



**ITS**  
Institut  
Teknologi  
Sepuluh Nopember

TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISA PENGARUH *DAMPING* PADA RESPON  
GETARAN SISTEM UTAMA DUA DOF (TRANSLASI  
DAN ROTASI) AKIBAT PENGARUH PELETAKAN  
MEKANISME *CANTILEVER* *PIEZOELECTRIC*  
*VIBRATION ABSORBER* (CPVA) SERTA VOLTASE  
BANGKITAN YANG DIHASILKAN**

**ALDISA KURNIA SUZIA  
NRP 02111540023**

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

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri dan  
Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya 2020**









**TUGAS AKHIR – TM184835**

**ANALISA PENGARUH *DAMPING* PADA RESPON  
GETARAN SISTEM UTAMA DUA DOF (TRANSLASI  
DAN ROTASI) AKIBAT PENGARUH PELETAKAN  
MEKANISME *CANTILEVER PIEZOELECTRIC  
VIBRATION ABSORBER* (CPVA) SERTA VOLTASE  
BANGKITAN YANG DIHASILKAN**

**Aldisa Kurnia Suzia**  
0211154000023

Dosen Pembimbing  
**Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN  
REKAYASA SISTEM  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA – 2020**







**BACHELOR THESIS – TM184835**

**ANALYSIS THE EFFECT OF DAMPING IN THE  
VIBRATIONAL RESPONSE AT MAIN SYSTEM  
(TRANSLATIONAL AND ROTATIONAL) FOR  
CANTILEVER PIEZOELECTRIC VIBRATION  
ABSORBER (CPVA) AND GENERATED  
ELECTRICAL ENERGY**

**Aldisa Kurnia Suzia**  
0211154000023

Advisory Lecturer  
**Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.**

**DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND  
SYSTEM ENGINEERING  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA – 2020**







**ANALISA PENGARUH *DAMPING* PADA RESPON  
GETARAN SISTEM UTAMA DUA DOF (TRANSLASI DAN  
ROTASI) AKIBAT PENGARUH PELETAKAN  
MEKANISME *CANTILEVER PIEZOELECTRIC*  
*VIBRATION ABSORBER* (CPVA) SERTA VOLTASE  
BANGKITAN YANG DIHASILKAN**

**TUGAS AKHIR**

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik pada  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**Aldisa Kurnia Suzia**  
NRP. 0211154000023

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. (Pembimbing)  
NIP. 197004121997032003
2. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng (Penguji I)  
NIP. 197505111999031001
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T. (Penguji II)  
NIP. 198907052015042005
4. Ir Julendra B. Ariatedja, M.Eng (Penguji III)  
NIP. 196807061999031004

**SURABAYA**

**JANUARI, 2020**





## **ABSTRAK**



**ANALISA PENGARUH *DAMPING* PADA RESPON  
GETARAN SISTEM UTAMA DUA DOF (TRANSLASI DAN  
ROTASI) AKIBAT PENGARUH PELETAKAN  
MEKANISME *CANTILEVER PIEZOELECTRIC*  
*VIBRATION ABSORBER* (CPVA) SERTA VOLTASE  
BANGKITAN YANG DIHASILKAN**

Nama Mahasiswa : Aldisa Kurnia Suzia  
NRP : 0211154000023  
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.  
Laboratorium : Vibrasi dan Sistem Dinamis  
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS

**ABSTRAK**

*Masalah getaran sering ditemukan pada peralatan yang beroperasi, terutama pada mesin industri. Getaran yang berlebihan akan mengakibatkan gangguan pada mesin dapat mengurangi efisiensi serta menyebabkan umur pakai mesin lebih pendek. Terdapat beberapa cara mereduksi getaran berlebih tersebut salah satunya dengan menggunakan komponen pereduksi getaran yaitu Dynamic Vibration Absorber (DVA) yang dipasang pada sistem utama dari suatu mesin yang bergetar. Pemasangan DVA tersebut akan menyerap energi getaran yang berlebih pada sistem utama. Penyerapan energi tersebut dinamakan Energy Harvesting yang dapat diubah menjadi energi listrik dengan menggunakan alat peredam getaran diantaranya cantilever piezoelectric dan electromagnetic.*

*Pada penelitian ini dilakukan normalisasi dari penelitian sebelumnya yang telah dilakukan oleh (Zulfyanti, 2019) dengan menggunakan simulasi script matlab. Dimana pada penelitian tersebut dilakukan normalisasi sistem utama pada arah gerak translasi dengan cara membuat redaman eksitasi dan redaman pada massa utama tanpa penambahan massa CPVA, serta penambahan massa CPVA. Pada penelitian tersebut hanya dianalisa gerak translasi dikarenakan nilai dari konstanta pegas*



tidak berubah. Selanjutnya, pada penelitian ini juga dilakukan normalisasi, dengan menganalisa sistem utama pada arah gerak translasi dan rotasi yang disebabkan perbedaan nilai konstanta kekakuan pegas masing-masing sisi. Variasi yang digunakan pada penelitian ini adalah variasi redaman eksitasi ( $C_o$ ), variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ) pada kondisi *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped* serta variasi peletakan posisi dari CPVA.

Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, dalam penelitian ini didapatkan hasil respon getaran berupa grafik antara rasio amplitudo dan rasio frekuensi. Pada sistem utama arah gerak translasi dan rotasi didapatkan grafik hasil respon getaran sistem utama akan teredam jika menggunakan redaman eksitasi yaitu  $C_o = 1.8 \text{ Ns/m}$ . Respon getaran yang didapat untuk variasi rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ) pada sistem utama 2 DoF, sistem utama dengan penambahan DVA, serta sistem utama dengan penambahan CPVA akan teredam jika diberikan rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ) pada kondisi *critical damped* dan *overdamped*. Respon Getaran akibat variasi posisi peletakan DVA dan CPVA pada sistem utama menghasilkan nilai rasio amplitudo terendah dan menghasilkan energi listrik terbesar sebesar 2.05 volt jika DVA dan CPVA diletakkan tepat disumbu putar.

**Kata Kunci : Respon Getaran, Dynamic Vibration Absorber, Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber, Rasio Amplitudo, Rasio Frekuensi, Rasio Redaman**

## **ABSTRACT**







**ANALYSIS THE EFFECT OF DAMPING IN THE  
VIBRATIONAL RESPONSE AT MAIN SYSTEM  
(TRANSLATIONAL AND ROTATIONAL) FOR  
CANTILEVER PIEZOELECTRIC VIBRATION ABSORBER  
(CPVA) AND GENERATED ELECTRICAL ENERGY**

*Student's Name* : Aldisa Kurnia Suzia  
*NRP* : 0211154000023  
*Advisory Lecturer* : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.  
*Laboratory* : *Vibration and Dynamic System*  
*Department* : Teknik Mesin FTIRS-ITS

**ABSTRACT**

*Vibration problems often found in operating equipment, especially in the machinery industry. Excessive vibration will cause interference with the machine can reduce the efficiency of the engine and cause a shorter lifetime. There are several ways to reduce excessive vibration of one of them by using vibration-reducing components, namely Dynamic Vibration Absorber (DVA) attached to the main system of a machine that vibrates. The installation of the DVA will absorb excess vibration energy in the main system. Absorption is called Energy Harvesting energy that can be converted into electrical energy by using a tool such as a cantilever piezoelectric vibration damping and electromagnetic.*

*In this research, the normalization of previous research that has been done by (Zulfyanti, 2019) using simulation Matlab script. Where the studies were conducted normalization of the main system in the direction of translational motion by making the damping of excitation and*

*damping on the main mass without the addition of CPVA mass, as well as the addition of CPVA mass. In the study analyzed only the translational motion due to the value of the spring constant has not changed. Furthermore, this research also is normalized, by analyzing the main system in the direction of motion of translation and rotation due to differences in spring stiffness constant value each side. Variations were used in this study is the attenuation variation excitation ( $C_o$ ), the variation damping primary system and absorber damping ratio the underdamped condition, critical damped, and overdamped draft position laying variation of CPVA.*

*From the simulation results that have been done, in this study the results obtained in the form of a graph between the vibration response amplitude ratio and frequency ratio. In the main system and the rotation direction of the translational motion graph of the results obtained vibration response will be reduced if the main system uses the excitation  $C_o = 1.8 \text{ Ns/m}$ . Vibration response obtained for the variation of damping ratio system ( $\zeta_s$ ) and damping ratio absorber system ( $\zeta_a$ ) in the main system 2 DoF, the main system with the addition of the DVA, as well as the main system with the addition of CPVA be damped if given the damping ratio system ( $\zeta_s$ ) and damping ratio of absorber systems ( $\zeta_a$ ) in critical condition damped and overdamped. Vibration response due to variations in DVA and CPVA laying position on the main system produces the lowest amplitude ratio value and generate the largest electric power by 2.05 volt if DVA and swivel CPVA put right.*

***Kata Kunci : Vibration Response, Dynamic Vibration Absorber, Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber, Amplitude Ratio, Frequency Ratio, Damping Ratio***

## **KATA PENGANTAR**





## KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis sampaikan kepada Allah SWT yang telah melimpahkan segenap rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas Akhir yang berjudul **“Analisa Pengaruh *Damping* pada Respon Getaran Utama Dua DOF (Translasi dan Rotasi) Akibat Pengaruh Peletakan Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)* Serta Voltase Bangkitan yang Dihasilkan”**. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, banyak pihak yang telah memberikan dukungan dan bantuannya, sehingga dapat diselesaikan sesuai dengan waktu yang diharapkan. Oleh karena itu, penulis ingin mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Zulkifli dan Ibu Suarnita, S.H. selaku orang tua penulis, yang telah memberikan kasih sayang, dukungan, dan doa yang tak henti-hentinya agar segala urusan penulis dimudahkan dan dilancarkan oleh Allah SWT.
2. Aldo Dwiva Zuska dan Aldi Anugrah Mahesa selaku adik yang selalu memberi dukungan dan semangat pada penulis.
3. Bapak Dr. Bambang Sudarmanta, S.T., M.T., sebagai dosen wali yang telah membantu penulis selama masa perkuliahan.
4. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T., selaku dosen pembimbing yang memberikan bimbingan dan pengarahan kepada penulis selama menyusun Tugas Akhir.
5. Ibu Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T., Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T., Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng., selaku dosen penguji dari Tugas Akhir beserta kritik dan saran yang membangun.

6. Segenap dosen dan karyawan Departemen Teknik Mesin FTIRS ITS, atas ilmu yang telah diberikan kepada penulis.
7. Muhammad Ainur Rofiq yang selalu mendoakan, memberi dukungan, dan selalu sabar saat menghadapi kejenuhan penulis.
8. Shabrina Primilia Nur Amalin, Lucynda Thallibah Lumba, Aulia Nandarema Qayyum dan tak lupa juga Deasy Saraswati sebagai sahabat yang tak segan menemani dan membantu penulis selama menuntut ilmu di Departemen Teknik Mesin FTIRS-ITS.
9. Untuk teman-teman sederhana penulis “Karambia Cukia”, Mutia, Ajin, Yaya, Eca, Febi, Vivien, Ola, Adit, Evan, Didi, Pujon, Ai, Dicko, Faldo, Farhan yang telah menemani dan mengobati apabila penulis teringat dengan kampung halaman.
10. Teman-teman sedosen pembimbing Kevin, Ammar, Fredy, Barel, Gerald, Salsabila, Lucia. Serta teman-teman warga Laboratorium Vibrasi yang telah membantu, berusaha bersama-sama, serta memberikan canda tawa sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir ini.
11. Serta semua pihak yang telah banyak membantu penulis yang tidak dapat penulis sebutkan satu per satu.

Penulis menyadari bahwa penulisan Tugas Akhir ini masih memiliki kekurangan hingga jauh dari kata sempurna, sehingga kritik dan saran yang membangun sangat diharapkan. Guna menambah wawasan serta keperluan studi lainnya untuk pengembangan yang lebih lanjut. Semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan pengetahuan dan dapat bermanfaat bagi siapapun yang membacanya

Surabaya, Januari 2020

Penulis

## **DAFTAR ISI**



## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK</b> .....	iv
<b>ABSTRACT</b> .....	vi
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	viii
<b>DAFTAR ISI</b> .....	x
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xvi
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xxii
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1. Latar Belakang .....	1
1.2. Rumusan Masalah .....	2
1.3. Tujuan.....	3
1.4. Batasan Masalah.....	4
1.5. Manfaat .....	4
<b>BAB II DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	5
2.1. Dasar Teori Mekanika Getaran .....	5
2.1.1 <i>Forced Multi Degree of Freedom Vibration</i> .....	5
2.1.2 <i>Response of a Damped System Under the Harmonic Motion of the Base</i> .....	7
2.1.3 <i>Dynamic Vibration Absorber</i> .....	8
2.1.4 <i>Coordinate Coupling and Principals Coordinate</i> .....	14
2.1.5 <i>Piezoelectric Material</i> .....	15
2.2. Tinjauan Pustaka .....	25
<b>BAB III METODE PENELITIAN</b> .....	47

3.1.	<i>Flowchart</i> Penelitian.....	47
3.2.	Penjelasan Tahap Penelitian.....	48
3.2.1.	Studi Literatur .....	49
3.2.2.	Identifikasi Masalah .....	49
3.2.3.	Rancangan Sistem .....	50
3.2.4.	Persamaan Pergeseran Sumbu Pada Pergerakan <i>Rolling</i> .....	52
3.2.5.	Permodelan Sistem Dinamis dan Persamaan Gerak ..	54
3.3.	Penentuan Parameter .....	105
3.3.1	Menentukan Massa Sistem Utama ( $M_1$ ) .....	105
3.3.2	Menentukan Massa DVA ( $M_2$ ) .....	106
3.3.3	Menentukan Massa CPVA ( $M_3$ ) .....	106
3.3.4	Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas Sistem Utama .....	107
3.3.5	Inersia Massa Utama .....	107
3.3.6	Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas dari Dynamic Vibration Absorber (DVA) .....	108
3.3.7	Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas dari Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA).....	109
3.3.8	Parameter Penelitian .....	110
<b>BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....</b>		<b>113</b>
4.1.	Analisa Simulasi.....	115
4.1.1.	Analisa Simulasi Sistem Utama Arah Translasi dan Arah Rotasi .....	115

4.1.1.1. Respon Getaran Sistem Utama Pada Rasio Amplitudo Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Arah Gerak Translasi Tanpa Redaman Eksitasi .....	116
4.1.1.2. Respon Getaran Sistem Utama Pada Rasio Amplitudo Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Arah Gerak Translasi Dengan Redaman Eksitasi 1.8 Ns/m .....	117
4.1.1.3. Respon Getaran Sistem Utama Pada Rasio Amplitudo Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Arah Gerak Rotasi Tanpa Redaman Eksitasi	120
4.1.1.4. Respon Getaran Sistem Utama Pada Rasio Amplitudo Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi 1.8 Ns/m .....	121
4.1.2. Analisa Simulasi Sistem Utama dengan DVA .....	124
4.1.2.1. Respon Getaran Sistem Utama dengan DVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan DVA di Sumbu Putar .....	125
4.1.2.2. Respon Respon Getaran Sistem Utama dengan DVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan DVA dengan Jarak 0.03 m dari Sumbu Putar .....	129
4.1.2.3. Respon Getaran Sistem Utama dengan DVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan DVA dengan Jarak 0.06 m dari Sumbu Putar .....	133
4.1.2.4. Pengaruh Variasi Posisi DVA terhadap Rasio Amplitudo.....	138



4.1.3.	Analisa Simulasi Sistem Utama dengan CPVA .....	140
4.1.3.1.	Respon Getaran Sistem Utama dengan CPVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan CPVA di Sumbu Putar .....	141
4.1.3.2.	Respon Getaran Sistem Utama dengan CPVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan CPVA dengan Jarak 0.03 m dari Sumbu Putar .....	147
4.1.3.3.	Respon Getaran Sistem Utama dengan CPVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan CPVA dengan Jarak 0.06 m dari Sumbu Putar .....	152
4.1.3.4.	Pengaruh Variasi Posisi CPVA terhadap Rasio Amplitudo.....	158
4.1.3.5.	Pengaruh Variasi Posisi terhadap Voltase Bangkitan oleh Mekanisme <i>Cantilever Piezoelectric Vibration Absoreber</i> (CPVA) .....	161
4.2	Analisa Perbandingan Hasil Simulasi Respon Getaran Sistem Utama Dua DOF (Translasi dan Rotasi) dan Hasil Simulasi Respon Getaran Sistem Utama 1 DOF (Translasi) .....	164
4.2.1	Perbandingan Hasil Simulasi Untuk Respon Getaran Sistem Utama Satu DoF dan Respon Getaran Sistem Utama Dua DoF pada Arah Translasi.....	165
4.2.2	Perbandingan Hasil Simulasi Untuk Respon Getaran Sistem Utama Satu DoF dengan DVA dan Respon Getaran Sistem Utama Dua DoF Arah Translasi Dengan DVA Tepat di Sumbu Putar .....	167

4.2.3	Perbandingan Hasil Simulasi Untuk Respon Getaran Sistem Utama Satu DoF dengan CPVA dan Respon Getaran Sistem Utama Dua DoF Arah Translasi Dengan CPVA Tepat di Sumbu Putar .....	170
4.3	Analisa Perbandingan Hasil Simulasi Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi dengan Menggunakan Mekanisme DVA dan Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi dengan Menggunakan Mekanisme CPVA pada Peletakan 0.03 m Dari Sumbu Putar ..	172
4.4	Nilai Frekuensi Natural yang Didapatkan Pada Bode Diagram dan Hasil Perhitungan Rumus .....	174
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>		<b>177</b>
5.1.	Kesimpulan .....	177
5.2.	Saran .....	180
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>181</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>		<b>183</b>
<b>BIODATA PENULIS .....</b>		<b>193</b>

*Halaman sengaja dikosongkan*

## **DAFTAR GAMBAR**



## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2. 1</b>	Skema <i>forced multi dof vibration</i> (Rao, 2011).....	6
<b>Gambar 2. 2</b>	<i>Base Excitation Motion</i> (Rao, 2011) .....	7
<b>Gambar 2. 3</b>	Skema DVA tidak teredam (Rao, 2011).....	8
<b>Gambar 2. 4</b>	Efek Penggunaan <i>Undamped Vibration Absorber</i> terhadap respon pada sistem utama (Rao, 2011) .	10
<b>Gambar 2. 5</b>	Permodelan Dinamis sistem utama dengan <i>damped</i> DVA (Rao, 2011) .....	11
<b>Gambar 2. 6</b>	Pengaruh <i>Damped Vibration Absorber</i> terhadap respon sistem utama (Rao, 2011) .....	13
<b>Gambar 2. 7</b>	Sistem Koordinat Terkopel dan Koordinat Utama (Rao, 2011).....	15
<b>Gambar 2. 8</b>	Beberapa contoh bentuk <i>piezoelectric</i> (Syahir, 2018) .....	16
<b>Gambar 2. 9</b>	<i>Free body diagram</i> dari <i>cantilever piezoelectric</i> (Syahir, 2018).....	19
<b>Gambar 2. 10</b>	Model dari <i>energy harvesting</i> menggunakan <i>cantilever piezoelectric</i> .....	20
<b>Gambar 2. 11</b>	Rangkaian listrik dari <i>energy harvesting</i> (Syahir, 2018).....	20
<b>Gambar 2. 12</b>	Susunan paralel material <i>piezoelectric</i> (Syahir, 2018) .....	21
<b>Gambar 2. 13</b>	Konstanta pegas dari <i>piezoelectric</i> yang disusun secara paralel (Syahir, 2018).....	22
<b>Gambar 2. 14</b>	<i>Piezoelectric</i> disusun secara seri (Syahir, 2018)	22
<b>Gambar 2. 15</b>	Diagram elektromagnetik pada <i>cantilever piezoelectric</i> (Syahir, 2018) .....	23

<b>Gambar 2. 16</b>	Model dinamis dari <i>piezoelectric</i> sebagai energi bangkitan dan rangkaian <i>harvesting</i> (Syahir, 2018) .....	25
<b>Gambar 2. 17</b>	Tegangan optimal dan besar jarak pada variasi rasio redaman dengan $k = 0,6$ ; (a) tegangan vs rasio frekuensi (b) besar perpindahan vs rasio frekuensi (Daqaq, Inman, & Renno, 2008).....	26
<b>Gambar 2. 18</b>	Model Dinamis <i>Absorber</i> (Hassan, 2014).....	27
<b>Gambar 2. 19</b>	Rasio frekuensi natural <i>absorber-harvester</i> yang optimal (Hassan, 2014).....	28
<b>Gambar 2. 20</b>	Spektrum frekuensi optimal pada $\zeta = 0,3$ dan $\mu = 0,125$ (Hassan, 2014) .....	29
<b>Gambar 2. 21</b>	Grafik rasio amplitudo optimum terhadap rasio utama (Hassan, 2014) .....	30
<b>Gambar 2. 22</b>	Model dinamis sistem yang ditambahkan <i>damped vibration absorber</i> (Pachpute & Bawa, 2016) ....	30
<b>Gambar 2. 23</b>	Respon sistem utama tanpa DVA pada $\mu = 0, \zeta = 0, f = 0,7 - 0,8$ (Pachpute & Bawa, 2016) .....	31
<b>Gambar 2. 24</b>	Respon sistem utama dengan (a) DVA tidak teredam (b) DVA teredam, pada $\mu = 0,2, \zeta = 0, f = 0,7 - 0,8$ (Pachpute & Bawa, 2016) .....	32
<b>Gambar 2. 25</b>	<i>Free body diagram</i> dari sistem utama dengan penambahan CPVA (Syahir, 2018) .....	33
<b>Gambar 2. 26</b>	<i>Free body diagram</i> dari <i>absorber</i> pada mekanisme CPVA (Syahir, 2018).....	34
<b>Gambar 2. 27</b>	<i>Free body diagram</i> dari <i>piezoelectric cantilever</i> pada mekanisme CPVA (Syahir, 2018) .....	35
<b>Gambar 2. 28</b>	(a) alat simulator getaran dengan penambahan <i>cantilever piezoelectric vibration absorber</i> (CPVA) (b) sistem dinamis dengan penambahan <i>cantilever piezoelectric vibration absorber</i> (CPVA) (Zulfyanti, 2019) .....	37

<b>Gambar 2. 29.</b> <i>Free body diagram</i> dari sistem utama ditambah CPVA dengan arah gerak translasi (Zulfyanti, 2019) .....	38
<b>Gambar 2. 30</b> <i>Free body diagram</i> dari <i>absorber</i> dengan arah gerak translasi (Zulfyanti, 2019).....	39
<b>Gambar 2. 31</b> <i>Free body diagram</i> dari <i>cantilever piezoelectric vibration absorber</i> dengan arah gerak translasi (Zulfyanti, 2019).....	40
<b>Gambar 2. 32</b> (a) Respon Getaran Sistem utama eksitasi (b) Respon getaran sistem <i>absorber</i> , (c) Respon getaran sistem <i>piezoelectric</i> , (d) Voltase bangkitan pada mekanisme CPVA (Zulfyanti, 2019) .....	44
<b>Gambar 3. 1</b> <i>Flowchart</i> penelitian.....	48
<b>Gambar 3. 2</b> Sistem utama tanpa CPVA.....	50
<b>Gambar 3. 3</b> <i>Cantilever piezoelectric vibration absorber</i> (CPVA) .....	51
<b>Gambar 3. 4</b> Mekanisme sistem utama dengan penambahan CPVA.....	52
<b>Gambar 3. 5</b> <i>Free Body Diagram</i> dari mekanisme sistem utama Dua DOF dengan arah gerak translasi dan Rotasi	53
<b>Gambar 3. 6</b> Mekanisme sistem utama tanpa penambahan CPVA .....	54
<b>Gambar 3. 7</b> <i>Free Body Diagram</i> dari mekanisme sistem utama Dua DOF dengan arah gerak translasi dan Rotasi	55
<b>Gambar 3. 8</b> Permodelan sistem dinamis sistem utama ditambah DVA.....	62
<b>Gambar 3. 9</b> <i>Free Body Diagram</i> dari mekanisme sistem utama dengan DVA.....	63
<b>Gambar 3. 10</b> <i>Free Body Diagram</i> dari mekanisme DVA .....	65
<b>Gambar 3. 11</b> Permodelan sistem dinamis sistem utama dengan mekanisme CPVA .....	77
<b>Gambar 3. 12</b> <i>Free Body Diagram</i> Sistem Utama .....	78



<b>Gambar 3. 13</b>	<i>Free Body Diagram</i> mekanisme DVA dengan CPVA.....	80
<b>Gambar 3. 14</b>	<i>Free Body Diagram</i> mekanisme CPVA .....	80
<b>Gambar 3. 15</b>	Momen Inersia <i>Plat Exciter</i> .....	108
<b>Gambar 3. 16</b>	<i>Piezoelectric Minisense 100 Vibration Absorber</i> .....	110
<b>Gambar 3. 17</b>	Dimensi material <i>piezoelectric</i> yang digunakan	110
<b>Gambar 4. 1</b>	Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi dengan Variasi Rasio Redaman dan $C_0 = 0$ Ns/m	117
<b>Gambar 4. 2</b>	Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi dengan Variasi Rasio Redaman dan $C_0 = 1.8$ Ns/m .....	118
<b>Gambar 4. 3</b>	Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dengan Variasi Rasio Redaman dan $C_0 = 0$ Ns/m.....	121
<b>Gambar 4. 4</b>	Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dengan Variasi Rasio Redaman dan $C_0 = 1.8$ Ns/m.....	123
<b>Gambar 4. 5</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dan (c) Respon Getaran Sistem <i>Absorber</i> Arah Translasi dengan Peletakan tepat di sumbu putar.....	128
<b>Gambar 4. 6</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dan (c) Respon Getaran Sistem <i>Absorber</i> Arah Translasi dengan Peletakan DVA berjarak 0.03 m dari sumbu putar .....	132
<b>Gambar 4. 7</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dan (c) Respon Getaran Sistem <i>Absorber</i> Arah Translasi dengan Peletakan DVA berjarak 0.06 m dari sumbu putar .....	137
<b>Gambar 4. 8</b>	Pengaruh Variasi Posisi dan Rasio Amplitudo pada Sistem Utama dengan DVA.....	139

<b>Gambar 4. 9</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dan (c) Respon Getaran Sistem <i>Absorber</i> Arah Translasi (d) Respon Getaran Sistem <i>Piezoelectric</i> Arah Translasi dengan Peletakan CPVA tepat pada sumbu putar .....	145
<b>Gambar 4. 10</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi dan (c) Respon Getaran Sistem <i>Absorber</i> Arah Translasi (d) Respon Getaran Sistem <i>Piezoelectric</i> Arah Translasi dengan Peletakan CPVA berjarak 0.03 m dari sumbu putar .....	151
<b>Gambar 4. 11</b>	(a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dan (c) Respon Getaran Sistem <i>Absorber</i> Arah Translasi (d) Respon Getaran Sistem <i>Piezoelectric</i> Arah Translasi dengan Peletakan CPVA berjarak 0.06 m dari sumbu putar .....	156
<b>Gambar 4. 12</b>	Pengaruh Variasi Posisi dan Rasio Amplitudo pada (a) Sistem Utama Arah Gerak Translasi dan Rotasi (b) Translasi Sistem <i>Absorber</i> dan Translasi Sistem <i>Piezoelectric</i> .....	159
<b>Gambar 4. 13</b>	Bok Diagram <i>Energy Harvesting</i> pada Mekanisme CPVA.....	162
<b>Gambar 4. 14</b>	Respon energi listrik bangkitan berdasarkan posisi peletakkan CPVA .....	163
<b>Gambar 4. 15</b>	Respon Getaran Arah Translasi, pada (a) Sistem Utama Satu DOF (b) Sistem Utama Dua DOF .	166
<b>Gambar 4. 16</b>	Respon Getaran Arah Translasi dengan penambahan DVA, pada (a) Sistem Utama Satu DOF (b) Sistem Utama Dua DOF .....	168

<b>Gambar 4. 17</b>	Respon Getaran Arah Translasi dengan penambahan CPVA, pada (a) Sistem Utama Satu DOF (b) Sistem Utama Dua DOF .....	170
<b>Gambar 4. 18</b>	Perbandingan Rasio Amplitudo DVA dan CPVA .....	173
<b>Gambar 4. 19</b>	<i>Bode Diagram</i> .....	175

## **DAFTAR TABEL**







## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2. 1</b>	Karakteristik Energi Bangkitan dari material <i>Piezoelectric</i> (Syahir, 2018).....	17
<b>Tabel 2. 2</b>	Sifat Mekanik Material <i>Piezoelectric</i> (Syahir, 2018)	18
<b>Tabel 3. 1</b>	Variasi data Simulasi .....	104
<b>Tabel 3. 2</b>	Parameter Massa Sistem Utama .....	106
<b>Tabel 3. 3</b>	Parameter Penelitian .....	111
<b>Tabel 4. 1</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Tanpa Redaman Eksitasi .....	116
<b>Tabel 4. 2</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama dengan Redaman Eksitasi.....	118
<b>Tabel 4. 3</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama tanpa Redaman Eksitasi .....	120
<b>Tabel 4. 4</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama dengan Redaman Eksitasi .....	122
<b>Tabel 4. 5</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	125
<b>Tabel 4. 6</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi .....	126
<b>Tabel 4. 7</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Absorber Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi.....	126
<b>Tabel 4. 8</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	130
<b>Tabel 4. 9</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi .....	130



<b>Tabel 4. 10</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Absorber Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	131
<b>Tabel 4. 11</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	134
<b>Tabel 4. 12</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi .....	134
<b>Tabel 4. 13</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Absorber Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	135
<b>Tabel 4. 14</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	142
<b>Tabel 4. 15</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi .....	142
<b>Tabel 4. 16</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem <i>Absorber</i> Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	143
<b>Tabel 4. 17</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem <i>piezoelectric</i> Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	143
<b>Tabel 4. 18</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	147
<b>Tabel 4. 19</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi .....	148

<b>Tabel 4. 20</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem <i>Absorber</i> Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	148
<b>Tabel 4. 21</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem <i>Piezoelectric</i> Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	149
<b>Tabel 4. 22</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	153
<b>Tabel 4. 23</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi .....	153
<b>Tabel 4. 24</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem <i>Absorber</i> Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi.....	154
<b>Tabel 4. 25</b>	Hasil Perhitungan <i>Matlab Script</i> Redaman Sistem <i>Piezoelectric</i> Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi.....	154
<b>Tabel 4. 26</b>	Frekuensi Sistem.....	176

*Halaman ini sengaja dikosongkan*



**BAB I**  
**PENDAHULUAN**



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

Masalah getaran sering ditemukan pada peralatan yang beroperasi terutama pada mesin – mesin industri. Getaran tersebut ada yang masuk kategori berlebihan, dan dapat mengakibatkan gangguan pada komponen mesin, sehingga mengurangi efisiensi dari proses yang dilakukan mesin dan menyebabkan umur pakai mesin lebih pendek. Suatu mesin dikatakan ideal apabila tidak menimbulkan kebisingan atau getaran jika sedang dioperasikan. Hal ini dikarenakan seluruh energi yang dihasilkan oleh mesin diubah menjadi kerja. Namun pada kenyataannya, energi dari mesin-mesin tersebut sebagian terbuang sehingga mengakibatkan adanya getaran berlebih yang ditimbulkan oleh mesin. Terdapat beberapa cara untuk mereduksi getaran berlebih tersebut salah satunya dengan menggunakan komponen pereduksi getaran yaitu *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang dipasang pada sistem utama dari suatu mesin yang bergetar. Prinsip kerja DVA adalah penambahan massa *absorber* dan pegas pada sistem utama yang akan mereduksi getaran sistem utama dengan menghasilkan getaran yang arahnya berlawanan dengan arah getar dari sistem utama. Tujuan dari pemasangan DVA adalah menyerap energi kinetik getaran yang berlebih serta merubah frekuensi natural dari suatu sistem. Energi kinetik yang diserap melalui DVA dapat diubah menjadi energi listrik yang dapat dimanfaatkan kembali energinya. Energi tersebut dikenal dengan istilah *energy harvesting*. *Energy harvesting* merupakan suatu proses menyerap energi eksternal seperti energi surya, energi panas, energi potensial, energi kinetik, dan energi getaran, yang dikonversikan menjadi energi listrik. Pemanfaatan energi tersebut dapat dilakukan dengan menggunakan alat peredam getaran diantaranya *cantilever piezoelektric* dan *electromagnetic*.

Dari latar belakang diatas, dilakukan penelitian mengenai reduksi respon getaran dan dapat menghasilkan energi listrik bangkitan dengan mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber*. Penelitian terkait CPVA telah dilakukan oleh Pingkan (Zulfyanti, 2019). Pada penelitian yang telah dilakukan oleh Pingkan (Zulfyanti, 2019) yaitu melakukan analisa pengaruh *damping* pada respon getaran sistem dengan mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA). Dimana, analisa gerak dari sistem utama hanya untuk arah gerak translasi. Penelitian ini menghasilkan jika rasio redaman sistem semakin rendah, getaran yang terjadi tidak akan teredam. Sedangkan, apabila rasio redaman semakin tinggi, getaran yang terjadi akan teredam. Dan didapatkan hasil yaitu respon getaran pada sistem *piezoelectric* lebih rendah daripada respon getaran sistem utama maupun *absorber*, berarti setelah ditambahkan *piezoelectric*, getaran yang terjadi di sistem sudah teredam. Hal ini dikarenakan redaman pada sistem *piezoelectric* sudah menyerap redaman sistem utama dan *absorber*. Penelitian ini juga membahas voltase bangkitan yang dihasilkan dari mekanisme tersebut.

Melihat penelitian tersebut masih memiliki kekurangan yaitu penelitian hanya dilakukan pada satu arah saja yaitu arah translasi. Oleh karena itu, perlu adanya penelitian mengenai analisa pengaruh *damping* pada respon getaran arah gerak translasi dan rotasi sistem utama serta mampu menghasilkan voltase bangkitan pada mekanisme CPVA. Variasi yang digunakan pada penelitian ini adalah redaman eksitasi ( $C_0$ ), rasio redaman sistem, rasio redaman absorber, dan peletakan dari DVA dan CPVA. Sehingga diperoleh hasil respon getaran antara rasio amplitudo dan rasio frekuensi, posisi peletakan DVA terhadap respon getaran dari sistem utama serta voltase bangkitan yang dihasilkan pada sistem CPVA.

## 1.2. Rumusan Masalah

Dari uraian latar belakang diatas, perumusan masalah yang dapat diangkat pada penelitian ini adalah :



1. Bagaimana pengaruh variasi redaman eksitasi dan variasi rasio redaman sistem utama terhadap respon getaran sistem utama 2 DoF?
2. Bagaimana pengaruh variasi rasio redaman sistem, dan rasio redaman absorber, terhadap respon getaran sistem utama 2 DoF dengan mekanisme *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)?
3. Bagaimana pengaruh variasi rasio redaman sistem, dan rasio redaman absorber terhadap respon getaran sistem utama 2 DoF dengan mekanisme CPVA?
4. Bagaimana pengaruh variasi posisi peletakan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) pada sistem utama 2 DoF terhadap voltase bangkitan yang dihasilkan?
5. Bagaimana pengaruh variasi posisi peletakan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) pada sistem utama 2 DoF terhadap respon getaran yang dihasilkan?

### 1.3. Tujuan

Dari perumusan masalah diatas, maka dapat ditentukan tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui dan menganalisa pengaruh variasi redaman eksitasi dan variasi rasio redaman sistem utama terhadap respon getaran sistem utama 2 DoF
2. Mengetahui dan menganalisa pengaruh variasi rasio redaman sistem, dan rasio redaman absorber, terhadap respon getaran sistem utama 2 DoF dengan mekanisme *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)
3. Mengetahui menganalisa pengaruh variasi rasio redaman sistem, rasio redaman absorber, dan rasio redaman *piezoelectric* terhadap respon getaran sistem utama 2 DoF dengan mekanisme CPVA
4. Mengetahui dan menganalisa pengaruh variasi posisi peletakan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) pada sistem utama 2 DoF terhadap voltase bangkitan yang dihasilkan

5. Mengetahui dan menganalisa pengaruh variasi posisi peletakan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) dan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) pada sistem utama 2 DoF terhadap respon getaran yang dihasilkan

#### **1.4. Batasan Masalah**

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Semua getaran dari luar mekanisme diabaikan
2. Gesekan pada pegas dan komponen bergerak lainnya diabaikan
3. Gaya eksitasi dianggap sinusoidal
4. Gaya eksitasi pada sistem utama menyebabkan pergerakan translasi dan rotasi. Sedangkan untuk DVA dan CPVA hanya mengalami pergerakan translasi
5. Defleksi *piezoelectric* sangat kecil, sehingga rasio redaman *piezoelectric* diabaikan

#### **1.5. Manfaat**

Manfaat yang dapat diperoleh dari kegiatan penelitian tersebut adalah :

1. Mengenalkan konsep *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) dan jenis *energy harvesting*.
2. Sebagai referensi dan literatur untuk penelitian *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) dengan metode *cantilever piezoelectric* untuk mereduksi getaran dan menghasilkan listrik.
3. Sebagai inovasi dalam bidang *energy harvesting* dari suatu getaran berlebih pada alat-alat mekanik yang kemudian dikonversikan menjadi energi listrik.
4. Sebagai referensi dalam menentukan peletakan posisi *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) pada mesin-mesin industri yang bergetar secara translasi dan rotasi.

**BAB II**  
**DASAR TEORI DAN**  
**TINJAUAN PUSTAKA**



## **BAB II**

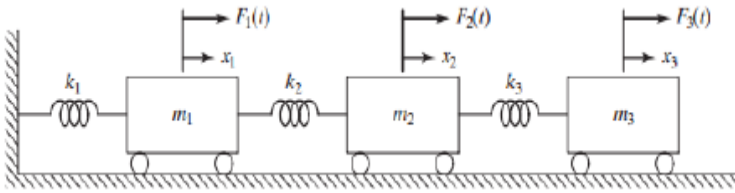
### **DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1. Dasar Teori Mekanika Getaran**

Secara umum, getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak balik suatu benda dari posisi awal melalui titik keseimbangan dengan periode, amplitudo, dan frekuensi tertentu (Rao, 2011). Suatu mesin jika mendapatkan gangguan maka akan menghasilkan getaran, terlebih jika getaran yang ditimbulkan secara berlebihan karena frekuensi operasinya mendekati atau bahkan sama dengan salah satu frekuensi natural dari sistem tersebut. Dan bila hal ini terjadi maka amplitudo getaran akan semakin bertambah besar sehingga inilah yang menyebabkan semakin besarnya getaran pada sistem tersenut dan akan mempengaruhi respon getaran dari suatu sistem. Respon getaran dari suatu sistem dipengaruhi oleh frekuensi natural yang dimiliki oleh semua benda yang memiliki massa dan konstanta pegas. Teori mekanika getaran yang digunakan sebagai landasan dan literatur pada penelitian ini mengenai *Multi DoF*, *Response of a Damped System Under the Harmonic Motion of the Base*, *Dynamic Vibration Absorber*, *Coordinate Coupling and Principals Coordinate*, dan *Piezoelectric*.

##### **2.1.1 *Forced Multi Degree of Freedom Vibration***

Getaran mekanik paksa pada sistem derajat kebebasan ganda atau *forced multi dof vibration* adalah peristiwa getaran yang terjadi pada suatu sistem *multi dof* karena ada gaya eksternal yang mengenai gaya tersebut. Selain getaran alami sistem, sistem juga menerima getaran paksa yang disebabkan adanya gaya eksternal yang mengenai sistem tersebut dan dinamakan *forced vibration*. Sistem *multi dof vibration* ini merupakan sistem yang memiliki massa dan dihubungkan oleh beberapa pegas yang berjumlah lebih dari dua.



**Gambar 2. 1** Skema *forced multi dof vibration* (Rao, 2011)

Dari gambar 2.1 diatas, akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum_i F_i \quad (2.1)$$

Persamaan 2.1 diatas terdiri dari  $i=1, i=2, i=3$  sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks :

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix};$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_2 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}$$

$$[F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix}$$

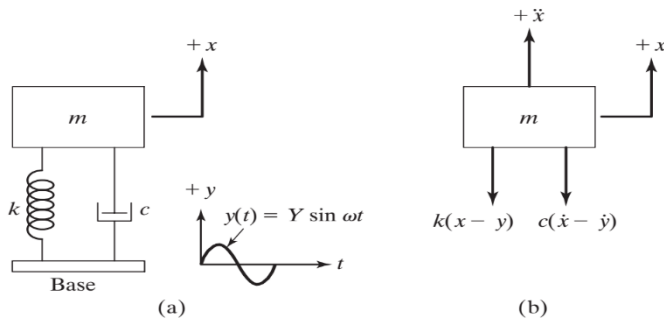
Dengan mnyubstitusikan persamaan 2.1 ke persamaan 2.2, maka akan didapatkan :

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_2 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix}$$

### 2.1.2 Response of a Damped System Under the Harmonic Motion of the Base

Biasanya *base* atau landasan dari sistem pegas-massa-peredam mengalami gerak harmonik, seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.2 (a) Dimana  $y(t)$  menunjukkan perpindahan massa dari posisi keseimbangan statis pada saat  $t$ . Maka pemanjangan dari pegas adalah  $x - y$  dan kecepatan relatif antara dua ujung peredam adalah  $\dot{x} - \dot{y}$ . Dari *free body diagram* yang ditunjukkan pada Gambar 2.2 (b), maka diperoleh persamaan gerak :

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.2)$$



**Gambar 2. 2** Base Excitation Motion (Rao, 2011)

Jika  $y(t) = Y \sin \omega t$ , persamaan (2.2) menjadi

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} \\ kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t &= A \end{aligned} \quad (2.3)$$

Dimana  $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$  dan  $\alpha = \tan^{-1}\left[-\frac{c\omega}{k}\right]$ . Menunjukkan bahwa pemberian gaya eksitasi pada sebuah *base* sebanding dengan menerapkan gaya harmonik besarnya  $A$  ke massa. Respon *steady state* dari massa  $x_p(t)$  dapat dinyatakan dengan :

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2+(c\omega)^2}}{[(k-m\omega^2)^2+(c\omega)^2]^{1/2}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.4)$$

Dimana :

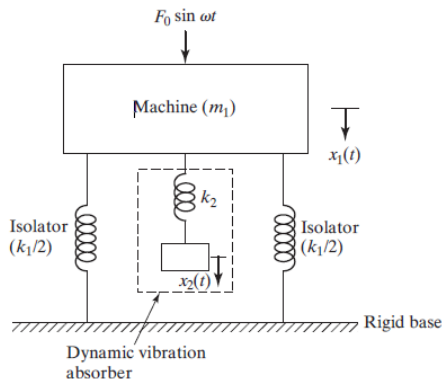
$$\phi_1 = \tan^{-1}\left(\frac{c\omega}{k-m\omega^2}\right) \quad (2.5)$$

### 2.1.3 Dynamic Vibration Absorber

Proses *Dynamic Vibration Absorber* merupakan salah satu proses *vibration control* pada sistem utama untuk mengurangi atau menghilangkan efek getaran yang tidak diinginkan. DVA dapat dimodelkan sebagai sistem dengan komponen *absorber* atau peredam yang dipasang pada sistem utama yang bergetar. *Absorber* tersebut dapat berupa sistem massa dan pegas yang dipasangkan pada sistem sumber getar yang akan direduksi getarannya. *Absorber* yang dipasang akan menghasilkan sistem dengan 2 DOF sehingga akan membuat sistem memiliki dua frekuensi natural.

#### 2.1.3.1. Undamped Vibration Absorber

Skema peredaman *undamped vibration absorber* atau DVA tidak teredam dapat dilihat pada gambar 2.3 dibawah, dimana :



**Gambar 2. 3** Skema DVA tidak teredam (Rao, 2011)

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.6)$$



$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (2.7)$$

Dengan mengansumsikan persamaan harmonik yaitu :

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \quad j = 1, 2 \quad (2.8)$$

Sehingga diperoleh amplitudo *steady state* dari  $m_1$  dan  $m_2$  yaitu :

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.9)$$

$$X_2 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.10)$$

Untuk membuat amplitudo dari  $m_1$  bernilai nol, maka numerator dari persamaan 2.10 harus sama dengan nol, sehingga persamaan tersebut menjadi :

$$\omega_2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.11)$$

Massa utama tanpa DVA memiliki resonansi natural  $\omega^2 \cong \omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1}$ , maka desain dari *absorber*, persamaannya menjadi :

$$\omega_2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.12)$$

Amplitudo getaran mesin akan sama dengan nol apabila beroperasi pada frekuensi resonansi dengan mendefinisikan menjadi :

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left( \frac{k_1}{m_1} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.13)$$

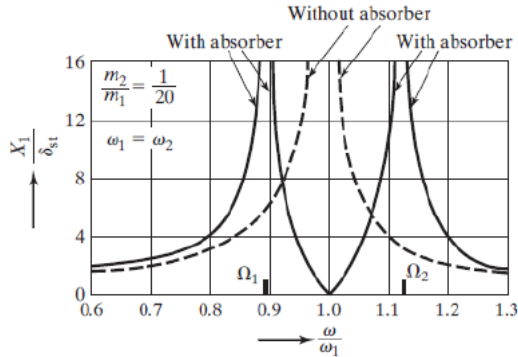
Sebagai frekuensi natural sistem utama dan

$$\omega_2 = \left( \frac{k_2}{m_2} \right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.14)$$

Sebagai frekuensi natural sistem DVA. Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left( \frac{\omega}{\omega_2} \right)^2}{\left[ 1 + \frac{k_2}{k_1} - \left( \frac{\omega}{\omega_1} \right)^2 \right] \left[ 1 - \left( \frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.15)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.16)$$



**Gambar 2. 4** Efek Penggunaan *Undamped Vibration Absorber* terhadap respon pada sistem utama (Rao, 2011)

Pada Gambar 2.4 menunjukkan variasi dari amplitudo mesin ( $X_1/\delta_{st}$ ) terhadap kecepatan mesin ( $\omega/\omega_1$ ). Ketika  $X_1 = 0$  pada  $\omega = \omega_1$  pada frekuensi ini persamaan 2.16 menjadi :

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = -\frac{F_0}{k_2} \quad (2.17)$$

Hal ini menunjukkan bahwa gaya pegas berlawanan dengan eksitasi dan mereduksi gaya eksitasi di ( $k_2 X_2 = -F_0$ ) dan dinetralisasi. Dimensi dari DVA didapatkan melalui persamaan (2.17) dan (2.12) yaitu :

$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.18)$$

Sehingga nilai dari  $k_2$  dan  $m_2$  tergantung pada nilai  $X_2$ .

Pada gambar 2.4 Penambahan DVA menambahkan dua frekuensi resonansi  $\Omega_1$  dan  $\Omega_2$  pada respon mesin, dimana amplitudo dari mesin tidak terhingga. Dalam praktis frekuensi operasional  $\omega$  harus berada jauh dari frekuensi  $\Omega_1$  dan  $\Omega_2$ . Nilai

dari  $\Omega_1$  dan  $\Omega_2$  dapat diperoleh dengan membuat denominator persamaan (2.8) menjadi 0 dimana :

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{k_2}{m_2} \cdot \frac{m_2}{m_1} \cdot \frac{m_1}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.19)$$

Sehingga persamaan (2.15) menjadi :

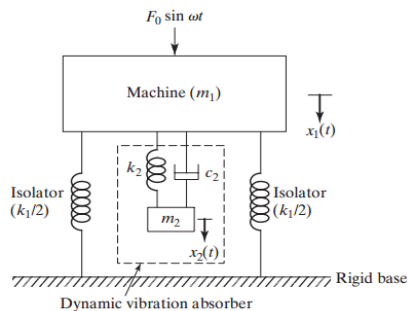
$$\left( \frac{\omega}{\omega_1} \right)^4 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 - \left( \frac{\omega}{\omega_2} \right)^2 \left[ 1 + \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] + 1 = 0 \quad (2.20)$$

Akar dari persamaan tersebut menjadi :

$$\frac{\left( \frac{\Omega_1}{\omega_1} \right)^2}{\left( \frac{\Omega_2}{\omega_2} \right)^2} = \frac{\left\{ \left[ 1 + \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right] \pm \left\{ \left[ 1 + \left( 1 + \frac{m_2}{m_1} \right) \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right]^2 - 4 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \right\}^{\frac{1}{2}} \right\}}{2 \left( \frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2} \quad (2.21)$$

### 2.1.3.2. Damped Dynamic Vibration Absorber

Tipe *Dynamic Vibration Absorber* dengan menggunakan peredam yang dapat menghasilkan dua puncak frekuensi natural baru serta mereduksi amplitudo tersebut. Skema dari *Damped Dynamic Vibration Absorber* ditunjukkan pada gambar 2.5 dibawah ini :



**Gambar 2. 5** Permodelan Dinamis sistem utama dengan damped DVA (Rao, 2011)

Berdasarkan gambar 2.5 diatas didapatkan persamaan gerak dari massa  $m_1$  dan  $m_2$  adalah sebagai berikut :

$$m_1\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.22)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.23)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapat :

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2 \quad (2.24)$$

Sehingga diperoleh persamaan amplitudo dari  $m_1$  dan  $m_2$  adalah sebagai berikut :

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + ic_2\omega(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \quad (2.25)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 - ic_2\omega)}{(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)} \quad (2.26)$$

Nilai  $X_1$  dan  $X_2$  pada persamaan (2.25) dan (2.26) dapat dinyatakan dalam :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.27)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.28)$$

Dimana :

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} = \text{Mass Ratio} = \text{Absorber mass/main mass}$$

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1} = \text{Static deflection of the system}$$

$$\omega_a^2 = \frac{k_2}{m_2} = \text{Square of Natural Frequency of the Absorber}$$

$$\omega_n^2 = \frac{k_1}{m_1} = \text{Square of natural frequency of main mass}$$

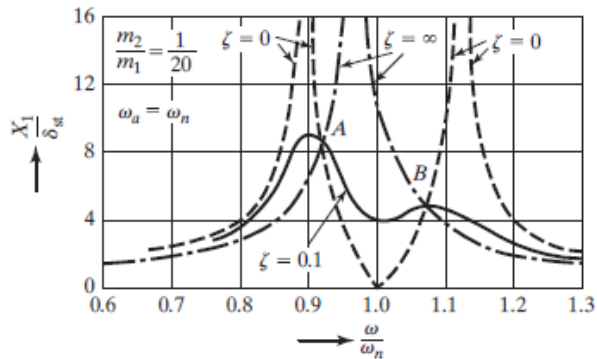
$$f = \frac{\omega_a}{\omega_n} = \text{Ratio of Natural Frequency the absorber}$$

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \text{Ratio of Natural Frequency}$$

$$cc = 2m\omega_n = \text{Critical damping constant}$$

$$\zeta = \frac{c_2}{c_c} = \text{Damping Ratio}$$

Persamaan (2.27) menunjukkan amplitudo getaran dari massa utama yang merupakan fungsi dari  $\mu$ ,  $f$ ,  $g$  dan  $\zeta$ . Grafik dari  $\left(\frac{X_1}{\delta_{st}}\right)$  terhadap *forced frequency ratio* ( $g$ ) ditentukan pada gambar 2.6 dibawah ini dengan nilai  $f = 1$ ,  $\mu = \frac{1}{20}$ , dan variasi nilai  $\zeta$  adalah  $0, 0.1$  dan  $\infty$ . Pada gambar 2.6 dibawah ini  $\zeta$  yang bernilai  $0$  terjadi resonansi memiliki 2 frekuensi pada sistem tidak teredam. Dan ketika  $\zeta$  bernilai  $\infty$  2 massa yaitu  $m_1$  dan  $m_2$  seolah olah menjadi sistem single-degree-of-freedom. Dan saat  $\zeta$  bernilai  $0.1$ , puncak dari  $X_1$  adalah minimum.



**Gambar 2. 6** Pengaruh *Damped Vibration Absorber* terhadap respon sistem utama (Rao, 2011)

Jika redaman sama dengan nol ( $c_2 = \zeta = 0$ ), maka resonansi terjadi pada dua frekuensi resonansi tak teredam dari

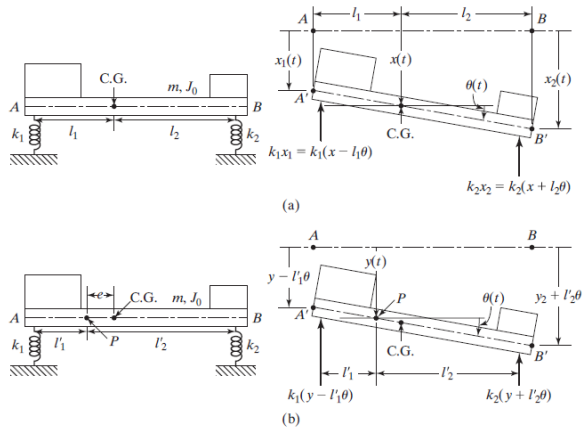
sistem. Hal ini ditunjukkan pada gambar. Ketika redaman menjadi tak terhingga ( $\zeta = \infty$ ), kedua massa  $m_1$  dan  $m_2$ , bekerja bersamaan, dan sistem seolah-olah menjadi 1 DOF dengan massa  $(m_1 + m_2) = \left(\frac{21}{20}\right)m$  dan kekakuannya  $k_1$ . Dalam kasus ini, resonansi terjadi dengan  $X_1 \rightarrow \infty$  pada :

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{1}{\sqrt{1+\mu}} = 0,9759$$

Sehingga puncak  $X_1$  menjadi tak terhingga untuk  $c_2 = 0$  dan  $c_2 = \infty$ , pada daerah diantara batas atas dan bawah, puncak  $X_1$  bernilai minimum.

#### 2.1.4 *Coordinate Coupling and Principals Coordinate*

Untuk menjelaskan konfigurasi dari sistem *multi-degree-of-freedom* membutuhkan koordinat bebas. Biasanya koordinat ini merupakan jumlah geometri bebas yang diukur dari posisi kesetimbangan benda dalam bergetar. Untuk menentukan kesetimbangan tersebut, dipilih beberapa koordinat lain untuk menggambarkan konfigurasi sistem tersebut. Titik terakhir mungkin berbeda dari titik yang pertama yang dimiliki oleh koordinat asal untuk membuat keseimbangan dari sistem. Contoh dari sistem *coordinate coupling* dapat dijelaskan dalam sistem pada gambar 2.7 dibawah ini :



**Gambar 2. 7** Sistem Koordinat Terkopel dan Koordinat Utama  
(*Rao, 2011*)

Gambar 2.7 merupakan sistem dua DoF yang bergerak kearah  $x(t)$  dan rotasi  $\theta(t)$  dari *center of gravity*. Persamaan gerak dari sistem tersebut adalah :

$$m\ddot{x} = -k_1(x - l_1\theta) - k_2(x - l_2\theta) \quad (2.29)$$

$$J\ddot{\theta} = -k_1(x - l_1\theta)l_1 - k_2(x - l_2\theta)l_2 \quad (2.30)$$

Setiap persamaan yang mengandung  $x$  dan  $\theta$  yang disebut dengan sistem terkopel secara statik atau terkopel secara elastik. Dalam penyelesaian persamaan lebih lanjut, koordinat tersebut harus diubah menjadi input dalam koordinat yang akan dihasilkan, misal untuk mendapatkan masing-masing nilai  $X$  atau nilai  $\theta$  [5].

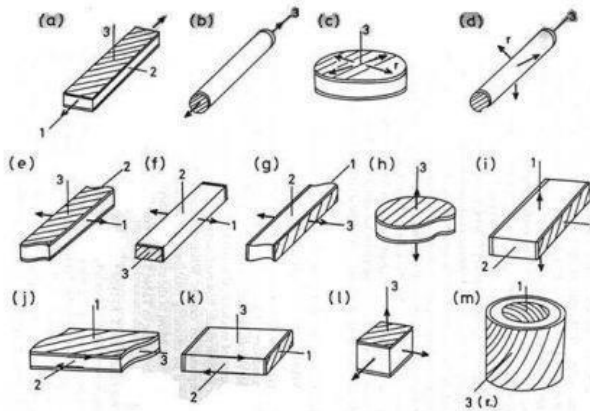
## 2.1.5 Piezoelectric Material

### 2.1.5.1. Piezoelectric

*Piezoelectric* adalah suatu material yang biasanya terbuat dari kristal batuan, keramik, termasuk tulang dan polimer yang memiliki kemampuan untuk membangkitkan potensial listrik.

potensial listrik ini merupakan respon dari material *piezoelectric* yang diberi tegangan dengan cara ditekan. Nilai koefisien muatan *piezoelectric* berada di rentang 1-100 *pico coulomb/newton*.

Efek dari *piezoelectric* terjadi jika medan listrik terbentuk ketika material dikenai tekanan mekanik. Pada saat medan listrik melewati material, molekul terpolarisasi akan menyesuaikan dengan medan listrik, dihasilkan *pole* yang terinduksi dengan molekul atau struktur kristal material. Penyesuaian molekul akan mengakibatkan material berubah dimensi. Fenomena tersebut dikenal dengan *electrostriction*. Material *piezoelectric* memiliki berbagai jenis yang dibedakan menurut bentuk, sifat mekanik, fungsi, material yang digunakan, energi bangkitan dan faktor lain yang mempengaruhi kinerjanya. Beberapa bentuk dan macam-macam dari *piezoelectric* dapat dilihat pada gambar 2.7 :








**Gambar 2. 8** Beberapa contoh bentuk *piezoelectric* (Syahir, 2018)

*Voltase* bangkitan yang dihasilkan oleh material *piezoelectric* disebabkan oleh adanya muatan yang berbeda-beda antara partikel dalam partikel *piezoelectric* itu sendiri. Ketika materi *piezoelectric* tersebut dikenai gaya eksternal mengalami defleksi, maka jarak antara partikel akan berubah. Perubahan jarak



antar partikel tersebut menyebabkan munculnya beda potensial yang disebut dengan *pull-in-voltage*. Besar dari *pull-in-voltage* dipengaruhi oleh besarnya energi mekanik yang diterima *piezoelectric*, jenis material, dan kapasitansi material. Karakteristik energi bangkitan dari materi *piezoelectric* dapat dilihat didalam tabel 2.1 berikut ini :

**Tabel 2. 1** Karakteristik Energi Bangkitan dari material *Piezoelectric* (Syahir, 2018)

Action Mode ( $L$ : length, $W$ : width, $T$ : thickness, $D$ : diameter)	Generated Voltage, $V$	Displacement, $\Delta L$ ( $\Delta T$ )	Capacitance, $C$
Transverse length mode: $L > 3W > 3T$	$V = \frac{d_{31}}{W} F$	$\Delta l = \frac{d_{31} L}{T} V$	$C = \frac{\epsilon_0^2 L W}{T}$
			
Thickness extension mode: $D > 5T$	$V = \frac{4TR_{33}}{\pi D^2} F$	$\Delta T = d_{33} V$	$C = \frac{\pi \epsilon_0^2 D^2}{4T}$
			
Radial mode: $D > 5T$	Not applied	$\Delta D = \frac{d_{31} D}{T} V$	$C = \frac{\pi}{4} k_1^2 \epsilon_0 \frac{D^2}{T}$
			
Longitudinal mode: $L > 3D$	$V = \frac{4L}{\pi D^2} k_{31} F$	$\Delta L = d_{31} V$	$C = \frac{\pi D^2}{4L} k_1^2 \epsilon_0$
			
Thickness shear mode: $W > 5T, L > 5T$	$V = \frac{\epsilon_0^2}{10} F$	$\Delta x = d_{15} V$	$C = \frac{LW}{T} k_1^2 \epsilon_0$
			

Note:  $F$  is the force and  $\epsilon_0^2$  is dielectric permittivity of the material at constant stress in direction 3,  $k_1^2$  is relative dielectric constant ( $k_1^2 = \epsilon_1^2 / \epsilon_0$ ), and  $\epsilon_0$  is dielectric permittivity in vacuum.

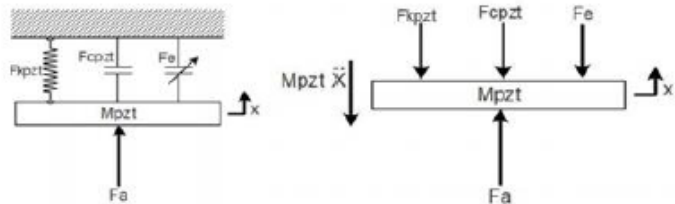
Energi bangkitan akan berbeda tergantung dari bentuk *piezoelectric*, besarnya energi bangkitan tersebut dipengaruhi oleh sifat mekanik dari *piezoelectric* yang dipilih. Energi bangkitan juga dipengaruhi oleh energi atau usaha mekanik yang diterima oleh material *piezoelectric*. Berikut merupakan tabel yang menunjukkan sifat mekanik untuk beberapa material *piezoelectric*. Sifat mekanik beberapa material piezoelectric:

**Tabel 2. 2** Sifat Mekanik Material *Piezoelectric* (Syahir, 2018)

No	Properti	Satuan	PVDF Film	PZT	BaTiO <sub>3</sub>
1.	<i>Density</i>	103 kg/m <sup>3</sup>	1,78	7,5	5,7
2.	<i>Relative Permittivity</i>	$\frac{\epsilon}{\epsilon_0}$	12	1200	1700
3.	d <sub>31</sub>	(10-12)C/N	23	110	78
4.	g <sub>31</sub>	(10-3)Vm/N	216	10	5
5.	k <sub>31</sub>	% pada 1 KHz	12	30	21
6.	<i>Acoustic Impedence</i>	(106) kg/m <sup>3</sup> .sec	2.7	30	30

#### 2.1.5.2. *Cantilever Piezoelectric*

Material *cantilever piezoelectric* dapat dimodelkan sebagai pegas dengan bentuk *cantilever beam* yang dilengkapi dengan massa pada ujungnya. Pada gambar 2.9 dapat dilihat jika defleksi yang terjadi dan gaya yang diterima oleh *piezoelectric* adalah searah dengan sumbu z, sedangkan regangan yang terjadi pada *piezoelectric* searah sumbu x. Ketika suatu gaya luar diberikan pada material *piezoelectric* maka material *piezoelectric* tersebut akan mengalami defleksi. Untuk mendapatkan persamaan gerak dari material *piezoelectric* maka perlu dinalisa *free body diagram* seperti ditunjukkan pada gambar 2.8 dibawah ini :



**Gambar 2. 9** Free body diagram dari cantilever piezoelectric (Syahir, 2018)

Keseimbangan gaya :

$$F_a = M_{pzt} \ddot{x} + F c_{pzt} + F k_{pzt} + F e$$

$$F_a(t) = M_{pzt} \ddot{x}(t) + F c_{pzt} \dot{x}(t) + F k_{pzt}(t) + F e + \Theta V(t) \quad (2.31)$$

Keterangan :

$F_a$  : Gaya eksitasi (N)

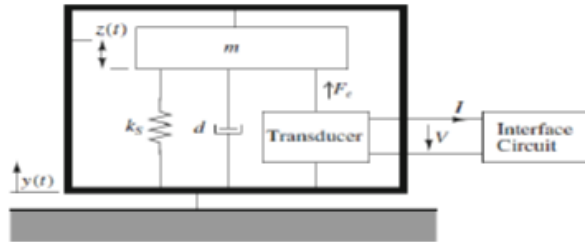
$M_{pzt}$  : Massa piezoelectric (kg)

$c_{pzt}$  : Damping dari cantilever beam (N.s/m)

$k_{pzt}$  : Konstanta pegas piezoelectric (N/m)

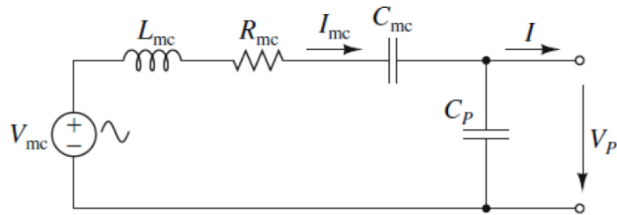
$\Theta$  : coupling factor

Untuk model dinamis permanen energi kinetik dari cantilever piezoelectric dapat dimodelkan sebagai susunan massa pegas yang diberikan gaya harmonis. Susunan massa pegas tersebut dilengkapi dengan rangkaian elektrik yang akan dijadikan energy harvesting. Model tersebut dapat dilihat pada gambar 2.10 :



**Gambar 2. 10** Model dari *energy harvesting* menggunakan *cantilever piezoelectric* [8]

Dari gambar diatas maka didapatkan rangkaian listrik ekivalen yang sesuai. Rangkaian listrik tersebut dapat dilihat pada gambar 2.11 dibawah ini :



**Gambar 2. 11** Rangkaian listrik dari *energy harvesting* (Syahir, 2018)

Persamaan rangkaian listrik yang ditunjukkan pada gambar 2.10 diatas dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{C_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (2.32)$$

dengan persamaan masing-masing :

$$V_{mc} = \frac{F_i}{r}, \quad L_{mc} = \frac{M}{r^2}, \quad R_{mc} = \frac{d_p}{r^2}, \quad C_{mc} = \frac{r^2}{k_p},$$

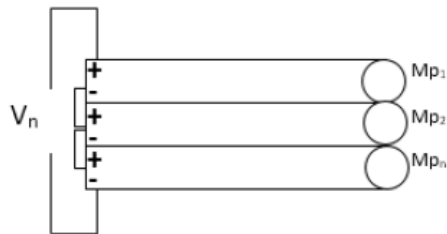
$$r = \sqrt{k_{31} k_p C_p}$$

dimana :

- $F_i$  : Gaya lendutan dari eksitasi (N)  
 $M$  : Massa (kg)  
 $d_p$  : Konstanta damping ekuivalen *piezoelectric* (Ns/m)  
 $k_p$  : Konstanta pegas ekuivalen *piezoelectric* (N/m)  
 $C_p$  : Kapasitansi *piezoelectric* (Farad)

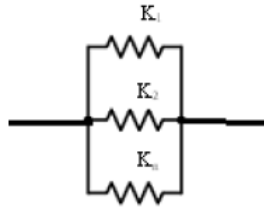
### 2.1.5.3. Susunan *Piezoelectric*

*Piezoelectric* dapat disusun secara seri dan paralel. Susunan dari *piezoelectric* ini dapat merubah sifat mekanik dan elektrik dari *piezoelektrik*, yang juga bergantung dari bentuk susunannya. Susunan material *piezoelectric* secara paralel dapat dilihat pada gambar 2.12 :



**Gambar 2. 12** Susunan paralel material *piezoelectric* (Syahir, 2018)

Karena *piezoelectric* disusun secara paralel, maka konstanta pegas dari material *piezoelectric* juga disusun secara paralel seperti yang dapat dilihat pada gambar 2.13 Sehingga material *piezoelectric* yang disusun secara paralel akan memiliki sifat mekanik sebagai berikut :



**Gambar 2. 13** Konstanta pegas dari piezoelectric yang disusun secara paralel (Syahir, 2018)

Untuk satu material *piezoelectric*, dapat dirumuskan dengan persamaan berikut :

$$F_k = k x \quad (2.33)$$

Untuk *piezoelectric* yang disusun secara paralel dengan jumlah  $n$ , diperoleh persamaan:

$$F_k = k_{eq} x \quad (2.34)$$

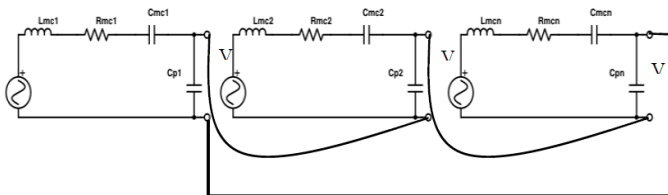
dengan  $K_{eq} = n k$

Untuk keseluruhan jumlah massa  $M_p$  dapat dirumuskan dengan persamaan :

$$M_{eq} = M_1 + M_2 + \dots + M_n ,$$

$$\text{atau } M_{eq} = n m \quad (2.35)$$

Selanjutnya, tinjauan elektris untuk susunan material piezoelectric secara seri dapat dilihat dari gambar 2.14 berikut :



**Gambar 2. 14** Piezoelectric disusun secara seri (Syahir, 2018)

Voltase bangkitan yang dihasilkan oleh *piezoelectric* jika disusun secara seri adalah :

$$V_n = Vp_1 + Vp_2 + \dots + Vp_n \quad (2.36)$$

Jika  $Vp_1 = Vp_2 = Vp_n$ , maka

$$V_n = n V_1 \quad (2.37)$$

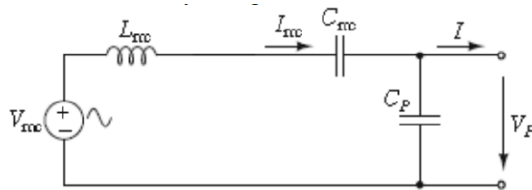
Dan arus yang dihasilkan oleh *piezoelectric* jika disusun secara seri adalah :

$$I_n = I_1 = I_2 = \dots = I_n \quad (2.38)$$

Dari persamaan pada rangkaian seri diatas dapat disimpulkan bahwa dengan menyusun material *piezoelectric* secara seri, maka voltase yang dihasilkan akan semakin meningkat. Sedangkan untuk arus yang dihasilkan akan tetap seiring dengan bertambahnya jumlah material *piezoelectric*.

#### 2.1.5.4. Perhitungan Teoritis Energi Listrik Bangkitan *Piezoelectric*

Selain melalui percobaan eksperimen, didapatkan juga perhitungan teoritis energi listrik bangkitan yang dapat dihasilkan oleh *piezoelectric*. Energi listrik tersebut terdiri dari voltase, arus listrik, dan daya bangkitan.



**Gambar 2. 15** Diagram elektromagnetik pada *cantilever piezoelectric* (Syahir, 2018)

Untuk voltase bangkitan yang dihasilkan oleh material *piezoelectric* dapat dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut :

$$V_p = \frac{3d_{31}E_p W_p t}{4c} (x_p) \quad (2.39)$$

Dimana :

$V_p$  : Voltase bangkitan *piezoelectric* (volt)

$d_{31}$  : Voltase konstan (C/N)

$E_p$  : Modulus elastisitas (n/m<sup>2</sup>)

$W_p$  : Lebar *Piezoelectric* (m)

$t$  : tebal *piezoelectric* (m)

$c$  : kapasitansi *piezoelectric* (farad)

$x_p$  : defleksi *piezoelectric* (m)

Sedangkan untuk arus listrik bangkitan yang dihasilkan oleh material *piezoelectric* yang digunakan pada eksperimen ini dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{c_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (2.40)$$

$$I_{mc} = \frac{1}{L_{mc}} \left( V_{mc} - R_{mc} I_{mc} - \frac{1}{c_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \right) \quad (2.41)$$

Dengan persamaan masing-masing :

$$V_{mc} = \frac{F_i}{r}, \quad L_{mc} = \frac{M}{r^2}, \quad R_{mc} = \frac{d_p}{r^2}, \quad C_{mc} = \frac{r^2}{k_p},$$

$$r = \sqrt{k_{31} k_p C_p}$$

Dimana :

$F_i$  : Gaya lendutan dari eksitasi (N)

$M$  : Massa (kg)

$d_p$  : Konstanta damping ekuivalen piezoelectric (Ns/m)

$k_p$  : Konstanta pegas ekuivalen piezoelectric (N/m)

$C_p$  : Kapasitansi piezoelectric (Farad)

$V_p$  : Voltase bangkitan piezoelectric (volt)

Sehingga daya bangkitan dari piezoelectric dapat dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut :

$$p = V_p I_{mc} \quad (2.41)$$



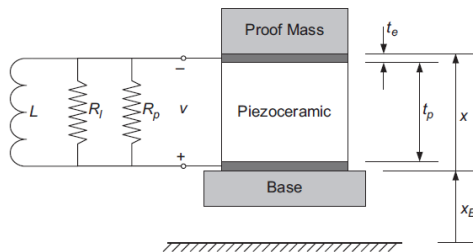
Dimana :

$p$  : Daya bangkitan *piezoelectric*

$I_{mc}$  : Arus bangkitan *Piezoelectric*

## 2.2. Tinjauan Pustaka

Penelitian sebelumnya berjudul “*On Optimal Energy Harvesting From A Vibration Source*” yang dilakukan oleh Jamil M. Renno, Mohammed F. Daqaq, Daniel J. Inman pada tahun 2008. Pada penelitian ini dilakukan pengoptimalisasian dari daya sebuah *piezoelectric* yang dapat menghasilkan energi bangkitan dari sumber getaran. Selain itu, penelitian ini dilakukan analisa dari efek penambahan sebuah induktor ke rangkaian yang diujikan. Ini diperlihatkan jika penambahan substansi induktor akan memperbaiki kehandalan dari perlatan energi bangkitan.



**Gambar 2. 16** Model dinamis dari *piezoelectric* sebagai energi bangkitan dan rangkaian *harvesting* (Syahir, 2018)

$$m\ddot{x} + cx + kx - \theta v = -m\ddot{x}_b \quad (2.42)$$

$$\theta\ddot{x} + c_p\dot{v} + \frac{1}{R_{eq}}\dot{v} + \frac{1}{L}v = 0 \quad (2.43)$$

$$m = M + \frac{1}{3} M_p, k = \frac{c_{33}^E A_p}{t_p}, \theta = \frac{e_{33} A_p}{t_p}, c_p = \frac{\varepsilon_{33}^S A_p}{t_p}$$

Pada persamaan diatas  $R_{eq}$  adalah resistansi ekuivalen paralel dengan beban dan resistansi *leakage* yaitu  $R_1$  dan  $R_p$ . Nilai dari resistansi *leakage* biasanya nilai dari resistansi tersebut lebih besar dari resistansi beban. Namun, pada penelitian ini diasumsikan jika

$R_{eq} \approx R_1$ , dan hanya melihat pada resistansi beban. besaran ini ditampilkan dalam normalisasi dengan mengacu pada percepatan amplitudo. Dimana persamaan normalisasi dari sistem ini adalah :

$$\left| \frac{X}{\omega^2 X_b} \right| = \frac{1}{\omega_n^2} \frac{\sqrt{\beta^2 \Omega^2 + \alpha^2 (\beta \Omega^2 - 1)^2}}{\sqrt{B}} \quad (2.44)$$

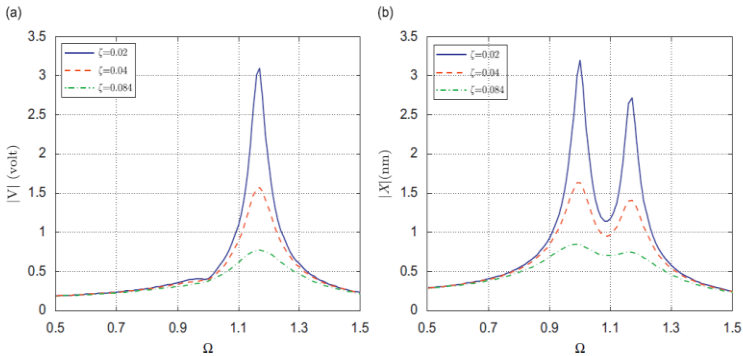
$$\left| \frac{V}{\omega^2 X_b} \right| = \frac{1}{|\theta|} \frac{k\alpha\beta k_e^2 \Omega^2}{\sqrt{B}} \quad (2.45)$$

$$\left| \frac{P}{(\omega^2 X_b)^2} \right| = \left| \frac{V}{R(\omega^2 X_b)^2} \right| \frac{1}{\omega_n^3} \frac{k\alpha\beta k_e^2 \Omega^4}{B} \quad (2.46)$$

Dimana

$$B = ((\beta + 2\alpha\zeta)\Omega - \beta(1 + 2\alpha\zeta)\Omega^3)^2 + (\alpha - (2\beta\zeta + \alpha(1 + \beta + \beta k_e^2))\Omega^2 + \alpha\beta\Omega^4)^2$$

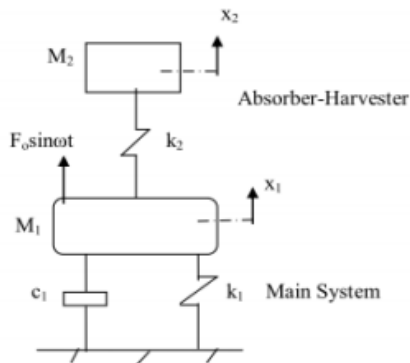
$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}, \quad \alpha = R_{eq}\omega_n C_p, \quad \beta = \omega_n^2 L C_p, \quad k_e^2 = \frac{\theta^2}{k C_p}, \quad \Omega = \frac{\omega}{\omega_n}, \quad \zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$$



**Gambar 2. 17** Tegangan optimal dan besar jarak pada variasi rasio redaman dengan  $k = 0,6$  ; (a) tegangan vs rasio frekuensi (b) besar perpindahan vs rasio frekuensi (*Daqaq, Inman, & Renno, 2008*)

Pada gambar 2.17 (a) dan (b) diperlihatkan grafik besaran terkait tegangan (volt) dan perpindahan, dimana pada gambar 2.17 (a) merupakan grafik antara voltase dengan rasio frekuensi, dan pada gambar 2.17 (b) merupakan grafik antara perpindahan dan rasio frekuensi. Dari grafik tersebut dapat disimpulkan semakin besar rasio redaman yang digunakan pada sebuah sistem akan menurunkan nilai dari voltase dan perpindahan.

Penelitian selanjutnya berjudul “*Optimal Design of A Vibration Absorber-Harvester Dynamic System*” oleh Galal A. Hassaan pada tahun 2014. Pada penelitian ini dilakukan pemanfaatan sistem penyerap getaran yang terdiri dari massa dan pegas sebagai *energy harvester*. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mereduksi atau menghilangkan getaran pada sistem utama dan menghasilkan getaran maksimum pada sistem DVA yang berfungsi sebagai energi bangkitan. Pada penelitian ini dilakukan optimasi dari frekuensi operasi dari sistem untuk *damping ratio* antara 0,1 dan 0,4. *Mass Ratio* antara 0,05 dan 4,5. Model dinamis dari penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.19 dibawah ini :



**Gambar 2. 18** Model Dinamis Absorber (Hassan, 2014)

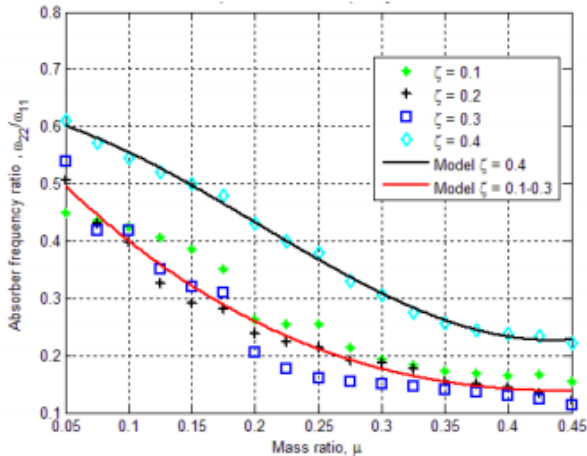
Dimana :

$$\mu = \text{Mass ratio} = M_2/M_1$$

$$\beta = \frac{\omega_{22}}{\omega_{11}}$$

$\omega_{11}$  = Frekuensi natural sistem utama  
 $\omega_{22}$  = Frekuensi natural sistem DVA  
 $\omega_r$  = *Exciting frequency ratio*  
 $\zeta$  = *Damping ratio of the main system*  
 $X_0$  = *Static deflection corresponding to  $F_0$*

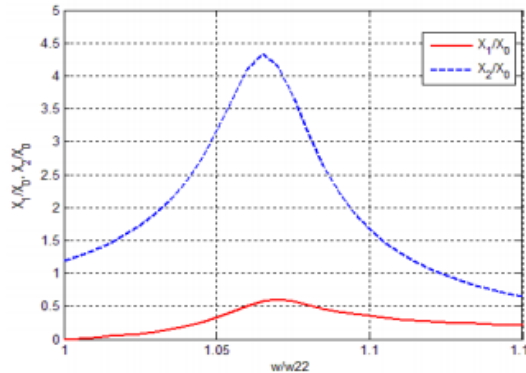
Berdasarkan penelitian ini didapatkan bahwa frekuensi natural optimum dari *absorber-harvester* akan mempengaruhi optimasi *mass ratio* dan *damping ratio* yang dapat dilihat pada grafik digambar 2.20 Dari grafik dibawah ini dapat diketahui nilai optimum dari  $\omega_{22}/\omega_{11}$  adalah ketika *damping ratio* bernilai 0,4.



**Gambar 2. 19** Rasio frekuensi natural *absorber-harvester* yang optimal (Hassan, 2014)

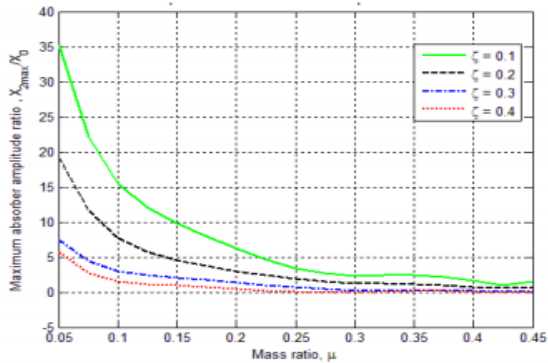
Berdasarkan penelitian ini didapatkan spektrum frekuensi optimum dari sistem dua DOF yang bergetar ketika *damping ratio* nya sebesar 0,3 dan *mass ratio*-nya sebesar 0,125. Pada gambar 2.21 dibawah ini menunjukkan spektrum frekuensi dari sistem terhadap rasio amplitudo. Garis merah menunjukkan spektrum frekuensi massa utama sedangkan garis biru menunjukkan frekuensi dari massa absorber. Dapat dilihat jika rasio amplitudo

sistem utama mengalami penurunan sedangkan rasio amplitudo massa absorber meningkat. Rasio amplitudo absorber saat mencapai nilai maksimum disebut sebagai frekuensi *harvesting* ( $\omega_h$ ).



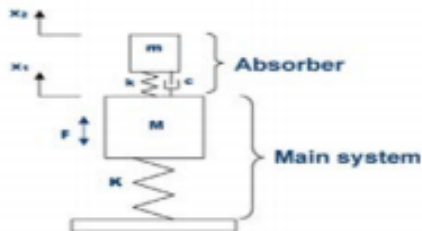
**Gambar 2. 20** Spektrum frekuensi optimal pada  $\zeta = 0,3$  dan  $\mu = 0,125$  (Hassan, 2014)

Amplitudo yang bergetar pada frekuensi *harvesting* akan mengalami peningkatan dibandingkan sistem saat bergetar pada frekuensi resonansi. Hal ini dipengaruhi oleh *damping ratio* dari sistem utama dan *mass ratio* dari sistem *absorber-harvester*. Dimana rasio amplitudo getaran dari sistem utama akan menurun dengan meningkatnya *damping ratio* dari sistem utama dan *mass ratio* dari sistem *absorber-harvester*. Dapat dilihat pada gambar 2.22 berikut ini :



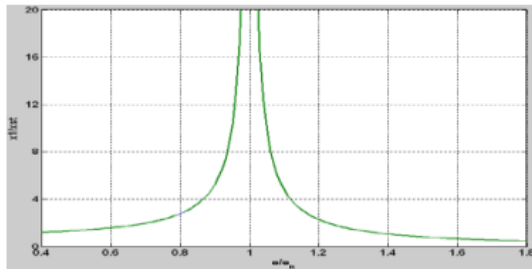
**Gambar 2. 21** Grafik rasio amplitudo optimum terhadap rasio utama (Hassan, 2014)

Penelitian selanjutnya berjudul “*Optimum design of damped dynamic vibration absorber-a simulation approach*” oleh A.Z. Pachpute dan Prof. P.B. Bawa pada tahun 2016. Pada penelitian ini melalui simulasi untuk mengetahui respon dari suatu sistem yang dikondisikan dalam keadaan tertentu. Diantaranya adalah sistem utama tanpa DVA, sistem dengan *damped* DVA dan sistem *undamped* DVA. Variasi yang digunakan antara lain *mass ratio* ( $\mu$ ), *damping ratio* ( $\zeta$ ) dan *tuning ratio* ( $f$ ). Model dinamis dari penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.23 dibawah ini :

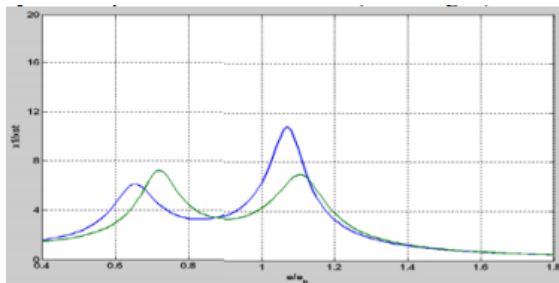


**Gambar 2. 22** Model dinamis sistem yang ditambahkan *damped vibration absorber* (Pachpute & Bawa, 2016)

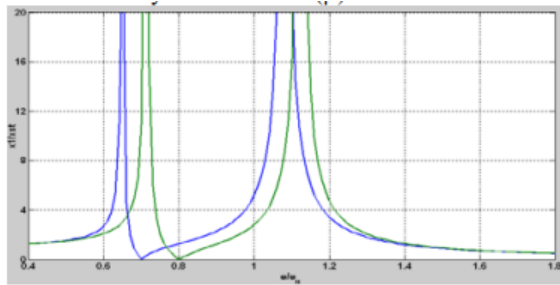
Dari hasil simulasi pada percobaan berikut didapatkan tiga grafik respon yaitu respon sistem utama tanpa DVA, respon sistem utama dengan DVA yang tidak teredam, dan respon sistem utama dengan DVA yang teredam. Grafik respon getaran tersebut dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



**Gambar 2. 23** Respon sistem utama tanpa DVA pada  $\mu = 0, \zeta = 0, (f) = 0,7 - 0,8$  (Pachpute & Bawa, 2016)



(a)



(b)

**Gambar 2. 24** Respon sistem utama dengan (a) DVA tidak teredam (b) DVA teredam, pada  $\mu = 0,2$ ,  $\zeta = 0$ ,  $(f) = 0,7 - 0,8$  (Pachpute & Bawa, 2016)

Dari hasil percobaan tersebut didapatkan berupa grafik dimana garis berwarna hijau merupakan respon dari sistem utama sedangkan garis berwarna biru menunjukkan respon dari sistem *absorber*. Gambar 2.24 merupakan respon sistem utama tanpa DVA menghasilkan respon rasio amplitudo yang tak berhingga. Sedangkan pada gambar 2.25 merupakan respon sistem utama dengan penambahan DVA yang tidak teredam dimana menghasilkan dua frekuensi natural pada sistem. Pada gambar 2.26 merupakan respon sistem utama dengan DVA yang teredam dimana menghasilkan reduksi respon amplitudo paling maksimal. Dari grafik tersebut semakin besar massa absorber maka semakin besar jarak yang memisahkan dua frekuensi natural sistem juga semakin besar. Namun, massa absorber yang besar membuat sistem tidak praktis, terutama jika digunakan pada mesin-mesin industri berdimensi besar. Sehingga perlu adanya tambahan peredam agar reduksi getaran dari sistem menjadi efektif saat dioperasikan pada rentang yang besar.

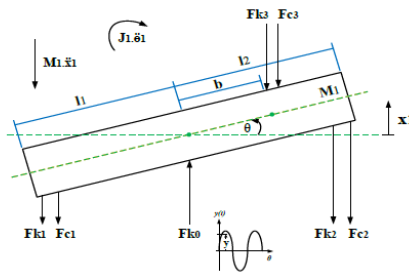
Penelitian sebelumnya yang digunakan sebagai referensi dalam pembuatan tugas akhir ini adalah Validasi Reduksi Getaran dan Energi Listrik yang Dihasilkan Mekanisme “*Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber*” oleh Hilman Syahrir pada tahun



2018. Dalam penelitian ini, dilakukan perbaikan rangka simulator dengan penambahan mekanisme CPVA. Permodelan dinamis dari perbaikan rangka dengan penambahan mekanisme CPVA disimulasikan menggunakan program *simulink matlab*. Hasil pengujian simulasi dan eksperimen ini akan divalidasi menggunakan metode uji T *Independent*. Dengan *Free Body Diagram* dari sistem utama yang belum ditambahkan dengan CPVA pada gambar 2.27 berikut :

Sedangkan pada *free body diagram* sistem dinamis yang ditambahkan CPVA didapatkan persamaan sebagai berikut :

1. Analisa Massa Utama



**Gambar 2. 25** *Free body diagram* dari sistem utama dengan penambahan CPVA (Syahir, 2018)

Keterangan :

$F_{k_0}$  : Gaya eksitasi harmonik massa eksentrik motor (N)

$F_{k_1}$  : Gaya reaksi pegas 1 (N)

$F_{k_2}$  : Gaya reaksi pegas 2 (N)

$F_{k_3}$  : Gaya reaksi pegas 3 (N)

$F_{c_1}$  : Gaya reaksi peredam 1 (N)

$F_{c_2}$  : Gaya reaksi peredam 2 (N)

$F_{c_3}$  : Gaya reaksi peredam 3 (N)

$Y$  : Amplitudo dari massa eksentrik motor (m)

$X_1$  : perpindahan massa sistem utama (m)

$\Theta$  : Perpindahan angular sistem utama (rad)

Dimana persamaan gerak yang didapat adalah sebagai berikut :

a. Gerak Translasi Massa Utama

$$\sum F = m_1 \ddot{x}_1 \quad (2.47)$$

$$-Fk_1 - Fc_1 - Fk_2 - Fc_2 - Fk_3 - Fc_3 + Fk_0 = m_1 \ddot{x}_1 \quad (2.48)$$

$$-k_1(x_1 - \theta l_1) - c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta} l_1) - k_2(x_1 + \theta l_2) - c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta} l_2)$$

$$- k_3(x_1 + \theta b) + k_3(x_2) - c_3(\dot{x}_1 + \dot{\theta} b)$$

$$+ c_3(\dot{x}_2) + k_0(y - x_1) = m_1 \ddot{x}_1$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2 + c_3) \dot{x}_1 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) x_1 - k_3 x_2 \\ + (c_2 l_2 - c_1 l_1 + c_3 b) \dot{\theta}_1 + (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_3) \theta \\ = k_0 y$$

b. Gerak Rotasi Massa Utama

$$\sum M = J_1 \ddot{\theta}_1 \quad (2.49)$$

$$-Fk_1 l_1 - Fc_1 l_1 - Fk_2 l_1 - Fc_2 l_1 - Fk_3 - Fc_3 = J_1 \ddot{\theta}_1 \quad (2.50)$$

$$k_1(x_1 - \theta l_1) l_1 + c_1(\dot{x}_1 - \dot{\theta} l_1) l_1 - k_2(x_1 + \theta l_2) l_2$$

$$- c_2(\dot{x}_1 + \dot{\theta} l_2) l_2 - k_3(x_1 + \theta b) b + k_3 x_2 b$$

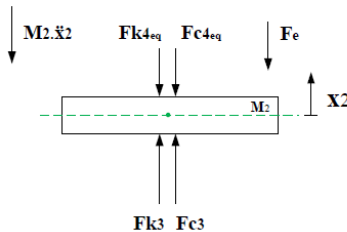
$$- c_3(\dot{x}_1 + \dot{\theta} b) b + c_3 \dot{x}_2 b = J_1 \ddot{\theta}_1$$

$$J_1 \ddot{\theta}_1 + (c_2 l_2 - c_1 l_1 + c_3 b) \dot{x}_1 - c_3 \dot{x}_2 b + (k_2 l_2 - k_1 l_1 + k_3 b) x_1$$

$$- k_3 x_2 b + (c_1 l_1^2 - c_1 l_2^2 + c_3 b^2) \dot{\theta}_1 + (k_2 l_1^2$$

$$- k_1 l_2^2 + k_3 b^2) \theta = 0$$

2. Analisa Massa Absorber



**Gambar 2. 26** Free body diagram dari absorber pada mekanisme CPVA (Syahir, 2018)

Keterangan :

$Fk_3$  : Gaya reaksi pegas 3 (N)

$Fk_{4eq}$  : Gaya reaksi pegas pada piezoelektrik (N)

$Fc_3$  : Gaya reaksi peredam 3 (N)

$Fc_{4eq}$  : Gaya reaksi peredam pada piezoelektrik (N)

$F_e$  : Gaya coupling piezoelektrik (N)

$X_1$  : perpindahan massa absorber (m)

Dimana persamaan gerak yang didapat adalah sebagai berikut :

a. Gerak Translasi Massa *Absorber*

$$\sum F = m_2 \ddot{x}_2 \quad (2.51)$$

$$Fk_3 + Fc_1 - Fk_{4eq} - Fc_{4eq} - F_e = m_2 \ddot{x}_2 \quad (2.52)$$

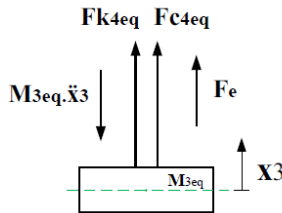
$$k_3(x_1 + \theta b) - k_3 x_2 + c_1(\dot{x}_2 - \dot{\theta} b) - k_{4eq}(x_2 - x_3)$$

$$- c_{4eq}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - \Gamma n v_p = m_2 \ddot{x}_2$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + c_3 \dot{x}_1 + (c_3 + c_{4eq}) \dot{x}_2 - c_{4eq} \dot{x}_3 + c_3 b \dot{\theta} - k_3 x_1$$

$$+ (k_3 + k_{4eq}) x_2 - k_{4eq} x_3 - k_3 b \theta = -\Gamma n v_p$$

b. Analisa Massa *Cantilever Piezoelectric*



**Gambar 2. 27** Free body diagram dari piezoelectric cantilever pada mekanisme CPVA (Syahir, 2018)

Keterangan :

$Fk_{4eq}$  : Gaya reaksi pegas pada piezoelektrik (N)

$Fc_{4eq}$  : Gaya reaksi peredam pada piezoelektrik (N)

$F_e$  : Gaya coupling piezoelektrik (N)

$X_1$  : perpindahan massa absorber (m)

Gerak Tranlasi Massa *Piezoelectric*

$$\sum F = m_{3eq}\ddot{x}_3 \quad (2.53)$$

$$Fk_{4eq} + Fc_{4eq} + F_e = m_{3eq}\ddot{x}_3 \quad (2.54)$$

$$k_{4eq}(x_2 - x_3) + c_{4eq}(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + \Gamma nv_p = m_{3eq}\ddot{x}_3$$

$$m_{3eq}\ddot{x}_3 - k_{4eq}x_2 + k_{4eq}x_3 - c_{4eq}\dot{x}_2 + c_{4eq}\dot{x}_3 = \Gamma nv_p$$

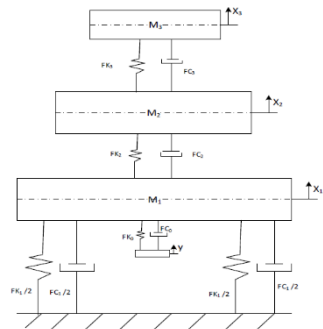
Dari penelitian ini didapatkan hasil validasi antara hasil simulasi dan eksperimen pada frekuensi 5,7 Hz ketika tanpa CPVA 95,6% untuk arah translasi dan 95,9% untuk arah rotasi, serta menghasilkan hasil yang valid ketika tanpa CPVA. Hasil reduksi getaran didapatkan nilai terbaik pada penempatan CPVA 10 cm dari titik pusat massa utama untuk respon percepatan translasi sebesar 94,95% dan 97,79% untuk rotasi, serta menghasilkan hasil yang valid antara hasil simulasi dan eksperimen. Pada peletakkan mekanisme CPVA 10 cm dari titik tengah sistem utama energi listrik bangkitan yang dihasilkan adalah 0,1174 volt. Sedangkan untuk variasi jumlah *piezoelectrics*, semakin sedikit jumlah *piezoelectrics* yang digunakan akan semakin besar energi listrik yang dihasilkan. Karena semakin banyak *piezoelectrics* yang digunakan akan semakin besar defleksi dari *piezoelectrics*. Dari penelitian ini didapatkan hasil saat *piezoelectrics* berjumlah delapan buah menghasilkan energi listrik 0,1174 volt, sepuluh *piezoelectrics* menghasilkan energi listrik 0,1128 volt, dan 12 *piezoelectrics* menghasilkan energi listrik sebesar 0,1097 volt

Penelitian selanjutnya berjudul “Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA)” oleh Pingkan Kharisah Zulfiyanti pada tahun 2019. Dalam penelitian ini dilakukan normalisasi redaman *cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA) terhadap respon getaran yang dihasilkan oleh mekanisme CPVA, sehingga didapatkan pengaruh redaman eksitasi ( $C_0$ ), rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ), rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) dan rasio redaman *piezoelectric* ( $\zeta_p$ ). Pada penelitian ini dilakukan analisa

respon getaran sistem utama arah translasi dengan nilai dari konstanta pegas sistem utama bernilai tetap. Sehingga diperoleh hasil respon getaran antara rasio amplitudo dan rasio frekuensi serta voltase bangkitan yang dihasilkan oleh mekanisme tersebut. Mekanisme dari sistem CPVA tersebut dapat dilihat pada gambar 2.29 dibawah ini :



(a)



(b)

**Gambar 2. 28** (a) alat simulator getaran dengan penambahan *cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA)  
 (b) sistem dinamis dengan penambahan *cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA) (Zulfyanti, 2019)

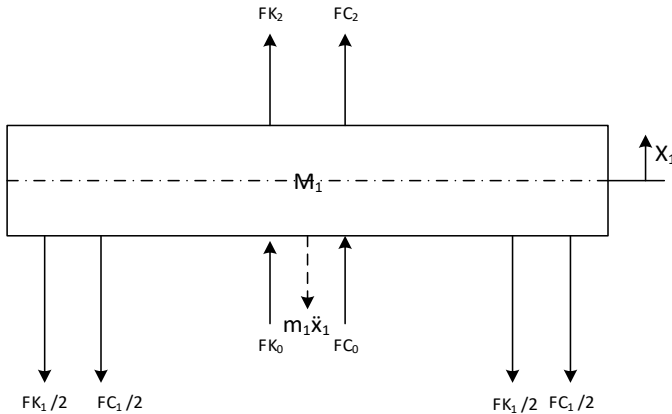
Keterangan :

- $M_1$  : Massa utama (kg)
- $M_2$  : Massa *absorber* (kg)
- $M_3$  : Massa *cantilever piezoelectric* (kg)
- $C_0$  : konstanta redaman eksitasi
- $C_1$  : konstanta redaman massa utama
- $C_2$  : konstanta redaman massa *absorber*
- $C_3$  : konstanta redaman *cantilever piezoelectric*
- $K_0$  : konstanta pegas eksitasi
- $K_1$  : konstanta pegas massa utama
- $K_2$  : konstanta pegas massa *absorber*
- $K_3$  : konstanta pegas *cantilever piezoelectric*

- $y$  : *displacement* eksitasi *disk* (m)  
 $X_1$  : *displacement* massa utama (m)  
 $X_2$  : *displacement* massa massa utama (m)  
 $X_3$  : *displacement* massa *cantilever piezoelectric* (m)

Persamaan gerak yang didapatkan pada tiap sistem yaitu :

1. Persamaan gerak translasi Sistem Utama



**Gambar 2. 29.** *Free body diagram* dari sistem utama ditambah CPVA dengan arah gerak translasi (Zulfyanti, 2019)

Keterangan gaya:

$$Fk_0 = k_0(y - x_1)$$

$$Fc_0 = c_0(\dot{y} - \dot{x}_1)$$

$$Fk_2 = k_2(x_2 - x_1)$$

$$Fc_2 = c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$$

$$y = Y \sin(\omega t)$$

$$x_1 = X_1 \sin(\omega t - \phi)$$

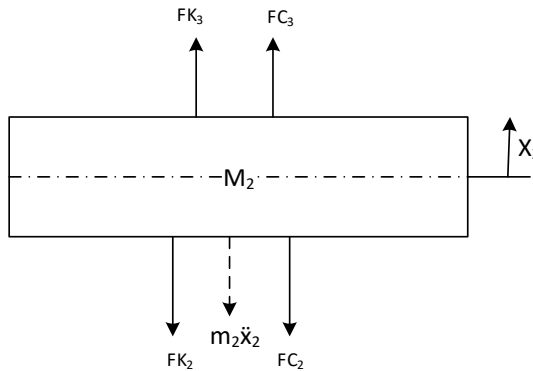
$$\dot{x}_1 = \omega X_1 \cos(\omega t - \phi)$$

$$\ddot{x}_1 = -\omega^2 X_1 \sin(\omega t - \phi)$$

$$\Sigma F = m_1 \ddot{x}_1 \quad (2.55)$$

$$\begin{aligned} -\frac{Fk_1}{2} - \frac{Fc_1}{2} - \frac{Fk_1}{2} - \frac{Fc_1}{2} + Fk_0 + Fc_0 + Fk_2 + Fc_2 &= m_1 \ddot{x}_1 \\ -Fk_1 - Fc_1 + Fk_0 + Fc_0 + Fk_2 + Fc_2 &= m_1 \ddot{x}_1 \\ -k_1 x_1 - c_1 \dot{x}_1 + k_0 (y - x_1) + c_0 (\dot{y} - \dot{x}_1) + k_2 (x_2 - x_1) \\ + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= m_1 \ddot{x}_1 \\ m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_0 x_1 + c_0 \dot{x}_1 + k_2 x_1 + c_2 \dot{x}_1 - k_2 x_2 \\ - c_2 \dot{x}_2 &= k_0 y - c_0 \dot{y} \\ \{[-m_1 \omega^2 + (k_{eq} + k_2)]^2 + [(c_{eq} + \\ c_2)\omega]^2\}^{1/2} X_1 &= [c_2 \omega + k_2] X_2 + F_0 \end{aligned} \quad (2.56)$$

## 2. Persamaan gerak translasi massa *absorber*



**Gambar 2. 30** *Free body diagram* dari *absorber* dengan arah gerak translasi (Zulfyanti, 2019)

Keterangan gaya:

$$Fk_2 = k_2 (x_2 - x_1)$$

$$Fc_2 = c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1)$$

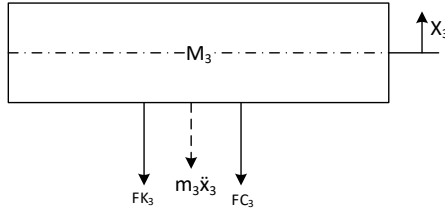
$$Fk_3 = k_3 (x_3 - x_2)$$

$$Fc_3 = c_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_2)$$

$$\Sigma F = m_2 \ddot{x}_2 \quad (2.57)$$

$$\begin{aligned} -Fk_2 - Fc_2 + Fk_3 + Fc_3 &= m_2 \ddot{x}_2 \\ -k_2(x_2 - x_1) - c_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + k_3(x_3 - x_2) + c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) &= m_2 \ddot{x}_2 \\ [-m_2\omega^2 + (k_2 + k_3)]^2 + [(c_2 + c_3)\omega]^2 &^{1/2} X_2 = \\ [c_2\omega + k_2]X_1 + [c_3\omega + k_3]X_3 & \quad (2.58) \end{aligned}$$

### 3. Persamaan gerak translasi massa *piezoelectric*



**Gambar 2. 31** Free body diagram dari cantilever piezoelectric vibration absorber dengan arah gerak translasi (Zulfyanti, 2019)

Keterangan gaya:

$$Fk_3 = k_3(x_3 - x_2)$$

$$Fc_3 = c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2)$$

$$\begin{aligned} \Sigma F &= m_3 \ddot{x}_3 \\ -Fk_3 - Fc_3 &= m_3 \ddot{x}_3 \\ -k_3(x_3 - x_2) - c_3(\dot{x}_3 - \dot{x}_2) &= m_3 \ddot{x}_3 \\ -k_3x_3 - c_3\dot{x}_3 + k_3x_2 + c_3\dot{x}_2 &= m_3 \ddot{x}_3 \\ m_3 \ddot{x}_3 + k_3x_3 + c_3\dot{x}_3 - k_3x_2 - c_3\dot{x}_2 &= 0 \\ \{[-m_3\omega^2 + k_3]^2 + [c_3\omega]^2\}^{1/2} X_3 &= [c_3\omega + k_3] X_2 \quad (2.59) \end{aligned}$$

Penyelesaian *steady state* dari persamaan 2.56, 2.58, dan 2.59, menjadi :

$$X_1 = \frac{[c_2\omega + k_2]X_2 + F_0}{\{[-m_1\omega^2 + (k_{eq} + k_2)]^2 + [(c_{eq} + c_2)\omega]^2\}^{1/2}} \quad (2.60)$$



$$X_2 = \frac{[c_2\omega + k_2]X_1 + [c_3\omega + k_3]X_3}{\{[-m_2\omega^2 + (k_2 + k_3)]^2 + [(c_2 + c_3)\omega]^2\}^{1/2}} \quad (2.61)$$

$$X_3 = \frac{[c_3\omega + k_3]X_2}{\{[-m_3\omega^2 + k_3]^2 + [c_3\omega]^2\}^{1/2}} \quad (2.62)$$

Dimana:

$$K_{eq} = (k_0 + k_1)$$

$$C_{eq} = (c_0 + c_1)$$

$$\mu = m_2/m_1 = \text{Absorber mass /main mass}$$

$$\forall = m_3/m_1 = \text{Piezoelectric mass /main mas}$$

$$\delta_{st} = F_0/k_{eq} = \text{Static deflection of the system}$$

$$\omega_n^2 = k_{eq}/m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass}$$

$$\omega_a^2 = k_2/m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber}$$

$$\omega_p^2 = k_3/m_3 = \text{Square of natural frequency of piezoelectric}$$

$$g = \omega/\omega_n = \text{forced frequency ratio}$$

$$f = \omega_a/\omega_n = \text{Ratio of natural frequency}$$

$$h = \omega_p/\omega_n = \text{Ratio of natural piezoelectric}$$

$$c_{cs} = 2m_1\omega_n = \text{Critical damping constant of the system}$$

$$\zeta_s = c_{eq}/c_{cs} = \text{Damping ratio of the system}$$

$$c_{ca} = 2m_2\omega_a = \text{Critical damping constant of the absorber}$$

$$\zeta_a = c_2/c_{ca} = \text{Damping ratio of the absorber}$$

$$c_{cp} = 2m_3\omega_p = \text{Critical damping constant of the piezoelectric}$$

$$\zeta_p = c_3/c_{cp} = \text{Damping ratio of the piezoelectric}$$

$$E_s = (k_{eq} + k_2)/k_2$$

$$E_a = (k_2 + k_3)/k_2$$

Nilai  $\frac{X_1}{\delta_{st}}$ ,  $\frac{X_2}{\delta_{st}}$ , dan  $\frac{X_3}{\delta_{st}}$  adalah :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1}{k_2(A-B)} \quad (2.63)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{\frac{2\zeta_a g}{f^2} + 1}{k_2(A-B)(C-D)} \quad (2.64)$$

$$\frac{X_3}{\delta_{st}} \frac{\left(\frac{2\zeta_a g}{f^2} + 1\right) \left(\frac{2\zeta_a g \forall + h^2 \forall}{f^2 \mu} + \frac{h^2 \forall}{f^2 \mu}\right)}{k_2 (A-B)(C-D)(E)} \quad (2.65)$$

Keterangan:

$$A = \left[ \left( Es - \frac{g^2}{f^2 \mu} \right)^2 + \left( \frac{2\zeta_s g + 2\zeta_a g \mu}{f^2 \mu} \right)^2 \right]^{1/2}$$

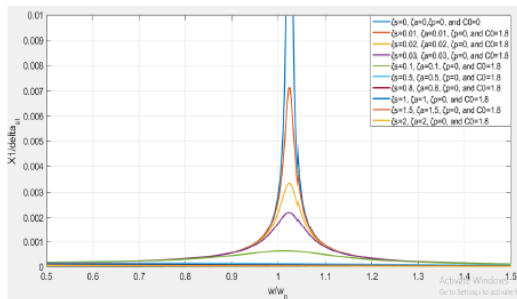
$$B = \frac{\left( \frac{2\zeta_a g}{f^2} + 1 \right)^2}{C - D}$$

$$C = \left[ \left( Ea - \frac{g^2}{f^2 \mu} \right)^2 + \left( \frac{2\zeta_p g \forall + 2\zeta_a g \mu}{f^2 \mu} \right)^2 \right]^{1/2}$$

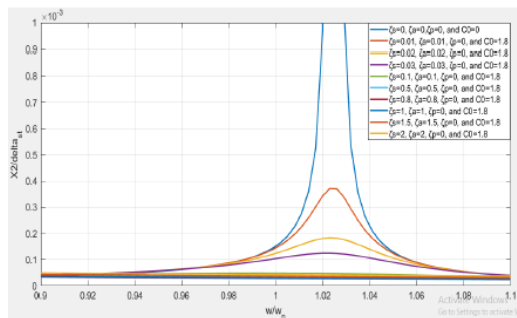
$$D = \frac{\left( \frac{2\zeta_p g \forall + h^2 \forall}{f^2 \mu} + \frac{h^2 \forall}{f^2 \mu} \right)^2}{E}$$

$$E = \left[ \left( \frac{h^2 \forall}{f^2 \mu} - \frac{g^2 \forall}{f^2 \mu} \right)^2 + \left( \frac{2\zeta_p g \forall}{f^2 \mu} \right)^2 \right]^{1/2}$$

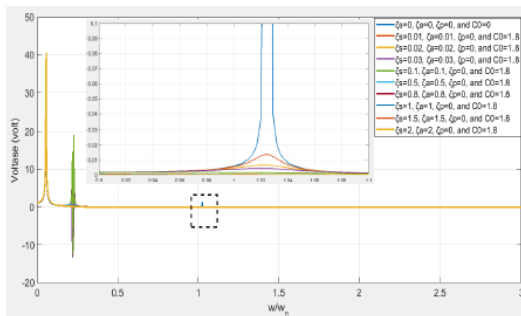
Analisa sistem utama pada sistem diatas dilakukan dengan menggunakan dua macam variasi yaitu variasi redaman eksitasi ( $C_0$ ), variasi rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ), rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) dan rasio redaman *piezoelectric* ( $\zeta_p$ ). Variasi redaman eksitasi ( $C_0$ ) yang digunakan dalam simulasi ini adalah 0 Ns/m dan 1,8 Ns/m. Sedangkan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan variasi redaman absorber ( $\zeta_a$ ) pada kondisi *undamped* dan *damped*. Untuk rasio redaman *piezoelectric* ( $\zeta_p$ ) diasumsikan tidak ada. Berikut respon getaran yang dihasilkan :



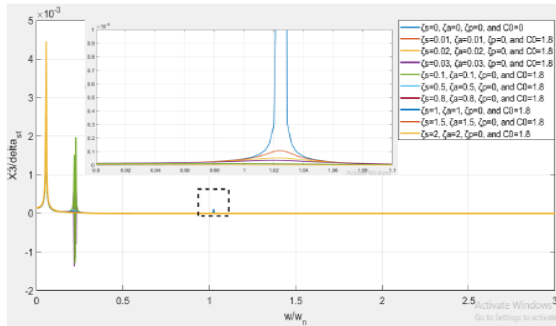
(a)



(b)



(c)



(d)

**Gambar 2. 32** (a) Respon Getaran Sistem utama eksitasi (b) Respon getaran sistem *absorber*, (c) Respon getaran sistem *piezoelectric*, (d) Voltase bangkitan pada mekanisme CPVA (Zulfyanti, 2019)

Pembahasan hasil simulasi tersebut adalah jika rasio redaman sistem semakin rendah, getaran yang terjadi tidak akan teredam. Sedangkan, apabila rasio redaman semakin tinggi, getaran yang terjadi akan teredam. Dimana garis biru pada grafik tersebut tidak ada redaman eksitasi, redaman absorber dan redaman *piezoelectric*, sedangkan untuk garis *orange*, kuning, ungu dan hijau terdapat variasi redaman eksitasi dan rasio redaman. Dan didapatkan hasil yaitu respon getaran pada sistem *piezoelectric* lebih rendah daripada respon getaran sistem utama maupun *absorber*, berarti setelah ditambahkan *piezoelectric*, getaran yang terjadi di sistem sudah teredam. Hal ini dikarenakan redaman pada sistem *piezoelectric* sudah menyerap redaman sistem utama dan *absorber*. Penelitian ini juga membahas voltase bangkitan yang dihasilkan dari mekanisme tersebut. Didapatkan hasil yaitu mekanisme CPVA dengan redaman eksitasi bernilai 1,8 Ns/m menghasilkan energi listrik sebesar 40,56 volt.

Kekurangan dari penelitian ini adalah kurang dilakukannya analisa kemungkinan gerak rotasi yang terjadi pada sistem utama. Perlu dilakukannya pemahaman mengenai pengaruh

respon getaran dengan arah gerak translasi maupun rotasi karena pada kehidupan sehari-hari, banyak benda yang mengalami getaran tidak hanya bergerak dalam arah translasi saja, tetapi juga bergerak secara rotasi.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB III**

# **METODE PENELITIAN**

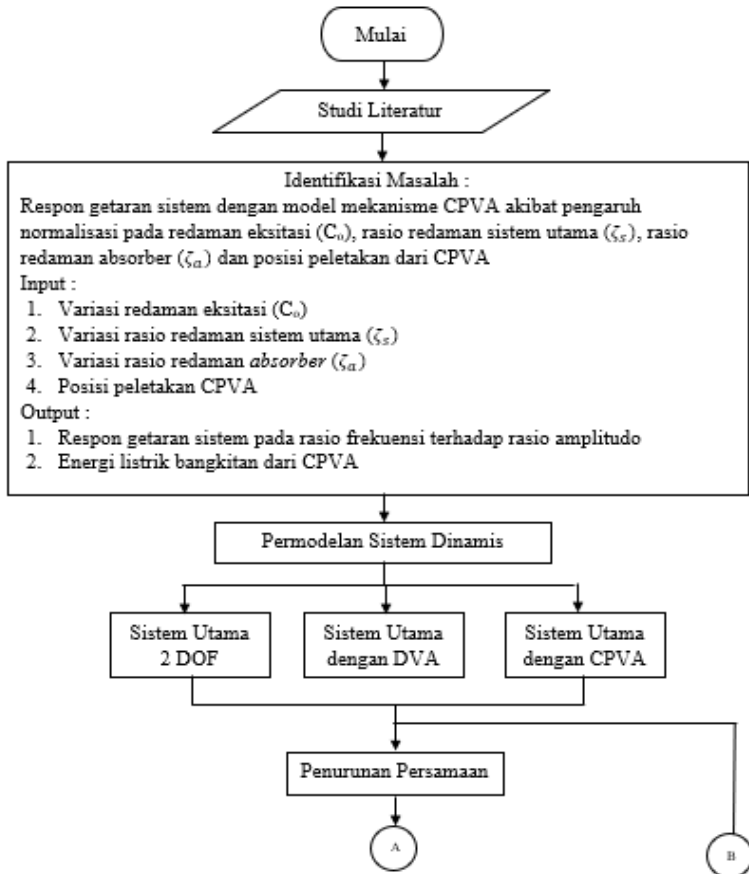


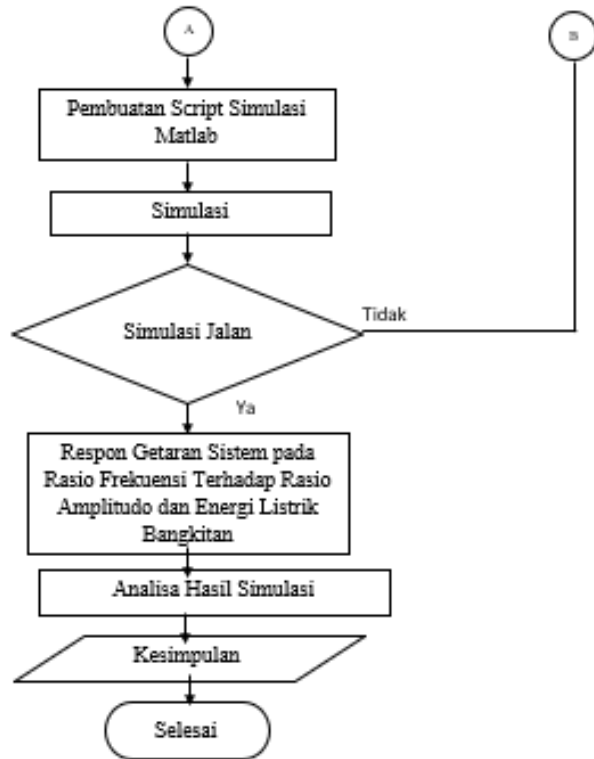


## BAB III METODDE PENELITIAN

### 3.1. Flowchart Penelitian

Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ini ditunjukkan dalam diagram alir pada gambar 3.1 dibawah ini :





**Gambar 3. 1** Flowchart penelitian

### 3.2. Penjelasan Tahap Penelitian

Metode pengerjaan penelitian tugas akhir ini telah dijelaskan secara garis besar oleh gambar 3.1. Penelitian ini terdiri dari beberapa tahap dan perlu dilakukan pemahaman terhadap metode-metode agar memperoleh hasil yang diinginkan.

### 3.2.1. Studi Literatur

Metode pertama yang digunakan adalah studi literatur dan mencari referensi mengenai permasalahan yang akan dibahas dalam *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber*. Beberapa referensi pustaka yang digunakan dalam penelitian ini berasal dari *text book*, jurnal-jurnal internasional, dan tugas akhir sebelumnya. Teori yang digunakan adalah *Forced Multi Degree of Freedom Vibration*, *Dynamic Vibration Absorber*, dan *Piezoelectric*. Referensi ini nantinya digunakan sebagai penunjang dalam analisa *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA).

### 3.2.2. Identifikasi Masalah

Pada penelitian ini, masalah yang timbul diidentifikasi dari hasil penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Pingkan Kharisah Zulfyanti. Dalam penelitian tersebut, dilakukan normalisasi dengan cara membuat redaman eksitasi dan redaman pada massa utama tanpa penambahan CPVA, serta penambahan CPVA. Penelitian ini menghasilkan jika rasio redaman sistem semakin rendah, getaran yang terjadi tidak akan teredam. Sedangkan, apabila rasio redaman semakin tinggi, getaran yang terjadi akan terdam. Respon getaran yang didapatkan berupa grafik antara rasio frekuensi dan rasio amplitudo. Penelitian ini hanya menganalisa gerak arah translasi pada sistem utama dan nilai dari konstanta pegas dianggap tidak berubah. Selanjutnya, pada penelitian ini juga akan dilakukan normalisasi, hanya saja dengan menganalisa sistem utama pada arah gerak translasi dan rotasi. Arah translasi hanya sebatas pergerakan ke arah vertikal, sedangkan untuk arah rotasi disebabkan karena adanya perbedaan nilai konstanta pegas masing-masing sisi. Input yang diberikan adalah variasi redaman eksitasi ( $C_o$ ), variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ), rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ), dan variasi peletakan posisi dari DVA dan CPVA. Sehingga memperoleh output yaitu grafik respon getaran antara rasio frekuensi dan rasio amplitudo yang dianalisa

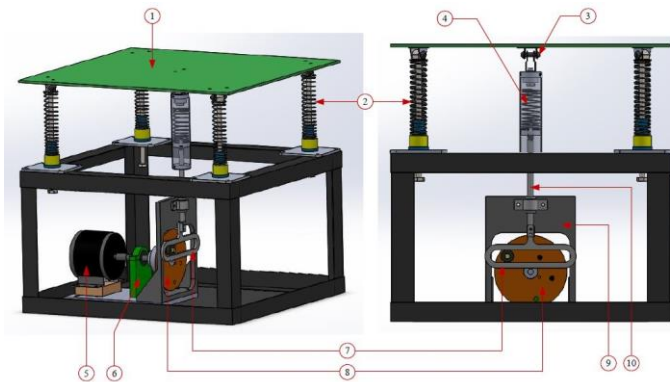
pada gerak translasi dan rotasi sistem utama, posisi peletakan CPVA terhadap reduksi respon getaran dari sistem utama serta voltase bangkitan yang dihasilkan.

### 3.2.3. Rancangan Sistem

Gambar prototipe sebagai perwakilan sistem mekanik sebagai prototipe sehari-hari sangatlah perlu. Sebab sistem dikeadaan sesungguhnya sangat kompleks dan perlu disederhanakan agar hal-hal yang tidak diperlukan tidak mengganggu analisa.

#### 3.2.3.1. Mekanisme Sistem Utama Tanpa Penambahan CPVA

Alat simulator yang telah dibuat memiliki bagian-bagian dengan dimensi 500 mm x 500 mm x 50 mm, dan terdiri dari beberapa komponen seperti meja, rangka, motor, suspensi penyalur daya. Yang dapat dilihat pada gambar 3.2 dibawah :



**Gambar 3. 2** Sistem utama tanpa CPVA

Keterangan :

- |                         |                        |
|-------------------------|------------------------|
| 1. Plat Datar           | 6. <i>Piloow Block</i> |
| 2. Pegas                | 7. <i>Skotch Yoke</i>  |
| 3. Engsel               | 8. Massa Eksentrik     |
| 4. Pegas <i>Exciter</i> | 9. Plat pengaruh       |

5. Motor DC

10. Batang *exciter*

### 3.2.3.2. Mekanisme Sistem Utama dengan Penambahan CPVA

*Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) merupakan sistem tambahan yang berfungsi meredam getaran yang dihasilkan oleh sistem utama. Alat ini dibuat dengan dimensi 13 cm x 10 cm x 22 cm seperti yang dapat dilihat pada gambar dibawah ini :



**Gambar 3. 3** *Cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA)

Keterangan :

- |   |                         |   |                        |
|---|-------------------------|---|------------------------|
| A | : Massa <i>Absorber</i> | D | : <i>Piezoelectric</i> |
| B | : Pegas CPVA            | E | : <i>Box CPVA</i>      |
| C | : Poros Pengarah        |   |                        |

Apabila CPVA tersebut dipasangkan pada sistem utama, mekanisme sistem utama dengan penambahan CPVA dapat dilihat pada gambar 3.4 diawah ini :



**Gambar 3. 4** Mekanisme sistem utama dengan penambahan CPVA

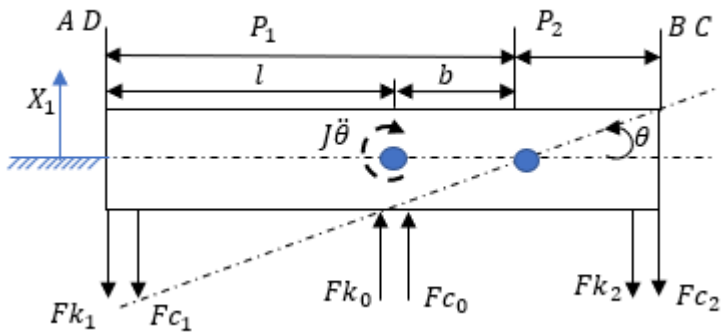
Prinsip kerja dari alat *cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA) sama seperti prinsip kerja DVA yaitu menyerap sebagian energi yang berlebihan serta mengubah frekuensi operasional dari sistem massa utaman alat simulator getaran, energi yang diserap melalui DVA dengan mekanisme CPVA dimanfaatkan kembali dan diubah menjadi energi listrik dengan menggunakan *piezoelectric*.

Alat CPVA seperti gambar 3.4 diatas akan dipasang pada alat simulator getaran dengan mekanisme kerja sebagai berikut :

1. Ketika motor dinyalakan dan membuat meja *exciter* bergetar kearah translasi dan rotasi
2. Energi dari getaran meja *exciter* akan direda oleh alat CPVA yang mengakibatkan energi getaran dari meja *exciter* disalurkan ke massa absorber dari alat CPVA. Energi getaran yang terjadi paa massa *absorber* dimanfaatkan kembali oleh *piezoelectric* yang ikut terdefleksi akibat getaran pada massa *absorber*. Terdefleksinya material *piezoelectric* akan membangkitkan energi listrik.

### **3.2.4. Persamaan Pergeseran Sumbu Pada Pergerakan Rolling**

Sistem utama tanpa penambahan CPVA bergetar dengan dua derajat kebebasan. Getaran ini meliputi pergerakan ke arah translasi dan rotasi. Penyebab sistem utama memiliki dua arah gerakan yaitu masing-masing pegas yang berfungsi sebagai pncopang dan suspensi mempunyai nilai konstanta kekakuan dan redaman pegas di sisi kiri dan kanan berbeda. Penurunan rumus didapatkan dua persamaan gerak (translasi dan rotasi) untuk sistem utama tana penambahan CPVA. Pergerakan translasi dan rotasi pada plat datar sistem utama mengakibatkan terjadinya pergeseran sumbu putar. Berikut merupakan pergeseran sumbu putar yang dicari menggunakan perhitungan secara manual.



**Gambar 3. 5** Free Body Diagram dari mekanisme sistem utama Dua DOF dengan arah gerak translasi dan Rotasi

$$k_0 = 146 \frac{N}{m}$$

$$k_1 = 3600 \frac{N}{m}$$

$$k_2 = 2880 \frac{N}{m}$$

$$l = 0,4 \text{ m}$$

Pergeseran sumbu putar arah gerak *rolling* :

$$Fk_1p_1 - Fk_0b - Fk_2p_2 = 0 \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned}
k_1 p_1^2 \theta - F k_0 b^2 \theta - k_2 p_2^2 \theta &= 0 \\
k_1 (l + b)^2 - k_0 b^2 - k_2 (l - b)^2 &= 0 \\
k_1 (l^2 + 2bl + b^2) - k_0 b^2 - k_2 (l^2 - 2bl + b^2) &= 0 \\
(k_1 - k_0 - k_2) b^2 + (2k_1 l + 2k_2 l) b - (k_1 l^2 - k_2 l^2) &= 0 \\
(2880 - 146 - 3600) b^2 &+ [(2 \times 2880 \times 0,4) + (2 \times 3600 \times 0,4)] b \\
- [(2880 \times 0,4^2) + (3600 \times 0,4^2)] &= 0 \\
-866 b^2 + 5184 b - 1036,8 &= 0
\end{aligned}$$

Dengan menggunakan rumus akar-akar kuadrat yaitu :

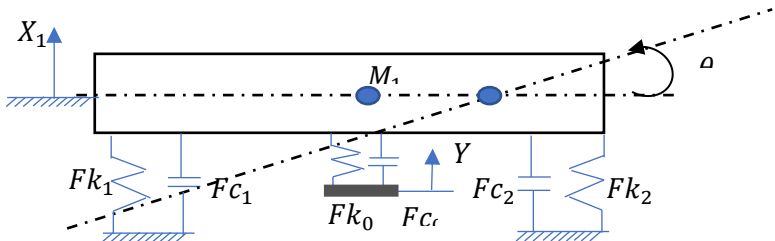
$$b_{1,2} = \frac{-B \pm \sqrt{B^2 - 4AC}}{2A}$$

### 3.2.5. Permodelan Sistem Dinamis dan Persamaan Gerak

Dari mekanisme alat simulator getaran dan mekanisme CPVA yang sudah ada, dilakukan permodelan sistem dinamis dari dua mekanisme tersebut, yaitu mekanisme sistem utama tanpa CPVA dan mekanisme sistem utama dengan penambahan CPVA dengan variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ), rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ), dan variasi peletakan posisi dari CPVA.

#### 3.2.5.1. Permodelan Sistem Dinamis dan Penurunan Persamaan Gerak Sistem Utama Tanpa CPVA

Permodelan sistem dinamis dari mekanisme sistem utama tanpa CPVA dapat dilihat pada gambar 3.6 dibawah ini :



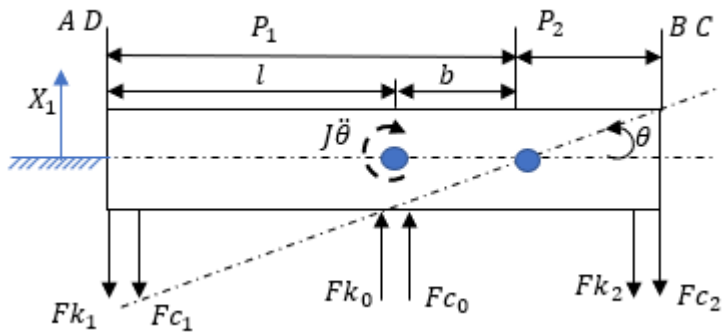
**Gambar 3. 6** Mekanisme sistem utama tanpa penambahan CPVA



Keterangan :

- $M_1$  : Masa utama
- $C_0$  : Konstanta redaman eksitasi
- $C_1$  : Konstanta redaman titik A dan D pada massa utama
- $C_2$  : Konstanta redaman titik B dan C pada massa utama
- $K_0$  : Konstanta pegas eksitasi
- $K_1$  : Konstanta pegas titik A dan D pada massa utama
- $K_2$  : Konstanta pegas titik B dan C pada massa utama
- $Y$  : *displacement* eksitasi disk
- $X_1$  : *displacement* massa utama gerak translasi
- $\theta$  : *displacement* massa utama gerak rotasi
- $l$  : Panjang massa utama dari *center of gravity*
- $p_1$  : Panjang massa utama ke sumbu putar
- $b$  : Jarak antara *center of gravity* ke sumbu putar

Dari pemodelan sistem dinamis tersebut didapatkan *free body diagram* dari sistem utama tanpa CPVA dengan arah gerak translasi yang ditunjukkan pada gambar 3.7 dibawah ini :



**Gambar 3. 7** *Free Body Diagram* dari mekanisme sistem utama  
Dua DOF dengan arah gerak translasi dan Rotasi

Dengan besar gaya yang bekerja pada masing-masing sebagai berikut :

$$Fk_o = k_o[Y - x_1 + b\theta]$$

$$Fc_o = c_o[\dot{Y} - \dot{x}_1 + b\dot{\theta}]$$

$$Fk_1 = k_1(x_1 - p_1\theta)$$

$$Fc_1 = c_1(\dot{x}_1 - p_1\dot{\theta})$$

$$Fk_2 = k_2(x_1 + p_2\theta)$$

$$Fc_2 = c_2(\dot{x}_1 + p_2\dot{\theta})$$

a. Persamaan Gerak Translasi

$$+\uparrow \sum F_{x_1} = M_1\ddot{x}_1 \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} Fk_o + Fc_o - Fk_1 - Fc_1 - Fk_2 - Fc_2 &= M_1\ddot{x}_1 \\ k_o[Y - x_1 + b\theta] + c_o[\dot{Y} - \dot{x}_1 + b\dot{\theta}] - k_1(x_1 - p_1\theta) \\ &\quad - c_1(\dot{x}_1 - p_1\dot{\theta}) - k_2(x_1 + p_2\theta) \\ &\quad - c_2(\dot{x}_1 + p_2\dot{\theta}) = M_1\ddot{x}_1 \\ M_1\ddot{x}_1 + k_o x_1 + k_1 x_1 + k_2 x_1 - k_o b\theta - k_1 p_1\theta - \\ k_2 p_2\theta + c_o \dot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_1 - c_o b\dot{\theta} - c_1 p_1\dot{\theta} - c_2 p_2\dot{\theta} &= \\ k_o Y + c_o \dot{Y} \\ M_1\ddot{x}_1 + (k_o + k_1 + k_2) x_1 + (c_o + c_1 + c_2)\dot{x}_1 - (k_o b + \\ k_1 p_1 - k_2 p_2)\theta - (c_o b + c_1 p_1 - c_2 p_2)\dot{\theta} &= k_o Y + c_o \dot{Y} \end{aligned} \quad (3.2)$$

b. Persamaan Rotasi

$$\begin{aligned} + \overset{\curvearrowright}{\sum} M_R &= J_R \ddot{\theta} \quad (3.3) \\ Fk_o b + Fc_o b - Fk_1 p_1 - Fc_1 p_1 - Fk_2 p_2 - Fc_2 p_2 \\ &= J \ddot{\theta}_1 \\ k_o [Y - x_1 + b\theta] b + c_o [\dot{Y} - \dot{x}_1 + b\dot{\theta}] b \\ &\quad - k_1 (x_1 - p_1\theta) p_1 - c_1 (\dot{x}_1 - p_1\dot{\theta}) p_1 \\ &\quad - k_2 (x_1 + p_2\theta) p_2 - c_2 (\dot{x}_1 + p_2\dot{\theta}) p_2 \\ &= J \ddot{\theta} \\ J \ddot{\theta} + k_o b^2 \theta + k_1 p_1^2 \theta + k_2 p_2^2 \theta - k_o b x_1 - \\ k_1 p_1 x_1 - k_2 p_2 x_1 + c_o b^2 \dot{\theta} + c_1 p_1^2 \dot{\theta} + c_2 p_2^2 \dot{\theta} - c_o b \dot{x}_1 - \\ c_1 p_1 \dot{x}_1 - c_2 p_2 \dot{x}_1 &= -b (k_o Y + c_o \dot{Y}) \end{aligned}$$

$$J\ddot{\theta} + (k_0b^2 + k_1p_1^2 + k_2p_2^2)\theta + (c_0b^2 + c_1p_1^2 + c_2p_2^2)\dot{\theta} - (k_0b + k_1p_1 - k_2p_2)x_1 - (c_0b + c_1p_1 - c_2p_2)\dot{x}_1 = -b(k_0Y + c_0\dot{Y}) \quad (3.4)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} k_{eq(x)} &= K_A = (k_0 + k_1 + k_2) \\ c_{eq(x)} &= C_A = (c_0 + c_1 + c_2) \\ k_{eq(\theta)} &= K_B = (k_0b^2 + k_1p_1^2 + k_2p_2^2) \\ c_{eq(\theta)} &= C_B = (c_0b^2 + c_1p_1^2 + c_2p_2^2) \\ k_{eq(c)} &= K_C = (k_0b + k_1p_1 - k_2p_2) \\ c_{eq(c)} &= C_C = (c_0b + c_1p_1 - c_2p_2) \\ x_1 &= X_1 \sin(\omega t - \phi) \\ \theta &= \theta \sin(\omega t - \phi) \\ \dot{x}_1 &= X_1 \omega \cos(\omega t - \phi) \\ \dot{\theta} &= \theta \omega \cos(\omega t - \phi) \\ \ddot{x}_1 &= -X_1 \omega^2 \sin(\omega t - \phi) \\ \ddot{\theta} &= -\theta \omega^2 \sin(\omega t - \phi) \\ Y &= Y \sin \omega t \\ \dot{Y} &= Y \omega \cos \omega t \end{aligned}$$

Maka dapat dituliskan :

$$\begin{aligned} M_1\ddot{x}_1 + K_A x_1 + C_A \dot{x}_1 + K_C \theta + C_C \dot{\theta} &= k_0 Y + c_0 \dot{Y} \\ [(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta &= \\ [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y & \end{aligned} \quad (3.5)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} F_0 &= [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y \\ [(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta &= F_0 \end{aligned}$$

$$J_R \ddot{\theta} + K_B \theta + C_B \dot{\theta} + K_C x_1 + C_C \dot{x}_1 = 0$$

$$\begin{aligned}
& [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 \\
& \quad = -b(F_0) \\
\theta & = \frac{-b(F_0) + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1}{[(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}}} \tag{3.6}
\end{aligned}$$

### 1. Persamaan Translasi

Substitusikan (3.6) ke (3.5), menjadi :

$$\begin{aligned}
& [(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta = F_0 \\
& [(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 \\
& \quad - [(K_C^2 \\
& \quad + (\omega C_C)^2]^{\frac{1}{2}} \left[ \frac{-b(F_0) + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1}{[(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}}} \right] \\
& = F_0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left\{ [(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} \times [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \right. \\
& \quad \left. + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)] \right\} X_1 \\
& = F_0 [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \\
& \quad - b(F_0) [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \\
& \quad (\sqrt{[(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]} [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2] + \\
& \quad [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)] X_1 = F_0 \sqrt{[(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]} - \\
& \quad b(F_0) \sqrt{(K_C^2 + (\omega C_C)^2)}
\end{aligned}$$

$$X_1 = \frac{F_0(\sqrt{[(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]} - b\sqrt{(K_C^2 + (\omega C_C)^2)})}{(\sqrt{[(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]} [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2] + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)]} \tag{3.7}$$

Dimana :

$$[(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2] = J^2\omega^4 - 2J\omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2$$

$$[(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2] = M_1^2\omega^4 - 2M_1\omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2$$

$X_1$

$$= \frac{F_0 \left( \sqrt{J^2\omega^4 - 2J\omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2} - b \sqrt{(K_C^2 + (\omega C_C)^2)} \right)}{\sqrt{(M_1^2\omega^4 - 2M_1\omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2)(J^2\omega^4 - 2J\omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2) + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2]}}$$

Ruas atas dan bawah dibagi  $(K_A \times K_B)$ , maka persamaan menjadi :

Dimana :

$$\omega_A^2 = \frac{K_A}{M_1}$$

$$\omega_B^2 = \frac{K_B}{J}$$

$$\zeta = 2M_1\omega_A = 2J\omega_B$$

$$\frac{X_1 K_A}{F_0} = \frac{X_1}{\delta_{st}}$$

$\frac{X_1}{\delta_{st}}$

$$= \frac{\left( \sqrt{\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 4\zeta^2\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 1} - b \sqrt{(K_C^2 + (\omega C_C)^2)} \right)}{\sqrt{\left(\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 4\zeta^2\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 1\right)\left(\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 4\zeta^2\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 1\right) + \frac{K_C^2}{K_A \times K_B} + \frac{C_C^2}{M_1 \times K_B} \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2}}$$

$$A = \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 4\zeta^2\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 1$$

$$B = \left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 4\zeta^2\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 1$$

$$C = \frac{K_C^2}{K_A \times K_B} + \frac{C_C^2}{M_1 \times K_B} \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2$$

$$\frac{x_1}{\delta_{st}} = \frac{\sqrt{B-b\sqrt{C}}}{\sqrt{(A)(B)+C}} \quad (3.8)$$

## 2. Persamaan Rotasi

$$[(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 = -b F_0$$

$$X_1 = \frac{b F_0 + [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta}{[(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}}]} \quad (3.9)$$

Substitusi persamaan (3.9) ke Persamaan (3.5)

$$[(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta = F_0$$

$$+ (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} \left( \frac{F_0 b + [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta}{[(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}}]} \right)$$

$$+ [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta = F_0$$

$$\left\{ [(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} \times [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \right.$$

$$\left. + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \right\} \theta$$

$$= F_0 [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}}]$$

$$- F_0 b [(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}}$$

$\theta$

$$= \frac{F_0 \sqrt{(K_C)^2 + (\omega C_C)^2} - F_0 b \sqrt{(M_1^2 \omega^4 - 2M_1 \omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2)}}{\left( \sqrt{(M_1^2 \omega^4 - 2M_1 \omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2)} (J^2 \omega^4 - 2J \omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2) + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)] \right)}$$

Ruas atas dan bawah dibagi ( $K_A \times K_B$ ), maka persamaan menjadi

:

Dimana :

$$\omega_A^2 = \frac{K_A}{M_1}$$

$$\omega_B^2 = \frac{K_B}{J}$$

$$\zeta = 2M_1\omega_A = 2J\omega_B$$

$$\frac{\theta K_B}{F_0}$$

$$= \frac{\sqrt{\frac{K_C^2}{K_A^2} + \frac{C_C^2}{M_1 K_A} \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 - b \left(\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 1\right)}}{\sqrt{\left(\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 1\right) \left(\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 1\right) + \frac{K_C^2}{K_A \times K_B} + \frac{C_C^2}{M_1 \times K_B} \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2}}$$

Dimana :

$$\theta_o = \frac{F_0 b}{K e q_B}$$

$$\frac{\theta}{\theta_o}$$

$$= \frac{\sqrt{\frac{K_C^2}{K_A^2} + \frac{C_C^2}{M_1 K_A} \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 - b \left(\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 1\right)}}{\sqrt{\left(\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 1\right) \left(\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 1\right) + \frac{K_C^2}{K_A \times K_B} + \frac{C_C^2}{M_1 \times K_B} \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2}}$$

$$A = \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2 + 1$$

$$B = \left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^4 - 2\left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 4\zeta^2 \left(\frac{\omega}{\omega_B}\right)^2 + 1$$

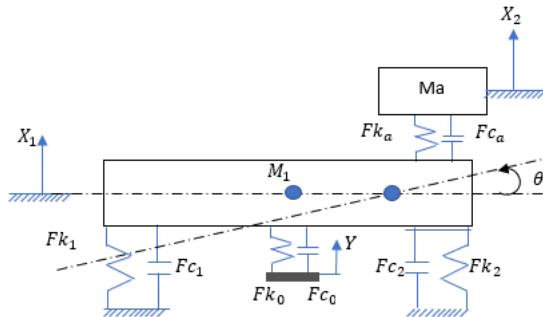
$$C = \frac{K_C^2}{K_A \times K_B} + \frac{C_C^2}{M_1 \times K_B} \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2$$

$$D = \frac{K_C^2}{K_A^2} + \frac{C_C^2}{M_1 K_A} \left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)^2$$

$$\frac{\theta}{\theta_o} = \frac{\sqrt{C-b\sqrt{A}}}{\sqrt{(A)(B)+D}} \quad (3.10)$$

### 3.2.5.2. Permodelan Sistem Dinamis dan Penurunan Persamaan Gerak Sistem Utama dengan DVA

Permodelan sistem dinamis sistem utama dengan DVA pada arah gerak rotasi ditunjukkan pada gambar 3.8 dibawah ini :



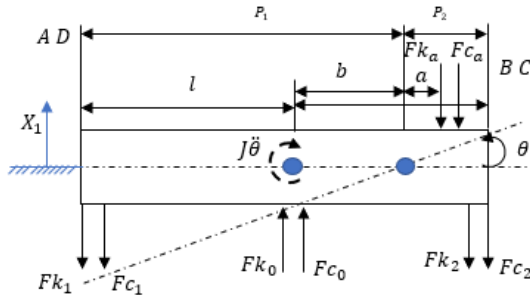
**Gambar 3. 8** Permodelan sistem dinamis sistem utama ditambah DVA

Keterangan :

- $M_1$  : Masa utama
- $M_a$  : Masa absorber
- $C_0$  : Konstanta redaman eksitasi
- $C_{1,2}$  : Konstanta redaman pada massa utama
- $C_a$  : Konstanta redaman pada massa absorber
- $K_0$  : Konstanta pegas eksitasi
- $K_{1,2}$  : Konstanta pegas pada massa utama
- $K_a$  : Konstanta pegas pada massa absorber
- $Y$  : displacement eksitasi disk
- $X_1$  : displacement massa utama
- $X_2$  : displacement massa absorber
- $\theta$  : displacement massa utama gerak rotasi
- $l$  : Panjang massa utama dari center of gravity
- $p_1$  : Panjang massa utama ke sumbu putar
- $b$  : Jarak anatar center of gravity ke sumbu putar
- $a$  : Posisi DVA dari sumbu putar



Dari permodelan sistem dinamis tersebut didapatkan free body diagram dari sistem utama dengan arah gerak rotasi yang ditunjukkan pada gambar 3.9 dibawah ini :



**Gambar 3. 9** *Free Body Diagram* dari mekanisme sistem utama dengan DVA

Dengan besar gaya yang bekerja pada masing-masing sebagai berikut :

$$Fk_o = k_o[Y - x_1 + b\theta]$$

$$Fc_o = c_o[\dot{Y} - \dot{x}_1 + b\dot{\theta}]$$

$$Fk_1 = k_1(x_1 - p_1\theta)$$

$$Fc_1 = c_1(\dot{x}_1 - p_1\dot{\theta})$$

$$Fk_2 = k_2(x_1 + p_2\theta)$$

$$Fc_2 = c_2(\dot{x}_1 + p_2\dot{\theta})$$

$$Fk_3 = k_3(x_1 + a\theta - x_2)$$

$$Fc_3 = c_3(\dot{x}_1 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2)$$

## 1. Analisa Sistem Utama

### • Persamaan Translasi

$$+\uparrow \sum F_{x_1} = M_1 \ddot{x}_1 \quad (3.11)$$

$$Fk_o + Fc_o - Fk_1 - Fc_1 - Fk_2 - Fc_2 - Fk_a - Fc_a \\ = M_1 \ddot{x}_1$$

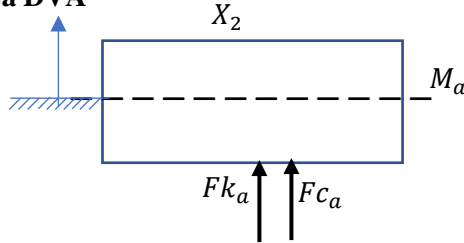
$$\begin{aligned}
& k_o[Y - x_1 + b\theta] + c_o[\dot{Y} - \dot{x}_1 + b\dot{\theta}] - k_1(x_1 - p_1\theta) \\
& \quad - c_1(\dot{x}_1 - p_1\dot{\theta}) - k_2(x_1 + p_2\theta) \\
& \quad - c_2(\dot{x}_1 + p_2\dot{\theta}) - k_a(x_1 + a\theta - x_2) \\
& \quad - c_3(\dot{x}_1 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2)a = M_1\ddot{x}_1 \\
& M_1\ddot{x}_1 + k_o x_1 + k_1 x_1 + k_2 x_1 + k_a x_1 - k_o b - \\
& k_1 p_1 \theta + k_2 p_2 \theta + k_a a \theta + c_o \dot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_1 + c_a \dot{x}_1 - \\
& c_o b \dot{\theta} - c_1 p_1 \dot{\theta} + c_2 p_2 \dot{\theta} + c_a a \dot{\theta} - k_a x_2 - c_a \dot{x}_2 = k_o Y + \\
& c_o \dot{Y} \\
& M_1 \ddot{x}_1 + (k_o + k_1 + k_2 + k_a) x_1 + (c_o + c_1 + c_2 + \\
& c_a) \dot{x}_1 - (k_o b + k_1 p_1 - k_2 p_2 - k_a a) \theta + (c_o b + c_1 p_1 - \\
& c_2 p_2 - c_a a) \dot{\theta} - k_a x_2 - c_a \dot{x}_2 = k_o Y + c_o \dot{Y} \quad (3.12)
\end{aligned}$$

- **Persamaan Rotasi**

$$\left( \overset{\curvearrowright}{+} \right) \sum M_R = J_R \ddot{\alpha} \quad (3.13)$$

$$\begin{aligned}
& -Fk_o b - Fc_o b + Fk_1 p_1 + Fc_1 p_1 - Fk_2 p_2 - Fc_2 p_2 \\
& \quad - Fk_a - Fc_a = J\ddot{\theta} \\
& -k_o[Y - x_1 + b\theta]b - c_o[\dot{Y} - \dot{x}_1 + b\dot{\theta}]b \\
& \quad + k_1(x_1 - p_1\theta)p_1 + c_1(\dot{x}_1 - p_1\dot{\theta})p_1 \\
& \quad - k_2(x_1 + p_2\theta)p_2 - c_2(\dot{x}_1 + p_2\dot{\theta})p_2 \\
& \quad - k_a(x_1 + a\theta - x_2)a \\
& \quad - c_3(\dot{x}_1 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2)a = J\ddot{\theta} \\
& -k_o Y b - k_o \dot{Y} b - k_o b^2 \theta - k_1 p_1^2 \theta - k_2 p_2^2 \theta \\
& \quad - k_a a^2 \theta - c_o b^2 \dot{\theta} - c_1 p_1^2 \dot{\theta} - c_2 p_2^2 \dot{\theta} \\
& \quad - c_a a^2 \dot{\theta} + k_o b x_1 + k_1 p_1 x_1 - k_2 p_2 x_1 \\
& \quad - k_a a x_1 + c_o b \dot{x}_1 + c_1 p_1 \dot{x}_1 - c_2 p_2 \dot{x}_1 - c_a a \dot{x}_1 \\
& \quad + k_a a x_2 + c_a a \dot{x}_2 = J\ddot{\theta} \\
& -k_o Y b - k_o \dot{Y} b - k_o b^2 \theta - k_1 p_1^2 \theta - k_2 p_2^2 \theta - \\
& k_a a^2 \theta - c_o b^2 \dot{\theta} - c_1 p_1^2 \dot{\theta} - c_2 p_2^2 \dot{\theta} - c_a a^2 \dot{\theta} + k_o b x_1 + k_1 p_1 x_1 - \\
& k_2 p_2 x_1 - k_a a x_1 + c_o b \dot{x}_1 + c_1 p_1 \dot{x}_1 - c_2 p_2 \dot{x}_1 - c_a a \dot{x}_1 + k_a a x_2 + \\
& c_a a \dot{x}_2 = J\ddot{\theta} \quad (3.14)
\end{aligned}$$

## 2. Analisa DVA



**Gambar 3. 10** Free Body Diagram dari mekanisme DVA

$$+\uparrow \sum F_{x_2} = m_a \ddot{x}_2 \quad (3.15)$$

$$Fk_3 + Fc_3 = m_a \ddot{x}_2$$

$$k_a(x_1 + a\theta - x_2) + c_a(\dot{x}_1 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2) = m_a \ddot{x}_2$$

$$k_a x_1 + k_a a\theta - k_a x_2 + c_a \dot{x}_1 + c_a a\dot{\theta} - c_a \dot{x}_2 = m_a \ddot{x}_2 \quad (3.16)$$

Dimana :

$$k_{eq(x)} = K_A = (k_o + k_1 + k_2 + k_a)$$

$$c_{eq(x)} = C_A = (c_o + c_1 + c_2 + c_a)$$

$$k_{eq(\theta)} = K_B = (k_o b^2 + k_1 l^2 + k_2 l^2 + k_a a^2)$$

$$c_{eq(\theta)} = C_B = (c_o a^2 + c_1 l^2 + c_2 l^2 + c_a a^2)$$

$$k_{eq(c)} = K_C = (k_o b + k_1 p_1 - k_2 p_2 - k_a a)$$

$$c_{eq(c)} = C_C = (c_o b + c_1 p_1 - c_2 p_2 - c_a a)$$

$$x_1 = X_1 \sin(\omega t - \phi)$$

$$\theta = \theta \sin(\omega t - \phi)$$

$$\dot{x}_1 = X_1 \omega \cos(\omega t - \phi)$$

$$\dot{\theta} = \theta \omega \cos(\omega t - \phi)$$

$$\ddot{x}_1 = -X_1 \omega^2 \sin(\omega t - \phi)$$

$$\ddot{\theta} = -\theta \omega^2 \sin(\omega t - \phi)$$

$$x_2 = X_2 \sin(\omega t - \phi)$$

$$Y = Y \sin \omega t$$

$$\dot{x}_2 = X_2 \omega \cos(\omega t - \phi)$$

$$\dot{Y} = Y \omega \cos \omega t$$

$$\ddot{x}_2 = -X_2 \omega^2 \sin(\omega t - \phi)$$

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 + K_A x_1 + C_A \dot{x}_1 + K_C \theta + C_C \dot{\theta} - k_a a - c_a \dot{a} &= k_0 Y + c_0 \dot{Y} \\ [(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta + \\ [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 &= [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y \end{aligned} \quad (3.17)$$

Dimana :

$$\begin{aligned} F_0 &= [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y \\ [(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta \\ - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 &= F_0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} J_R \ddot{\theta} + K_B \theta + C_B \dot{\theta} + K_C x_1 + C_C \dot{x}_1 - k_a a x_2 - c_a a \dot{x}_2 &= -b(F_0) \\ [(-J \omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 \\ - [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 &= -b(F_0) \end{aligned} \quad (3.18)$$

$$\begin{aligned} k_a x_1 + k_a a \theta - k_a x_2 + c_a \dot{x}_1 + c_a a \dot{\theta} - c_a \dot{x}_2 &= m_a \ddot{x}_2 \\ [(-m_a \omega^2 + K_a)^2 + (\omega C_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - \\ [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta &= 0 \end{aligned}$$

$$X_2 = \frac{[(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta}{[(-m_a \omega^2 + K_a)^2 + (\omega C_a)^2]^{\frac{1}{2}}} \quad (3.19)$$

## 1. Persamaan Translasi

Substitusi persamaan (3.19) ke persamaan (3.17) dan (3.18), maka persamaan menjadi :

$$\begin{aligned}
 & [(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta + \\
 & [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} \left( \frac{[(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta}{[(-m_a\omega^2 + K_a)^2 + (\omega C_a)^2]^{\frac{1}{2}}} \right) = F_0 \\
 & [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 + \\
 & [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \left( \frac{[(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta}{[(-m_a\omega^2 + K_a)^2 + (\omega C_a)^2]^{\frac{1}{2}}} \right) = \\
 & -b (F_0) \tag{3.20}
 \end{aligned}$$

Substitusi persamaan (3.20) ke (3.17)

Dimana :

$$\begin{aligned}
 A &= [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)] \\
 B &= (m_a^2 \omega^4 - 2m_a K_a \omega^2 + K_a^2 + \omega^2 C_a^2) \\
 C &= (k_a)^2 a + (\omega c_a)^2 a \\
 D &= J^2 \omega^4 - 2J \omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2 \\
 E &= (k_a)^2 a^2 + (\omega c_a)^2 a^2 \\
 F &= M_1^2 \omega^4 - 2M_1 K_A \omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2 \\
 G &= (k_a)^2 + (\omega c_a)^2
 \end{aligned}$$

$$\theta = \frac{(\sqrt{AB} + C)X_1 + (-b)(F_0)\sqrt{B}}{(\sqrt{BD} - E)}$$

Dari persamaan (3.20), didapatkan persamaan :

$$\begin{aligned}
 & (\sqrt{FB} - G)X_1 - (\sqrt{AB} + C) \theta = F_0 \sqrt{B} \\
 & (\sqrt{FB} - G)X_1 - (\sqrt{AB} + C) \left( \frac{(\sqrt{AB} + C)X_1 + (-b)(F_0)\sqrt{B}}{(\sqrt{BD} - E)} \right) \\
 & \quad = F_0 \sqrt{B}
 \end{aligned}$$

Didapatkan Persamaan

$$X_1 = \frac{F_0(\sqrt{B})\left(\sqrt{(D)(B)} - E\right) - (b)(F_0)(\sqrt{B})\left(\sqrt{(A)(B)} + C\right)}{\left(\sqrt{(F)(B)} - G\right)\left(\sqrt{(D)(B)} - E\right) - \left(\sqrt{(A)(B)} + C\right)^2}$$

Ruas atas dan bawah dibagi ( $K_A \times K_B \times K_a$ ), maka persamaan menjadi :

Dimana :

$$\omega_A^2 = \frac{K_A}{M_1} \qquad \omega_B^2 = \frac{K_B}{J} \qquad \omega_a^2 = \frac{K_a}{m_a}$$

$$\mu_A = \frac{m_a}{m_A} \qquad \mu_B = \frac{m_a a^2}{J} \qquad f_A = \frac{\omega_a}{\omega_A}$$

$$f_A = \frac{\omega_a}{\omega_B}$$

$$\zeta = 2M_1\omega_A = 2J\omega_B \qquad \zeta_a = 2m_a\omega_a$$

$$\frac{X_1 K_A}{F_0} = \frac{(\sqrt{B})\left(\sqrt{(D)(B)} - E\right) - (b)(\sqrt{B})\left(\sqrt{(A)(B)} + C\right)}{\left(\sqrt{(F)(B)} - G\right)\left(\sqrt{(D)(B)} - E\right) - \left(\sqrt{(A)(B)} + C\right)^2}$$

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{(\sqrt{B})\left(\sqrt{(D)(B)} - E\right) - (b)(\sqrt{B})\left(\sqrt{(A)(B)} + C\right)}{\left(\sqrt{(F)(B)} - G\right)\left(\sqrt{(D)(B)} - E\right) - \left(\sqrt{(A)(B)} + C\right)^2}$$

$$\begin{aligned} & \sqrt{(D)(B) + E} \\ &= \sqrt{\left[ \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 1 \right] \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 1 \right]} \\ &+ \frac{K_a a^2}{K_B} + 4\zeta^2 \mu_B f_B^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \sqrt{(F)(B) + G} \\ &= \sqrt{\left[ \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 1 \right] \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 1 \right]} \\ &+ \frac{K_a}{K_B} + 4\zeta^2 \mu_A f_A^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \sqrt{(A)(B) + C} \\ &= \sqrt{\left[ \frac{K_c^2}{K_A^2 \times K_B^2} + \frac{C_c^2}{m^2 \times \omega_A^2 \times K_B^2} \right] \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 1 \right]} \\ &+ \frac{a \times K_a}{K_A \times K_B} + \frac{4\zeta^2 \mu_A f_A^2}{K_B} \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 \end{aligned}$$

$$\frac{x_1}{\delta_{st}} = \frac{(\sqrt{B})(\sqrt{(D)(B)-E}) - (b)(\sqrt{B})(\sqrt{(A)(B)+C})}{(\sqrt{(F)(B)-G})(\sqrt{(D)(B)-E}) - (\sqrt{(A)(B)+C})^2} \quad (3.21)$$

## 2. Persamaan Rotasi

Substitusikan persamaan (3.19) ke persamaan (3.17) dan (3.18), maka persamaan menjadi :

$$\begin{aligned} & [(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta + \\ & [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} \left( \frac{[(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta}{[(-m_a \omega^2 + K_a)^2 + (\omega C_a)^2]^{\frac{1}{2}}} \right) = F_0 \end{aligned} \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned} & [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 + \\ & [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \left( \frac{[(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta}{[(-m_a \omega^2 + K_a)^2 + (\omega C_a)^2]^{\frac{1}{2}}} \right) = \\ & -b (F_0) \end{aligned}$$

Persamaan menjadi :

$$\begin{aligned} & X_1 \\ & = \frac{(\sqrt{[(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]}[(-m_a \omega^2 + K_a)^2 + (\omega C_a)^2] + (k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2 \theta - (-b)(F_0) \sqrt{(-m\omega^2 + k^2) + (c\omega)^2}}{(\sqrt{[K_C^2 + (\omega C_C)^2]}[(-m_a \omega^2 + K_a)^2 + (\omega C_a)^2] + \sqrt{[(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]}[(k_a)^2 + (\omega c_a)^2])} \end{aligned} \quad (3.23)$$

Substitusi persamaan (3.23) ke (3.22)

Dimana :

$$A = [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)]$$

$$B = (m_a^2 \omega^4 - 2m_a K_a \omega^2 + K_a^2 + \omega^2 C_a^2)$$

$$C = (k_a)^2 a + (\omega c_a)^2 a$$

$$D = J^2 \omega^4 - 2J\omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2$$

$$E = (k_a)^2 a^2 + (\omega c_a)^2 a^2$$

$$F = M_1^2 \omega^4 - 2M_1 K_A \omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2$$

$$G = (k_a)^2 + (\omega c_a)^2$$

$$X_1 = \frac{(\sqrt{BD} - E)\theta - (-b)(F_0)\sqrt{B}}{(\sqrt{AB} + C)}$$

Dari persamaan (3.22), didapatkan persamaan :

$$\begin{aligned} & (\sqrt{FB} - G)X_1 - (\sqrt{AB} + C)\theta = F_0\sqrt{B} \\ & (\sqrt{FB} - G) \left( \frac{(\sqrt{BD} - E)\theta - (-b)(F_0)\sqrt{B}}{(\sqrt{AB} + C)} \right) - (\sqrt{AB} + C)\theta \\ & = F_0\sqrt{B} \end{aligned}$$

Didapatkan Persamaan



$$\theta = \frac{F_0(\sqrt{B})(\sqrt{AB} + C) - (b)(F_0)(\sqrt{B})(\sqrt{(F)(B)} - G)}{(\sqrt{(F)(B)} - G)(\sqrt{(D)(B)} - E) - (\sqrt{(A)(B)} + C)^2}$$

Ruas atas dan bawah dibagi ( $K_A \times K_B \times K_a$ ), maka persamaan menjadi :

Dimana :

$$\omega_A^2 = \frac{K_A}{M_1} \qquad \omega_B^2 = \frac{K_B}{J} \qquad \omega_a^2 = \frac{K_a}{m_a}$$

$$\mu_A = \frac{m_a}{m_A} \qquad \mu_B = \frac{m_a a^2}{J} \qquad f_A = \frac{\omega_a}{\omega_A}$$

$$f_A = \frac{\omega_a}{\omega_B}$$

$$\zeta = 2M_1\omega_A = 2J\omega_B \qquad \zeta_a = 2m_a\omega_a$$

$$\frac{\theta K_B}{F_0 b} = \frac{(\sqrt{B})(\sqrt{(D)(B)} - E) - (b)(\sqrt{B})(\sqrt{(A)(B)} + C)}{(\sqrt{(F)(B)} - G)(\sqrt{(D)(B)} - E) - (\sqrt{(A)(B)} + C)^2}$$

$$\frac{\theta K_B}{F_0 b} = \frac{(\sqrt{B})(\sqrt{(D)(B)} - E) - (b)(\sqrt{B})(\sqrt{(A)(B)} + C)}{(\sqrt{(F)(B)} - G)(\sqrt{(D)(B)} - E) - (\sqrt{(A)(B)} + C)^2}$$

$$\begin{aligned} & \sqrt{(D)(B)} + E \\ &= \sqrt{\left[ \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 1 \right] \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 1 \right]} \\ &+ \frac{K_a a^2}{K_B \times K_a} + 4\zeta^2 \mu_B f_B^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \sqrt{(F)(B) + G} \\ &= \sqrt{\left[ \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 1 \right] \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 1 \right]} \\ &+ \frac{K_a}{K_A} + 4\zeta^2 \mu_A f_A^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & \sqrt{(A)(B) + C} \\ &= \sqrt{\left[ \frac{K_C^2}{K_A^2 \times K_B^2} + \frac{C_C^2}{m^2 \times \omega_A^2 \times K_B^2} \right] \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 1 \right]} \\ &+ \frac{a \times K_a}{K_A} + 4\zeta^2 \mu_A f_A^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 \end{aligned}$$

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{(\sqrt{B}) \left( \sqrt{(D)(B)} - E \right) - (b)(\sqrt{B}) \left( \sqrt{(A)(B)} + C \right)}{\left( \sqrt{(F)(B)} - G \right) \left( \sqrt{(D)(B)} - E \right) - \left( \sqrt{(A)(B)} + C \right)^2}$$

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{(\sqrt{B}) \left( \sqrt{(D)(B)} - E \right) - (b)(\sqrt{B}) \left( \sqrt{(A)(B)} + C \right)}{\left( \sqrt{(F)(B)} - G \right) \left( \sqrt{(D)(B)} - E \right) - \left( \sqrt{(A)(B)} + C \right)^2} \quad (3.24)$$

### 3. Persamaan Translasi DVA

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 + K_A x_1 + C_A \dot{x}_1 + K_C \theta + C_C \dot{\theta} - k_a a - c_a \dot{a} &= k_0 Y + c_0 \dot{Y} \\ [(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta & \\ + [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 &= [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y \end{aligned}$$

Dimana :

$$F_0 = [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y$$

$$\begin{aligned} & [(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta - \\ & [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = F_0 \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\begin{aligned} J_R \ddot{\theta} + K_B \theta + C_B \dot{\theta} + K_C x_1 + C_C \dot{x}_1 - k_a a x_2 - c_a a \dot{x}_2 &= -b(F_0) \\ & [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 \\ & - [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = -b(F_0) \end{aligned} \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned} k_a x_1 + k_a a \theta - k_a x_2 + c_a \dot{x}_1 + c_a a \dot{\theta} - c_a \dot{x}_2 &= m_a \ddot{x}_2 \\ & [(-m_a \omega^2 + K_a)^2 + (\omega C_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - \\ & [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta = 0 \end{aligned}$$

Gunakan persamaan (3.26), untuk mencari nilai  $\theta$  :

$$\theta = \frac{-b(F_0) + \left( \sqrt{(K_C^2 + C_C^2 \omega^2)} X_1 + \sqrt{(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2} X_2 \right)}{\sqrt{(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2}} \quad (3.27)$$

Substitusi persamaan (3.27) diatas ke persamaan (3.25),  
didapatkan persamaan :

$$\begin{aligned} & \left( \sqrt{(-M_1\omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2} \right) X_1 - \left( \sqrt{(K_C^2 + (\omega C_C)^2} \right) \theta \\ & - \left( \sqrt{(k_a)^2 + (\omega c_a)^2} \right) X_2 = F_0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left( \sqrt{(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2} \right) X_1 \\
& - \left( \sqrt{(K_C^2 + (\omega C_C)^2)} \right) \left( \frac{-b(F_0) + \left( \sqrt{(K_C^2 + C_c^2 \omega^2)} \right) X_1 + \left( \sqrt{(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2} \right) X_2}{\sqrt{(-J \omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2}} \right) \\
& - \left( \sqrt{(k_a)^2 + (\omega c_a)^2} \right) X_2 = F_0
\end{aligned}$$

Dimana :

$$A = [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)]$$

$$B = (m_a^2 \omega^4 - 2m_a K_a \omega^2 + K_a^2 + \omega^2 C_a^2)$$

$$C = (k_a)^2 a + (\omega c_a)^2 a$$

$$D = J^2 \omega^4 - 2J \omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2$$

$$E = (k_a)^2 a^2 + (\omega c_a)^2 a^2$$

$$F = M_1^2 \omega^4 - 2M_1 K_A \omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2$$

$$G = (k_a)^2 + (\omega c_a)^2$$

Maka persamaan menjadi :

$$\sqrt{F} X_1 - \sqrt{A} \theta - \sqrt{G} X_2 = F_0$$

$$\sqrt{F} X_1 - \sqrt{A} \left( \frac{-b(F_0) + \sqrt{A} X_1 + \sqrt{E} X_2}{\sqrt{D}} \right) - \sqrt{G} X_2 = F_0$$

$$\sqrt{FD} X_1 - (-b)(F_0)\sqrt{A} - AX_1 - \sqrt{AE} X_2 - \sqrt{GD} X_2 = F_0\sqrt{D}$$

$$X_1 = \frac{F_0\sqrt{D} + (-b)(F_0)\sqrt{A} + (\sqrt{AE} + \sqrt{GD})X_2}{\sqrt{FD} - A}$$

(3.28)

Substitusikan persamaan (3.27) dan (3.28), untuk mencari nilai  $X_2$ :

$$\sqrt{B} X_2 - \sqrt{G} X_1 - \sqrt{E} \theta = 0$$

$$\sqrt{B} X_2 - \sqrt{G} X_1 - \sqrt{E} \left( \frac{-b(F_0) + \sqrt{A} X_1 + \sqrt{E} X_2}{\sqrt{D}} \right) = 0$$

$$\begin{aligned}
& \sqrt{BD} X_2 - \sqrt{GD} X_1 - (\sqrt{E})(-b)(F_0) - \sqrt{EA} X_1 - E X_2 = 0 \\
& (\sqrt{BD} - E) X_2 - (\sqrt{AE} - \sqrt{GD}) X_1 = 0 \\
& (\sqrt{BD} - E) X_2 \\
& - (\sqrt{AE} - \sqrt{GD}) \left( \frac{F_0 \sqrt{D} + (-b)(F_0) \sqrt{A} + (\sqrt{AE} + \sqrt{GD}) X_2}{\sqrt{FD} - A} \right) \\
& = 0 \\
& \{(\sqrt{BD} - E)(\sqrt{FD} - A)\} X_2 - (\sqrt{AE} - \sqrt{GD})(F_0)(\sqrt{D}) \\
& \quad + (\sqrt{AE} - \sqrt{GD})(-b)(F_0)(\sqrt{A}) \\
& \quad + (\sqrt{AE} - \sqrt{GD})^2 X_2 = 0 \\
& X_2 = \frac{F_0 \left( (-b)(\sqrt{A}) - \sqrt{D} \right) (\sqrt{AG} - \sqrt{FE})}{\left[ (\sqrt{BF} - G)(\sqrt{FD} - A) \right] - (\sqrt{AG} + \sqrt{FE})^2}
\end{aligned}$$

Ruas atas dan bawah dibagi ( $K_A \times K_B \times K_a$ ), maka persamaan menjadi :

Dimana :

$$\omega_A^2 = \frac{K_A}{M_1}$$

$$\omega_B^2 = \frac{K_B}{J}$$

$$\omega_a^2 = \frac{K_a}{m_a}$$

$$\mu_A = \frac{m_a}{m_A}$$

$$\mu_B = \frac{m_a a^2}{J}$$

$$f_A = \frac{\omega_a}{\omega_A}$$

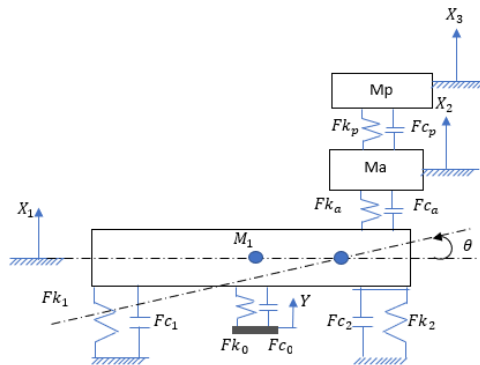
$$f_A = \frac{\omega_a}{\omega_B}$$

$$\zeta = 2M_1 \omega_A = 2J \omega_B$$

$$\zeta_a = 2m_a \omega_a$$

$$\begin{aligned}
& \sqrt{AG} - \sqrt{FE} \\
&= \sqrt{\left[ \frac{K_c^2}{K_B^2} + \frac{C_c^2}{J \times K_B} \right] \left[ \left( \frac{K_a}{K_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \mu_A^2 f_A^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 \right]} \\
&- \sqrt{\left[ \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 1 \right] \left[ \frac{K_a^2 a^2}{K_B^2} + \frac{4\zeta^2 \mu_B f_B^2 m_a}{J} \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 \right]} \\
&(\sqrt{FD} - A) \\
&= \sqrt{\left[ \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 1 \right] \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 1 \right]} \\
&- \left( \frac{K_c^2}{K_A \times K_B} + \frac{C_c^2}{m \times K_B} \right) \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 \\
&(\sqrt{BF} - G) \\
&= \sqrt{\left[ \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 1 \right] \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_a} \right)^2 + 1 \right]} \\
&- \left[ \left( \frac{K_a}{K_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \mu_A^2 f_A^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 \right] \\
&\frac{X_2 K_A}{F_o} = \frac{F_o \left( (-b)(\sqrt{A}) - \sqrt{D} \right) (\sqrt{AG} - \sqrt{FE})}{\left[ (\sqrt{BF} - G)(\sqrt{FD} - A) \right] - (\sqrt{AG} + \sqrt{FE})^2} \\
&\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{F_o \left( (-b)(\sqrt{A}) - \sqrt{D} \right) (\sqrt{AG} - \sqrt{FE})}{\left[ (\sqrt{BF} - G)(\sqrt{FD} - A) \right] - (\sqrt{AG} + \sqrt{FE})^2} \quad (3.29)
\end{aligned}$$

### 3.2.5.3. Permodelan Sistem Dinamis dan Penurunan Persamaan Gerak Sistem Utama dengan CPVA

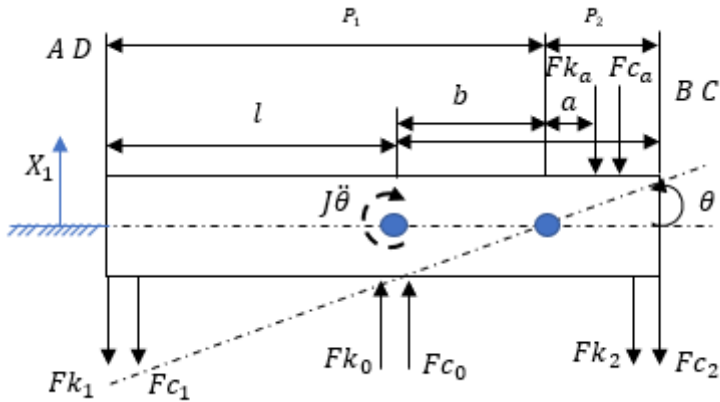


**Gambar 3. 11** Permodelan sistem dinamis sistem utama dengan mekanisme CPVA

Keterangan :

- $M_1$  : Masa utama
- $C_0$  : Konstanta redaman eksitasi
- $C_1$  : Konstanta redaman titik A dan D pada massa utama
- $C_2$  : Konstanta redaman titik B dan C pada massa utama
- $C_a$  : Konstanta redaman sistem *absorber*
- $C_p$  : Konstanta redaman sistem *piezoelectric*
- $K_0$  : Konstanta pegas eksitasi
- $K_1$  : Konstanta pegas titik A dan D pada massa utama
- $K_2$  : Konstanta pegas titik B dan C pada massa utama
- $K_a$  : Konstanta pegas sistem *absorber*
- $K_p$  : Konstanta pegas sistem *piezoelectric*
- $Y$  : *displacement* eksitasi disk
- $X_1$  : *displacement* massa utama gerak translasi
- $\theta$  : *displacement* massa utama gerak rotasi
- $l$  : Panjang massa utama dari *center of gravity*
- $p_1$  : Panjang massa utama ke sumbu putar
- $b$  : Jarak antar *center of gravity* ke sumbu putar
- $a$  : Posisi DVA dan C

### a. Sistem Utama



**Gambar 3. 12** Free Body Diagram Sistem Utama

- Persamaan Translasi

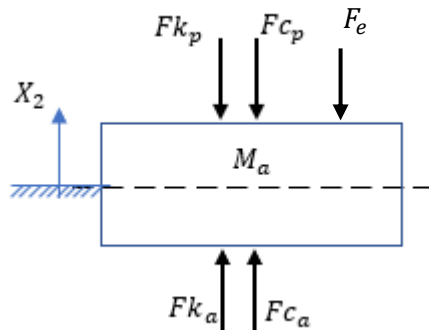
$$\begin{aligned}
 & +\uparrow \sum F_{x_1} = M_1 \ddot{x}_1 \\
 & Fk_0 + Fc_0 - Fk_1 - Fc_1 - Fk_2 - Fc_2 - Fk_a - Fc_a \\
 & = M_1 \ddot{x}_1 \\
 & k_o[Y - x_1 + b\theta] + c_o[\dot{Y} - \dot{x}_1 + b\dot{\theta}] - k_1(x_1 - p_1\theta) \\
 & \quad - c_1(\dot{x}_1 - p_1\dot{\theta}) - k_2(x_1 + p_2\theta) \\
 & \quad - c_2(\dot{x}_1 + p_2\dot{\theta}) - k_a(x_1 + a\theta - x_2) \\
 & \quad - c_3(\dot{x}_1 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2)a = M_1 \ddot{x}_1 \\
 & M_1 \ddot{x}_1 + k_o x_1 + k_1 x_1 + k_2 x_1 + k_a x_1 - k_o b - k_1 p_1 \theta + \\
 & k_2 p_2 \theta + k_a a \theta + c_o \dot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_1 + c_a \dot{x}_1 - c_o b \dot{\theta} - \\
 & c_1 p_1 \dot{\theta} + c_2 p_2 \dot{\theta} + c_a a \dot{\theta} - k_a x_2 - c_a \dot{x}_2 = k_o Y + c_o \dot{Y} \\
 & M_1 \ddot{x}_1 + (k_o + k_1 + k_2 + k_a) x_1 + (c_o + c_1 + c_2 + \\
 & c_a) \dot{x}_1 - (k_o b + k_1 p_1 - k_2 p_2 - k_a a) \theta + (c_o b + c_1 p_1 - \\
 & c_2 p_2 - c_a a) \dot{\theta} - k_a x_2 - c_a \dot{x}_2 = k_o Y + c_o \dot{Y}
 \end{aligned} \tag{3.30}$$



- Persamaan Rotasi

$$\begin{aligned}
 & + \sum M_R = J_R \ddot{\alpha} \\
 & -Fk_0b - Fc_0b + Fk_1p_1 + Fc_1p_1 - Fk_2p_2 - Fc_2p_2 \\
 & \quad - Fk_a - Fc_a = J\ddot{\theta} \\
 & -k_o[Y - x_1 + b\theta]b - c_o[\dot{Y} - \dot{x}_1 + b\dot{\theta}]b \\
 & \quad + k_1(x_1 - p_1\theta)p_1 + c_1(\dot{x}_1 - p_1\dot{\theta})p_1 \\
 & \quad - k_2(x_1 + p_2\theta)p_2 - c_2(\dot{x}_1 + p_2\dot{\theta})p_2 \\
 & \quad - k_a(x_1 + a\theta - x_2)a \\
 & \quad - c_3(\dot{x}_1 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2)a = J\ddot{\theta} \\
 & -k_oYb - k_o\dot{Y}b - k_ob^2\theta - k_1p_1^2\theta - k_2p_2^2\theta \\
 & \quad - k_aa^2\theta - c_ob^2\dot{\theta} - c_1p_1^2\dot{\theta} - c_2p_2^2\dot{\theta} \\
 & \quad - c_aa^2\dot{\theta} + k_obx_1 + k_1p_1x_1 - k_2p_2x_1 \\
 & \quad - k_aax_1 + c_ob\dot{x}_1 + c_1p_1\dot{x}_1 - c_2p_2\dot{x}_1 - c_aa\dot{x}_1 \\
 & \quad + k_aax_2 + c_aa\dot{x}_2 = J\ddot{\theta} \\
 & -k_oYb - k_o\dot{Y}b - k_ob^2\theta - k_1p_1^2\theta - k_2p_2^2\theta - \\
 & k_aa^2\theta - c_ob^2\dot{\theta} - c_1p_1^2\dot{\theta} - c_2p_2^2\dot{\theta} - c_aa^2\dot{\theta} + k_obx_1 + k_1p_1x_1 - \\
 & k_2p_2x_1 - k_aax_1 + c_ob\dot{x}_1 + c_1p_1\dot{x}_1 - c_2p_2\dot{x}_1 - c_aa\dot{x}_1 + k_aax_2 + \\
 & c_aa\dot{x}_2 = J\ddot{\theta}
 \end{aligned} \tag{3.31}$$

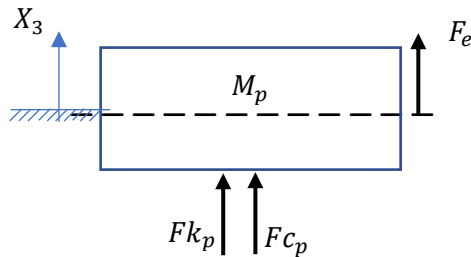
**b. DVA**



**Gambar 3. 13** *Free Body Diagram* mekanisme DVA dengan CPVA

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_{x_2} &= m_2 \ddot{x}_2 \\
 Fk_3 + Fc_3 &= m_a \ddot{x}_2 \\
 k_a(x_1 + a\theta - x_2) + c_a(\dot{x}_1 + a\dot{\theta} - \dot{x}_2) - k_p(x_2 - x_3) \\
 &\quad - c_p(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) - F_e = m_a \ddot{x}_2 \\
 k_a x_1 + k_a a\theta - k_a x_2 + c_a \dot{x}_1 + c_a a\dot{\theta} - c_a \dot{x}_2 - k_p x_2 + k_p x_3 \\
 &\quad - c_p \dot{x}_2 + c_p \dot{x}_3 - F_e = m_a \ddot{x}_2 \\
 m_a \ddot{x}_2 + (k_a + k_p)x_2 + (c_a + c_p)\dot{x}_2 - k_a x_1 - c_a \dot{x}_1 - k_a a\theta \\
 &\quad - c_a a\dot{\theta} - k_p x_3 - c_p \dot{x}_3 = -F_e
 \end{aligned} \tag{3.32}$$

**c. Sistem CPVA**



**Gambar 3. 14** *Free Body Diagram* mekanisme CPVA

$$\begin{aligned}
 +\uparrow \sum F_{x_2} &= m_p \ddot{x}_3 \\
 Fk_3 + Fc_3 + F_e &= m_p \ddot{x}_3 \\
 k_p(x_2 - x_3) + c_p(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) + F_e &= m_p \ddot{x}_3
 \end{aligned} \tag{3.33}$$

Dimana :

$$k_{eq(x)} = K_A = (k_o + k_1 + k_2 + k_a)$$

$$c_{eq(x)} = C_A = (c_o + c_1 + c_2 + c_a)$$

$$k_{eq(\theta)} = K_B = (k_o b^2 + k_1 l^2 + k_2 l^2 + k_a a^2)$$

$$c_{eq(\theta)} = C_B = (c_o a^2 + c_1 l^2 + c_2 l^2 + c_a a^2)$$

$$k_{eq(c)} = K_C = (k_o b + k_1 p_1 - k_2 p_2 - k_a a)$$

$$c_{eq(c)} = C_C = (c_o b + c_1 p_1 - c_2 p_2 - c_a a)$$

$$k_{eq(a)} = K_D = (k_a + k_p)$$

$$c_{eq(a)} = C_D = (c_a + c_p)$$

$$k_{eq(p)} = K_p = (k_p)$$

$$c_{eq(p)} = C_p = (c_p)$$

$$x_1 = X_1 \sin(\omega t - \phi)$$

$$\theta = \theta \sin(\omega t - \phi)$$

$$\dot{x}_1 = X_1 \omega \cos(\omega t - \phi)$$

$$\dot{\theta} = \theta \omega \cos(\omega t - \phi)$$

$$\ddot{x}_1 = -X_1 \omega^2 \sin(\omega t - \phi)$$

$$\ddot{\theta} = -\theta \omega^2 \sin(\omega t - \phi)$$

$$x_2 = X_2 \sin(\omega t - \phi)$$

$$x_3 = X_3 \sin(\omega t - \phi)$$

$$\dot{x}_2 = X_2 \omega \cos(\omega t - \phi)$$

$$\dot{x}_3 = X_3 \omega \cos(\omega t - \phi)$$

$$\ddot{x}_2 = -X_2 \omega^2 \sin(\omega t - \phi)$$

$$\ddot{x}_3 = -X_3 \omega^2 \sin(\omega t - \phi)$$

$$\dot{Y} = Y \omega \cos \omega t$$

$$\dot{Y} = Y \omega \cos \omega t$$

$$\begin{aligned} M_1 \ddot{x}_1 + K_A x_1 + C_A \dot{x}_1 + K_C \theta + C_C \dot{\theta} - k_a a - c_a \dot{a} &= k_o Y + c_o \dot{Y} \\ [(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta + \\ [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 &= [(k_o)^2 + (\omega c_o)^2]^{\frac{1}{2}} Y \end{aligned}$$

(3.34)

Dimana :

$$\begin{aligned}
F_0 &= [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y \\
[(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta \\
&\quad - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = F_0 \\
J_R \ddot{\theta} + K_B \theta + C_B \dot{\theta} + K_C x_1 + C_C \dot{x}_1 - k_a a x_2 - c_a a \dot{x}_2 &= -b(F_0) \\
[(-J \omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 \\
&\quad - [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = -b(F_0)
\end{aligned} \tag{3.35}$$

$$\begin{aligned}
m_a \ddot{x}_2 + (k_a + k_p) x_2 + (c_a + c_p) \dot{x}_2 - k_a x_1 - c_a \dot{x}_1 - k_a a \theta - \\
c_a a \dot{\theta} - k_p x_3 - c_p \dot{x}_3 = 0 \\
[(-m_a \omega^2 + K_D)^2 + (\omega C_D)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - \\
[(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 = 0
\end{aligned} \tag{3.36}$$

$$\begin{aligned}
m_p \ddot{x}_3 - k_p (x_2 - x_3) - c_p (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = 0 \\
[(-m_p \omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = 0
\end{aligned} \tag{3.38}$$

Dimana dari persamaan (3.37) diatas didapatkan nilai  $X_3$  yaitu :

$$\begin{aligned}
[(-m_p \omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = 0 \\
X_3 = \frac{\left( \sqrt{(k_p)^2 + (\omega c_p)^2} \right) X_2}{\sqrt{(-m_p \omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2}}
\end{aligned} \tag{3.37}$$

Substitusikan persamaan (3.37) diatas ke persamaan (3.36). Agar mempermudah persamaan, persamaan -persamaan tersebut dapat disimbolkan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
A &= [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)] \\
B &= (m_a^2 \omega^4 - 2m_a K_D \omega^2 + K_a^2 + \omega^2 C_a^2) \\
C &= (k_a)^2 a + (\omega c_a)^2 a \\
D &= J^2 \omega^4 - 2J \omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2 \\
E &= (k_a)^2 a^2 + (\omega c_a)^2 a^2 \\
F &= M_1^2 \omega^4 - 2M_1 K_A \omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2 \\
G &= (k_a)^2 + (\omega c_a)^2 \\
H &= (m_p^2 \omega^4 - 2m_p K_p \omega^2 + K_p^2 + \omega^2 C_p^2) \\
I &= (k_p)^2 + (\omega c_p)^2
\end{aligned}$$

$$X_3 = \frac{(\sqrt{I})X_2}{\sqrt{H}} \quad (3.37)$$

### 1. Persamaan Translasi

$$\begin{aligned}
\sqrt{B} X_2 - \sqrt{G} X_1 - \sqrt{E} \theta - \sqrt{I} X_3 &= 0 \\
\sqrt{B} X_2 - \sqrt{G} X_1 - \sqrt{E} \theta - \sqrt{I} \left( \frac{(\sqrt{I})X_2}{\sqrt{H}} \right) &= 0 \\
\sqrt{BH} X_2 - \sqrt{GH} X_1 - \sqrt{EH} \theta - I X_2 &= 0 \\
(\sqrt{BH} - I) X_2 - \sqrt{GH} X_1 - \sqrt{EH} \theta &= 0 \\
X_2 = \frac{\sqrt{GH} X_1 + \sqrt{EH} \theta}{(\sqrt{BH} - I)} & \quad (3.38)
\end{aligned}$$

Substitusikan persamaan (3.38) diatas kedalam persamaan (3.35) :

$$\begin{aligned}
\sqrt{D} \theta - \sqrt{A} X_1 - \sqrt{E} X_2 &= -b F_o \\
\sqrt{D} \theta - \sqrt{A} X_1 - \sqrt{E} \left( \frac{\sqrt{GH} X_1 + \sqrt{EH} \theta}{(\sqrt{BH} - I)} \right) &= -b F_o \\
[(\sqrt{D}) (\sqrt{BH} - I)] \theta - [(\sqrt{A}) (\sqrt{BH} - I)] X_1 - \sqrt{EGH} X_1 & \\
- E \sqrt{H} \theta &= -b F_o (\sqrt{BH} - I)
\end{aligned}$$

$$\theta = \frac{-b F_o(\sqrt{BH} - I) + (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - \sqrt{EGH})X_1}{(\sqrt{BHD} - I\sqrt{D} - E\sqrt{H})}$$

$$\theta = \frac{-b F_o(\sqrt{BH}-I) + (\sqrt{BHA}-I\sqrt{A}-C\sqrt{H})X_1}{(\sqrt{BHD}-I\sqrt{D}-E\sqrt{H})}$$
(3.39)

Substitusikan persamaan (3.39) dan diatas kedalam persamaan (3.34) :

$$\begin{aligned} \sqrt{F} X_1 - \sqrt{A} \theta - \sqrt{G} X_2 &= F_o \\ \sqrt{F} X_1 - \sqrt{A} \theta - \sqrt{G} \left( \frac{\sqrt{GH}X_1 + \sqrt{EH} \theta}{(\sqrt{BH} - I)} \right) &= F_o \\ [(\sqrt{F})(\sqrt{BH} - I)] X_1 - [(\sqrt{A})(\sqrt{BH} - I)]\theta - G\sqrt{H} X_1 \\ &\quad - \sqrt{GEH}\theta = F_o(\sqrt{BH} - I) \\ (\sqrt{BHF} - I\sqrt{F} - G\sqrt{H})X_1 - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})\theta \\ &= F_o(\sqrt{BH} - I) \\ (\sqrt{BHF} - I\sqrt{F} - G\sqrt{H})X_1 \\ &\quad - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} \\ &\quad - C\sqrt{H}) \left( \frac{-b F_o(\sqrt{BH} - I) + (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})X_1}{(\sqrt{BHD} - I\sqrt{D} - E\sqrt{H})} \right) \\ &= F_o(\sqrt{BH} - I) \\ \{(\sqrt{BHF} - I\sqrt{F} - G\sqrt{H})(\sqrt{BHD} - I\sqrt{D} - E\sqrt{H})\}X_1 \\ &\quad - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})(-b)(F_o)(\sqrt{BH} - I) \\ &\quad - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})^2 \\ &= F_o(\sqrt{BH} - I)(\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left[ (BH\sqrt{FD} - EH\sqrt{BF} + I^2\sqrt{FD} + EI\sqrt{HF} - GH\sqrt{BD} + GI\sqrt{HD} \right. \\
& \quad \left. + GEH - 2I\sqrt{BHFD}) \right. \\
& \quad \left. - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})^2 \right] X_1 \\
& = F_o (BH\sqrt{D} + I^2\sqrt{D} - EH\sqrt{B} + EI\sqrt{H} \\
& \quad - 2I\sqrt{BHD}) \\
& \quad + (-b)(F_o) (BH\sqrt{A} + I^2\sqrt{A} - CH\sqrt{B} + CI\sqrt{H} \\
& \quad - 2I\sqrt{BHA})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
X_1 \\
= & \frac{(BH\sqrt{D} + I^2\sqrt{D} - EH\sqrt{B} + EI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHD}) + (-b)(BH\sqrt{A} + I^2\sqrt{A} - CH\sqrt{B} + CI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHA})}{[(BH\sqrt{FD} - EH\sqrt{BF} + I^2\sqrt{FD} + EI\sqrt{HF} - GH\sqrt{BD} + GI\sqrt{HD} + GEH - 2I\sqrt{BHFD}) - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})^2]}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{X_1}{F_o} \\
= & \frac{(BH\sqrt{D} + I^2\sqrt{D} - EH\sqrt{B} + EI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHD}) + (-b)(BH\sqrt{A} + I^2\sqrt{A} - CH\sqrt{B} + CI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHA})}{[(BH\sqrt{FD} - EH\sqrt{BF} + I^2\sqrt{FD} + EI\sqrt{HF} - GH\sqrt{BD} + GI\sqrt{HD} + GEH - 2I\sqrt{BHFD}) - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})^2]}
\end{aligned}$$

Ruas atas dan bawah dibagi ( $K_D^2 \times K_p^2 \times K_B \times K_A$ ), maka persamaan menjadi :

Dimana :

$$\omega_A^2 = \frac{K_A}{M_1} \quad \mu_A = \frac{m_a}{m_A}$$

$$\omega_B^2 = \frac{K_B}{J} \quad \mu_B = \frac{m_a a^2}{J}$$

$$\omega_a^2 = \frac{K_a}{m_a} \quad f_A = \frac{\omega_a}{\omega_A}$$

$$\omega_p^2 = \frac{K_p}{m_p} \quad f_A = \frac{\omega_a}{\omega_B}$$

$$\zeta = 2M_1\omega_A = 2J\omega_B \quad \zeta_a = 2m_a\omega_a$$

Maka didapatkan nilai-nilai sebagai berikut :

$$A = \left[ \frac{K_C^2}{K_B^2} + \frac{C_C^2}{J \times K_B} \right]$$

$$\begin{aligned}
B &= \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 + 1 \right] \\
C &= \frac{K_a^2 a}{K_B \times K_D} + \frac{4\zeta^2 m_a f_B^2 a}{J} \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 \\
D &= \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 1 \right] \\
E &= \frac{K_a^2}{K_D \times K_B} + 4\zeta^2 \mu_B f_B^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 \\
F &= \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 1 \right] \\
G &= \frac{K_a^2}{K_D \times K_A} + 4\zeta^2 \mu_A f_A^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 \\
H &= \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 + 1 \right]
\end{aligned}$$

$$\frac{X_1}{\delta st} = \frac{(BH\sqrt{D} + I^2\sqrt{D} - EH\sqrt{B} + EI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHD}) + (-b)(BH\sqrt{A} + I^2\sqrt{A} - CH\sqrt{B} + CI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHA})}{\left[ (BH\sqrt{FD} - EH\sqrt{BF} + I^2\sqrt{FD} + EI\sqrt{HF} - GH\sqrt{BD} + GI\sqrt{HD} + GEH - 2I\sqrt{BHF}) - \frac{1}{K_p \times K_D \times K_A} (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})^2 \right]}$$

(3.40)

## 2. Persamaan Rotasi

$$\begin{aligned}
M_1 \ddot{x}_1 + K_A x_1 + C_A \dot{x}_1 + K_C \theta + C_C \dot{\theta} - k_a a - c_a \dot{a} &= k_0 Y + c_0 \dot{Y} \\
[(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta \\
+ [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 &= [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y
\end{aligned}$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
F_0 &= [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y \\
[(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta \\
- [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 &= F_0
\end{aligned}$$

(3.34)



$$\begin{aligned}
J_R \ddot{\theta} + K_B \theta + C_B \dot{\theta} + K_C x_1 + C_C \dot{x}_1 - k_a a x_2 - c_a a \dot{x}_2 &= -b(F_0) \\
[(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 & \\
- [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 &= -b(F_0)
\end{aligned} \tag{3.35}$$

$$\begin{aligned}
m_a \ddot{x}_2 + (k_a + k_p) x_2 + (c_a + c_p) \dot{x}_2 - k_a x_1 - c_a \dot{x}_1 - k_a a \theta & \\
- c_a a \dot{\theta} - k_p x_3 - c_p \dot{x}_3 &= 0 \\
[(-m_a \omega^2 + K_D)^2 + (\omega C_D)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - & \\
[(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 &= 0
\end{aligned} \tag{3.36}$$

$$\begin{aligned}
m_p \ddot{x}_3 - k_p (x_2 - x_3) - c_p (\dot{x}_2 - \dot{x}_3) &= 0 \\
[(-m_p \omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 &= 0
\end{aligned} \tag{3.37}$$

Dimana dari persamaan (3.37) diatas didapatkan nilai  $X_3$  yaitu :

$$\begin{aligned}
[(-m_p \omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 &= 0 \\
X_3 &= \frac{\left( \sqrt{(k_p)^2 + (\omega c_p)^2} \right) X_2}{\sqrt{(-m_p \omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2}}
\end{aligned} \tag{3.38}$$

Substitusikan persamaan (3.38) diatas ke persamaan (3.36). Agar mempermudah persamaan, persamaan -persamaan tersebut dapat disimbolkan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
A &= [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)] \\
B &= (m_a^2 \omega^4 - 2m_a K_D \omega^2 + K_a^2 + \omega^2 C_a^2) \\
C &= (k_a)^2 a + (\omega c_a)^2 a
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
D &= J^2 \omega^4 - 2J\omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2 \\
E &= (k_a)^2 a^2 + (\omega c_a)^2 a^2 \\
F &= M_1^2 \omega^4 - 2M_1 K_A \omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2 \\
G &= (k_a)^2 + (\omega c_a)^2 \\
H &= (m_p)^2 \omega^4 - 2m_p K_p \omega^2 + K_p^2 + \omega^2 C_p^2 \\
I &= (k_p)^2 + (\omega c_p)^2
\end{aligned}$$

Maka,

$$\begin{aligned}
\sqrt{B} X_2 - \sqrt{G} X_1 - \sqrt{E} \theta - \sqrt{I} X_3 &= 0 \\
\sqrt{B} X_2 - \sqrt{G} X_1 - \sqrt{E} \theta - \sqrt{I} \left( \frac{(\sqrt{I}) X_2}{\sqrt{H}} \right) &= 0 \\
\sqrt{BH} X_2 - \sqrt{GH} X_1 - \sqrt{EH} \theta - I X_2 &= 0 \\
(\sqrt{BH} - I) X_2 - \sqrt{GH} X_1 - \sqrt{EH} \theta &= 0 \\
X_2 &= \frac{\sqrt{GH} X_1 + \sqrt{EH} \theta}{(\sqrt{BH} - I)} \tag{3.39}
\end{aligned}$$

Substitusikan persamaan (3.39) diatas kedalam persamaan (3.34) :

$$\begin{aligned}
\sqrt{F} X_1 - \sqrt{A} \theta - \sqrt{G} X_2 &= F_o \\
\sqrt{F} X_1 - \sqrt{A} \theta - \sqrt{G} \left( \frac{\sqrt{GH} X_1 + \sqrt{EH} \theta}{(\sqrt{BH} - I)} \right) &= F_o \\
[(\sqrt{F}) (\sqrt{BH} - I)] X_1 - [(\sqrt{A}) (\sqrt{BH} - I)] \theta - \sqrt{EGH} \theta \\
- E \sqrt{H} X_1 &= F_o (\sqrt{BH} - I) \\
(\sqrt{BHF} - I \sqrt{F} - E \sqrt{H}) X_1 - (\sqrt{BHA} - I \sqrt{A} - C \sqrt{H}) \theta &= \\
F_o (\sqrt{BH} - I) \\
X_1 &= \frac{F_o (\sqrt{BH} - I) + (\sqrt{BHA} - I \sqrt{A} - C \sqrt{H}) \theta}{(\sqrt{BHF} - I \sqrt{F} - E \sqrt{H})} \tag{3.40}
\end{aligned}$$

Substitusikan persamaan (3.39) dan persamaan (3.40) diatas kedalam persamaan (3.35) :

$$\sqrt{D} \theta - \sqrt{A} X_1 - \sqrt{E} X_2 = -b F_o$$

$$\begin{aligned}
\sqrt{D} \theta - \sqrt{A} X_1 - \sqrt{E} \left( \frac{\sqrt{GH} X_1 + \sqrt{EH} \theta}{(\sqrt{BH} - I)} \right) &= -b F_o \\
(\sqrt{BHD} - I\sqrt{D} - E\sqrt{H}) \theta - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - \sqrt{EGH}) X_1 & \\
&= -b F_o (\sqrt{BH} - I) \\
(\sqrt{BHD} - I\sqrt{D} - E\sqrt{H}) \theta & \\
- (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} & \\
- \sqrt{EGH}) \left( \frac{F_o (\sqrt{BH} - I) + (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H}) \theta}{(\sqrt{BHF} - I\sqrt{F} - E\sqrt{H})} \right) & \\
= -b F_o (\sqrt{BH} - I) &
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\{(\sqrt{BHD} - I\sqrt{D} - E\sqrt{H})(\sqrt{BHF} - I\sqrt{F} - E\sqrt{H})\} \theta & \\
- (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H}) F_o (\sqrt{BH} - I) & \\
- (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})^2 & \\
= -b F_o (\sqrt{BH} - I) (\sqrt{BHF} - I\sqrt{F} - E\sqrt{H}) &
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&\left[ (BH\sqrt{FD} - EH\sqrt{BF} + I^2\sqrt{FD} + EI\sqrt{HF} - GH\sqrt{BD} + GI\sqrt{HD} \right. \\
&\quad \left. + GEH - 2I\sqrt{BHFD}) \right. \\
&\quad \left. - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})^2 \right] \theta \\
&= F_o (-b) (BH\sqrt{F} + I^2\sqrt{F} - EH\sqrt{B} + EI\sqrt{H} \\
&\quad - 2I\sqrt{BHF}) \\
&\quad + (F_o) (BH\sqrt{A} + I^2\sqrt{A} - CH\sqrt{B} + CI\sqrt{H} \\
&\quad - 2I\sqrt{BHA})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&\frac{\theta}{F_o} \\
&= \frac{(-b)(BH\sqrt{F} + I^2\sqrt{F} - EH\sqrt{B} + EI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHF}) + (BH\sqrt{A} + I^2\sqrt{A} - CH\sqrt{B} + CI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHA})}{\left[ (BH\sqrt{FD} - EH\sqrt{BF} + I^2\sqrt{FD} + EI\sqrt{HF} - GH\sqrt{BD} + GI\sqrt{HD} + GEH - 2I\sqrt{BHFD}) - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})^2 \right]}
\end{aligned}$$

Ruas atas dan bawah dibagi ( $K_D^2 \times K_p^2 \times K_B$ ), maka persamaan menjadi :

Dimana :

$$\omega_A^2 = \frac{K_A}{M_1} \qquad \mu_A = \frac{m_a}{m_A}$$

$$\omega_B^2 = \frac{K_B}{J} \qquad \mu_B = \frac{m_a a^2}{J}$$

$$\omega_a^2 = \frac{K_a}{m_a} \qquad f_A = \frac{\omega_a}{\omega_A}$$

$$\omega_p^2 = \frac{K_p}{m_p} \qquad f_A = \frac{\omega_a}{\omega_B}$$

$$\zeta = 2M_1\omega_A = 2J\omega_B \quad \zeta_a = 2m_a\omega_a$$

Maka didapatkan nilai-nilai sebagai berikut :

$$A = \left[ \frac{K_c^2}{K_B^2} + \frac{C_c^2}{J \times K_B} \right]$$

$$B = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 + 1 \right]$$

$$C = \frac{K_a^2 a}{K_B \times K_D} + \frac{4\zeta^2 m_a f_B^2 a}{J} \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2$$

$$D = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 1 \right]$$

$$E = \frac{K_a^2 a^2}{K_D \times K_B} + 4\zeta^2 \mu_B f_B^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2$$

$$F = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 1 \right]$$

$$G = \frac{K_a^2}{K_D \times K_A} + 4\zeta^2 \mu_A f_A^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2$$

$$H = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 + 1 \right]$$

$$I = \left[ \frac{K_p}{K_D} \right]$$

$$L = \frac{K_a^2 a^2}{K_D \times K_A} + 4\zeta^2 \mu_A f_A^2 m_a a^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2$$

$$M = \frac{K_a^2}{K_D \times K_A} + 4\zeta^2 \mu_A f_A^2 a \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2$$

$$\frac{\theta K_b}{F_o b} = \frac{(-b)(BH\sqrt{F} + I^2\sqrt{F} - LH\sqrt{B} + LI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHF}) + (BH\sqrt{A} + I^2\sqrt{A} - MH\sqrt{B} + MI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHA})}{[(BH\sqrt{FD} - EH\sqrt{BF} + I^2\sqrt{FD} + EI\sqrt{HF} - GH\sqrt{BD} + GI\sqrt{HD} + GEH - 2I\sqrt{BHF}) - (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})^2]}$$

$$\frac{\theta}{\theta_o} = \frac{(-b)(BH\sqrt{F} + I^2\sqrt{F} - LH\sqrt{B} + LI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHF}) + (BH\sqrt{A} + I^2\sqrt{A} - MH\sqrt{B} + MI\sqrt{H} - 2I\sqrt{BHA})}{[(BH\sqrt{FD} - EH\sqrt{BF} + I^2\sqrt{FD} + EI\sqrt{HF} - GH\sqrt{BD} + GI\sqrt{HD} + GEH - 2I\sqrt{BHF}) - \frac{1}{K_D \times K_p \times K_B} (\sqrt{BHA} - I\sqrt{A} - C\sqrt{H})^2]}$$

(3.41)

### 3. Persamaan DVA

$$M_1 \ddot{x}_1 + K_A x_1 + C_A \dot{x}_1 + K_C \theta + C_C \dot{\theta} - k_a a - c_a \dot{a} = k_0 Y + c_0 \dot{Y}$$

$$[(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta + [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y$$

(3.34)

Dimana :

$$F_0 = [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y$$

$$[(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = F_0$$

$$J_R \ddot{\theta} + K_B \theta + C_B \dot{\theta} + K_C x_1 + C_C \dot{x}_1 - k_a a x_2 - c_a a \dot{x}_2 = -b(F_0)$$

$$[(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 - [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = -b(F_0)$$

(3.35)

$$\begin{aligned}
m_a \ddot{x}_2 + (k_a + k_p)x_2 + (c_a + c_p)\dot{x}_2 - k_a x_1 - c_a \dot{x}_1 - k_a a \theta \\
- c_a a \dot{\theta} - k_p x_3 - c_p \dot{x}_3 = 0 \\
[(-m_a \omega^2 + K_D)^2 + (\omega C_D)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - \\
[(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 = 0
\end{aligned} \tag{3.36}$$

$$\begin{aligned}
m_p \ddot{x}_3 - k_p(x_2 - x_3) - c_p(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = 0 \\
[(-m_p \omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = 0
\end{aligned} \tag{3.37}$$

Dimana dari persamaan (3.37) diatas didapatkan nilai  $X_3$  yaitu :

$$\begin{aligned}
[(-m_p \omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = 0 \\
X_3 = \frac{\left(\sqrt{(k_p)^2 + (\omega c_p)^2}\right) X_2}{\sqrt{(-m_p \omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2}}
\end{aligned} \tag{3.37}$$

Agar mempermudah persamaan, persamaan -persamaan tersebut dapat disimbolkan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
A &= [(K_C)^2 + (\omega C_C)^2] \\
B &= (m_a)^2 \omega^4 - 2m_a K_D \omega^2 + K_a^2 + \omega^2 C_a^2 \\
C &= (k_a)^2 a + (\omega c_a)^2 a \\
D &= J^2 \omega^4 - 2J \omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2 \\
E &= (k_a)^2 a^2 + (\omega c_a)^2 a^2 \\
F &= M_1^2 \omega^4 - 2M_1 K_A \omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2 \\
G &= (k_a)^2 + (\omega c_a)^2 \\
H &= (m_p)^2 \omega^4 - 2m_p K_p \omega^2 + K_p^2 + \omega^2 C_p^2 \\
I &= (k_p)^2 + (\omega c_p)^2
\end{aligned}$$

$$X_3 = \frac{(\sqrt{I}) X_2}{\sqrt{H}} \tag{3.37}$$

Dari persamaan (3.35) didapatkan persamaan  $\theta$  sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\sqrt{D} \theta - \sqrt{A} X_1 - \sqrt{E} X_2 &= -b F_0 \\ \theta &= \frac{-b F_0 + \sqrt{A} X_1 + \sqrt{E} X_2}{\sqrt{D}}\end{aligned}\quad (3.43)$$

Maka persamaan (3.34) menjadi :

$$\begin{aligned}\sqrt{F} X_1 - \sqrt{A} \theta - \sqrt{G} X_2 &= F_0 \\ \sqrt{F} X_1 - \sqrt{A} \left( \frac{-b(F_0) + \sqrt{A} X_1 + \sqrt{E} X_2}{\sqrt{D}} \right) - \sqrt{G} X_2 &= F_0 \\ \sqrt{FD} X_1 - (-b)(F_0)\sqrt{A} - AX_1 - \sqrt{AE} X_2 - \sqrt{GD} X_2 &= F_0\sqrt{D} \\ X_1 &= \frac{F_0\sqrt{D} + (-b)(F_0)\sqrt{A} + (\sqrt{AE} + \sqrt{GD})X_2}{\sqrt{FD} - A}\end{aligned}\quad (3.44)$$

Substitusikan persamaan (3.37), (3.43) dan (3.44) tersebut ke persamaan (3.36), maka didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}\sqrt{B} X_2 - \sqrt{G} X_1 - \sqrt{E} \theta - \sqrt{I} X_3 &= 0 \\ \sqrt{B} X_2 - \sqrt{G} X_1 - \sqrt{E} \theta - \sqrt{I} \left( \frac{(\sqrt{I}) X_2}{\sqrt{H}} \right) &= 0 \\ \sqrt{BH} X_2 - \sqrt{GH} X_1 - \sqrt{EH} \theta - I X_2 &= 0 \\ (\sqrt{BH} - I) X_2 - \sqrt{GH} X_1 - \sqrt{EH} \left( \frac{-b F_0 + \sqrt{A} X_1 + \sqrt{E} X_2}{\sqrt{D}} \right) &= 0 \\ [(\sqrt{D})(\sqrt{BH} - I)] X_2 - \sqrt{GHD} X_1 - (\sqrt{EH})(-b)(F_0) & \\ - \sqrt{EHA} X_1 - E\sqrt{H} X_2 &= 0 \\ (\sqrt{BHD} - I\sqrt{D} - E\sqrt{H}) X_2 - (\sqrt{GHD} + \sqrt{EHA}) X_1 & \\ = (\sqrt{EH})(-b)(F_0) &\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (\sqrt{BHD} - I\sqrt{D} - E\sqrt{H})X_2 \\
& - (\sqrt{GHD} \\
& + \sqrt{EHA}) \left( \frac{F_0\sqrt{D} + (-b)(F_0)\sqrt{A} + (\sqrt{AE} + \sqrt{GD})X_2}{\sqrt{FD} - A} \right) \\
& = (\sqrt{EH})(-b)(F_0)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \{(\sqrt{BHD} - I\sqrt{D} - E\sqrt{H})(\sqrt{FD} - A)\}X_2 \\
& \quad - F_0(\sqrt{D})(\sqrt{GHD} + \sqrt{EHA}) \\
& \quad - (-b)(F_0)(\sqrt{A})(\sqrt{GHD} + \sqrt{EHA}) \\
& \quad - \{(\sqrt{GHD} + \sqrt{EHA})(\sqrt{AE} + \sqrt{GD})\}X_2 \\
& = (\sqrt{EH})(-b)(F_0)(\sqrt{FD} - A)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \{(D\sqrt{BHF} - A\sqrt{BHD} + ID\sqrt{F} + AI\sqrt{D} + E\sqrt{FDH} - EA\sqrt{H} \\
& \quad + \sqrt{GHDAE} - G\sqrt{HD} - AE\sqrt{H} - \sqrt{GAHE})\}X_2 \\
& = F_0\{-b(\sqrt{FDEH} + \sqrt{GHDA}) \\
& \quad + (D\sqrt{GH} + \sqrt{AEHD})\}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{X_2}{F_0} \\
& = \frac{-b(\sqrt{FDEH} + \sqrt{GHDA}) + (D\sqrt{GH} + \sqrt{AEHD})}{(D\sqrt{BHF} - A\sqrt{BHD} + ID\sqrt{F} + AI\sqrt{D} + E\sqrt{FDH} - EA\sqrt{H} + \sqrt{GHDAE} - G\sqrt{HD} - AE\sqrt{H} - \sqrt{GAHE})}
\end{aligned}$$

Ruas atas dan bawah dibagi ( $K_B^2 \times K_A \times K_D \times K_p$ ), maka persamaan menjadi :

Dimana :

$$\omega_A^2 = \frac{K_A}{M_1} \qquad \mu_A = \frac{m_a}{m_A}$$

$$\omega_B^2 = \frac{K_B}{J} \qquad \mu_B = \frac{m_a a^2}{J}$$

$$\omega_a^2 = \frac{K_a}{m_a} \qquad f_A = \frac{\omega_a}{\omega_A}$$



$$\omega_p^2 = \frac{K_p}{m_p} \quad f_A = \frac{\omega_a}{\omega_B}$$

$$\zeta = 2M_1\omega_A = 2J\omega_B \quad \zeta_a = 2m_a\omega_a$$

Maka didapatkan nilai-nilai sebagai berikut :

$$A = \left[ \frac{K_c^2}{K_A \times K_B} + \frac{C_c^2}{m \times K_B} \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 \right]$$

$$B = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 + 1 \right]$$

$$C = \frac{K_a^2 a}{K_B \times K_D} + \frac{4\zeta^2 m_a f_B^2 a}{J} \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2$$

$$D = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 1 \right]$$

$$E = \frac{K_a^2 a^2}{K_D \times K_B} + 4\zeta^2 \mu_B f_B^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2$$

$$F = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 1 \right]$$

$$G = \frac{K_a^2}{K_B \times K_A} + \frac{4\zeta^2 \mu_A f_A^2 m_a a}{J} \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2$$

$$H = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 + 1 \right]$$

$$I = \left[ \frac{K_p}{K_D} \right]$$

$$P = \left[ \frac{K_c^2}{K_A^2} + \frac{C_c^2}{m \times K_A} \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 \right]$$

$$Q = \left[ \frac{K_a^2 a^2}{K_B^2} + \frac{4\zeta^2 \mu_B f_B^2 m_a}{J} \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 \right]$$

$$R = \left[ \frac{K_a^2}{K_B^2} + \frac{4\zeta^2 f_A^2 m_a^2}{J^2} \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 \right]$$

$$\begin{aligned}
& \frac{X_2 K_A}{F_0} \\
&= \frac{-b(\sqrt{FDEH} + \sqrt{GHDA}) + (D\sqrt{GH} + \sqrt{AEHD})}{(D\sqrt{BHF} - A\sqrt{BHD} + ID\sqrt{F} + AI\sqrt{D} + E\sqrt{FDH} - EA\sqrt{H} + \sqrt{GHDAE} - G\sqrt{HD} - AE\sqrt{H} - \sqrt{GAHE})} \\
& \frac{X_2}{\delta_{st}} \\
&= \frac{-b(\sqrt{FDEH} + \sqrt{GHDA}) + (D\sqrt{GH} + \sqrt{AEHD})}{(D\sqrt{BHF} - A\sqrt{BHD} + ID\sqrt{F} + AI\sqrt{D} + E\sqrt{FDH} - EA\sqrt{H} + \sqrt{GHDAE} - G\sqrt{HD} - AE\sqrt{H} - \sqrt{GAHE})}
\end{aligned} \tag{3.45}$$

#### 4. Persamaan CPVA

$$\begin{aligned}
& M_1 \ddot{x}_1 + K_A x_1 + C_A \dot{x}_1 + K_C \theta + C_C \dot{\theta} - k_a a - c_a \dot{a} = k_0 Y + c_0 \dot{Y} \\
& [(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 + [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta \\
& \quad + [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y \\
& \text{Dimana : } F_0 = [(k_0)^2 + (\omega c_0)^2]^{\frac{1}{2}} Y \\
& [(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta \\
& \quad - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = F_0
\end{aligned} \tag{3.34}$$

$$\begin{aligned}
& J_R \ddot{\theta} + K_B \theta + C_B \dot{\theta} + K_C x_1 + C_C \dot{x}_1 - k_a a x_2 - c_a a \dot{x}_2 = -b(F_0) \\
& [(-J \omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 \\
& \quad - [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = -b(F_0)
\end{aligned} \tag{3.35}$$

$$m_a \ddot{x}_2 + (k_a + k_p) x_2 + (c_a + c_p) \dot{x}_2 - k_a x_1 - c_a \dot{x}_1 - k_a a \theta - c_a a \dot{\theta} - k_p x_3 - c_p \dot{x}_3 = 0$$

$$[(-m_a \omega^2 + K_D)^2 + (\omega C_D)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 = 0 \quad (3.36)$$

$$m_p \ddot{x}_3 - k_p(x_2 - x_3) - c_p(\dot{x}_2 - \dot{x}_3) = 0 \\ [(-m_p \omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = 0 \quad (3.37)$$

Dari persamaan (3.34) didapatkan persamaan  $X_1$  yaitu :

$$[(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} \theta - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = F_0 \\ X_1 = \frac{F_0 + \sqrt{(k_a)^2 + (\omega c_a)^2} X_2 + \sqrt{(K_C^2 + (\omega C_C)^2} \theta}{\sqrt{(-M_1 \omega^2 + K_A)^2 + (\omega C_A)^2}} X_1 \quad (3.46)$$

Agar mempermudah persamaan, persamaan -persamaan tersebut dapat disimbolkan sebagai berikut :

$$A = [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)] \\ B = (m_a^2 \omega^4 - 2m_a K_D \omega^2 + K_a^2 + \omega^2 C_a^2) \\ C = (k_a)^2 a + (\omega c_a)^2 a \\ D = J^2 \omega^4 - 2J \omega^2 + K_B^2 + \omega^2 C_B^2 \\ E = (k_a)^2 a^2 + (\omega c_a)^2 a^2 \\ F = M_1^2 \omega^4 - 2M_1 K_A \omega^2 + K_A^2 + \omega^2 C_A^2 \\ G = (k_a)^2 + (\omega c_a)^2 \\ H = (m_p^2 \omega^4 - 2m_p K_p \omega^2 + K_p^2 + \omega^2 C_p^2) \\ I = (k_p)^2 + (\omega c_p)^2$$

Maka persamaan (3.46) diatas dapat ditulis sebagai berikut :

$$X_1 = \frac{F_0 + \sqrt{A}\theta + \sqrt{G}X_2}{\sqrt{F}} \quad (3.46)$$

Dari persamaan (3.35) didapatkan persamaan  $\theta$  yaitu :

$$\begin{aligned} & [(-J\omega^2 + K_B)^2 + (\omega C_B)^2]^{\frac{1}{2}} \theta - [(K_C^2 + (\omega C_C)^2)^{\frac{1}{2}} X_1 \\ & \quad - [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = -b(F_0) \\ \sqrt{D} \theta - \sqrt{A} X_1 - \sqrt{E} X_2 & = -b(F_0) \end{aligned}$$

Substitusikan nilai  $X_1$  yang didapat pada persamaan (3.46) diatas ke persamaan (3.35) :

$$\begin{aligned} \sqrt{D} \theta - \sqrt{A} \left( \frac{F_0 + \sqrt{A}\theta + \sqrt{G}X_2}{\sqrt{F}} \right) - \sqrt{E} X_2 & = -b(F_0) \\ \sqrt{DF} \theta - F_0\sqrt{A} X_1 - A\theta - \sqrt{GA} X_2 - \sqrt{EF} X_2 & = -b(F_0)(\sqrt{F}) \\ (\sqrt{DF} - A)\theta - (\sqrt{GA} + \sqrt{EF})X_2 & = -b(F_0)(\sqrt{F}) + F_0\sqrt{A} X_1 \\ \theta = \frac{-b(F_0)(\sqrt{F}) + F_0\sqrt{A} + (\sqrt{GA} + \sqrt{EF})X_2}{(\sqrt{DF} - A)} & \quad (3.47) \end{aligned}$$

Dari persamaan (3.36) didapatkan persamaan  $X_2$  yaitu :

$$\begin{aligned} & [(-m_a\omega^2 + K_D)^2 + (\omega C_D)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 - [(k_a)^2 + (\omega c_a)^2]^{\frac{1}{2}} X_1 \\ & \quad - [(k_a a)^2 + (\omega c_a a)^2]^{\frac{1}{2}} \theta \\ & \quad - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 \\ \sqrt{B}X_2 - \sqrt{G} X_1 - \sqrt{E}\theta - \sqrt{I}X_3 & = 0 \end{aligned}$$

Substitusikan persamaan (3.46) dan persamaan (3.47) ke persamaan (3.36) diatas :

$$\begin{aligned} \sqrt{B}X_2 - \sqrt{G} \left( \frac{F_0 + \sqrt{A}\theta + \sqrt{G}X_2}{\sqrt{F}} \right) - \sqrt{E}\theta - \sqrt{I}X_3 & = 0 \\ \sqrt{BF}X_2 - F_0\sqrt{G} - \sqrt{AG}\theta - GX_2 - \sqrt{EF}\theta - \sqrt{IF}X_3 & = 0 \\ (\sqrt{BF} - G)X_2 - (\sqrt{AG} + \sqrt{EF})\theta - \sqrt{IF}X_3 & = F_0\sqrt{G} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (\sqrt{BF} - G)X_2 \\
& - (\sqrt{AG} + \sqrt{EF}) \left( \frac{-b(F_0)(\sqrt{F}) + F_0\sqrt{A} + (\sqrt{GA} + \sqrt{EF})X_2}{(\sqrt{DF} - A)} \right) \\
& - \sqrt{IF}X_3 = F_0\sqrt{G} \\
& [(\sqrt{BF} - G)(\sqrt{DF} - A)]X_2 - (-b)(F_0)(\sqrt{F})(\sqrt{AG} + \sqrt{EF}) \\
& \quad - (F_0)(\sqrt{A})(\sqrt{AG} + \sqrt{EF}) - (\sqrt{AG} + \sqrt{EF})^2 X_2 \\
& \quad - (\sqrt{IF})(\sqrt{DF} - A) = F_0(\sqrt{G})(\sqrt{DF} - A) \\
& \left[ (F\sqrt{BD} - A\sqrt{FB} - G\sqrt{FD} + GA) - (\sqrt{AG} + \sqrt{EF})^2 \right] X_2 \\
& \quad - (\sqrt{FDIH} - A\sqrt{IH})X_3 \\
& \quad = F_0(\sqrt{FDG} - A\sqrt{G}) + F_0(\sqrt{FAE} + A\sqrt{G}) \\
& \quad + (-b)(F_0)(\sqrt{FAG} + F\sqrt{E}) \\
X_2 = & \frac{(\sqrt{FDIH} - A\sqrt{IH})X_3 + F_0(\sqrt{FDG} - A\sqrt{G}) + F_0(\sqrt{FAE} + A\sqrt{G}) + (-b)(F_0)(\sqrt{FAG} + F\sqrt{E})}{(F\sqrt{BD} - A\sqrt{FB} - G\sqrt{FD} + GA) - (\sqrt{AG} + \sqrt{EF})^2} \tag{3.48}
\end{aligned}$$

Dari persamaan (3.37) didapatkan persamaan  $X_3$ , dengan mensubstitusikan nilai  $X_2$  yang didapat pada persamaan (3.48) diatas :

$$\begin{aligned}
& [(-m_p\omega^2 + K_p)^2 + (\omega C_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_3 - [(k_p)^2 + (\omega c_p)^2]^{\frac{1}{2}} X_2 = 0 \\
& \sqrt{H}X_3 - \sqrt{I}X_2 = 0 \\
& \sqrt{H}X_3 \\
& - \sqrt{I} \left( \frac{(\sqrt{FDIH} - A\sqrt{IH})X_3 + F_0(\sqrt{FDG} - A\sqrt{G}) + F_0(\sqrt{FAE} + A\sqrt{G}) + (-b)(F_0)(\sqrt{FAG} + F\sqrt{E})}{(F\sqrt{BD} - A\sqrt{FB} - G\sqrt{FD} + GA) - (\sqrt{AG} + \sqrt{EF})^2} \right) \\
& = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \left[ (I\sqrt{FDH} - IA\sqrt{H} - F\sqrt{BDI} + G\sqrt{FDI} - GA\sqrt{I}) \right. \\
& \quad \left. - (\sqrt{I})(\sqrt{AG} + \sqrt{EF})^2 \right] X_3 \\
& - F_0 [(-b)(\sqrt{FAGI} + F\sqrt{EI}) \\
& + (b)(\sqrt{FDGI} - A\sqrt{GI}) + (\sqrt{FAEI} + A\sqrt{GI})] \\
& = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& X_3 \\
& = \frac{F_0 [(-b)(\sqrt{FAGI} + F\sqrt{EI}) + (b)(\sqrt{FDGI} - A\sqrt{GI}) + (\sqrt{FAEI} + A\sqrt{GI})]}{\left[ (I\sqrt{FDH} - IA\sqrt{H} - F\sqrt{BDI} + G\sqrt{FDI} - GA\sqrt{I}) - (\sqrt{I})(\sqrt{AG} + \sqrt{EF})^2 \right]}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{X_3}{F_0} \\
& = \frac{[(-b)(\sqrt{FAGI} + F\sqrt{EI}) + (b)(\sqrt{FDGI} - A\sqrt{GI}) + (\sqrt{FAEI} + A\sqrt{GI})]}{\left[ (I\sqrt{FDH} - IA\sqrt{H} - F\sqrt{BDH} + G\sqrt{FDH} - GA\sqrt{H}) - (\sqrt{I})(\sqrt{AG} + \sqrt{EF})^2 \right]}
\end{aligned}$$

Ruas atas dan bawah dibagi ( $K_p^2 \times K_A^2 \times K_B \times K_D$ ), maka persamaan menjadi :

Dimana :

$$\omega_A^2 = \frac{K_A}{M_1} \quad \mu_A = \frac{m_a}{m_A}$$

$$\omega_B^2 = \frac{K_B}{J} \quad \mu_B = \frac{m_a a^2}{J}$$

$$\omega_a^2 = \frac{K_a}{m_a} \quad f_A = \frac{\omega_a}{\omega_A}$$

$$\omega_p^2 = \frac{K_p}{m_p} \quad f_A = \frac{\omega_a}{\omega_B}$$

$$\zeta = 2M_1\omega_A = 2J\omega_B \quad \zeta_a = 2m_a\omega_a$$

Maka didapatkan nilai-nilai sebagai berikut :

$$A = \left[ \frac{K_c^2}{K_A \times K_B} + \frac{C_c^2}{m \times K_B} \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 \right]$$

$$B = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 + 1 \right]$$

$$C = \frac{K_a^2 a}{K_A \times K_D} + 4\zeta^2 \mu_a f_A^2 a \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2$$

$$D = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 + 1 \right]$$

$$E = \frac{K_a^2 a^2}{K_D \times K_B} + 4\zeta^2 \mu_B f_B^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2$$

$$F = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 + 1 \right]$$

$$G = \frac{K_a^2}{K_D \times K_A} + 4\zeta^2 \mu_A f_A^2 \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2$$

$$H = \left[ \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^4 - 2 \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 + 4\zeta^2 \left( \frac{\omega}{\omega_p} \right)^2 + 1 \right]$$

$$I = \left[ \frac{K_p}{K_D} \right]$$

$$P = 1$$

$$Q = \left[ \frac{K_c^2}{K_B^2} + \frac{C_c^2}{J \times K_B} \left( \frac{\omega}{\omega_B} \right)^2 \right]$$

$$R = \left[ \frac{K_a^2}{K_A^2} + 4\zeta^2 f_A^2 \mu_a^2 \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 \right]$$

$$S = \left[ \frac{K_a^2 a^2}{K_B^2} + \frac{4\zeta^2 f_A^2 \mu_B m_a}{J} \left( \frac{\omega}{\omega_D} \right)^2 \right]$$

$$T = \left[ \frac{K_c^2}{K_A^2} + \frac{C_c^2}{m \times K_A} \left( \frac{\omega}{\omega_A} \right)^2 \right]$$

$$\frac{X_3}{F_0}$$

$$= \frac{\left[ \frac{(-b)}{K_p \times K_D} (\sqrt{FQRP} + F\sqrt{PS}) + \frac{(b)}{K_p \times K_D} (\sqrt{FDRP} - A\sqrt{PR}) + \left( \frac{1}{K_p \times K_D} \right) (\sqrt{FTPS} + A\sqrt{RP}) \right]}{\left[ \left( \frac{I\sqrt{FDH}}{K_A} - \frac{IA\sqrt{H}}{K_A} - \frac{F\sqrt{BDH}}{K_p} + \frac{A\sqrt{FBH}}{K_p} + \frac{G\sqrt{FDH}}{K_p} - \frac{GA\sqrt{H}}{K_p} \right) - \left( \frac{AG\sqrt{H}}{K_p} + \frac{2C\sqrt{QFH}}{K_p} - \frac{FE\sqrt{H}}{K_p} \right) \right]}$$

$$\frac{X_3 K_A}{F_0} = \frac{K_A \times \left[ \frac{(-b)}{K_p \times K_D} (\sqrt{FQRP} + F\sqrt{PS}) + \frac{(b)}{K_p \times K_D} (\sqrt{FDRP} - A\sqrt{PR}) + \left( \frac{1}{K_p \times K_D} \right) (\sqrt{FTPS} + A\sqrt{RP}) \right]}{\left[ \left( \frac{I\sqrt{FDH}}{K_A} - \frac{IA\sqrt{H}}{K_A} - \frac{F\sqrt{BDH}}{K_p} + \frac{A\sqrt{FBH}}{K_p} + \frac{G\sqrt{FDH}}{K_p} - \frac{GA\sqrt{H}}{K_p} \right) - \left( \frac{AG\sqrt{H}}{K_p} + \frac{2C\sqrt{QFH}}{K_p} - \frac{FE\sqrt{H}}{K_p} \right) \right]}$$

$$\frac{X_3}{\delta_{st}} = \frac{K_A \times \left[ \frac{(-b)}{K_p \times K_D} (\sqrt{FQRP} + F\sqrt{PS}) + \frac{(b)}{K_p \times K_D} (\sqrt{FDRP} - A\sqrt{PR}) + \left( \frac{1}{K_p \times K_D} \right) (\sqrt{FTPS} + A\sqrt{RP}) \right]}{\left[ \left( \frac{I\sqrt{FDH}}{K_A} - \frac{IA\sqrt{H}}{K_A} - \frac{F\sqrt{BDH}}{K_p} + \frac{A\sqrt{FBH}}{K_p} + \frac{G\sqrt{FDH}}{K_p} - \frac{GA\sqrt{H}}{K_p} \right) - \left( \frac{AG\sqrt{H}}{K_p} + \frac{2C\sqrt{QFH}}{K_p} - \frac{FE\sqrt{H}}{K_p} \right) \right]} \quad (3.49)$$

### 3.2.5.4. Persamaan kelistrikan *Piezoelectric*

Pada penelitian ini, *cantilever piezoelectric* disusun secara seri agar dapat menghasilkan nilai voltase listrik yang lebih besar jika dibandingkan dengan disusun secara paralel. Perhitungan nilai voltase listrik ditunjukkan pada persamaan (3.50) . dan nilai dari gaya elektromagnetik pada *piezoelectric* ditunjukkan pada persamaan (3.51) berikut :

$$V_p = \frac{3d_{31}E_p W_p t}{4c} (x_3) \quad (3.50)$$

$$F_e = n V_p \quad (3.51)$$

Keterangan :

$V_p$  : Voltase bangkitan *piezoelectric* (volt)

$d_{31}$  : Voltase konstan (C/N)

$E_p$  : Modulus elastisitas (n/m<sup>2</sup>)

$W_p$  : Lebar *Piezoelectric* (m)

$t$  : Tebal *piezoelectric* (m)

$c$  : Kapasitansi *piezoelectric* (farad)

$x_3$  : Defleksi *piezoelectric* (m)

$n$  : Jumlah *piezoelectric*

Arus listrik bangkitan yang dihasilkan oleh *piezoelectric* yang digunakan pada mekanisme ini dapat dirumuskan dengan :

$$V_{mc} = L_{mc} \frac{dI_{mc}}{dt} + R_{mc} I_{mc} + \frac{1}{c_{mc}} \int I_{mc} dt + V_p \quad (3.52)$$



$$I_{mc} = \frac{1}{L_{mc}} \left( V_{mc} - R_{mc} I_{mc} - \frac{1}{c_{mc}} \right) \int I_{mc} dt + V_p \quad (3.53)$$

Dengan persamaan masing-masing :

$$V_{mc} = \frac{F_i}{r}, \quad L_{mc} = \frac{M}{r^2}, \quad R_{mc} = \frac{d_p}{r^2}, \quad C_{mc} = \frac{r^2}{k_p},$$

$$r = \sqrt{k_{31} k_p C_p}$$

Dimana :

- $F_i$  : Gaya lendutan dari eksitasi (N)  
 $M$  : Massa (kg)  
 $d_p$  : Konstanta damping ekuivalen *piezoelectric* (Ns/m)  
 $k_p$  : Konstanta pegas ekuivalen *piezoelectric* (N/m)  
 $C_p$  : Kapasitansi *piezoelectric* (Farad)  
 $V_p$  : Voltase bangkitan *piezoelectric* (volt)

Sehingga daya bangkitan dari *piezoelectric* dapat dirumuskan dengan persamaan sebagai berikut :

$$p = V_p I_{mc} \quad (3.54)$$

Dimana :

- $p$  : Daya bangkitan *piezoelectric*  
 $I_{mc}$  : Arus bangkitan *Piezoelectric*

#### a. Script pada Matlab

Simulasi ini dilakukan untuk mendapatkan grafik normalisasi dari penyelesaian persamaan matematis pemodelan sistem utama Dua DOF tanpa penambahan DVA pada sistem, dan dengan penambahan CPVA pada sistem. Simulasi ini juga mempresentasikan getaran kearah translasi dan rotasi sistem. Software yang digunakan adalah Matlab. Berikut variasi data yang digunakan pada penelitian ini :

**Tabel 3. 1** Variasi data Simulasi

No	Rasio Redaman Sistem Utama ( $\zeta_s$ )	Rasio Redaman Sistem Utama ( $\zeta_a$ )	Sistem Utama dengan 2 DOF		Sistem Utama dengan DVA			Sistem Utama dengan DVA		
			Co = 0 Ns/m	Co = 1.8 Ns/m	a1	a2	a3	a1	a2	a3
1	Under Damped	Under Damped								
2	Critical Damped	Critical Damped								
3	Over Damped	Over Damped								

### b. Simulasi pada Matlab

Dalam melakukan simulasi menggunakan script pada software Matlab, diperlukannya penyelesaian persamaan matematis pada pemodelan sistem utama dua DOF dengan penambahan DVA dan penambahan CPVA. Hal ini bertujuan untuk mengetahui bentuk input yang digunakan dan output yang akan dihasilkan oleh tahap simulasi tersebut. Adapun input yang digunakan pada tahap simulasi tersebut adalah perpindahan dari mekanisme penggerak ( $\delta_{st}$ ). Lalu output yang akan dihasilkan adalah perpindahan massa utama ( $X_1$ ), perpindahan massa absorber ( $X_2$ ), dan perpindahan massa *piezoelectric* ( $X_3$ ). Sebelumnya telah diketahui jika tujuan dari penggunaan *piezoelectric* untuk menghasilkan *energy harvesting* dari getaran yang terjadi, maka output yang dihasilkan dari mekanisme *piezoelectric* antara lain adalah arus dan voltase bangkitan.

### c. Respon Getaran Sistem pada Rasio Frekuensi terhadap Rasio Amplitudo dan Energi Listrik Bangkitan

Setelah simulasi pada Matlab dijalankan pada tiap variasinya, akan didapatkan nilai respon getaran pada rasio frekuensi terhadap rasio amplitudo dan energi listrik bangkitan. Hasil ini kemudian diolah menjadi grafik respon getaran sistem pada rasio frekuensi terhadap rasio amplitudo dan energi listrik bangkitan, terhadap variasi redaman eksitasi (Co), rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ), rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ), serta variasi terhadap posisi dari peletakan CPVA.

#### **d. Analisa Hasil**

Berdasarkan grafik hasil simulasi yang didapat, dilakukan analisa data dan pembahasan sesuai dengan dasar teori yang ada. Hasil simulasi ini kemudian diolah menjadi grafik respon getaran terhadap variasi yang dilakukan. Grafik yang didapatkan berupa respon getaran sistem utama Dua DoF (translasi dan rotasi), sistem utama Dua DoF dengan mekanisme DVA dan dengan mekanisme CPVA antara rasio amplitudo dan rasio frekuensi.

#### **e. Kesimpulan**

Dari analisa hasil yang dilakukan akan dibuat kesimpulan dari penelitian ini. Kesimpulan menjawab tujuan penelitian serta memaparkan poin penting hasil analisa pengujian, kemudian dibuat saran-saran untuk penelitian selanjutnya agar mendapatkan hasil yang lebih baik.

### **3.3. Penentuan Parameter**

Penentuan parameter sangat diperlukan pada tahap simulasi. Agar hasil simulasi yang didapatkan mendekati hasil eksperimen. Parameter yang diperlukan pada penelitian ini yaitu massa sistem utama, massa DVA, massa CPVA, konstanta kekakuan pegas sistem utama, konstanta kekakuan pegas DVA, konstanta kekakuan pegas dari cantilever piezoelectric dan menentukan frekuensi operasi pada sistem utama. metode yang digunakan dalam menentukan parameter-parameter tersebut antara lain sebagai berikut :

#### **3.3.1 Menentukan Massa Sistem Utama ( $M_1$ )**

Sistem utama pada alat simulasi getaran berperan sebagai pemberi getaran sekaligus tempat terjadinya getaran. massa sistem utama yang akan dianalisa terdiri dari beberapa komponen utama yaitu plat datar, batang penyangga plat datar, dan box mekanisme CPVA yang tersambung dengan plat datar. Oleh karena itu, massa total dari sistem utama yang akan dianalisa dapat diketahui dari persamaan :

$$M_1 = M_{plat\ datar} + M_{batang\ penyangga\ alat} + M_{box\ CPVA} \quad (3.55)$$

Dimana massa masing-masing komponen dapat dilihat pada tabel 3.2 dibawah ini :

**Tabel 3. 2** Parameter Massa Sistem Utama

No	Nama Komponen	Massa
1.	Massa plat datar	5,9 kg
2.	Massa spring rod	0,6 kg
3.	Massa poros penggerak	0,2 kg
Total		6,7 kg

Setelah dilakukan perancangan mekanisme sistem utama dan pengukuran dimensi maupun massa komponen pendukung dari sistem utama tersebut, dapat diperoleh massa total sistem utama ( $M_1$ ) sebesar 6,7 kg.

### 3.3.2 Menentukan Massa DVA ( $M_2$ )

Massa DVA yang berperan dalam meredam getaran yang terjadi pada sistem utama . Berdasarkan teori yang bersumber dari buku “Mechanical Vibration” oleh Rao, diketahui rasio perbandingan yang optimum dari massa DVA dengan massa utama diperoleh dari persamaan :

$$\mu = \frac{M_a}{M_1} = \frac{1}{20} \quad (3.56)$$

Hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan (3.56) didapatkan massa absorber ( $M_2$ ) adalah sebesar 0,335 kg.

### 3.3.3 Menentukan Massa CPVA ( $M_3$ )

Massa CPVA yang berperan dalam meredam getaran yang terjadi pada sistem utama dengan mengasumsi rasio perbandingan dari massa CPVA dengan massa utama, sehingga diperoleh persamaan yaitu :

$$\forall = \frac{M_p}{M_1} = \frac{1}{40} \quad (3.57)$$

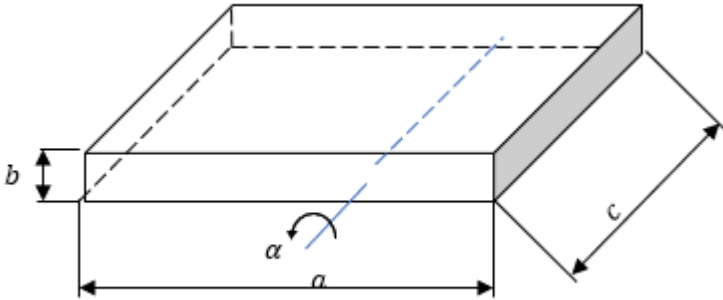
### 3.3.4 Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas Sistem Utama

Pada penelitian ini, terdapat empat buah pegas yang digunakan. Nilai dari empat buah pegas tersebut disesuaikan dengan kebutuhan dan ketersediaan dipasaran. Karena dipasaran tidak tertera secara langsung nilai dari kekakuan pegas, maka untuk mengetahui nilai konstanta kekakuan ( $k$ ) dari masing-masing pegas, maka dilakukan pengujian terlebih dahulu dengan langkah pertama yaitu memberikan massa tertentu pada pegas yang akan digunakan hingga terjadi perubahan panjang ( $\Delta x$ ). Langkah berikutnya adalah mengukur dan mencatat perubahan panjang yang terjadi pada pegas dengan menggunakan alat jangka sorong. Berdasarkan hukum hooke yang menyatakan bahwa gaya pegas ( $F_k$ ) besarnya sebanding dengan deformasi atau perubahan panjang pegas yang terjadi, maka dari data pengujian yang diperoleh dapat ditentukan nilai konstanta kekakuan pegas dengan persamaan :

$$F_k = k \Delta x \quad (3.58)$$

### 3.3.5 Inersia Massa Utama

Meja sebagai sistem utama memiliki massa 6,7 kg dan ditopang oleh empat buah suspensi dengan masing-masing suspensi memiliki nilai kekakuan pegas serta nilai redaman pegas yang berbeda antara sisi kanan dan kiri. Sehingga pada penelitian ini terdapat dua arah getaran yakni translasi dan rotasi. Pergerakan rotasi memiliki dimensi yang berbeda dibandingkan pergerakan translasi. Perlu menghitung nilai momen inersia meja agar



pergerakan rotasi dapat ditentukan. Momen inersia plat *exciter* ditunjukkan oleh gambar 3. 11 dibawah ini :

**Gambar 3. 15** Momen Inersia Plat *Exciter*

Nilai momen inersia dari plat *exciter* akibat gerakan pada arah rotasi didapatkan berdasarkan analisa perhitungan menggunakan persamaan 3.59 berikut ini :

$$J_R = \frac{1}{12} m(a^2 + b^2) \quad (3.59)$$

Dimana untuk nilai  $a^2 = c^2 = 0,5 \text{ m}$ , hasil perhitungan momen inersia plat *Exciter* sebagai berikut :

$$J = \frac{1}{12} (6,7 \text{ kg})(0,005^2 \text{ m}^2 + 0,5^2 \text{ m}^2)$$

$$J = 0,1395 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

### 3.3.6 Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas dari Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Pada penelitian ini terdapat empat buah pegas yang digunakan. Berdasarkan teori yang bersumber dari buku “*Mechanical Vibration*” oleh Rao, diketahui bahwa *ratio of natural frequency* ( $f$ ) = 1, diperoleh persamaan :

$$f = \frac{\omega_a}{\omega_n} = 1 \quad (3.60)$$

$$\omega_n^2 = \frac{k_{eq}}{m_1} = 1 \quad (3.61)$$

$$\omega_a^2 = \frac{k_3}{m_2} \quad (3.62)$$

Maka,

$$\begin{aligned} \frac{\omega_a^2}{\omega_n^2} &= \frac{k_3}{M_a} \times \frac{M_1}{k_{eq}} \\ 1 &= \frac{k_3}{0,335} \times \frac{6,7}{6626} \\ k_3 &= 331,3 \frac{N}{m} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan dengan menggunakan persamaan (3.60), (3.61), (3.62) didapatkan konstanta kekakuan pegas absorber  $k_2$  sebesar 331,3 N/m.

### 3.3.7 Menentukan Konstanta Kekakuan Pegas dari Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)

Pada mekanisme CPVA, terdapat *piezoelectric* dengan jenis *cantilever beam* yang memiliki nilai *Modulus Young* ( $E$ ) dan dimensi yang dapat diketahui dari spesifikasi material *piezoelectric* yang tersedia. Dengan demikian, untuk mengetahui konstanta kekakuan *piezoelectric* dapat digunakan persamaan :

$$k_p = k_4 = \frac{3EI}{l^3} \quad (3.63)$$

Dimana,

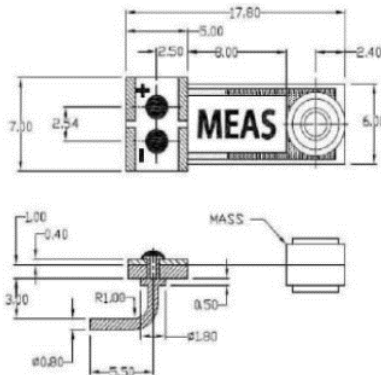
$$I = \frac{1}{12} b h^3 \quad (3.64)$$

Berdasarkan persamaan (3.63) dan (3.64) diatas, diketahui bahwa untuk mengetahui konstanta kekakuan pegas dari *piezoelectric* yang digunakan, maka perlu mengetahui dimensi dari *piezoelectric* tersebut. *Piezoelectric* yang digunakan merupakan *piezoelectric Minisense 100 Vibration Sensor* dengan massa

dibagian ujung *piezoelectric* dan dapat dilihat gambar 3.10. Jenis *piezoelectric* Yang digunakan merupakan *piezoelectric* vertikal atau *piezoelectric* yang digunakan untuk pemasangan pada bidang vertikal. Spesifikasi dimensi dari material *piezoelectric* yang digunakan tersebut dapat dilihat pada gambar 3.12



**Gambar 3. 16** *Piezoelectric Minisense 100 Vibration Absorber*



**Gambar 3. 17** Dimensi material *piezoelectric* yang digunakan

### 3.3.8 Parameter Penelitian

Pada penelitian ini telah ditentukan beberapa parameter dari sistem utama, sistem DVA, dan sistem CPVA yang akan digunakan dalam tahap simulasi untuk mengetahui respon reduksi



getaran massa utama dan energi listrik bangkitan yang dapat dihasilkan. Nilai dari parameter tersebut ditunjukkan pada tabel 3.3 berikut :

**Tabel 3. 3** Parameter Penelitian

No	Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
1.	Massa Sistem Utama	$M_1$	6,7	Kg
2.	Massa Absorber	$M_2$	0,335	Kg
3.	Massa Piezoelectric	$M_3$	$6 \times 10^{-4}$	Kg
4.	Inersia Massa Utama	$J_R$	0,1395	Kgm <sup>2</sup>
5.	Konstanta Kekakuan Pegas Eksitasi	$k_0$	146	N/m
6.	Konstanta Kekakuan A dan D	$k_1$	2880	N/m
7.	Konstanta Kekakuan B dan C	$k_2$	3600	N/m
8.	Koefisien Pegas Absorber	$k_3$	331,3	N/m
9.	Panjang Piezoelectric	$L_{pzt}$	$12 \times 10^{-3}$	m
10.	Lebar Piezoelectric	$W_{pzt}$	$6 \times 10^{-3}$	m
11.	Tebal Piezoelectric	$T_{pzt}$	$1 \times 10^{-3}$	m
12.	Konstanta Kekakuan Piezoelectric	$k_p$	$5,75 \times 10^{-1}$	N/m
13.	Kapasitansi Piezoelectric	$C_p$	$224 \times 10^{-10}$	F
14.	Electromechanical Coupling Factor	$k_{31}$	12	%
15.	Piezoelectric Charge Constant	$d_{31}$	$110 \times 10^{-12}$	C/N
16.	Modulus Young	E	$3 \times 10^9$	N/m <sup>2</sup>

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB IV**

# **HASIL DAN PEMBAHASAN**



## **BAB IV**

### **HASIL DAN PEMBAHASAN**

Pada penelitian ini dilakukan normalisasi dari penelitian sebelumnya dengan menggunakan simulasi *matlab script*. Penelitian tersebut merupakan penelitian yang dilakukan oleh (Zulfyanti, 2019). Dimana pada penelitian tersebut dilakukan normalisasi sistem utama pada arah gerak translasi, dengan cara membuat redaman eksitasi dan rasio redaman massa utama tanpa penambahan CPVA dan penambahan CPVA. Penelitian yang dilakukan oleh (Zulfyanti, 2019) merujuk kepada hasil respon getaran yang terdapat dibuku (Rao, 2011), hanya saja pada penelitian yang dilakukan oleh (Zulfyanti, 2019) menggunakan penambahan mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) yang diletakkan diatas massa utama.

Pada penelitian yang dilakukan oleh (Zulfyanti, 2019) dan yang terdapat dibuku (Rao, 2011), analisa yang dilakukan yaitu mencari respon getaran sistem utama dan sistem utama dengan penambahan *absorber*. Namun pada dua referensi yang digunakan, analisa sistem utama hanya pada arah gerak translasi. Hal ini dikarenakan nilai dari konstanta kekakuan pegas yang digunakan pada sisi kiri dan kanan bernilai sama, sehingga hanya menimbulkan pergerakan kearah translasi apabila sistem utama tersebut diberikan gaya eksitasi. Pada dua referensi ini digunakan variasi rasio redaman dan rasio *absorber* pada kondisi *underdamped*, *critically damped* dan *overdamped*. Pada simulasi yang dilakukan oleh (Zulfyanti, 2019) dan yang terdapat dibuku (Rao, 2011), rasio redaman sistem utama dan rasio redaman absorber yang digunakan bersifat linear, yaitu saat rasio redaman sistem utama pada kondisi *underdamped*, rasio redaman sistem *absorber* yang digunakan juga dalam kondisi *underdamped*, begitupun seterusnya pada dua kondisi yang lain yaitu pada kondisi *critically damped* dan *overdamped*. Hal ini bertujuan untuk mempermudah variasi simulasi yang digunakan. Penggunaan rasio redaman dan rasio *absorber* untuk mendapatkan respon getaran

berupa rasio amplitudo dan rasio frekuensi. Sehingga dapat dibandingkan bagaimana respon getaran berupa rasio amplitudo yang didapatkan saat sistem utama arah translasi tanpa DVA dan sistem utama arah translasi dengan DVA.

Kekurangan dari penelitian yang dilakukan oleh (Zulfyanti, 2019) dan hasil respon getaran yang didapatkan dibuku (Rao, 2011) adalah kurang dilakukannya analisa kemungkinan gerak rotasi yang terjadi pada sistem utama. Sehingga perlu dilakukannya pemahaman mengenai respon getaran dengan arah gerak translasi maupun rotasi. Karena pada kehidupan sehari-hari, banyak bendar yang mengalami getaran tidak hanya bergerak dalam arah translasi tetapi juga bergerak kearah rotasi. Untuk mengatasi kekurangan dari penelitian tersebut, dari penelitian ini saya membuat hasil respon getaran berupa rasio amplitudo dan rasio frekuensi untuk sistem utama yang tidak hanya kearah translasi, tapi juga sistem utama arah rotasi. Pergerakan arah rotasi tersebut disebabkan karena adanya perbedaan nilai konstanta kekakuan pegas yang digunakan pada masing-masing sisi berbeda, dan juga terdapat pergeseran sumbu putar pada mekanisme tersebut. Respon getaran yang didapatkan berupa rasio amplitudo dan rasio frekuensi dengan menggunakan variasi dari rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber*. Sama halnya dengan penelitian yang dilakukan oleh (Zulfyanti, 2019) dan hasil yang didapatkan pada buku (Rao, 2011), rasio redaman sistem utama dan rasio redaman sistem *absorber* yang digunakan bersifat linear yaitu, saat rasio redaman sistem *underdamped* rasio redaman *absorber* yang digunakan juga *underdamped*, begitupun seterusnya dengan dua kondisi lainnya yaitu pada kondisi *critically damped* dan *overdamped*. Hasil yang didapatkan pada respon getaran antara sistem utama arah translasi serta respon getaran sistem utama arah translasi dan rotasi, akan dibandingkan *trend* grafik dari kedua mekanisme tersebut, dan juga rasio amplitudo yang didapatkan pada kedua mekanisme tersebut.

#### 4.1. Analisa Simulasi

Pemodelan yang dijalankan menggunakan program *matlab* dalam bentuk *script* dengan menyelesaikan persamaan matematis pada permodelan sistem utama dua *degree of freedom* arah gerak translasi dan rotasi, sistem dengan penambahan DVA, serta sistem dengan penambahan CPVA. Input yang diberikan pada sistem ini adalah variasi redaman eksitasi ( $C_0$ ), rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ), rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ) dengan kondisi sistem *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Sedangkan output yang dihasilkan dari simulasi ini adalah respon getaran sistem pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi pada masing-masing sistem. Analisa pemodelan pada penelitian ini dilakukan dengan membandingkan hasil respon sistem utama tanpa dan dengan penambahan DVA dan CPVA.

##### 4.1.1. Analisa Simulasi Sistem Utama Arah Translasi dan Arah Rotasi

Analisa sistem utama pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan dua macam variasi yaitu variasi redaman eksitasi ( $C_0$ ) dan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ). Variasi redaman eksitasi yang digunakan dalam penelitian ini adalah  $C_0 = 0 \frac{Ns}{m}$  dan  $C_0 = 1.8 \frac{Ns}{m}$ . Sedangkan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) yang digunakan pada kondisi *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Pada subbab ini ditampilkan grafik berupa *frequency domain* yang menggambarkan respon getaran sistem utama pada rasio amplitudo dan rasio frekuensi. Nilai dari konstanta kekakuan pegas yang berbeda-beda pada sisi kiri dan kanan menimbulkan pergerakan sistem utama tidak hanya kearah translasi melainkan juga kearah rotasi. Sehingga grafik yang didapatkan menggambarkan respon getaran sistem utama pada arah translasi dan rotasi. Untuk melakukan analisa secara simulasi, diperlukan suatu persamaan yang sesuai dengan persamaan yang telah didapatkan pada subbab 3.2.5.1. Persamaan tersebut disimulasikan

dengan menggunakan *software* Matlab, sehingga didapatkan grafik rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi.

#### 4.1.1.1. Respon Getaran Sistem Utama Pada Rasio Amplitudo Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Arah Gerak Translasi Tanpa Redaman Eksitasi

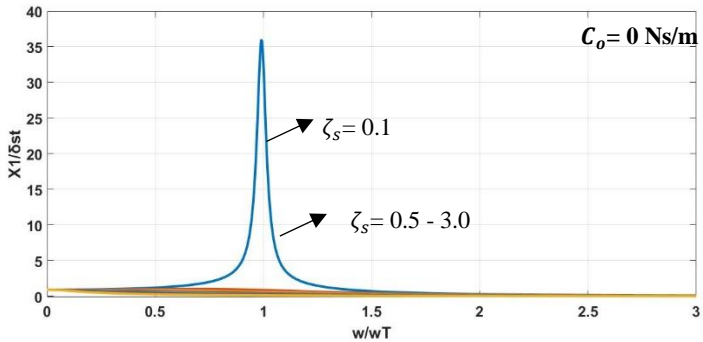
Analisa respon getaran sistem utama pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasional pada arah gerak translasi tanpa redaman eksitasi, dimana variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ), pada kondisi *underdamped*, *critical damped* dan *overdamped* yaitu [0.1 , 0.5 , 0.75 , 1 , 1.25 , 1.5 , 1.75 , 2 , 2.5 , 3] . Dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem utama tersebut, didapatkan redaman sistem utama dari analisa perhitungan *matlab script* sebagai berikut :

**Tabel 4. 1** Hasil Perhitungan *Matlab Script* Redaman Sistem Utama Tanpa Redaman Eksitasi

No	Variasi		Hasil Redaman	
	$\zeta_s$	$C_0$	$C_1$	$C_2$
1.	0.1	0	19.2765	38.5529
2.	0.5	0	96.3823	192.7646
3.	0.75	0	144.5735	289.1469
4.	1	0	192.7646	385.5292
5.	1.25	0	240.9558	481.9116
6.	1.5	0	289.1469	578.2939
7.	1.75	0	337.3381	674.6762
8.	2	0	385.5292	771.0585
9.	2.5	0	481.9116	963.8231
10.	3	0	578.2939	1156.666

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain* untuk respon getaran sistem utama pada arah translasi tanpa redaman eksitasi adalah :





**Gambar 4. 1** Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi dengan Variasi Rasio Redaman dan  $C_0 = 0 \text{ Ns/m}$

Gambar 4.1 merupakan hasil respon getaran sistem utama arah gerak translasi tanpa redaman eksitasi ( $C_0 = 0 \frac{Ns}{m}$ ). Dari gambar diatas terlihat bahwa grafik berwarna biru merupakan grafik respon getaran yang paling besar dikarenakan rasio redaman dari sistem paling kecil ( $\zeta_s = 0.1$ ). Sedangkan untuk grafik selain grafik yang berwarna biru terlihat bahwa respon getaran mulai meredam dimana nilai dari rasio amplitudo semakin besar pada rasio redaman sistem  $\zeta_s = 0.5$  sampai  $\zeta_s = 3$ . Pada kondisi rasio redaman tersebut dapat meredam getaran yang terjadi di sistem utama arah translasi akibat adanya gaya ekstasi dari motor DC yang terhubung ke massa eksentrik.

#### **4.1.1.2. Respon Getaran Sistem Utama Pada Rasio Amplitudo Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Arah Gerak Translasi Dengan Redaman Eksitasi 1.8 Ns/m**

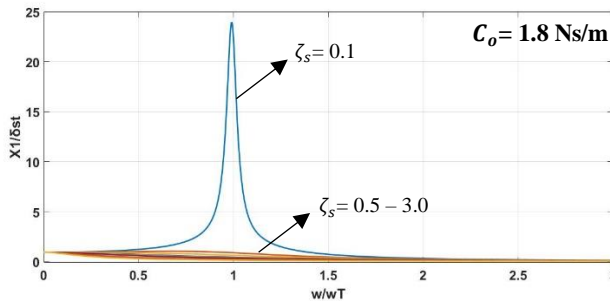
Analisa respon getaran sistem utama pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasi pada arah gerak translasi dengan redaman eksitasi sebesar  $C_0 = 1.8 \text{ Ns/m}$ . Dimana variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) pada kondisi *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped* yaitu [0.1 , 0.5 , 0.7 , 1 , 1.1 , 1.2 , 1.3 ,

2, 2.1, 3]. Dengan menggunakan rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) tersebut, didapat redaman sistem utama dari analisa perhitungan *matlab script* sebagai berikut :

**Tabel 4. 2** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama dengan Redaman Eksitasi

No	Variasi		Hasil Redaman	
	$\zeta_s$	$C_0$	$C_1$	$C_2$
1.	0.1	1.8	17.8620	35.7240
2.	0.5	1.8	94.5823	189.1646
3.	0.7	1.8	133.1352	266.2705
4.	1	1.8	190.9646	381.9292
5.	1.1	1.8	210.2411	420.4822
6.	1.2	1.8	229.5175	459.0351
7.	1.3	1.8	248.7940	497.5880
8.	2	1.8	383.7292	767.4585
9.	2.1	1.8	403.0057	806.0114
10.	3	1.8	576.4939	1153.003

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frekuensi domain*, untuk respon getaran sistem utama arah translasi dengan redaman eksitasi adalah :



**Gambar 4. 2** Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi dengan Variasi Rasio Redaman dan  $C_0 = 1.8 \text{ Ns/m}$

Gambar 4.2 merupakan hasil respon getaran sistem utama pada arah gerak translasi dengan redaman eksitasi ( $C_0$ ) sebesar 1.8 Ns/m. Dari gambar diatas terlihat bahwa grafik berwarna biru menunjukkan respon getaran yang paling besar dikarenakan rasio redaman dari sistem paling kecil pada  $\zeta_s = 0.1$ . Sedangkan untuk grafik selain grafik yang berwarna biru terlihat bahwa respon getaran mulai meredam dimana nilai dari rasio amplitudo semakin besar pada rasio redaman sistem  $\zeta_s = 0.5$  sampai  $\zeta_s = 3$ . Pada kondisi rasio redaman tersebut dapat meredam getaran yang terjadi di sistem utama arah translasi akibat adanya gaya ekstasi dari motor DC yang terhubung ke massa eksentrik.

Dari gambar 4.1 dan gambar 4.2 dapat dilihat jika grafik yang didapatkan merupakan grafik antara rasio amplitudo ( $\frac{X_1}{\delta_{st}}$ ) dan rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T}$ ). Dimana,  $X_1$  merupakan nilai dari amplitudo dari sistem utama kearah translasi saat diberikan gaya eksitasi ( $F_0$ ), sedangkan  $\delta_{st}$  merupakan perpindahan statis yang dimiliki sistem saat belum diberikan gaya eksitasi ( $F_0$ ). Rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T}$ ) yang digunakan adalah  $\omega$  yaitu frekuensi kerja dari sistem utama terhadap frekuensi sistem arah translasi ( $\omega_T$ ), dimana frekuensi sistem arah translasi merupakan hasil pembagian dari ekuivalensi konstanta kekakuan arah translasi ( $K_A$ ) dengan massa sistem ( $m$ ). Dari kedua grafik tersebut dapat dibandingkan rasio amplitudo yang didapatkan pada masing-masing kondisi, yaitu saat sistem utama tanpa redaman eksitasi dan saat diberikan redaman eksitasi, serta variasi dari rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ). Jika kedua grafik tersebut dibandingkan, terlihat jika rasio amplitudo yang didapatkan saat tanpa redaman eksitasi bernilai lebih tinggi daripada nilai rasio amplitudo dengan redaman eksitasi. Nilai yang didapatkan sesuai dengan teori yang ada, dimana nilai dari amplitudo sebuah sistem akan semakin kecil atau berkurang jika redaman yang diberikan semakin besar. Selanjutnya, jika dilihat dari rasio redaman sistem utama yang diberikan, dari kedua grafik tersebut dapat dilihat jika rasio

redaman sistem utama semakin besar akan menurunkan nilai amplitudo yang terjadi. Nilai yang didapatkan pada grafik tersebut sesuai dengan teori yang ada, jika semakin besar rasio redaman yang diberikan akan menurunkan amplitudo dari sistem tersebut.

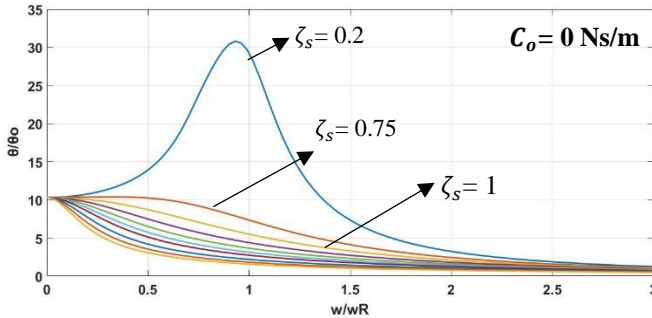
#### 4.1.1.3. Respon Getaran Sistem Utama Pada Rasio Amplitudo Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Arah Gerak Rotasi Tanpa Redaman Eksitasi

Analisa respon getaran sistem utama pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasional pada arah gerak rotasi tanpa redaman eksitasi, dimana variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ), pada kondisi *underdamped*, *critical damped* dan *overdamped* yaitu [0.2 , 0.75 , 1 , 1.25 , 1.5 , 1.75 , 2 , 2.5 , 3 , 3.5] . Dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem utama tersebut, didapatkan redaman sistem utama dari analisa perhitungan *matlab script* sebagai berikut :

**Tabel 4. 3** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama tanpa Redaman Eksitasi

No	Variasi		Hasil Redaman	
	$\zeta_s$	$C_0$	$C_1$	$C_2$
1.	0.2	0	38.5529	77.1058
2.	0.75	0	144.5735	289.1469
3.	1	0	192.7646	385.5292
4.	1.25	0	240.9558	481.9116
5.	1.5	0	289.1469	578.2939
6.	1.75	0	337.3381	674.6762
7.	2	0	385.5292	771.0585
8.	2.5	0	481.9116	963.8231
9.	3	0	578.2939	1156.666
10.	3.5	0	674.6762	1349.444

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik frekuensi domain, untuk respon getaran sistem utama arah rotasi tanpa redaman eksitasi adalah :



**Gambar 4. 3** Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dengan Variasi Rasio Redaman dan  $C_0 = 0$  Ns/m

Gambar 4.3 merupakan hasil respon getaran sistem utama arah gerak rotasi tanpa redaman eksitasi ( $C_0 = 0 \frac{Ns}{m}$ ). Dari gambar diatas terlihat bahwa grafik berwarna biru merupakan grafik respon getaran yang paling besar dikarenakan rasio redaman dari sistem paling kecil ( $\zeta_s = 0.2$ ). Sedangkan untuk grafik selain grafik yang berwarna biru terlihat bahwa respon getaran mulai meredam dimana nilai dari rasio amplitudo semakin besar pada rasio redaman sistem  $\zeta_s = 0.75$  sampai  $\zeta_s = 3.5$ . Pada kondisi rasio redaman tersebut dapat meredam getaran yang terjadi di sistem utama arah translasi akibat adanya gaya ekstasi dari motor DC yang terhubung ke massa eksentrik.

#### 4.1.1.4. Respon Getaran Sistem Utama Pada Rasio Amplitudo Terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi 1.8 Ns/m

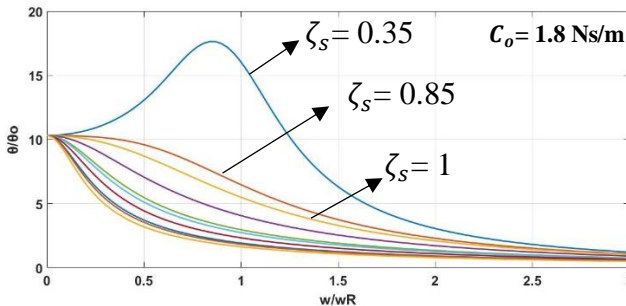
Analisa respon getaran sistem utama pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasi pada arah gerak rotasi dengan redaman eksitasi sebesar  $C_0 = 1.8$  Ns/m. Dimana variasi rasio

redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) pada kondisi *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped* yaitu [0.35 , 0.85 , 1 , 1.35 , 1.85 , 2 , 2.35 , 2.85 , 2 , 3.35] . Dengan menggunakan rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) tersebut, didapat redaman sistem utama dari analisa perhitungan *matlab script* sebagai berikut :

**Tabel 4. 4** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama dengan Redaman Eksitasi

No	Variasi		Hasil Redaman	
	$\zeta_s$	$C_0$	$C_1$	$C_2$
1.	0.35	1.8	65.6676	131.3352
2.	0.85	1.8	162.0499	324.0999
3.	1	1.8	190.9646	381.9292
4.	1.35	1.8	258.4332	516.8645
5.	1.85	1.8	354.8146	709.6291
6.	2	1.8	383.7292	767.4585
7.	2.35	1.8	451.1969	902.3937
8.	2.85	1.8	547.5792	1095.222
9.	3	1.8	576.4939	1153.003
10.	3.35	1.8	643.9615	1287.903

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik frekuensi domain, untuk respon getaran sistem utama arah rotasi dengan redaman eksitasi adalah :



**Gambar 4. 4** Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dengan Variasi Rasio Redaman dan  $C_o = 1.8 \text{ Ns/m}$

Gambar 4.4 merupakan hasil respon getaran sistem utama pada arah gerak rotasi dengan redaman eksitasi ( $C_0$ ) sebesar  $1.8 \text{ Ns/m}$ . Dari gambar diatas terlihat bahwa grafik berwarna biru menunjukkan respon getaran yang paling besar pada  $\zeta_s = 0.3$ . Sedangkan untuk grafik selain grafik yang berwarna biru terlihat bahwa respon getaran mulai meredam dimana nilai dari rasio amplitudo semakin besar pada rasio redaman sistem  $\zeta_s = 0.8$  sampai  $\zeta_s = 3.3$ . Pada kondisi rasio redaman tersebut dapat meredam getaran yang terjadi di sistem utama arah translasi akibat adanya gaya ekstasi dari motor DC yang terhubung ke massa eksentrik.

Dari gambar 4.3 dan gambar 4.4 dapat dilihat jika grafik yang didapatkan merupakan grafik antara rasio amplitudo  $\left(\frac{\theta}{\theta_0}\right)$  dan rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_R}\right)$ . Dimana,  $\theta$  merupakan nilai dari amplitudo dari sistem utama kearah rotasi saat diberikan momen eksitasi ( $M_o$ ), sedangkan  $\theta_0$  merupakan perpindahan statis yang dimiliki sistem saat belum diberikan momen eksitasi  $\left(\theta_0 = \frac{M_o}{K_{eqB}}\right)$ . Rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_R}\right)$  yang digunakan adalah  $\omega$  yaitu frekuensi kerja dari sistem utama terhadap frekuensi sistem arah rotasi ( $\omega_R$ ), dimana frekuensi sistem arah translasi merupakan hasil pembagian dari ekuivalensi konstanta kekakuan arah rotasi ( $K_B$ ) dengan inersia

sistem utama ( $J$ ). Dari kedua grafik tersebut dapat dibandingkan rasio amplitudo yang didapatkan pada masing-masing kondisi, yaitu saat sistem utama tanpa redaman eksitasi dan saat diberikan redaman eksitasi, serta variasi dari rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ). Jika kedua grafik tersebut dibandingkan, terlihat jika rasio amplitudo yang didapatkan saat tanpa redaman eksitasi bernilai lebih tinggi daripada nilai rasio amplitudo dengan redaman eksitasi. Nilai yang didapatkan sesuai dengan teori yang ada, dimana nilai dari amplitudo sebuah sistem akan semakin kecil atau berkurang jika redaman yang diberikan semakin besar. Selanjutnya, jika dilihat dari rasio redaman sistem utama yang diberikan, dari kedua grafik tersebut dapat dilihat jika rasio redaman sistem utama semakin besar akan menurunkan nilai amplitudo yang terjadi. Nilai yang didapatkan pada grafik tersebut sesuai dengan teori yang ada, jika semakin besar rasio redaman yang diberikan akan menurunkan amplitudo dari sistem tersebut.

#### 4.1.2. Analisa Simulasi Sistem Utama dengan DVA

Penambahan sistem DVA pada sistem utama akan berdampak pada penambahan jumlah derajat kebebasan. Derajat kebebasan untuk sistem utama dengan penambahan DVA berjumlah tiga derajat kebebasan yakni sistem utama kearah translasi dan rotasi, serta gerak translasi utuk massa DVA. Analisa sistem utama pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan tiga macam variasi yaitu variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ), variasi rasio redaman sistem absorber ( $\zeta_a$ ) dan posisi peletakan DVA pada sistem utama. Redaman eksitasi yang digunakan dalam simulasi ini adalah  $C_0 = 1.8 \frac{Ns}{m}$ . Sedangkan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan variasi redaman absorber ( $\zeta_a$ ) yang digunakan dalam simulasi ini adalah *underdamped*, *critical damped* dan *overdamped*. Untuk variasi posisi DVA yang digunakan adalah tepat di sumbu putar, berjarak 0.03 dan 0.06 m dari sumbu putar. Pada subbab ini, hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain*, yang menggambarkan respon getaran sistem utama dengan DVA pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi



operasional. Untuk melakukan analisa secara simulasi, diperlukan suatu persamaan yang sesuai dengan persamaan yang telah didapatkan pada subbab 3.2.5.1. Persamaan tersebut disimulasikan dengan menggunakan *software* Matlab, sehingga didapatkan grafik rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi.

#### 4.1.2.1. Respon Getaran Sistem Utama dengan DVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan DVA di Sumbu Putar

Analisa getaran sistem utama dengan DVA pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasional pada sistem utama arah gerak translasi dan kearah rotasi serta DVA pada arah gerak translasi. Dimana variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan variasi redaman *absorber* yang digunakan adalah *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Selain menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber*, digunakan juga tiga variasi peletakan DVA yaitu  $a = 0$  m,  $a = 0.03$  m dan  $a = 0.06$  m yang diletakkan dari sumbu putar. Pada subbab ini analisa dilakukan dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber* dengan jarak peletakan DVA  $a = 0$  m. Dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ) didapat nilai redaman sistem utama dan redaman sistem absorber dari analisa perhitungan *matlab script* sebagai berikut :

**Tabel 4. 5** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.75	147.0290	294.05080	0.75	7.9012
2.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
3.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
4.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
5.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362

6.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0669
7.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
8.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
9.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724
10.	1.8	4	791.9547	1583.903	4	42.1399

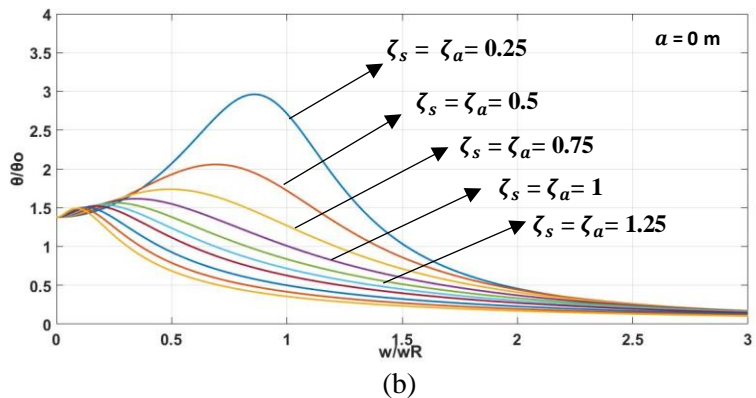
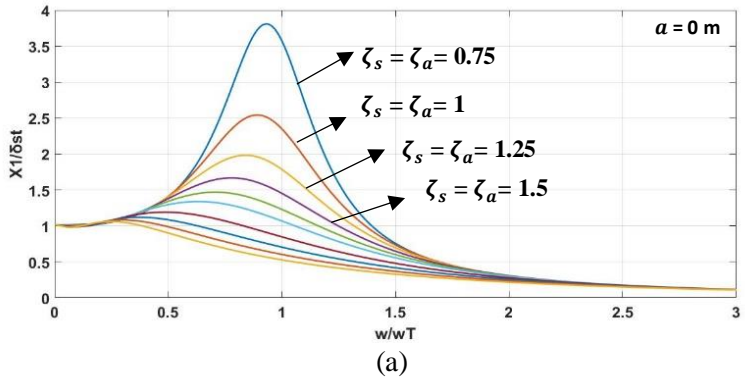
**Tabel 4. 6** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi

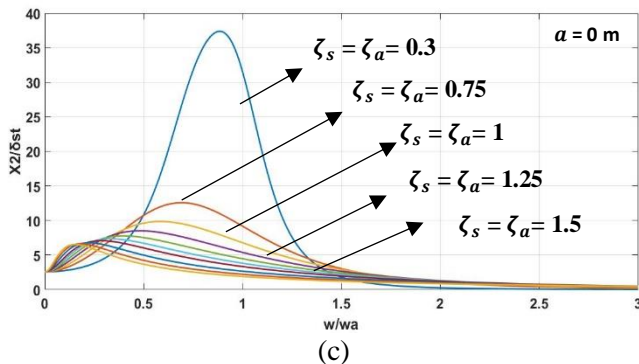
No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.25	47.8097	95.6193	0.25	2.67
2.	1.8	0.5	97.4193	194.8387	0.5	5.2675
3.	1.8	0.75	147.0290	294.0580	0.75	7.9012
4.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
5.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
6.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
7.	1.8	1.75	345.4667	690.9354	1.75	18.4362
8.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0699
9.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
10.	1.8	3	593.5160	1187.033	3	31.6049

**Tabel 4. 7** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Absorber Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.25	47.8097	95.6193	0.25	2.67
2.	1.8	0.5	97.4193	194.8387	0.5	5.2675
3.	1.8	0.75	147.0290	294.0580	0.75	7.9012
4.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
5.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
6.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
7.	1.8	1.75	345.4667	690.9354	1.75	18.4362
8.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0699
9.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
10.	1.8	3	593.5160	1187.033	3	31.6049

Adapun hasil simulasi yang didapatkan dari tiga posisi peletakan DVA pada sistem utama, yang ditampilkan dalam grafik *frequency domain* adalah :





**Gambar 4. 5** (a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dan (c) Respon Getaran Sistem *Absorber* Arah Translasi dengan Peletakan tepat di sumbu putar

Gambar 4.5 (a), (b), dan (c) merupakan grafik respon getaran sistem utama kearah translasi dan rotasi, serta respon getaran sistem *absorber* pada arah translasi. Dimana, pada simulasi ini menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ), yang digunakan pada kondisi *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Pada respon getaran sistem utama arah translasi dan rotasi serta sistem *absorber* arah translasi, rasio redaman yang paling rendah ditunjukkan oleh garis yang berwarna biru, dimana pada masing-masing sistem tersebut menunjukkan nilai rasio amplitudo yang paling tinggi. Sehingga dapat dilihat semakin rendah rasio redaman yang digunakan pada suatu sistem akan menaikkan rasio amplitudo sistem tersebut. Sedangkan, jika rasio redaman yang digunakan semakin tinggi, akan menurunkan nilai dari rasio amplitudo sistem tersebut. Jika dilihat dari nilai rasio amplitudo yang dihasilkan pada masing-masing sistem menunjukkan rasio amplitudo yang berbeda-beda ketika DVA diletakkan pada posisi tepat di sumbu putar. Rasio amplitudo sistem utama arah translasi terbesar yang didapatkan bernilai dengan rentang 3.5 sampai 4 untuk rasio

frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T} = 0.95$ ). Nilai rasio amplitudo sistem utama arah gerak rotasi terbesar yang didapatkan bernilai 3 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_R} = 0.95$ ). Dan nilai rasio amplitudo sistem *absorber* arah gerak translasi terbesar yang didapatkan bernilai dengan rentang 35 sampai 40 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_R} = 0.95$ ). Untuk nilai rasio frekuensi, pada rasio frekuensi sama dengan satu ( $r = 1$ ) terjadi penurunan respon amplitudo dari sistem, dan memiliki frekuensi natural dibawah sistem utama.

Dari gambar 4.5 (a), (b), dan (c) tersebut terlihat perbedaan dari nilai rasio amplitudo sistem utama pada arah gerak translasi dan rotasi dengan sistem *absorber*. Dimana, respon getaran sistem utama lebih rendah daripada respon getaran sistem *absorber*. Ini terjadi karena getaran yang terjadi pada sistem utama sudah diserap oleh *absorber* (DVA) yang digunakan.

#### **4.1.2.2. Respon Respon Getaran Sistem Utama dengan DVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan DVA dengan Jarak 0.03 m dari Sumbu Putar**

Analisa getaran sistem utama dengan DVA pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasional pada sistem utama arah gerak translasi dan kearah rotasi serta DVA pada arah gerak translasi. Dimana variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan variasi redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) yang digunakan adalah *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Selain menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber*, digunakan juga tiga variasi peletakan DVA yaitu  $a = 0$  m ,  $a = 0.03$  m dan  $a = 0.06$  m yang diletakkan dari sumbu putar. Pada subbab ini analisa dilakukan dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber* dengan jarak peletakan DVA  $a = 0.03$  m. Dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ) didapat nilai redaman sistem utama

dan redaman sistem absorber dari analisa perhitungan *matlab script* sebagai berikut :

**Tabel 4. 8** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.75	147.0290	294.05080	0.75	7.9012
2.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
3.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
4.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
5.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
6.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0669
7.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
8.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
9.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724
10.	1.8	4	791.9547	1583.903	4	42.1399

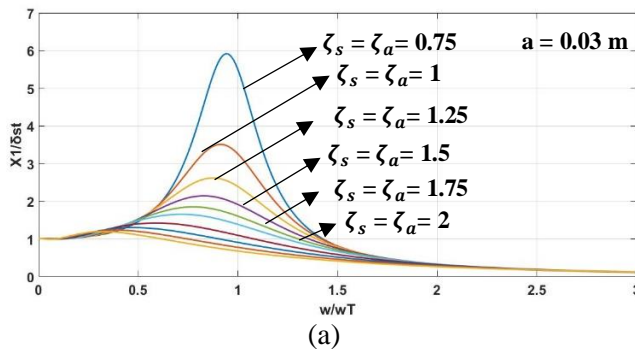
**Tabel 4. 9** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi

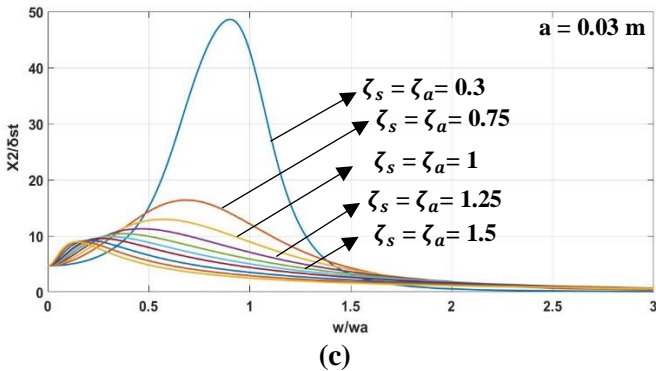
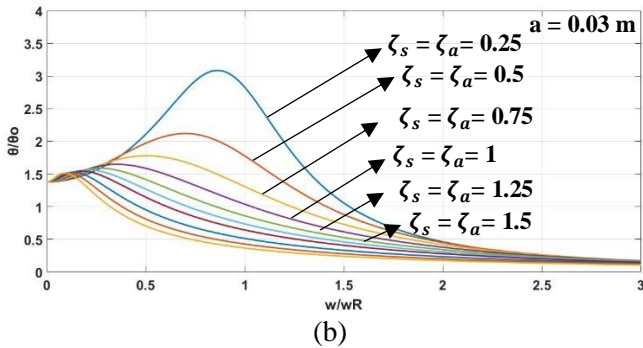
No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.25	47.8097	95.6193	0.25	2.67
2.	1.8	0.5	97.4193	194.8387	0.5	5.2675
3.	1.8	0.75	147.0290	294.0580	0.75	7.9012
4.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
5.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
6.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
7.	1.8	1.75	345.4667	690.9354	1.75	18.4362
8.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0699
9.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
10.	1.8	3	593.5160	1187.033	3	31.6049

**Tabel 4. 10** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Absorber Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.25	47.8097	95.6193	0.25	2.67
2.	1.8	0.5	97.4193	194.8387	0.5	5.2675
3.	1.8	0.75	147.0290	294.0580	0.75	7.9012
4.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
5.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
6.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
7.	1.8	1.75	345.4667	690.9354	1.75	18.4362
8.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0699
9.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
10.	1.8	3	593.5160	1187.033	3	31.6049

Adapun hasil simulasi yang didapatkan dari tiga posisi peletakan DVA pada sistem utama, yang ditampilkan dalam grafik *frequency domain* adalah :





**Gambar 4. 6** (a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dan (c) Respon Getaran Sistem Absorber Arah Translasi dengan Peletakan DVA berjarak 0.03 m dari sumbu putar

Gambar 4.6 (a), (b), dan (c) merupakan grafik respon getaran sistem utama kearah translasi dan rotasi, serta respon getaran sistem *absorber* pada arah translasi. Dimana, pada simulasi ini menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) pada kondisi *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Pada respon getaran sistem utama arah translasi dan rotasi serta sistem *absorber* arah translasi, rasio redaman yang paling rendah ditunjukkan oleh garis yang berwarna



biru, dimana pada masing-masing sistem tersebut menunjukkan nilai rasio amplitudo yang paling tinggi. Sehingga dapat dilihat semakin rendah rasio getaran yang digunakan pada suatu sistem akan menaikkan rasio amplitudo sistem tersebut. Sedangkan, jika rasio redaman yang digunakan semakin tinggi, akan menurunkan nilai dari rasio amplitudo sistem tersebut. Jika dilihat dari nilai rasio amplitudo yang dihasilkan pada masing-masing derajat kebebasan menunjukkan rasio amplitudo yang berbeda-beda ketika DVA diletakkan pada jarak 0.03 m dari sumbu putar. Rasio amplitudo sistem utama arah translasi terbesar yang didapatkan nilai dengan rentang 5 sampai 6 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T} = 0.95$ ). Nilai rasio amplitudo sistem utama arah gerak rotasi terbesar yang didapatkan nilai 3 sampai 3.5 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_R} = 0.95$ ). Dan nilai rasio amplitudo sistem *absorber* arah gerak translasi terbesar yang didapatkan bernilai dengan rentan 40 sampai 50 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_R} = 0.95$ ). Untuk nilai rasio frekuensi, pada rasio frekuensi sama dengan satu ( $r = 1$ ) terjadi penurunan respon amplitudo dari sistem, dan memiliki frekuensi natural dibawah sistem utama.

Dari gambar 4.6 (a), (b), dan (c) tersebut terlihat perbedaan dari nilai rasio amplitudo sistem utama pada arah gerak translasi dan rotasi dengan sistem *absorber*. Dimana, respon getaran sistem utama lebih rendah daripada respon getaran sistem *absorber*. Ini terjadi karena getaran yang terjadi pada sistem utama sudah diserap oleh *absorber* (DVA) yang diggubakan

#### **4.1.2.3. Respon Getaran Sistem Utama dengan DVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan DVA dengan Jarak 0.06 m dari Sumbu Putar**

Analisa getaran sistem utama dengan DVA pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasional pada sistem utama arah gerak translasi dan kearah rotasi serta DVA pada arah gerak

translasi. Dimana variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan variasi redaman *absorber* yang digunakan adalah *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Selain menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber*, digunakan juga tiga variasi peletakan DVA yaitu  $a = 0$  m,  $a = 0.03$  m dan  $a = 0.06$  m yang diletakkan dari sumbu putar. Pada subbab ini analisa dilakukan dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber* dengan jarak peletakan DVA  $a = 0.06$  m. Dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ) didapat nilai redaman sistem utama dan redaman sistem absorber dari analisa perhitungan *matlab script* sebagai berikut :

**Tabel 4. 11** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.75	147.0290	294.05080	0.75	7.9012
2.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
3.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
4.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
5.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
6.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0669
7.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
8.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
9.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724
10.	1.8	4	791.9547	1583.903	4	42.1399

**Tabel 4. 12** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi

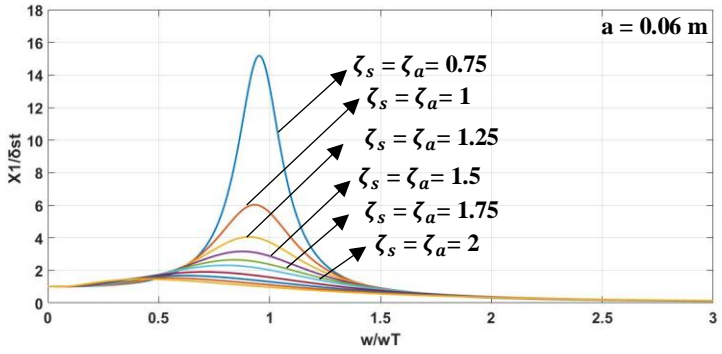
No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.25	47.8097	95.6193	0.25	2.67
2.	1.8	0.5	97.4193	194.8387	0.5	5.2675

3.	1.8	0.75	147.0290	294.0580	0.75	7.9012
4.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
5.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
6.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
7.	1.8	1.75	345.4667	690.9354	1.75	18.4362
8.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0699
9.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
10.	1.8	3	593.5160	1187.033	3	31.6049

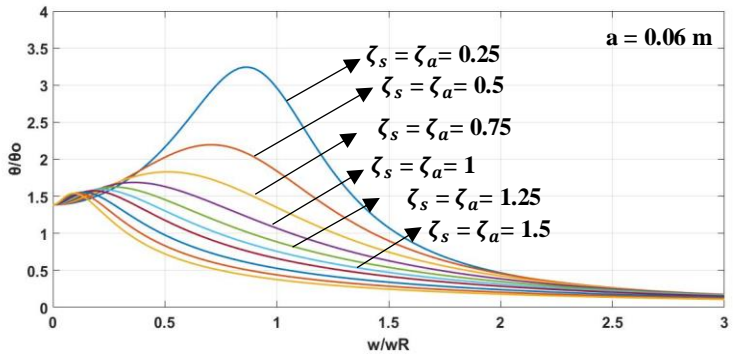
**Tabel 4. 13** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Absorber Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.3	57.7316	115.4632	0.3	2.1070
2.	1.8	0.75	147.0290	294.05080	0.75	7.9012
3.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
4.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
5.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
6.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
7.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0669
8.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
9.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
10.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724

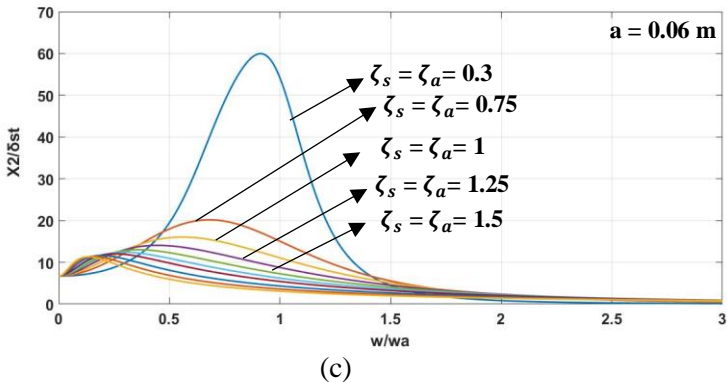
Adapun hasil simulasi yang didapatkan dari tiga posisi peletakan DVA pada sistem absorber, yang ditampilkan dalam grafik *frequency domain* adalah :



(a)



(b)



**Gambar 4. 7** (a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dan (c) Respon Getaran Sistem Absorber Arah Translasi dengan Peletakan DVA berjarak 0.06 m dari sumbu putar

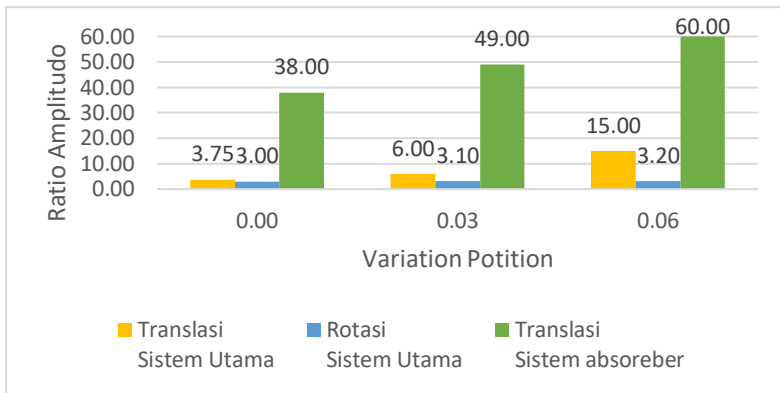
Gambar 4.7 (a), (b), dan (c) merupakan grafik respon getaran sistem utama kearah translasi dan rotasi, serta respon getaran sistem *absorber* pada arah translasi. Dimana, pada simulasi ini menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ), yang digunakan pada kondisi *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Pada respon getaran sistem utama arah translasi dan rotasi serta sistem *absorber* arah translasi, rasio redaman yang paling rendah ditunjukkan oleh garis yang berwarna biru, dimana pada masing-masing sistem tersebut menunjukkan nilai rasio amplitudo yang paling tinggi. Sehingga dapat dilihat semakin rendah rasio redaman yang digunakan pada suatu sistem akan menaikan rasio amplitudo sistem tersebut. Sedangkan, jika rasio redaman yang digunakan semakin tinggi, akan menurunkan nilai dari rasio amplitudo sistem tersebut. Jika dilihat dari nilai rasio amplitudo yang dihasilkan pada masing-masing sistem menunjukkan rasio amplitudo yang berbeda-beda ketika DVA diletakkan pada jarak 0.06 m dari sumbu putar. Rasio amplitudo sistem utama arah translasi terbesar yang

didapatkan nilai 15 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T} = 0.95$ ). Nilai rasio amplitudo sistem utama arah gerak rotasi terbesar yang didapatkan bernilai 3 sampai 3.5 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_R} = 0.95$ ). Dan nilai rasio amplitudo sistem *absorber* arah gerak translasi terbesar yang didapatkan nilai 60 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_R} = 0.95$ ). Untuk nilai rasio frekuensi, pada rasio frekuensi sama dengan satu ( $r = 1$ ) terjadi penurunan respon amplitudo dari sistem, dan memiliki frekuensi natural dibawah sistem utama.

Dari gambar 4.6 (a), (b), dan (c) tersebut terlihat perbedaan dari nilai rasio amplitudo sistem utama pada arah gerak translasi dan rotasi dengan sistem *absorber*. Dimana, respon getaran sistem utama lebih rendah daripada respon getaran sistem *absorber*. Ini terjadi karena getaran yang terjadi pada sistem utama sudah diserap oleh *absorber* (DVA) yang diggubakan

#### **4.1.2.4. Pengaruh Variasi Posisi DVA terhadap Rasio Amplitudo**

Pada penelitian ini dilakukan variasi peletakan sistem massa *absorber* (DVA). Variasi tersebut diberikan untuk mengetahui bagaimana pengaruh posisi peletakan DVA terhadap reduksi respon getaran sistem utama kearah translasi dan rotasi. Berikut grafik hubungan variasi posisi dan rasio amplitudo pada sistem utama dengan penambahan massa *absorber* dengan menggunakan nilai dari rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) yang paling rendah.



**Gambar 4. 8** Pengaruh Variasi Posisi dan Rasio Amplitudo pada Sistem Utama dengan DVA

Dari Gambar 4.8 diatas dapat dilihat grafik hubungan variasi posisi dan rasio amplitudo pada sstem utama dengan penambahan DVA. Grafik berwarna kuning menunjukkan hubungan variasi posisi dan rasio amplitudo pada sistem utama arah gerak translasi saat posisi DVA tepat pada sumbu putar (0 m), 0.03 m dan 0,06 m dari sumbu putar. Pada posisi DVA tepat disumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 3.75. Peletakan DVA saat 0.03 m dari sumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 6, dan untuk posisi peletakan DVA saat 0.06 m dari sumbu putar, rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 15. Sehingga dapat disimpulkan ketika DVA diletakkan semakin jauh dari sumbu putar, rasio amplitudo yang didapatkan akan semakin besar, ini menunjukkan jika reduksi getaran yang paling besar terjadi apabila DVA diletakkan tepat di sumbu putar. Grafik berwarna biru menunjukkan hubungan variasi posisi dan rasio amplitudo pada sistem utama arah gerak rotasi saat posisi DVA tepat pada sumbu putar (0 m), 0.03 m dan 0,06 m dari sumbu putar. Peletakan DVA tepat disumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 3. Posisi peletakan DVA saat 0.03 m dari sumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 3.1, dan untuk posisi peletakan

DVA saat 0,06 m dari sumbu putar, rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 3,2. Sehingga dapat disimpulkan ketika DVA diletakkan semakin jauh dari sumbu putar, rasio amplitudo yang didapatkan akan semakin besar, ini menunjukkan jika reduksi getaran yang paling besar terjadi apabila DVA diletakkan tepat di sumbu putar. Grafik berwarna hijau menunjukkan hubungan variasi posisi dan rasio amplitudo pada sistem *absorber* arah translasi, dimana saat posisi DVA tepat pada sumbu putar (0 m), 0,03 m dan 0,06 m dari sumbu putar. Peletakan DVA tepat disumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 38. Posisi peletakan DVA saat 0,03 m dari sumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 49, dan untuk posisi peletakan DVA saat 0,06 m dari sumbu putar, rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 60. Rasio amplitudo DVA yang didapatkan lebih besar daripada rasio amplitudo sistem utama arah gerak translasi dan rotasi, yang menandakan bahwa DVA mereduksi getaran dari sistem utama. Dimana, nilai rasio amplitudo dari sistem DVA yang paling besar akan menyerap getaran dari sistem utama yang memiliki rasio amplitudo paling besar pula.

#### 4.1.3. Analisa Simulasi Sistem Utama dengan CPVA

Penambahan sistem CPVA pada sistem utama akan berdampak pada penambahan jumlah derajat kebebasan. Derajat kebebasan untuk sistem utama dengan penambahan CPVA berjumlah empat derajat kebebasan yakni sistem utama kearah translasi dan rotasi, gerak translasi untuk massa DVA, gerak translasi untuk massa CPVA. Analisa sistem utama pada penelitian ini dilakukan dengan menggunakan tiga macam variasi yaitu variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ), variasi rasio redaman sistem absorber ( $\zeta_a$ ) dan posisi peletakan DVA pada sistem utama. Redaman eksitasi yang digunakan dalam simulasi ini adalah  $C_0 = 1,8 \frac{Ns}{m}$ . Sedangkan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan variasi redaman absorber ( $\zeta_a$ ) yang digunakan dalam simulasi ini adalah *underdamped*, *critical damped* dan *overdamped*, serta untuk rasio redaman *piezoelectric* diasumsikan tidak ada ( $\zeta_p = 0$ ),



dikarenakan defleksi *piezoelectric* yang terlalu kecil. Untuk variasi posisi CPVA yang digunakan adalah tepat di sumbu putar, berjarak 0.03 dan 0.06 m dari sumbu putar. Pada subbab ini, hasil simulasi ditampilkan dalam grafik *frequency domain*, yang menggambarkan respon getaran sistem utama dengan CPVA pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasional. Untuk melakukan analisa secara simulasi, diperlukan suatu persamaan yang sesuai dengan persamaan yang telah didapatkan pada subbab 3.2.5.1. Persamaan tersebut disimulasikan dengan menggunakan *software* Matlab, sehingga didapatkan grafik rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi.

#### **4.1.3.1. Respon Getaran Sistem Utama dengan CPVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan CPVA di Sumbu Putar**

Analisa getaran sistem utama dengan CPVA pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasional pada sistem utama arah gerak translasi dan kearah rotasi, DVA pada arah gerak translasi dan CPVA arah translasi. Dimana variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan variasi redaman *absorber* yang digunakan adalah *undamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Selain menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber*, digunakan juga tiga variasi peletakan DVA yaitu  $a = 0$  m,  $a = 0.03$  m dan  $a = 0.06$  m yang diletakkan dari sumbu putar. Pada subbab ini analisa dilakukan dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber* dengan jarak peletakan CPVA  $a = 0$  m. Dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ) didapat nilai redaman sistem utama dan redaman sistem absorber dari analisa perhitungan *matlab script* sebagai berikut :

**Tabel 4. 14** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.3	57.7316	115.4632	0.3	3.1605
2.	1.8	0.75	147.0290	294.0580	0.75	7.9012
3.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
4.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
5.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
6.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
7.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0699
8.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
9.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
10.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724

**Tabel 4. 15** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.5	97.4193	194.8337	0.5	5.2675
2.	1.8	0.75	147.0290	294.05080	0.75	7.9012
3.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
4.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
5.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
6.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
7.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0669
8.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
9.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
10.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724

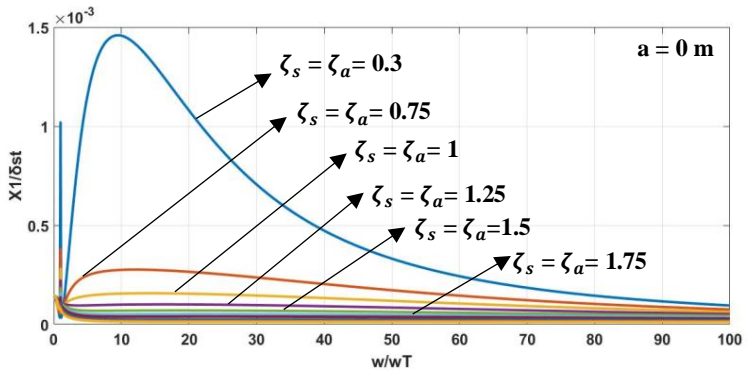
**Tabel 4. 16** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Absorber Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.1	57.7316	115.4632	0.1	1.0535
2.	1.8	0.5	147.0290	294.05080	0.5	3.1605
3.	1.8	0.75	196.6387	393.2774	0.75	13.1687
4.	1.8	1	246.2484	492.4967	1	10.5350
5.	1.8	1.25	295.8580	591.7160	1.25	13.6955
6.	1.8	1.5	345.4677	690.9354	1.5	15.8024
7.	1.8	1.75	395.0774	790.1547	1.75	21.0669
8.	1.8	2	494.2967	988.5934	2	26.3374
9.	1.8	2.5	593.5160	1187.003	2.5	31.6049
10.	1.8	3	692.7354	1385.503	3	36.8724

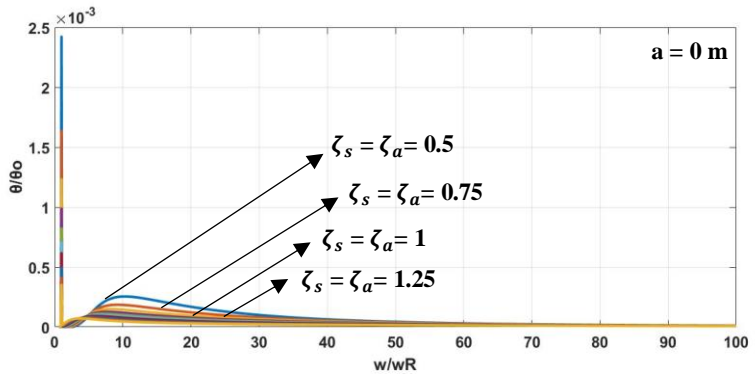
**Tabel 4. 17** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem *piezoelectric* Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.75	147.0290	294.05080	0.75	7.9012
2.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
3.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.6955
4.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
5.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
6.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0669
7.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
8.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
9.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724
10.	1.8	4	791.9547	1583.903	4	42.1399

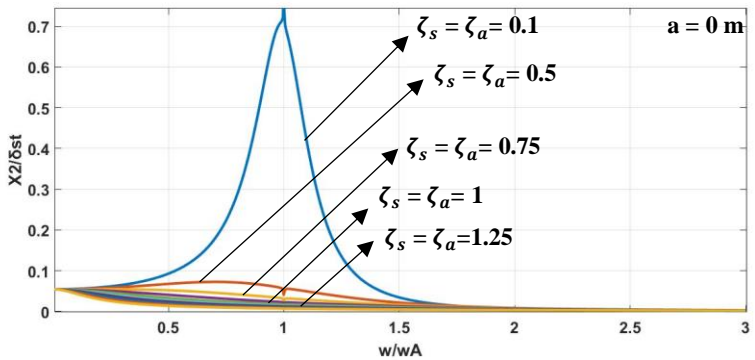
Adapun hasil simulasi yang didapatkan dari tiga posisi peletakan CPVA pada sistem utama, yang ditampilkan dalam grafik *frequency domain* adalah :



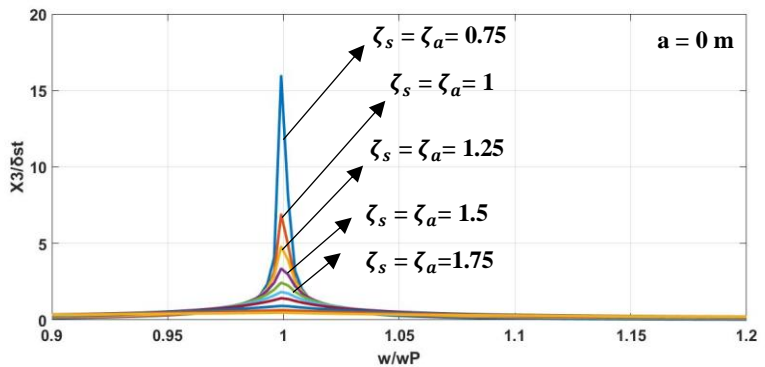
(a)



(b)



(c)



(d)

**Gambar 4. 9** (a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dan (c) Respon Getaran Sistem Absorber Arah Translasi (d) Respon Getaran Sistem *Piezoelectric* Arah Translasi dengan Peletakan CPVA tepat pada sumbu putar

Gambar 4.9 (a), (b), (c) dan (d) merupakan grafik respon getaran sistem utama kearah translasi dan rotasi, respon getaran sistem *absorber* pada arah translasi serta respon getaran sistem *piezoelectric* pada arah translasi . Dimana, pada simulasi ini menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio

redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ), yang digunakan pada kondisi *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Pada respon getaran sistem utama arah translasi dan rotasi, sistem *absorber* arah translasi serta sistem *piezoelectric* arah translasi, rasio redaman yang paling rendah ditunjukkan oleh garis yang berwarna biru, dimana pada masing-masing sistem tersebut menunjukkan rasio amplitudo yang paling tinggi. Sehingga dapat dilihat semakin rendah rasio redaman yang digunakan pada suatu sistem akan menaikkan rasio amplitudo sistem tersebut. Sedangkan, jika rasio redaman yang digunakan semakin tinggi, akan menurunkan nilai dari rasio amplitudo sistem tersebut. Jika dilihat dari nilai rasio amplitudo yang dihasilkan pada masing-masing sistem menunjukkan rasio amplitudo yang berbeda-beda ketika CPVA diletakkan pada posisi tepat di sumbu putar. Rasio amplitudo sistem utama arah translasi terdapat dua puncak tertinggi dengan nilai rasio amplitudo terbesar yang dihasilkan adalah  $1 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T} = 1$ ) dan  $2.5 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T} = 10$ ). Nilai rasio amplitudo sistem utama arah gerak rotasi terdapat dua puncak tertinggi dengan nilai rasio amplitudo terbesar yang dihasilkan bernilai  $2.5 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_R} = 1$ ) dan  $0.5 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_R} = 10$ ). Nilai rasio amplitudo sistem *absorber* arah gerak translasi didapatkan rasio amplitudo terbesar yaitu 0.7 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_A} = 1$ ). Dan yang terakhir nilai rasio amplitudo sistem *piezoelectric* arah gerak translasi didapatkan rasio amplitudo terbesar bernilai 16 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_p} = 1$ ). Hasil tersebut merupakan nilai rasio amplitudo yang diambil pada rasio redaman paling kecil yaitu pada rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ), rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) dikondisi *underdamped*.

Dari gambar 4.9 (a), (b), (c) dan (d) tersebut terlihat perbedaan dari nilai rasio amplitudo sistem utama pada arah gerak translasi dan rotasi dengan sistem *piezoelectric*. Dimana, respon

getaran sistem utama lebih rendah daripada respon getaran sistem *absorber*. Dan respon getaran sistem *absorber* lebih rendah daripada respon getaran sistem *piezoelectric*. Ini terjadi karena getaran yang terjadi pada sistem utama sudah diserap oleh *absorber* dari sistem *piezoelectric* (CPVA) yang digunakan.

#### 4.1.3.2. Respon Getaran Sistem Utama dengan CPVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan CPVA dengan Jarak 0.03 m dari Sumbu Putar

Analisa getaran sistem utama dengan CPVA pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasional pada sistem utama arah gerak translasi dan kearah rotasi, DVA pada arah gerak translasi dan CPVA arah translasi. Dimana variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan variasi redaman *absorber* yang digunakan adalah *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Selain menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber*, digunakan juga tiga variasi peletakan DVA yaitu  $a = 0$  m,  $a = 0.03$  m dan  $a = 0.06$  m yang diletakkan dari sumbu putar. Pada subbab ini analisa dilakukan dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber* dengan jarak peletakan CPVA  $a = 0$  m. Dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ) didapat nilai redaman sistem utama dan redaman sistem absorber dari analisa perhitungan *matlab script* sebagai berikut :

**Tabel 4. 18** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.3	57.7316	115.4632	0.3	3.1605
2.	1.8	0.75	147.0290	294.0580	0.75	7.9012
3.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
4.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
5.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024

6.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
7.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0699
8.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
9.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
10.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724

**Tabel 4. 19** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Rotasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.5	97.4193	194.8337	0.5	5.2675
2.	1.8	0.75	147.0290	294.05080	0.75	7.9012
3.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
4.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
5.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
6.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
7.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0669
8.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
9.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
10.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724

**Tabel 4. 20** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Absorber Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

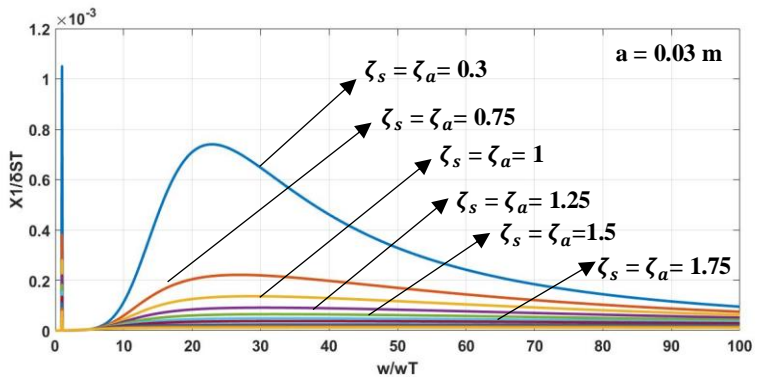
No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.1	57.7316	115.4632	0.1	1.0535
2.	1.8	0.5	147.0290	294.05080	0.5	3.1605
3.	1.8	0.75	196.6387	393.2774	0.75	13.1687
4.	1.8	1	246.2484	492.4967	1	10.5350
5.	1.8	1.25	295.8580	591.7160	1.25	13.6955
6.	1.8	1.5	345.4677	690.9354	1.5	15.8024
7.	1.8	1.75	395.0774	790.1547	1.75	21.0669
8.	1.8	2	494.2967	988.5934	2	26.3374
9.	1.8	2.5	593.5160	1187.003	2.5	31.6049
10.	1.8	3	692.7354	1385.503	3	36.8724



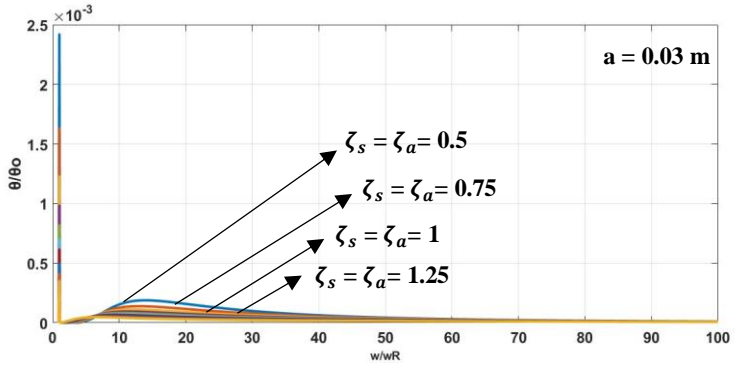
**Tabel 4. 21** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem *Piezoelectric* Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.75	147.0290	294.05080	0.75	7.9012
2.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
3.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.6955
4.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
5.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
6.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0669
7.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
8.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
9.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724
10.	1.8	4	791.9547	1583.903	4	42.1399

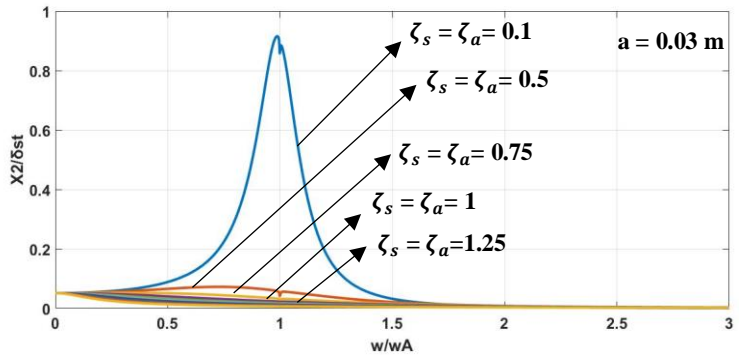
Adapun hasil simulasi yang didapatkan dari tiga posisi peletakan CPVA pada sistem utama, yang ditampilkan dalam grafik *frequency domain* adalah :



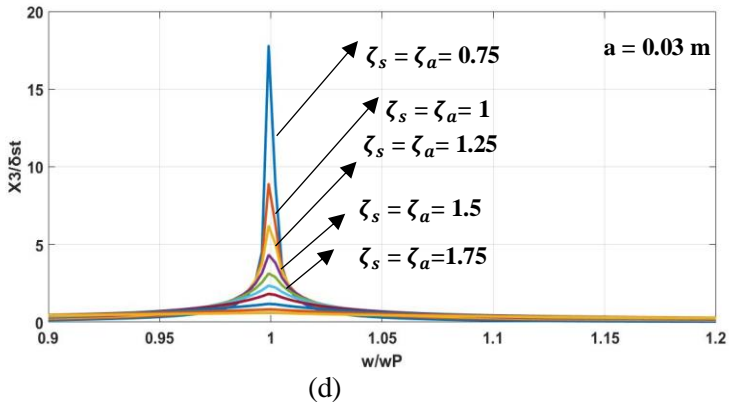
(a)



(b)



(c)



**Gambar 4. 10** (a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi dan (c) Respon Getaran Sistem Absorber Arah Translasi (d) Respon Getaran Sistem *Piezoelectric* Arah Translasi dengan Peletakan CPVA berjarak 0.03 m dari sumbu putar

Gambar 4.10 (a), (b), (c) dan (d) merupakan grafik respon getaran sistem utama kearah translasi dan rotasi, respon getaran sistem *absorber* pada arah translasi serta respon getaran sistem *piezoelectric* pada arah translasi . Dimana, pada simulasi ini menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ), yang digunakan pada kondisi *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Pada respon getaran sistem utama arah translasi dan rotasi, sistem *absorber* arah translasi serta sistem *piezoelectric* arah translasi, rasio redaman yang paling rendah ditunjukkan oleh garis yang berwarna biru, dimana pada masing-masing sistem tersebut menunjukkan rasio amplitudo yang paling tinggi. Sehingga dapat dilihat semakin rendah rasio getaran yang digunakan pada suatu sistem akan menaikkan rasio amplitudo sistem tersebut. Sedangkan, jika rasio redaman yang digunakan semakin tinggi, akan menurunkan nilai dari rasio amplitudo sistem tersebut. Jika dilihat dari nilai rasio amplitudo yang dihasilkan pada masing-masing sistem

menunjukkan rasio amplitudo yang berbeda-beda ketika CPVA diletakkan pada jarak 0.03 m. Rasio amplitudo sistem utama arah translasi terdapat dua puncak tertinggi dengan nilai rasio amplitudo terbesar yang dihasilkan adalah  $1 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_T} = 1\right)$  dan  $0.7 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_T} = 23\right)$ . Nilai rasio amplitudo sistem utama arah gerak rotasi terdapat dua puncak tertinggi dengan nilai rasio amplitudo terbesar yang dihasilkan bernilai  $2.5 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_R} = 1\right)$  dan  $0.2 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_R} = 15\right)$ . Nilai rasio amplitudo sistem *absorber* arah gerak translasi didapatkan rasio amplitudo terbesar yaitu 0.9 untuk rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_A} = 1\right)$ . Dan yang terakhir nilai rasio amplitudo sistem *piezoelectric* arah gerak translasi didapatkan rasio amplitudo terbesar bernilai 18 untuk rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_p} = 1\right)$ . Hasil tersebut merupakan nilai rasio amplitudo yang diambil pada rasio redaman paling kecil yaitu pada rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ), rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) dikondisi *underdamped*.

Dari gambar 4.10 (a), (b), (c) dan (d) tersebut terlihat perbedaan dari nilai rasio amplitudo sistem utama pada arah gerak translasi dan rotasi dengan sistem *piezoelectric*. Dimana, respon getaran sistem utama lebih rendah daripada respon getaran sistem *absorber*. Dan respon getaran sistem *absorber* lebih rendah daripada respon getaran sistem *piezoelectric*. Ini terjadi karena getaran yang terjadi pada sistem utama sudah diserap oleh *absorber* dari sistem *piezoelectric* (CPVA) yang digunakan.

#### **4.1.3.3. Respon Getaran Sistem Utama dengan CPVA Pada Rasio Amplitudo terhadap Rasio Frekuensi Operasional Pada Variasi Peletakan CPVA dengan Jarak 0.06 m dari Sumbu Putar**

Analisa getaran sistem utama dengan CPVA pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi operasional pada sistem utama

arah gerak translasi dan kearah rotasi, DVA pada arah gerak translasi, CPVA arah translasi. Dimana variasi redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan variasi redaman *absorber* yang digunakan adalah *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Selain menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber*, digunakan juga tiga variasi peletakan DVA yaitu  $a = 0$  m,  $a = 0.03$  m dan  $a = 0.06$  m yang diletakkan dari sumbu putar. Pada subbab ini analisa dilakukan dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber* dengan jarak peletakan CPVA  $a = 0.06$  m. Dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) rasio redaman absorber ( $\zeta_a$ ) didapat nilai redaman sistem utama dan redaman sistem absorber dari analisa perhitungan *matlab script* sebagai berikut :

**Tabel 4. 22** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.3	57.7316	115.4632	0.3	3.1605
2.	1.8	0.75	147.0290	294.0580	0.75	7.9012
3.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
4.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
5.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
6.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
7.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0699
8.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
9.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
10.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724

**Tabel 4. 23** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.5	97.4193	194.8337	0.5	5.2675

2.	1.8	0.75	147.0290	294.05080	0.75	7.9012
3.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
4.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.1687
5.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
6.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
7.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0669
8.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374
9.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
10.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724

**Tabel 4. 24** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem *Absorber* Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

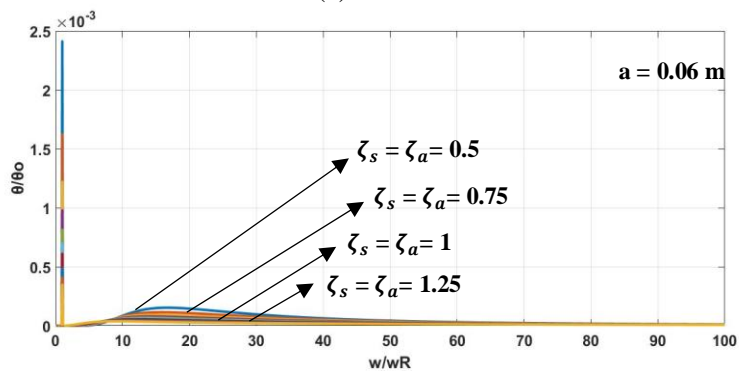
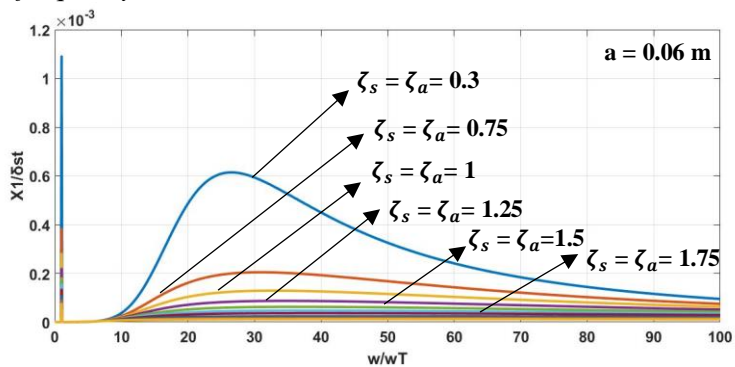
No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.1	57.7316	115.4632	0.1	1.0535
2.	1.8	0.5	147.0290	294.05080	0.5	3.1605
3.	1.8	0.75	196.6387	393.2774	0.75	13.1687
4.	1.8	1	246.2484	492.4967	1	10.5350
5.	1.8	1.25	295.8580	591.7160	1.25	13.6955
6.	1.8	1.5	345.4677	690.9354	1.5	15.8024
7.	1.8	1.75	395.0774	790.1547	1.75	21.0669
8.	1.8	2	494.2967	988.5934	2	26.3374
9.	1.8	2.5	593.5160	1187.003	2.5	31.6049
10.	1.8	3	692.7354	1385.503	3	36.8724

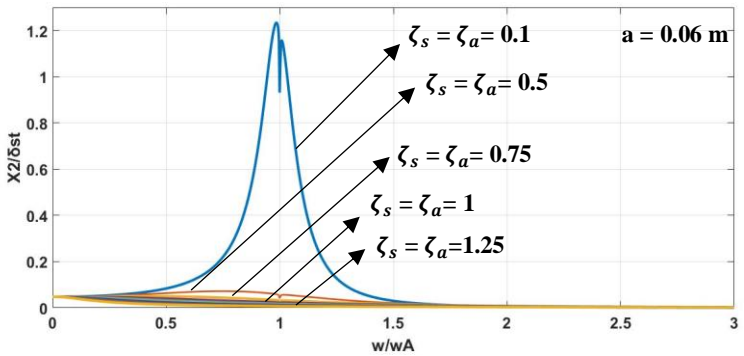
**Tabel 4. 25** Hasil Perhitungan Matlab Script Redaman Sistem *Piezoelectric* Arah Gerak Translasi dengan Redaman Eksitasi

No	Redaman Eksitasi $C_0$ (Ns/m)	Variasi Sistem Utama $\zeta_s$	Redaman Sistem Utama		Variasi absorber $\zeta_a$	Redaman Absorber $C_a$ (Ns/m)
			$C_1$ (Ns/m)	$C_2$ (Ns/m)		
1.	1.8	0.75	147.0290	294.05080	0.75	7.9012
2.	1.8	1	196.6387	393.2774	1	10.5350
3.	1.8	1.25	246.2484	492.4967	1.25	13.6955
4.	1.8	1.5	295.8580	591.7160	1.5	15.8024
5.	1.8	1.75	345.4677	690.9354	1.75	18.4362
6.	1.8	2	395.0774	790.1547	2	21.0669
7.	1.8	2.5	494.2967	988.5934	2.5	26.3374

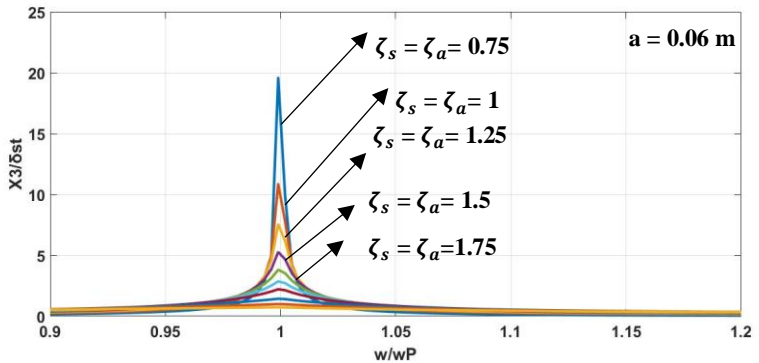
8.	1.8	3	593.5160	1187.003	3	31.6049
9.	1.8	3.5	692.7354	1385.503	3.5	36.8724
10.	1.8	4	791.9547	1583.903	4	42.1399

Adapun hasil simulasi yang didapatkan dari tiga posisi peletakan CPVA pada sistem utama, yang ditampilkan dalam grafik *frequency domain* adalah :





(c)



(d)

**Gambar 4. 11** (a) Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi  
 (b) Respon Getaran Sistem Utama Arah Rotasi dan (c) Respon  
 Getaran Sistem Absorber Arah Translasi (d) Respon Getaran  
 Sistem *Piezoelectric* Arah Translasi dengan Peletakan CPVA  
 berjarak 0.06 m dari sumbu putar

Gambar 4.11 (a), (b), (c) dan (d) merupakan grafik respon getaran sistem utama kearah translasi dan rotasi, respon getaran sistem *absorber* pada arah translasi serta respon getaran sistem *piezoelectric* pada arah translasi . Dimana, pada simulasi ini menggunakan variasi rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio



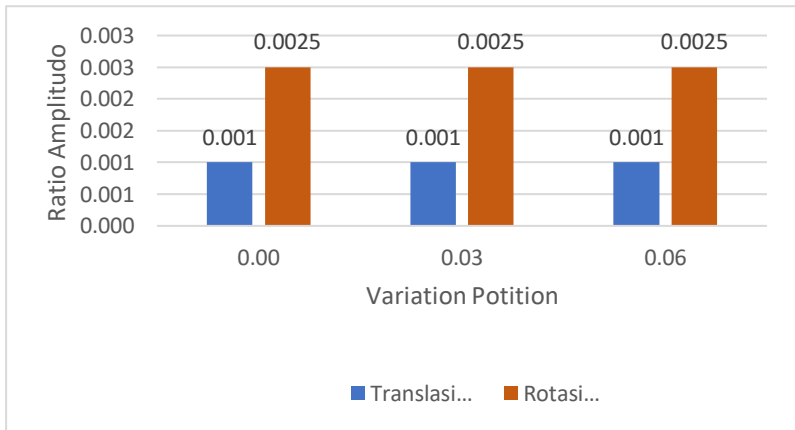
redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ), yang digunakan pada kondisi *underdamped*, *critical damped*, dan *overdamped*. Pada respon getaran sistem utama arah translasi dan rotasi, sistem *absorber* arah translasi serta sistem *piezoelectric* arah translasi, rasio redaman yang paling rendah ditunjukkan oleh garis yang berwarna biru, dimana pada masing-masing sistem tersebut menunjukkan rasio amplitudo yang paling tinggi. Sehingga dapat dilihat semakin rendah rasio redaman yang digunakan pada suatu sistem akan menaikkan rasio amplitudo sistem tersebut. Sedangkan, jika rasio redaman yang digunakan semakin tinggi, akan menurunkan nilai dari rasio amplitudo sistem tersebut. Jika dilihat dari nilai rasio amplitudo yang dihasilkan pada masing-masing sistem menunjukkan rasio amplitudo yang berbeda-beda ketika CPVA diletakkan pada jarak 0.06 m dari sumbu putar. Rasio amplitudo sistem utama arah translasi terdapat dua puncak tertinggi dengan nilai rasio amplitudo terbesar yang dihasilkan adalah  $1 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T} = 1$ ) dan  $0.6 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T} = 25$ ). Nilai rasio amplitudo sistem utama arah gerak rotasi terdapat dua puncak tertinggi dengan nilai rasio amplitudo terbesar yang dihasilkan bernilai  $2.5 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_R} = 1$ ) dan  $0.15 \times 10^{-3}$  untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_R} = 17$ ). Nilai rasio amplitudo sistem *absorber* arah gerak translasi didapatkan rasio amplitudo terbesar yaitu 1.2 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_A} = 1$ ). Dan yang terakhir nilai rasio amplitudo sistem *piezoelectric* arah gerak translasi didapatkan rasio amplitudo terbesar bernilai 20 untuk rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_p} = 1$ ). Hasil tersebut merupakan nilai rasio amplitudo yang diambil pada rasio redaman paling kecil yaitu pada rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ), rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) dikondisi *underdamped*.

Dari gambar 4.11 (a), (b), dan (c) tersebut terlihat perbedaan dari nilai rasio amplitudo sistem utama pada arah gerak translasi dan rotasi dengan sistem *piezoelectric*. Dimana, respon getaran

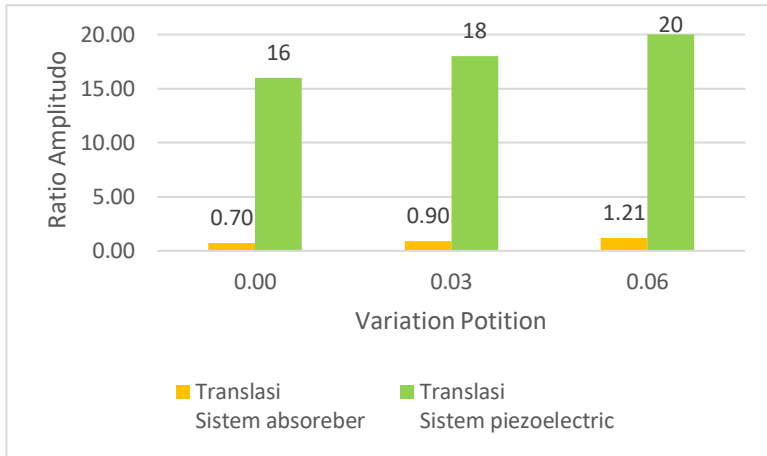
sistem utama lebih rendah daripada respon getaran sistem *absorber*. Dan respon getaran sistem *absorber* lebih rendah daripada respon getaran sistem *piezoelectric*. Ini terjadi karena getaran yang terjadi pada sistem utama sudah diserap oleh *absorber* dari sistem *piezoelectric* (CPVA) yang digunakan.

#### 4.1.3.4. Pengaruh Variasi Posisi CPVA terhadap Rasio Amplitudo

Pada penelitian ini dilakukan variasi peletakan sistem massa *absorber* berupa *piezoelectric* (CPVA). Variasi tersebut diberikan untuk mengetahui bagaimana pengaruh posisi peletakan CPVA terhadap respon getaran sistem utama kearah translasi dan rotasi. Berikut grafik hubungan variasi posisi dan rasio amplitudo pada sistem utama dengan penambahan massa *absorber* menggunakan nilai dari rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) yang paling rendah.



(a)



(b)

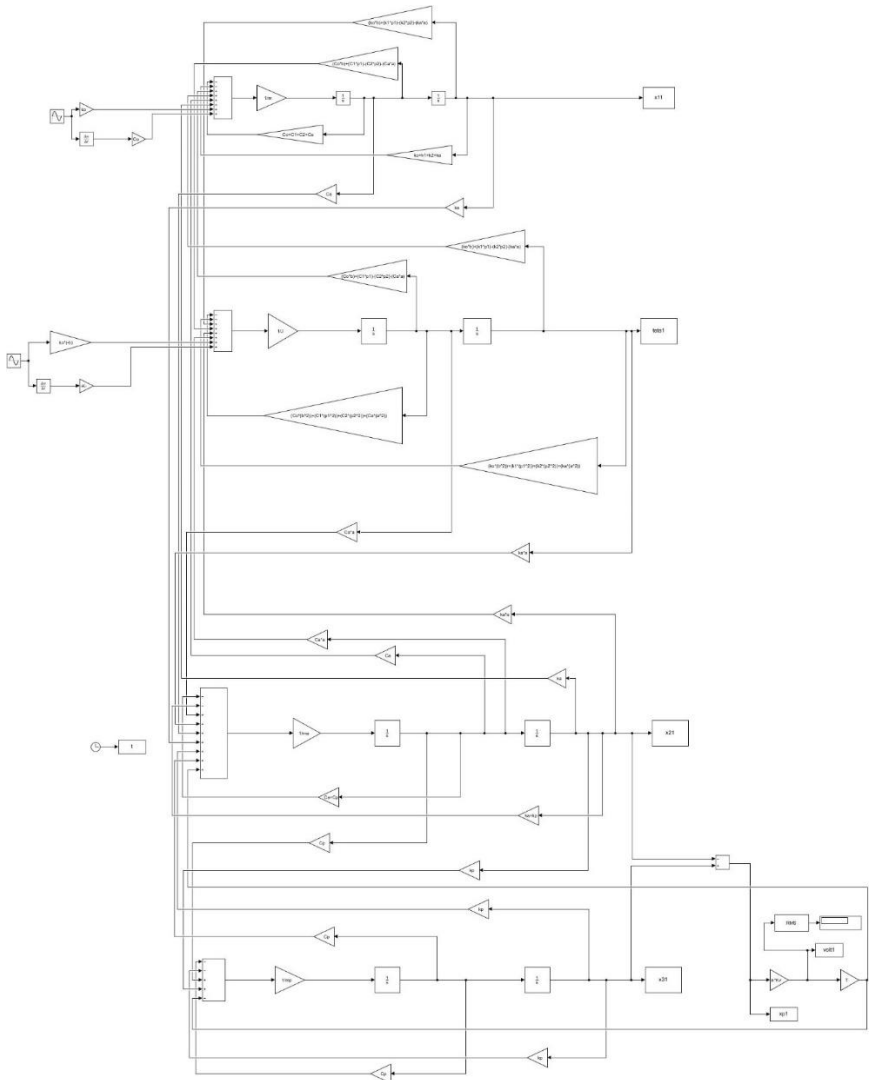
**Gambar 4. 12** Pengaruh Variasi Posisi dan Rasio Amplitudo pada (a) Sistem Utama Arah Gerak Translasi dan Rotasi (b) Translasi Sistem Absorber dan Translasi Sistem Piezoelectric

Dari Gambar 4.12 (a) dan (b) diatas dapat dilihat grafik pengaruh variasi posisi dan rasio amplitudo pada sistem utama dengan penambahan CPVA. Grafik berwarna biru menunjukkan hubungan variasi posisi dan rasio amplitudo pada sistem utama arah gerak translasi, dimana saat posisi CPVA tepat pada sumbu putar (0 m), 0,03 m dan 0,06 m dari sumbu putar dan saat rasio frekuensi kerja dengan frekuensi natural sistem sama dengan satu ( $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ ). Pada posisi DVA tepat disumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 0,001. Peletakan CPVA saat 0.03 m dari sumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 0,001, dan untuk posisi peletakan CPVA saat 0.06 m dari sumbu putar, rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 0,001. Sehingga dapat disimpulkan ketika CPVA diletakkan dimasing-masing titik yang berbeda tidak menunjukkan perubahan amplitudo yang sangat signifikan atau perbedaan amplitudo dimasing-masing titik sangat kecil . Grafik berwarna merah menunjukkan hubungan variasi

posisi dan rasio amplitudo pada sistem utama arah gerak rotasi, dimana saat posisi CPVA tepat pada sumbu putar (0 m), 0.03 m dan 0.06 m dari sumbu putar. Peletakan CPVA tepat disumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 0.0025. Posisi peletakan CPVA saat 0.03 m dari sumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 0.0025, dan untuk posisi peletakan CPVA saat 0.06 m dari sumbu putar, rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 0.0025. Sehingga dapat disimpulkan ketika CPVA diletakkan dimasing-masing titik yang berbeda tidak menunjukkan perubahan amplitudo yang sangat signifikan atau perbedaan amplitudo dimasing-masing titik sangat kecil. Grafik berwarna kuning menunjukkan hubungan variasi posisi dan rasio amplitudo pada sistem *absorber* (DVA) arah translasi, dimana saat posisi CPVA tepat pada sumbu putar (0 m), 0.03 m dan 0.06 m dari sumbu putar. Peletakan CPVA tepat disumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 0.7. Posisi peletakan CPVA saat 0.03 m dari sumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 0.9, dan untuk posisi peletakan CPVA saat 0.06 m dari sumbu putar, rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 1.21. Grafik berwarna hijau menunjukkan hubungan variasi posisi dan rasio amplitudo pada sistem *piezoelectric* arah translasi, dimana saat posisi CPVA tepat pada sumbu putar (0 m), 0.03 m dan 0.06 m dari sumbu putar. Peletakan CPVA tepat disumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 16. Posisi peletakan CPVA saat 0.03 m dari sumbu putar rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 18, dan untuk posisi peletakan CPVA saat 0.06 m dari sumbu putar, rasio amplitudo yang didapatkan sekitar 20. Rasio amplitudo CPVA yang didapatkan lebih besar daripada rasio amplitudo sistem utama arah gerak translasi dan rotasi, serta rasio amplitudo DVA arah translasi yang menandakan bahwa CPVA mereduksi getaran dari sistem utama dan sistem *absorber*. Dimana, nilai rasio amplitudo dari sistem CPVA yang paling besar akan menyerap getaran dari sistem utama yang memiliki rasio amplitudo paling besar pula.

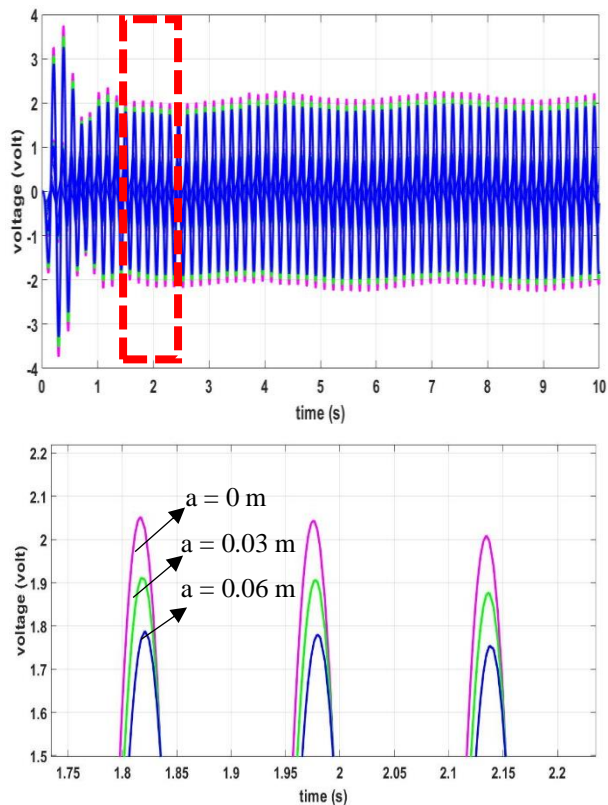
#### **4.1.3.5. Pengaruh Variasi Posisi terhadap Voltase Bangkitan oleh Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA)**

Pada sub bab ini, dijelaskan mengenai energi listrik bangkitan dari mekanisme CPVA sebagai pereduksi getaran pada sistem utama. Energi listrik dihasilkan karena terdefleksinya material *piezoelectric* yang diletakkan diatas massa *absorber* dan sistem utama. Prinsip kerja dari alat *cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA) sama seperti prinsip kerja DVA yaitu menyerap sebagian energi yang berlebihan dari sistem massa utama berupa alat simulator getaran kemudian diserap dengan mekanisme CPVA lalu dimanfaatkan kembali dan diubah menjadi energi listrik dengan menggunakan material *piezoelectric* dengan dimensi 13 cm x 10 cm x 22 cm. Setelah dilakukan *simulink matlab* didapatkan blok diagram seperti gambar dibawah ini :



**Gambar 4. 13** Blok Diagram *Energy Harvesting* pada Mekanisme CPVA

Setelah dilakukan simulasi pada blok diagram pada Gambar 4.13 diatas dengan memasukkan nilai-nilai parameter sesuai dengan nilai-nilai parameter yang tercantum pada Tabel 3.3 diperoleh data respon energi listrik bangkitan berdasarkan peletakan CPVA pada masing-masing posisi yaitu tepat di sumbu putar (0 m), 0.03 dan 0.06 m dari sumbu putar yang dapat dilihat pada gambar 4.14 dibawah ini :



**Gambar 4. 14** Respon energi listrik bangkitan berdasarkan posisi peletakan CPVA

Pada Gambar 4.14 merupakan respon energi listrik bangkitan berdasarkan posisi peletakkan CPVA (*a*) yaitu tepat disumbu putar (0 m), 0.03 m dan 0.06 m dari sumbu putar. Dari gambar diatas dapat dilihat bahwa respon energi bangkitan yang tertinggi didapatkan jika CPVA diletakkan tepat disumbu putar (0 m) yaitu sebesar 2.05 volt. Sedangkan respon energi bangkitan yang terendah didapatkan jika CPVA diletakkan pada posisi 0.06 m dari sumbu putar yaitu sebesar 1.8 volt.

Fenomena ini terjadi dikarenakan sistem utama dengan CPVA yang diletakkan tepat disumbu putar memiliki rasio amplitudo yang paling kecil, sehingga energi getaran pada sistem utama yang paling banyak diserap oleh CPVA terdapat pada posisi ini dan energi tersebut diubah menjadi energi bangkitan. Sedangkan untuk CPVA yang diletakkan pada posisi 0.06 m dari sumbu putar memiliki rasio amplitudo yang terbesar, sehingga energi getaran pada sistem utama yang paling sedikit diserap oleh CPVA terdapat pada posisi ini dan energi tersebut yang diubah menjadi energi bangkitan.

#### **4.2 Analisa Perbandingan Hasil Simulasi Respon Getaran Sistem Utama Dua DOF (Translasi dan Rotasi) dan Hasil Simulasi Respon Getaran Sistem Utama 1 DOF (Translasi)**

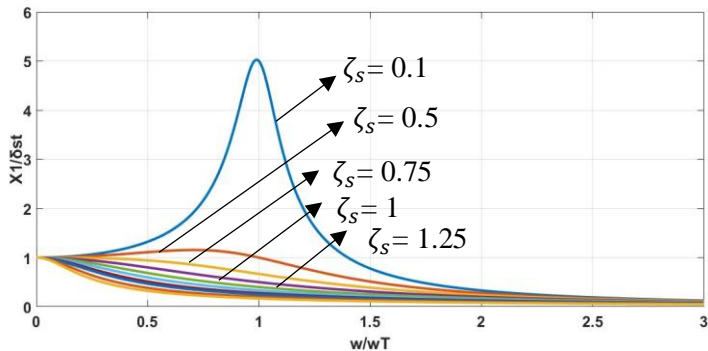
Seperti yang telah dijelaskan sebelumnya, penelitian ini merujuk pada penelitian yang telah dilakukan oleh (Zulfyanti, 2019) dan yang terdapat dibuku (Rao, 2011). Penelitian yang dilakukan oleh (Zulfyanti, 2019) dan pada buku (Rao, 2011), didapatkan hasil respon getaran berupa grafik antara rasio amplitudo dan rasio frekuensi dengan menggunakan variasi rasio redaman sistem utama dan rasio redaman *absorber* pada kondisi *underdamped*, *critically damped*, dan *overdamped*. Hanya saja pada kedua referensi tersebut, hanya meninjau pergerakan sistem utama kearah translasi. Oleh karena itu, pada penelitian ini dilakukan simulasi untuk mendapatkan respon getaran berupa grafik rasio amplitudo dan rasio frekuensi dengan meninjau



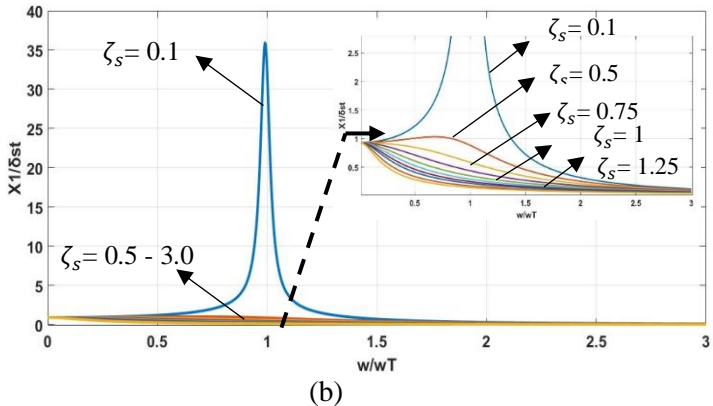
pergerakan sistem utama ke arah translasi dan rotasi. Gerakan Rotasi terjadi karena adanya perbedaan nilai konstanta kekakuan pegas sistem utama pada sisi kiri dan sisi kanan. Mengingat dalam kehidupan sehari-hari banyak benda yang mengalami getaran, tidak hanya ke arah translasi tetapi juga bergerak secara rotasi. Sehingga dapat dibandingkan bagaimana *trens* grafik respon getaran yang didapatkan saat sistem utama hanya bergerak secara translasi dan bagaimana respon getaran yang didapatkan saat sistem utama bergerak secara translasi dan rotasi saat diberikan gaya eksitasi dari motor.

#### 4.2.1 Perbandingan Hasil Simulasi Untuk Respon Getaran Sistem Utama Satu DoF dan Respon Getaran Sistem Utama Dua DoF pada Arah Translasi

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik frekuensi domain untuk repon sistem utama pada arah translasi tanpa redaman eksitasi adalah :



(a)



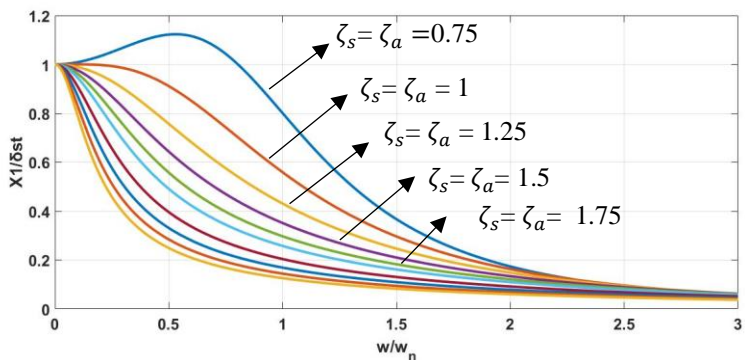
**Gambar 4. 15** Respon Getaran Arah Translasi, pada (a) Sistem Utama Satu DOF (b) Sistem Utama Dua DOF

Gambar 4.15 (a) merupakan hasil respon getaran sistem utama arah gerak translasi pada mekanisme sistem utama satu DOF dan gambar 4. 15 (b) merupakan hasil respon getaran sistem utama arah gerak translasi pada mekanisme sistem utama dua DOF (translasi dan rotasi) dengan kondisi tanpa adanya redaman eksitasi ( $C_o = 0 \text{ Nm/s}$ ). Dari gambar 4.15 (a), (b) jika dibandingkan terlihat, jika rasio amplitudo terbesar dihasilkan saat rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) terkecil yaitu bernilai 0.1, dan didapatkan nilai rasio amplitudo sistem utama pada mekanisme sistem utama satu DOF arah translasi sebesar 5, sedangkan untuk nilai rasio amplitudo sistem utama arah translasi pada mekanisme sistem utama dua DOF (translasi dan rotasi) sebesar 35. Dapat dilihat, jika rasio amplitudo pada respon getaran sistem utama dua DOF arah translasi lebih tinggi dibandingkan rasio amplitudo yang didapatkan pada respon getaran sistem utama satu DOF arah translasi. Hal ini disebabkan karena adanya getaran arah gerak rotasi pada sistem utama dua DOF yang mengakibatkan sistem utama memiliki getaran berlebih saat diberikan gaya eksitasi, yaitu adanya getaran arah translasi dan arah rotasi. Sedangkan untuk mekanisme sistem utama satu DOF hanya memiliki getaran arah

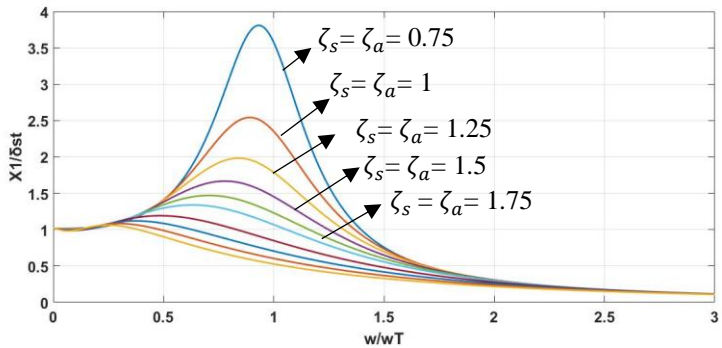
translasi. Sehingga rasio amplitudo pada respon getaran mekanisme sistem utama dua DOF lebih tinggi dibandingkan rasio amplitudo pada respon getaran sistem utama satu DOF. Selanjutnya, jika dilihat kedua grafik respon getaran pada variasi rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) bernilai [0.1 , 0.5 , 0.75 , 1 , 1.25 , 1.5 , 1.75 , 2 , 2.5 , 3] tersebut, didapatkan *trend* yang sama pada masing-masing mekanisme. Dapat dilihat saat rasio redaman ( $\zeta_s$ ) pada kondisi *underdamped* ( $\zeta_s = 0.1, 0.5, 0.75$ ) grafik respon getaran akan naik dan memiliki puncak kemudian turun, sedangkan saat variasi rasio redaman sistem ( $\zeta_s = 1 \text{ s.d } 3$ ) grafik rasio amplitudo mengalami penurunan. Hal ini dikarenakan saat rasio redaman sistem ( $\zeta_s = 1$ ) sudah dapat menyerap getaran secara menyeluruh.

#### 4.2.2 Perbandingan Hasil Simulasi Untuk Respon Getaran Sistem Utama Satu DoF dengan DVA dan Respon Getaran Sistem Utama Dua DoF Arah Translasi Dengan DVA Tepat di Sumbu Putar

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik frekuensi domain untuk respon getaran sistem utama satu DoF dengan DVA dan respon getaran sistem utama dua DoF pada arah translasi dengan DVA adalah :



(a)



(b)

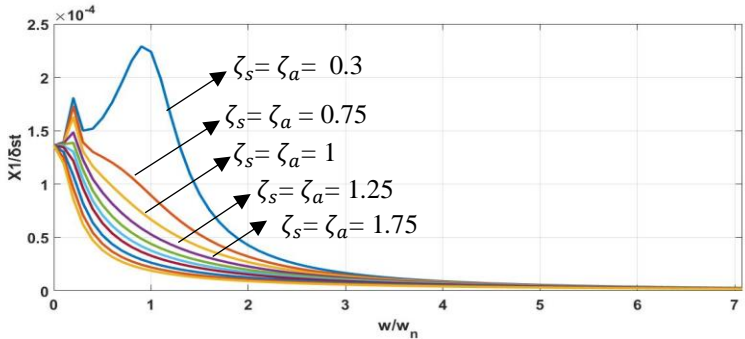
**Gambar 4. 16** Respon Getaran Arah Translasi dengan penambahan DVA, pada (a) Sistem Utama Satu DOF (b) Sistem Utama Dua DOF

Gambar 4.16 (a) merupakan hasil repon getaran sistem utama arah gerak translasi pada mekanisme sistem utama satu DOF dengan penambahan DVA dan gambar 4.16 (b) merupakan hasil respon getaran sistem utama arah gerak translasi pada mekanisme sistem utama dua DOF (translasi dan rotasi) dengan penambahan DVA yang diletakkan tepat disumbu putar. Dari gambar 4. 16 (a), (b) jika dibandingkan terlihat, jika rasio amplitudo terbesar dihasilkan saat rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) terkecil yaitu bernilai 0.75, dan didapatkan nilai rasio amplitudo sistem utama pada mekanisme sistem utama satu DOF arah translasi sebesar 1.15, sedangkan untuk nilai rasio amplitudo sistem utama arah translasi pada mekanisme sistem utama dua DOF (translasi dan rotasi) dengan penambahan DVA yang diletakkan teoat disumbu putar bernilai antara rentang 3.5 – 4. Dapat dilihat, jika rasio amplitudo pada respon getaran sistem utama dua DOF arah translasi lebih tinggi dibandingkan rasio amplitudo yang didapatkan pada respon getaran sistem utama satu DOF arah translasi. Hal ini disebabkan karena adanya getaran arah gerak rotasi pada sistem utama dua DOF yang mengakibatkan sistem utama memiliki getaran berlebih saat diberikan gaya

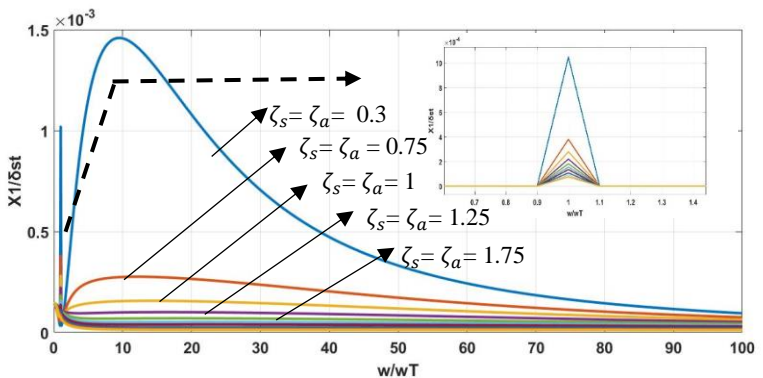
eksitasi, yaitu adanya getaran arah translasi dan arah rotasi. Sedangkan untuk mekanisme sistem utama satu DOF hanya memiliki getaran arah translasi. Sehingga rasio amplitudo pada respon getaran mekanisme sistem utama dua DOF lebih tinggi dibandingkan rasio amplitudo pada respon getaran sistem utama satu DOF. Selanjutnya, jika dilihat kedua grafik respon getaran pada variasi rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) bernilai [0.75, 1, 1.25, 1.5, 1.75, 2, 2.5, 3, 3.5, 4] tersebut, didapatkan *trend* yang tidak sama pada masing-masing mekanisme. Dapat dilihat pada Gambar 4. 16 (a), saat rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) pada kondisi *underdamped* ( $\zeta_s = \zeta_a = 0.75$ ) grafik respon getaran akan naik dan memiliki puncak kemudian turun, sedangkan saat variasi rasio redaman sistem ( $\zeta_s = \zeta_a = [1, 1.25, 1.5, 1.75, 2, 2.5, 3, 3.5, 4]$ ) grafik rasio amplitudo mengalami penurunan. Hal ini dikarenakan saat rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_s = \zeta_a = 1$ ) sudah dapat menyerap getaran secara menyeluruh. Getaran tersebut diserap oleh DVA yang diletakkan diatas sistem utama. Kemudian pada gambar 4.16 (b), saat rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) bernilai ( $\zeta_s = \zeta_a = [0.75, 1, 1.25, 1.5, 1.75, 2]$ ) grafik respon getaran akan naik dan memiliki puncak kemudian turun, sedangkan saat variasi rasio redaman sistem ( $\zeta_s = \zeta_a = [2.5, 3, 3.5, 4]$ ) grafik rasio amplitudo mengalami penurunan. Hal ini dikarenakan saat rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_s = \zeta_a = 2.5$ ) sudah dapat menyerap getaran secara menyeluruh. Getaran tersebut diserap oleh DVA yang diletakkan tepat disumbu putar sistem utama. Perbedaan tersebut terjadi karena terdapat getaran arah translasi juga rotasi pada sistem utama dua DOF, yang menyebabkan DVA baru menyerap getaran secara menyeluruh pada rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a = 2.5$ )

### 4.2.3 Perbandingan Hasil Simulasi Untuk Respon Getaran Sistem Utama Satu DoF dengan CPVA dan Respon Getaran Sistem Utama Dua DoF Arah Translasi Dengan CPVA Tepat di Sumbu Putar

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik frekuensi domain untuk repon getaran sistem utama satu DoF dengan CPVA dan respon getaran sistem utama dua DoF pada arah translasi dengan CPVA adalah :



(a)



(b)

**Gambar 4. 17** Respon Getaran Arah Translasi dengan penambahan CPVA, pada (a) Sistem Utama Satu DOF (b) Sistem Utama Dua DOF

Gambar 4. 17 (a) merupakan hasil respon getaran sistem utama arah gerak translasi pada mekanisme sistem utama satu DOF dengan penambahan CPVA dan gambar 4. 17 (b) merupakan hasil respon getaran sistem utama arah gerak translasi pada mekanisme sistem utama dua DOF (translasi dan rotasi) dengan penambahan CPVA yang diletakkan tepat disumbu putar. Dari gambar 4. 17 (a), (b) grafik respon getaran yang dihasilkan terlihat dua puncak tertinggi, jika dibandingkan rasio amplitudo terbesar dihasilkan saat rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) terkecil yaitu bernilai 0,3, dan didapatkan nilai rasio amplitudo sistem utama pada mekanisme sistem utama satu DOF arah translasi sebesar  $1,8 \times 10^{-4}$  pada rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_n} = 0.2$ ) dan  $2,5 \times 10^{-4}$  pada rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ ), sedangkan untuk nilai rasio amplitudo sistem utama arah translasi pada mekanisme sistem utama dua DOF (translasi dan rotasi) dengan penambahan DVA yang diletakkan tepat disumbu putar bernilai  $1,1 \times 10^{-3}$  pada rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T} = 1$ ) dan  $1,5 \times 10^{-3}$  pada rasio frekuensi ( $\frac{\omega}{\omega_T} = 10$ ). Dapat dilihat, jika rasio amplitudo pada respon getaran sistem utama dua DOF arah translasi lebih tinggi dibandingkan rasio amplitudo yang didapatkan pada respon getaran sistem utama satu DOF arah translasi. Hal ini disebabkan karena adanya getaran arah gerak rotasi pada sistem utama dua DOF yang mengakibatkan sistem utama memiliki getaran berlebih saat diberikan gaya eksitasi, yaitu adanya getaran arah translasi dan arah rotasi. Sedangkan untuk mekanisme sistem utama satu DOF hanya memiliki getaran arah translasi. Sehingga rasio amplitudo pada respon getaran mekanisme sistem utama dua DOF lebih tinggi dibandingkan rasio amplitudo pada respon getaran sistem utama satu DOF. Selanjutnya, jika dilihat kedua grafik respon getaran pada variasi rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) bernilai [0,3 , 0,75 , 1 , 1,25 , 1,5 , 1,75 , 2 , 2,5 , 3 , 3,5] tersebut, didapatkan *trend* yang tidak sama pada masing-masing mekanisme. Dapat dilihat pada Gambar 4. 16 (a), saat rasio

frekuensi satu ( $\frac{\omega}{\omega_n} = 1$ ) dan saat rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) pada kondisi *underdamped* ( $\zeta_s = \zeta_a = [0.3, 0.75]$ ) pada grafik respon getaran akan naik dan memiliki puncak kemudian turun, sedangkan saat variasi rasio redaman sistem ( $\zeta_s = \zeta_a = [1, 1.25, 1.5, 1.75, 2, 2.5, 3, 3.5]$ ) grafik rasio ampiltudo mengalami penurunan. Hal ini dikarenakan saat rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_s = \zeta_a = 1$ ) sudah dapat menyerap getaran secara menyeluruh. Getaran tersebut diserap oleh DVA yang diletakkan diatas sistem utama. Kemudian pada gambar 4.16 (b), saat rasio frekuensi sama dengan 10 ( $\frac{\omega}{\omega_T} = 10$ ) dan saat rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) bernilai ( $\zeta_s = \zeta_a = [0.3, 0.75, 1]$ ) grafik respon getaran akan naik dan memiliki puncak kemudian turun, sedangkan saat variasi rasio redaman sistem ( $\zeta_s = \zeta_a = [1.25, 1.5, 1.75, 2, 2.5, 3, 3.5]$ ) grafik rasio ampiltudo mengalami penurunan. Hal ini dikarenakan saat rasio redaman sistem dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_s = \zeta_a = 1.25$ ) sudah dapat menyerap getaran secara menyeluruh. Getaran tersebut diserap oleh CPVA yang diletakkan tepat disumbu putar sistem utama. Perbedaan tersebut terjadi karena terdapat getaran arah translasi juga rotasi pada sistem utama dua DOF, yang menyebabkan CPVA baru menyerap getaran secara menyeluruh pada rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a = 1.25$ ).

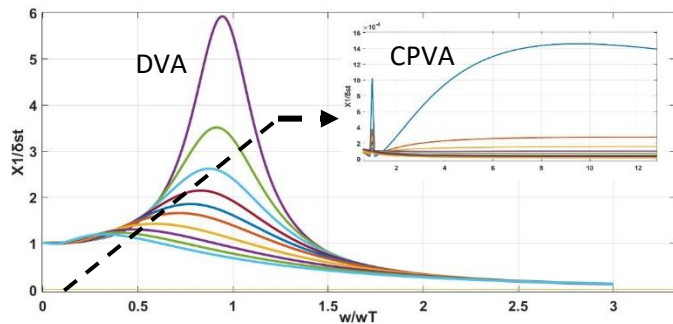
#### **4.3 Analisa Perbandingan Hasil Simulasi Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi dengan Menggunakan Mekanisme DVA dan Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi dengan Menggunakan Mekanisme CPVA pada Peletakan 0.03 m Dari Sumbu Putar**

Pada penelitian ini terdapat beberapa mekanisme yang digunakan yaitu mekanisme sistem utama dua DOF dengan DVA dan mekanisme sistem utama dua DOF dengan CPVA. Respon getaran yang dihasilkan pada tiap mekanisme berbeda yang ditunjukkan pada besarnya rasio amplitudo yang didapatkan pada



tiap mekanisme. Dari simulasi yang dihasilkan, dapat dibandingkan bagaimana perbedaan respon getaran dari kedua kondisi tersebut. Berikut analisa hasil simulasi respon getaran sistem utama arah translasi dengan menggunakan mekanisme DVA dan respon getaran sistem utama arah translasi dengan menggunakan mekanisme CPVA yang saya ambil saat peletakan 0.03 m dari sumbu putar.

Adapun hasil simulasi ditampilkan dalam grafik frekuensi domain untuk respon getaran sistem utama arah translasi dengan mekanisme DVA yang dibandingkan dengan grafik respon getaran sistem utama arah translasi dengan mekanisme CPVA yang dapat dilihat pada gambar 4.18 berikut ini :



**Gambar 4. 18** Perbandingan Rasio Amplitudo DVA dan CPVA

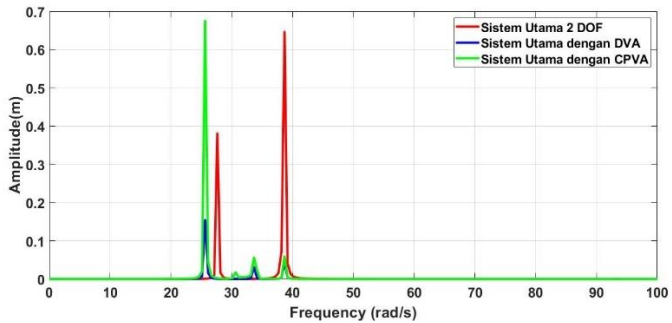
Dari Gambar 4.18 diatas merupakan grafik respon getaran sistem utama arah translasi dengan mekanisme DVA dan CPVA pada peletakan 0.03 m dari sumbu putar. Dapat dilihat jika rasio amplitudo yang didapatkan berbeda, dimana rasio amplitudo sistem utama arah translasi dengan mekanisme DVA lebih tinggi dibandingkan rasio amplitudo sistem utama arah translasi dengan mekanisme CPVA. Rasio amplitudo sistem utama arah translasi dengan mekanisme DVA didapat nilai sebesar 6, sedangkan untuk rasio amplitudo sistem utama arah translasi dengan mekanisme CPVA didapatkan hasil sebesar  $1 \times 10^{-3}$ . Dari nilai rasio

amplitudo tersebut, nilai rasio amplitudo sistem utama arah translasi dengan mekanisme CPVA lebih rendah daripada sistem utama arah translasi dengan mekanisme DVA. Ini dikarenakan dengan penambahan *cantilever piezoelectric*, akan menambah massa dan konstanta kekakuan pegas dari sistem *absorber*, sehingga getaran berlebih pada sistem utama akan diserap oleh *cantilever piezoelectric* tersebut. Selain untuk meredam, penggunaan *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) juga dapat menghasilkan energi bangkitan berupa voltase.

#### **4.4 Nilai Frekuensi Natural yang Didapatkan Pada Bode Diagram dan Hasil Perhitungan Rumus**

Pada penelitian ini, sumber getaran berasal dari motor DC 24 volt, 250 watt. Untuk mengetahui respon getaran, yaitu dengan mengoperasikan motor DC dalam keadaan resonansi. Resonansi terjadi apabila besarnya frekuensi operasi sama dengan frekuensi natural sistem utama, dimana respon amplitudo yang dihasilkan akan mencapai nilai maksimal. Untuk itu sangat penting mengetahui nilai dari frekuensi natural, sehingga saat motor dioperasikan, nilai dari frekuensi motor tidak melebihi frekuensi natural dari sistem tersebut. Jika frekuensi operasi melebihi frekuensi natural sistem utama akan mengakibatkan kerusakan pada sistem tersebut.

Nilai frekuensi natural bisa didapatkan dengan cara simulasi Matlab dan perhitungan manual. Adapun hasil dari simulasi matlab berupa *bode digram*. Hasil *bode diagram* yang telah disimulasikan pada Matlab ditampilkan pada Gambar 4. berikut :



**Gambar 4. 19** *Bode Diagram*

Gambar 4. 19 merupakan *bode diagram* yang didapatkan dari hasil simulasi di Matlab. Dimana garis berwarna merah merupakan *bode diagram* untuk sistem utama dua DOF (translasi dan rotasi), garis berwarna biru merupakan *bode diagram* untuk sistem utama dua DOF (translasi dan rotasi) dengan penambahan mekanisme DVA, dan garis berwarna hijau merupakan *bode diagram* untuk sistem utama dua DOF dengan penambahan mekanisme CPVA. Puncak yang dihasilkan pada *bode diagram* tersebut merupakan nilai untuk frekuensi natural tiap sistem.

Selain dengan menggunakan simulasi pada Matlab, nilai frekuensi didapatkan dengan perhitungan manual. Dimana pada penelitian ini rumus yang digunakan untuk menghitung frekuensi sistem adalah sebagai berikut :

$$\omega_T = \frac{Keq_T}{m} \qquad \omega_R = \frac{Keq_R}{J}$$

Dimana :

$\omega_T$  : Frekuensi sistem utama arah translasi

$\omega_R$  : Frekuensi sistem utama arah rotasi

$\omega_a$  : Frekuensi natural *absorber*

$\omega_p$  : Frekuensi natural *piezoelectric*

$Keq_T$  : Konstanta kekakuan pegas ekivalen untuk arah translasi

$Keq_R$  : Konstanta kekakuan pegas ekivalen untuk arah rotasi

$K_a$  : Konstanta kekakuan pegas *absorber*

- $K_p$  : Konstanta kekakuan pegas *piezoelectric*  
 $m$  : Massa sistem utama  
 $J$  : Inersia sistem utama  
 $m_a$  : Massa *absorber*  
 $m_p$  : Massa *piezoelectric*

Nilai frekuensi natural yang didapatkan dengan simulasi matlab dan perhitungan manual adalah sebagai berikut :

**Tabel 4. 26** Frekuensi Sistem

No	Sistem	Frekuensi natural							
		Perhitungan manual				<i>Bode Diagram</i>			
		$\omega_T$	$\omega_R$	$\omega_a$	$\omega_p$	$\omega_{n1}$	$\omega_{n2}$	$\omega_{n3}$	$\omega_{n4}$
1.	Sistem Utama 2 DOF	28.77	37.81	-	-	27.68	38.61	-	-
2.	Sistem Utama dengan DVA	(29.61)	(37.81)	-	-	25.74	(33.80)	(38.63)	-
3.	Sistem Utama dengan CPVA	(29.61)	(37.92)	-	-	25.71	(30.89)	33.91	(38.63)

Dengan mengetahui nilai frekuensi natural dan nilai frekuensi masing-masing sistem tersebut, dapat diketahui berapa harusnya frekuensi motor DC yang digunakan agar tidak merusak mekanisme dari sistem tersebut

**BAB V**  
**KESIMPULAN DAN SARAN**



## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1. Kesimpulan

Dari hasil simulasi yang telah dilakukan dalam penelitian ini, didapatkan kesimpulan sebagai berikut :

1. Telah dirancang model sistem utama sebagai sumber getar yang memiliki dimensi  $500\text{ mm} \times 500\text{ mm} \times 5\text{ mm}$ . Didapatkan respon getaran sistem utama yaitu grafik antara rasio amplitudo dan rasio frekuensi pada masing-masing sistem. Grafik-grafik tersebut adalah respon getaran pada sistem utama arah gerak translasi dan sistem utama arah gerak rotasi. Respon getaran sistem utama arah gerak translasi didapatkan grafik antara rasio amplitudo  $\left(\frac{X_1}{\delta_{st}}\right)$  dan rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_T}\right)$ , untuk respon getaran sistem utama arah gerak rotasi didapatkan rasio amplitudo  $\left(\frac{\theta}{\theta_o}\right)$  dan rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_R}\right)$ . Diketahui respon getaran sistem utama akan teredam jika terdapat redaman eksitasi ( $C_o$ ) dan rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) yang diberikan pada kondisi *critical damped* dan *overdamped*. Begitupun sebaliknya, saat ( $C_o = 0\text{ Ns/m}$ ) dan rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) pada kondisi *underdamped* didapatkan nilai rasio amplitudo terbesar yaitu  $\frac{X_1}{\delta_{st}} = 40$  dan  $\frac{\theta}{\theta_o} = 30$ .
2. Telah dirancang *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang diletakkan diatas sistem utama. Didapatkan respon getaran sistem utama dan sistem *absorber* yaitu grafik antara rasio amplitudo pada masing-masing sistem. Grafik-grafik tersebut adalah respon getaran pada sistem utama arah gerak translasi, sistem utama arah gerak rotasi dan sistem *absorber* arah translasi. Respon getaran sistem utama arah gerak translasi didapatkan grafik antara rasio amplitudo  $\left(\frac{X_1}{\delta_{st}}\right)$  dan rasio

frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_T}\right)$ , untuk respon getaran sistem utama arah gerak rotasi didapatkan rasio amplitudo  $\left(\frac{\theta}{\theta_o}\right)$  dan rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_R}\right)$ , dan untuk respon getaran sistem *absorber* arah translasi didapatkan rasio amplitudo  $\left(\frac{X_2}{\delta_{st}}\right)$  dan rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)$ .

Penambahan DVA pada sistem utama bertujuan agar meredam getaran pada sistem utama, karena DVA akan menyerap getaran yang terjadi pada sistem tersebut. Dari hasil simulasi, diketahui respon getaran sistem utama dan sistem *absorber* akan teredam jika rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) yang diberikan pada kondisi *critical damped* dan *overdamped*. Sedangkan apabila rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) pada kondisi *undamped* tidak dapat meredam getaran yang terjadi pada masing-masing sistem tersebut, nilai rasio amplitudo terbesar yang didapatkan adalah  $\frac{X_1}{\delta_{st}} = 15$ ,  $\frac{\theta}{\theta_o} = 3.2$ ,  $\frac{X_2}{\delta_{st}} = 60$ . Saat sistem ditambahkan DVA, hasil respon getaran sistem utama yang didapatkan lebih rendah daripada daripada respon getaran sistem utama tanpa DVA. Hal ini dikarenakan setelah ditambahkan *absorber*, getaran yang terjadi pada sistem utama akan teredam. Penambahan DVA pada sistem tersebut bertujuan untuk menyerap getaran pada sistem utama.

3. Telah dirancang *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA) yang memiliki dimensi  $10 \times 10 \times 20$  cm yang dipasang diatas sistem utama. Didapatkan respon getaran sistem utama dan sistem *absorber* yaitu grafik antara rasio amplitudo pada masing-masing sistem. Grafik-grafik tersebut adalah respon getaran pada sistem utama arah gerak translasi, sistem utama arah gerak rotasi, sistem *absorber* arah translasi, dan sistem *piezoelectric* arah translasi. Respon getaran sistem utama arah gerak translasi didapatkan grafik antara rasio amplitudo



$\left(\frac{X_1}{\delta_{st}}\right)$  dan rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_T}\right)$ , untuk respon getaran sistem utama arah gerak rotasi didapatkan rasio amplitudo  $\left(\frac{\theta}{\theta_o}\right)$  dan rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_R}\right)$ , untuk respon getaran sistem *absorber* arah translasi didapatkan rasio amplitudo  $\left(\frac{X_2}{\delta_{st}}\right)$  dan rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_A}\right)$ , dan untuk respon getaran sistem *piezoelectric* arah translasi didapatkan rasio amplitudo  $\left(\frac{X_3}{\delta_{st}}\right)$  dan rasio frekuensi  $\left(\frac{\omega}{\omega_P}\right)$ . Dari hasil simulasi saat rasio redaman *piezoelectric* diasumsikan tidak ada, diketahui respon getaran sistem utama dan sistem *absorber* akan teredam jika rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) yang diberikan pada kondisi *critical damped* dan *overdamped*. Sedangkan apabila rasio redaman sistem ( $\zeta_s$ ) dan rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ) pada kondisi *undamped* tidak dapat meredam getaran yang terjadi pada masing-masing sistem tersebut, nilai rasio amplitudo terbesar yang didapatkan adalah  $\left(\frac{X_1}{\delta_{st}}\right) = 0.001, \left(\frac{\theta}{\theta_o}\right) = 0.0025, \left(\frac{X_2}{\delta_{st}}\right) = 1.21, \left(\frac{X_3}{\delta_{st}}\right) = 20$ . Saat sistem ditambahkan CPVA, hasil respon getaran yang didapatkan lebih rendah daripada respon getaran sistem utama maupun *absorber*. Hal ini dikarenakan setelah ditambahkan *piezoelectric*, getaran yang terjadi pada sistem utama dan *absorber* akan teredam. Penambahan CPVA pada sistem tersebut bertujuan untuk menyerap getaran pada sistem utama dan *absorber*.

4. Terdapat tiga variasi posisi peletakan CPVA pada sistem utama yaitu tepat disumbu putar, berjarak 0.03 m dan 0.06 m dari sumbu putar. Dari hasil simulasi, energi bangkitan yang paling besar dihasilkan saat CPVA diletakkan tepat disumbu putar, yaitu didapatkan energi bangkitan sebesar 2.05 volt. Sedangkan energi bangkitan yang paling kecil dihasilkan saat CPVA

diletakkan pada posisi 0.06 m dari sumbu putar, yaitu didapatkan energi bangkitan sebesar 1.8 volt. Hal ini dikarenakan rasio amplitudo pada sistem utama paling kecil didapatkan saat CPVA diletakkan tepat pada sumbu putar, sehingga CPVA menyerap getaran sistem utama dan mengubah energi tersebut menjadi energi bangkitan.

5. Terdapat tiga variasi peletakan DVA atau CPVA pada sistem utama yaitu tepat disumbu putar, berjarak 0.03 m dan 0.06 m dari sumbu putar. Dari hasil simulasi, saat ditambahkan DVA atau CPVA, posisi yang dapat menyerap getaran paling tinggi berada tepat di sumbu putar, sedangkan untuk posisi yang tidak terlalu menyerap getaran jika DVA atau CPVA diletakkan pada posisi 0.06 m dari sumbu putar. Ini dapat dilihat dari hasil rasio amplitudo yang didapatkan pada masing-masing sistem. Hasil respon getaran yang memiliki nilai paling rendah jika posisi DVA atau CPVA dilatakkan tepat disumbu putar.

## 5.2. Saran

Adapun saran dari penelitian yang telah dilakukan adalah sebagai berikut :

1. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan disarankan untuk melihat bagaimana respon getaran yang terjadi pada keseluruhan sistem.
2. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, penelitian selanjutnya bisa dikembangkan dengan menambahkan gerak *pitching* pada sistem utama.

## **DAFTAR PUSTAKA**



## DAFTAR PUSTAKA

- Daqaq, M. F., Inman, D. J., & Renno, J. M. (2008). *On Optimal Energy Harvesting From A Vibration Source. Journal of Sound and Vibration*, 386-405.
- Effendy, W. R. (2017). *Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi pada Sistem Utama dan Energi Listrik yang Dihasilkan oleh Mekanisme Dynamic Vibration Absorber Metode Cantilever Piezoelectric (CPVA) (Tugas Akhir)*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Hassan, G. A. (2014). *Design of A Vibration Absorber-Harvesting Dynamic System*. 3(06), 325-329.
- Kartini, D. (2019). *Studi Eksperimen dan Analisa Pengaruh Pemasangan Mekanisme Electromagnetic Vibration Absorber (EMVA) Terhadap Reduksi Respon Sistem Getaran MDOF Serta Voltase Bangkitannya (Tugas Akhir)*. Surabaya: Institut Teknolgi Sepuluh Nopember.
- Myklestad, N. O. (2018). *Fundamental of Vibration Analys*. United States: LSC Communication.
- Pachpute, A. Z., & Bawa, P. B. (2016). *Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber* . 2(10), 96-100.
- Rao, S. S. (2011). *Mechanical Vibration, Fifth Edition*. Upper Siddle River: Pearson Education, Inc.
- Syahir, H. (2018). *Validasi Reduksi Getaran dan Energi Listrik Yang Dihasilkan Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (Tugas Akhir)*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Zulfyanti, P. K. (2019). Pengaruh Damping Pada Respon Getaran Sistem Dengan Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (Tugas Akhir). Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

## **LAMPIRAN**





# LAMPIRAN

## 1. Matlab Script Respon Getaran Sistem Utama Arah Gerak Translasi

```

Editor - D:\KULIAH\Tugas Akhir\TA new\Running Data\Rumus Data Pergerakan Sumbu FX BGT\Sistem Utama\Translasi0.m
1 clear all
2 close all
3 clc
4 %TanpaCPVA
5 m = 6.7;
6 T = 0.1395;
7 K0 = 146;
8 K1 = 1500;
9 K2 = 3400;
10 l = 0.27;
11 b = 0.1;
12 p1 = 0.3;
13 p2 = 0.1;
14 KA = K0+K1+K2;
15 KB = ((K0*b^2)+(K1*p1^2)+(K2*p2^2));
16 KC = ((K0*b)+(K1*p1)-(K2*p2));
17 CO = [0 0]; %vectors
18 wix = sqrt(KA/m);
19 w2t = sqrt(KB/T);
20 % g = w/wix;
21 zetas = [0.1 0.5 0.75 1 1.25 1.5 1.75 2 2.5 3];
22 Clsize=size(zetas(1)*2*m*wix-CO(1));
23 Cl = zetas(1:size(zetas,2))*m*wix-CO(1);
24 C2 = (2*Cl);
25 CC = (CO*b)+(C1*p1)-(C2*p2);
26 k=1;

Editor - D:\KULIAH\Tugas Akhir\TA new\Running Data\Rumus Data Pergerakan Sumbu FX BGT\Sistem Utama\Translasi0.m
35 CC = (CO*b)+(C1*p1)-(C2*p2);
36 k=1;
37 for i = 1:size(zetas,2)
38     for j=1 : 1001
39         w_wlx(i) = 3*(2-i)/1000;
40         W_w2t(i) = 3*(2-i)/1000;
41         A(k) = ((KC/KB)^2+((W_w2t(i))^2)*((CC(1,i))^2)/(T*KB));
42         B(k) = ((W_w2t(i))^4)-(2*(W_w2t(i))^2)-(4*zetas(i)^2*(W_w2t(i)^2)+1);
43         F(k) = ((W_wlx(i))^4)-(2*(W_wlx(i))^2)-(4*zetas(i)^2*(W_wlx(i)^2)+1);
44         E(k) = ((KC^2*KB)+((CC(1,i))^2)/m)/(W_wlx(i)^2)/KB;
45         RA(k) = ((sqrt(D(k)))+(sqrt(A(k)))*(-b));
46         RB(k) = (sqrt(F(k))+D(k))-E(k);
47         xi(k) = ((RA(k))/(RB(k)));
48         k=k+1;
49     end
50 end
51 figure(1)
52 plot(w_wlx,xi(1:size(w_wlx,2)))
53 hold on
54 plot(w_wlx,xi(size(w_wlx,2)+1:2*size(w_wlx,2)))
55 hold on
56 plot(w_wlx,xi(2*size(w_wlx,2)+1:3*size(w_wlx,2)))
57 hold on
58 plot(w_wlx,xi(3*size(w_wlx,2)+1:4*size(w_wlx,2)))
59 hold on
60 plot(w_wlx,xi(4*size(w_wlx,2)+1:5*size(w_wlx,2)))
61 hold on
62 plot(w_wlx,xi(5*size(w_wlx,2)+1:6*size(w_wlx,2)))
63 hold on
64 plot(w_wlx,xi(6*size(w_wlx,2)+1:7*size(w_wlx,2)))
65 hold on
66 plot(w_wlx,xi(7*size(w_wlx,2)+1:8*size(w_wlx,2)))
67 hold on
68 plot(w_wlx,xi(8*size(w_wlx,2)+1:9*size(w_wlx,2)))
69 hold on
70 plot(w_wlx,xi(9*size(w_wlx,2)+1:10*size(w_wlx,2)))
71 hold on
72 xlabel ('w/wT', 'FontSize',14);
73 ylabel ('X1KA/FO', 'FontSize',14)
74 axis ([0 3 -0.1 40])
75 grid on

```

Command Window

script Ln 11 Col 9

## 2. Matlab Script Respon Getaran Sistem Utama Arah Gerak Rotasi

```

Editor - D:\KULIAH\Tugas Akhir\TA new\Running Disa\Rumus Disa Pergeseran Sumbu FIX BOT\Sistem Utama\Rotasi0.m
Translasi0.m  Rotasi0.m  Rotasi18.m  Translasi18.m  +
1 - clear all
2 - close all
3 - clc
4 - %tampilkanCFVA
5 - m = 6.7;
6 - J = 0.1395;
7 - R0 = 146;
8 - K1 = 1800;
9 - K2 = 3600;
10 - l = 0.2;
11 - b = 0.1;
12 - p1= 0.3;
13 - p2= 0.1;
14 - KA = R0*K1+K2;
15 - KB = ((R0*b^2)+(K1*p1^2)+(K2*p2^2));
16 - KC = ((R0*b)+(K1*p1)-(K2*p2));
17 - CO = [0.0]; %variasai
18 - wix = sqrt(KA/m) ;
19 - w2t = sqrt(RB/2);
20 - % g = w/wix;
21 - zetas = [0.2 0.75 1 1.25 1.5 1.75 2 2.5 3 3.5];
22 - C1zero=(zetas(1)*2*m*wix-CO(1));
23 - C1 = zetas(1:size(zetas,2))*m*wix-CO(1);
24 - C2 = (2*C1);
25 - CC = (CO*b)+(C1*p1)-(C2*p2);
26 - k=1;
27 - for i =1:size(zetas,2)
28 -     for j=1 : 1001
29 -         M_w2t(k) = 30*(j-1)/1000;
30 -         W_w2t(j) = 30*(j-1)/1000;
31 -         A (k) = ((KC/KA)^2*((w2t/wix)^2*(w_w2t(j))^2)+((CC(1,1))^2)/(m*KA));
32 -         D (k) = (((w_w2t(j))^4)-(2*(w_w2t(j))^2)+(4*zetas(1)^2*(w_w2t(j))^2)+1);
33 -         E (k) = ((w2t/wix)^4*(w_w2t(j))^4)-(2*(w2t/wix)^2*(w_w2t(j))^2)+(4*zetas(1)^2*(w2t/wix)^2*(w_w2t(j))^2)+1);
34 -         F (k) = ((KC^2/KA)+((CC(1,1))^2)/m)*(w2t/wix)^2*(w_w2t(j))^2)/RB;
35 -         RA(k) = (sqrt(E(k)))+(sqrt(A(k)))^(-2));
36 -         RB(k) = (sqrt((F(k))*D(k)))-E(k);
37 -         x1(k) = (RA(k))/(b*(RB(k)));
38 -         k=k+1;
39 -     end
40 - end
41 - figure(1)
42 - plot(w_w2t,x1(1:size(w_w2t,2)))
43 - hold on
44 - plot(w_w2t,x1(size(w_w2t,2)+1:2*size(w_w2t,2)))
45 - hold on
46 - plot(w_w2t,x1(2*size(w_w2t,2)+1:3*size(w_w2t,2)))
47 - hold on
48 - plot(w_w2t,x1(3*size(w_w2t,2)+1:4*size(w_w2t,2)))
49 - hold on
50 - plot(w_w2t,x1(4*size(w_w2t,2)+1:5*size(w_w2t,2)))
51 - hold on
52 - plot(w_w2t,x1(5*size(w_w2t,2)+1:6*size(w_w2t,2)))
53 - hold on
54 - plot(w_w2t,x1(6*size(w_w2t,2)+1:7*size(w_w2t,2)))
55 - hold on,
56 - plot(w_w2t,x1(7*size(w_w2t,2)+1:8*size(w_w2t,2)))
57 - hold on
58 - plot(w_w2t,x1(8*size(w_w2t,2)+1:9*size(w_w2t,2)))
59 - hold on
60 - plot(w_w2t,x1(9*size(w_w2t,2)+1:10*size(w_w2t,2)))
61 - hold on
62 - xlabel ('w/wB','FontSize',14);
63 - ylabel ('TetaRB/POB','FontSize',14)
64 - axis ([0 3 0 35])
65 - grid on
Command Window
Ln 1 Col 1

```

### 3. Matlab Script Respon Getaran Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Penambahan DVA

```

Editor - D:\KULIAH\Tugas Akhir\TA new\Running Disk\Rumus Dia Pergeseran Sumbu FX BOT\Sistem DVA\translasidVAbarum.m
DVAbarum.m | RotasiDVAbarum.m | translasidVAbarum.m
1 clear all
2 close all
3 olo
4 %TanpaDVA
5 m = 6.7;
6 ma = 0.335;
7 J = 0.1395;
8 K0 = 146;
9 K1 = 1800;
10 K2 = 8600;
11 Ka = 331.3;
12 l = 0.2;
13 a = 0;
14 b = 0.1;
15 p1 = 0.3;
16 p2 = 0.1;
17 KA = K0+K1+K2+Ka;
18 KB = ((K0*b)^2)/(K1*p1^2) + (K2*p2^2) + (Ka*a^2);
19 KC = ((K0*b) + (K1*p1) - (K2*p2) - (Ka*a));
20 CO = [0 0 1 0]; %variasia
21 w1 = sqrt(KA/ma);
22 w2 = sqrt(KB/J);
23 wa = sqrt(KA/ma);
24 FA = wa/w1;
25 FB = wa/w2;
26
27 mUB = (ma*a^2)/J;
28 C0aa = 2*wa/w1;
29 C0a = 2*J*wa/w1;
30 C0aa = 2*J*wa/w1;
31 a 0 = w1/w2;
32 setaa = [0.75 1 1.25 1.5 1.75 2 2.5 3 3.5 4];
33 setaa = [0.75 1 1.25 1.5 1.75 2 2.5 3 3.5 4];
34 C1zero = (setaa(1)*2*m*w1 - CO(1));
35 C1 = setaa(1:size(setaa,2))*m*w1 - CO(2);
36 C2 = (2*C1);
37 CA = setaa(1:size(setaa,2))*ma*wa;
38 w=1;
39 for i = 1:length(setaa,2)
40     for jk = 1:1001
41         CC = ((CO(C1)+1) + (Ca*a));
42         w_w1k(j) = 3*(3-j)/1000;
43         w_w2(j) = 3*(3-j)/1000;
44         w_wa(j) = 3*(3-j)/1000;
45         A(k) = ((KC/KB)^2 * ((w_w2(j))^2) + (CC(i,1))^2 / (J*KB));
46         B(k) = ((w_wa(j))^4 - 2*(w_wa(j))^2) * (4*setaa(i))^2 * (w_wa(j)^2) + 1;
47         C(k) = (4*Ka/KB) * ((4*setaa(i))^2 * FB^2 * ma * a / 2) * (w_wa(j)^2);
48         D(k) = ((w_w2(j))^4 - (2*(w_w2(j))^2) * (4*setaa(i))^2 * (w_w2(j)^2) + 1);
49         E(k) = (4*J*KB/KB) * ((4*setaa(i))^2 * FB^2 * mUB) * (w_wa(j)^2);
50         F(k) = ((w_wa(j))^4 - (2*(w_wa(j))^2) * (4*setaa(i))^2 * (w_wa(j)^2) + 1);
51         G(k) = (Ka/KA) * ((4*setaa(i))^2 * FB^2 * mUB) * (w_wa(j)^2);
52         RA(k) = E * (sqrt(B(k))) * (sqrt(D(k))) - E(k)) - (B * (sqrt(B(k)))) * ((sqrt(A(k)) * (B(k))) + C(k));
53         BB(k) = ((sqrt(F(k)) * (B(k))) - G(k)) * (sqrt(B(k)) * (D(k))) - E(k)) - ((sqrt(A(k)) * (B(k))) + C(k))^2 / KA * Ka;
54         RI(k) = (RA(k)) / (BB(k));
55         k=jk;
56     end
57 end
58 figure(1)
59 plot(w_w1k, RI(1:size(w_w1k,2)))
60 hold on
61 plot(w_w1k, RI(2:size(w_w1k,2)+1:2*size(w_w1k,2)))
62 hold on
63 plot(w_w1k, RI(3:size(w_w1k,2)+1:3*size(w_w1k,2)))
64 hold on
65 plot(w_w1k, RI(4:size(w_w1k,2)+1:4*size(w_w1k,2)))
66 hold on
67 plot(w_w1k, RI(5:size(w_w1k,2)+1:5*size(w_w1k,2)))
68 hold on
69 plot(w_w1k, RI(6:size(w_w1k,2)+1:6*size(w_w1k,2)))
70 hold on
71 plot(w_w1k, RI(7:size(w_w1k,2)+1:7*size(w_w1k,2)))
72 hold on
73 plot(w_w1k, RI(8:size(w_w1k,2)+1:8*size(w_w1k,2)))
74 hold on
75 plot(w_w1k, RI(9:size(w_w1k,2)+1:9*size(w_w1k,2)))
76 hold on
77 plot(w_w1k, RI(10:size(w_w1k,2)+1:10*size(w_w1k,2)))
78 hold on
79 xlabel('w/w1', 'FontSize', 14);
80 ylabel('RIK0/F0', 'FontSize', 14)
81 axis([0 3 0 18])
82 grid on
Command Window
Ln 1 Col 1

```

#### 4. Matlab Script Respon Getaran Sistem Utama Arah Gerak Translasi dengan Penambahan DVA

```

Editor - D:\KULIAH\Tugas Akhir\TA new\Running Dial\Forum Dita Pergeseran Sumbu FX\BOT.Sistem DVA\RotasiDV\Abarubgt.m
D:\Abarubgt.m RotasiDV\Abarubgt.m translasiDV\Abarubgt.m
1 clear all
2 close all
3 clc
4 %TatapCFVA
5 m = 6.7;
6 ma = 0.235;
7 J = 0.1395;
8 K0 = 1462;
9 K1 = 1800;
10 K2 = 3600;
11 Ka = 331.3;
12 l = 0.2;
13 a = 0.06;
14 b = 0.1;
15 p1 = 0.3;
16 p2 = 0.1;
17 KA = K0+K1+K2+Ka;
18 KB = ((K0*b)+K1*p1)+K2*p2+(Ka*a^2);
19 KC = ((K0*b)+K1*p1)-(K2*p2)-(Ka*a);
20 CO = [0 0 1.0]; %variasi
21 w_k = sqrt(KB/ma);
22 w2t = sqrt(KB/J);
23 wa = sqrt(KA/ma);
24 FA = wa/w2t;
25 FB = wa/w2t;
26
27 sub = (ma*a^2)/J;
28 Coos = 2*ma/w_k;
29 Coat = 2*J*w2t;
30 Coaa = 2*ma*wa;
31 % g = w/w_k;
32 zetas = [0.5 0.75 1 1.25 1.5 1.75 2 2.5 3 3.5];
33 zetaa = [0.5 0.75 1 1.25 1.5 1.75 2 2.5 3 3.5];
34 clear(zetas(1):2*ma/w_k); CO(1);
35 C1 = zetas(1:size(zetas,2))*w_k-CO(2);
36 C2 = (2*C1);
37 CA = zetas(1:size(zetas,2))*ma*wa;
38 k=1;
39 for i = 1:size(zetas,2)
40     for j=1:1001
41         CC = ((C2-C1)*i)+(Ca*a);
42         W_w_k(j) = 3*(j-1)/1000;
43         W_w2t(j) = 3*(j-1)/1000;
44         W_wa(j) = 3*(j-1)/1000;
45         A(k) = ((K0/KA)^2+((W_w_k(j))^2)*(CO(1,1)^2/(W*KA)));
46         B(k) = (((W_wa(j))^4)-((W_w_k(j))^2)*(4*zetas(1)^2*(W_wa(j))^2))+1;
47         C(k) = (a*KA/KA)+(4*zetas(1)^2*FA^2*ma*a)*(W_wa(j)^2);
48         D(k) = ((W_w2t(j))^4)-(2*(W_w2t(j))^2)*(4*zetas(1)^2*(W_w2t(j))^2))+1;
49         E(k) = (a^2*KA/KB)+((4*zetas(1)^2*FA^2*ma*b)*(W_wa(j)^2))^2;
50         F(k) = ((W_w_k(j))^4)-(W_w_k(j))^2+1*(zetas(1)-a)*(W_w_k(j)-a)^2;
51         G(k) = (KB/KA)+(4*zetas(1)^2*FA^2*ma)*(W_wa(j)^2);
52         RA(k) = ((sqrt(B(k)))*((sqrt(A(k))*B(k)))+C(k))+(B*(sqrt(B(k))))*(sqrt(B(k)))*((sqrt(F(k))*B(k))-G(k)));
53         RB(k) = (B*(sqrt(F(k))*B(k))-G(k))*((sqrt(B(k))*D(k)))-E(k))-((sqrt(A(k))*B(k))+C(k))^2/(KB*KA);
54         RL(k) = (RA(k))/(RB(k));
55         k=1;
56     end
57 end
58 figure(1)
59 plot(W_w2t,xl(1:size(W_w2t,2)))
60 hold on
61 plot(W_w2t,xl(size(W_w2t,2)+1:2*size(W_w2t,2)))
62 hold on
63 plot(W_w2t,xl(2*size(W_w2t,2)+1:3*size(W_w2t,2)))
64 hold on
65 plot(W_w2t,xl(3*size(W_w2t,2)+1:4*size(W_w2t,2)))
66 hold on
67 plot(W_w2t,xl(4*size(W_w2t,2)+1:5*size(W_w2t,2)))
68 hold on
69 plot(W_w2t,xl(5*size(W_w2t,2)+1:6*size(W_w2t,2)))
70 hold on
71 plot(W_w2t,xl(6*size(W_w2t,2)+1:7*size(W_w2t,2)))
72 hold on
73 plot(W_w2t,xl(7*size(W_w2t,2)+1:8*size(W_w2t,2)))
74 hold on
75 plot(W_w2t,xl(8*size(W_w2t,2)+1:9*size(W_w2t,2)))
76 hold on
77 plot(W_w2t,xl(9*size(W_w2t,2)+1:10*size(W_w2t,2)))
78 hold on
79 xlabel('w/w_k','FontSize',14);
80 ylabel('tetasRB/Fob','FontSize',14)
81 axis([0 3 0 4])
82 grid on

```

## 5. Matlab Script Respon Getaran Sistem Absorber Arah Translasi

```

Editor - D:\KULIAH\Tugas Asma\TA new\Running Disk\Runing Disk\Pergerakan Sumbu Fix B01\Sistem DVA\kebingungan vto\DVABaru.m
| DVABaru.m | RotasiDVABaru.m | translasiDVABaru.m |
1 clear all
2 close all
3 clc
4 STandaPCVA
5 m = 6.7;
6 ma = 0.335;
7 J = 0.1395;
8 KO = 146;
9 K1 = 1800;
10 K2 = 3600;
11 KA = 312.3;
12 l = 0.2;
13 a = 0.06;
14 b = 0.1;
15 p1 = 0.3;
16 p2 = 0.1;
17 HA = K0+K1+K2+Ka;
18 HB = ((K0+K2)+(K1*p1^2)+(K2*p2^2)+(Ka*a^2));
19 KC = ((K0+K1)+(K1*p1)-(K2*p2)-(Ka*a));
20 CD = [0 0 1.5]; %varians
21 wa = sqrt(HA/ma);
22 w2t = sqrt(HB/2);
23 wa = sqrt(HA/ma);
24 ZA = wa/w1k;
25 FB = wa/w2t;
26 muB = ma/mb;
27 muB = (ma*a^2)/J;
28 CGst = 2*muB*wa;
29 CGst = 2*muB*wa;
30 CGst = 2*muB*wa;
31 % g = w/w1k;
32 setas = [0.3 0.75 1 1.25 1.5 1.75 2 2.5 3 3.5];
33 setas = [0.2 0.75 1 1.25 1.5 1.75 2 2.5 3 3.5];
34 Clsreson(setas(1)*2*ma/w1k-CD(1));
35 Cl = setas(1:1:18)setas(2)*ma/w1k-CD(2);
36 CD = [2*(3)];
37 Ca = setas(1:1:18)setas(2)*ma*wa;
38 n=1;
39 for k = 1:1:18;setas,2;
40     for j = 1:1:100;
41         CC = ((CG-Cl)^3)+(Ca*a);
42         w_w1k(j) = 3*(3-1)/1000;
43         w_w2t(j) = 3*(3-1)/1000;
44         w_wa(j) = 3*(3-1)/1000;
45         A(k) = ((KC^2/RB)+((w_w2t(j))^2)*CC(1,1)^2/(2)); %RB;
46         B(k) = ((1/w_wa(j))^4)-((2*(w_wa(j))^2)+((4*setas(1))^2*(w_wa(j)^2))+1);
47         C(k) = (a*Ha/RB)^2+(((4*setas(1))^2*FB^2*muB*ma)/2)*(w_w2t(j)^2);
48         D(k) = ((w_w2t(j))^4)-((2*(w_w2t(j))^2)+((4*setas(1))^2*(w_w2t(j)^2))+1);
49         E(k) = ((KC^2/KA)+((w_w1k(j))^2)*CC(1,1)^2/(m)); %KB;
50         F(k) = ((w2t/w1k)^4*(w_w2t(j))^4)-((2*(w2t/w1k)^2*(w_w2t(j))^2)+((4*setas(1))^2*(w2t/w1k)^2*(w_w2t(j)^2))+1);
51         G(k) = (Ka/RA)^2+(((4*setas(1))^2*ZA^2*muA^2)+((w2t/w1k)^2*(w_w2t(j)^2));
52         H(k) = ((KC^2/KA)+((w2t/w1k)^2*(w_w2t(j))^2)*CC(1,1)^2/(m))/RB;
53         I(k) = (Ka^2/KA)+((4*setas(1))^2*ZA^2*muA*ma)*((w2t/w1k)^2*(w_w2t(j)^2));
54         RA(k) = Ka*((sqrt(A(k))*G(k)))+(sqrt(F(k))*C(k)); %((B*(sqrt(F(k))))+(sqrt(D(k))))+(sqrt(F(k))*I(k)));
55         RB(k) = (((F(k))*sqrt(B(k))*D(k)))-((E(k)/RB)+sqrt(F(k))*B(k))-((C(k)/Ka)+sqrt(F(k))*D(k)))+( (((
56         R1(k) = (RA(k))/(RB(k));
57     end;
58     k=k+1;
59 end
60 figure(1)
61 plot(w_w2t,x1(1:1:18)w_w2t,2))
62 hold on
63 plot(w_w2t,x1(size(w_w2t,2)+1:2*size(w_w2t,2))
64 hold on
65 plot(w_w2t,x1(2*size(w_w2t,2)+1:3*size(w_w2t,2))
66 hold on
67 plot(w_w2t,x1(3*size(w_w2t,2)+1:4*size(w_w2t,2))
68 hold on
69 plot(w_w2t,x1(4*size(w_w2t,2)+1:5*size(w_w2t,2))
70 hold on
71 plot(w_w2t,x1(5*size(w_w2t,2)+1:6*size(w_w2t,2))
72 hold on
73 plot(w_w2t,x1(6*size(w_w2t,2)+1:7*size(w_w2t,2))
74 hold on
75 plot(w_w2t,x1(7*size(w_w2t,2)+1:8*size(w_w2t,2))
76 hold on
77 plot(w_w2t,x1(8*size(w_w2t,2)+1:9*size(w_w2t,2))
78 hold on
79 plot(w_w2t,x1(9*size(w_w2t,2)+1:10*size(w_w2t,2))
80 hold on
81 xlabel('w/wa','FontSize',14);
82 ylabel('Xg/F0b','FontSize',14)
83 axis([0 3 0 70])
84 grid on
Command Window
Ln 1 Col 1

```









## 9. Matlab Script Respon Getaran Piezoelectric pada CPVA

```

Editor - D:\KULIAH\Tugas Akhir\TA new\Running Dida\Rumus Dida\Ferguson Sumbu\CPVA\DVACPVA.m
Translasi - Rotasi\CPVABaru.m DVACPVA.m CPVABaru.m
1 - clear all
2 - close all
3 -
4 - %Tanda CPVA
5 - m = 4.72;
6 - me = 0.235;
7 - mp = 0.0006;
8 - J = 0.1395;
9 - K1 = 1800;
10 - K2 = 3600;
11 - K3 = 531.3;
12 - K4 = 0.575;
13 - l = 0.2;
14 - a = 0;
15 - b = 0.1;
16 - R1 = 0.3;
17 - R2 = 0.1;
18 - K5 = K0+K1+K2+K3;
19 - KB = ((K0*b^2) + (K1*p1^2) + (K2*p2^2) + (K3*a^2));
20 - KC = ((K0*b) + (K1*p1) + (K2*p2) - (K3*a));
21 - KD = K4+Kp;
22 - CO = [1 0]; %veclen=1
23 - MD = Me*mp;
24 - CO = [1 0]; %veclen=1
25 - W1 = Me*(MD/M); %
26 - W2 = Me*(MD/2);
27 - W3 = Me*(MD/3);
28 - W4 = Me*(MD/4);
29 - W5 = Me*(MD/5);
30 - W6 = Me*(MD/6);
31 - W7 = Me*(MD/7);
32 - W8 = Me*(MD/8);
33 - W9 = Me*(MD/9);
34 - W10 = Me*(MD/10);
35 - COmp = 3 * Me * mp;
36 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
37 - % U1 = U1;
38 - % U2 = U2;
39 - % U3 = U3;
40 - % U4 = U4;
41 - % U5 = U5;
42 - % U6 = U6;
43 - % U7 = U7;
44 - % U8 = U8;
45 - % U9 = U9;
46 - % U10 = U10;
47 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
48 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
49 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
50 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
51 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
52 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
53 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
54 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
55 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
56 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
57 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
58 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
59 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
60 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
61 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
62 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
63 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
64 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
65 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
66 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
67 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
68 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
69 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
70 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
71 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
72 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
73 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
74 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
75 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
76 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
77 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
78 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
79 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
80 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
81 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
82 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
83 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
84 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
85 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
86 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
87 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
88 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
89 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
90 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
91 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
92 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
93 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
94 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
95 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
96 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
97 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
98 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
99 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;
100 - % U = U1+U2+U3+U4+U5+U6+U7+U8+U9+U10;

```

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BIODATA PENULIS**



## BIODATA PENULIS



**Aldisa Kurnia Suzia** atau biasa dipanggil Aldisa atau Disa, putri pasangan Bapak Ir. Zulkifli dan Ibu Suarnita S.H., lahir di Muara Bungo pada tanggal 2 Februari 1997. Menempuh Pendidikan sekolah dasar di SD Negeri 01 Baringin Anam Baso pada tahun 2003, kemudian melanjutkan pendidikan ke jenjang sekolah menengah pertama di MTs Negeri 1 Bukittinggi pada tahun 2009, selanjutnya menempuh sekolah menengah atas di SMA Negeri 1 Bukittinggi pada tahun 2012. Penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang perguruan tinggi di Departemen Teknik Mesin, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2015-2020.

Semasa Kuliah penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non akademik. Dalam kegiatan non akademik penulis aktif dalam Himpunan Mahasiswa Mesin sebagai Sekretaris Badan Semi Otonom (BSO) *Big Event* periode 2017/2018. Dalam kegiatan akademik, penulis menjadi *grader* mata kuliah Kinematika dan Dinamika Teknik serta Mekanika Getaran. Selain itu, penulis juga aktif mengikuti kepanitiaan acara jurusan yaitu *Mechanical City* 2017 serta menjadi bendahara pada Kontes Mobil Hemat Energi 2017. Pengalaman bekerja yang dimiliki penulis yaitu *internship* di PT. PJB UBJO&M Unit Pembangkitan Paiton pada tahun 2018 serta kegiatan Program Mahasiswa Magang Bersertifikat (PMMB) 2019 *Batch 2* di PT. PJB Unit Pembangkitan Muara Karang periode Februari-Agustus 2019.

Apabila terdapat info atau saran yang hendak diberikan kepada penulis, dapat langsung menghubungi email [aldisasuzia@gmail.com](mailto:aldisasuzia@gmail.com) .