



TUGAS AKHIR – TM141585

STUDI PENGARUH PENAMBAHAN *TORSIONAL VIBRATION ABSORBER* TERHADAP RESPON GETARAN PADA SISTEM GETAR ROTASI UTAMMA

ARYO KUSUMO
NRP. 2111100106

Dosen Pembimbing:
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

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



FINAL PROJECT – TM141585

**STUDY OF THE INFLUENCE OF IMPLEMENTING
TORSIONAL VIBRATION ABSORBER TO
DYNAMIC RESPONSE OF THE PRIMARY
ROTATIONAL SYSTEM**

ARYO KUSUMO
NRP. 2111100106

Advisory Lecturer
Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.

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

**STUDI PENGARUH PENAMBAHAN *TORSIONAL*
VIBRATION ABSORBER TERHADAP RESPON
GETARAN PADA SISTEM GETAR ROTASI UTAMA**

TUGAS AKHIR

Diajukan Sebagai 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

ARYO KUSUMO
NRP.2111 100 106

<u>Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng.</u> (NIP. 197505111999031001)	(Pembimbing)
<u>Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT.</u> (NIP. 197004121997032003)	(Penguji I)
<u>Aida Annisa Amin Daman, ST., MT.</u> (NIP. 198907052015042005)	(Penguji II)
<u>Moch. Solichin, ST., MT.</u> (NIP. 198908172015041003)	(Penguji III)

SURABAYA
Januari 2016

STUDI PENGARUH PENAMBAHAN *TORSIONAL VIBRATION ABSORBER* TERHADAP RESPON GETARAN PADA SISTEM GETAR ROTASI UTAMA

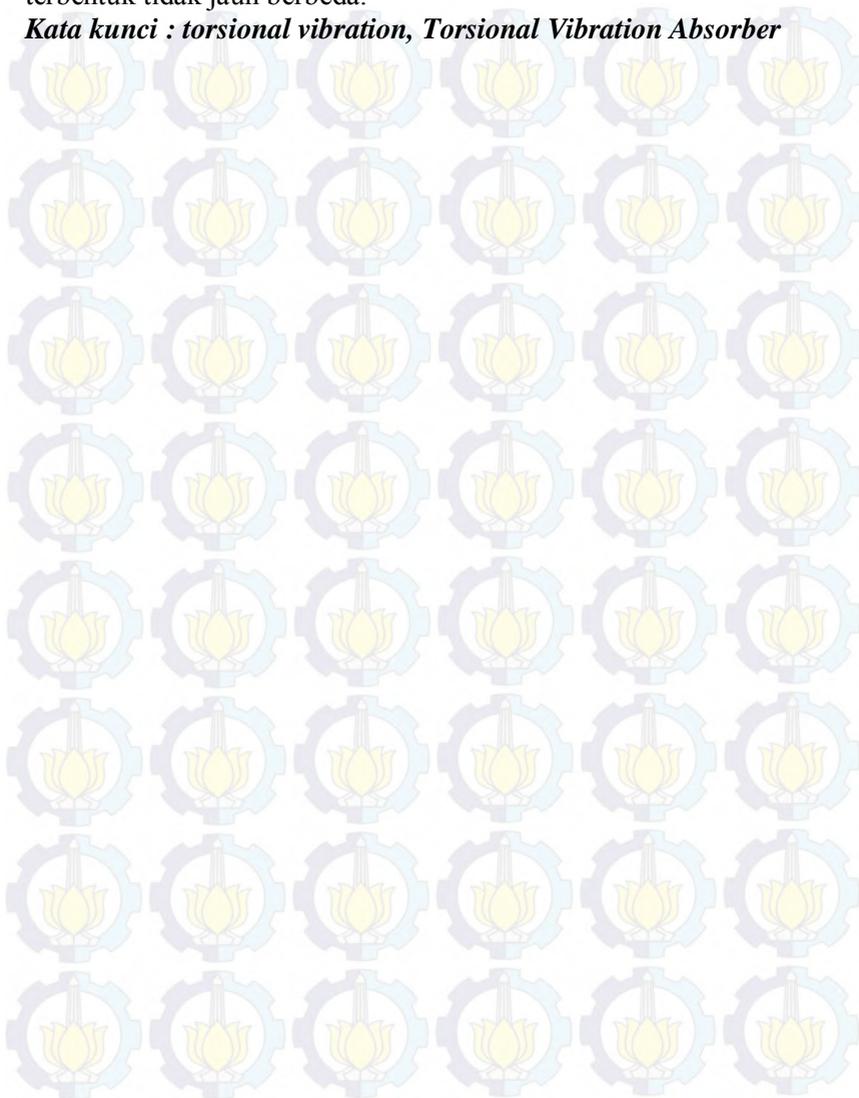
Nama Mahasiswa : Aryo Kusumo
NRP : 2111100106
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng.

Abstrak

Beban kejut torsional sering terjadi pada sebuah sistem yang berputar seperti sistem *power train* pada mobil. Salah satu cara menanggulangnya adalah dengan menggunakan *torsional vibration absorber*. Oleh karena itu, dalam tugas akhir ini dibuat alat untuk dianalisis pengaruh penambahan *Torsional Vibration Absorber* (TVA) terhadap respon getaran pada sistem getar rotasi utama. Pada penelitian ini dilakukan simulasi respon dinamis dan eksperimen. Pada simulasi dilakukan variasi inersia beban yaitu $1,705 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$; $1,055 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$; dan $3,562 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$ serta variasi konstanta pegas yaitu 1 Nm/rad, 3 Nm/rad, dan 5 Nm/rad. Untuk inersia dan konstanta pegas TVA bernilai 1/10 dari beban. Setelah didapat parameter yang sesuai, alat dibuat dengan yang dipilih adalah variasi pasangan inersia beban dengan konstanta pegas $1,705 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$ dengan 3 Nm/rad dan $3,562 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$ dengan 1 Nm/rad, kemudian alat dijalankan dan dianalisis. Hasil yang didapat pada tugas akhir ini yaitu grafik respon dinamis hasil simulasi berupa perpindahan, kecepatan, dan percepatan angular. Dari eksperimen didapat grafik respon percepatan. Dari grafik simulasi dapat disimpulkan dengan penambahan TVA maka perpindahan dan kecepatan maksimum semakin berkurang dengan rata-rata pengurangan 21,32% dan 31,46%, sedangkan percepatan naik dengan rata-rata 46,59%. Tetapi hasil dari pengujian alat didapat percepatan maksimum yang turun dengan

tambahan TVA dengan rata-rata 22,02%, namun trendline yang terbentuk tidak jauh berbeda.

Kata kunci : torsional vibration, Torsional Vibration Absorber



STUDY OF THE INFLUENCE OF IMPLEMENTING TORSIONAL VIBRATION ABSORBER TO DYNAMIC RESPONSE OF THE PRIMARY ROTATIONAL SYSTEM

Name : Aryo Kusumo
NRP : 2111100106
Department : Teknik Mesin FTI-ITS
Advisor Lecturer : Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng.

Abstract

Torsional impact often occur in rotational system like in power train of a car. Torsional vibration absorber is often implemented to reduce the effect. That is why a simple system is made to study the influence of implementing Torsional Vibration Absorber (TVA) to dynamic response of the primary rotational system. Simulation and experiment is done in this undergraduate thesis. Load inertia variation in simulation is $1,705.10^{-4}$ kg.m²; $1,055.10^{-3}$ kg.m²; and $3,562.10^{-3}$ kg.m² also spring constant variation is 1 Nm/rad, 3 Nm/rad, and 5 Nm/rad. Value of TVA inertia and spring constant is 1/10 from the load. After parameter specification is achieved, system is made with variation of load inertia and spring constant $1,705.10^{-4}$ kg.m² with 3 Nm/rad and $3,562.10^{-3}$ kg.m² with 1 Nm/rad, then the system is run and analyzed. Dynamic response of angular displacement, velocity, and acceleration is obtained from simulation. Angular acceleration is also obtained from experiment. From simulation it is conclude that with implementing TVA, angular displacement and velocity is decreased by 21,32% and 31,46%, however angular acceleration is increase 46,59%. But from experiment, with implementing TVA, it is obtained decreasing angular acceleration by 22,02%, but the trendline is quite similar with simulation.

Key words : *torsional vibration, Torsional Vibration Absorber*

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis ucapkan kepada Tuhan Yang Maha Esa atas selesainya Tugas Akhir yang berjudul ”Studi Pengaruh Penambahan *Torsional Vibration Absorber* Terhadap Respon Getaran Pada Sistem Getar Rotasi Utama”.

Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi salah satu persyaratan menyelesaikan pendidikan sarjana pada Bidang Studi Teknik Sistem Tenaga, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Pelaksanaan dan penyelesaian Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M. Eng. atas segala bimbingannya,
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, ST. MT., Aida Annisa Amin Daman, ST. MT., Moch. Solichin, ST.,MT. selaku dosen penguji,
3. keluarga di rumah yang selalu memberikan semangat dan doa,
4. Agatha Nanda Wardhany, S. Farm. atas segala dukungan, semangat, dan doa,
5. sahabat saya, Benyamin, Rizal, Iلمان, Edo, Rony, Stefanus, Jiyi, Elman, Gema,
6. teman–teman di Teknik Mesin ITS,
7. kolega di kampus ITS,
8. dan semua pihak yang tidak dapat disebutkan.

Penulis berharap semoga Tugas Akhir ini bermanfaat dan berguna untuk pembaca dan studi selanjutnya.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SIMBOL	xv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1. Latar Belakang	1
1.2. Perumusan Masalah	1
1.3. Tujuan Penelitian	1
1.4. Batasan Masalah	2
1.5. Sistematika Penulisan	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1. Getaran Torsional	3
2.2. Sistem Derajat Kebebasan (<i>DOF</i>)	3
2.2. <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	7
2.4. <i>Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers</i>	10
2.5. <i>Magnetic Dynamic Absorber</i>	11
2.6. <i>Centrifugal Delayed Resonator</i>	12
2.7. Model Dua Massa Turbin Angin	13
2.8. <i>Dual Mass Flywheel (DMF) with CPVA</i>	14
BAB III METODE PENELITIAN	
3.1. Metode Penelitian	17
3.2. Tahap Studi Literatur	18
3.3. Tahap Perancangan Alat	18

3.4. Tahap Penentuan Parameter Sistem	18
3.5. Tahap Permodelan Simulink MATLAB dan Simulasi Respon Dinamis	19
3.6. Tahap Pembuatan Alat, Pengambilan Data, dan Pengolahan Data	19
BAB IV PERANCANGAN ALAT	
4.1. Perancangan Alat	23
BAB V SIMULASI RESPON DINAMIS	
5.1. Penentuan Parameter	29
5.2. Simulasi Respon Dinamis	36
5.3. Realisasi Pegas	52
5.4. Realisasi Volume TVA	53
BAB VI PROTOTIPE, PENGUJIAN, DAN ANALISIS ALAT	
6.1. Prototipe Alat	55
6.2. Hasil Pengujian	57
BAB VII KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1. Kesimpulan	65
5.2. Saran	65
DAFTAR PUSTAKA	67
BIOGRAFI PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

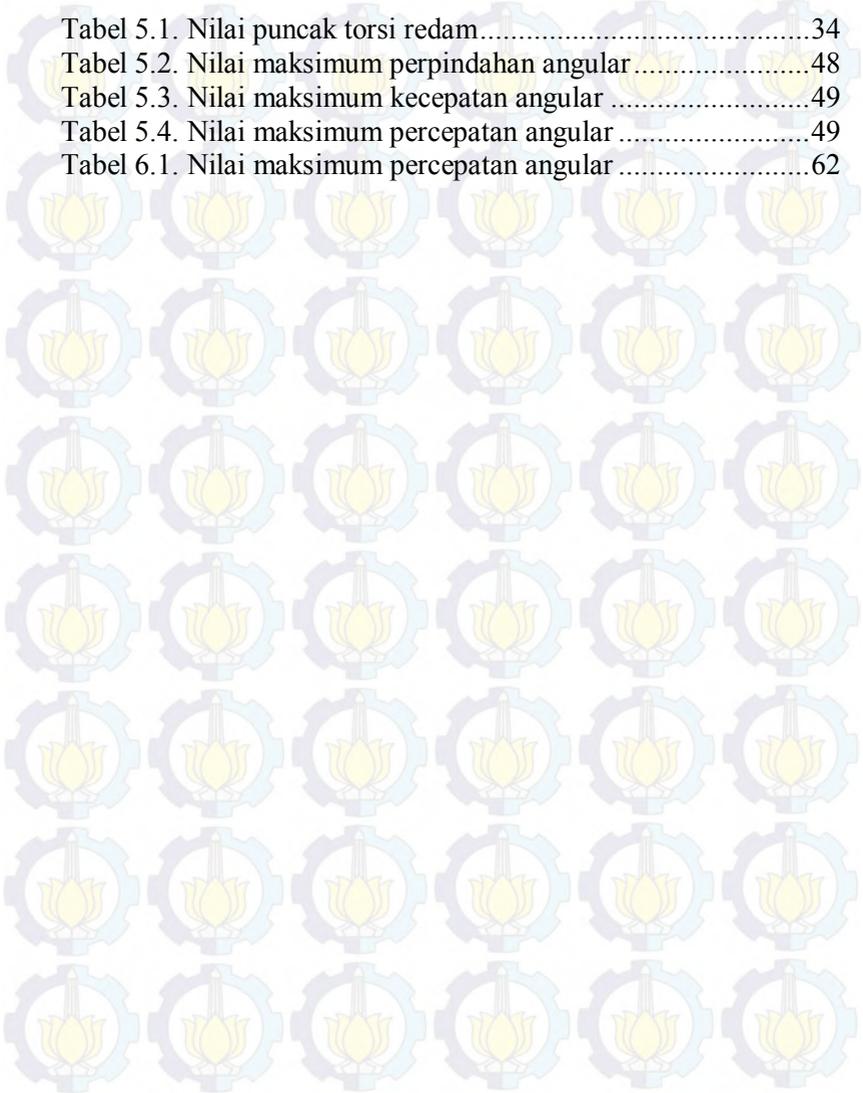
Gambar 2.1. Getaran torsional yang terjadi pada poros	3
Gambar 2.2. Contoh sistem satu DOF	4
Gambar 2.3. Contoh sistem dua DOF	4
Gambar 2.4. Contoh sistem multi DOF	5
Gambar 2.5. Contoh <i>dynamic vibration absorber</i>	8
Gambar 2.6. Grafik dari <i>dynamic vibration absorber</i> tanpa peredam	9
Gambar 2.7. Grafik dari <i>tuned vibration absorber</i>	10
Gambar 2.8. CPVA	11
Gambar 2.9. Model <i>magnetic dynamic absorber</i>	12
Gambar 2.10. <i>Centrifugal Delayed Resonator</i>	13
Gambar 2.11. Sistem MDOF dengan CDR ditengah	13
Gambar 2.12. Model dua massa sistem penggerak turbin	14
Gambar 2.13. DMF-CPVA	15
Gambar 3.1. Diagram alir tugas akhir	17
Gambar 3.2. Poros	19
Gambar 3.3. <i>Accelerometer</i>	20
Gambar 3.4. Adaptor <i>accelerometer</i>	21
Gambar 3.5. <i>Oscilloscope</i>	21
Gambar 3.6. Diagram alir eksperimen	22
Gambar 4.1. Fisik rancangan alat tanpa absorber tampak isometris	23
Gambar 4.2. Fisik rancangan alat tanpa absorber tampak depan	23
Gambar 4.3. Fisik rancangan alat dengan absorber tampak isometris	24
Gambar 4.4. Fisik rancangan alat dengan absorber tampak depan	24
Gambar 4.5. Detail TVA	25
Gambar 4.6. Detail beban	25
Gambar 4.7. Permodelan matematis tanpa TVA	26
Gambar 4.8. Permodelan matematis dengan TVA	26
Gambar 5.1. Permodelan torsi redam	32

Gambar 5.2. Grafik torsi redam J_{A1} (a) terhadap perpindahan angular (b) terhadap kecepatan angular (c) terhadap percepatan angular.....	32
Gambar 5.3. Grafik torsi redam J_{A2} (a) terhadap perpindahan angular (b) terhadap kecepatan angular (c) terhadap percepatan angular.....	33
Gambar 5.4 Grafik torsi redam J_{A3} (a) terhadap perpindahan angular (b) terhadap kecepatan angular (c) terhadap percepatan angular.....	33
Gambar 5.5. Grafik nilai puncak torsi redam.....	34
Gambar 5.6 Permodelan state space.....	36
Gambar 5.7 Grafik respon dinamis pasangan $J_1 - J_{A1} - K_1$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular.....	36
Gambar 5.8 Grafik respon dinamis pasangan $J_1 - J_{A1} - K_2$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular.....	38
Gambar 5.9 Grafik respon dinamis pasangan $J_1 - J_{A1} - K_3$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular.....	39
Gambar 5.10 Grafik respon dinamis pasangan $J_2 - J_{A2} - K_1$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular.....	40
Gambar 5.11 Grafik respon dinamis pasangan $J_2 - J_{A2} - K_2$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular.....	42
Gambar 5.12 Grafik respon dinamis pasangan $J_2 - J_{A2} - K_3$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular.....	43
Gambar 5.13 Grafik respon dinamis pasangan $J_3 - J_{A3} - K_1$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular.....	44
Gambar 5.14 Grafik respon dinamis pasangan $J_3 - J_{A3} - K_2$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular.....	46

Gambar 5.15 Grafik respon dinamis pasangan $J_3 - J_{A3} - K_3$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular.....	47
Gambar 5.16 Grafik nilai maksimum perpindahan angular.....	49
Gambar 5.17 Grafik nilai maksimum kecepatan angular	50
Gambar 5.18 Grafik nilai maksimum percepatan angular	50
Gambar 5.19 Grafik beban fungsi perpindahan	52
Gambar 6.1 Alat tanpa TVA.....	55
Gambar 6.2 Alat dengan TVA.....	55
Gambar 6.3 Beban 1 (J_1).....	56
Gambar 6.4 Beban 2 (J_3).....	56
Gambar 6.5 TVA 1 (J_{A1}).....	57
Gambar 6.6 TVA 2 (J_{A3}).....	57
Gambar 6.7 Grafik respon dinamis percepatan angular pasangan $J_1 - K_2$	58
Gambar 6.8 Grafik respon dinamis percepatan angular pasangan $J_1 - J_{A1} - K_2$	59
Gambar 6.9 Grafik respon dinamis percepatan angular pasangan $J_3 - K_1$	60
Gambar 6.10 Grafik respon dinamis percepatan angular pasangan $J_3 - J_{A3} - K_1$	61
Gambar 6.11 Grafik respon dinamis perbandingan percepatan angular (a) pasangan $J_1 - J_{A1} - K_2$ (b) pasangan $J_3 - J_{A3} - K_1$	62
Gambar 6.12 Grafik nilai maksimum percepatan angular	63

DAFTAR TABEL

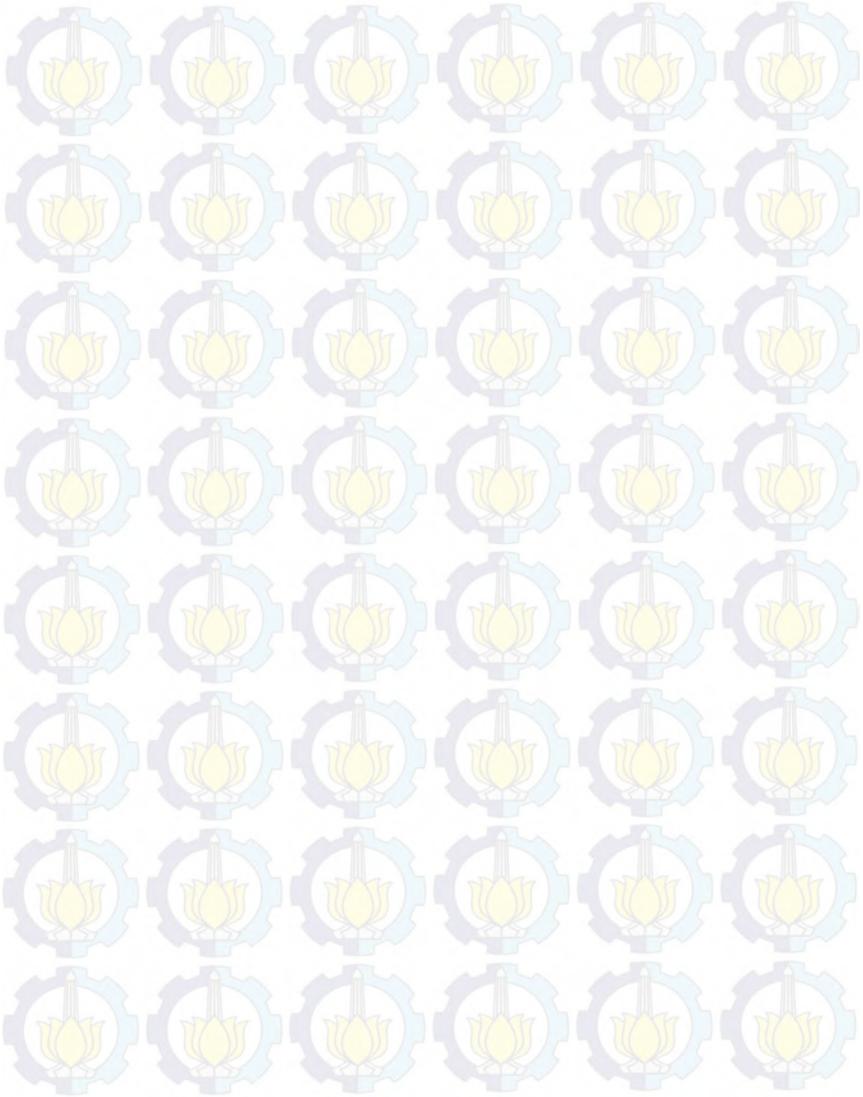
Tabel 5.1. Nilai puncak torsi redam.....	34
Tabel 5.2. Nilai maksimum perpindahan angular.....	48
Tabel 5.3. Nilai maksimum kecepatan angular.....	49
Tabel 5.4. Nilai maksimum percepatan angular.....	49
Tabel 6.1. Nilai maksimum percepatan angular.....	62



DAFTAR SIMBOL

J_L	Inersia beban
J_A	Inersia absorber
K_L	Konstanta pegas beban
K_A	Konstanta pegas absorber
C_L	Konstanta redam beban
C_A	Konstanta redam absorber
C_B	Konstanta redam bearing
$\ddot{\theta}_L$	Percepatan angular beban
$\dot{\theta}_L$	Kecepatan angular beban
θ_L	Perpindahan angular beban
$\ddot{\theta}_A$	Percepatan angular TVA
$\dot{\theta}_A$	Kecepatan angular TVA
θ_A	Perpindahan angular TVA
M	Momen TVA
α	percepatan angular
ω	kecepatan angular
t	waktu
R	Jari-jari beban
R_i	Jari-jari dalam beban
r	Jari-jari TVA
r_i	Jari-jari dalam TVA
V	volume
ω_n	frekuensi natural
K	konstanta pegas
d	diameter kawat pegas
E	modulus elastisitas
D	diameter dalam pegas
N_a	jumlah lilitan pegas
V_a	sensivitas <i>accelerometer</i>
g	gravitasi
f	frekuensi eksitasi

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Beban kejut torsional sering terjadi pada sebuah sistem yang berputar. Salah satunya adalah sistem *power train* dari mobil yang terdiri dari mesin, poros, dan transmisi. Beban kejut ini dapat berakibat fatal pada sistem tersebut. Salah satu cara menanggulanginya adalah dengan menggunakan *torsional vibration absorber*. *Torsional vibration absorber* ini menggunakan prinsip *dynamic vibration absorber*. Prinsipnya adalah menggunakan massa tambahan yang gerakannya relatif terhadap sistem untuk meredam getaran. *Dynamic absorber* ini dapat digunakan untuk melawan gaya dari ketidakseimbangan putaran akibat beban kejut atau kesalahan mekanis sehingga dapat mengurangi efek dari getaran yang dihasilkan. Hal ini juga dapat mengurangi kemungkinan terjadinya resonansi pada sistem yang dapat mengakibatkan kerusakan fatal pada sistem. Kelebihan dari tipe *absorber* ini adalah dapat dipasang tanpa mengubah struktur utama dari sistem yang akan diredam.

1.2 Rumusan Masalah

Permasalahan yang dibahas dalam tugas akhir ini adalah:

1. Bagaimana pengaruh penambahan *torsional vibration absorber* terhadap respon getaran pada sistem getar rotasi dua DOF?
2. Bagaimana pengaruh inersia dan konstanta pegas terhadap respon dinamis?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari tugas akhir ini adalah:

1. Menganalisis dan mengamati pengaruh penambahan *torsional vibration absorber* terhadap respon getaran pada sistem getar dua DOF.

2. Mengetahui pengaruh inersia dan konstanta pegas terhadap respon dinamis.

1.4 Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah pada tugas akhir ini adalah:

1. Momen inersia *absorber* dan beban dianggap uniform
2. Semua nilai redaman dan kekakuan dianggap linier.

1.5 Sistematika Penulisan

Urutan pembahasan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

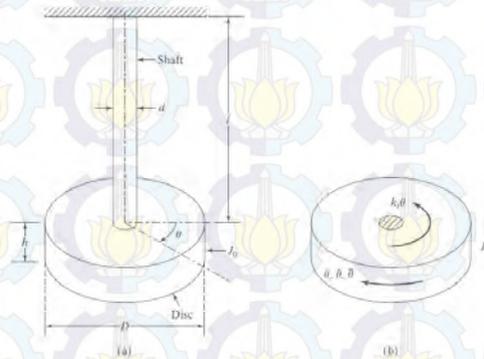
1. BAB 1: Pendahuluan
Pada BAB 1 meliputi latar belakang, perumusan masalah, tujuan tugas akhir, batasan masalah, dan sistematika penulisan.
2. BAB 2: Tinjauan Pustaka
Pada BAB 1 meliputi latar belakang, perumusan masalah, tujuan tugas akhir, batasan masalah, dan sistematika penulisan.
3. BAB 3: Metodologi
Pada BAB 3 membahas mengenai metodologi tugas akhir.
4. BAB 4: Perancangan Alat
Pada BAB 4 membahas mengenai perancangan alat.
5. BAB 5: Simulasi Respon Dinamis
Pada BAB 5 membahas mengenai hasil dan analisis simulasi respon dinamis.
6. BAB 6: Prototipe, Pengujian, dan Analisis Alat
Pada BAB 6 membahas mengenai prototipe tugas akhir.
7. BAB 7: Kesimpulan
Pada BAB 7 membahas mengenai kesimpulan tugas akhir.

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA & DASAR TEORI

2.1. Getaran Torsional

Getaran torsional atau getaran angular biasa terjadi pada sebuah poros yang berputar. Getaran torsional banyak dipelajari pada sistem transmisi yang menggunakan poros atau kopling, dimana sistem tersebut dapat mengalami kegagalan atau rusak karena getaran tersebut jika tidak dikontrol. Sumber-sumber dari getaran torsional ini ada beberapa, contohnya adalah dari sistem mesin pembakaran dalam karena sistem pembakaran tidak kontinu sehingga menimbulkan getaran.



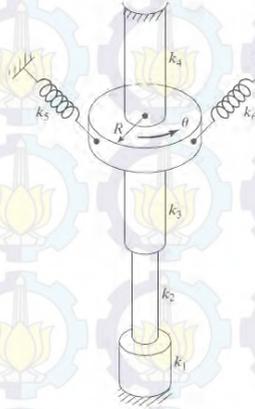
Gambar 2.1 Getaran torsional yang terjadi pada poros

2.2. Sistem Derajat Kebebasan (*Degree Of Freedom / DOF*)

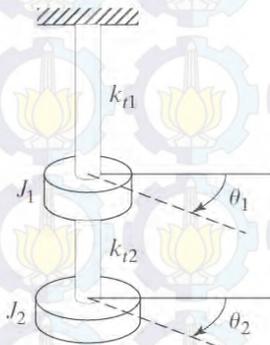
Derajat kebebasan dapat didefinisikan sebagai jumlah minimum dari koordinat independen yang diperlukan untuk menentukan posisi dari bagian-bagian sistem pada sembarang waktu. Sistem dengan derajat kebebasan satu hanya memiliki satu koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya.

Sedangkan sistem dengan derajat kebebasan lebih dari satu membutuhkan dua atau lebih koordinat bebas untuk menentukan kedudukannya. Sistem pegas massa seperti pada gambar 2.3 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).

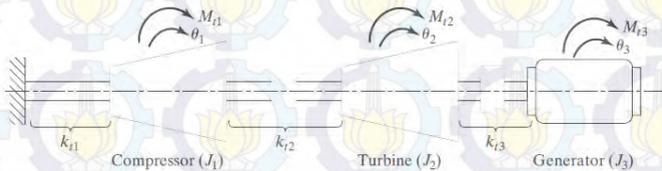


Gambar 2.2 Contoh sistem satu DOF



Gambar 2.3 Contoh sistem dua DOF

Sistem yang lebih kompleks seperti sistem yang memiliki tiga atau lebih massa dengan koordinat masing-masing memiliki penyelesaian yang tidak jauh berbeda dengan sistem dengan dua massa dengan dua koordinat, hanya saja lebih panjang. Penyelesaian permasalahan mengenai sistem multi DOF seperti pada gambar 2.4 dapat dilakukan dengan langkah-langkah berikut:



Gambar 2.4 Contoh sistem multi DOF

1. Mengatur koordinat untuk mendeskripsikan posisi dari berbagai massa dan *rigid body* yang ada pada sistem.
2. Menentukan konfigurasi kesetimbangan statis dari sistem.
3. Menggambar *free body diagram* (FBD) dari setiap massa pada sistem sehingga gaya-gaya yang bekerja pada massa tersebut dapat terlihat setelah massa diberi perpindahan dan kecepatan.
4. Menggunakan hukum II Newton untuk setiap FBD yaitu sebagai berikut:

$$m_i \ddot{x}_i = \sum_j F_{ij} \text{ untuk massa I} \quad (2.1)$$

Atau

$$J_i \theta_i = \sum_j M_{ij} \text{ untuk massa J} \quad (2.2)$$

Dimana $\sum_j F_{ij}$ adalah jumlah dari seluruh gaya yang bekerja pada massa ke- i (m_i) sedangkan $\sum_j M_{ij}$ adalah jumlah dari momen dari semua gaya yang bekerja pada *rigid body* pada massa inersia ke- i (J_i).

5. Mengubah persamaan gerak menjadi sebuah matriks

$$[m] \ddot{\vec{x}} + [c] \dot{\vec{x}} + [k] \vec{x} = \vec{F} \quad (2.3)$$

Dimana matriks $[m]$, $[c]$, dan $[k]$ adalah matriks massa, peredam, dan pegas dengan isi seperti berikut:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & m_n \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

$$[k] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) & -k_3 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & -k_n & (k_n + k_{n+1}) \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & -c_2 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2 + c_3) & -c_3 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & -c_n & (c_n + c_{n+1}) \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

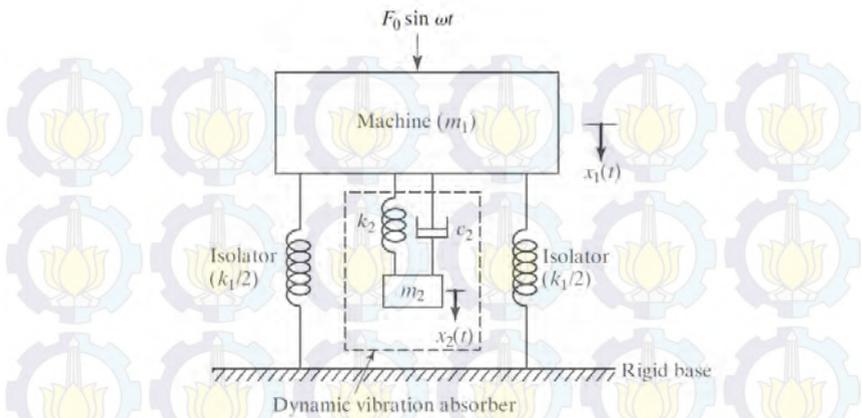
Untuk sistem getaran torsional matriks m diubah menjadi matriks J . Dan \vec{x} , $\dot{\vec{x}}$, $\ddot{\vec{x}}$, dan \vec{F} adalah simpangan, kecepatan, percepatan, dan gaya eksitasi seperti berikut:

$$\begin{aligned}
 \vec{x} &= \begin{pmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{pmatrix}, & \dot{\vec{x}} &= \begin{pmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \dot{x}_n(t) \end{pmatrix}, \\
 \ddot{\vec{x}} &= \begin{pmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \ddot{x}_n(t) \end{pmatrix}, & \vec{F} &= \begin{pmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \vdots \\ F_n(t) \end{pmatrix}
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

Untuk getaran torsional simpangan, kecepatan, dan percepatan yang terjadi adalah angular atau $\theta, \dot{\theta}$, dan $\ddot{\theta}$

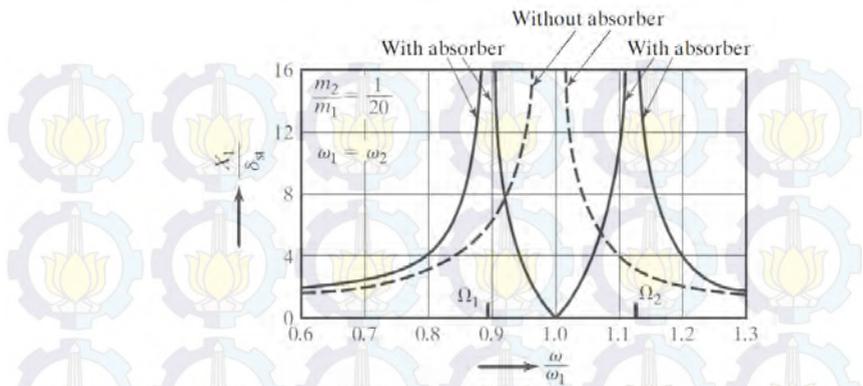
2.3. Dynamic Vibration Absorber

Dynamic vibration absorber adalah sistem penyerap getaran yang tidak diinginkan yang terjadi pada sebuah sistem. *Dynamic vibration absorber* ini menggunakan massa yang gerakannya relatif terhadap sistem untuk meredam getaran yang tidak diinginkan [3]. Mesin-mesin yang berputar seperti motor dan pompa sering mengalami getaran karena ketidakseimbangan putaran. *Dynamic absorber* ini dapat digunakan untuk melawan gaya dari ketidakseimbangan putaran itu sehingga dapat mengurangi efek dari getaran yang dihasilkan. Hal ini juga dapat mengurangi kemungkinan terjadinya resonansi pada sistem yang dapat mengakibatkan kerusakan fatal pada sistem. Kelebihan dari tipe *absorber* ini adalah dapat dipasang tanpa mengubah struktur utama dari sistem yang akan diredam. Dengan pemasangan yang tepat, *dynamic absorber* ini dapat mengurangi getaran yang tidak diinginkan sehingga dapat menambah umur dari sistem atau menghindari kerusakan sistem. *Dynamic absorber* tidak membutuhkan peredam untuk dapat berfungsi dengan baik. Namun dengan tambahan peredam, *dynamic absorber* dapat bekerja dengan rentang frekuensi yang lebih besar sehingga dapat bekerja lebih efektif.



Gambar 2.5 Contoh *dynamic vibration absorber*

Dynamic vibration absorber biasanya digunakan untuk menetralkan resonansi yang terjadi pada sebuah sistem yang terjadi karena frekuensi dari sistem sama dengan frekuensi gaya eksitasi yang diberikan. Namun karena adanya *dynamic vibration absorber*, sistem itu sendiri justru akan memiliki dua buah frekuensi natural. Frekuensi natural yang pertama akan lebih kecil dari frekuensi natural sistem sebelum diberi *dynamic vibration absorber* sehingga menyebabkan jika sistem tersebut baru dinyalakan dari nol maka sebelum mencapai frekuensi operasi, sistem akan mengalami resonansi yang berakibat besarnya getaran yang terjadi pada sistem seperti pada gambar 2.6

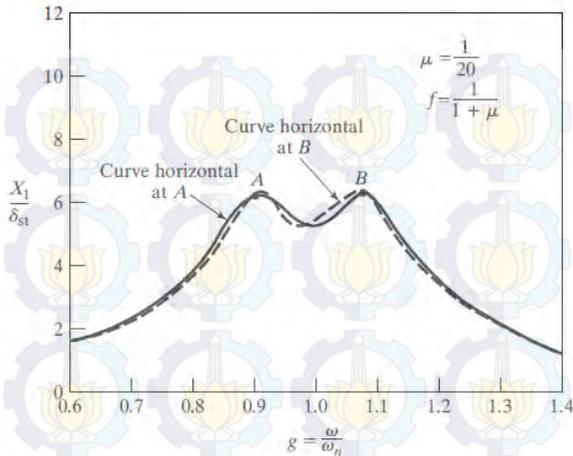


Gambar 2.6 Grafik dari *dynamic vibration absorber* tanpa peredam

Hal ini dapat ditanggulangi dengan menggunakan peredam yang dipasang pada *dynamic vibration absorber*. Penggunaan peredam yang tepat akan membuat sistem bekerja dengan baik. Pada gambar 2.7 ditunjukkan bahwa pemasangan *dynamic vibration absorber* yang tepat atau *tuned vibration absorber* dapat membuat sistem melewati titik A dan B yang awalnya adalah titik resonansi dari sistem tanpa mengalami resonansi.

Beberapa poin yang harus diperhatikan saat mendesain *dynamic vibration absorber* adalah sebagai berikut:

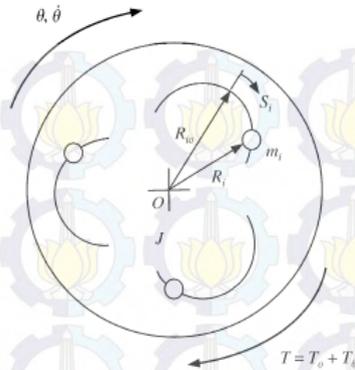
1. Amplitudo dari *dynamic vibration absorber* (X_2) akan lebih besar dari amplitudo massa sistem utama
2. Aplikasi dari penggunaan *dynamic vibration absorber* kebanyakan adalah tanpa peredam, karena peredam menyebabkan amplitudo dari massa utama tidak nol. Peredam hanya digunakan bila frekuensi kerja dari *dynamic vibration absorber* sangat rapat.



Gambar 2.7 Grafik dari *tuned vibration absorber*

2.4. Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers (CPVA)

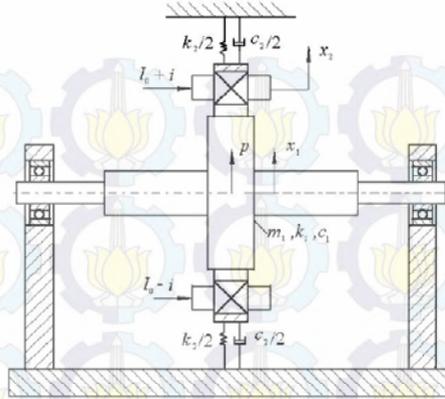
Pada penelitian tentang *centrifugal pendulum vibration absorber* Alsuwaiyan dan Shaw mencari tahu tentang kestabilan dari CPVA untuk meredam getaran torsional dari rotor yang berputar [1]. CPVA adalah salah satu jenis *tuned dynamic absorber*. CPVA terdiri dari massa yang dipasang pada rotor yang dapat bergerak bebas pada jalur tertentu. Kelemahan dari CPVA adalah gerakan massa yang terlalu bebas tersebut justru membuat sulit untuk dikontrol. *Tuning* yang optimal dari CPVA justru adalah hasil dari *mistuning* massa untuk membuat frekuensi dari absorber tersebut linear.



Gambar 2.8 CPVA

2.5. Magnetic Dynamic Absorber

Pada penelitian tentang *magnetic dynamic absorber* Song menganalisis respon dari rotor dengan tambahan controller PD untuk mengontrol *magnetic absorber* dengan menggunakan simulasi. *Magnetic vibration absorber* terdiri dari sebuah magnet berbentuk tabung yang dipasang pada rotor menggunakan prinsip magnet dan diredam oleh *ground*. Persamaan ekivalen dari konstanta pegas *magnetic absorber* didasari pada persamaan *dyanmic vibration absorber*. Song mengatakan bahwa pemilihan nilai parameter dari PD controller akan membuat *magnetic absorber* memiliki daya redam yang baik [7].

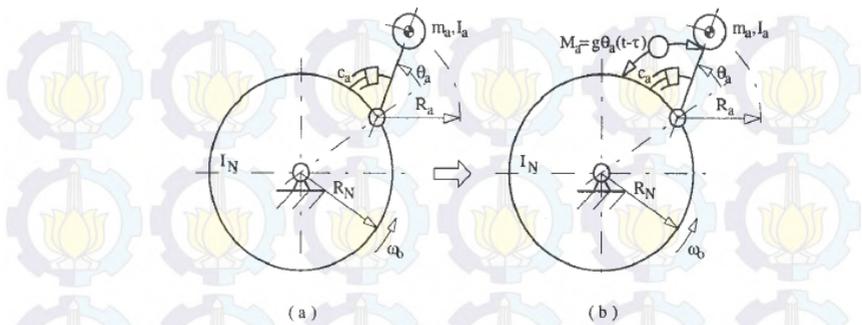


Gambar 2.9 Model *magnetic dynamic absorber*

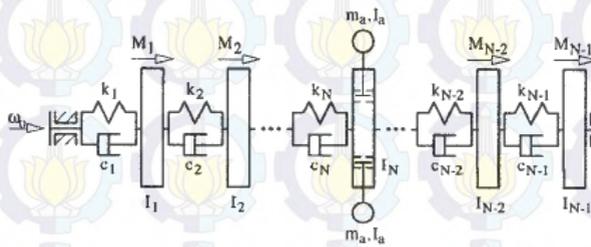
2.6. Centrifugal Delayed Resonator (CDR)

Pada penelitian tentang *centrifugal delayed resonator* Martin dkk menganalisis kinerja CDR untuk sistem MDOF dengan eksitasi torsi harmonik dengan menggunakan simulasi. Ide awal dari CDR adalah mengatur ulang *centrifugal pendulum vibration absorber* sehingga berfungsi dengan lebih baik.

Simulasi dilakukan dengan mengatur parameter pada CDR yang dipasang pada sistem MDOF. CDR mampu untuk mengeliminasi getaran yang tidak diinginkan sepenuhnya [2].



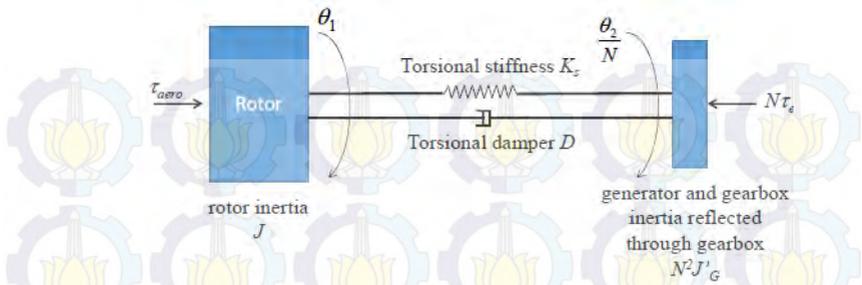
Gambar 2.10 *Centrifugal delayed resonator*



Gambar 2.11 Sistem MDOF dengan CDR ditengah

2.7. Model Dua Massa Turbin Angin

Model dua massa dari turbin angin digunakan untuk merepresentasikan perilaku dari sebuah turbin angin [5]. Model ini dapat dilihat pada gambar 2.12.



Gambar 2.12 Model dua massa sistem penggerak turbin

Dua inersia dari rotor turbin angin dan *gearbox* disambungkan oleh poros. Dengan penjumlahan momen inersia rotor didapatkan

$$J\ddot{\theta}_1 = \tau_{aero} - K_s \left(\theta_1 - \frac{\theta_2}{N} \right) - D \left(\dot{\theta}_1 - \frac{\dot{\theta}_2}{N} \right) \quad (2.8)$$

Dan dengan penjumlahan momen inersia *gearbox* didapatkan

$$N^2 J_G \frac{\ddot{\theta}_2}{N} = -N\tau_e + K_s \left(\theta_1 - \frac{\theta_2}{N} \right) + D \left(\dot{\theta}_1 - \frac{\dot{\theta}_2}{N} \right) \quad (2.9)$$

Dengan perbedaan sudutnya adalah

$$\Delta\theta = \theta_1 - \frac{\theta_2}{N} \quad (2.10)$$

Sehingga persamaan (2.8) dan (2.9) menjadi

$$J\ddot{\theta}_1 = \tau_{aero} - K_s \Delta\theta - D\Delta\dot{\theta} \quad (2.11)$$

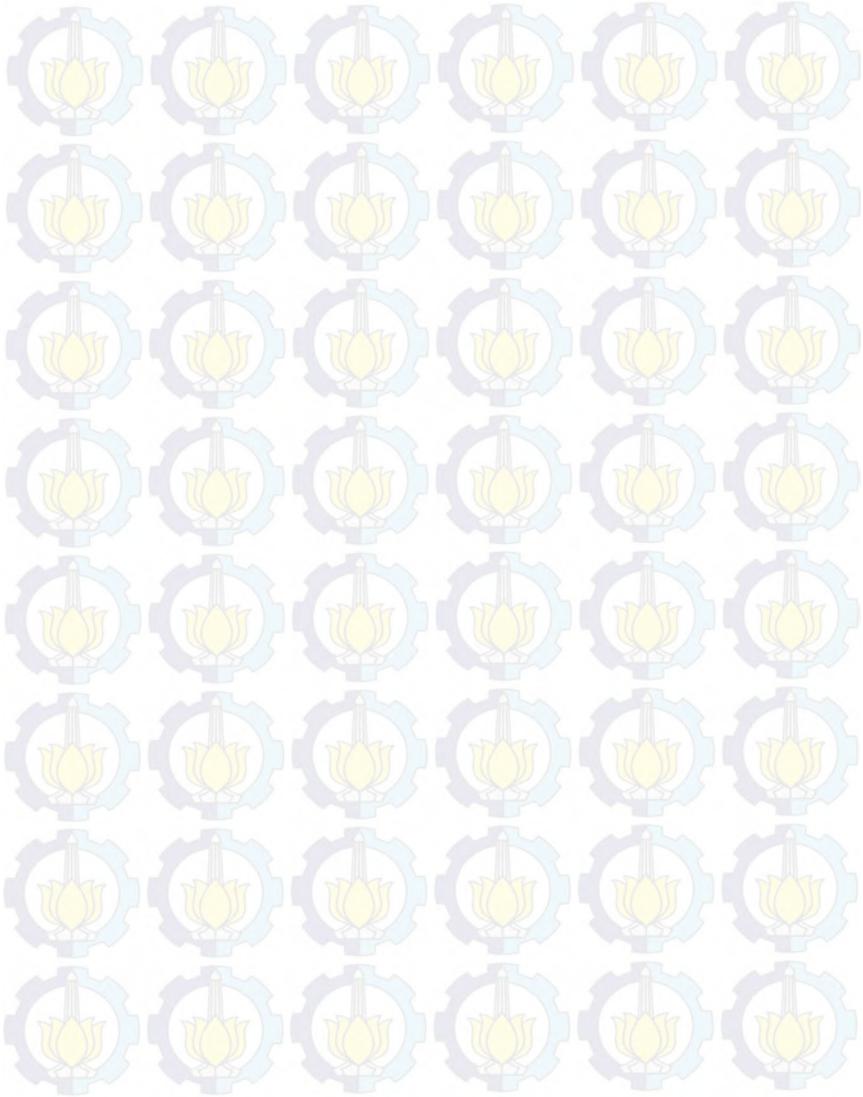
2.8. Dual Mass Flywheel (DMF) with CPVA

Ide awal dari DMF dengan CPVA ini adalah untuk menutup kelemahan masing-masing sistem. DMF tidak mampu untuk bekerja pada semua rentang kecepatan mobil. Sedangkan geometri dari CPVA tidak mampu untuk mengikuti perkembangan geometri dari mesin mobil. Kekurangan dari penelitian ini adalah Zhao dkk tidak memperhitungkan beberapa komponen penting seperti kopling, transmisi, poros, dan lain-lain [6].



Gambar 2.13 DMF-CPVA

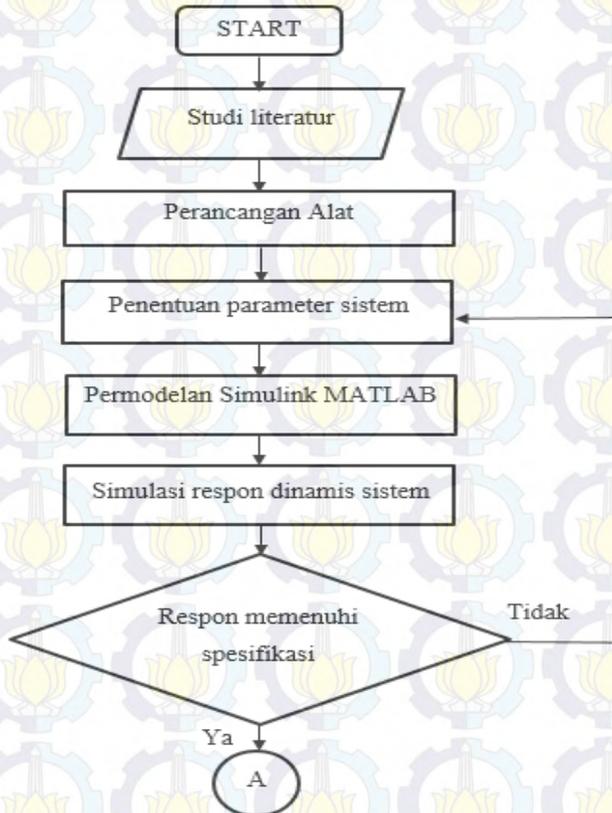
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

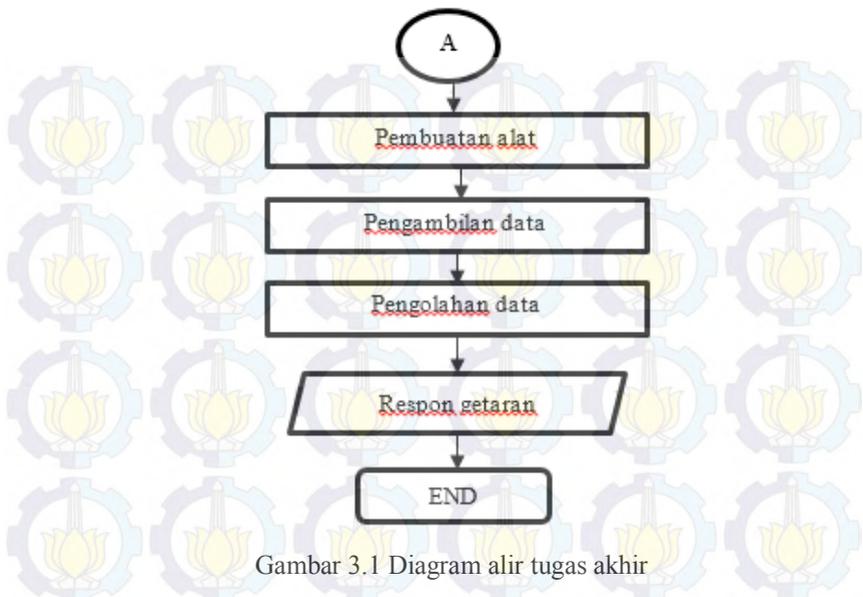


BAB III METODE PENELITIAN

3.1. Metode Penelitian

Dalam tugas akhir ini akan dianalisis pengaruh penambahan *torsional vibration absorber* (TVA). Dalam pelaksanaannya ada beberapa langkah yang ditunjukkan seperti gambar 3.1.





Gambar 3.1 Diagram alir tugas akhir

3.2. Tahap Studi Literatur

Studi literatur dilakukan guna memperluas wawasan dan referensi dalam merancang dan menganalisis alat eksperimen. Referensi untuk studi literatur ini didapat dari buku, jurnal ilmiah, dan penelitian terdahulu.

3.3. Tahap Perancangan Alat

Tahap ini akan dibahas lebih detail pada bab selanjutnya.

3.4. Tahap Penentuan Parameter Sistem

Parameter inersia dari sistem akan ditentukan oleh rumus berikut:

$$Inersia = \frac{1}{2}m(r_o^2 - r_i^2) \quad (3.1)$$

Parameter yang divariasikan nantinya adalah inersia beban, inersia absorber, konstanta pegas beban, dan konstanta pegas absorber. Nilai dari konstanta redam akan ditetapkan sesuai dengan sistem. Untuk lebih jelasnya akan dijelaskan pada bab berikutnya.

3.5. Tahap Permodelan Simulink MATLAB dan Simulasi Respon Dinamis

State variable yang sudah ditentukan dimasukkan pada model Simulink yang akan dibahas lebih lanjut pada bab selanjutnya. Model kemudian dijalankan dengan mengubah parameter yang ada hingga didapat hasil yang diinginkan yaitu amplitudo dan percepatan yang cukup besar untuk terbaca pada accelerometer dan oscilloscope, juga perubahan respon dari sebelum diberi absorber dan setelah yang berupa pengurangan *overshoot* pada sistem.

3.6. Tahap Pembuatan Alat, Pengambilan Data, dan Pengolahan Data

Setelah parameter optimal dari sistem didapat, pembuatan alat dimulai. Langkah-langkah pada pembuatan alat akan dibahas lebih detail pada bab selanjutnya. Tahap pengambilan data dimulai dengan menyiapkan alat. Berikut ini adalah alat-alat yang digunakan pada tugas akhir ini:

1. Poros

Poros yang digunakan dalam tugas akhir ini memiliki diameter 6 mm.



Gambar 3.2 Poros

2. Accelerometer

Accelerometer yang digunakan memiliki spesifikasi sebagai berikut:

ACC 103 SPECIFICATIONS	
Power Requirements	2 - 6 mA constant current @ 15 to 30 VDC
Reference Sensitivity ($\pm 5\%$)	10 mV/g @ 100 Hz
Frequency Range ($\pm 5\%$)	3 Hz - 10 kHz
Frequency Range ($\pm 3\text{dB}$)	1 Hz - 30 kHz
Amplitude Range	± 500 g-pk
Amplitude Linearity	$< 2\%$
Temperature Range	-40 to 250 °F (-40 to 121 °C)
Transverse Sensitivity	$< 5\%$
Shock Limit	5,000 g-pk
Mounted Resonant Frequency	50 kHz
Output Impedance	1000 ohms
Bias Voltage	7 VDC (typ.)
Base Strain (@250 $\mu\text{-in/in}$)	$< .003$ g-pk/ $\mu\text{-in/in}$ (typ.)
Noise Floor (wideband)	1500 $\mu\text{g-rms}$ (typ.)
Weight	16 grams
Material	303 stainless steel
Dimensions	.82" H x .5" Hex.
Connector	Side exit 10-32 connector
Mounting	10-32 removable stud
Mounting Torque	20 in-lb (2.2 N-m)



Gambar 3.3 Accelerometer

3. Adaptor *accelerometer*



Gambar 3.4 Adaptor *accelerometer*

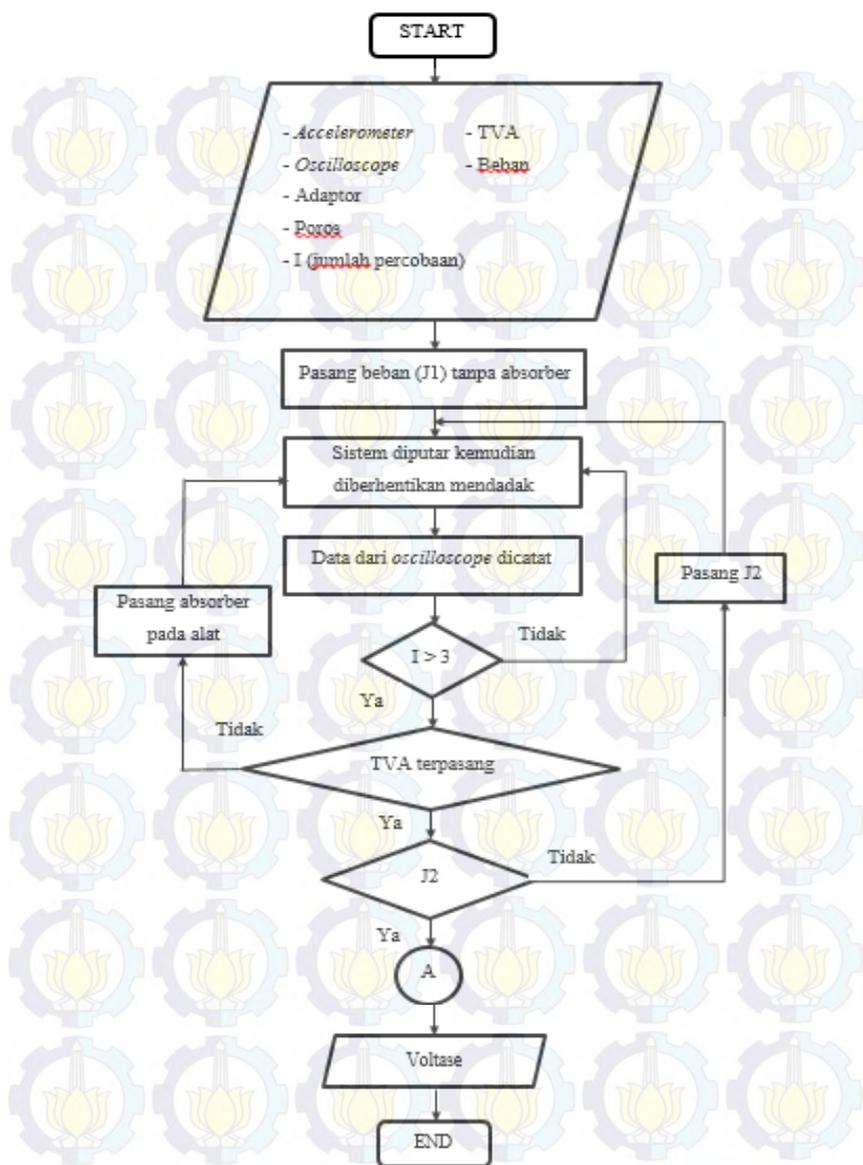
4. *Oscilloscope*

Oscilloscope digunakan untuk melihat hasil dari *accelerometer*.



Gambar 3.5 *Oscilloscope*

Alat-alat tersebut dipasang dan dijalankan dengan memutar sistem sesaat kemudian diberhentikan. Data dari *oscilloscope* dicatat lalu diulang sebanyak tiga kali per variasi. Eksperimen diulang dengan memasang. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat diagram alir berikut:



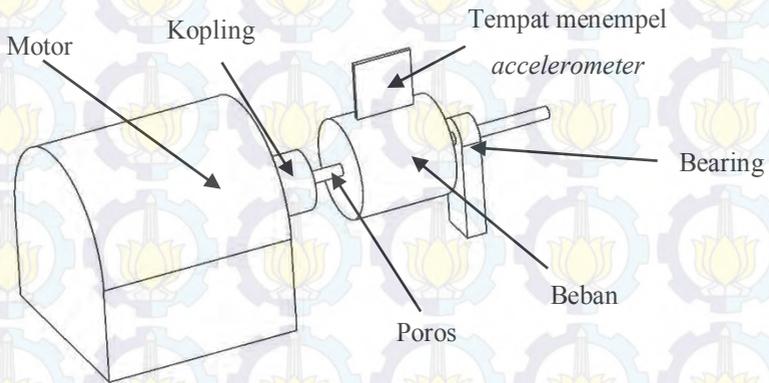
Gambar 3.6 Diagram alir eksperimen

BAB IV PERANCANGAN ALAT

4.1. Perancangan Alat

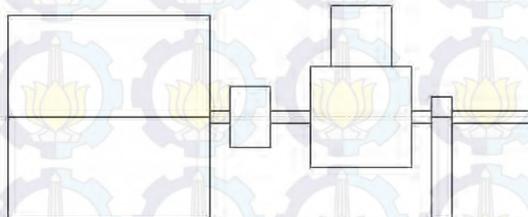
4.1.1. Desain Awal

Desain awal dari alat *torsional vibration absorber* (TVA) ini adalah seperti berikut:



Gambar 4.1 Fisik rancangan alat tanpa absorber tampak isometris

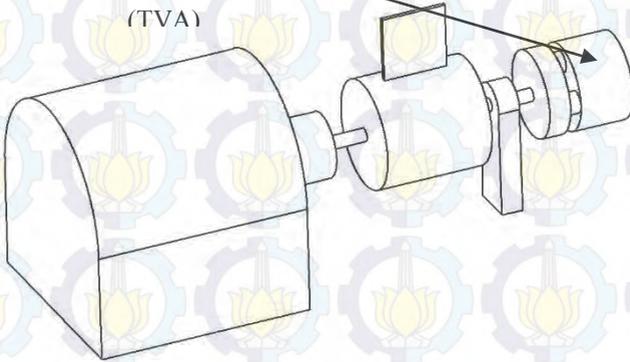
Tampak isometris



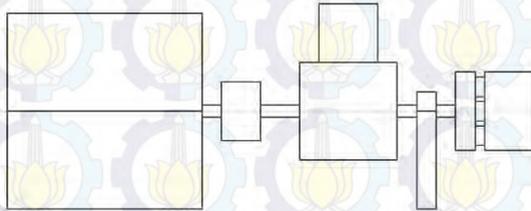
Front view
Scale: 1:1

Gambar 4.2 Fisik rancangan alat tanpa absorber tampak depan

Torsional
vibration absorber
(TVA)

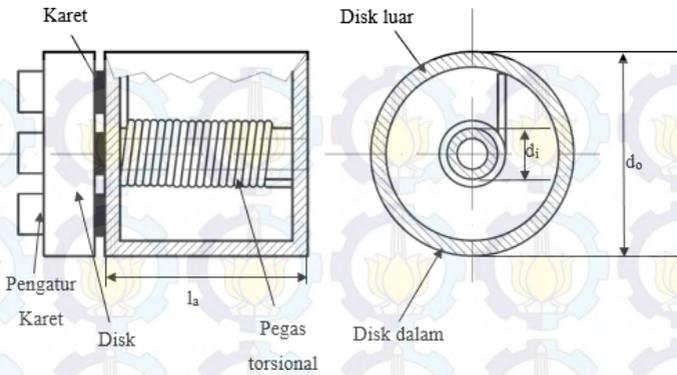


Gambar 4.3 Fisik rancangan alat dengan absorber tampak



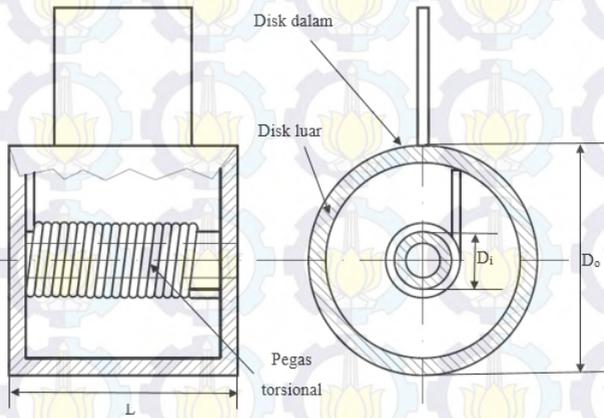
Front view
Scale: 1:1

Gambar 4.4 Fisik rancangan alat dengan absorber tampak depan



Gambar 4.5 Detail TVA

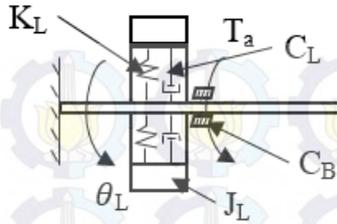
Karet berfungsi sebagai peredam dengan gaya gesek.



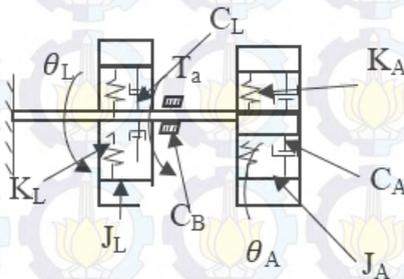
Gambar 4.6 Detail beban

4.1.2. Permodelan Matematis

Bentuk fisik tersebut diubah ke bentuk permodelan matematis seperti berikut:



Gambar 4.7 Permodelan matematis tanpa TVA



Gambar 4.8 permodelan matematis dengan TVA

Dimana:

J_L = inersia beban

J_A = inersia absorber

K_L = konstanta pegas beban

K_A = konstanta pegas absorber

C_L = konstanta redam beban

C_A = konstanta redam absorber

C_B = konstanta redam bearing

Poros dianggap sangat kaku karena pendek sehingga nilai konstanta pegas torsional poros dapat diabaikan.

4.1.3. Persamaan Gerak

Dari permodelan matematis, *free body diagram* dari keseimbangan torsi setiap massa, yang akan dianalisis digambar, kemudian persamaan gerak bisa didapatkan seperti berikut:

Tanpa TVA

$$J_L \ddot{\theta}_L = T_a - K_L \theta_L - C_L \dot{\theta}_L - C_B \dot{\theta}_L \quad (4.1)$$

Dengan TVA

$$\begin{aligned} J_L \ddot{\theta}_L &= T_a - C_B \dot{\theta}_L - C_L \dot{\theta}_L - C_A (\dot{\theta}_L - \dot{\theta}_A) - K_A (\theta_L - \theta_A) - K_L \theta_L \\ J_A \ddot{\theta}_A &= C_A (\dot{\theta}_L - \dot{\theta}_A) + K_A (\theta_L - \theta_A) \end{aligned} \quad (4.2)$$

4.1.4. State Variable

Persamaan gerak itu diubah ke bentuk *state variable* seperti berikut:

$$\dot{x} = Ax + BU$$

$$y = Cx + DU$$

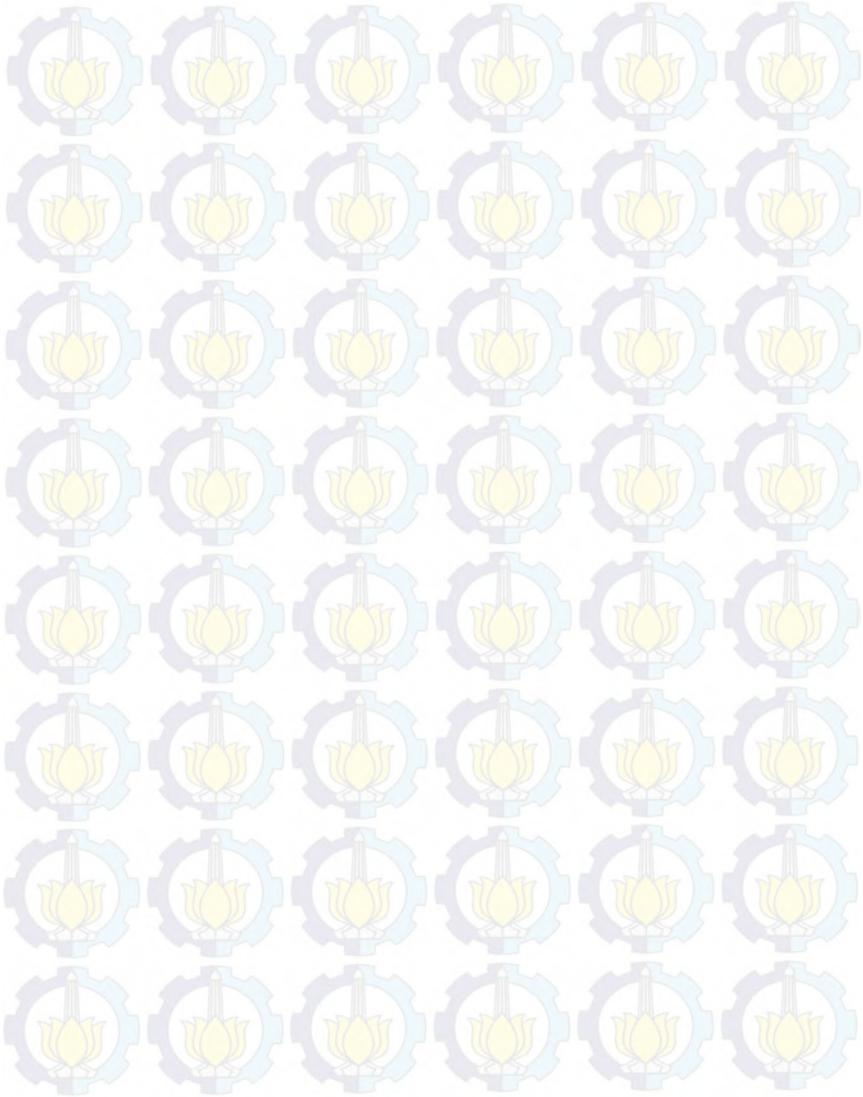
Tanpa TVA

$$\begin{aligned} [A] &= \begin{bmatrix} \frac{-C_L - C_B}{J_L} & \frac{-K_L}{J_L} \\ 1 & 0 \end{bmatrix} & [B] &= \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \end{bmatrix} \\ [C] &= [0 \quad 1] & [D] &= [0] \end{aligned}$$

Dengan TVA

$$\begin{aligned} [A] &= \begin{bmatrix} \frac{-(C_L + C_B + C_A)}{J_L} & \frac{C_A}{J_L} & \frac{-K_L}{J_L} & \frac{-K_A}{J_L} \\ \frac{C_A}{J_A} & \frac{-C_A}{J_A} & 0 & \frac{K_A}{J_A} \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} & [B] &= \begin{bmatrix} \frac{1}{J_L} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \\ [C] &= [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0] & [D] &= [0] \end{aligned}$$

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB V SIMULASI RESPON DINAMIS

5.1. Penentuan Parameter

Input yang digunakan pada simulasi berdasarkan eksitasi yang terjadi pada praktiknya, yaitu impuls yang disebabkan oleh sisa momen akibat beban yang diberhentikan mendadak. Nilai eksitasi dari impuls didapat dari momen beban akibat perlambatan dengan persamaan berikut:

$$M = J_L \times \alpha$$

dengan

$$J_L = 1,705 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 ; n = 500 \text{ rpm}; \text{ dan } t = 0,1 \text{ s}$$

$$\omega_0 = \frac{2\pi n}{60} = 52,36 \text{ rad/s}$$

perlambatan didapat dari rumus GLBB sederhana berikut:

$$\omega = \omega_0 + \alpha t$$

sehingga didapat perlambatan

$$\alpha = -523,6 \text{ rad/s}^2$$

dan momen

$$M = 1,705 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2 \times 523,6 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$$

$$M = 0,089273 \text{ Nm}$$

Ini adalah nilai yang digunakan pada input impuls pada blok diagram. Nilai-nilai tersebut didapat berdasarkan keinginan pada saat melakukan pengujian alat.

Dalam simulasi terdapat tiga variasi jari-jari beban, berikut adalah tiga variasinya:

$$R_1 = 0,025 \text{ m}$$

$$R_2 = 0,0375 \text{ m}$$

$$R_3 = 0,05 \text{ m}$$

dengan jari-jari dalam = $R_i = 0,01 \text{ m}$.

Jari-jari tersebut ditentukan dengan nilai tersebut agar dapat digunakan pada alat yang sudah ada. Dari jari-jari tersebut dapat dihitung ketiga volume beban yang berguna untuk menghitung inersia dengan perhitungan sebagai berikut:

$$V_1 = \pi(0,025^2 - 0,01^2)0,05$$

$$V_1 = 0,0000824668 \text{ m}^3$$

$$V_2 = \pi(0,0375^2 - 0,01^2)0,05$$

$$V_2 = 0,0002051852 \text{ m}^3$$

$$V_3 = \pi(0,05^2 - 0,01^2)0,05$$

$$V_3 = 0,000376991 \text{ m}^3$$

Berdasarkan rumus (3.1) dengan bahan yang digunakan adalah besi yang memiliki $\rho = 7874 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$, maka perhitungan inersia beban adalah sebagai berikut:

$$J_{L1} = \frac{1}{2} (7874 \cdot 0,0000824668)(0,025^2 - 0,01^2)$$

$$J_{L1} = 1,705 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{L2} = \frac{1}{2} (7874 \cdot 0,0002051852)(0,0375^2 - 0,01^2)$$

$$J_{L2} = 1,055 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{L3} = \frac{1}{2} (7874 \cdot 0,000376991)(0,05^2 - 0,01^2)$$

$$J_{L3} = 3,562 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

TVA yang digunakan memiliki inersia 1/10 dari inersia beban berdasarkan *tuned vibration absorber*, sehingga didapat inersia absorber sebagai berikut:

$$J_{A1} = 0,1 \cdot 1,705 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{A1} = 1,705 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{A2} = 0,1 \cdot 1,055 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{A2} = 1,055 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{A3} = 0,1 \cdot 3,562 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$J_{A3} = 3,562 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Nilai konstanta pegas dari beban akan divariasikan sebanyak tiga variasi, yaitu:

$$K_{L1} = 1 \text{ Nm/rad}$$

$$K_{L2} = 3 \text{ Nm/rad}$$

$$K_{L3} = 5 \text{ Nm/rad}$$

Nilai tersebut didapatkan berdasarkan nilai yang sesuai dengan beban yang kecil. Sedangkan untuk nilai konstanta redam akan disesuaikan selama simulasi, didapatkan nilai sebagai berikut:

$$C1 = 0,01 \text{ Nms/rad}$$

$$Ca = 0,02 \text{ Nms/rad}$$

$$Cb = 0,01 \text{ Nms/rad}$$

Nilai dari konstanta pegas TVA juga memiliki nilai 1/10 dari nilai konstanta pegas dari beban berdasarkan *tuned vibration absorber*, sehingga didapatkan:

$$K_{A1} = 0,1 \text{ Nm/rad}$$

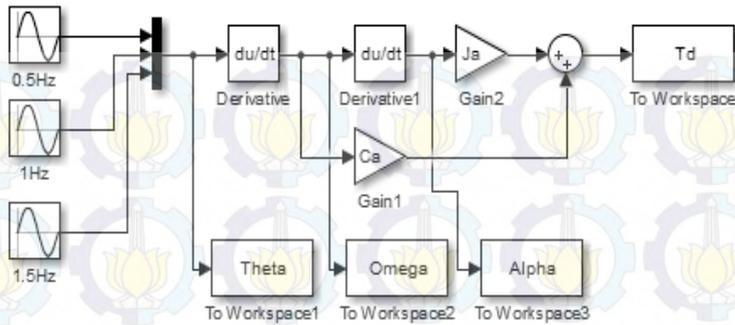
$$K_{A2} = 0,3 \text{ Nm/rad}$$

$$K_{A3} = 0,5 \text{ Nm/rad}$$

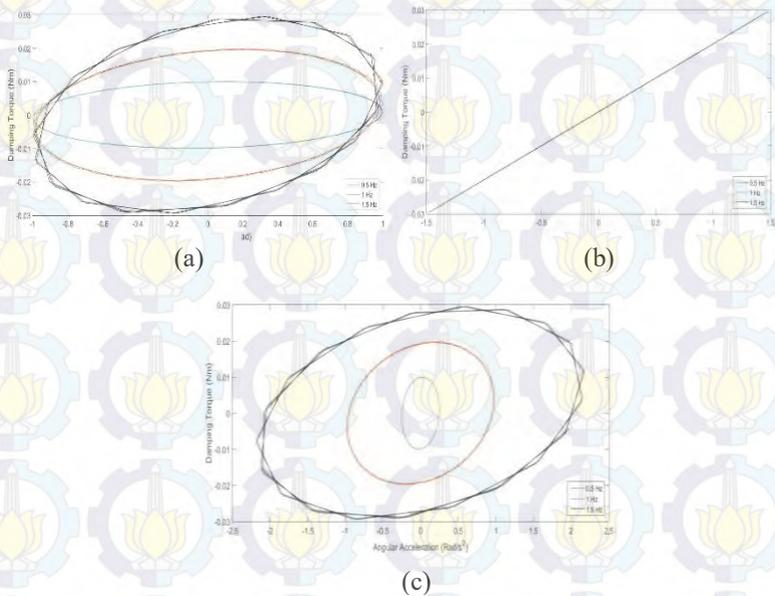
5.2. Simulasi Respon Dinamis

5.2.1. Torsi Redam TVA

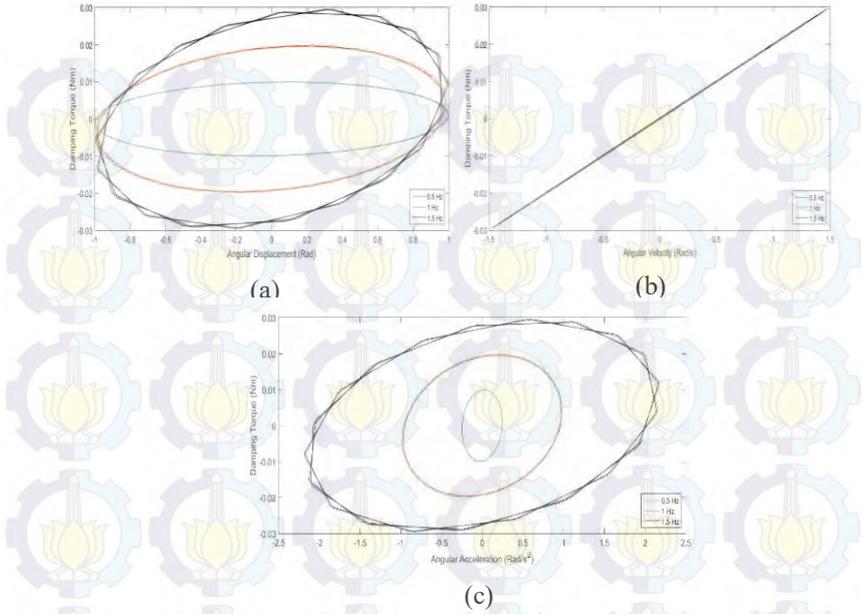
Permodelan torsi redam dilakukan untuk mengetahui perubahan torsi redam untuk inersia TVA yang berbeda. Permodelan torsi redam pada simulink adalah seperti pada gambar 5.1. Selain variasi inersia TVA, permodelan torsi redam juga akan memvariasikan frekuensi untuk mengetahui kerja TVA pada rentang frekuensi eksitasi yang berbeda.



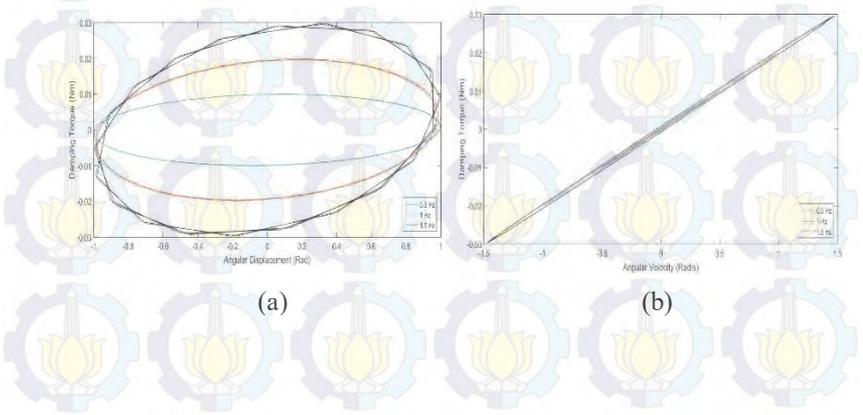
Gambar 5.1 Permodelan torsi redam

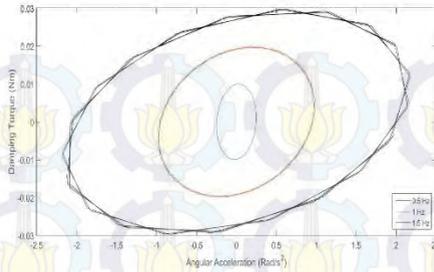


Gambar 5.2 Grafik torsi redam J_{A1} (a) terhadap perpindahan angular (b) terhadap kecepatan angular (c) terhadap percepatan angular



Gambar 5.3 Grafik torsi redam J_{A2} (a) terhadap perpindahan angular (b) terhadap kecepatan angular (c) terhadap percepatan angular



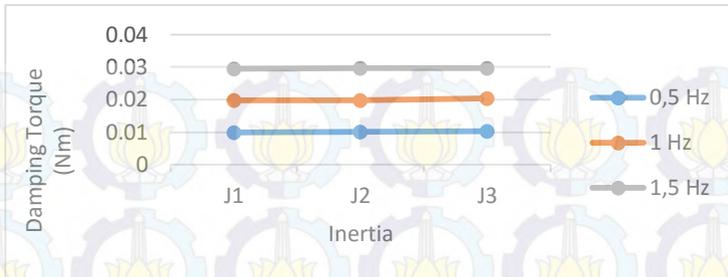


(c)

Gambar 5.4 Grafik torsi redam J_{A3} (a) terhadap perpindahan angular (b) terhadap kecepatan angular (c) terhadap percepatan angular

Tabel 5.1 Nilai puncak torsi redam

		0.5 Hz	1 Hz	1.5 Hz
J1	<i>Displacement</i>	0.009982	0.01986	0.02956
	<i>Velocity</i>	0.009982	0.01986	0.02956
	<i>Acceleration</i>	0.009982	0.01986	0.02956
J2	<i>Displacement</i>	0.01006	0.01987	0.02961
	<i>Velocity</i>	0.01006	0.01987	0.02961
	<i>Acceleration</i>	0.01006	0.01987	0.02961
J3	<i>Displacement</i>	0.01038	0.02034	0.02977
	<i>Velocity</i>	0.01038	0.02034	0.02977
	<i>Acceleration</i>	0.01038	0.02034	0.02977

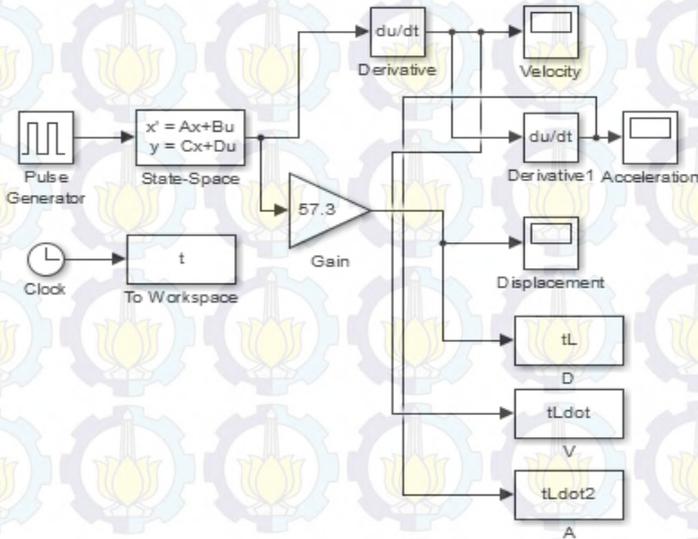


Gambar 5.5 Grafik nilai puncak torsi redam

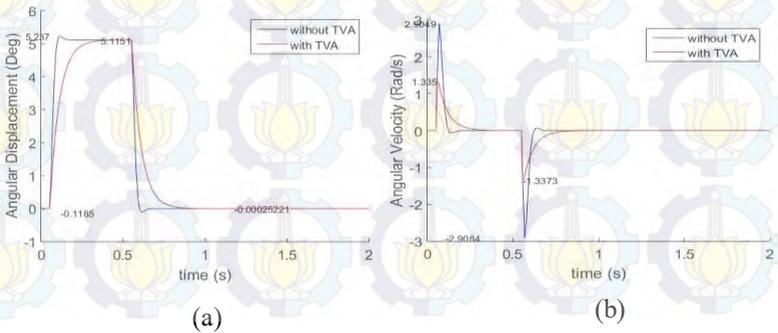
Gambar 5.2 sampai dengan gambar 5.4 merupakan grafik respon torsi redam. Tabel 5.1 merupakan nilai puncak dari grafik-grafik tersebut. *Trendline* yang terbentuk untuk perpindahan berbentuk oval, untuk kecepatan seharusnya juga berbentuk oval, namun karena nilainya terlalu kecil jadi terlihat seperti garis diagonal, sedangkan untuk percepatan berbentuk hampir lingkaran. Trendline yang terbentuk antara variasi sama. Namun dapat terlihat pada grafik dan tabel bahwa semakin tinggi frekuensi eksitasi nilai torsi redam juga akan semakin besar. Hal ini dikarenakan frekuensi berbanding lurus terhadap perpindahan, kecepatan, dan percepatan berdasarkan rumus $\omega = 2\pi f$. Dimana kecepatan dan percepatan juga berbanding lurus dengan torsi redam berdasarkan rumus matematis yang didapatkan, yaitu $T_D = J_A \ddot{\theta}_A + C_A \dot{\theta}_A$. Dan semakin besar inersia dari TVA maka nilai torsi redam akan semakin besar. Hal ini juga sudah sesuai dengan rumus matematis yang didapat seperti diatas walaupun perbedaannya sangat kecil, misalnya antara J_1 dengan J_2 pada frekuensi 1 Hz, nilai torsi redam J_1 0,01986; sedangkan nilai torsi redam J_2 0,01987. Perbedaan nilainya hanya 0,00001. Hal ini dikarenakan karena perubahan variasi inersia TVA tidak jauh berbeda. Perbedaan antar variasi yang lain dapat dilihat pada grafik 5.5 yang menunjukkan trendline yang datar karena hampir tidak ada perbedaan. Nilai positif pada grafik merupakan kondisi putaran searah jarum jam, sedangkan nilai negatif merupakan kondisi putaran berlawanan jarum jam. Pemilihan TVA akan dievaluasi lagi pada simulasi berikutnya.

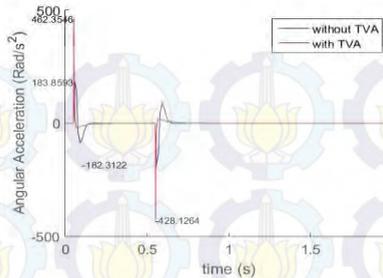
5.2.2. Respon Dinamis Sistem

Permodelan respon dinamis dilakukan untuk mengetahui perubahan respon pada beban untuk konstanta pegas yang berbeda dan antara sebelum dan setelah ditambah dengan TVA. Permodelan sistem pada simulink adalah seperti pada gambar 5.6.



Gambar 5.6 Permodelan state space





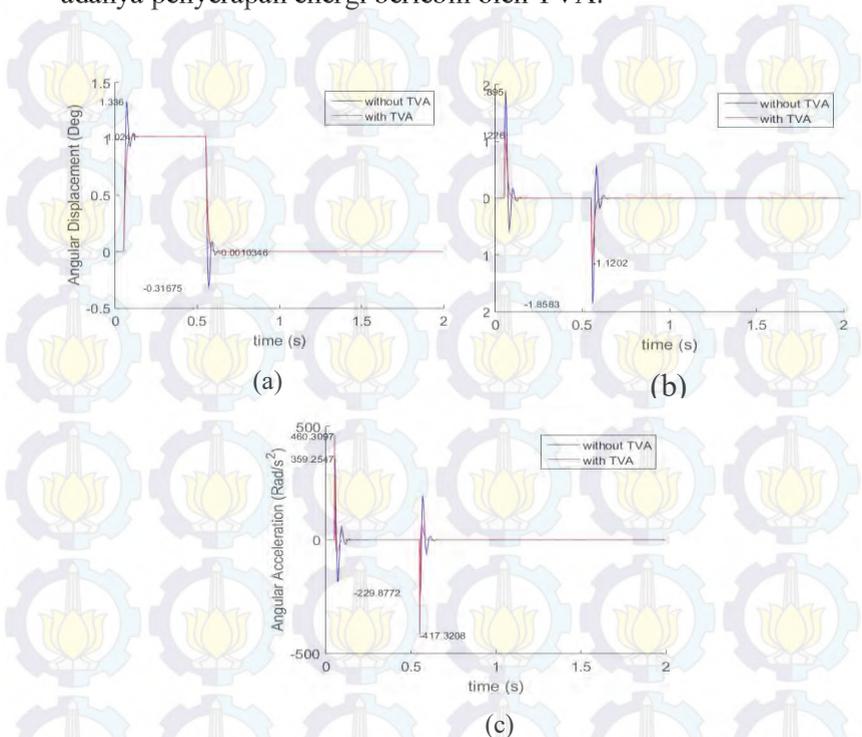
(c)

Gambar 5.7 Grafik respon dinamis pasangan $J_1 - J_{A1} - K_1$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular

Trendline yang terbentuk pada grafik perpindahan antara sebelum dan setelah ditambah TVA naik kemudian turun kembali ke posisi semula karena input yang berupa impuls. Nilai maksimum saat sebelum ditambahkan TVA saat overshoot sebesar 5,237. Lalu nilai maksimum setelah ditambahkan TVA sebesar 5,115. Sistem setelah ditambahkan TVA mengalami penurunan sebesar 2,33%. Trendline yang terbentuk pada grafik kecepatan sama dengan grafik percepatan yaitu naik lalu kembali ke kondisi awal, kemudian turun dan kembali ke kondisi awal. Nilai maksimum pada grafik kecepatan sebelum ditambah TVA sebesar 2,905. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 1,335. Sistem mengalami penurunan 54,04%. Sedangkan nilai maksimum pada grafik percepatan sebelum ditambah TVA sebesar 183,9. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 426,4. Sistem mengalami kenaikan sebesar 131,87%. Sistem sebelum ditambahkan TVA memiliki *settling time* sekitar 0,1s dan setelah ditambahkan TVA sistem langsung menuju kondisi tunak karena tidak ada *overshoot* ataupun osilasi yang terjadi.

Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu sesuai dengan rumus 4.1 dan 4.2 dimana dengan tambahan TVA maka terjadi pengurangan. Ketidaksiesuaian terjadi pada nilai maksimum di percepatan, namun hanya sesaat karena gradien kecepatan lebih

curam dan osilasi yang terjadi semakin berkurang menunjukkan adanya penyerapan energi berlebih oleh TVA.

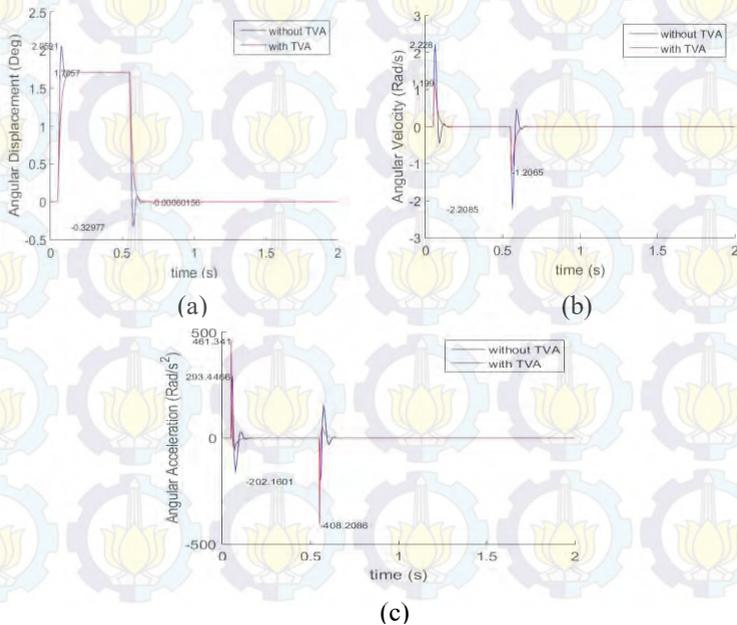


Gambar 5.8 Grafik respon dinamis pasangan $J_1 - J_{A1} - K_2$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular

Trendline yang terbentuk pada grafik perpindahan antara sebelum dan setelah ditambah TVA naik kemudian turun kembali ke posisi semula karena input yang berupa impuls. Nilai maksimum saat sebelum ditambahkan TVA saat overshoot sebesar 5,237. Lalu nilai maksimum setelah ditambahkan TVA sebesar 5,115. Sistem setelah ditambahkan TVA mengalami penurunan sebesar 2,33%. Trendline yang terbentuk pada grafik kecepatan sama dengan grafik percepatan yaitu naik lalu kembali ke kondisi awal, kemudian turun dan kembali ke kondisi awal. Nilai

maksimum pada grafik kecepatan sebelum ditambah TVA sebesar 2,905. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 1,335. Sistem mengalami penurunan 54,04%. Sedangkan nilai maksimum pada grafik percepatan sebelum ditambah TVA sebesar 183,9. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 426,4. Sistem mengalami kenaikan sebesar 131,87%. Sistem sebelum ditambahkan TVA memiliki *settling time* sekitar 0,1s dan setelah ditambahkan TVA sistem langsung menuju kondisi tunak karena tidak ada *overshoot* ataupun osilasi yang terjadi.

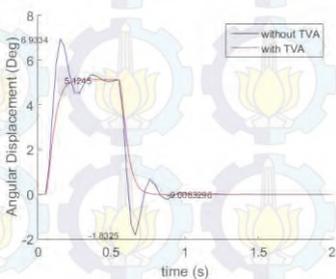
Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu sesuai dengan rumus 4.1 dan 4.2 dimana dengan tambahan TVA maka terjadi pengurangan. Ketidaksihesuaian terjadi pada nilai maksimum di percepatan, namun hanya sesaat karena gradien kecepatan lebih curam dan osilasi yang terjadi semakin berkurang menunjukkan adanya penyerapan energi berlebih oleh TVA.



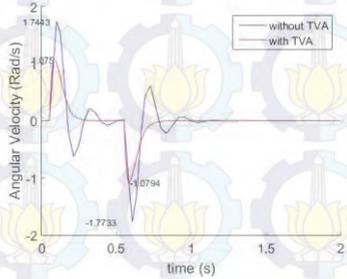
Gambar 5.9 Grafik respon dinamis pasangan $J_1 - J_{A1} - K_3$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular

Trendline yang terbentuk pada grafik perpindahan antara sebelum dan setelah ditambah TVA naik kemudian turun kembali ke posisi semula karena input yang berupa impuls. Nilai maksimum saat sebelum ditambahkan TVA saat overshoot sebesar 5,237. Lalu nilai maksimum setelah ditambahkan TVA sebesar 5,115. Sistem setelah ditambahkan TVA mengalami penurunan sebesar 2,33%. Trendline yang terbentuk pada grafik kecepatan sama dengan grafik percepatan yaitu naik lalu kembali ke kondisi awal, kemudian turun dan kembali ke kondisi awal. Nilai maksimum pada grafik kecepatan sebelum ditambah TVA sebesar 2,905. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 1,335. Sistem mengalami penurunan 54,04%. Sedangkan nilai maksimum pada grafik percepatan sebelum ditambah TVA sebesar 183,9. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 426,4. Sistem mengalami kenaikan sebesar 131,87%. Sistem sebelum ditambahkan TVA memiliki *settling time* sekitar 0,1s dan setelah ditambahkan TVA sistem langsung menuju kondisi tunak karena tidak ada *overshoot* ataupun osilasi yang terjadi.

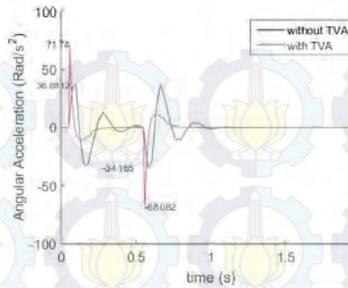
Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu sesuai dengan rumus 4.1 dan 4.2 dimana dengan tambahan TVA maka terjadi pengurangan. Ketidaksesuaian terjadi pada nilai maksimum di percepatan, namun hanya sesaat karena gradien kecepatan lebih curam dan osilasi yang terjadi semakin berkurang menunjukkan adanya penyerapan energi berlebih oleh TVA.



(a)



(b)



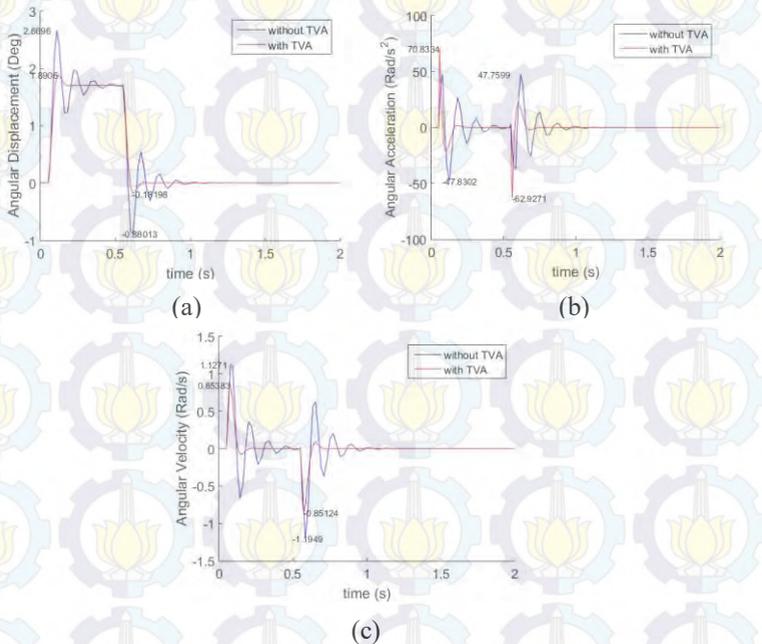
(c)

Gambar 5.10 Grafik respon dinamis pasangan $J_2 - J_{A2} - K_I$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular

Trendline yang terbentuk pada grafik perpindahan antara sebelum dan setelah ditambah TVA naik kemudian turun kembali ke posisi semula karena input yang berupa impuls. Nilai maksimum saat sebelum ditambahkan TVA saat overshoot sebesar 5,237. Lalu nilai maksimum setelah ditambahkan TVA sebesar 5,115. Sistem setelah ditambahkan TVA mengalami penurunan sebesar 2,33%. Trendline yang terbentuk pada grafik kecepatan sama dengan grafik percepatan yaitu naik lalu kembali ke kondisi awal, kemudian turun dan kembali ke kondisi awal. Nilai maksimum pada grafik kecepatan sebelum ditambah TVA sebesar 2,905. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 1,335. Sistem mengalami penurunan 54,04%. Sedangkan nilai maksimum pada grafik percepatan sebelum ditambah TVA sebesar 183,9. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 426,4. Sistem mengalami kenaikan sebesar 131,87%. Sistem sebelum ditambahkan TVA memiliki *settling time* sekitar 0,5s dan setelah ditambahkan TVA sistem langsung menuju kondisi tunak karena tidak ada *overshoot* ataupun osilasi yang terjadi.

Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu sesuai dengan rumus 4.1 dan 4.2 dimana dengan tambahan TVA maka terjadi pengurangan. Ketidaksesuaian terjadi pada nilai maksimum di

percepatan, namun hanya sesaat karena gradien kecepatan lebih curam dan osilasi yang terjadi semakin berkurang menunjukkan adanya penyerapan energi berlebih oleh TVA.

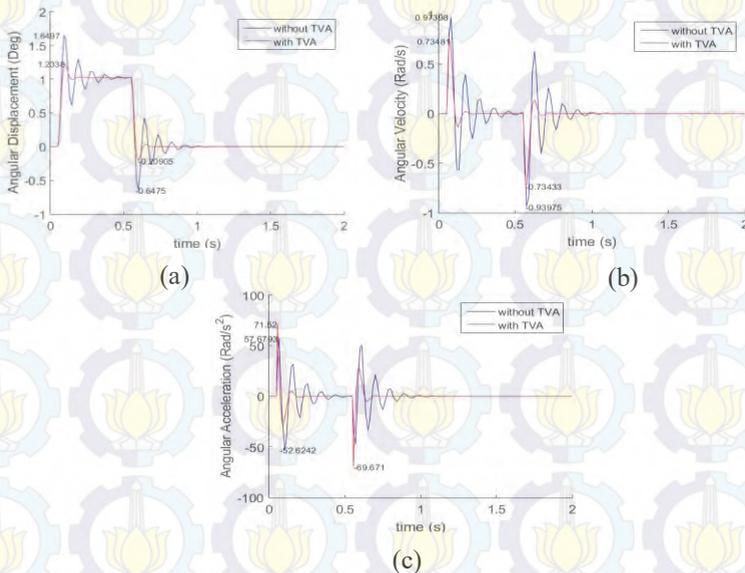


Gambar 5.11 Grafik respon dinamis pasangan $J_2 - J_{A2} - K_2$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular

Trendline yang terbentuk pada grafik perpindahan antara sebelum dan setelah ditambah TVA naik kemudian turun kembali ke posisi semula karena input yang berupa impuls. Nilai maksimum saat sebelum ditambahkan TVA saat overshoot sebesar 5,237. Lalu nilai maksimum setelah ditambahkan TVA sebesar 5,115. Sistem setelah ditambahkan TVA mengalami penurunan sebesar 2,33%. Trendline yang terbentuk pada grafik kecepatan sama dengan grafik percepatan yaitu naik lalu kembali ke kondisi

awal, kemudian turun dan kembali ke kondisi awal. Nilai maksimum pada grafik kecepatan sebelum ditambah TVA sebesar 2,905. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 1,335. Sistem mengalami penurunan 54,04%. Sedangkan nilai maksimum pada grafik percepatan sebelum ditambah TVA sebesar 183,9. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 426,4. Sistem mengalami kenaikan sebesar 131,87%. Sistem sebelum ditambahkan TVA memiliki *settling time* sekitar 0,5s dan setelah ditambahkan TVA sistem memiliki *settling time* sekitar 0,1s.

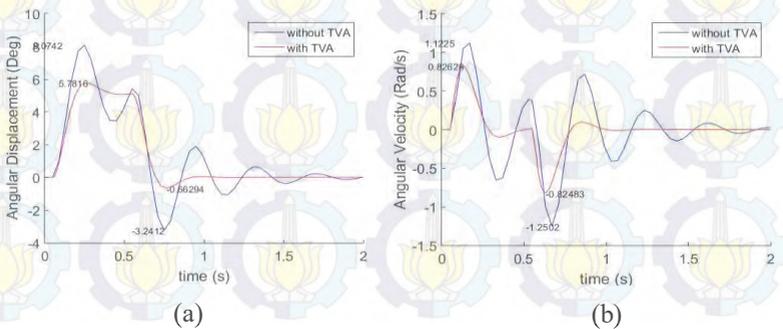
Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu sesuai dengan rumus 4.1 dan 4.2 dimana dengan tambahan TVA maka terjadi pengurangan. Ketidaksesuaian terjadi pada nilai maksimum di percepatan, namun hanya sesaat karena gradien kecepatan lebih curam dan osilasi yang terjadi semakin berkurang menunjukkan adanya penyerapan energi berlebih oleh TVA.

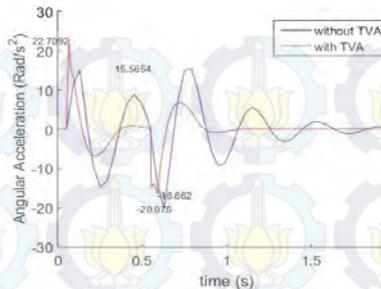


Gambar 5.12 Grafik respon dinamis pasangan $J_2 - J_{A2} - K_3$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular

Trendline yang terbentuk pada grafik perpindahan antara sebelum dan setelah ditambah TVA naik kemudian turun kembali ke posisi semula karena input yang berupa impuls. Nilai maksimum saat sebelum ditambahkan TVA saat overshoot sebesar 5,237. Lalu nilai maksimum setelah ditambahkan TVA sebesar 5,115. Sistem setelah ditambahkan TVA mengalami penurunan sebesar 2,33%. Trendline yang terbentuk pada grafik kecepatan sama dengan grafik percepatan yaitu naik lalu kembali ke kondisi awal, kemudian turun dan kembali ke kondisi awal. Nilai maksimum pada grafik kecepatan sebelum ditambah TVA sebesar 2,905. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 1,335. Sistem mengalami penurunan 54,04%. Sedangkan nilai maksimum pada grafik percepatan sebelum ditambah TVA sebesar 183,9. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 426,4. Sistem mengalami kenaikan sebesar 131,87%. Sistem sebelum ditambahkan TVA memiliki *settling time* sekitar 0,5s dan setelah ditambahkan TVA sistem memiliki *settling time* sekitar 0,1s.

Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu sesuai dengan rumus 4.1 dan 4.2 dimana dengan tambahan TVA maka terjadi pengurangan. Ketidaksiesuaian terjadi pada nilai maksimum di percepatan, namun hanya sesaat karena gradien kecepatan lebih curam dan osilasi yang terjadi semakin berkurang menunjukkan adanya penyerapan energi berlebih oleh TVA.





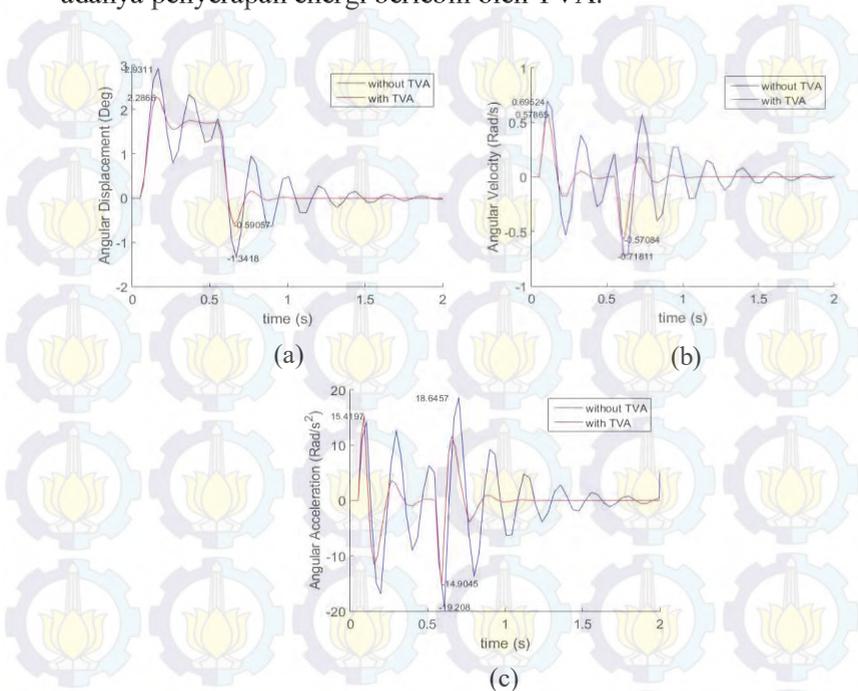
(c)

Gambar 5.13 Grafik respon dinamis pasangan $J_3 - J_{A3} - K_1$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular

Trendline yang terbentuk pada grafik perpindahan antara sebelum dan setelah ditambah TVA naik kemudian turun kembali ke posisi semula karena input yang berupa impuls. Nilai maksimum saat sebelum ditambahkan TVA saat overshoot sebesar 5,237. Lalu nilai maksimum setelah ditambahkan TVA sebesar 5,115. Sistem setelah ditambahkan TVA mengalami penurunan sebesar 2,33%. Trendline yang terbentuk pada grafik kecepatan sama dengan grafik percepatan yaitu naik lalu kembali ke kondisi awal, kemudian turun dan kembali ke kondisi awal. Nilai maksimum pada grafik kecepatan sebelum ditambah TVA sebesar 2,905. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 1,335. Sistem mengalami penurunan 54,04%. Sedangkan nilai maksimum pada grafik percepatan sebelum ditambah TVA sebesar 183,9. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 426,4. Sistem mengalami kenaikan sebesar 131,87%. Sistem sebelum ditambahkan TVA memiliki *settling time* lebih dari 2s dan setelah ditambahkan TVA sistem memiliki *settling time* sekitar 0,5s.

Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu sesuai dengan rumus 4.1 dan 4.2 dimana dengan tambahan TVA maka terjadi pengurangan. Ketidaksiesuaian terjadi pada nilai maksimum di percepatan, namun hanya sesaat karena gradien kecepatan lebih

curam dan osilasi yang terjadi semakin berkurang menunjukkan adanya penyerapan energi berlebih oleh TVA.

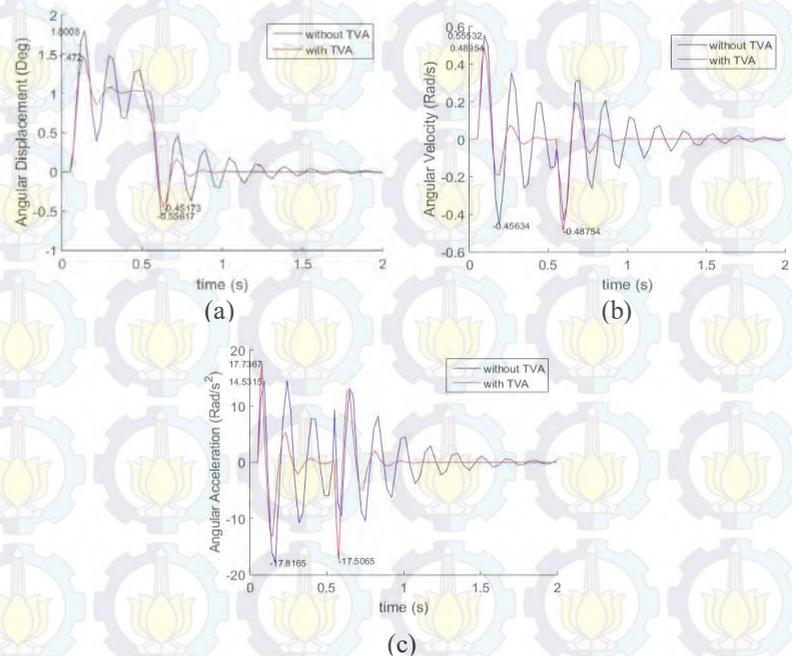


Gambar 5.14 Grafik respon dinamis pasangan $J_3 - J_{A3} - K_2$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular

Trendline yang terbentuk pada grafik perpindahan antara sebelum dan setelah ditambah TVA naik kemudian turun kembali ke posisi semula karena input yang berupa impuls. Nilai maksimum saat sebelum ditambahkan TVA saat overshoot sebesar 5,237. Lalu nilai maksimum setelah ditambahkan TVA sebesar 5,115. Sistem setelah ditambahkan TVA mengalami penurunan sebesar 2,33%. Trendline yang terbentuk pada grafik kecepatan sama dengan grafik percepatan yaitu naik lalu kembali ke kondisi awal, kemudian turun dan kembali ke kondisi awal. Nilai maksimum pada grafik kecepatan sebelum ditambah TVA sebesar

2,905. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 1,335. Sistem mengalami penurunan 54,04%. Sedangkan nilai maksimum pada grafik percepatan sebelum ditambah TVA sebesar 183,9. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 426,4. Sistem mengalami kenaikan sebesar 131,87%. Sistem sebelum ditambahkan TVA memiliki *settling time* lebih dari 2s dan setelah ditambahkan TVA sistem memiliki *settling time* sekitar 0,5s.

Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu sesuai dengan rumus 4.1 dan 4.2 dimana dengan tambahan TVA maka terjadi pengurangan. Ketidakesesuaian terjadi pada nilai maksimum di percepatan, namun hanya sesaat karena gradien kecepatan lebih curam dan osilasi yang terjadi semakin berkurang menunjukkan adanya penyerapan energi berlebih oleh TVA.



Gambar 5.15 Grafik respon dinamis pasangan $J_3 - J_{A3} - K_3$ (a) perpindahan angular (b) kecepatan angular (c) percepatan angular

Trendline yang terbentuk pada grafik perpindahan antara sebelum dan setelah ditambah TVA naik kemudian turun kembali ke posisi semula karena input yang berupa impuls. Nilai maksimum saat sebelum ditambahkan TVA saat overshoot sebesar 5,237. Lalu nilai maksimum setelah ditambahkan TVA sebesar 5,115. Sistem setelah ditambahkan TVA mengalami penurunan sebesar 2,33%. Trendline yang terbentuk pada grafik kecepatan sama dengan grafik percepatan yaitu naik lalu kembali ke kondisi awal, kemudian turun dan kembali ke kondisi awal. Nilai maksimum pada grafik kecepatan sebelum ditambah TVA sebesar 2,905. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 1,335. Sistem mengalami penurunan 54,04%. Sedangkan nilai maksimum pada grafik percepatan sebelum ditambah TVA sebesar 183,9. Lalu nilai maksimum setelah ditambah TVA sebesar 426,4. Sistem mengalami kenaikan sebesar 131,87%. Sistem sebelum ditambahkan TVA memiliki *settling time* lebih dari 2s dan setelah ditambahkan TVA sistem memiliki *settling time* sekitar 0,5s.

Hal ini sudah sesuai dengan teori yang ada yaitu sesuai dengan rumus 4.1 dan 4.2 dimana dengan tambahan TVA maka terjadi pengurangan. Ketidaksesuaian terjadi pada nilai maksimum di percepatan, namun hanya sesaat karena gradien kecepatan lebih curam dan osilasi yang terjadi semakin berkurang menunjukkan adanya penyerapan energi berlebih oleh TVA.

Tabel 5.2 Nilai maksimum perpindahan angular

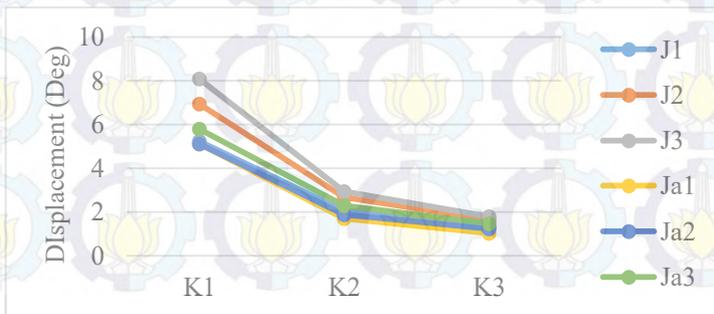
		Tanpa TVA	Dengan TVA
K1	J1	5,237	5,115
	J2	6,933	5,125
	J3	8,074	5,782
K2	J1	2,059	1,706
	J2	2,67	1,891
	J3	2,931	2,287
K3	J1	1,336	1,024
	J2	1,65	1,234
	J3	1,801	1,472

Tabel 5.3 Nilai maksimum kecepatan angular

		Tanpa TVA	Dengan TVA
K1	J1	2,905	1,335
	J2	1,744	1,075
	J3	1,122	0,8263
K2	J1	2,228	1,199
	J2	1,127	0,8538
	J3	0,6952	0,5786
K3	J1	1,895	1,123
	J2	0,974	0,7348
	J3	0,5553	0,4895

Tabel 5.4 Nilai maksimum percepatan angular

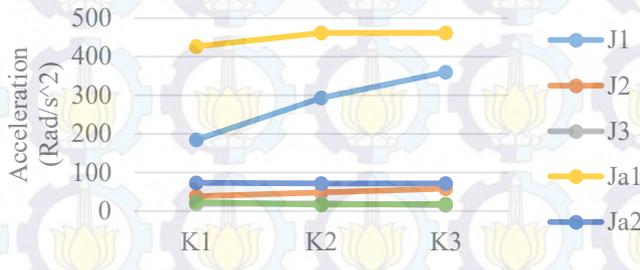
		Tanpa TVA	Dengan TVA
K1	J1	183,9	426,4
	J2	36,88	71,74
	J3	17,4	22,71
K2	J1	293,4	461,3
	J2	47,76	70,83
	J3	18,65	15,42
K3	J1	359,3	460,3
	J2	57,68	71,52
	J3	14,53	17,74



Gambar 5.16 Grafik nilai maksimum perpindahan angular



Gambar 5.17 Grafik nilai maksimum kecepatan angular



Gambar 5.18 Grafik nilai maksimum percepatan angular

Tabel 5.2 sampai tabel 5.4 dan grafik 5.16 sampai grafik 5.18 merupakan nilai puncak dari grafik-grafik tersebut. Trendline yang terbentuk dari sistem menunjukkan bahwa semakin besar inersia dari beban, maka semakin besar pula perpindahan angular maksimum yang terjadi. Tetapi kecepatan dan percepatan angular maksimum semakin menurun. Besarnya inersia beban juga berpengaruh pada osilasi yang terjadi pada sistem, semakin besar inersia maka semakin besar osilasi yang terjadi dan menyebabkan sistem semakin lama untuk mencapai kondisi tunaknya lagi. Hal ini terjadi karena inersia dapat menyimpan energi lalu melepaskannya kembali sehingga terjadi osilasi. Osilasi yang terjadi berfrekuensi rendah atau siklus per detiknya sedikit karena

berdasarkan rumus $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ dimana massa berbanding lurus dengan inersia sehingga nilai frekuensi (ω) kecil. Pengaruh konstanta pegas terhadap sistem adalah semakin besar konstanta pegas, maka semakin kecil perpindahan dan kecepatan angular maksimum, tetapi percepatan maksimum semakin besar dan *overshoot* yang terjadi juga semakin besar. Hal ini terjadi karena pegas juga dapat menyimpan energi lalu melepaskannya kembali sehingga terjadi osilasi. Osilasi yang terjadi memiliki frekuensi lebih besar ketimbang osilasi karena inersia karena konstanta pegas dan frekuensi berbanding lurus berdasarkan rumus $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$. Dapat dilihat pada grafik bahwa respon dinamis sistem setelah ditambahkan TVA mengalami pengurangan perpindahan dan kecepatan angular maksimum, tetapi percepatan angular maksimum bertambah. Namun walaupun percepatan maksimum bertambah, osilasi yang terjadi setelah nilai kembali turun semakin berkurang. Dan sistem juga lebih cepat untuk mencapai kondisi tunaknya lagi. Dapat dilihat lebih jelas pada tabel dan grafik 5.16 sampai 5.18 bahwa nilai dari perpindahan dan kecepatan maksimum turun dari sebelum ditambahkan TVA. Nilai percepatan naik karena sistem setelah diberi TVA memiliki gradien kecepatan yang lebih besar (lebih curam) dibandingkan dengan sebelum ditambah TVA. Nilai rata-rata dari sebelum dan setelah ditambahkan TVA mengalami pengurangan, hal ini sudah sesuai dengan persamaan matematis yang didapat pada rumus 4.2. Untuk pemilihan pasangan beban, TVA, dan konstanta pegas akan disesuaikan dengan spesifikasi dari *accelerometer*. Berikut ini adalah sistem yang dipilih:

1. $J_1 - K_{L2}$

Sistem ini memiliki *overshoot* dan osilasi dengan perpindahan angular yang tidak terlalu kecil dan percepatan yang besar untuk terbaca pada *accelerometer*.

2. $J_3 - K_{L1}$

Sistem ini memiliki osilasi dan percepatan yang cukup besar untuk terbaca pada *accelerometer* dan tidak memiliki waktu yang terlalu lama untuk mencapai kondisi tunak.

5.3. Realisasi Pegas

Dari nilai pegas yang dipilih realisasi pegas akan dibantu dari rumus berikut

$$K = \frac{d^4 E}{10,8 D N_a} \quad (5.1)$$

Dimana:

K= konstanta pegas

d= diameter kawat pegas

E= modulus elastisitas

D= diameter dalam pegas

N_a= jumlah lilitan pegas

Pertama akan dilakukan percobaan dengan satu pegas dengan d= 1mm, D= 10mm, dan N_a= 20. Didapatkan grafik perpindahan fungsi beban seperti berikut:



Gambar 5.19 Grafik perpindahan fungsi beban

Dari data tersebut menggunakan rumus (5.1) didapatkan modulus elastisitas E= 53.962.848.000 Pa. Lalu dicari jumlah lilitan pegas, diameter kawat, dan diameter pegas yang sesuai dengan kebutuhan. Didapat nilai sebagai berikut:

K (Nm/rad)	D (mm)	d (mm)	N _a
0,1	20	1,5	10
0,3	20	1,5	5
1	15	2	5
3	15	2	2

5.4. Realisasi Volume TVA

$$J = \frac{1}{2}(\rho V)(r_o^2 - r_i^2)$$

$$J = \frac{1}{2}\rho[\pi(r_o^2 - r_i^2)l](r_o^2 - r_i^2)$$

$$J = \frac{1}{2}\rho\pi l(r_o^2 - r_i^2)^2$$

Misalkan $(r_o^2 - r_i^2) = x$

$$J = \frac{1}{2}\rho\pi l x^2$$

Dengan

$$\rho = 7874 \frac{kg}{m^3} \text{ dan } l = 0.03 \text{ m}$$

5.4.1. Volume TVA 1

$$J_{A1} = 1,705 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$x = 2,1436 \cdot 10^{-4}$$

$$\text{Jika } r_o = 0.04 \text{ m}$$

$$r_i = 0.037 \text{ m}$$

5.4.2. Volume TVA 2

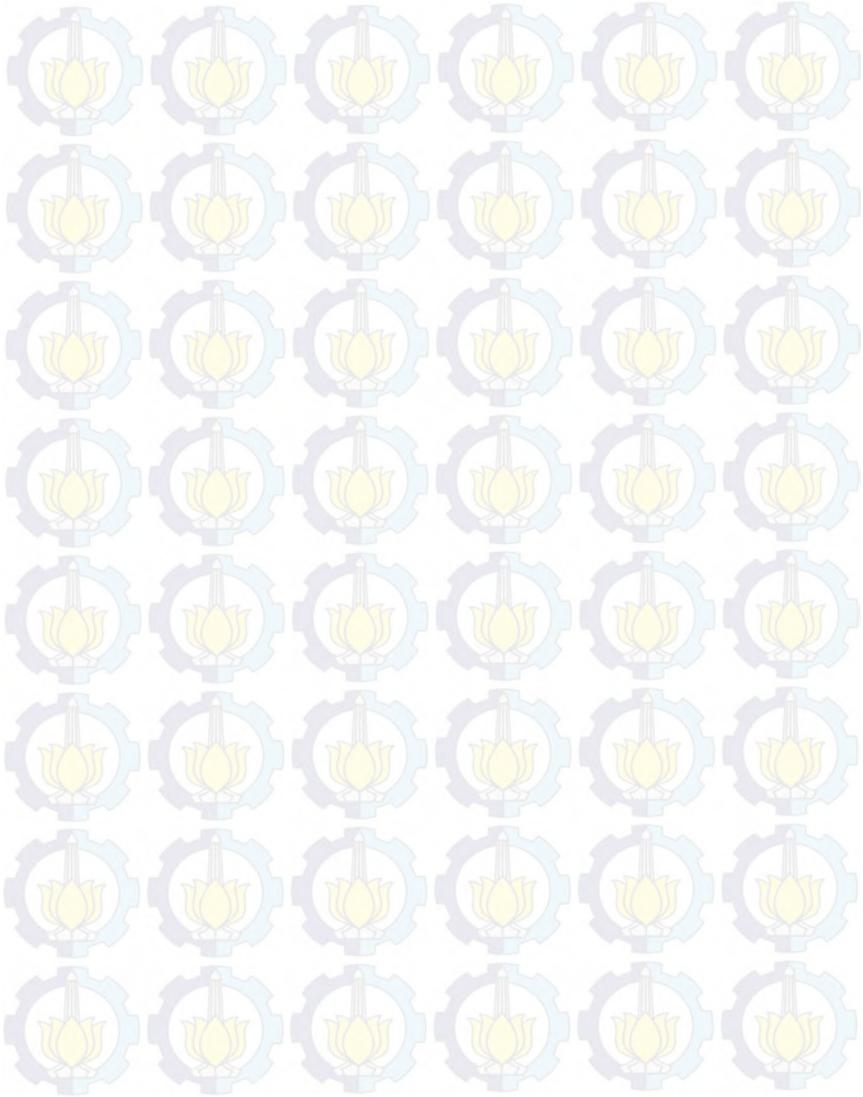
$$J_{A2} = 3,562 \cdot 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$x = 9,7978 \cdot 10^{-4}$$

$$\text{Jika } r_o = 0.05 \text{ m}$$

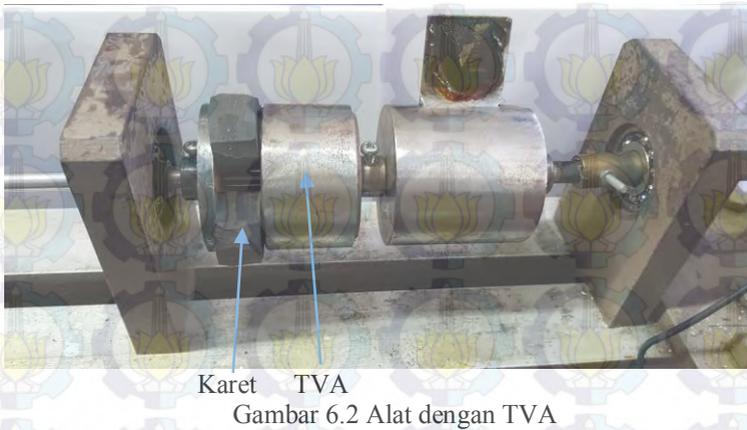
$$r_i = 0.05 \text{ m}$$

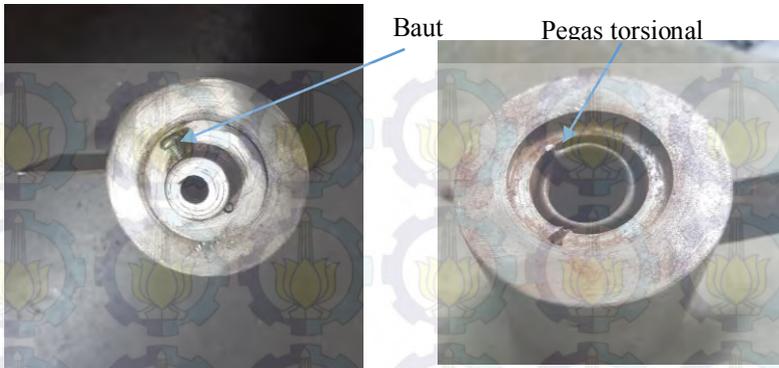
(Halaman ini sengaja dikosongkan)



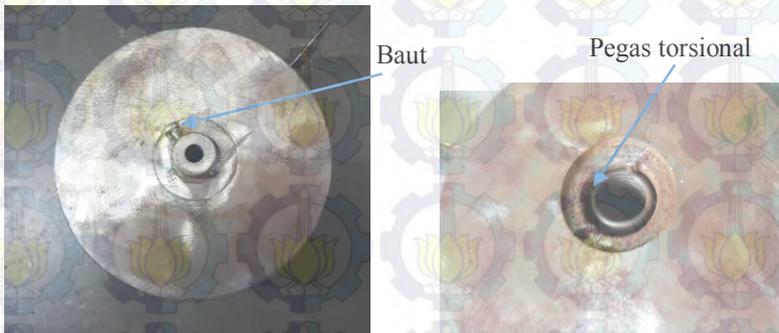
BAB VI PROTOTYPE, PENGUJIAN, DAN ANALISIS ALAT

6.1. Prototipe Alat



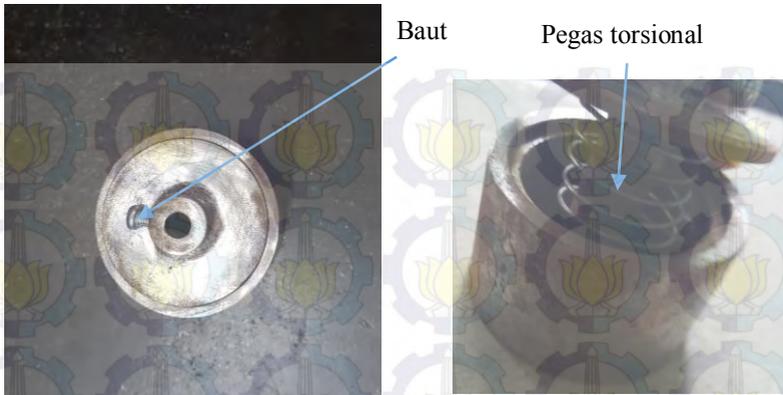


Gambar 6.3 Beban 1 (J_1)

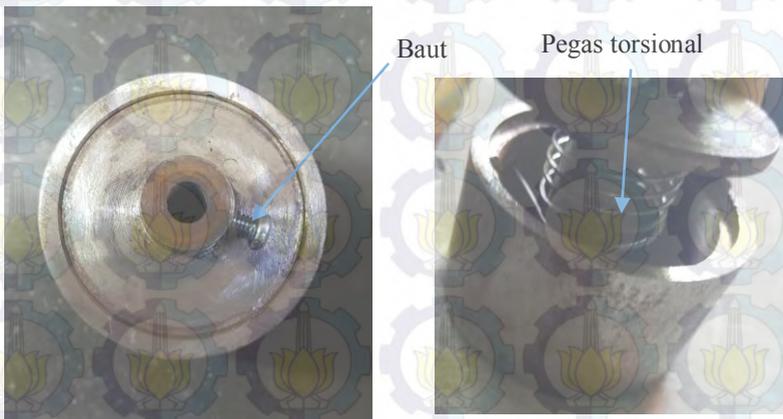


Gambar 6.4 Beban 2 (J_3)

Baut pada beban dan TVA berguna untuk mengencangkan beban dan TVA ke poros sehingga tidak terjadi slip. Cara kerja TVA untuk mengurangi getaran yang terjadi adalah dengan menyerap energi yang berlebih.



Gambar 6.5 TVA 1 (JA1)



Gambar 6.6 TVA 2 (JA3)

6.2. Hasil Pengujian

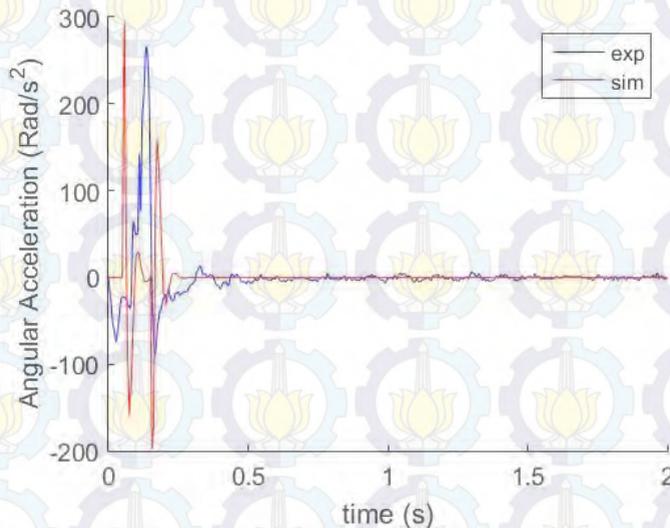
Nilai yang didapat dari pengujian awalnya berupa voltase dengan fungsi waktu. Untuk merubah voltase tersebut menjadi percepatan digunakan rumus sebagai berikut

$$\alpha = \frac{\text{voltase}}{Va} g \frac{f}{100 R}$$

Dimana:

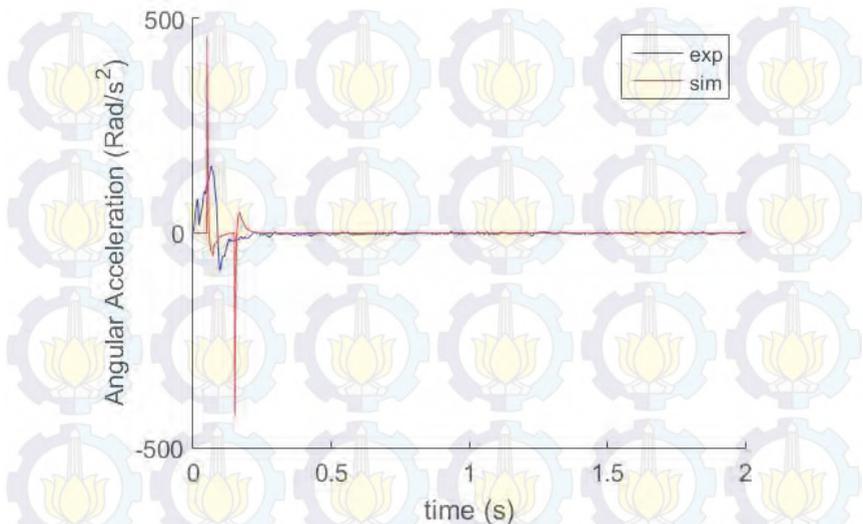
α = percepatan angular
 V_a = sensitivitas *accelerometer* (0,01 volt)
 g = gravitasi (9,81 m/s²)
 f = frekuensi eksitasi
 R = jari-jari beban

Frekuensi dari eksitasi dapat dicari dengan rumus $f = \frac{\omega}{2\pi}$.



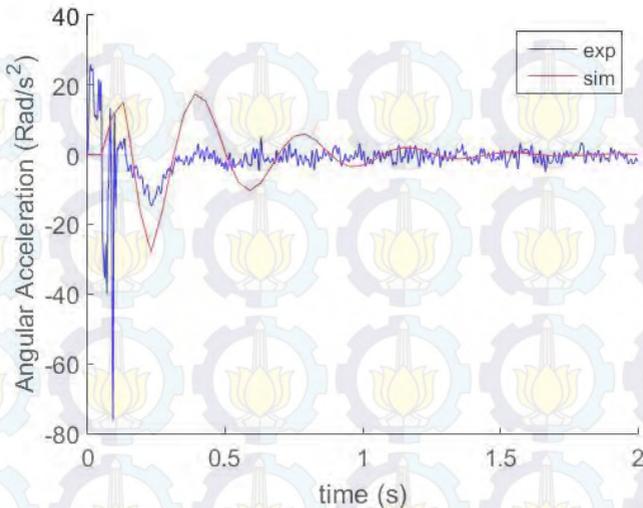
Gambar 6.7 Grafik respon dinamis percepatan angular pasangan $J_1 - K_2$

Trendline yang terbentuk pada grafik hasil pengujian pertama turun sedikit, lalu naik jauh kemudian turun kembali dan naik hingga ke posisi semula. Pada grafik terdapat *noise* yang ada karena gangguan dari luar seperti *accelerometer* yang tidak terpasang dengan baik. Nilai maksimum pada grafik eksperimen sebesar 266,6. Ada perbedaan nilai sebesar 26,8 dengan simulasi. Pada grafik eksperimen memiliki *settling time* sekitar 0,2s. Ada perbedaan nilai sebesar 0,1s dengan simulasi.



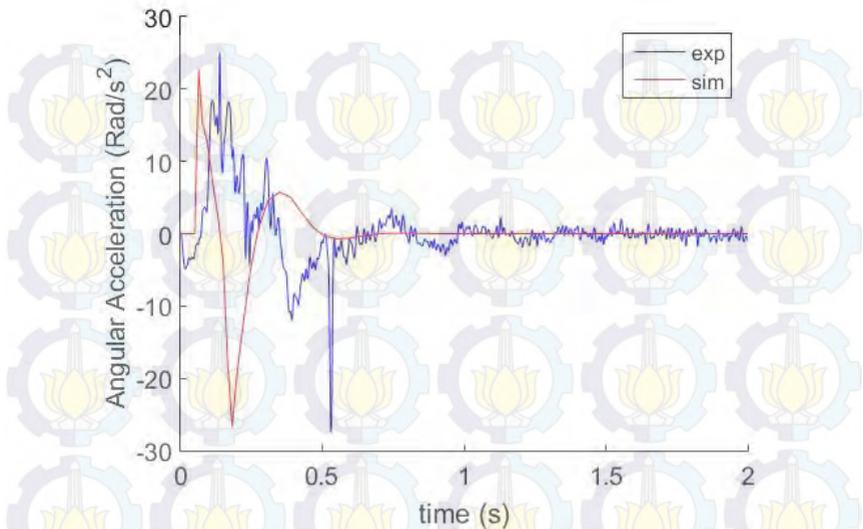
Gambar 6.8 Grafik respon dinamis percepatan angular pasangan $J_1 - J_{A1} - K_2$

Trendline yang terbentuk pada grafik hasil pengujian pertama naik kemudian turun dan kembali naik ke posisi semua. Pada grafik terdapat *noise* yang ada karena gangguan dari luar seperti *accelerometer* yang tidak terpasang dengan baik. Nilai maksimum pada grafik eksperimen sebesar 155,9. Ada perbedaan nilai sebesar 305,4 dengan simulasi. Pada grafik eksperimen memiliki *settling time* sekitar 0,2s. Ada perbedaan nilai sebesar 0,2s dengan simulasi.



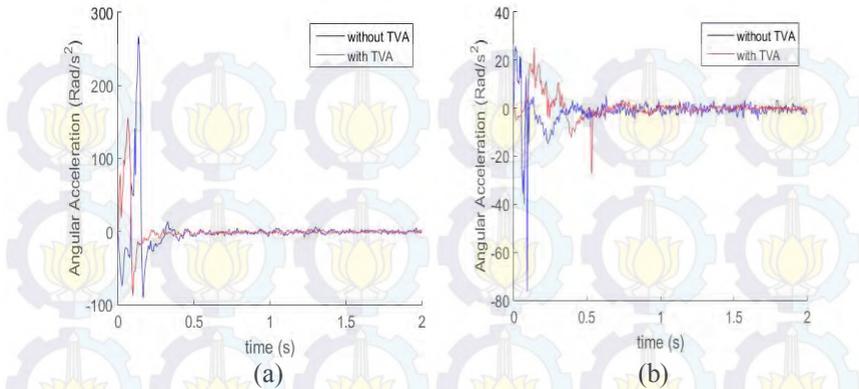
Gambar 6.9 Grafik respon dinamis percepatan angular pasangan $J_3 - K_1$

Trendline yang terbentuk pada grafik hasil pengujian pertama turun lalu naik kemudian terjadi sedikit osilasi dan kembali ke posisi awal. Pada grafik terdapat *noise* yang ada karena gangguan dari luar seperti *accelerometer* yang tidak terpasang dengan baik. Nilai maksimum pada grafik eksperimen sebesar 25,75. Ada perbedaan nilai sebesar 8,35 dengan simulasi. Pada grafik eksperimen memiliki *settling time* sekitar 0,5s. Ada perbedaan nilai sebesar 1,5s dengan simulasi.



Gambar 6.10 Grafik respon dinamis percepatan angular pasangan $J_3 - J_{A3} - K_1$

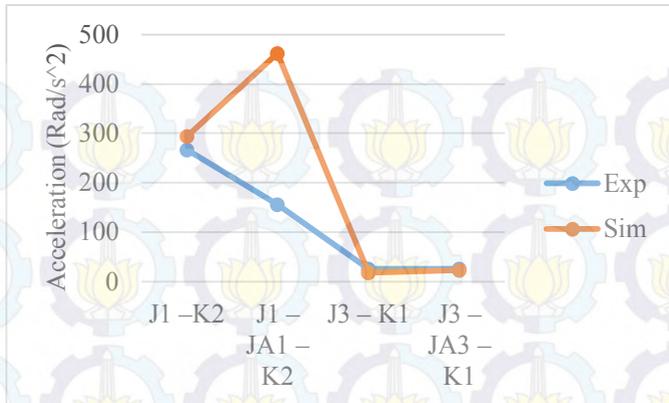
Trendline yang terbentuk pada grafik hasil pengujian pertama naik kemudian terjadi osilasi saat turun kemudian kembali naik ke posisi awal. Pada grafik terdapat *noise* yang ada karena gangguan dari luar seperti *accelerometer* yang tidak terpasang dengan baik. Nilai maksimum pada grafik eksperimen sebesar 25,1. Ada perbedaan nilai sebesar 2,39 dengan simulasi. Pada grafik eksperimen memiliki *settling time* sekitar 1s. Ada perbedaan nilai sebesar 0,5s dengan simulasi.



Gambar 6.11 Grafik respon dinamis perbandingan percepatan angular
 (a) pasangan $J_1 - J_{A1} - K_2$ (b) pasangan $J_3 - J_{A3} - K_1$

Tabel 6.1 Nilai maksimum percepatan angular

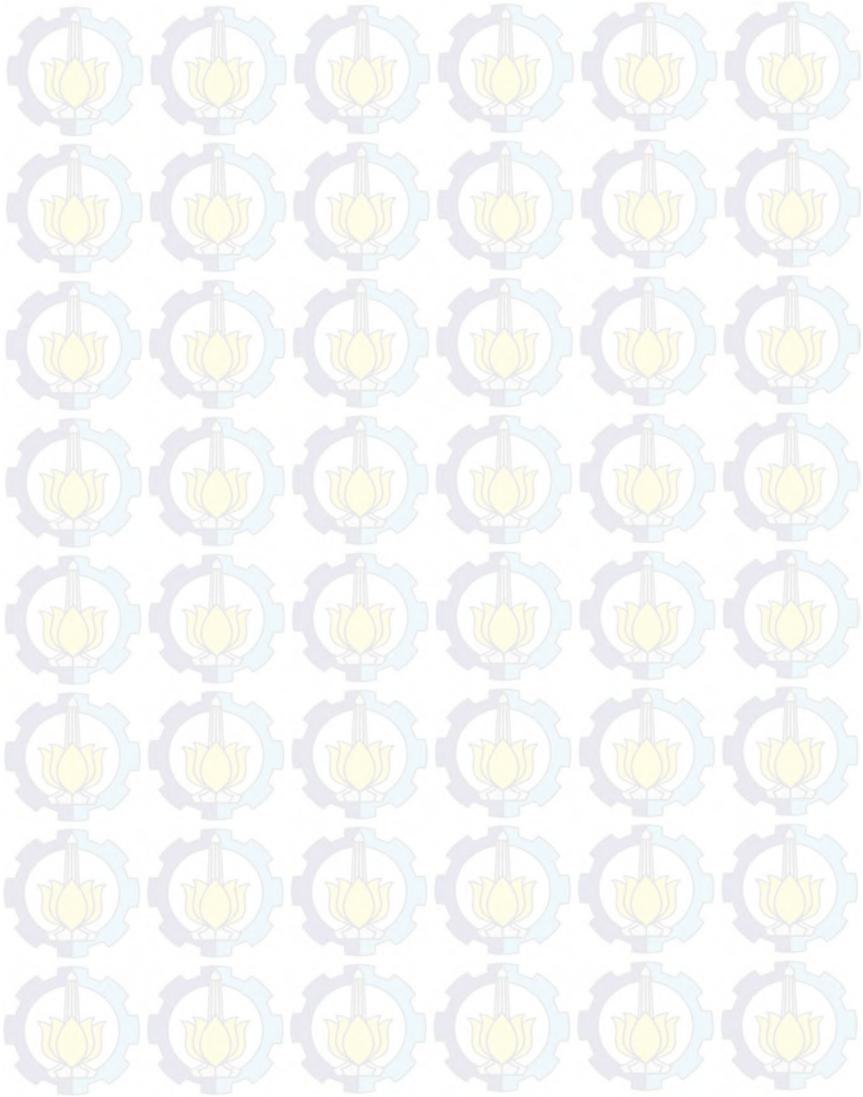
	Pengujian	Simulasi	Error (%)
$J_1 - K_2$	266,6	293,4	10,05
$J_1 - J_{A1} - K_2$	155,9	461,3	195,9
$J_3 - K_1$	25,75	17,4	32,43
$J_3 - J_{A3} - K_1$	25,1	22,71	9,52



Gambar 6.12 Grafik nilai maksimum percepatan angular

Trendline dari grafik-grafik tersebut membentuk impuls yang naik kemudian turun, mendekati trendline dari hasil simulasi, namun pada pengujian terdapat osilasi yang terjadi pada keadaan tunak yang disebabkan oleh *noise* pada *accelerometer*. *Noise* yang terjadi pada pasangan J_3 lebih besar daripada pasangan J_1 . Nilai dari grafik hasil pengujian alat tanpa TVA tidak berbeda jauh kecuali hasil dari grafik 6.7 dimana terjadi error sebesar 195,9% untuk nilai maksimum dengan perbandingan hasil pengujian alat yaitu 155,9 Rad/s^2 dengan hasil simulasi yaitu 461,3 Rad/s^2 . Nilai hasil pengujian dan error yang lain ditunjukkan pada tabel 6.1 dan grafik 6.13. Hasil pengujian alat sebelum dan setelah ditambah TVA berbeda dengan simulasi karena dari hasil dari pengujian alat didapatkan nilai percepatan maksimum yang turun yang ditunjukkan pada gambar 6.11 untuk pasangan $J_1 - J_{A1} - K_2$ dan gambar 6.12 untuk pasangan $J_3 - J_{A3} - K_1$, sedangkan pada simulasi didapatkan nilai percepatan yang naik. Namun untuk trendline yang terbentuk tidak jauh berbeda. Rata-rata error dari perbandingan hasil pengujian alat dan simulasi adalah 61,957%. angka ini cukup besar karena error yang terjadi pada grafik kedua sangat besar. Hal ini terjadi keterbatasan alat uji dan beberapa batasan yang ada pada simulasi.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BAB VII KESIMPULAN DAN SARAN

7.1. Kesimpulan

1. Torsi redam untuk inersia beban $1,705 \cdot 10^{-4} \text{ kg.m}^2$, $1,055 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$, dan $3,562 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^2$ hampir tidak berbeda.
2. Hasil simulasi menunjukkan bahwa semakin besar inersia beban maka semakin besar pula perpindahan angular maksimum, namun kecepatan dan percepatan angular maksimum semakin kecil. Sedangkan semakin besar konstanta pegas maka semakin kecil perpindahan dan kecepatan angular maksimum, namun percepatan angular maksimum semakin besar karena gradien kecepatannya semakin curam.
3. Respon dinamis hasil simulasi menunjukkan perpindahan dan kecepatan maksimum turun setelah ditambah TVA dengan rata-rata pengurangan 21,32% dan 31,46%, namun percepatan maksimum bertambah dengan rata-rata 46,59%, tetapi osilasi yang terjadi semakin kecil.
4. Hasil pengujian menunjukkan hasil yang berbeda dengan simulasi karena didapat dengan tambahan TVA nilai percepatannya menjadi turun. Hal ini terjadi karena keterbatasan alat dan beberapa batasan pada simulasi.

7.2. Saran

1. Perlu dilakukan penelitian lebih lanjut untuk mencapai hasil alat yang lebih maksimal.
2. Diperlukan *accelerometer* yang lebih baik untuk memperbaiki metodologi agar motor dapat berputar sampai keadaan tunaknya sehingga didapat hasil yang lebih baik.

DAFTAR PUSTAKA

Alsuwaiyan, Abdullah S., Shaw, Steven W. 2000. *Performance and Dynamic Stability Of General-Path Centrifugal Pendulum Vibration Absorbers*. Michigan State University:U.S.A.

Hosek, M., Nejat, O., Elmali, H. 2015. *Torsional Vibration Control of MDOF Systems Using The Centrifugal Delayed Resonator*. International Conference on Control and Automation:England

Liu, K., Liu, J. 2004. *The Damped Dynamic Vibration Absorbers:Revisited and New Result*. Lakehead University:Canada

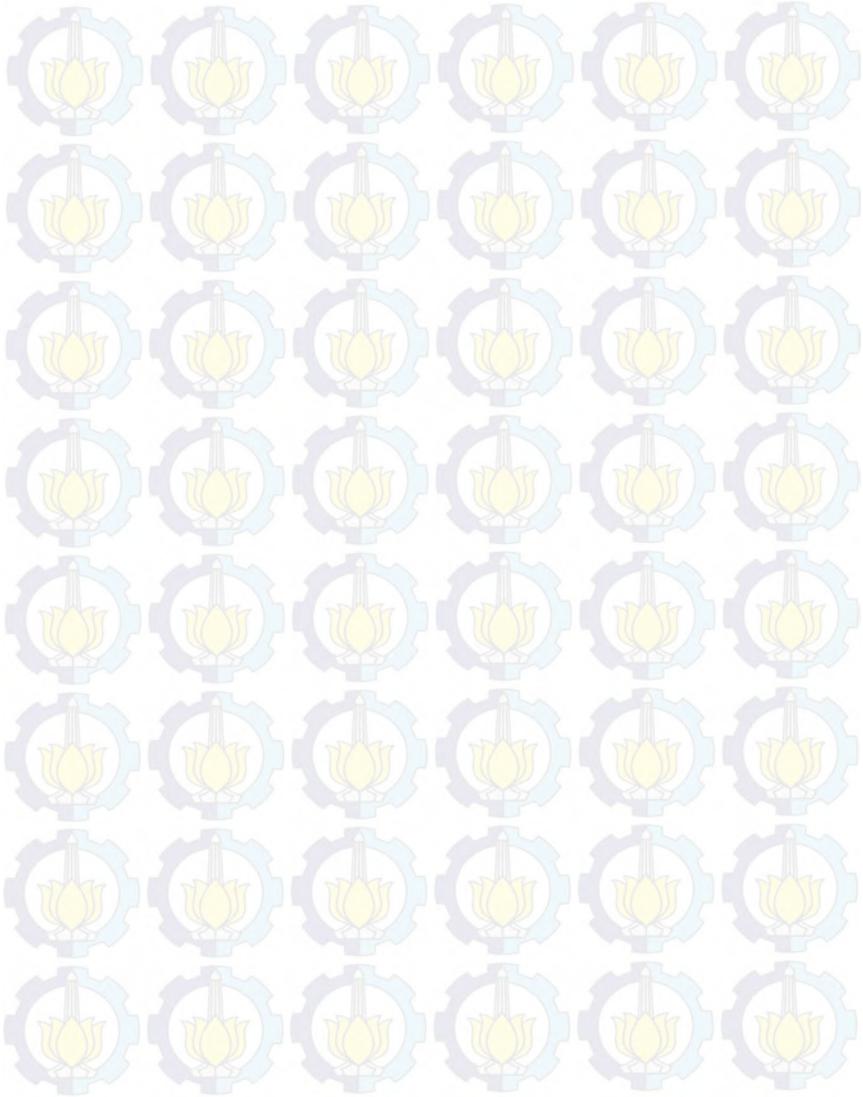
Rao, Singiresu S. 2004. *Mechanical Vibration*. Pearson Education, Inc.:U.S.

White, N. W., Yu, Z., Lucero, C. 2005. *Active Damping of Torsional Resonance in Wind Turbine Drivetrains*. Kansas State University:U.S.A.

Zhao, G., Jiang, Z.,Chen, L. 2013. *Linear Analysis for Performance of Dual Mass Flywheel with Centrifugal Pendulum Dynamic Absorbers System*. Wuhan University:China

Zhen, Song F., Bo, S. 2011. *Control of Rotor Unbalance Vibration with Magnetic Dynamic Absorber*. International Conference on Control and Automation:China

(Halaman ini sengaja dikosongkan)



BIOGRAFI PENULIS



Aryo Kusumo, lahir di Jakarta pada tanggal 31 Desember 1993. Penulis adalah anak tunggal. Penulis memulai pendidikan sekolah dasar di SD Tunas Jakasampurna Bekasi. Kemudian melanjutkan SMP dan SMA di Labschool Jakarta. Lalu menempuh S1 di Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) pada tahun 2011, dan pada akhirnya mampu menyelesaikan studi selama 9 semester. Penulis memiliki minat terhadap dunia musik dan olah raga disamping perkuliahan. Selama kuliah, penulis aktif menjadi asisten di Laboratorium Mekanika Fluida. Namun penulis memilih fokus pada riset di Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis.