75$ cm 1596,01 rpm untuk yang terbesar dan untuk nilai terkecil adalah 989,86 rpm. Untuk sistem dengan panjang poros $L= 95$ mempunyai nilai terbesar sebesar 1040,6 rpm dan nilai terkecil adalah 658,05 rpm.

Dari gambar 4.3 dapat dilihat beberapa grafik yang menunjukkan pengaruh besar beban dan massa unbalance dalam setiap keadaan. Dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai dari beban dan massa unbalance yang diberikan maka sistem tersebut akan lebih cepat mengalami putaran kritis di rpm rendah sekalipun. Nilai putaran kritis akan semakin kecil dengan semakin besarnya massa unbalance yang dikenakan pada suatu sistem. Dapat dilihat penurunan nilai putaran eksperimen tidak linier dengan semakin turunnya nilai massa atau beban yang diberikan. Hal ini disebabkan oleh adanya beberapa faktor seperti gesekan pada sistem yang tidak diperhitungkan saat eksperimen.





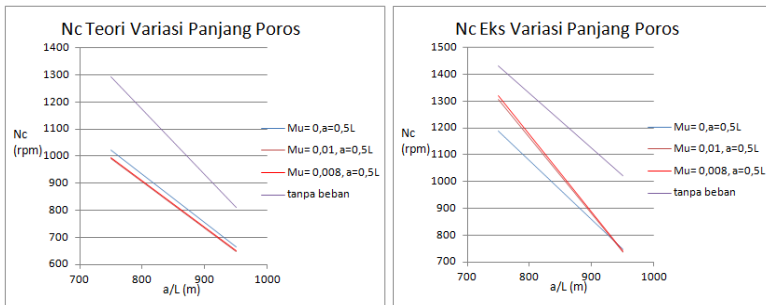
Gambar 4.4 Grafik putaran kritis (N_c) terhadap beban massa unbalance pada setiap masing-masing variasi jarak tumpuan

Pada gambar 4.4 di atas dapat dilihat trenline dari nilai putaran kritis terhadap besarnya beban yang diberikan. Nilai putaran kritis eksperimen mengalami perubahan tidak linear terhadap perubahan besar beban yang diberikan. Hal ini terjadi akibat beberapa faktor yang tidak diperhatikan salah satunya adalah gesekan yang terjadi antara bearing dan poros.

Gambar 4.4 merupakan grafik perbandingan nilai putaran kritis terhadap perubahan beban dan massa unbalance. Dapat dilihat pada grafik eksperimen maupun teori menunjukkan trenline yang sama yaitu menurun hal ini sesuai dengan persamaan 2.31 dimana nilai putaran kritis berbanding terbalik terhadap massa beban yang diberikan. Trenline yang terjadi pada nilai putaran kritis eksperimen menurun curam saat beban unbalance dinaikkan sedikit, dibandingkan penurunan yang terjadi saat penambahan unbalance pertama kali.

4.5 Nilai Putaran Kritis dengan Variasi Panjang Poros

Para engineer pada saat mendesain suatu sistem disarankan menghindari desain poros yang panjang. Selain karena defleksi hal ini juga berkaitan dengan nilai putaran kritis dari sistem tersebut. setelah melakukan analisa terhadap sistem sederhana dengan metode perhitungan, eksperimen dan simulasi didapat hasil seperti gambar dibawah ini.



Gambar 4.5 Grafik putaran kritis (N_c) terhadap panjang poros

Pada gambar 4.5 dapat dilihat grafik perbandingan antara nilai putaran kritis (N_c) terhadap panjang poros. Dapat dilihat trenline nilai putaran kritis yang terbentuk menurun dengan semakin panjangnya poros yang digunakan pada sistem. Nilai N_c eksperimen tertinggi berada pada sistem dengan panjang poros $L= 75$ cm dan tanpa diberi beban yaitu sebesar 1319,00 rpm sedangkan yang terendah yaitu pada poros dengan panjang $L= 95$ cm dan dengan beban dan massa unbalance 10 gram nilai N_c nya adalah 735,3 rpm. Sedangkan untuk nilai N_c perhitungan tertinggi berada pada sistem dengan panjang poros $L= 75$ cm dan tanpa

diberi beban yaitu sebesar 1292 rpm sedangkan yang terendah yaitu pada poros dengan panjang $L=95$ cm dan dengan beban dan massa unbalance 10 gram nilai N_{cnya} adalah 648,05 rpm.

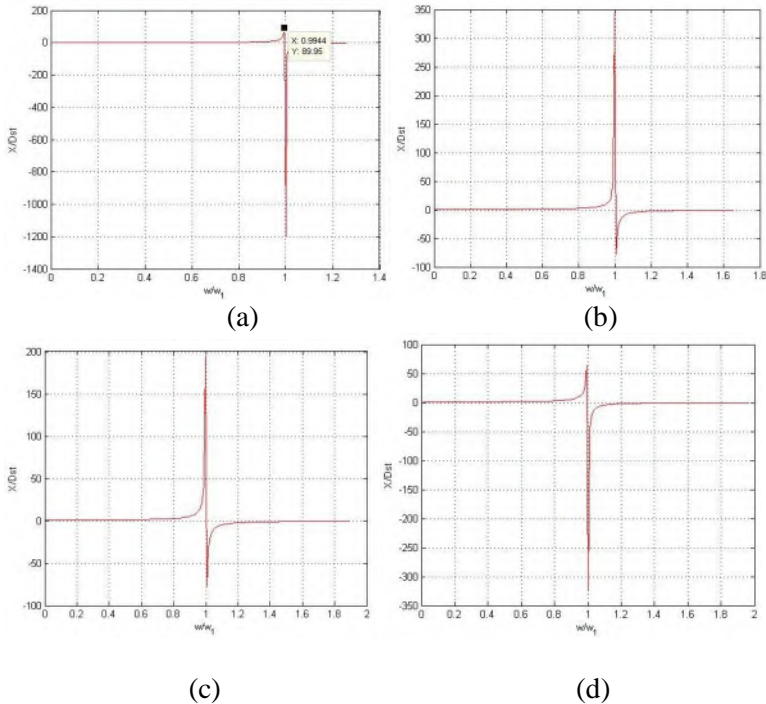
Dapat dilihat pada gambar 4.5, hubungan antara nilai putaran kritis terhadap panjang poros. Gambar diatas menunjukkan bahwa panjang poros sangat mempengaruhi nilai putaran kritis. Semakin panjang poros yang digunakan pada suatu sistem maka sistem akan lebih cepat mengalami putaran kritis, atau dengan kata lain nilai putaran kritis berbanding terbalik dengan panjang poros. Pada sistem dengan beban berunbalance penurunan nilai putaran kritis terlihat lebih curam dibandingkan dengan sistem yang tidak terdapat beban ataupun sistem yang mempunyai beban tanpa unbalance. Sehingga dapat dikatakan bahwa massa unbalance sangat mempengaruhi penurunan nilai putaran kritis akibat perpanjangan poros yang digunakan suatu sistem. Oleh karena itu semakin panjang poros maka nilai putaran kritis akan semakin kecil.

4.6 Perbandingan Nilai Putaran Kritis Eksperimen dan Perhitungan dengan Nilai Putaran Kritis yang Didapat dari Simulasi.

Pada sistem tanpa ada unbalance, nilai dari simulasi menggunakan bode pada matlab sama dengan nilai perhitungan, hal ini disebabkan karena pada editor bode yang diunakan adalah semua parameter yang berasal dari perhitungan. Berikut merupakan hasil dari simulasi menggunakan bode pada matlab. Didapatkan grafik yang hampir sama, namun untuk masing masing variasi sisten memiliki grafik yang berbeda beda. Berikut adalah grafik yang yang dihasilkan:

1.6.1 Grafik Disk Tanpa Unbalance untuk Panjang Poros $L = 0,75 \text{ m}$

Dalam kasus ini sistem dimodelkan dengan satu derajat kebebasan atau 1DOF. Sehingga didapat diagram sebagai berikut:



Gambar 4.6 Grafik frekuensi natural disk tanpa unbalance panjang poros 0,75 m (a) $a = 0,2L$, (b) $a = 0,3L$, (c) $a = 0,4L$, (d) $a = 0,5L$

Dalam gambar 4.6 dapat dilihat beberapa tipe grafik frekuensi natural sesuai dengan variasi yang diterapkan pada sistem tersebut. pada gambar 4.6(a)

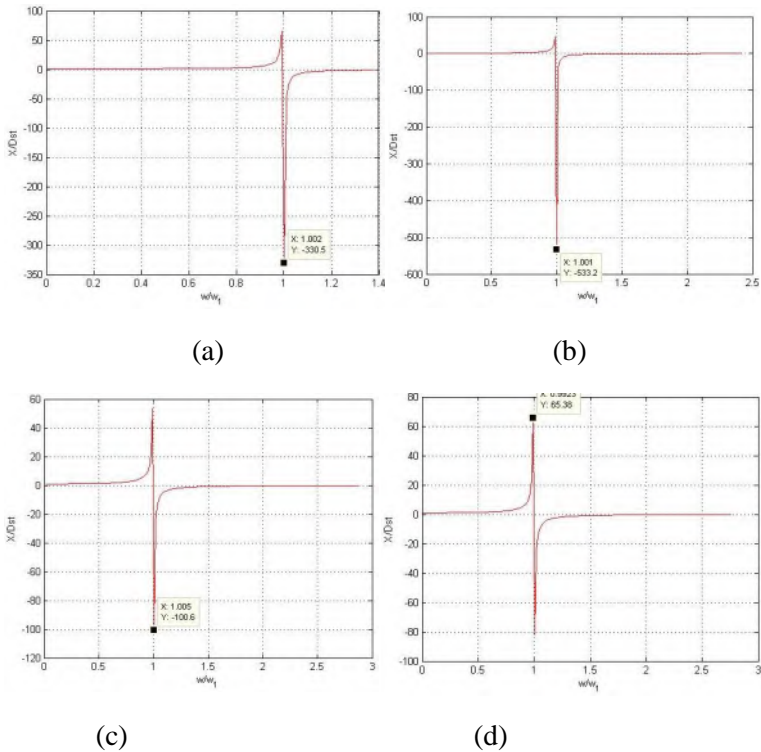
dapat dilihat grafik yang tidak begitu naik saat mencapai frekuensi natural. Hal ini dapat disimpulkan bahwa resonansi yang terjadi lebih ke arah bawah. Dapat dilihat juga proses menuju resonansi juga tidak begitu lama.

Sedangkan pada gambar 4.6 (b) dan gambar 4.6(c) dapat dilihat trenline garis yang dihasilkan hampir sama. Dapat dilihat range yang diperlukan untuk mencapai resonansi sedikit lebih lebar dibanding dengan gambar 4.6 (a). Sehingga dapat dikatakan bahwa range frekuensi terjadinya getaran lebih lama. Dapat dilihat juga untuk arah getaran lebih panjang untuk X yang bernilai positif dibandingkan nilai X yang bernilai negatif.

Dan untuk gambar 4.6 (d) trenline garis yang terbentuk hampir mirip dengan gambar 4.6(a), namun range frekuensi yang diperlukan untuk mencapai resonansi sedikit lebih lebar. Sehingga dapat dikatakan bahwa range frekuensi terjadinya getaran lebih lama.

1.6.2 Grafik Disk Tanpa Unbalance untuk Panjang Poros $L= 0,95$ m

Begitu juga dengan kasus sistem dengan Disk Tanpa Unbalance untuk Panjang Poros $L= 0,95$ m sistem dimodelkan dengan satu derajat kebebasan atau 1DOF. Sehingga didapat diagram yang dapat dilihat dari gambar 4.7



Gambar 4.7 Grafik frekuensi natural disk tanpa unbalance panjang poros 0,95 m (a) $a= 0,2L$, (b) $a= 0,3L$, (c) $a= 0,4L$, (d) $a= 0,5L$

Dalam gambar 4.7 dapat dilihat beberapa tipe grafik frekuensi natural sesuai dengan variasi yang diterapkan pada sistem tersebut. pada gambar 4.7(a) dan gambar 4.7 (b) hampir mirip dapat dilihat grafik memiliki trenline yang hampir sama. Dapat dilihat arah getaran lebih panjang untuk X yang bernilai negatif dibandingkan nilai X yang bernilai positif. Hal ini menunjukkan bahwa saat resonansi terjadi arah gerakan lebih condong ke bawah dari titik semula.

Sedangkan pada gambar 4.6 (c) dan gambar 4.6(d) dapat dilihat trenline garis yang dihasilkan hampir sama. Dapat dilihat range yang diperlukan untuk mencapai resonansi sedikit lebih lebar dibanding dengan gambar 4.6 (a). Sehingga dapat dikatakan bahwa range frekuensi terjadinya getaran lebih lama. Dapat dilihat juga defleksi maksimum yang terjadi imbang di dua arak yaitu atas dan bawah. Hal ini dibuktikan dengan hampir samanya panjang nilai X maksimum baik itu yang negatif maupun positif.

Sedangkan perbandingan nilai X maksimum antara sistem dengan panjang poros $L= 0,75$ m dan sistem dengan panjang poros $L = 0,95$ m juga bisa dilihat dari gambar 4.6 dan gambar 4.7. dapat dilihat bahwa nilai X maksimum terbesar dimiliki oleh sistem dengan panjang poros $L=0,75$ m dan posisi disk terhadap tumpuan $0,2L$ yang mempunyai nilai sebesar -1187 sedangkan sistem yang mempunyai defleksi maksimum terkecil adalah sistem dengan panjang poros $L=0,95$ m dan posisi disk terhadap tumpuan $0,5 L$ yang mempunyai nilai sebesar -65.

1.6.3 Nilai Frekuensi Natural Yang dihasilkan model Matematis Sistem yang Mempunyai Disk dengan Unbalance

Dapat dilihat daripersamaan 3.1

$$M\ddot{x} + k x + c \dot{x} = m\omega^2 e \sin \omega t$$

Dengan menganalisa bahwa sistem merupakan satu derajat kebebasan maka nilai dari putaran kritis dapat dicari melalui persamaan 2.25 yaitu:

$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{M}}$. sehingga nilai putaran kritis dari analisa model matematis sama dengan nilai putaran kritis perhitungan.

4.7 Perbandingan Nilai Putaran Kritis Eksperimen dan Perhitungan.

Pada suatu eksperimen pasti akan mempunyai nilai eror yang diakibatkan oleh banyaknya asumsi atau pendekatan pendekatan yang digunakan. Karena pada dasarnya banyak sekali faktor yang mempengaruhi nilai dari frekuensi natural suatu sistem maka dari itu tidak bisa dipungkiri bahwa nilai putaran kritis antara perhitungan dan eksperimen tidak sama. Dapat dilihat pada tabel dibawah ini yang menunjukkan selisi antara nilai putaran kritis yang didapat melalui perhitungan secara teori dan nilai yang didapat saat melakukan eksperimen.

Tabel 4.1 Perbandingan nilai perhitungan

NO	L (mm)	a	b	N teori	rata2 Neks	selisi %
1	750	150	600	1596,009	1625,333	1,804213
2	750	225	525	1216,007	1391,333	12,60134
3	750	300	450	1064,006	1220,333	12,81022
4	750	375	375	1021,446	1187,667	13,99559
5	750	150	600	1546,654	1556,333	0,6219
6	750	225	525	1178,403	1336,333	11,81815
7	750	300	450	1031,103	1192,333	13,52225
8	750	375	375	989,8589	1176,667	15,87602
9	750	150	600	1556,159	1570,000	0,881584
10	750	225	525	1185,645	1386,667	14,49675

11	750	300	450	1037,439	1204,333	13,85778
12	750	375	375	1045,9418	1191,333	16,40108
13	750	0	0	1291,97	1430,667	9,694514
14	950	190	760	1040,567	1081,333	3,769966
15	950	285	665	792,8133	805,667	1,595373
16	950	380	570	693,7116	771,000	10,02443
17	950	475	475	665,9632	748,000	10,96749
18	950	190	760	1012,594	1049,333	3,501181
19	950	285	665	771,5004	794,667	2,915218
20	950	380	570	675,0629	768,667	12,17743
21	950	475	475	648,0603	735,333	11,86849
22	950	190	760	1018,008	1020,667	0,26044
23	950	285	665	775,6255	801,667	3,24838
24	950	380	570	678,6723	769,333	11,78436
25	950	475	475	651,5254	738,667	11,7971
26	950	0	0	808,6592	1020,333	20,74558

Dilihat dari tabel diatas selisih antara perhitungan dan eksperimen paling besar adalah 20,74558% hal ini terjadi akibat beberapa faktor yang disebutkan sebelumnya. Karena nilai perhitungan dan eksperimen memiliki perbedaan yang cukup jauh oleh karena itu diperlukan satu metode lagi yang dapat menjadi acuan dalam menentukan nilai putaran kritis yaitu simulasi.hasil

dari simulasi untuk variasi jarak beban terhadap tumpuan dapat dilihat pada grafik berikut.

LAMPIRAN



Gambar alat eksperimen



Gambar susunan alat eksperimen

Tabel Data Perhitungan dan Simulasi

NO	L (mm)	m poros	M (kg)	mu (kg)	a (mm)	b (mm)	rata2 Neks	N teori
1	750	0,198	0,058	0	150	600	1625,333	1596,009
2	750	0,198	0,058	0	225	525	1391,333	1216,007
3	750	0,198	0,058	0	300	450	1220,333	1064,006
4	750	0,198	0,058	0	375	375	1187,667	1021,446
5	750	0,198	0,068	0,01	150	600	1556,333	1546,654
6	750	0,198	0,068	0,01	225	525	1336,333	1178,403
7	750	0,198	0,068	0,01	300	450	1192,333	1031,103
8	750	0,198	0,068	0,01	375	375	1176,667	989,8589
9	750	0,198	0,066	0,008	150	600	1570,000	1556,159
10	750	0,198	0,066	0,008	225	525	1386,667	1185,645
11	750	0,198	0,066	0,008	300	450	1204,333	1037,439
12	750	0,198	0,066	0,008	375	375	1191,333	995,9418
13	750	0,198	0	0	0	0	1430,667	1291,97
14	950	0,248	0,058	0	190	760	1081,333	1040,567
15	950	0,248	0,058	0	285	665	805,667	792,8133
16	950	0,248	0,058	0	380	570	771,000	693,7116

ii

17	950	0,248	0,058	0	475	475	748,000	665,9632
18	950	0,248	0,068	0,01	190	760	1049,333	1012,594
19	950	0,248	0,068	0,01	285	665	794,667	771,5004
20	950	0,248	0,068	0,01	380	570	768,667	675,0629
21	950	0,248	0,068	0,01	475	475	735,333	648,0603
22	950	0,248	0,066	0,008	190	760	1020,667	1018,008
23	950	0,248	0,066	0,008	285	665	801,667	775,6255
24	950	0,248	0,066	0,008	380	570	769,333	678,6723
25	950	0,248	0,066	0,008	475	475	738,667	651,5254
26	950	0,248	0	0	0	0	1020,333	808,6592

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

1. Semakin panjang poros yang digunakan maka semakin cepat terjadinya efek Whirling Shaft. Sebaliknya, semakin pendek poros yang digunakan maka semakin lama terjadinya efek Whirling Shaft.
2. Penambahan beban pada poros dan semakin dekatnya jarak pembebanan dengan pusat titik berat poros maka efek Whirling Shaft semakin cepat terjadi sebaliknya bila semakin jauh jarak pembebanan dengan pusat titik berat poros maka efek Whirling Shaft semakin lama terjadi.
3. Terdapatnya massa unbalance pada sistem sangat mempengaruhi besarnya nilai putaran kritis, namun penambahan massa unbalance pada sistem yang sudah terdapat unbalance hanya berpengaruh sedikit.
4. Semakin besar nilai unbalance maka nilai putaran sistem akan semakin rendah. Atau massa unbalance akan mempercepat sistem mengalami whirling shaft.

5.2 Saran

1. Untuk kedepannya alat bisa digunakan sebagai alat praktikum mata kuliah mekanika getaran
2. Bagi yang menginginkan untuk menganalisa dan menggunakan variasi yang lain

DAFTAR PUSTAKA

- A.Carrella, M. ., & D.J.Ewins, A. (2009). Using nonlinear springs to reduce the whirling of a rotating shaft. *Mechanical Systems and Signal Processing* , 3-4.
- Baisheng Wuan, W. S. (2011). Circular whirling and stability due to unbalanced magnetic pull and eccentric force. *Journal of Sound and Vibration* , 1-6.
- Enaldi, M. E. (2012). Journal of Physics. *Identification Critical Speeds of Rotating Machins Using On-Shaft Wirless Vibration Measurement* , 1-10.
- G, R. N. (2013). Kontruksi dan Perancangan. *Analisa Fenomena Dasar Permesinan* , 1-29.
- Hestingrum, Y. (2016). *Modeling And Analysis Of The Effect Of Parameter Changes In The Oleo-Pneumatic Suspension System Towards The Damping Force And The Spring Force And Also The Dynamic Response Of The Boeing 747-400 Passengers During Landing And Takeoff Process*. Surabaya: TEKNIK MESIN FTI ITS.
- Hui Maa, Y. L. (2015). Vibration response analysis of a rotational shaft–disk–blade system. *International Journal of Mechanical Sciences* , 1-16.
- Kusumo, A. (2016). Vibrasi dan Sistem Dinamis. *Studi Pengaruh Penambahan Torsional Vibration Absorber Terhadap Respon Getaran Pada Sistem Getar Rotasi Utama* , 1-50.
- Laura, P., Malfa, S. L., & Ercoli, L. (1999). Whirling of Flexible Shafts with Intermediate Supports. *Applied Acoustics* , 1-8.
- Moch Solichin, H. L. (2015). Analisa Efek Whirling pada Poros karena Pengaruh Letak Beban dan Massa terhadap Putaran Kritis. *Vibrasi dan Sistem Dinamis* , 1-6.
- Niklas L.P.Lundstroma, J.-O. A. (2008). Whirling frequencies and amplitudes due to deviations of generator shape. *International Journal of Non-Linear Mechanics* , 1-8.

Singiresu S, R. (2004). *Mechanical Vibrations*. Miami:
pearsonhighered.

surya, Y. (2010, May 5). Momen Inersia Tanpa Kalkulus. *Physic
Science* , hal. 1-16.

BIODATA PENULIS



Nikmatul Iza dilahirkan di Pasuruan, 25 April 1994 anak pertama dari pasangan Zainal Arifin dan Zakiyatur Rosidah. Riwayat pendidikan penulis diawali di SDN Kedung Boto, tahun 2000-2006. Penulis melanjutkan pendidikannya di SMPN I Bangil, Kab. Pasuruan pada tahun 2006-2009, kemudian melanjutkan pendidikannya di SMAN 1 Bangil pada tahun 2009-2012. Selanjutnya penulis melanjutkan pendidikan jenjang S-1 Jurusan Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya melalui jalur SNMPTN tulis.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi staff Departemen Sosial Masyarakat di Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) dan staff Divisi Syiar di Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff pada tahun 2013-2014. Pada tahun 2014-2015, penulis aktif menjadi staff ahli Lingkungan hidup Departemen Sosial Masyarakat HMM dan Ketua Divisi Syiar di Lembaga Dakwah Jurusan Ash-Shaff.

Motto hidup penulis adalah “*Carilah kebenaran bukan membenaran*” menjadikan penulis berusaha keras dan selalu berpikiran positif untuk dapat mencapai sesuatu yang diinginkannya. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email nikmatul127iza@gmail.com.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”