



TUGAS AKHIR - TM184835

**PEMODELAN DAN ANALISIS REDUKSI RESPON  
GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM UTAMA  
(PIPA LURUS) AKIBAT PENGARUH PELETAKAN  
MEKANISME *CANTILEVER BEAM VIBRATION  
ABSORBER (CBVA)***

**SALSABILA ANDARA PUTRI**  
NRP. 0211154000046

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

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





TUGAS AKHIR - TM184835

**PEMODELAN DAN ANALISIS REDUKSI RESPON  
GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM UTAMA  
(PIPA LURUS) AKIBAT PENGARUH PELETAKAN  
MEKANISME *CANTILEVER BEAM VIBRATION  
ABSORBER* (CBVA)**

**SALSABILA ANDARA PUTRI**  
NRP. 0211154000046

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

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







FINAL PROJECT - TM184835

# **MODELING AND ANALYSIS OF TRANSLATIONAL VIBRATION REDUCTION RESPONSE IN THE MAIN SYSTEM (STRAIGHT PIPE) DUE TO THE POSITION OF CANTILEVER BEAM VIBRATION ABSORBER (CBVA)**

**SALSABILA ANDARA PUTRI**  
NRP. 0211154000046

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

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM  
ENGINEERING  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA 2020**







**PEMODELAN DAN ANALISIS REDUKSI RESPON  
GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM UTAMA  
(PIPA LURUS) AKIBAT PENGARUH PELETAKAN  
MEKANISME *CANTILEVER BEAM VIBRATION*  
*ABSORBER (CBVA)***

**TUGAS AKHIR**

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

Oleh:

**Salsabila Andara Putri**  
NRP. 02111540000046

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. 197505111999081001
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., MT. (Penguji II)  
NIP. 198907052015042003
4. Ir. Julendra Bambang Ariatadja, M.Eng. (Penguji III)  
NIP. 196807061999031004

**SURABAYA  
JANUARI, 2020**





## **ABSTRAK**



**PEMODELAN DAN ANALISIS REDUKSI RESPON  
GETARAN TRANSLASI PADA SISTEM UTAMA (PIPA  
LURUS) AKIBAT PENGARUH PELETAKAN  
MEKANISME *CANTILEVER BEAM VIBRATION*  
*ABSORBER* (CBVA)**

**Nama Mahasiswa** : Salsabila Andara Putri  
**NRP** : 0211154000046  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.  
**Departemen** : Teknik Mesin FTI-ITS

**ABSTRAK**

Sebuah sistem dapat mengalami getaran berlebih apabila gaya yang bekerja padanya berada atau mendekati frekuensi natural dari sistem tersebut. Hal tersebut juga berlaku dalam sebuah sistem perpipaan, apabila gaya yang bekerja pada pipa mendekati frekuensi natural dari pipa, maka dapat mengakibatkan getaran berlebih pada pipa. Getaran berlebih tersebut apabila tidak ditangani akan menyebabkan kinerja pipa menjadi menurun, bahkan dapat memperpendek umur pipa.

Pada tugas akhir kali ini, dilakukan analisa untuk mengetahui pengaruh penggunaan *cantilever beam vibration absorber* (CBVA) dalam mereduksi getaran berlebih pada sistem perpipaan. Analisa ini dilakukan dengan menggunakan pipa lurus tanpa fluida yang terkena eksitasi berasal dari motor sebagai sistem utamanya. Mekanisme ini dimodelkan dan disimulasikan menggunakan *software* MATLAB-Simulink. Adapun input yang digunakan dalam simulasi ini merupakan input sinusoidal. Variasi yang dilakukan adalah frekuensi putaran motor 15,70 rad/s, 20,28 rad/s, dan 31,41 rad/s. Peletakan posisi CBVA terhadap titik berat pada sistem utama yang digeser sebesar 0,5 m sebanyak tiga kali dari pusat massa sistem utama menuju ujung sisi pipa, dan rasio massa CBVA terhadap masa sistem utama sebesar 1/10, 1/20 dan 1/30 untuk mengetahui redaman yang paling optimal.

Didapatkan hasil reduksi getaran sistem utama yang optimal pada frekuensi 20,27 rad/s adalah kombinasi massa *absorber* dengan perbandingan 1/20 pada posisi peletakan pertama, dengan persentase reduksi sebesar 94,24% untuk RMS percepatan, dan 94,19% untuk RMS perpindahan. Sedangkan untuk frekuensi yang tidak berada disekitar frekuensi natural, pada 15,70 rad/s didapatkan kombinasi massa *absorber* yang paling optimal dalam mereduksi getaran adalah dengan rasio massa CBVA sebesar 1/10 pada posisi peletakan ketiga dengan persentase reduksi 59,44% untuk percepatan, dan 60,23% untuk perpindahan. Pada frekuensi operasi 31,41 rad/s didapatkan kombinasi yang paling optimal adalah pada rasio massa 1/10 pada posisi peletakan pertama dengan masing-masing persentase yang didapat sebesar 0,39% untuk percepatan dan 0,36% untuk perpindahan.

***Kata kunci : CBVA, DVA, Eksitasi, Getaran, Sistem perpipaan***





***ABSTRACT***





**MODELING AND ANALYSIS OF TRANSLATIONAL  
VIBRATION REDUCTION RESPONSE IN THE MAIN  
SYSTEM (STRAIGHT PIPE) DUE TO THE POSITION OF  
CANTILEVER BEAM VIBRATION ABSORBER (CBVA)**

***Student's Name*** : Salsabila Andara Putri  
***NRP*** : 0211154000046  
***Advisory Lecturer*** : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.  
***Departement*** : Mechanical Engineering FTIRS - ITS

***ABSTRACT***

*A system may experience excessive vibration if the force on it is located or close to the natural frequency of the system itself. This also applies in a piping system, if a force working in the pipe is close to the natural frequency of the pipe, then it may cause excessive vibration on the structure of pipe. The excessive vibration if it is not treated will cause the performance of the pipe to lower, even more it may shorten the pipe life.*

*In this final project, it was done by an analysis to know the influence on the use of cantilever beam vibration absorber (CBVA) in reducing excessive vibration in a piping system. This analysis was done using straight pipe without fluid and receive excessive vibration that sourced from motor excitation. This mechanism was modeled and simulated using MATLAB-Simulink software. The input used in this simulation was sinusoidal input. It was done variation on the motor rotating frequency 15.70 rad/s, 20.28 rad/s, and 31.41 rad/s. The placement of CBVA mounting position to the center of gravity on the main system which was shifted by 0.5 m three times from the center of the main system mass towards the edge of the pipe, and the ratio of CBVA mass to the main system period were 1/10, 1/20 and 1/30 to find out the most optimal attenuation.*

*Obtained the results of optimal main system vibration reduction at a frequency of 20,27 rad/s is with the combination of mass absorber with 1/20 ratio at the first placement position, with the resulting reduction percentage of 94.24% for acceleration RMS, and 94.19% for displacement RMS. Whereas for frequencies that are not around natural frequencies, at 15.70 rad / s, the most optimal combination of absorber mass in reducing vibration is with a CBVA mass ratio of 1/10 at the third placement position with a reduction percentage of 59.44% for acceleration, and 60.23% for displacement. At an operating frequency of 31.41 rad/s, the most optimal combination is at a mass ratio of 1/10 at the first placement position with each percentage obtained of 0.39% for acceleration and 0.36% for displacement.*

**Keywords: CBVA, DVA, Excitation, Piping system, Vibration**

## **KATA PENGANTAR**



## KATA PENGANTAR

Puji dan syukur kehadiran Allah SWT karena atas *ridho* dan hidayah-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul **“Pemodelan Dan Analisis Reduksi Respon Getaran Translasi Pada Sistem Utama (Pipa Lurus) Akibat Pengaruh Peletakan Mekanisme *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA)”**. Tujuan dari penulisan Tugas Akhir ini adalah untuk memenuhi persyaratan kelulusan program Studi Strata I pada Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Dalam proses penyusunan Tugas Akhir ini terdapat banyak pihak yang telah memberikan dukungan dan bantuan kepada penulis, hingga akhirnya Tugas Akhir ini dapat terselesaikan dengan baik. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu dalam penyusunan Tugas Akhir ini, diantaranya:

1. Kedua orang tua penulis, Bapak Suko Raharjo dan Ibu Retno Handayani, adik laki-laki penulis Reyhand Raharja Putra, dan Andreyhand Raharja Putra yang selalu memberikan doa, dukungan moril maupun material kepada penulis.
2. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan semangat, motivasi, bimbingan dan arahan selama penyusunan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dr. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng., Ibu Aida Annisa Amin Daman, ST., MT., dan Bapak Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T., selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyusunan Tugas Akhir ini.
4. Boris Ficer Simanjorang, yang telah sabar membantu, menemani, dan memberikan semangat kepada penulis dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini.



5. Teman-teman seperjuangan Tugas Akhir, Ammar, Aldisa, Lucia, Kepin, Fredi, Barel dan Gerald yang selalu membantu, memberikan semangat, dan menghibur penulis dikala penulis sedang merasa sedih.
6. Semua non-warga dan warga Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis: Deas, Asri, Hilda, Cem, Muti, Sakti, Ely, Elisa, yang telah memberikan motivasi, nasehat, dan semangat kepada penulis selama proses penyusunan Tugas Akhir ini.
7. Teman-teman angkatan M58 yang telah memberikan berbagai cerita bagi penulis selama menuntut ilmu disini.

Penulis sangat menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna karena masih memiliki banyak kekurangan. Oleh karena itu, penulis mengharapkan saran dan kritik yang membangun dari pembaca agar dapat menjadi lebih baik untuk kedepannya. Semoga Tugas Akhir ini bermanfaat dan menjadi inspirasi bagi para pembaca.

Surabaya, Januari 2020

Penulis

## **DAFTAR ISI**



## DAFTAR ISI

<b>ABSTRAK.....</b>	<b>iv</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>viii</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>x</b>
<b>DAFTAR GAMBAR .....</b>	<b>xiv</b>
<b>DAFTAR TABEL.....</b>	<b>xxii</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN .....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat.....	4
<b>BAB II DASAR TEORI &amp; TINJAUAN PUSTAKA .....</b>	<b>5</b>
2.1 Sistem Perpipaan .....	5
2.2 Dasar Teori Mekanika Getaran .....	5
2.2.1 Getaran .....	5
2.2.2 Derajat Kebebasan.....	7
2.2.3 <i>Base of Motion</i> .....	8
2.2.4 <i>Dynamic Vibration Absorber (DVA)</i> .....	11
2.3 Tinjauan Pustaka .....	17
<b>BAB III METODOLOGI .....</b>	<b>33</b>
3.1. <i>Flowchart</i> Penelitian .....	33
3.2. Penjelasan <i>Flowchart</i> Penelitian.....	34

3.2.1 Studi Literatur.....	34
3.2.2 Identifikasi Masalah .....	35
3.2.3 Perancangan Sistem Utama dan CBVA.....	35
3.2.4 Pemodelan Dinamis dan Penurunan Persamaan Gerak .....	39
3.2.5 Pembuatan Blok Diagram Simulasi .....	48
3.2.6 Penentuan Parameter Penelitian.....	49
3.2.7 Simulasi.....	63
3.2.8 Reduksi Respon Getaran .....	63
3.2.9 Analisa Hasil dan Pembahasan .....	63
3.2.10 Kesimpulan .....	64
<b>BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>65</b>
4.1 Pembuatan Blok Simulasi .....	65
4.1.1 Sistem Utama Tanpa CBVA .....	65
4.1.2 Sistem Dengan CBVA .....	66
4.2 Analisa dan Pembahasan.....	69
4.2.1 Analisa dan Pembahasan Sistem Utama Tanpa CBVA .....	69
4.2.2 Analisa dan Pembahasan Sistem Utama Dengan CBVA Variasi Rasio Massa Peredam .....	73
4.2.3 Analisa dan Pembahasan Sistem Utama Dengan CBVA Variasi Posisi Peletakan .....	117
4.2.4 Analisa dan Pembahasan Sistem Utama Dengan CBVA Variasi Frekuensi Operasi .....	161
4.2.5 <i>Displacement Transmissibility</i> Dengan Variasi Frekuensi Operasi.....	176

<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>179</b>
5.1 Kesimpulan.....	179
5.1 Saran.....	180
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>181</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>183</b>
<b>BIODATA PENULIS.....</b>	<b>201</b>

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

## **DAFTAR GAMBAR**





## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Macam-macam fitting perpipaan (a) <i>reducer</i> ; (b) <i>elbow</i> ; (c) <i>tee</i> .....	5
Gambar 2.2	<i>Free Vibration System</i> .....	6
Gambar 2.3	<i>Forced Vibration System</i> .....	6
Gambar 2.4	Mekanisme SdoF <i>free vibration</i> .....	7
Gambar 2.5	Mekanisme sistem <i>damped forced vibration</i> dengan 2 DoF .....	8
Gambar 2.6	<i>Base of motion</i> .....	9
Gambar 2.7	Grafik hubungan (a) <i>amplitude ratio</i> dengan <i>frequency ratio</i> , (b) <i>phase angle</i> dengan <i>frequency ratio</i> .....	11
Gambar 2.8	Mekanisme DVA pada sistem utama .....	12
Gambar 2.9	Pengaruh penggunaan DVA tak teredam terhadap respon pada sistem utama .....	14
Gambar 2.10	Mekanisme DDVA pada sistem utama .....	15
Gambar 2.11	Pengaruh penggunaan DVA teredam terhadap respon pada sistem utama.....	17
Gambar 2.12	Pemodelan sistem (a) mesin tanpa CPDVA; (b) Mesin dengan CPDVA .....	18
Gambar 2.13	Respon getaran mesin tanpa dan dengan DVA .....	19
Gambar 2.14	Model sistem dengan <i>damped dynamic vibration absorber</i> .....	20
Gambar 2.15	Respon sistem utama dengan <i>undamped DVA</i> ) ....	21
Gambar 2.16	Respon sistem utama dengan <i>damped DVA (DDVA)</i> .....	22
Gambar 2.17	Sistem peredam (a) TMD ; (b) PTMD .....	23
Gambar 2.18	Instalasi sistem perpipaan dengan gaya eksitasi oleh motor .....	24
Gambar 2.19	Hasil respon getaran dengan TMD dan PTMD: (a) Perpindahan; (b) Percepatan.....	25
Gambar 2.20	Hasil respon getaran pada arah horizontal dengan kondisi <i>forced vibration</i> dengan PTMD: (a) Perpindahan; (b) Percepatan.....	26

Gambar 2.21 Instalasi TMD <i>cantilever</i> dan motor di tengah struktur sistem utama.....	27
Gambar 2.22 Respon frekuensi <i>cantilever beam</i> dengan motor tanpa <i>absorber</i> dan dengan <i>absorber</i> .....	27
Gambar 2.23 Respon frekuensi <i>cantilever model</i> dengan <i>unbalance motor</i> dengan dan tanpa TMD menggunakan OROS .....	28
Gambar 2.24 (a) Rancangan sistem utama tampak isometri; (b) Rancangan sistem utama tampak belakang .....	30
Gambar 2.25 (a) Rancangan <i>assembly DVA</i> ; (b) Rancangan tumpuan <i>DVA</i> ; (c) Rancangan pegas <i>DVA</i> .....	30
Gambar 2.26 Sistem utama dengan variasi posisi <i>DVA</i> ; (a) 1/10, $K_{a1}$ , $b$ variasi; (b) 1/10, $K_{a2}$ , $b$ variasi; (c) 1/10, $K_{a3}$ , $b$ variasi.....	31
Gambar 2.27 Sistem utama dengan variasi rasio massa <i>DVA</i> ; (a) $K_{a1}$ , $b_1$ , $M_a$ variasi; (b) $K_{a2}$ , $b_1$ , $M_a$ variasi; (c) $K_{a3}$ , $b_1$ , $M_a$ variasi.....	32
Gambar 3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	34
Gambar 3.2 (a) Rancangan sistem utama dan <i>CBVA</i> tampak depan; (b) Rancangan sistem utama dan <i>CBVA</i> tampak isometris.....	36
Gambar 3.3 Rancangan sistem utama dan <i>CBVA</i> .....	36
Gambar 3.4 <i>Cantilever beam vibration absorber (CBVA)</i> .....	37
Gambar 3.5 Model dinamis sistem utama tanpa <i>cantilever beam</i>	39
Gambar 3.6 <i>Free body diagram</i> sistem utama tanpa TMD .....	40
Gambar 3.7 Model dinamis sistem utama dengan sistem <i>cantilever beam vibration absorber</i> .....	41
Gambar 3.8 <i>Free body diagram</i> massa satu pada sistem utama dengan <i>CBVA</i> .....	42
Gambar 3.9 <i>Free body diagram</i> massa dua pada sistem utama dengan <i>CBVA</i> .....	43
Gambar 3.10 Model dinamis sistem utama dengan pergeseran <i>CBVA</i> .....	45
Gambar 3.11 <i>FBD</i> sistem utama dengan pergeseran <i>CBVA</i> .....	45
Gambar 3.12 <i>FBD</i> sistem <i>CBVA</i> .....	47

Gambar 3.13 FBD dari sistem utama dengan CBVA bergeser ...	48
Gambar 3.14 FBD pipa yang kedua ujungnya dijepit dengan <i>clamp</i> .....	54
Gambar 3.15 FBD pipa pada potongan 1 .....	54
Gambar 3.15 FBD pipa pada potongan 2 .....	55
Gambar 3.16 FBD sistem pipa yang dijepit oleh <i>clamp</i> .....	58
Gambar 3.17 Skema variasi peletakan CBVA terhadap pusat massa utama .....	61
Gambar 4.1 Blok diagram simulasi sistem tanpa CBVA .....	66
Gambar 4.2 Blok diagram simulasi sistem dengan CBVA pada posisi satu.....	67
Gambar 4.3 Blok diagram simulasi sistem dengan CBVA pada posisi dua dan tiga.....	68
Gambar 4.4 Bode diagram untuk sistem utama tanpa CBVA.....	70
Gambar 4.5 Respon perpindahan (a), percepatan (b), pada sistem tanpa CBVA.....	71
Gambar 4.6 Bode diagram sistem utama tanpa CBVA dan dengan CBVA pada posisi peletakan 1 dengan variasi massa frekuensi 20,27 rad/s.....	75
Gambar 4.7 Bode diagram sistem utama tanpa CBVA dan dengan CBVA pada posisi peletakan 2 dengan variasi massa .....	77
Gambar 4.8 Bode diagram sistem utama tanpa CBVA dan dengan CBVA pada posisi peletakan 3 dengan variasi massa .....	79
Gambar 4.9 Respon <i>acceleration</i> sistem utama tanpa dan dengan menggunakan CBVA untuk kombinasi frekuensi natural dan posisi peletakan (a) satu; (b) dua; (c) tiga dengan rasio massa bervariasi.....	82
Gambar 4.10 Grafik <i>acceleration</i> terhadap variasi massa CBVA pada tiap posisi peletakan di frekuensi 15,7 rad/s..	83

Gambar 4.11 Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi massa <i>absorber</i> pada setiap posisi peletakan frekuensi 15,7 rad/s .....	84
Gambar 4.12 Grafik <i>acceleration</i> terhadap variasi massa CBVA pada tiap posisi peletakan di frekuensi (a)17; dan (b)18 rad/s .....	87
Gambar 4.13 Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi massa <i>absorber</i> pada setiap posisi peletakan frekuensi: (a) 17 rad/s; dan (b) 18 rad/s.....	89
Gambar 4.14 Grafik <i>acceleration</i> terhadap variasi massa CBVA pada frekuensi 20,27 rad/s.....	91
Gambar 4.15 Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi massa absorber pada setiap posisi peletakan frekuensi 20,27 rad/s .....	93
Gambar 4.16 Grafik RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi massa CBVA pada frekuensi: (a) 27 rad/s; dan (b) 29 rad/s .....	95
Gambar 4.17 Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi massa <i>absorber</i> pada setiap posisi peletakan frekuensi: (a) 27 rad/s; dan (b) 29 rad/s.....	97
Gambar 4.18 Grafik <i>acceleration</i> terhadap variasi massa CBVA pada frekuensi 31,41 rad/s.....	99
Gambar 4.19. Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi massa <i>absorber</i> pada setiap posisi peletakan frekuensi 31,41 rad/s .....	100
Gambar 4.20 Respon <i>displacement</i> sistem utama tanpa dan dengan CBVA variasi massa dengan frekuensi 20,27 rad/s pada: (a) posisi 1; (b) posisi 2; (c) posisi 3.....	102
Gambar 4.21 Grafik persen reduksi RMS <i>displacement</i> terhadap variasi massa <i>absorber</i> pada setiap posisi peletakan pada frekuensi 15,7 rad/s.....	103

Gambar 4. 22	Grafik persen reduksi RMS <i>displacement</i> terhadap variasi massa <i>absorber</i> pada setiap posisi peletakan frekuensi: (a) 17 rad/s; dan (b) 18 rad/s .....	106
Gambar 4.23	Grafik persen reduksi RMS <i>displacement</i> terhadap variasi massa <i>absorber</i> pada setiap posisi peletakan pada frekuensi 20,27 rad/s.....	108
Gambar 4.24	Grafik persen reduksi RMS <i>displacement</i> terhadap variasi massa <i>absorber</i> pada setiap posisi peletakan frekuensi: (a) 27 rad/s; dan (b) 29 rad/s .....	110
Gambar 4.25	Grafik persen reduksi RMS <i>displacement</i> terhadap variasi massa <i>absorber</i> pada setiap posisi peletakan pada frekuensi 31,41 rad/s.....	112
Gambar 4.26	Respon <i>rolling acceleration</i> pada frekuensi 15,70 rad/s variasi massa (a) posisi peletakan 2; (b) posisi peletakan 3 .....	114
Gambar 4.27	Respon RMS <i>rolling acceleration</i> variasi massa pada frekuensi 15,70 rad/s.....	115
Gambar 4.28	<i>Rolling displacement</i> variasi rasio massa pada posisi peletakan dua.....	116
Gambar 4.29	Respon RMS <i>rolling displacement</i> variasi massa pada frekuensi 15,70 rad/s.....	117
Gambar 4.30	Bode diagram sistem utama tanpa CBVA dan dengan rasio massa 1/10 dengan variasi posisi peletakan .....	120
Gambar 4. 31	Bode diagram sistem utama tanpa CBVA dan dengan rasio massa 1/20 dengan variasi posisi peletakan .....	122
Gambar 4.32	Bode diagram sistem utama tanpa CBVA dan dengan rasio massa 1/30 dengan variasi posisi peletakan .....	123
Gambar 4.33	Respon <i>acceleration</i> sistem utama tanpa dan dengan menggunakan CBVA untuk kombinasi frekuensi	

	natural variasi posisi pada rasio massa (a) 1/10; (b) 1/20; dan (c) 1/30 .....	126
Gambar 4.34	Grafik <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi CBVA pada frekuensi 15,70 rad/s.....	127
Gambar 4.35	Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 15,70 rad/s .....	128
Gambar 4.36	Grafik <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi CBVA pada frekuensi: (a) 17 rad/s; dan (b) 18 rad/s .....	130
Gambar 4.37	Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi: (a) 17 rad/s; dan (b) 18 rad/s.....	132
Gambar 4.38	Grafik <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi CBVA pada frekuensi 20,27 rad/s.....	134
Gambar 4.39	Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 20,27 rad/s .....	135
Gambar 4.40	Grafik <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi CBVA pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s .....	137
Gambar 4.41	Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s.....	139
Gambar 4.42	Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 31,41 rad/s .....	141
Gambar 4.43	Grafik persen reduksi RMS <i>acceleration</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 31,41 rad/s .....	142
Gambar 4.44	Respon <i>displacement</i> sistem utama tanpa dan dengan CBVA pada frekuensi natural, rasio massa: (a) 1/10; (b) 1/20; dan (c) 1/30 dengan posisi bervariasi .....	144

Gambar 4.45 Grafik persen reduksi RMS <i>displacement</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 15,70 rad/s .....	145
Gambar 4.46 Grafik persen reduksi RMS <i>displacement</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi: (a) 17rad/s; dan (b) 18 rad/s .....	148
Gambar 4.47 Grafik persen reduksi RMS <i>displacement</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 20,27 rad/s .....	150
Gambar 4.48 Grafik persen reduksi RMS <i>displacement</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s.....	152
Gambar 4.49 Grafik persen reduksi RMS <i>displacement</i> terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 31,41 rad/s .....	154
Gambar 4.50 Respon <i>rolling acceleration</i> pada frekuensi 15,70 rad/s variasi posisi dengan: (a) rasio massa 1/20; (b) rasio massa 1/30 .....	156
Gambar 4.51 Respon RMS <i>rolling acceleration</i> variasi posisi pada frekuensi 15,70 rad/s.....	158
Gambar 4.52 Rolling <i>displacement</i> variasi posisi peletakan pada rasio massa 1/20 frekuensi operasi 15,70 rad/s..	159
Gambar 4.53 Respon RMS <i>rolling displacement</i> variasi massa pada frekuensi 15,70 rad/s.....	160
Gambar 4.54 Respon <i>acceleration</i> dengan variasi frekuensi (a) 15,70 rad/s; (b)20,27 rad/s; (c) 31,41 rad/s pada masing-masing massa dengan posisi peletakan satu .....	162
Gambar 4.55 Reduksi <i>acceleration</i> variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan satu.....	163
Gambar 4.56 Reduksi <i>acceleration</i> variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan dua .....	165



Gambar 4.57 Reduksi <i>acceleration</i> variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan tiga .....	166
Gambar 4.58 Respon <i>displacement</i> dengan variasi frekuensi (a) 15,70 rad/s; (b)20,27 rad/s; (c) 31,41 rad/s pada masing-masing massa dengan posisi peletakan satu .....	168
Gambar 4.59 Reduksi <i>displacement</i> variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan satu .....	169
Gambar 4.60 Reduksi <i>displacement</i> variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan dua.....	171
Gambar 4.61 Reduksi <i>displacement</i> variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan tiga .....	172
Gambar 4.62 Respon <i>rolling acceleration</i> dengan variasi frekuensi (a) 15,70 rad/s; (b)20,27 rad/s; (c) 31,41 rad/s pada masing-masing massa dengan posisi peletakan dua.....	174
Gambar 4.63 <i>rolling acceleration</i> variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan dua.....	175
Gambar 4.64 <i>Displacement Transmissibility</i> dengan variasi frekuensi operasi.....	176

## **DAFTAR TABEL**



## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Presentase reduksi terhadap variasi frekuensi .....	19
Tabel 2.2 Frekuensi natural dari cantilever system .....	29
Tabel 3.1 Parameter penelitian.....	49
Tabel 3.2 Sifat Fisik Benda Kerja .....	50
Tabel 3.3 Massa asorber .....	51
Tabel 3.4 Nilai kekakuan sistem utama (stiffness).....	60
Tabel 3.5 Tabel pengambilan data simulasi .....	62
Tabel 4.1 Nilai RMS sistem tanpa CBVA.....	72
Tabel 4.2 Frekuensi natural posisi peletakan 1 variasi massa .....	74
Tabel 4.3 Frekuensi natural posisi peletakan 2 variasi massa .....	76
Tabel 4.4 Frekuensi natural posisi peletakan 3 variasi massa .....	78
Tabel 4.5 Tabel data RMS <i>acceleration</i> dan Reduksi pada frekuensi operasi 15,7 rad/s.....	83
Tabel 4.6 Tabel data RMS <i>acceleration</i> dan Reduksi pada frekuensi operasi 17 rad/s dan 18 rad/s .....	86
Tabel 4.7 Tabel data RMS <i>acceleration</i> frekuensi 20,27 rad/s ...	91
Tabel 4.8 Tabel data reduksi RMS <i>acceleration</i> pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s.....	94
Tabel 4.9 Tabel data persen reduksi dan RMS <i>acceleration</i> pada frekuensi 31,41 rad/s .....	98
Tabel 4.10 RMS <i>displacement</i> dengan persen reduksi pada frekuensi 15,70 rad/s .....	103
Tabel 4.11 RMS <i>displacement</i> dengan persen reduksi pada frekuensi 17 rad/s dan 18 rad/s.....	105
Tabel 4.12 RMS <i>displacement</i> dengan persen reduksi pada frekuensi 20,27rad/s .....	108
Tabel 4.13 RMS <i>displacement</i> dengan persen reduksi pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s.....	109
Tabel 4.14 RMS <i>displacement</i> dengan persen reduksi pada frekuensi 31,41 rad/s .....	111
Tabel 4.15 RMS <i>rolling acceleration</i> variasi massa .....	114

Tabel 4. 16 RMS <i>angular displacement</i> variasi massa.....	116
Tabel 4.17 Tabel frekuensi natural variasi posisi dengan rasio massa 1/10 .....	119
Tabel 4.18 Tabel frekuensi natural variasi posisi dengan rasio massa 1/20 .....	121
Tabel 4.19 Tabel frekuensi natural variasi posisi dengan rasio massa 1/30 .....	123
Tabel 4.20 Tabel data persen reduksi dan RMS <i>acceleration</i> varisi posisi pada masing-masing rasio massa dengan frekuensi 15,70 rad/s .....	126
Tabel 4.21 Tabel data RMS <i>acceleration</i> dan reduksi variasi posisi pada masing-masing massa dengan frekuensi 17 rad/s dan 18 rad/s.....	129
Tabel 4.22 Nilai reduksi dan RMS <i>acceleration</i> variasi posisi peletakan frekuensi 20,27 rad/s .....	133
Tabel 4.23 Tabel data RMS <i>acceleration</i> dan reduksi variasi posisi pada masing-masing massa dengan frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s.....	136
Tabel 4.24 Nilai RMS <i>acceleration</i> variasi posisi peletakan pada frekuensi 31,41 rad/s .....	140
Tabel 4.25 RMS <i>displacement</i> dan persen reduksinya pada frekuensi 15,70 rad/s .....	145
Tabel 4.26 RMS <i>displacement</i> dan persen reduksinya pada frekuensi 17 rad/s dan 18 rad/s.....	147
Tabel 4.27 RMS <i>displacement</i> dan persen reduksinya pada frekuensi 20,27 rad/s .....	149
Tabel 4.28 RMS <i>displacement</i> dan persen reduksinya pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s.....	151
Tabel 4.29 RMS <i>displacement</i> dan persen reduksinya pada frekuensi 31,41 rad/s .....	154
Tabel 4. 30 RMS <i>rolling acceleration</i> variasi posisi .....	157
Tabel 4.31 RMS <i>rolling displacement</i> variasi massa .....	159

Tabel 4.32 RMS <i>acceleration</i> variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi satu .....	163
Tabel 4.33 RMS <i>acceleration</i> variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi dua.....	164
Tabel 4.34 RMS <i>acceleration</i> variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi tiga .....	166
Tabel 4.35 RMS <i>displacement</i> variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi satu .....	169
Tabel 4. 36 RMS <i>displacement</i> variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi dua.....	170
Tabel 4.37 RMS <i>displacement</i> variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi tiga .....	172
Tabel 4.38 RMS <i>rolling acceleration</i> variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi dua .....	175

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***





**BAB I**  
**PENDAHULUAN**



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Sistem perpipaan merupakan sebuah komponen yang cukup penting dalam dunia industri maupun non-industri karena memiliki fungsi sebagai penunjang distribusi fluida baik dalam bentuk cair maupun gas. Dalam pengoperasiannya sebuah sistem perpipaan dapat mengalami kegagalan akibat faktor internal maupun faktor eksternal. Salah satu contoh faktor eksternal yang dapat membuat kerusakan pada sistem perpipaan adalah getaran. Oleh karena itu, sistem perpipaan harus didesain agar dapat memiliki ketahanan terhadap berbagai macam sumber getaran yang ada disekitarnya. Apabila getaran yang terjadi berlebih, maka dapat mengganggu kinerja pipa bahkan memperpendek umur dari pipa. Getaran berlebih tersebut dapat diredam maupun direduksi dengan menggunakan DVA (*Dynamic Vibration Absorber*). Adapun prinsip kerja DVA adalah dengan melakukan penambahan massa dan pegas pada sistem utama untuk mereduksi getaran berlebih yang timbul pada sistem utama.

Hingga saat ini, terdapat beberapa penelitian terkait getaran pada sistem perpipaan salah satunya adalah penelitian yang dilakukan oleh G.B. Song. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan oleh G.B. Song, perancangan untuk peredaman pada sistem perpipaan dilakukan dengan menggunakan PTMD (*Pounded Tuned Mass Damper*) dan TMD (*Tunned Mass Damper*). Sistem utama pada penelitian yang dilakukan adalah dengan menggunakan pipa tanpa fluida yang hanya memiliki penyangga pada setiap ujung pipa saja. Sistem perpipaan tersebut kemudian diberi gaya eksitasi yang berasal dari motor. Penelitian ini menghasilkan kesimpulan bahwa TMD sedikit lebih efektif untuk dapat mengurangi getaran pada struktur pipa yang diberi gaya eksitasi. Kemudian rasio redaman dari sistem perpipaan pada arah horizontal dan vertikal mengalami peningkatan yang cukup signifikan dengan kedua peredam tersebut.

Pada tugas akhir kali ini, dilakukan analisa untuk mengetahui pengaruh penggunaan *cantilever beam vibration absorber* (CBVA) dalam mereduksi getaran berlebih pada sebuah sistem perpipaan. Analisa ini dilakukan dengan menggunakan pipa lurus tanpa fluida sebagai sistem utamanya. Kemudian sistem utama tersebut menerima getaran berlebih yang bersumber dari eksitasi motor. Mekanisme ini kemudian dimodelkan dan disimulasikan menggunakan *software MATLAB-Simulink*. Adapun input yang digunakan dalam simulasi ini merupakan input sinusoidal. Untuk mengetahui respon getaran pada sistem utama, maka dilakukan variasi pada frekuensi putaran motor, peletakan posisi pemasangan CBVA terhadap titik berat pada sistem utama, dan rasio massa CBVA terhadap masa sistem utama sebesar 1/10, 1/20 dan 1/30 untuk mengetahui redaman yang paling optimal.

## 1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, adapun rumusan masalah pada penelitian kali ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana model dinamis *cantilever beam vibration absorber* pada sistem perpipaan lurus dengan sumber getaran dari eksitasi motor?
2. Bagaimana pengaruh rasio massa *cantilever beam vibration absorber* dengan massa utama terhadap reduksi getaran yang terjadi pada sistem perpipaan lurus?
3. Bagaimana pengaruh variasi posisi pemasangan *cantilever beam vibration absorber* terhadap reduksi getaran yang terjadi?
4. Bagaimana pengaruh variasi frekuensi putaran motor sebelum dan sesudah dipasang *cantilever beam vibration absorber*?

### 1.3 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian kali ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui model dinamis *cantilever beam vibration absorber* pada sistem perpipaan lurus dengan sumber getaran dari eksitasi motor.
2. Mengetahui pengaruh variasi rasio massa *cantilever beam vibration absorber* dengan massa sistem utama terhadap reduksi getaran yang terjadi pada sistem perpipaan lurus.
3. Mengetahui pengaruh variasi posisi pemasangan *cantilever beam vibration absorber* terhadap reduksi getaran pada sistem perpipaan lurus.
4. Mengetahui pengaruh variasi frekuensi putaran motor sebelum dan sesudah dipasang *cantilever beam vibration absorber*.

### 1.4 Batasan Masalah

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

1. Gaya eksitasi motor dimodelkan sebagai input sinusoidal.
2. Gerakan yang diamati pada sistem utama merupakan gerakan translasi ke arah vertikal (sumbu Y).
3. Gerakan rotasi hanya terjadi ketika terdapat pergeseran CBVA.
4. Sumber getar sistem utama berasal dari gaya eksitasi motor DC yang dihubungkan dengan pegas dan dianggap sebagai *base motion*.
5. Sumber getaran berada pada posisi titik berat dari sistem utama.
6. Gaya gesek dengan udara diabaikan.
7. Getaran yang terjadi dari luar mekanisme diabaikan.
8. Pipa yang digunakan adalah pipa lurus tanpa fluida.
9. Penelitian tugas akhir ini berfokus pada reduksi getaran pada sistem utama.

### **1.5 Manfaat**

Adapun manfaat dari penelitian untuk tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Memberikan informasi rancangan pemodelan dinamis sistem perpipaan lurus yang diberi eksitasi motor sebagai sumber getaran berlebih.
2. Penelitian ini bermanfaat sebagai penerapan ilmu pengetahuan untuk perkembangan teknologi khususnya di bidang industri yang banyak menggunakan sistem perpipaan.
3. Penelitian ini dapat memberikan kontribusi dalam memperpanjang usia pakai sistem perpipaan yang terkena getaran berlebih yang berasal dari komponen industri.
4. Penelitian ini dapat digunakan sebagai referensi dan studi literatur dalam melakukan penelitian selanjutnya mengenai redaman pada sistem perpipaan.

**BAB II**  
**DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA**





## BAB II DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA

### 2.1 Sistem Perpipaan

Sistem perpipaan adalah suatu sistem yang digunakan untuk mengalirkan fluida *liquid* maupun fluida gas dari suatu titik ke titik lainnya. Sedangkan pipa adalah benda berbentuk silinder dengan lubang di tengahnya yang terbuat dari logam maupun bahan-bahan lainnya sebagai sarana transportasi fluida berbentuk cair maupun gas ( Putra, 2017). Dalam sistem perpipaan pada umumnya terdapat komponen-komponen yang diantaranya : pipa, *valve* sebagai pengatur laju aliran, *flanges* sebagai sambungan antara pipa dengan komponen lain, dan *fitting*. *Fitting* merupakan elemen yang mempunyai bentuk dasar pipa dengan bentuk yang beraneka ragam seperti : *elbow*, *tee*, dan *reducer* seperti pada gambar 2.1.



**Gambar 2.1** Macam-macam *fitting* perpipaan (a)*reducer*;  
(b)*elbow*; (c)*tee* ( Putra, 2017)

### 2.2 Dasar Teori Mekanika Getaran

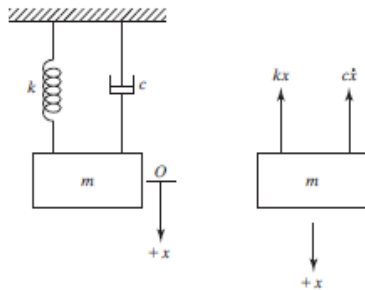
#### 2.2.1 Getaran

Getaran merupakan gerakan bolak-balik di sekitar keadaan setimbang, atau getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik dari posisi awal dan melalui titik keseimbangan dengan periode amplitudo dan frekuensi tertentu (Rao, 2004). Getaran berdasarkan sumber getarannya dapat terbagi menjadi :

##### a. *Free Vibration*

Merupakan getaran yang terjadi ketika sebuah sistem utama diberi input awal kemudian dibiarkan bergetar secara

bebas, sehingga tidak ada gaya luar yang memaksa terjadi getaran. Gambar 2.2 merupakan contoh dari sistem yang mengalami getaran dan redaman akibat dari adanya gaya harmonik. Apabila suatu sistem terkena gaya harmonik maka respon getarannya akan berlangsung pada frekuensi yang sama dengan frekuensi eksitasinya.



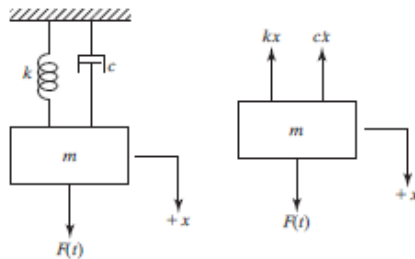
**Gambar 2.2** *Free Vibration System* (Rao S. , 2004)

Sistem diatas dapat dibentuk persamaan matematisnya sebagai berikut:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + kx = 0 \quad (2.1)$$

b. *Forced Vibration*

Merupakan getaran yang terjadi apabila sebuah sistem terkena gaya dari luar sistem seperti pada gambar 2.3



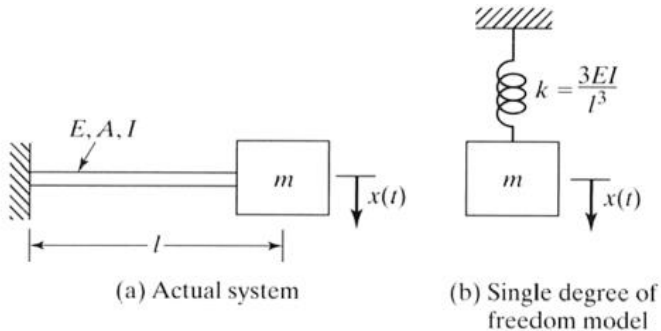
**Gambar 2.3** *Forced Vibration System* (Rao S. , 2004)

Sistem diatas dapat dibentuk persamaan matematisnya sebagai berikut:

$$M\ddot{x} + C\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.2)$$

### 2.2.2 Derajat Kebebasan

Derajat kebebasan atau yang biasa disebut dengan *Degree of freedom* (DOF) merupakan jumlah koordinat bebas atau independen yang diperlukan untuk menggambarkan posisi dari sistem pada sembarang waktu. Derajat kebebasan dapat dibedakan menjadi *single degree of freedom* (SDoF) dan *multi degree of freedom* (MDoF). Sebuah sistem yang memiliki gerak semakin bebas, maka semakin banyak pula DOF yang bekerja pada sistem tersebut. Sistem yang memiliki 1 DOF memiliki arti bahwa sistem tersebut hanya memiliki satu buah arah pergerakan massa (gambar 2.4).



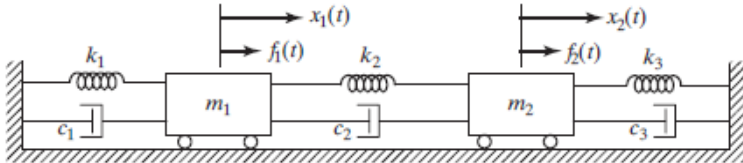
**Gambar 2.4** Mekanisme SdoF *free vibration* (Rao S. , 2004)

Gambar 2.4 merupakan contoh dari sistem yang memiliki satu derajat kebebasan. Sistem tersebut dapat dimodelkan secara matematis sebagai berikut:

$$M_{eq}\ddot{x} + C_{eq}\dot{x} + K_{eq}x = 0 \quad (2.3)$$

Apabila suatu sistem memiliki 2 DOF seperti pada gambar 2.5 maka benda tersebut memiliki dua arah pergerakan yang

berbeda. Persamaan sistem 2 DOF dapat diturunkan dengan persamaan hukum newton kedua, dan persamaan gerak tersebut diselesaikan dengan metode matriks.



**Gambar 2.5** Mekanisme sistem *damped forced vibration* dengan 2 DoF (Rao S. , 2004)

Gambar diatas dapat dirumuskan secara matematis sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + (C_1 + C_2) \dot{x}_1 - C_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2 x_2 = F_1 \quad (2.4)$$

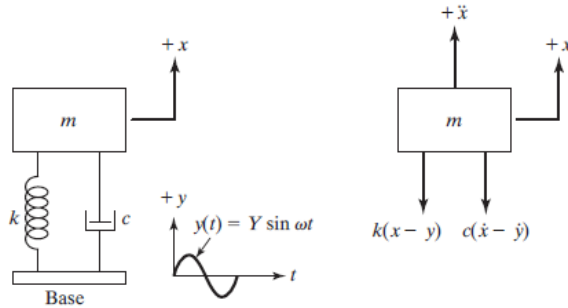
$$m_2 \ddot{x}_2 + (C_2 + C_3) \dot{x}_2 - C_2 \dot{x}_1 + (k_2 + k_3)x_2 - k_2 x_1 = F_2 \quad (2.5)$$

Sehingga matrix yang didapat dari persaman diatas adalah sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 + C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 + C_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 + k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \end{Bmatrix} \quad (2.6)$$

### 2.2.3 Base of Motion

Dalam penelitian tugas akhir ini, digunakan motor yang dihubungkan dengan *scotch yoke* sebagai sumber getar dari sistem utama. Sehingga pada penelitian tugas akhir ini menerapkan konsep gerakan dari *base of motion*, dimana getaran terjadi karena adanya pergerakan harmonis dari *base* suatu sistem yang mempengaruhi massa diatasnya seperti pada gambar 2.6.



**Gambar 2.6** Base of motion (Rao, 2004)

*Base* memiliki displacement sebesar  $y(t)$  dan massa sistem memiliki displacement  $x(t)$ . Berdasarkan gambar 2.6 pemodelan tersebut dapat dirumuskan secara matematis sebagai berikut:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.7)$$

Apabila:

$$y(t) = Y \sin \omega t \quad (2.8)$$

persamaan (2.7) menjadi:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= ky + c\dot{y} \\ &= kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t \\ &= A \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (2.9)$$

Dimana:

$$A = Y \sqrt{k^2 + (c\omega)^2} \quad (2.10)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left[ -\frac{c\omega}{k} \right] \quad (2.11)$$

$A$  merupakan gaya harmonis yang bekerja pada sistem. Hal tersebut menunjukkan bahwa pemberian gaya eksitasi pada landasan serta dengan memberikan gaya harmonik dengan sejumlah  $A$  kepada massa.

Dari persamaan tersebut, didapat respon *steady state* dari massa,  $x_p(t)$ , yaitu:

$$x_p(t) = \frac{Y \sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.12)$$

Dimana:

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left[ \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right] \quad (2.13)$$

Persamaan diatas dapat disederhanakan menggunakan identitas trigonometri menjadi persamaan (2.14) sebagai berikut:

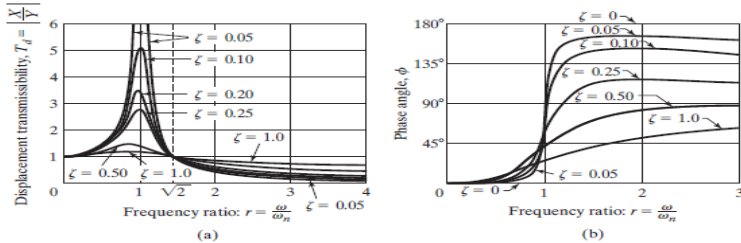
$$x_p(t) = X \sin(\omega_n t - \phi) \quad (2.14)$$

Dimana nilai  $X$  dan  $\phi$  didapatkan dari persamaan (2.15) dan (2.16).

$$\frac{X}{Y} = \left[ \frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \right]^{\frac{1}{2}} = \left[ \frac{1 + (2\xi r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\xi r)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.15)$$

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left[ \frac{m c \omega^3}{(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] = \tan^{-1} \left[ \frac{2\xi r^3}{1 + (4\xi^2 - 1)r^2} \right] \quad (2.16)$$

Persamaan 2.15 menunjukkan seberapa besar rasio amplitudo respon  $x_p(t)$  terhadap *base motion*  $y(t)$ . Rasio  $\frac{X}{Y}$  tersebut disebut dengan *displacement transmissibility*. Grafik variasi hubungan  $\frac{X}{Y}$  (2.15) dan *phase angle* (2.16) terhadap *frequency ratio* dapat dilihat pada gambar 2.7.



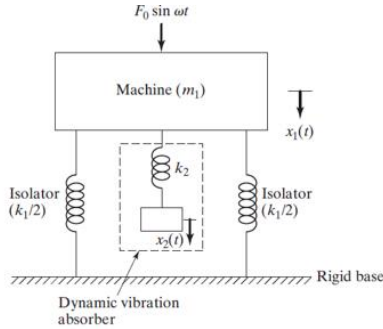
**Gambar 2.7** Grafik hubungan (a) amplitud ratio dengan *frequency ratio*, (b) *phase angle* dengan *frequency ratio* (Rao, 2004)

### 2.2.4 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

*Dynamic Vibration Absorber* (DVA) merupakan suatu mekanisme yang digunakan untuk meredam atau meminimalisir getaran yang tidak diinginkan atau berlebih. Pada umumnya DVA terdiri dari sistem massa dan pegas dipasangkan pada sistem utama. Massa sistem utama dan massa *absorber* yang ditambahkan tersebut akan menjadi kesatuan sistem dengan dua derajat kebebasan, dengan demikian sistem tersebut akan memiliki dua frekuensi alami. Tanpa adanya DVA, getaran yang tidak diinginkan pada sistem utama akan sangat sulit dikontrol dan dapat menurunkan efisiensi kinerja dari sistem utama, bahkan dapat menjadi penyebab kegagalan pada sistem utama.

#### A. Undamped Dynamic Vibration Absorber

Adapun pemodelan dari sistem utama yang dipasang *undamped* DVA (DVA tidak teredam) dapat dilihat pada gambar 2.8.



**Gambar 2.8** Mekanisme DVA pada sistem utama (Rao, 2004)

Gambar 2.8 merupakan sistem yang mengalami gaya dari luar sebesar  $F_0 \sin \omega t$  dan terhubung dengan *rigid base* melalui pegas yang memiliki konstanta kekakuan pegas ( $k_1$ ). Kemudian, sebuah sistem DVA ditambahkan dengan massa ( $m_2$ ) dan kekakuan pegas ( $k_2$ ) terhadap mesin. Berdasarkan gambar 2.8 didapatkan persamaan gerak dari  $m_1$  dan  $m_2$ , yaitu:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.17)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.18)$$

Dengan asumsi persamaan harmonik, didapatkan:

$$x_j(t) = X_j \sin \omega t, \text{ dimana: } j = 1, 2 \quad (2.19)$$

Sehingga diperoleh amplitudo *steady state*  $m_1$  dan  $m_2$ , sebagai berikut:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.20)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.21)$$



Penambahan DVA pada sistem utama bertujuan untuk mengurangi atau menghilangkan amplitudo dari massa sistem utama. Dengan demikian, untuk menghilangkan amplitudo pada massa utama ( $m_1$ ) maka pembilang dari persamaan 2.20 harus bernilai nol, sehingga:

$$k_2 - m_2\omega^2 = 0 \quad (2.22)$$

Atau dapat dituliskan menjadi :

$$\omega = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.23)$$

Apabila sistem utama (mesin) beroperasi di daerah resonansi, maka  $\omega_1 \approx \omega_2 = \frac{k_1}{m_1}$ . Sebuah DVA didesain agar memiliki frekuensi natural yang bernilai sama dengan frekuensi natural dari massa utama. Sehingga persamaan di atas menjadi:

$$\omega_2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.24)$$

Ketika pengoperasian sistem dilakukan pada frekuensi resonansi, maka amplitudo getaran mesin (sistem utama) akan menjadi nol, artinya

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.25)$$

sebagai frekuensi natural dari sistem utama (mesin), sedangkan

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.26)$$

sebagai frekuensi natural sistem DVA. Sehingga didapatkan persamaan berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.26)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.27)$$

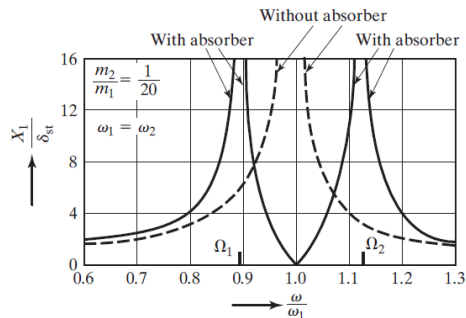
Pada gambar 2.9 memperlihatkan grafik perubahan nilai dari amplitudo getaran mesin  $\frac{X_1}{\delta_{st}}$  terhadap perubahan kecepatan putar mesin  $\frac{\omega}{\omega_1}$ . Pada grafik dibawah dapat terlihat bahwa nilai  $X_1 = 0$  pada  $\omega = \omega_1$ . Pada frekuensi ini, persamaan 2.19 akan menghasilkan

$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} \quad (2.28)$$

$$X_2 = -\frac{F_0}{k_2} \quad (2.29)$$

Hal ini menunjukkan bahwa pegas berlawanan dengan gaya eksitasi dan berusaha untuk meniadakan gaya eksitasi di  $X_1$ , sehingga  $X_1$  berkurang hingga mendekati nol. Sehingga didapatkan parameter dari sistem DVA sebagai berikut:

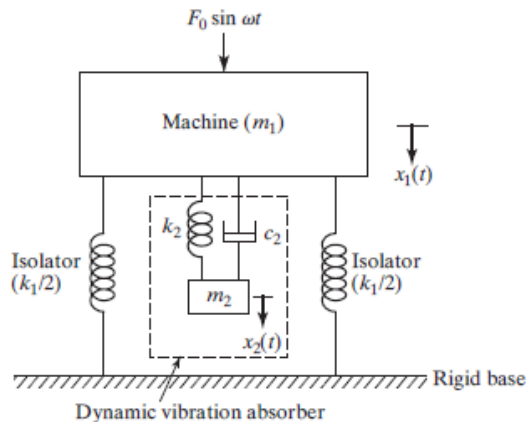
$$k_2 X_2 = m_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.30)$$



**Gambar 2.9** Pengaruh penggunaan DVA tak teredam terhadap respon pada sistem utama (Rao, 2004)

### B. *Damped Dynamic Vibration Absorber*

Pada DVA jenis *undamped* yang telah dijelaskan sebelumnya, mengakibatkan terjadinya perubahan nilai dan jumlah resonansi puncak dari mesin. Sistem tersebut menghasilkan dua puncak resonansi baru dengan nilai amplitudo yang sangat besar. Dengan demikian mesin tersebut harus mampu melewati puncak resonansi dengan cepat pada saat mesin dihidupkan dan dimatikan untuk menghindari amplitudo yang besar tersebut. Amplitudo pada sistem utama tersebut dapat direduksi dengan menambahkan *damped dynamic vibration absorber*. Adapun skema sederhana dari sistem *damped dynamic vibration absorber* dapat dilihat pada gambar 2.10.



**Gambar 2.10** Mekanisme DDVA pada sistem utama (Rao, 2004)

Berdasarkan gambar di atas, didapatkan persamaan gerak dari massa  $X_1$  dan  $X_2$  tersebut adalah sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.31)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.32)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2 \quad (2.33)$$

Sehingga didapatkan amplitudo *steady state* dari persamaan 2.27 dan 2.28 menjadi:

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + i\omega c_2(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \quad (2.34)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + i\omega c_2)}{(k_2 - m_2\omega^2 + i\omega c_2)} \quad (2.35)$$

Dimana:

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} \quad : \text{ rasio massa}$$

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1} \quad : \text{ defleksi statis}$$

$$\omega_a^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad : \text{ frekuensi natural massa } \textit{absorber}$$

$$\omega_n^2 = \frac{k_1}{m_1} \quad : \text{ frekuensi natural massa utama (mesin)}$$

$$f = \frac{\omega_a}{\omega_n} \quad : \text{ rasio frekuensi natural}$$

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} \quad : \text{ forced frequency ratio}$$

$$cc = 2m\omega_n \quad : \text{ critical damping constant}$$

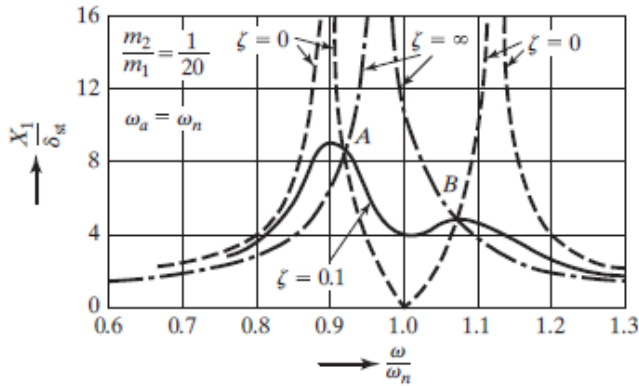
$$\zeta = \frac{c_2}{c_c} \quad : \text{ rasio redaman}$$

Sehingga nilai  $X_1$  dan  $X_2$  dapat dinyatakan dalam persamaan berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.36)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.37)$$

Pada gambar 2.11 memperlihatkan grafik perubahan nilai dari amplitudo getaran mesin  $\frac{X_1}{\delta_{st}}$  terhadap *forced frequency ratio* dengan nilai  $f = 1$ ,  $\mu = 1/20$  dan variasi  $\zeta = 0, 0.1$  dan  $\infty$ .

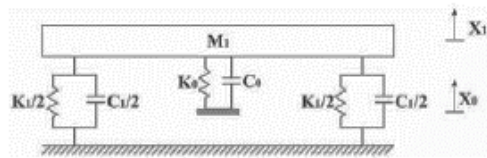


**Gambar 2.11** Pengaruh penggunaan DVA teredam terhadap respon pada sistem utama  
(Rao, 2004)

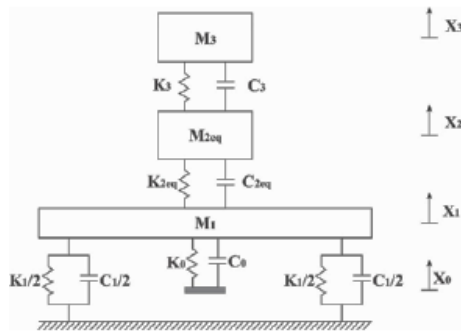
Ketika nilai redaman adalah nol ( $\zeta = 0$ ), maka resonansi terjadi pada dua frekuensi natural yang tidak dapat teredam dari sistem. Ketika nilai redaman adalah tidak terhingga ( $\zeta = \infty$ ), massa utama dan massa *absorber* bekerja secara bersama dan seolah membentuk sistem SDoF. Ketika nilai redaman adalah ( $\zeta = 0.1$ ) maka puncak dari  $X_1$  bernilai minimum.

### 2.3 Tinjauan Pustaka

Sebelumnya telah terdapat beberapa penelitian yang berkaitan dengan topik tugas akhir ini. Salah satu penelitian yang dapat digunakan sebagai referensi penyusunan tugas akhir ini adalah jurnal penelitian yang disusun oleh **Rahmat Bambang Wahyuari** dalam penelitiannya yang berjudul “Pemodelan dan Analisis Mekanisme *Cantilever Double Vibration Absorber* (CPDVA) Sebagai Peredam Getaran Translasi dan Penghasil Energi Listrik”.



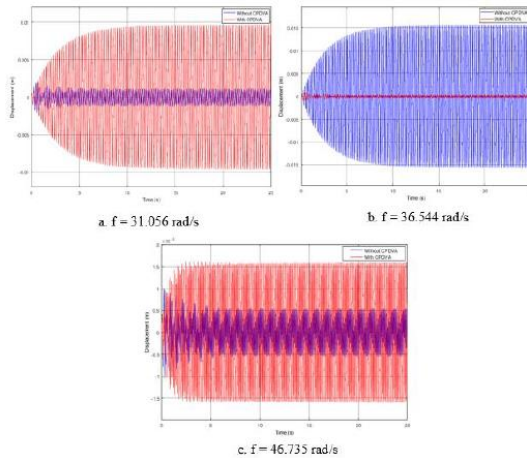
(a)



(b)

**Gambar 2.12** Pemodelan sistem (a) sistem tanpa CPDVA; (b) sistem dengan CPDVA (Wahyuari, 2017)

Pada gambar 2.12 pemodelan dinamis diatas, sistem peredam dipasang dengan posisi diatas sistem utama, kemudian sistem tersebut disimulasikan untuk mendapatkan respon getaran. Variasi yang digunakan dalam penelitian kali ini adalah amplitudo eksitasi sistem utama sebesar 0,02 m, 0,03 m, dan 0,04 m. Kecepatan putar motor sebesar 31,056 rad/s, 36,544 rad/s dan 46,753 rad/s. dan jumlah *cantilever piezoelectric* sebanyak 500 buah, 750 buah dan 1000 buah. Adapun respon getaran dari kedua sistem tersebut dapat dilihat melalui grafik pada gambar 2.13.



**Gambar 2.13** Respon getaran mesin tanpa dan dengan DVA (a)  $f = 31,056 \text{ rad/s}$ ; (b)  $f = 36,544 \text{ rad/s}$ ; (c)  $f = 46,735 \text{ rad/s}$

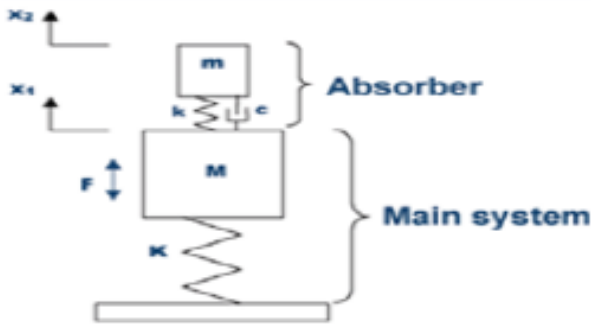
Pada gambar 2.13 merupakan perbandingan respon perpindahan massa utama terhadap variasi frekuensi operasi pada amplitudo  $0,02 \text{ m}$  dan jumlah *piezoelectric* sebanyak 500 buah. Penelitian ini dilakukan untuk mengetahui pengaruh CPDVA terhadap redaman mesin dan daya bangkitan yang mendapat gaya gangguan dari luar. Penelitian ini dilakukan dengan cara membandingkan hasil simulasi antara sistem yang menggunakan CPDVA, dan tidak menggunakan CPDVA seperti pada gambar 2.13 diatas. Adapun hasil dari simulasi pada gambar 2.13 akan terangkum dalam tabel 2.1 sebagai berikut

**Tabel 2.1** Presentase reduksi terhadap variasi frekuensi

Frekuensi (rad/s)	RMS Respon massa utama tanpa CPDVA (m)	RMS Respon massa utama dengan CPDVA (m)	RMS Reduksi Getaran
31.056	0.0008446	0.006872	-713.6396
36.544	0.01065	0.0002930	97.2488
46.735	0.0003925	0.001103	-181.0191

Dari tabel 2.1 dapat disimpulkan bahwa hubungan variasi frekuensi operasi yang mendekati nilai frekuensi natural sistem mengakibatkan respon massa utama semakin besar. Frekuensi operasi pada sistem tanpa menggunakan CPDVA dan sistem dengan CPDVA memiliki hasil respon yang berbeda. Sehingga, nilai dari reduksi sistem memiliki nilai yang berbeda pada setiap frekuensi operasi. Nilai reduksi terbesar terjadi ketika sistem dioperasikan pada frekuensi naturalnya yaitu sebesar 36,544 rad/s dengan nilai reduksi 97,4 %.

**A.Z.Pachpute, P.B.Bawa** pada tahun 2016. Dalam jurnal penelitian yang berjudul “*Optimum design of damped dynamic vibration absorber – a simulation approach.*” Pachpute melakukan penelitian dengan metode simulasi untuk mengetahui respon dari suatu sistem utama dengan kondisi tertentu. Adapun sistem yang disimulasikan adalah sistem tanpa DVA, *undamped* DVA, dan sistem dengan *damped dynamic vibration absorber* (DDVA) pada gambar 2.14, dan sistem dengan *undamped* DVA.



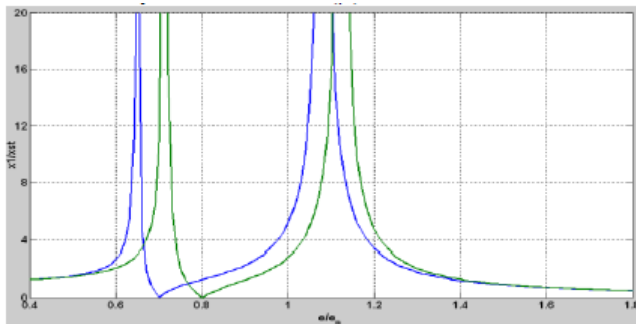
**Gambar 2.14** Model sistem dengan *damped dynamic vibration absorber* (Pachpute & Bawa, 2016)

Dalam gambar diatas terdiri dari sistem utama yang berupa massa utama ( $M$ ) dan pegas ( $K$ ). Sistem utama tersebut dipasangkan dengan sistem tambahan yang berupa pegas ( $k$ ),



peredam (c) serta massa *absorber* (m), sehingga getaran yang muncul pada sistem utama dapat teredam.

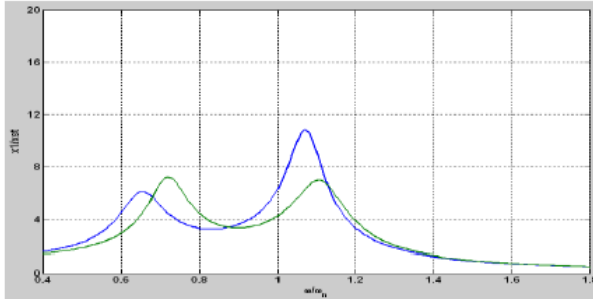
Adapun variasi yang digunakan pada penelitian kali ini adalah sebagai berikut: *mass ratio* ( $\mu$ ), *damping ratio* ( $\zeta$ ), dan *tuning ratio* ( $f$ ). Variasi tersebut digunakan untuk mendapatkan nilai optimum untuk mereduksi getaran dari sistem utama. Penelitian ini kemudian disimulasikan dengan *software* Matlab dan didapatkan hasil pada gambar 2.15 dan 2.16 sebagai berikut:



**Gambar 2.15** Respon sistem utama dengan *undamped* DVA  
(Pachpute & Bawa, 2016)

Gambar 2.15 merupakan hasil simulasi sistem dengan penambahan *undamped* DVA, dengan variasi *mass ratio* ( $\mu$ ) = 0,2, dan *tuning ratio* ( $f$ ) = 0,7 hingga 0,8. Berdasarkan gambar tersebut, garis yang berwarna biru merupakan respon dari sistem peredam, sedangkan garis berwarna hijau merupakan respon dari sistem utama. Terdapat penurunan respon perpindahan yang cukup signifikan apabila dibandingkan dengan sistem tanpa DVA, namun pada kondisi ini muncul dua frekuensi natural pada sistem dengan *undamped* DVA.

Gambar 2.16 merupakan respon sistem utama dengan *damped dynamic vibration absorber* (DDVA).

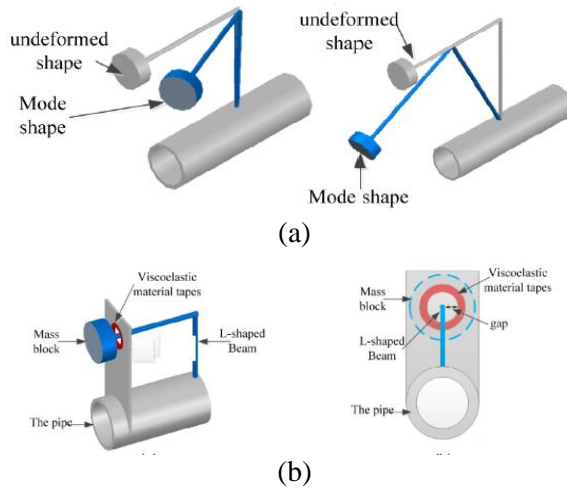


**Gambar 2.16** Respon sistem utama dengan *damped* DVA (DDVA) (Pachpute & Bawa, 2016)

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, sistem yang dapat mereduksi getaran secara optimum adalah sistem *damped dynamic vibration absorber* (DDVA) seperti gambar 2.16 dengan nilai *damping ratio* ( $\zeta$ ) = 0,125, *mass ratio* ( $\mu$ ) = 0,2, dan *tuning ratio* ( $f$ ) = 0,7 hingga 0,8. Sehingga dapat disimpulkan bahwa dengan adanya massa *absorber* pada sistem utama akan melebarkan jarak antar frekuensi natural pada sistem, namun massa *absorber* kurang efektif apabila diaplikasikan pada permesinan yang besar. Oleh karena itu perlu adanya penambahan *damper* agar memberikan redaman yang lebih baik lagi dalam rentang frekuensi yang lebar.

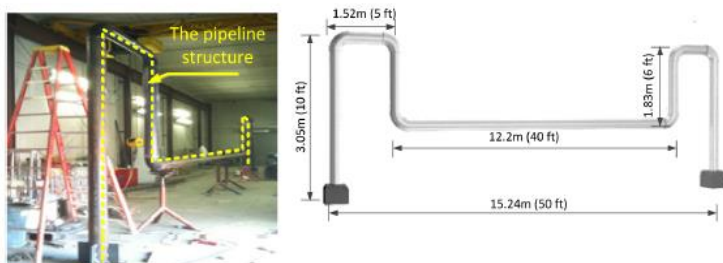
Sehingga dapat disimpulkan bahwa pada permesinan yang memiliki frekuensi kerja kecil dan konstan dapat menggunakan *undamped* DVA sebagai sistem peredamnya, sedangkan pada permesinan yang besar perlu adanya *damped* DVA (DDVA) agar peredaman getaran berlebihnya menjadi lebih efektif.

Pada tahun yang sama, telah dilakukan pula penelitian mengenai getaran pada sistem perpipaan telah dilakukan oleh **G.B. Song, dkk.** Dalam jurnalnya yang berjudul “*Vibration Control of Pipeline Structure Using Pounding Tuned Mass Damper*” G.B.



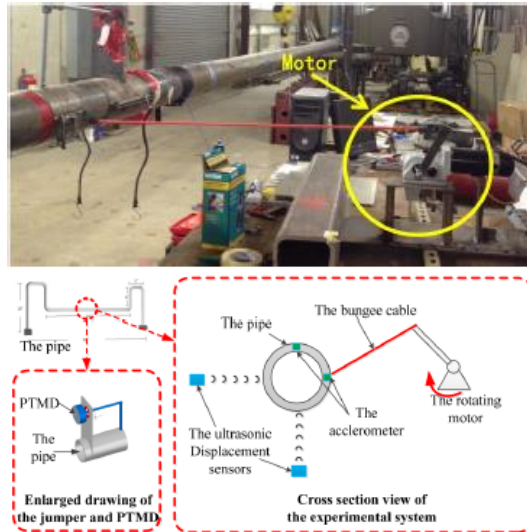
**Gambar 2.17** Sistem peredam (a) TMD ; (b) PTMD (*Song, et al., 2016*)

Gambar 2.17 merupakan sistem peredam TMD dan PTMD yang akan digunakan. Song melakukan penelitian untuk melihat efektivitas PTMD dalam mereduksi getaran pada pipa secara simulasi dan eksperimen. Selain itu, dilakukan juga perbandingan penggunaan sistem *Tunned Mass Damper* (TMD) dan *Pounding Tunned Mass Damper* (PTMD) dalam meredam sistem pipa yang telah diberi eksitasi melalui metode simulasi.



**Gambar 2.18** Sistem utama pipa (*Song, et al., 2016*)

Gambar 2.18 merupakan bentuk pipa yang akan digunakan dalam penelitian kali ini. Sistem utama yang digunakan adalah pipa tanpa fluida berbentuk M dengan diameter 152 mm, panjang 15,24 m, dan tinggi sebesar 3,05 m yang diberi peyangga pada kedua ujungnya.

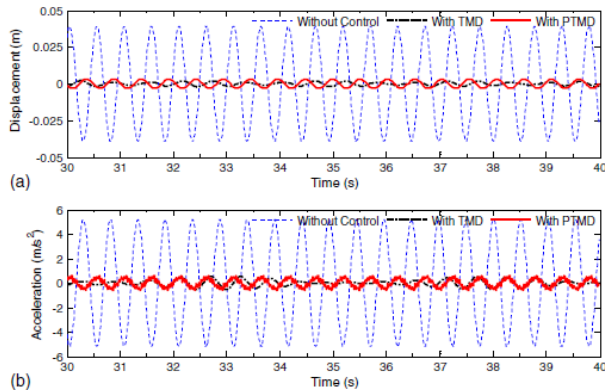


**Gambar 2.19** Instalasi sistem perpipaan dengan gaya eksitasi oleh motor (Song, et al., 2016)

Gambar 2.19 merupakan instalasi sistem perpipaan dengan gaya eksitasi yang berasal dari motor. Pipa tersebut diberi gaya eksitasi oleh motor yang dihubungkan dengan bantuan *bungee cable* tepat ditengah struktur pipa. Sistem PTMD yang dibuat berbentuk L yang memiliki dimensi panjang 610 mm, batang horizontal dan vertikal dengan diameter 15,9 mm dan panjang masing-masing 305 mm. Sedangkan massa PTMD yang digunakan adalah beban dengan berat sebesar 18,14 Kg. Kemudian delimeter pada PTMD terbuat dari plat baja dengan lubang berdiameter 51

mm dan diberi lapisan viskoelastik sejumlah 10 lapisan. PTMD tersebut nantinya akan ditempatkan pada tengah struktur pipa.

Pada gambar 2.20 merupakan hasil simulasi respon getaran sistem utama dengan TMD dan PTMD. *Forced vibration* diberikan pada sistem utama untuk mensimulasikan perilaku struktur pipa dengan gaya eksitasi. Simulasi ini dilakukan untuk melihat perbandingan sistem peredam TMD dan PTMD pada sistem utama.

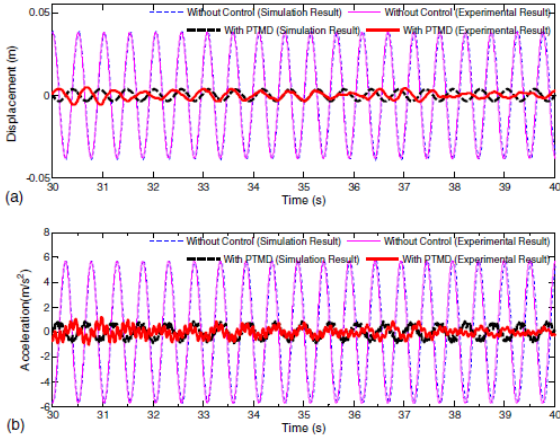


**Gambar 2.20** Hasil respon getaran dengan TMD dan PTMD: (a) Perpindahan; (b) Percepatan (Song, Zhang, & Li, 2016)

Pada gambar diatas didapatkan bahwa respon dinamik pipa dengan menggunakan TMD dan PTMD telah terbukti efektif dalam mereduksi getaran berlebih pada struktur pipa. Berdasarkan gambar 2.20 dapat disimpulkan bahwa, TMD sedikit efektif dalam mereduksi getaran apabila dibandingkan dengan PTMD.

Kemudian dilakukan juga metode eksperimen dan simulasi dalam melihat keefektifan PTMD dalam mereduksi getaran berlebih. Simulasi dan eksperimen dilakukan dengan membandingkan respon getaran dari sistem utama tanpa PTMD dan sistem utama dengan PTMD. Pada gambar 2.21, *forced vibration* dilakukan pada sistem utama untuk merepresentasikan

perilaku struktur pipa dengan gaya eksitasi. Struktur tersebut diuji dalam arah horizontal dengan menggunakan PTMD dan tanpa menggunakan PTMD.

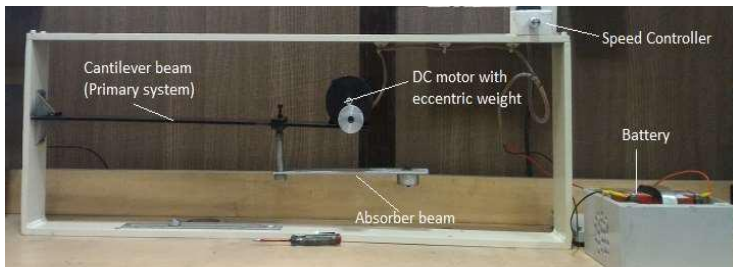


**Gambar 2.21** Hasil respon getaran pada arah horizontal dengan kondisi *forced vibration* dengan PTMD: (a) Perpindahan; (b) Percepatan (Song, Zhang, & Li, 2016)

Pada gambar 2.21 (a) didapatkan nilai *displacement* pipa tanpa PTMD sebesar 37,0 mm sedangkan pipa dengan PTMD adalah 4,9 mm (reduksi yang terjadi sebesar 86,6%). Sedangkan pada gambar 2.20 (b), reduksi pipa tanpa PTMD dan dengan PTMD pada percepatan pipa adalah sebesar 83,6%. Berdasarkan simulasi dan eksperimen yang telah dilakukan, nilai amplitudo yang dimiliki oleh simulasi dan eksperimen memiliki nilai yang hampir berdekatan. Namun, terdapat beberapa kesalahan fase pada kedua metode tersebut. Hal ini dapat dikaitkan dengan keterbatasan motor.

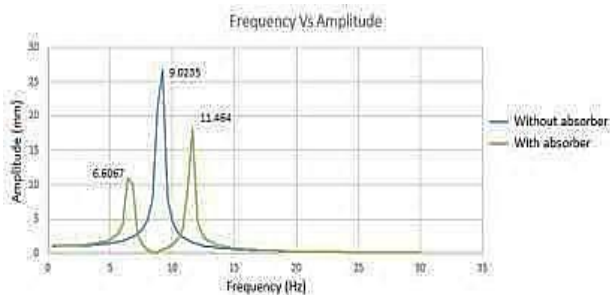
Penelitian mengenai sistem peredam dalam bentuk *cantilever* telah dilakukan pada tahun 2018 oleh **Vaibhav Ghodge dkk.** dalam jurnal yang berjudul “*Design and Validation of a Mass Tuned Dynamic Vibration Absorber*”. Vaibhav Ghodge dkk., melakukan penelitian untuk melihat efektivitas penyerap getaran

dengan menggunakan metode TMD *cantilever* yang telah didesain ulang dalam mereduksi getaran pada sistem utama. Pada jurnal penelitian ini dilakukan validasi dari simulasi menggunakan ANSYS dan eksperimen dengan bantuan OROS *vibration analyzer* pada permodelan *cantilever beam* dengan *vibration absorber*.



**Gambar 2.22** Instalasi TMD *cantilever* dan motor di tengah struktur sistem utama (Ghodge, et al., 2018)

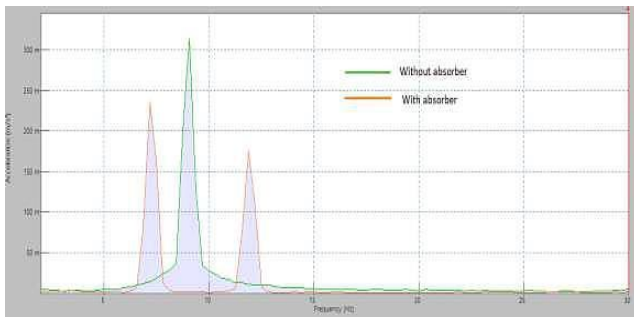
Pemodelan pada gambar 2.22 menggunakan sistem utama plat *cantilever* dengan dimensi 520 x 50 x 5 mm yang dengan *unbalance* motor. Untuk TMD yang digunakan adalah *cantilever beam* dengan dimensi 250 x 30 x 2 mm yang memiliki massa yang dapat bergerak secara bebas. Analisis pertama yang dilakukan adalah mendapatkan natural frekuensi dari *cantilever beam* dengan motor tanpa *absorber* menggunakan simulasi ANSYS.



**Gambar 2.23** Respon frekuensi *cantilever beam* dengan motor tanpa *absorber* dan dengan *absorber* (Ghodge, et al., 2018)

Dari gambar 2.23 dapat dilihat bahwa dari hasil simulasi menggunakan ANSYS sistem utama dengan dan tanpa TMD. Berdasarkan gambar tersebut, puncak tertinggi dimiliki oleh sistem tanpa TMD pada frekuensi 9.0235 Hz. Kemudian TMD dipasangkan pada sistem utama dan dapat mengurangi vibrasi pada frekuensi operasi dari sistem utama secara signifikan

sebesar 6.6067 Hz dan 11.464 Hz dengan nilai amplitudo yang lebih rendah. Tahap selanjutnya yaitu observasi dengan cara eksperimen menggunakan *vibration analyzer*.



**Gambar 2.24** Respon frekuensi *cantilever* model dengan *unbalance motor* dengan dan tanpa TMD menggunakan OROS (Ghodge, et al., 2018)

Gambar 2.24 menunjukkan grafik percepatan versi frekuensi untuk *cantilever model* dengan *unbalance motor* tanpa *absorber* dan dengan *absorber*. Frekuensi natural tanpa *absorber* dari sistem berniali 9.0625 Hz ditunjukkan oleh puncak tertinggi. Ketika *TMD* terpasang ke sistem utama, kita dapat melihat penurunan yang signifikan dalam amplitudo pada frekuensi dasar sistem utama yaitu pada 7.1875 Hz dan 11.875 Hz. Dengan begitu sistem utama memiliki pengurangan yang signifikan pada amplitudo getaran.



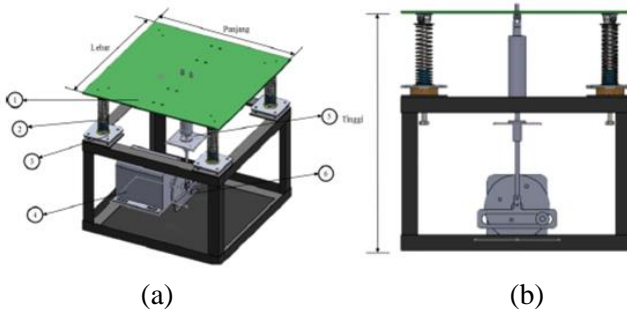
Hasil dari simulasi menggunakan ANSYS dan eksperimen dengan menggunakan OROS *vibration analyzer* akan dibandingkan dalam tabel 2.1 sebagai berikut.

**Tabel 2.2** Frekuensi natural dari *cantilever system*

	<i>Numericallly using ANYS</i>	<i>Using experimental</i>	<i>Deviation (Hz)</i>
<i>Without absorber (Hz)</i>	9,0235	9,0625	0,039
<i>With tuned vibration absorber (Hz)</i>	6,6067	7,1875	0,5808
	11,464	11,875	0,411

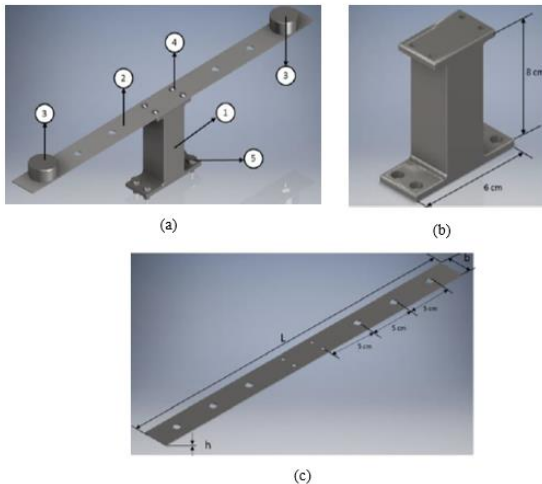
Tabel 2.2 merupakan nilai frekuensi natural dari *cantilever system* (sistem utama) dengan dan tanpa menggunakan TMD *cantilever beam*. Berdasarkan kedua metode tersebut dapat disimpulkan bahwa hasil nilai frekuensi natural yang didapat dalam simulasi dan eksperimen tidak berbeda jauh.

Penelitian mengenai sistem peredam dalam bentuk *cantilever* juga telah dilakukan oleh **Vincent** dalam penelitian tugas akhir yang berjudul “Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi dan Rotasi pada Sisem Utama oleh Mekanisme *Dynamic Vibration Absorber Model Beam* dengan Pengaruh Posisi Peletakan Terhadap Pusat Massa Sistem Utama” pada tahun 2017. Dalam penelitiannya, Vincent melakukan pemodelan rancang bangun simulator getaran dalam skala laboratorium yang merepresentasikan getaran dalam arah translasi dan rotasi.



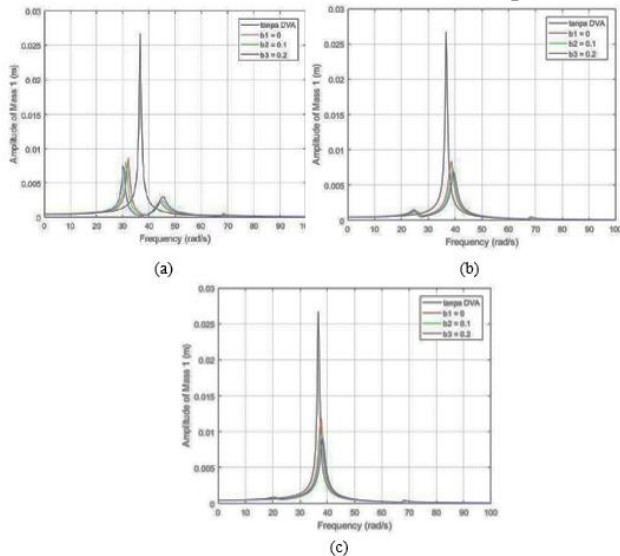
**Gambar 2.25** (a) Rancangan sistem utama tampak isometri; (b) Rancangan sistem utama tampak belakang (Vincent, 2017)

Gambar 2.25 merupakan skema penelitian dimana sistem utama yang digunakan berupa plat datar persegi dari bahan aluminium yang ditumpu oleh empat buah pegas dan diberi gaya eksitasi dari motor DC sebagai sumber getar. Sumber getar tersebut diberikan tepat pada pusat massa dari plat datar persegi.



**Gambar 2.26** (a) Rancangan *assembly* DVA; (b) Rancangan tumpuan DVA; (c) Rancangan pegas DVA (Vincent, 2017)

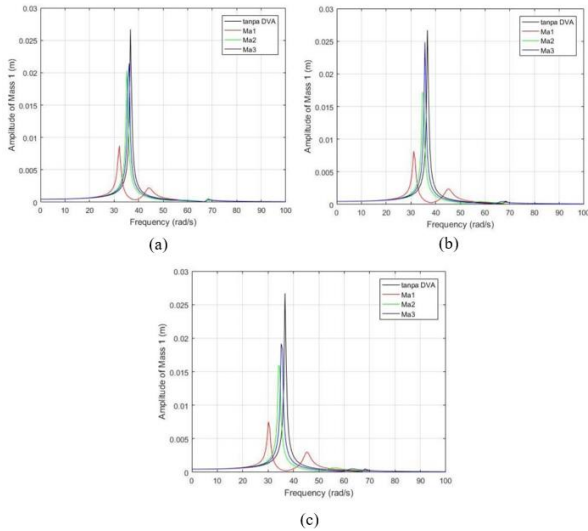
Gambar 2.26 merupakan sistem peredam yang digunakan untuk mereduksi getaran yang terjadi. Sistem peredam tersebut merupakan DVA model *beam* yang terdiri dari massa *absorber*, pegas *absorber* dalam bentuk *beam*, dan tumpuan. Adapun variasi yang dilakukan adalah rasio massa *absorber* sebesar 1/10, 1/20 dan 1/30, posisi peletakan DVA dengan selisih 0,1 meter sebanyak tiga kali dari pusat massa sistem utama, serta nilai kekakuan pegas *absorber* sebesar 1/10, 1/20 dan 1/30 dari nilai  $K_{eq}$ .



**Gambar 2. 27** Sistem utama dengan variasi posisi DVA; (a)  $M_{a1}$ ,  $K_{a1}$ ,  $b$  variasi; (b)  $M_{a1}$ ,  $K_{a2}$ ,  $b$  variasi; (c)  $M_{a1}$ ,  $K_{a3}$ ,  $b$  variasi (Vincent, 2017)

Gambar 2.27 merupakan *bode diagram* dari sistem utama dengan variasi posisi peletakan DVA terhadap pusat massa pada sistem utama. Massa yang digunakan adalah  $M_1$  yang bernilai sebesar 1/10 dari massa sistem utama. Berdasarkan diagram pada gambar 2.27 garis berwarna merah menunjukkan posisi DVA tepat berada di pusat massa sistem utama, garis hijau menunjukkan posisi 0,1 meter dari pusat massa sistem utama, dan garis biru

menunjukkan posisi 0,2 meter dari pusat massa sistem utama. yang telah didapatkan dapat ditarik kesimpulan bahwa semakin jauh posisi peletakan DVA terhadap pusat massa sistem utama, semakin baik nilai redaman yang dihasilkan pada sistem.



**Gambar 2.28** Sistem utama dengan variasi rasio massa DVA; (a)  $Ka_1$ ,  $b_1$ ,  $Ma$  variasi; (b)  $Ka_2$ ,  $b_1$ ,  $Ma$  variasi; (c)  $Ka_3$ ,  $b_1$ ,  $Ma$  variasi (Vincent, 2017)

Gambar 2.28 merupakan *bode diagram* dari sistem utama dengan variasi rasio massa DVA terhadap massa sistem utama. Posisi peletakan yang digunakan adalah  $b_1$  yang berada tepat pada pusat massa sistem utama. Berdasarkan diagram pada gambar 2.28 yang telah didapatkan dapat ditarik kesimpulan bahwa rasio massa *absorber* yang paling optimal dalam mereduksi getaran adalah  $1/10$  dari massa sistem utama. Sehingga, semakin kecil massa *absorber*, maka semakin kecil pula kemampuannya dalam mereduksi getaran pada sistem.

**BAB III**  
**METODOLOGI PENELITIAN**

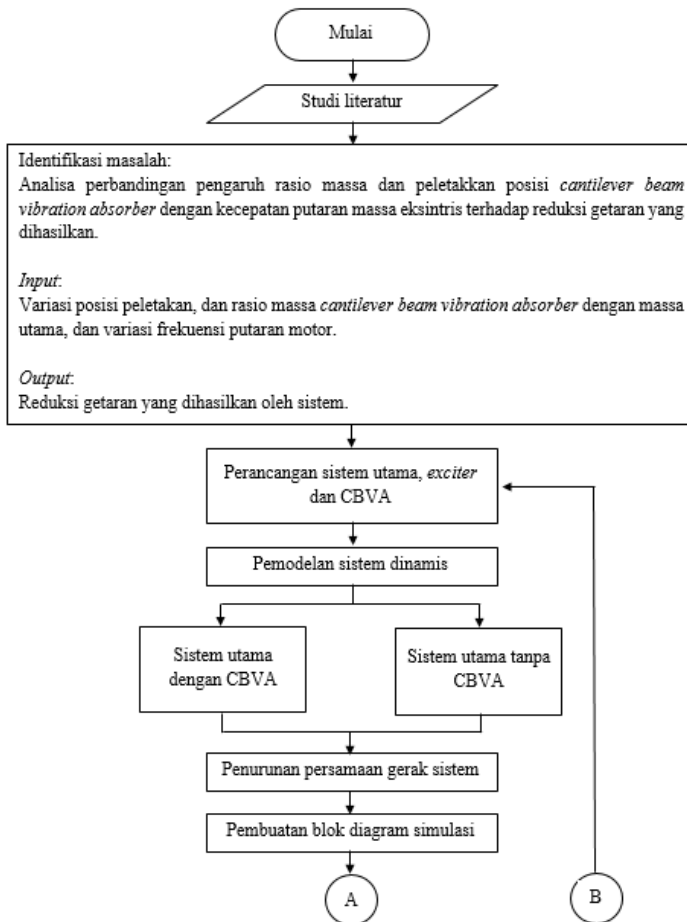


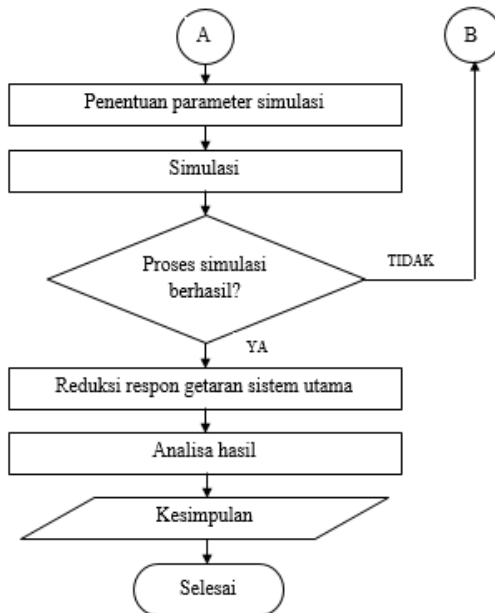
# BAB III

## METODOLOGI

### 3.1. *Flowchart* Penelitian

Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian tugas akhir ini ditunjukkan dengan *flowchart* penelitian pada gambar 3.1 sebagai berikut:





**Gambar 3.1** *Flowchart* Penelitian

### 3.2. Penjelasan Flowchart Penelitian

Pada penelitian tugas akhir ini terdapat beberapa tahap yang perlu dilakukan agar penelitian dapat berjalan dengan baik serta mendapatkan hasil yang diinginkan. Beberapa tahap dari penelitian kali ini digambarkan melalui *flowchart* yang terdapat pada gambar 3.1. Adapun penjelasan dari *flowchart* pada gambar 3.1 adalah sebagai berikut:

#### 3.2.1 Studi Literatur

Studi literatur dilakukan agar dapat menunjang analisa, menambah pengetahuan serta pemahaman mengenai permasalahan yang diangkat pada penelitian tugas akhir kali ini. Referensi yang digunakan pada studi literatur ini didapatkan melalui jurnal internasional, buku, serta penelitian terdahulu yang berkaitan dengan topik penelitian. Materi yang sekiranya dapat menunjang



dalam penelitian tugas akhir kali ini diantaranya adalah sistem perpipaan, *degree of freedom*, DVA, dan *base motion*.

### 3.2.2 Identifikasi Masalah

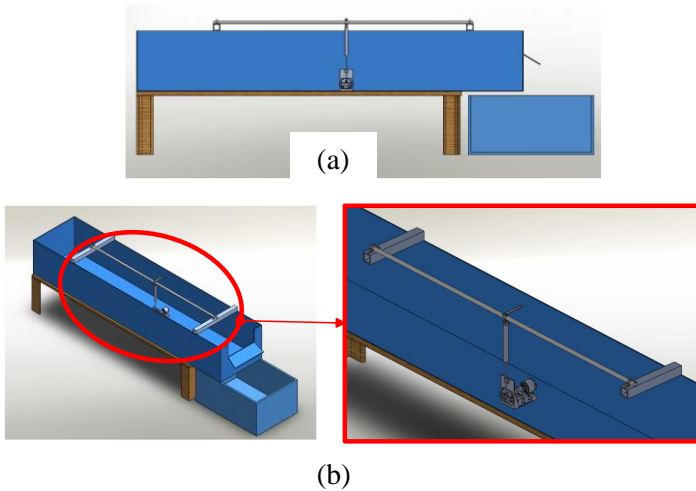
Pada penelitian tugas akhir ini diperlukan adanya sistem peredam untuk mengurangi getaran yang terdapat pada sistem perpipaan akibat adanya gaya dari massa eksentris yang digerakkan oleh motor. *Variable input* pada penelitian kali ini adalah variasi peletakan posisi dari *cantilever beam vibration absorber* (CBVA), rasio massa *cantilever beam vibration absorber* (CBVA) dengan massa utama, dan kecepatan putar dari motor. Sedangkan, *output* yang dihasilkan dari penelitian kali ini berupa respon reduksi getaran yang terjadi pada sistem perpipaan lurus.

### 3.2.3 Perancangan Sistem Utama dan CBVA

Sistem utama yang dianalisa dalam penelitian tugas akhir ini terdiri dari pipa panjang lurus yang kedua ujungnya diberi *clamp*. Pipa lurus tersebut nantinya akan diberi gaya dari sebuah motor DC, agar dapat mewakili fenomena getaran yang terjadi pada kondisi *real*. Adapun perancangan dari sistem utama dapat dilihat pada gambar 3.2 dibawah.

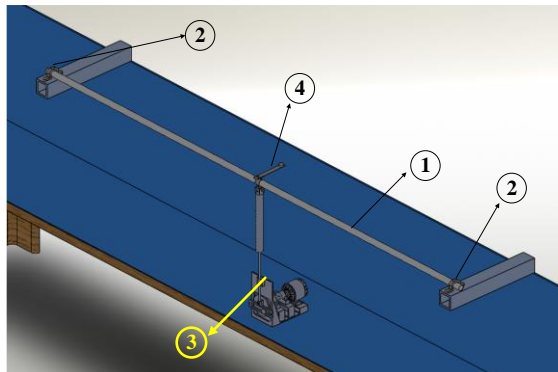
Rancangan mekanisme sistem utama pada penelitian kali ini memiliki spesifikasi:

- Jenis pipa : PVC
- Tipe : AW
- Panjang pipa : 3 m
- Diameter pipa : 0,0254 m
- Amplitudo motor : 0,02 m



**Gambar 3.2** (a) Rancangan sistem utama dan CBVA tampak depan; (b) Rancangan sistem utama dan CBVA tampak isometris

Gambar 3.2 merupakan rancangan sistem utama dan CBVA sebagai sistem peredam dari getaran berlebih yang terjadi. Untuk lebih jelasnya *assembly* dari sistem utama dapat dilihat melalui gambar 3.3.

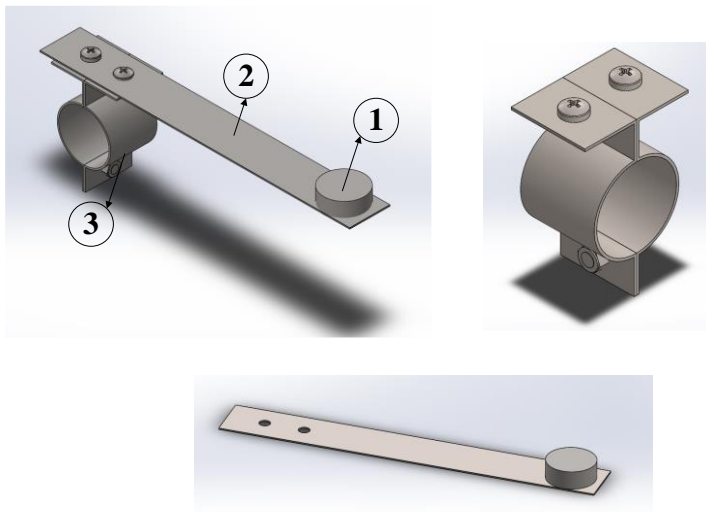


**Gambar 3.3** Rancangan sistem utama dan CBVA

Keterangan :

1. Pipa lurus
2. Clamp pipa
3. Sistem penggerak dari motor DC dan mekanisme *scotch yoke*
4. CBVA

Gambar 3.4 merupakan rancangan dari sistem utama dengan menggunakan sistem peredam CBVA. Pipa lurus tersebut diberi gaya dari pegas yang berasal dari mekanisme *scotch yoke* dan disk yang digerakan oleh motor DC. Pipa sepanjang 3000 mm tersebut akan diredam dengan menggunakan CBVA. Untuk lebih jelasnya, assembly CBVA dapat dilihat pada gambar 3.4



**Gambar 3.4** *Cantilever beam vibration absorber (CBVA)*

Keterangan:

1. Massa *absorber*
2. Pegas CBVA
3. *Clamp* penghubung CBVA dengan pipa

Dalam penelitian tugas akhir kali ini, *beam* berfungsi sebagai pegas *absorber* dengan nilai kekakuan tertentu. Kekakuan tersebut merupakan fungsi dari inersia, panjang lebar, tebal dan elastisitas. Untuk mendapatkan nilai kekakuan absorber, dapat dicari dengan menggunakan persamaan 3.1 sebagai berikut:

$$\omega n = \sqrt{\frac{K_{\text{absorber}}}{\frac{1}{20}m}} \quad (3.1)$$

Keterangan :

$\omega n$  = frekuensi natural sistem utama

$m$  = massa dari sistem utama

Pada *beam* berlaku rumus inersia sebagai berikut:

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad (3.2)$$

Keterangan:

$I$  = nilai inersia

$b$  = lebar *beam*

$h$  = tebal *beam*

Dari persamaan 3.1 hingga 3.2 diatas maka akan diperoleh dimensi dari *beam* yang akan digunakan dalam CBVA ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

$$K_{\text{absorber}} = \frac{3EI}{L^3} \quad (3.3)$$

Sehingga didapatkan :

$$L = \sqrt[3]{\frac{3EI}{K_{\text{absorber}}}} \quad (3.4)$$

Keterangan :

$L$  = Panjang *beam*

$I$  = Inersia *beam*

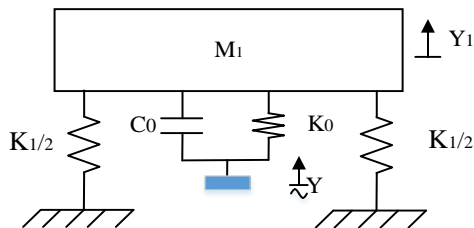
- K = Koefisien pegas pada *beam*  
 E = Modulus elastisitas bahan *beam*

### 3.2.4 Pemodelan Dinamis dan Penurunan Persamaan Gerak

Pada tahap ini, dilakukan penjabaran gaya-gaya yang bekerja pada sistem perpipaan lurus sebelum dipasang *cantilever beam vibration absorber* dan sesudah dipasang *cantilever beam vibration absorber* ditunjukkan melalui *free body diagram*. Kemudian melalui *free body diagram*, akan didapatkan persamaan matematis dari setiap sistem. Kemudian, persamaan matematis yang telah didapatkan tersebut diubah kedalam bentuk *state variable*.

#### 3.2.4.1. Model Dinamis dan Persamaan Gerak Sistem Tanpa Menggunakan CBVA

Berdasarkan rancangan sistem yang telah dibuat dilakukan pemodelan sistem dinamis untuk sistem utama tanpa menggunakan CBVA, dan sistem dengan penambahan CBVA. Pada gambar 3.5 merupakan model dinamis dari sistem utama tanpa adanya penambahan CBVA dengan arah gerak translasi kearah sumbu y.

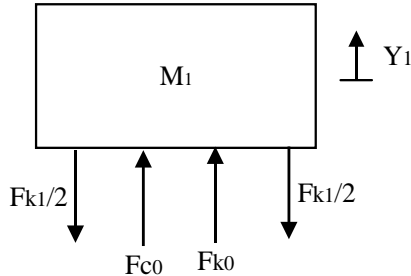


**Gambar 3.5** Model dinamis sistem utama tanpa *cantilever beam*

Keterangan :

- $M_1$  : Massa sistem utama  
 $y_1$  : *Displacement* massa utama  
 $k_1$  : Konstanta kekakuan pipa  
 $k_0$  : Konstanta kekakuan dari sistem eksitasi  
 $c_0$  : Konstanta redaman dari sistem eksitasi

Berdasarkan model dinamis yang telah dibuat, dapat dibentuk *free body diagram* dari sistem guna mengetahui persamaan gerak translasi dari sistem utama tanpa CBVA. Adapun persamaan gerak dari sistem utama tanpa adanya CBVA adalah sebagai berikut:



**Gambar 3.6** *Free body diagram* sistem utama tanpa TMD

Keterangan :

- $M_1$  : Massa sistem utama
- $y_1$  : *Displacement* massa utama
- $F_{K1}$  : Gaya pegas dari pipa
- $F_{K0}$  : Gaya pegas dari sistem eksitasi
- $F_{C0}$  : Gaya redaman dari sistem eksitasi

Berdasarkan FBD yang telah dibuat dapat dibentuk persamaan gerak translasi terhadap sumbu  $y$  pada benda kerja sebagai berikut:

Dimana:

$$Fk_0 = k_0(y - y_1)$$

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

Sehingga:

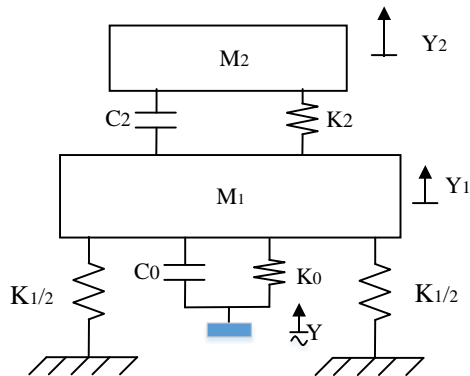
$$+\uparrow \Sigma F = M_1 \ddot{y}_1$$

$$Fc_0 + Fk_0 - 2\left(\frac{Fk_1}{2}\right) = M_1 \ddot{y}_1$$

$$\begin{aligned}
C_0(\dot{y} - \dot{y}_1) + k_0(y - y_1) - k_1 y_1 &= M_1 \ddot{Y}_1 \\
C_0 \dot{y} - C_0 \dot{y}_1 + k_0 y - k_0 y_1 - k_1 y_1 &= M_1 \ddot{Y}_1 \\
k_0 y + C_0 \dot{y} &= M_1 \ddot{Y}_1 + C_0 \dot{y}_1 + k_0 y_1 + k_1 y_1 \\
k_0 y + C_0 \dot{y} &= M_1 \ddot{Y}_1 + C_0 \dot{y}_1 + (k_0 + k_1) y_1
\end{aligned} \quad (3.5)$$

### 3.2.4.2. Model Dinamis dan Persamaan Gerak Sistem Dengan Menggunakan CBVA Posisi Peletakan Pertama

Pada gambar 3.7 merupakan model dinamis dari sistem utama dan CBVA dengan arah gerak translasi kearah sumbu y.



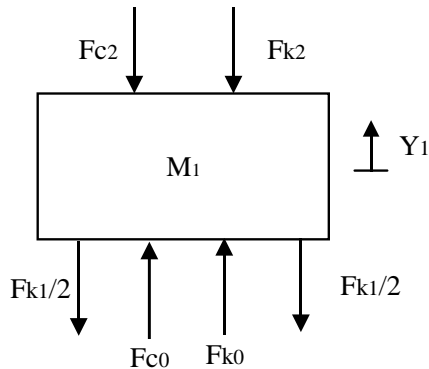
**Gambar 3.7** Model dinamis sistem utama dengan sistem *cantilever beam vibration absorber*

Keterangan :

- $M_1$  : Massa sistem utama
- $M_2$  : Massa sistem CBVA
- $y_1$  : *Displacement* massa utama
- $y_2$  : *Displacement* CBVA
- $k_0$  : Konstanta kekakuan dari sistem eksitasi
- $k_1$  : Konstanta kekakuan pipa
- $k_2$  : Konstanta kekakuan dari sistem CBVA
- $C_2$  : Konstanta redaman dari CBVA
- $C_0$  : Konstanta redaman dari sistem eksitasi

Berdasarkan model dinamis yang telah dibuat, dapat dibentuk *free body diagram* dari sistem guna mengetahui persamaan gerak translasi dari sistem utama dengan *cantilever beam vibration absorber*. Adapun persamaan gerak dari sistem utama tanpa adanya sistem peredam adalah sebagai berikut:

### 1. Massa Sistem Utama



**Gambar 3.8** *free body diagram* massa satu pada sistem utama dengan CBVA

Dimana:

- $M_1$  : Massa sistem utama
- $Y_1$  : *Displacement* massa utama
- $F_{K0}$  : Gaya pegas dari sistem eksitasi
- $F_{K1}$  : Gaya pegas dari pipa
- $F_{K2}$  : Gaya pegas dari sistem CBVA
- $F_{C2}$  : Gaya redam dari sistem CBVA
- $F_{C0}$  : Gaya redam dari sistem eksitasi

Berdasarkan FBD yang telah dibuat dapat dibentuk persamaan gerak translasi terhadap sumbu  $y$  pada benda kerja sebagai berikut:



Dimana:

$$Fk_0 = k_0(y - y_1)$$

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

$$Fk_2 = K_2(y_1 - y_2)$$

$$Fc_2 = C_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2)$$

Sehingga:

$$+\uparrow \Sigma F = M_1 \ddot{Y}_1$$

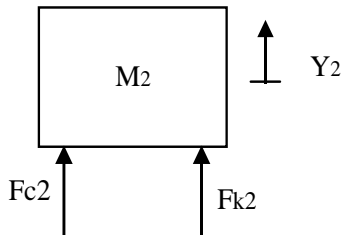
$$Fc_0 + Fk_0 - 2\left(\frac{Fk_1}{2}\right) - Fk_2 - Fc_2 = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$C_0(\dot{y} - \dot{y}_1) + k_0(y - y_1) - k_1 y_1 - k_2(y_1 - y_2) - c_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$C_0 \dot{y} - C_0 \dot{y}_1 + k_0 y - k_0 y_1 - k_1 y_1 - k_2 y_1 + k_2 y_2 - c_2 \dot{y}_1 + c_2 \dot{y}_2 = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$C_0 \dot{y} + k_0 y = M_1 \ddot{Y}_1 + (c_0 + c_2) \dot{y}_1 - c_2 \dot{y}_2 + (k_0 + k_1 + k_2) y_1 - k_2 y_2 \quad (3.6)$$

## 2. Massa Sistem CVBA



**Gambar 3.9** *free body diagram* massa dua pada sistem utama dengan CBVA

Dimana :

$M_2$  : Massa sistem CBVA (kg)

$Y_1$  : *Displacement* CBVA

$F_{K2}$  : Gaya pegas dari sistem CBVA

$F_{C2}$  : Gaya redam dari sistem CBVA

Berdasarkan FBD yang telah dibuat dapat dibentuk persamaan gerak translasi terhadap sumbu  $y$  pada benda kerja sebagai berikut:

Dimana:

$$Fk_2 = K_2(y_1 - y_2)$$

$$Fc_2 = C_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2)$$

Sehingga:

$$+ \uparrow \Sigma F = M_2 \ddot{y}_2$$

$$Fc_2 + Fk_2 = M_2 \ddot{y}_2$$

$$c_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_2(y_1 - y_2) = M_2 \ddot{y}_2$$

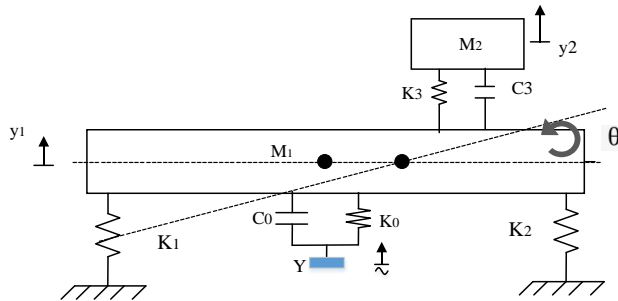
$$M_2 \ddot{y}_2 - C_2(\dot{y}_1 - \dot{y}_2) - K_2(y_1 - y_2) = 0 \quad (3.7)$$

Kedua persamaan pada massa satu dan massa dua tersebut dapat dibentuk dengan persamaan matriks sebagai berikut:

$$\begin{pmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_0 + C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_0 + K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} C_0 \dot{y} + k_0 y \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.8)$$

### 3.2.4.3. Model Dinamis dan Persamaan Gerak Sistem Dengan Pergeseran CBVA

Pada gambar 3.10 merupakan model dinamis dari sistem utama dengan pergeseran pada CBVA. Adapun model dinamis dan *free body diagram* sistem terdapat pada gambar 3.10 dan 3.11 sebagai berikut:



**Gambar 3.10** Model dinamis sistem utama dengan pergeseran CBVA

Keterangan :

$M_1$  : Massa sistem utama

$M_2$  : Massa sistem CBVA

$y_1$  : *Displacement* massa utama

$y_2$  : *Displacement* CBVA

$k_0$  : Konstanta kekakuan dari sistem eksitasi

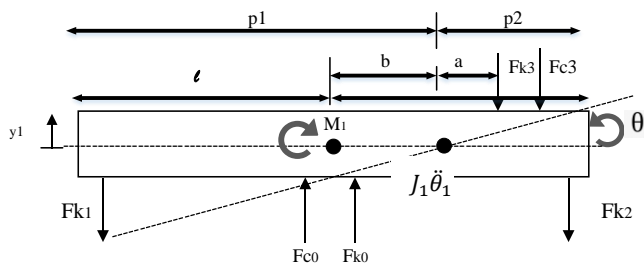
$k_1$  : Konstanta kekakuan pipa

$k_2$  : Konstanta kekakuan pipa

$k_3$  : Konstanta kekakuan dari sistem CBVA

$C_3$  : Konstanta redaman dari CBVA

$C_0$  : Konstanta redaman dari sistem eksitasi



**Gambar 3.11** FBD sistem utama dengan pergeseran CBVA

Dimana:

$$Fk_0 = k_0(y - y_1 + b\theta)$$

$$Fc_0 = c_0(\dot{y} - \dot{y}_1 + b\dot{\theta})$$

$$Fk_1 = k_1(y_1 - P_1\theta)$$

$$Fk_2 = k_2(y_1 + P_2\theta)$$

$$Fk_3 = k_3(y_1 + a\theta - y_2)$$

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

- Persamaan Arah Translasi

$$+\uparrow \Sigma F = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$Fc_0 + Fk_0 - Fk_1 - Fk_2 - Fk_3 - Fc_3 = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$k_0(y - y_1 + b\theta) + c_0(\dot{y} - \dot{y}_1 + b\dot{\theta}) - k_1(y_1 - P_1\theta) - k_2(y_1 + P_2\theta) - k_3(y_1 + a\theta - y_2) - c_3(\dot{y}_1 + a\dot{\theta} - \dot{y}_2) = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$k_0y - k_0y_1 + k_0b\theta + c_0\dot{y} - c_0\dot{y}_1 + c_0b\dot{\theta} - k_1y_1 + k_1P_1\theta - k_2y_1 - k_2P_2\theta - k_3y_1 - k_3a\theta + k_3y_2 - c_3\dot{y}_1 - c_3a\dot{\theta} + c_3\dot{y}_2 = M_1 \ddot{Y}_1$$

$$k_0y + c_0\dot{y} = M_1 \ddot{Y}_1 + k_0y_1 - k_0b\theta + c_0\dot{y}_1 - c_0b\dot{\theta} + k_1y_1 - k_1P_1\theta + k_2y_1 + k_2P_2\theta + k_3y_1 + k_3a\theta - k_3y_2 + c_3\dot{y}_1 + c_3a\dot{\theta} - c_3\dot{y}_2$$

$$k_0y + c_0\dot{y} = M_1 \ddot{Y}_1 + (c_0 + c_3)\dot{y}_1 - c_3\dot{y}_2 + (k_0 + k_1 + k_2 + k_3)y_1 - k_3y_2 - (c_0b - c_3a)\dot{\theta} - (k_0b + k_1P_1 - k_2P_2 - k_3a)\theta \quad (3.9)$$

- Arah Rotasi

$$+\cup \Sigma M = J_1 \ddot{\theta}_1$$

$$Fk_1P_1 - Fk_0b - Fc_0b - Fk_2P_2 - Fk_3a - Fc_3a = J_1 \ddot{\theta}_1$$

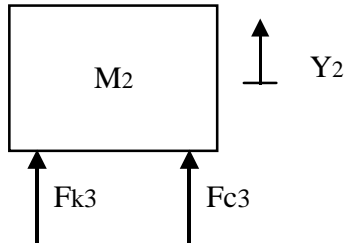
$$-k_0(y - y_1 + b\theta)b - c_0(\dot{y} - \dot{y}_1 + b\dot{\theta})b + k_1(y_1 - P_1\theta)P_1 -$$

$$k_2(y_1 + P_2\theta)P_2 - k_3(y_1 + a\theta - y_2)a - c_3(\dot{y}_1 - \dot{y}_2 + a\dot{\theta})a =$$

$$J_1 \ddot{\theta}_1$$

$$\begin{aligned}
& -k_0 y \cdot b + k_0 y_1 \cdot b - k_0 b^2 \theta - c_0 \dot{y} b + c_0 \dot{y}_1 \cdot b - c_0 b^2 \dot{\theta} + \\
& k_1 y_1 P_1 - k_1 P_1^2 \theta - k_2 y_1 P_2 - k_2 P_2^2 \theta - k_3 y_1 a - k_3 a^2 \theta + \\
& k_3 y_2 a - c_3 a \dot{y}_1 + c_3 a \dot{y}_2 - c_3 a^2 \dot{\theta} = J_1 \ddot{\theta}_1 \\
& -k_0 y \cdot b - c_0 \dot{y} b = J_1 \ddot{\theta}_1 + (k_0 b^2 + k_1 P_1^2 + k_2 P_2^2 + k_3 a^2) \theta + \\
& (c_0 b^2 + c_3 a^2) \dot{\theta} - (k_0 \cdot b + k_1 P_1 - k_2 P_2 - k_3 a) y_1 - (c_0 \cdot b - \\
& c_3 a) \dot{y}_1 - c_3 a \dot{y}_2 - k_3 y_2 a \quad (3.10)
\end{aligned}$$

- Arah Translasi CBVA



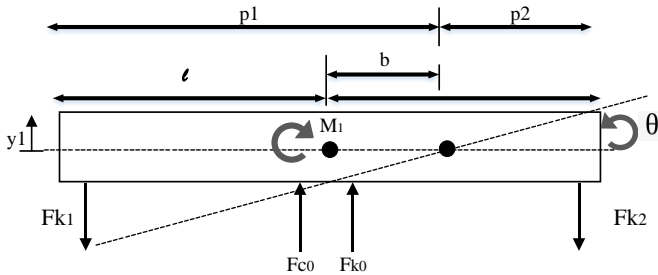
**Gambar 3.12** FBD sistem CBVA

$$\begin{aligned}
& +\uparrow \Sigma F_{y2} = M_2 \ddot{Y}_2 \\
& Fk_3 + Fc_3 = M_2 \ddot{Y}_2 \\
& k_3 (y_1 + a\theta - y_2) + c_3 (\dot{y}_1 + a\dot{\theta} - \dot{y}_2) = M_2 \ddot{Y}_2 \\
& k_3 y_1 + k_3 a\theta - k_3 y_2 + c_3 \dot{y}_1 - c_3 \dot{y}_2 + c_3 a\dot{\theta} = M_2 \ddot{Y}_2 \\
& M_2 \ddot{Y}_2 - k_3 y_1 - k_3 a\theta + k_3 y_2 - c_3 \dot{y}_1 + c_3 \dot{y}_2 - c_3 a\dot{\theta} = 0 \quad (3.11)
\end{aligned}$$

Sehingga dari persamaan 3.9, 3.10 dan 3.11 dapat dibentuk matriks sebagai berikut:

$$\begin{pmatrix} M_1 & 0 & 0 \\ 0 & J_1 & 0 \\ 0 & 0 & M_2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} (c_0 + c_3) & -(c_0 b - c_3 a) & -c_3 \\ -(c_0 b - c_3 a) & (c_0 b^2 + c_3 a^2) & -c_3 a \\ -c_3 & -c_3 a & c_3 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{\theta} \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) & -(k_0 b + k_1 P_1 - k_2 P_2 - k_3 a) & -k_3 \\ -(k_0 b + k_1 P_1 - k_2 P_2 - k_3 a) & (k_0 b^2 + k_1 P_1^2 + k_2 P_2^2 + k_3 a^2) & -k_3 a \\ -k_3 & -k_3 a & k_3 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ \theta \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} k_0 y + c_0 \dot{y} \\ -k_0 y \cdot b - c_0 \dot{y} b \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.12)$$

- Pergeseran sumbu *rolling*



**Gambar 3.13** FBD dari sistem utama dengan CBVA bergeser

$$\begin{aligned}
 Fk_1 P_1 - Fk_0 b - Fk_2 P_2 &= 0 \\
 k_1 P_1^2 \theta - k_0 b^2 \theta - k_2 P_2^2 \theta &= 0 \\
 k_1 (l + b)^2 - k_0 b^2 - k_2 (l - b)^2 &= 0 \\
 k_1 (l^2 + 2lb + b^2) - k_0 b^2 - k_2 (l^2 - 2bl + b^2) &= 0 \\
 (k_1 - k_0 - k_2) b^2 + (2k_1 l + 2k_2 l) b - (k_1 l^2 - k_2 l^2) &= 0
 \end{aligned} \quad (3.13)$$

Berdasarkan persamaan 3.13 maka didapatkan:

$$a : (k_1 - k_0 - k_2) b^2$$

$$b : (2k_1 l + 2k_2 l) b$$

$$c : (k_1 l^2 - k_2 l^2)$$

Untuk mendapatkan besar nilai pergeseran sumbu, maka dapat digunakan rumus sebagai berikut:

$$x_{1,2} = \frac{-b \pm \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a} \quad (3.14)$$

### 3.2.5 Pembuatan Blok Diagram Simulasi

*State variable* yang didapatkan dari pemodelan dan persamaan gerak model dinamis selanjutnya akan diubah kedalam

bentuk blok diagram dengan bantuan *software simulink*. *Software* ini digunakan untuk mendapatkan penyelesaian dari persamaan matematis yang telah didapat. Hasil dari simulasi yang dilakukan berupa respon getaran sistem utama pada setiap kondisi baik sistem dengan menggunakan CBVA maupun tanpa menggunakan CBVA dengan variasi yang telah ditentukan.

### 3.2.6 Penentuan Parameter Penelitian

Pada penelitian tugas akhir kali ini telah ditentukan parameter agar simulasi yang dilakukan dapat berjalan dengan baik dan didapatkan reduksi respon getaran yang diinginkan. Adapun penentuan parameter yang digunakan dalam penelitian kali ini terdapat pada tabel 3.1.

**Tabel 3.1** Parameter penelitian

No.	Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
1.	Massa sistem utama	$M_1$	1,46	Kg
2.	Massa peredam (1/10)	$Ma_1$	0,0146	Kg
3.	Massa peredam (1/20)	$Ma_2$	0,073	Kg
4.	Massa peredam (1/30)	$Ma_3$	0,049	Kg
5.	Konstanta kekakuan sistem utama	$K_1$	454,4	N/m
6.	Konstanta kekakuan sistem peredam	$K_3$	30,2	N/m
7.	Konstanta pegas eksitasi	$K_0$	146	N/m
8.	Konstanta redaman sistem <i>exciter</i>	$C_0$	1,8	N.s/m
9.	Amplitudo motor	$A_0$	0.02	m

### 3.2.6.1 Massa

#### 1. Massa Sistem Utama ( $m_1$ )

Benda kerja yang digunakan dalam penelitian tugas akhir ini adalah pipa panjang lurus yang terbuat dari bahan PVC dengan spesifikasi sebagai berikut:

**Tabel 3.2** Sifat Fisik Benda Kerja

Keterangan	Simbol	Nilai
Diameter luar	$d_0$	32 mm
Diameter dalam	$d_1$	28 mm
Panjang	L	3000 mm
<i>Specific gravity</i>	SG	1,40 g/cm <sup>3</sup>
Modulus elastisitas	E	3000 N/mm <sup>2</sup>

Berdasarkan sifat fisik pada tabel 3.2 didapatkan massa jenis pipa sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \text{specific gravity (SG)} &= \frac{\rho \text{ pipa PVC}}{\rho_{H_2O}} \\
 1,40 \text{ g/cm}^3 &= \frac{\rho \text{ pipa PVC}}{1 \text{ g/cm}^3} \\
 \rho \text{ pipa PVC} &= 1,40 \text{ g/cm}^3 \\
 &= 1.400 \text{ kg/m}^3
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Berdasarkan dimensi yang pada tabel 3.1 didapatkan volume pipa sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi}{4} x d_0^2 x L - \frac{\pi}{4} x d_1^2 x L \\
 V &= \frac{\pi}{4} x L (d_0^2 - d_1^2) \\
 V &= \frac{\pi}{4} x 3000 (d_0 + d_1)(d_0 - d_1) \\
 V &= \frac{\pi}{4} x 3000 (32 + 28)(32 - 28) \\
 V &= 5,655 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3
 \end{aligned} \tag{3.14}$$



Sehingga massa dari pipa dapat dicari melalui persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m &= \rho \times V \\ m &= 1.400 \text{ kg/m}^3 \times 5,655.10^{-4} \text{ m}^3 \\ m &= 0,792 \text{ kg} \end{aligned} \quad (3.15)$$

Sistem utama pada penelitian tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m \text{ sistem utama} &= \text{massa pipa} + \text{massa clamp} + \\ &\text{massa selongsong exciter} \\ m \text{ sistem utama} &= 0,792 \text{ kg} + 0,195 \text{ kg} + 0,473 \text{ kg} \\ m \text{ sistem utama} &= 1,46 \text{ kg} \end{aligned} \quad (3.16)$$

## 2. Massa DVA ( $m_2$ )

Berdasarkan teori mengenai *vibration absorber* pada buku S. Rao, diperoleh rasio perbandingan massa *absorber* terhadap massa utama yang optimal adalah sebagai berikut:

$$m_2 = \frac{1}{20} m_1 \quad (3.17)$$

Namun disamping itu, akan dilakukan variasi rasio massa *absorber* terhadap massa utama sebesar 1/10 dan 1/30 sehingga akan diperoleh nilai massa *absorber* seperti pada tabel 3.2

**Tabel 3.3** Massa asorber

Massa utama (kg)	Rasio massa	Massa peredam (kg)
1,46	1/10	0,046
1,46	1/20	0,073
1,46	1/30	0,049

### 3.2.6.2 Frekuensi Natural Sistem Utama

Frekuensi natural pada penelitian tugas akhir kali ini dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut:

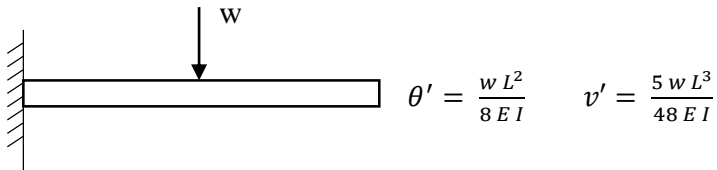
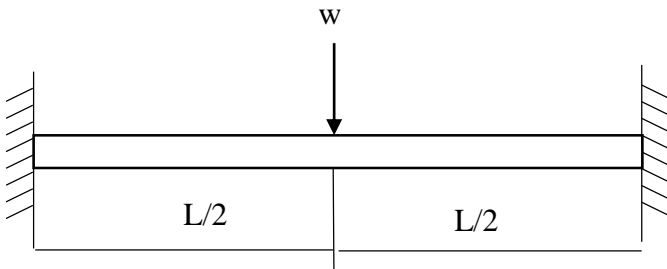
$$\begin{aligned}\omega n &= \sqrt{\frac{K_1 + K_0}{m}} \\ \omega n &= \sqrt{\frac{600,4 \text{ N/m}}{1,46 \text{ kg}}} \\ \omega n &= 20,2788 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\end{aligned}\quad (3.18)$$

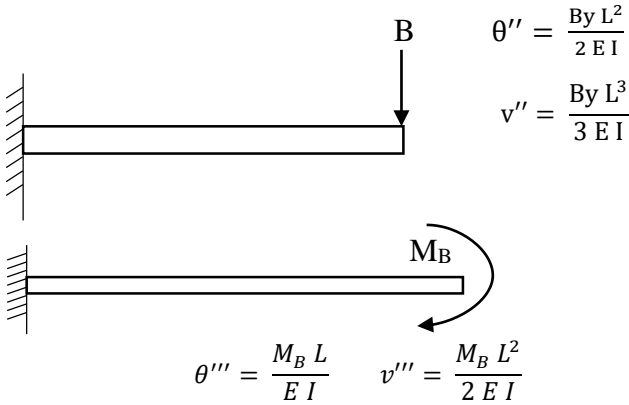
### 3.2.6.3 Konstanta Kekakuan ( $k$ )

#### 1. Konstanta Kekakuan Sistem Utama ( $k_1$ )

Berdasarkan model dinamis yang telah dibuat, dapat dilakukan perhitungan konstanta kekakuan sistem utama ( $k_1$ ) dengan metode perhitungan defleksi dan integral ganda sebagai berikut:

- Perhitungan Defleksi

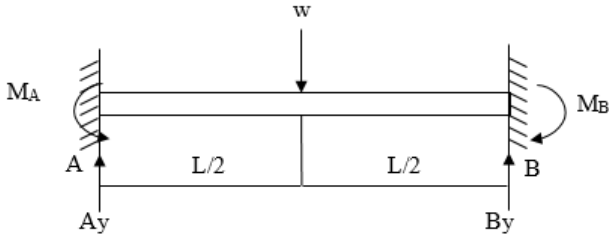




$$\begin{aligned}\theta' + \theta'' + \theta''' &= 0 \\ \frac{wL^2}{8EI} + \frac{ByL^2}{2EI} + \frac{M_B L}{EI} &= 0 \\ v' + v'' + v''' &= 0 \\ \frac{5wL^3}{48EI} + \frac{ByL^3}{3EI} + \frac{M_B L^2}{2EI} &= 0\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{wL}{8} + \frac{ByL}{2} + M_B &= 0 \quad | \times 2 | \quad \frac{wL}{4} + 2M_B = 0 \\ \frac{5wL}{48} + \frac{ByL}{3} + \frac{M_B}{2} &= 0 \quad | \times 3 | \quad \frac{15wL}{4} + \frac{3M_B}{2} = 0 \\ & \quad -\frac{wL}{16} + \frac{M_B}{2} = 0 \\ & \quad \frac{M_B}{2} = \frac{1}{16}wL \\ & \quad M_B = \frac{1}{8}wL\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{wL}{8} + \frac{ByL}{2} + M_B &= 0 \\ \frac{wL}{8} + \frac{ByL}{2} + \frac{1}{8}wL &= 0 \\ \frac{ByL}{2} + \frac{1}{4}wL &= 0 \\ \frac{ByL}{2} &= -\frac{1}{4}wL \\ By &= -\frac{1}{2}w\end{aligned}$$



**Gambar 3.14** FBD pipa yang kedua ujungnya dijepit dengan *clamp*

$$+\uparrow \Sigma F_y = 0$$

$$FA_y + FB_y - w = 0$$

$$FA_y = w - FB_y$$

$$FA_y = w - \frac{w}{2}$$

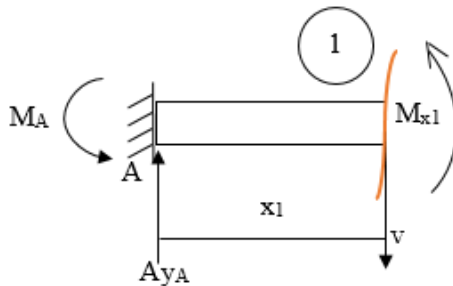
$$FA_y = \frac{w}{2}$$

$$+\curvearrowright \Sigma M_A = 0$$

$$M_A - M_B - \frac{wL}{2} + FB_y L = 0$$

$$M_A - \frac{wL}{8} - \frac{w}{2} + \frac{wL}{2} = 0$$

$$M_A = \frac{wL}{8}$$



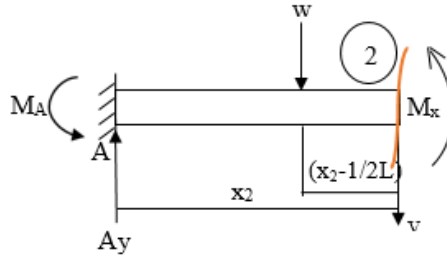
**Gambar 3.15** FBD pipa pada potongan 1

Pada potongan 1

$$+\curvearrowright \Sigma M_{x1} = 0$$

$$M_{x1} + M_A - Ay x_1 = 0$$

$$M_{x1} = Ay x_1 - M_A$$



Gambar 3.16 FBD pipa pada potongan 2

Pada potongan 2

$$+\circlearrowleft \Sigma M_{x_2} = 0$$

$$M_{x_2} + M_A - A_y x_2 + w(x_2 - \frac{L}{2}) = 0$$

$$M_{x_2} = A_y x_2 - w x_2 + \frac{wL}{2} - M_A$$

- Slope :  $EI \frac{dv_1}{dx_1} = \frac{A_y x_1^2}{2} - M_A + c_1$  (3.19)

- Defleksi :  $EI v_1 = \frac{A_y x_1^3}{6} - \frac{M_A x_1^2}{2} + c_1 x_1 + c_2$  (3.20)

- Slope :  $EI \frac{dv_2}{dx_2} = \frac{A_y x_2^2}{2} - \frac{w x_2^2}{2} + \frac{w L x_2}{2} - M_A + c_3$  (3.21)

- Defleksi :  $EI v_2 = \frac{A_y x_2^3}{6} - \frac{w x_2^3}{6} + \frac{w L x_2^2}{4} - \frac{M_A x_2^2}{2} + c_3 x_2 + c_4$  (3.22)

➤  $v_1 = 0$  saat  $x_1 = 0$

$$c_2 = 0$$

➤  $v_2 = 0$  saat  $x_2 = L$

$$0 = \frac{A_y L^3}{6} - \frac{wL^3}{6} + \frac{w L^3}{4} - \frac{M_A L^2}{2} + c_3 L + c_4$$

$$0 = \frac{A_y L^3}{6} + \frac{wL^3}{12} - \frac{M_A L^2}{2} + c_3 L + c_4 \quad (3.23)$$

$$\triangleright \frac{dv_1}{dx_1} = \frac{dv_2}{dx_2} \text{ saat } x_1 = x_2 = \frac{1}{2} L$$

$$\begin{aligned} \frac{Ay x_1^2}{2} - M_A x_1 + c_1 &= \frac{Ay x_2^2}{2} - \frac{w x_2^2}{2} + \frac{wL x_2}{2} - M_A x_2 + c_3 \\ \frac{Ay x_1^2}{8} + c_1 &= \frac{Ay L^2}{4} - \frac{wL^2}{8} + \frac{wL^2}{4} + c_3 \\ c_3 &= -\frac{Ay L^2}{8} - \frac{wL^2}{8} + c_1 \end{aligned} \quad (3.24)$$

$$\triangleright v_1 = v_2 \text{ saat } x_1 = x_2 = L/2$$

$$\begin{aligned} \frac{Ay x_1^3}{6} - \frac{M_A x_1^2}{2} + c_1 x_1 &= \frac{Ay x_2^3}{6} - \frac{w x_2^3}{6} + \frac{wL x_2^2}{4} - \frac{M_A x_2^2}{2} + c_3 x_2 + c_4 \\ \frac{c_1 L}{2} &= -\frac{wL^3}{48} + \frac{wL^3}{16} + \frac{c_3 L}{2} + c_4 \\ \frac{c_1 L}{2} &= \frac{wL^3}{24} + \frac{c_3 L}{2} + c_4 \\ c_4 &= \frac{c_1 L}{2} - \frac{wL^3}{24} - \frac{c_3 L}{2} \end{aligned} \quad (3.25)$$

$$\text{Persamaan (3.24)} \rightarrow (3.25)$$

$$\begin{aligned} c_4 &= \frac{c_1 L}{2} - \frac{wL^3}{24} + \frac{Ay L^3}{16} + \frac{wL^3}{16} - \frac{c_1 L}{2} \\ c_4 &= \frac{wL^3}{48} + \frac{Ay L^3}{16} \end{aligned} \quad (3.26)$$

$$\text{Persamaan (3.26)} \rightarrow (3.23)$$

$$\begin{aligned} 0 &= \frac{Ay L^3}{6} + \frac{wL^3}{6} - \frac{M_A L^2}{2} + c_3 L + \frac{wL^3}{48} + \frac{Ay L^3}{16} \\ 0 &= -\frac{11Ay L^3}{48} - \frac{5wL^3}{48} + \frac{M_A L^2}{2} + c_3 L \\ c_3 L &= \frac{11Ay L^3}{48} + \frac{5wL^3}{48} + \frac{M_A L^2}{2} \end{aligned}$$

$$c_3 = -\frac{11AyL^2}{48} - \frac{5wL^2}{48} + \frac{M_AL}{2} \quad (3.27)$$

Persamaan (3.27)  $\rightarrow$  (3.24)

$$\begin{aligned} -\frac{11AyL^2}{48} - \frac{5wL^2}{48} + \frac{M_AL}{2} &= -\frac{AyL^2}{8} - \frac{wL^2}{8} + c_1 \\ c_1 &= -\frac{5AyL^2}{48} + \frac{wL^2}{48} + \frac{M_AL}{2} \end{aligned} \quad (3.28)$$

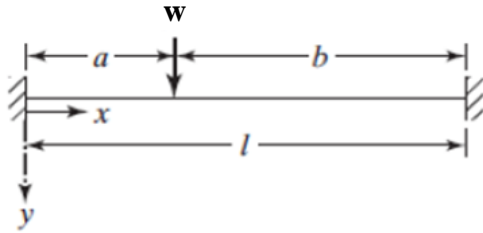
Persamaan (3.28)  $\rightarrow$  (3.20)

$$\begin{aligned} EI v_1 &= \frac{Ayx_1^3}{6} - \frac{M_Ax_1^2}{2} + c_1x_1 + c_2 \\ EI v_1 &= \frac{Ayx_1^3}{6} - \frac{M_Ax_1^2}{2} - \frac{5AyL^2}{48}x_1 + \frac{wL^2}{48}x_1 + \frac{M_AL}{2}x_1 \end{aligned}$$

➤ Pembuktian,  $x_1 = L/2$

$$\begin{aligned} EI v_1 &= \frac{AyL^3}{48} - \frac{M_AL^2}{8} - \frac{5AyL^3}{96} + \frac{wL^3}{96} + \frac{M_AL^2}{4} \\ Ay &= w/2 ; M_A = \frac{wL}{8} \\ EI v_1 &= \frac{wL^3}{96} - \frac{wL^2}{64} - \frac{5wL^3}{192} + \frac{wL^3}{96} + \frac{wL^3}{32} \\ EI v_1 &= \frac{(2-3-5+1+6)wL^3}{192} \\ EI v_1 &= \frac{1}{192} wL^3 \end{aligned} \quad (3.29)$$

Atau dengan cara yang lebih sederhana, untuk mengetahui besarnya defleksi pada sistem utama pipa lurus yang dijepit dengan *clamp*, maka dilakukan perhitungan menggunakan persamaan 3.30 dan 3.31 berdasarkan teori “*Deflection of Beams and Plates*” oleh S. Rao (2009) dalam bukunya “*Mechanical Vibration*” pada appendix B, sebagai berikut:



**Gambar 3.17** FBD sistem pipa yang dijepit oleh *clamp*

- Untuk  $0 \leq x \leq a$

$$y(x) = \frac{w b^2 x^2}{6EI l^3} [(3al - x(3a + b))] \quad (3.30)$$

- Untuk  $a \leq x \leq l$

$$y(x) = \frac{w a^2 (l-x)^2}{6EI l^3} [(3bl - (l-x)(3b + a))] \quad (3.31)$$

Dengan mengganti nilai  $a$  dan  $b$  sebesar  $l/2$ , sehingga nantinya juga didapatkan nilai defleksi sebesar  $v_1 = \frac{1}{192EI} w L^3$ . Kemudian, untuk mendapatkan nilai koefisien kekakuan sistem utama dapat dilakukan cara sebagai berikut:

$$F = k \cdot \Delta X$$

$$W = k \cdot \Delta X$$

$$k = \frac{W}{\frac{WL^3}{192EI}}$$

$$k = \frac{192EI}{L^3} \quad (3.32)$$

Inersia dari pipa dapat dihitung melalui persamaan sebagai berikut:

$$I = \frac{\pi}{64} (d_o^4 - d_i^4)$$

$$I = \frac{\pi}{64} (32^4 - 28^4)$$

$$I = 21.300 \text{ mm}^4 \quad (3.33)$$



Sehingga nilai K pada sistem utama dapat ditentukan sebagai berikut:

$$k = \frac{W}{\frac{WL^3}{192EI}}$$

$$k = \frac{192EI}{L^3}$$

$$k = \frac{192(3000 \frac{N}{mm^2})(21300mm^4)}{3000^3 mm^3}$$

$$k = 0.4544 N/mm$$

$$k = 454.4 N/m \tag{3.34}$$

Dalam tugas akhir ini, terdapat variasi pergeseran CBVA sebanyak tiga titik. Karena adanya pergeseran tersebut, menimbulkan defleksi yang tidak simetri pada bagian kiri dan kanan sistem pipa lurus. Sehingga pada tugas akhir kali akan digunakan metode keq dimana nilai dari  $k_1$  dan  $k_2$  yang berbeda antara sisi kiri dan kanan sitem. Dari penurunan rumus defleksi yang didapat, sehingga bisa dicari kekakuan (*stiffness*) di titik lainnya yaitu dengan hasil sebagai berikut:

**Tabel 3.4** Nilai kekakuan sistem utama (*stiffness*)

Titik Peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Nilai kekakuan ( <i>stiffness</i> ) (N/m)	
Peletakan 1	1/10	$k = \frac{192 EI}{L^3} = 454,4$	
	1/20	$k = \frac{192 EI}{L^3} = 454,4$	
	1/30	$k = \frac{192 EI}{L^3} = 454,4$	
Peletakan 2	1/10	$k1a = \frac{102,083EI}{L^3} = 241,596$	$k2a = \frac{108,463EI}{L^3} = 256,696$
	1/20	$k1b = \frac{102,843EI}{L^3} = 243,395$	$k2b = \frac{106,161EI}{L^3} = 251,248$
	1/30	$k1c = \frac{103,115EI}{L^3} = 244,039$	$k2c = \frac{105,356EI}{L^3} = 249,343$
Peletakan 3	1/10	$k1d = \frac{128,953EI}{L^3} = 305,189$	$k2d = \frac{149,752EI}{L^3} = 354,413$
	1/20	$k1e = \frac{129,270EI}{L^3} = 305,939$	$k2e = \frac{137,747EI}{L^3} = 326,001$
	1/30	$k1f = \frac{129,379EI}{L^3} = 306,197$	$k2f = \frac{135,066EI}{L^3} = 319,656$

## 2. Konstanta Kekakuan Sistem Peredam ( $K_3$ )

Untuk mencari nilai kekakuan sistem peredam ( $K_3$ ) dapat digunakan rumus frekuensi. Dimana nilai massa pada sistem peredam adalah  $\frac{1}{20}m$ . Sehingga dihasilkan perhitungan sebagai berikut:

$$\omega n = \sqrt{\frac{K}{\frac{1}{20}m}}$$

$$\omega n^2 = \frac{K}{\frac{1}{20}m}$$

$$K = \omega n^2 \times \frac{1}{20} m \text{ utama}$$

Dimana:

$\omega n = 20.2789 \text{ rad/s}$  didapatkan dari persamaan (3.18)

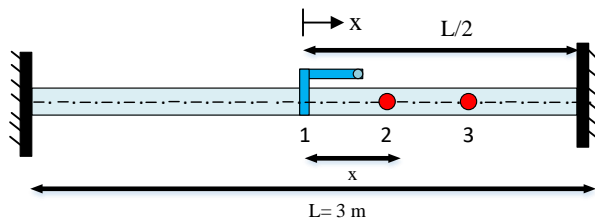
$$K = 20.2789^2 \times 0,073$$

$$K = 30,02 \text{ N/m} \quad (3.27)$$

### 3.2.6.4 Variasi Penelitian

Pada penelitian tugas akhir ini, dilakukan variasi pada rasio massa *absorber* terhadap rasio massa CBVA terhadap massa sistem utama, dan posisi peletakan CBVA pada masing-masing frekuensi putaran motor.

Rasio massa antara CBVA dan sistem utama yang digunakan adalah 1/10, 1/20 dan 1/30. Variasi frekuensi putaran motor yang digunakan adalah pada daerah frekuensi natural 20,27 rad/s, di bawah frekuensi natural 15,70 rad/s, dan di atas frekuensi natural 31,41 rad/s.



**Gambar 3.18** Skema variasi peletakan CBVA terhadap pusat massa utama

Gambar 3.18 merupakan skema variasi peletakan CBVA terhadap pusat massa utama. Penelitian kali ini menggunakan tiga titik peletakan CBVA untuk masing-masing putaran motor sebagai berikut:

$$\text{Titik 1 : } \frac{x}{L/2} = 0$$

$$\text{Titik 2 : } \frac{x}{L/2} = \frac{1}{3}$$

$$\text{Titik 3 : } \frac{x}{L/2} = \frac{2}{3}$$

Adapun tabel pengambilan data simulasi pada penelitian tugas akhir kali ini terdapat pada tabel 3.5 sebagai berikut.

**Tabel 3.5** Tabel pengambilan data simulasi

Variasi frekuensi putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA	Reduksi respon getaran (%)
15,70 rad/s		1	1/10		
			1/20		
			1/30		
		2	1/10		
			1/20		
			1/30		
		3	1/10		
			1/20		
			1/30		
20,27 rad/s		1	1/10		
			1/20		
			1/30		
		2	1/10		
			1/20		
			1/30		
		3	1/10		
			1/20		
			1/30		
31,41 rad/s.		1	1/10		
			1/20		
			1/30		
		2	1/10		
			1/20		
			1/30		
		3	1/10		
			1/20		
			1/30		

### **3.2.7 Simulasi**

Proses ini dapat dilakukan setelah proses pembuatan blok diagram dan pemasukan parameter dari jurnal atau referensi penelitian terdahulu dengan memasukan input berupa sinusoidal dengan variasi frekuensi operasi, rasio massa peredam, dan jarak posisi peletakan CBVA. Simulasi dilakukan dengan dua kondisi kerja, yakni sistem tanpa menggunakan CBVA dan sistem dengan menggunakan CBVA. Pada sistem tanpa CBVA akan didapatkan perpindahan dan percepatan pada massa utama. Sedangkan pada sistem dengan DVA akan didapatkan perpindahan dan percepatan pada massa utama dan perpindahan, percepatan massa absorber. Kemudian dari kedua pemodelan tersebut didapat reduksi respon sistem utama. Apabila simulasi gagal dilakukan maka, proses pengecekan pemodelan sistem dinamis perlu dilakukan kembali.

### **3.2.8 Reduksi Respon Getaran**

Setelah simulasi berhasil dijalankan pada setiap variasinya, akan didapatkan nilai reduksi respon getaran pada sistem utama. Simulasi ini kemudian diolah menjadi grafik reduksi getaran terhadap variasi yang dilakukan. Grafik yang nantinya akan didapatkan merupakan grafik respon reduksi getaran sistem utama terhadap variasi rasio massa CBVA, posisi peletakan CBVA terhadap pusat massa pada masing-masing kecepatan pada motor.

### **3.2.9 Analisa Hasil dan Pembahasan**

Simulasi yang telah dilakukan akan menghasilkan grafik hasil yang nantinya akan dilakukan analisa data serta pembahasan sesuai dengan dasar teori yang berlaku. Pada analisa penelitian tugas akhir ini akan diketahui hubungan kecepatan putar massa eksintriik dari motor dengan rasio massa sistem peredam, peletakan posisi sistem peredam serta reduksi getaran yang terjadi pada sistem.

### **3.2.10 Kesimpulan**

Dari analisa hasil penelitian yang telah dilakukan, maka ditarik kesimpulan dan saran agar penelitian selanjutnya dapat dilakukan dengan lebih baik. Kesimpulan dan saran ini merangkum poin-poin penting pembahasan dari hasil simulasi yang telah dilakukan. Selain itu kesimpulan juga berisikan solusi dari permasalahan yang diangkat pada penelitian tugas akhir ini.

**BAB IV**  
**HASIL DAN PEMBAHASAN**





## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 Pembuatan Blok Simulasi

#### 4.1.1 Sistem Utama Tanpa CBVA

Dalam penelitian tugas akhir dengan metode simulasi ini, diperlukan persamaan *state space* dan blok simulasi untuk mendapatkan respon getaran dari sistem yang dirancang. Dari persamaan gerak yang telah dirumuskan sebelumnya untuk sistem utama tanpa TMVA, dapat dibuat persamaan *state space* sebagai berikut:

$$k_0 y + C_0 \dot{y} = M_1 \ddot{y}_1 + C_0 \dot{y}_1 + (k_0 + k_1) y_1$$
$$\ddot{y}_1 = \frac{1}{M_1} \{C_0 \dot{y} + k_0 y - C_0 \dot{y}_1 - (k_0 + k_1) y_1\}$$

Keterangan :

$M_1$  : Massa sistem utama

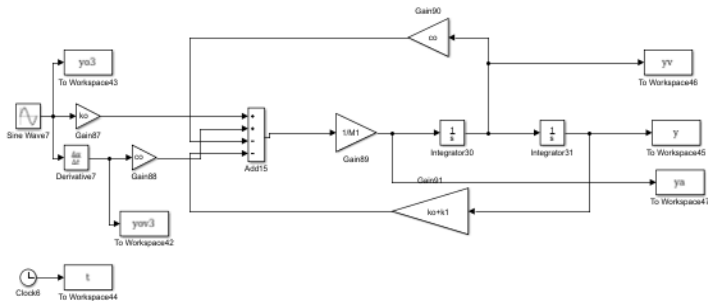
$y_1$  : *Displacement* massa utama

$k_1$  : Konstanta kekakuan pipa

$k_0$  : Konstanta kekakuan dari sistem eksitasi

$c_0$  : Konstanta redaman dari sistem eksitasi

Berdasarkan persamaan *state space* di atas, kemudian dibuat blok-blok diagram simulasi yang menggambarkan sistem utama tanpa CBVA dengan menggunakan *MATLAB-Simulink*. Blok-blok simulasi kemudian disusun dengan pemberian input sinusoidal yang merepresentasikan gaya eksitasi dari motor listrik sebagai sumber getaran dari sistem utama. Gambar 4.1 merupakan blok simulasi yang nantinya digunakan dalam penelitian kali ini .



**Gambar 4.1** Blok diagram simulasi sistem tanpa CBVA

#### 4.1.2 Sistem Dengan CBVA

Untuk mendapatkan respon getaran sistem utama dengan menggunakan CBVA diperlukan pula blok-blok simulasi yang didapatkan dari persamaan *state space*. Berikut adalah persamaan *state space* untuk sistem utama dengan CBVA pada posisi pertama berdasarkan persamaan gerak sistem utama dengan CBVA. Dalam penelitian kali ini nilai dari koefisien redaman pada CBVA akibat gesekan dengan udara diabaikan. Adapun bentuk dari *state space* yang telah dibuat adalah sebagai berikut:

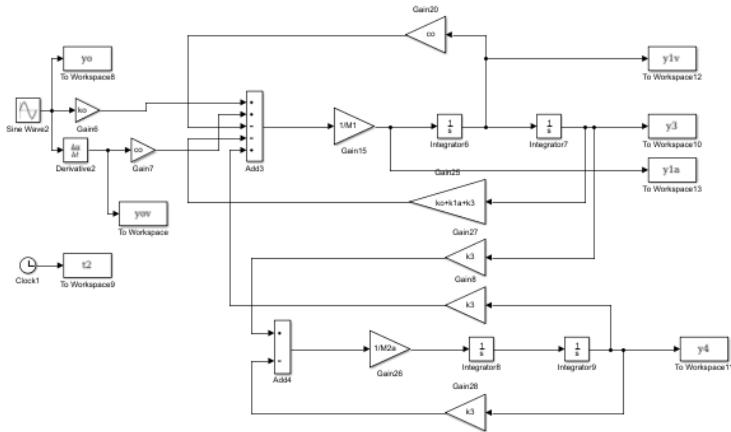
$$(1) \quad \dot{Y}_1 = \frac{1}{M_1} \{C_0 \dot{y} + k_0 y - (C_0 + C_2) \dot{y}_1 + C_2 \dot{y}_2 - (k_0 + k_1 + k_2) y_1 + k_2 y_2\}$$

Sedangkan untuk massa CBVA membentuk *state space* sebagai berikut :

$$(2) \quad \dot{Y}_2 = \frac{1}{M_2} \{C_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_2 (y_1 - y_2)\}$$

Berdasarkan persamaan *state space* di atas, kemudian dibuat blok-blok diagram simulasi yang menggambarkan sistem utama tanpa CBVA dengan menggunakan MATLAB-Simulink. Blok-blok simulasi kemudian disusun dengan pemberian input sinusoidal yang merepresentasikan gaya eksitasi dari motor listrik

sebagai sumber getaran dari sistem utama. Gambar 4.2 merupakan blok simulasi yang nantinya akan digunakan dalam penelitian kali ini



**Gambar 4.2** Blok diagram simulasi sistem dengan CBVA pada posisi satu

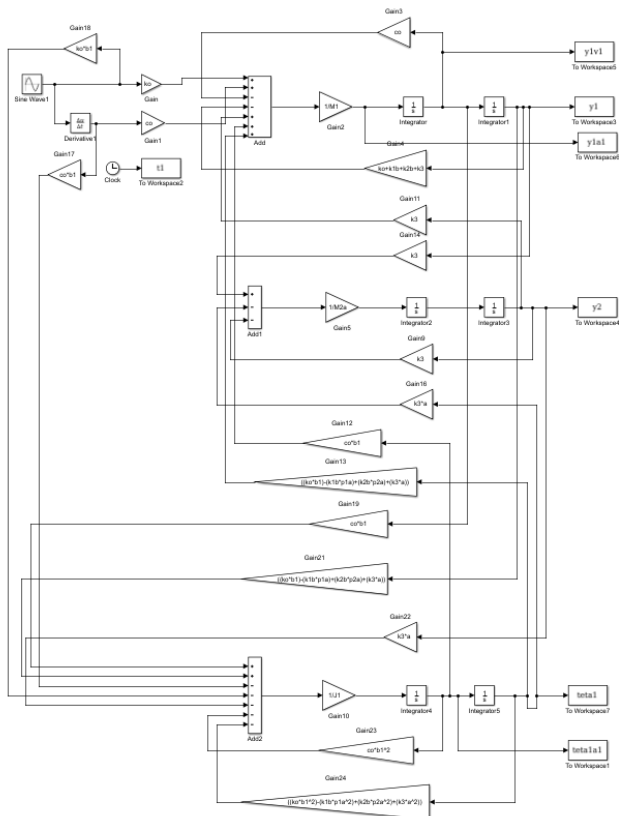
Sedangkan Berikut adalah persamaan *state space* untuk sistem utama dengan CBVA pada posisi kedua dan ketiga berdasarkan persamaan gerak sistem utama dengan CBVA yang telah dibuat pada sub bab tiga.

$$(1) \dot{Y}_1 = \frac{1}{M_1} \{ -(C_0 + C_3) \dot{y}_1 + C_3 \dot{y}_2 - (k_0 + k_1 + k_2 + k_3) y_1 + k_3 y_2 + (C_0 b - C_3 a) \dot{\theta}_1 + (k_0 b + k_1 P_1 - k_2 P_2 - k_3 a) \theta + k_0 y + C_0 \dot{y} \}$$

$$(2) \ddot{\theta}_1 = \frac{1}{J_1} \{ -k_0 b \cdot y - C_0 b \dot{y} - (k_0 b^2 + k_1 P_1^2 + k_2 P_2^2 + k_3 a^2) \theta - (C_0 b^2 + C_3 a^2) \dot{\theta} + (k_0 b + k_1 P_1 - k_2 P_2 - k_3 a) y_1 + (C_0 b - C_3 a) \dot{y}_1 + C_3 a \dot{y}_2 + k_3 a y_2 \}$$

$$(3) \ddot{Y}_2 = \frac{1}{M_2} \{ k_3 y_1 - k_3 y_2 + k_3 a \theta + C_3 \dot{y}_1 - C_3 \dot{y}_2 + C_3 a \dot{\theta} \}$$

Berdasarkan persamaan *state space* di atas, kemudian dibuat blok-blok diagram simulasi yang menggambarkan sistem utama tanpa CBVA dengan menggunakan MATLAB-Simulink. Blok-blok simulasi kemudian disusun dengan pemberian input sinusoidal yang merepresentasikan gaya eksitasi dari motor sebagai sumber getaran dari sistem utama. Gambar 4.3 merupakan blok simulasi yang nantinya akan digunakan dalam penelitian kali ini



**Gambar 4.3** Blok diagram simulasi sistem dengan CBVA pada posisi dua dan tiga

## 4.2 Analisa dan Pembahasan

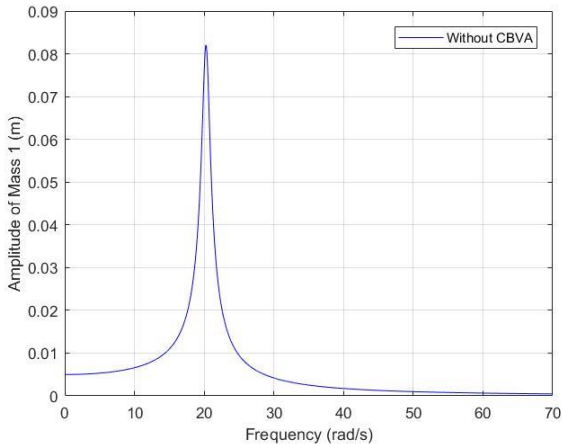
Penelitian pada tugas akhir ini dilakukan dengan menggunakan *Matlab-simulink* yang diawali dengan proses pembuatan blok-blok diagram simulasi dengan input berupa sinusoidal. Dari penelitian yang telah dilakukan, didapatkan *output* berupa persentase reduksi *displacement* sistem utama ( $y_1$ ), serta *acceleration* ( $\ddot{y}_1$ ).

### 4.2.1 Analisa dan Pembahasan Sistem Utama Tanpa CBVA

Dari rancangan sistem utama yang telah dibuat pemodelan dinamis, *free-body diagram*, hingga ke dalam bentuk persamaan geraknya, dilakukan sebuah perhitungan untuk memperoleh nilai frekuensi natural dari sistem utama seperti pada sub-bab tiga. Variasi yang digunakan pada analisa respon translasi pada sistem utama tanpa CBVA kali ini sebesar 15.7079 rad/s, 20.2789 rad/s dan 31.4159 rad/s. Berdasarkan penurunan rumus yang telah dilakukan, dapat dilakukan perhitungan frekuensi natural sebagai berikut:

$$\begin{aligned}\omega_n &= \sqrt{\frac{K_{eq}}{m}} \\ \omega_n &= \sqrt{\frac{600,4 \text{ N/m}}{1,46 \text{ kg}}} \\ \omega_n &= 20,2788 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\end{aligned}$$

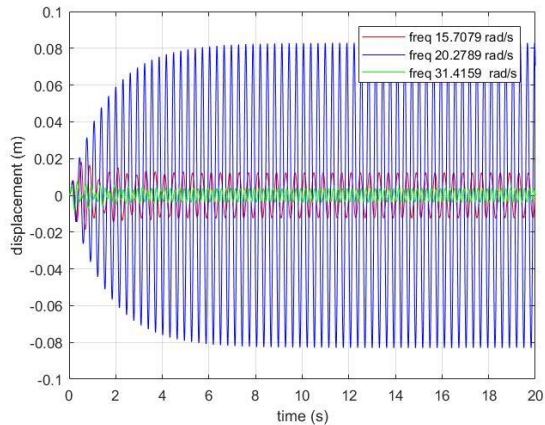
Dengan menggunakan *software* Matlab, maka diperoleh *bode diagram* seperti ditunjukkan pada gambar berikut:



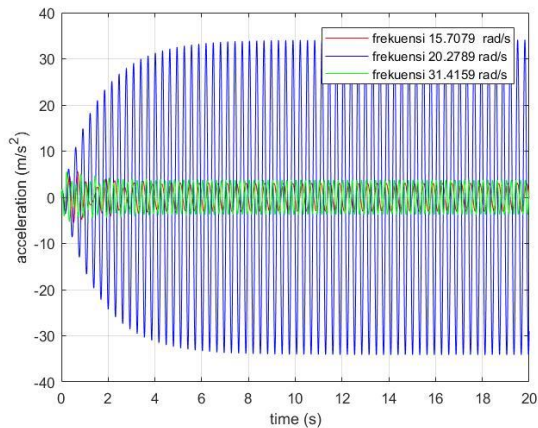
**Gambar 4.4** *Bode diagram* untuk sistem utama tanpa CBVA

Dari *bode diagram* diatas dapat kita lihat bahwa sistem utama tanpa CBVA memiliki satu buah puncak. Satu puncak ini dapat menunjukkan bahwa sistem tersebut memiliki satu derajat kebebasan. Apabila suatu sistem beroperasi pada frekuensi tersebut, maka terjadi peristiwa resonansi. Peristiwa ini dapat menyebabkan getaran berlebih yang akhirnya dapat merusak sistem utama. Berdasarkan *bode diagram* diatas dapat diketahui bahwa frekuensi natural tersebut memiliki nilai 20,2789 rad/s. Getaran yang dihasilkan dari sistem utama pada frekuensi operasi 20,2789 rad/s dapat dilihat lebih detail pada respon *displacement*, dan *acceleration* yang ditunjukkan oleh gambar 4.5 dibawah ini.

Hasil yang diperoleh yaitu berupa respon perpindahan serta percepatan yang secara berturut-turut dengan variasi frekuensi dapat dilihat pada gambar 4.4(a), dan 4.4(b).



(a)



(b)

**Gambar 4.5** Respon perpindahan (a), percepatan (b), pada sistem tanpa CBVA

Dari grafik respon diatas, garis yang berwarna biru respon dari sistem utama apabila frekuensi operasi yang diberikan adalah

frekuensi natural sistem utama atau sebesar 20.27 rad/s. Sedangkan garis merah dan garis hijau secara berturut-turut menunjukkan respon dari frekuensi 15,70 rad/s dan 31,41 rad/s. Berdasarkan grafik respon tersebut didapatkan nilai RMS perpindahan masing-masing frekuensi secara berturut-turut sebesar 0,0088 m, 0,0551 m, 0,0028 m. Sedangkan pada grafik 4.4(b) didapatkan data RMS sebesar  $2.2213 \text{ m/s}^2$ ,  $22,6483 \text{ m/s}^2$  dan  $2,6687 \text{ m/s}^2$  seperti pada tabel 4.1. Adapun pengambilan data RMS translasi pada penelitian kali ini dilakukan dengan menggunakan 7 frekuensi operasi agar mendapatkan hasil yang lebih detail lagi.

**Tabel 4.1** Nilai RMS sistem tanpa CBVA

Frekuensi operasi (rad/s)	<i>Displacement</i> tanpa CBVA (m)	<i>Acceleration</i> tanpa CBVA ( $\text{m/s}^2$ )
15,7	0,0088	2,2213
17	0,0118	3,4662
18	0,0164	5,3474
20,27	0,0551	22,6483
27	0,0049	3,4978
29	0,0037	3,0095
31,4	0,0028	2,6687

Dari kedua grafik respon tersebut dapat diketahui bahwa dengan digunakannya frekuensi natural pertama sistem sebagai frekuensi operasi, maka respon yang dihasilkan mampu memberikan nilai respon *displacement* dan *acceleration* yang sangat besar apabila dibandingkan dengan frekuensi-frekuensi lainnya. Dengan demikian, dapat diartikan bahwa semakin dekat frekuensi operasi sistem dengan frekuensi natural dari sistem, maka semakin besar pula respon yang diberikan, dan begitu pula sebaliknya. Melihat besarnya nilai yang diperoleh pada sistem utama tanpa CBVA, maka dilakukan peredaman dengan menambahkan CBVA di atas sistem utama yang bergetar.



### 4.2.2 Analisa dan Pembahasan Sistem Utama Dengan CBVA Variasi Rasio Massa Peredam

Dalam tugas akhir ini, sistem utama dengan penggunaan CBVA terdapat variasi pergeseran CBVA sebanyak tiga posisi peletakan. Karena adanya pergeseran dari CBVA tersebut, dapat menimbulkan defleksi yang tidak simetri pada bagian kiri dan kanan dari sistem. Sehingga, pada tugas akhir ini digunakan  $k_1$  dan  $k_2$  yang berbeda antara sisi kiri dan kanan sistem untuk posisi peletakan CBVA kedua dan ketiga.

Berdasarkan persamaan gerak yang telah diturunkan pada sub bab tiga untuk sistem utama dengan CBVA, digunakan matriks yang telah dirumuskan untuk analisa fundamental frekuensi natural sistem dengan CBVA pada posisi peletakan pertama sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_0 + k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} c_0 \dot{y} + k_0 y \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Analisa yang dilakukan untuk menghitung frekuensi natural dari sistem menggunakan asumsi berupa gaya eksternal yang terjadi dan nilai redaman yang dimiliki oleh sistem diabaikan. Nilai dari  $\dot{y}_1$  disubstitusikan dengan  $\ddot{y}_1 = -\lambda x$  dan  $\lambda = \omega^2$ , sehingga diperoleh persamaan sebagai berikut.

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_0 + k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} c_0 \dot{y} + k_0 y \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Dimana:

- $M_1$  : massa utama (1,46 Kg);
- $M_2$  : massa CBVA (0,146 Kg; 0,73 Kg; 0,49 Kg);
- $k_0$  : konstanta pegas eksitasi (146 N/m);
- $k_{1a}$  : konstanta pegas pipa untuk massa 1/10 (413,091 N/m);
- $k_{1b}$  : konstanta pegas pipa untuk massa 1/20 (432,761 N/m);

$k_{1c}$  : konstanta pegas pipa untuk massa 1/30 (439,884 N/m);  
 $k_2$  : konstanta pegas CBVA (30,02 N/m);

Maka dengan nilai  $M1 = 1,46\text{Kg}$  ( $Ma_1$ ), dengan posisi peletakan satu berlaku:

$$\begin{bmatrix} -1,46\omega^2 + 589,111 & -30,02 \\ -30,02 & -0,146\omega^2 + 30,02 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

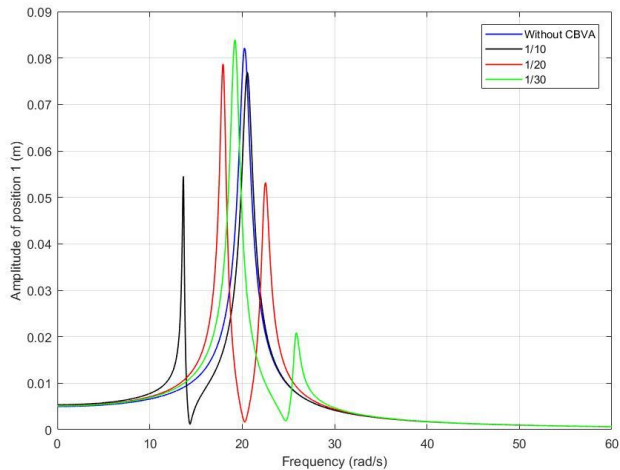
$$\det \begin{bmatrix} -1,46\omega^2 + 589,111 & -30,02 \\ -30,02 & -0,146\omega^2 + 30,02 \end{bmatrix} = 0$$

Sehingga didapatkan data sebagai berikut:

**Tabel 4.2** Frekuensi natural posisi peletakan 1 variasi massa

Keterangan	$\omega 1$ (rad/s)	$\omega 2$ (rad/s)
Rasio massa 1/10	13,64	20,56
Rasio massa 1/20	17,94	22,49
Rasio massa 1/30	19,23	25,77

Dengan menggunakan *software* Matlab, maka diperoleh *bode diagram* seperti ditunjukkan pada gambar berikut:



**Gambar 4.6** Bode diagram sistem utama tanpa CBVA dan dengan CBVA pada posisi peletakan 1 dengan variasi massa frekuensi 20,27 rad/s

Dapat dilihat berdasarkan gambar grafik 4.6 garis warna biru merupakan grafik yang dibentuk oleh sistem utama yang tidak diberi CBVA, sedangkan grafik berwarna hitam merupakan sistem utama yang telah ditambahkan CBVA dengan massa 1/10 dari massa sistem utama, dan grafik warna merah merupakan sistem utama yang telah ditambahkan CBVA dengan massa 1/20 dari massa sistem utama, lalu grafik warna hijau merupakan sistem utama yang telah ditambahkan CBVA dengan massa 1/30 dari massa sistem utama.

Pada penambahan CBVA dengan rasio massa sistem peredam sebesar 1/10, frekuensi natural kedua cenderung mendekati frekuensi natural sistem tanpa CBVA dengan nilai puncak frekuensi puncak kedua yang lebih tinggi dari frekuensi puncak pertama. Amplitudo yang dibentuk oleh rasio massa 1/10 memiliki nilai yang cukup tinggi, sehingga dapat diartikan bahwa kemampuan meredam CBVA kecil. Sedangkan untuk rasio massa

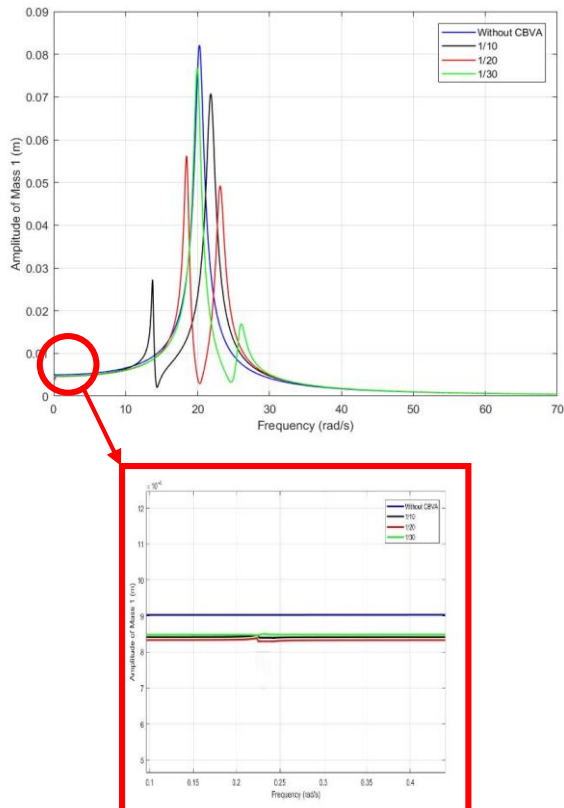
1/20 frekuensi natural pertama dan kedua berada tempat diantara sistem tanpa CBVA dengan tereduksi secara maksimal. Untuk rasio massa 1/30 frekuensi natural pertama cenderung bergeser ke arah kanan mendekati frekuensi natural sistem tanpa CBVA dengan amplitudo frekuensi pertama yang sangat besar bila dibandingkan dengan kedua rasio massa. Untuk melihat reduksi getaran dilihat dengan menarik garis perpotongan sesesuai dengan frekuensi operasi yang digunakan dari ketiga sistem dengan massa CBVA yang bervariasi terhadap amplitudo puncak pertama sistem tanpa CBVA. Pada peletakan CBVA posisi 1, dengan frekuensi operasi 20,27 rad/s terjadi kecenderungan untuk meredam dengan sangat baik pada penggunaan massa rasio 1/20. Sedangkan pada rasio massa 1/30 sistem cukup meredam, namun sedikit lebih kecil bila dibandingkan dengan 1/10. Dengan demikian, pada posisi peletakan 1 pada frekuensi operasi 20,27 rad/s CBVA yang mampu mereduksi getaran secara maksimal adalah sistem dengan menggunakan rasio massa 1/20.

Sedangkan untuk penggunaan sistem dengan CBVA pada posisi peletakan 2 variasi rasio massa *absorber*, dilakukan juga analisa fundamental, untuk mendapatkan frekuensi natural.

**Tabel 4.3** Frekuensi natural posisi peletakan 2 variasi massa

Keterangan	$\omega_1$ (rad/s)	$\omega_2$ (rad/s)	$\omega_3$ (rad/s)
Rasio massa 1/10	0,223	12,79	21,85
Rasio massa 1/20	0,223	18,51	23,12
Rasio massa 1/30	0,2283	19,98	25,92

Dengan menggunakan *software* Matlab, maka diperoleh *bode diagram* seperti ditunjukkan pada gambar berikut:



**Gambar 4.7** Bode diagram sistem utama tanpa CBVA dan dengan CBVA pada posisi peletakan 2 dengan variasi massa

Dapat dilihat berdasarkan gambar grafik 4.7 garis warna biru merupakan garis grafik yang dibentuk oleh sistem utama yang tidak diberi CBVA, sedangkan grafik berwarna hitam merupakan sistem utama yang telah ditambahkan CBVA dengan massa 1/10 dan grafik warna merah merupakan sistem utama yang telah ditambahkan CBVA dengan massa 1/20 dari massa sistem utama, lalu grafik warna hijau merupakan sistem utama yang telah ditambahkan CBVA dengan massa 1/30 dari massa sistem utama.

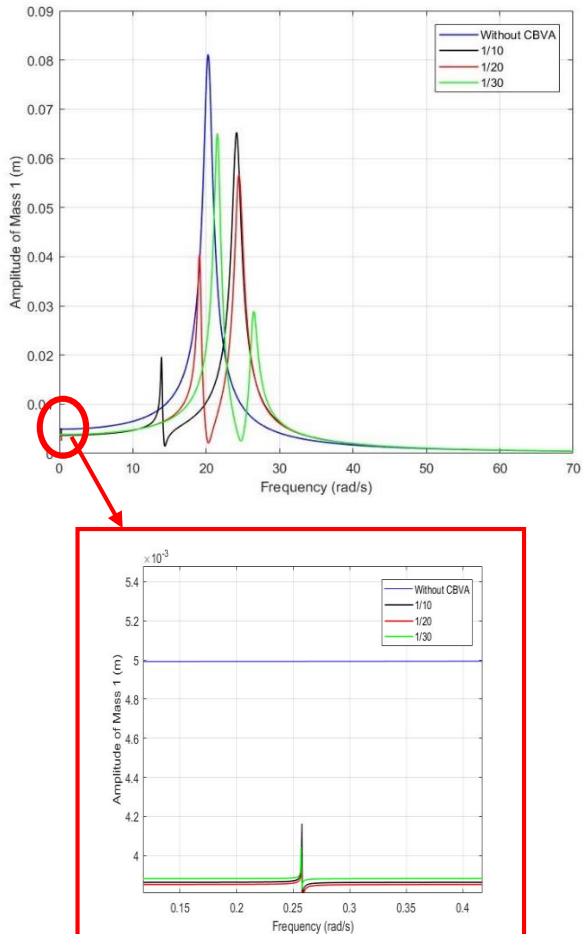
Pada penambahan CBVA dengan rasio massa sistem peredam sebesar 1/10, frekuensi natural kedua cenderung mengalami pergeseran ke arah kanan sistem tanpa CBVA dengan amplitudo yang cukup tinggi. Sedangkan untuk rasio massa 1/20 frekuensi natural pertama cenderung mendekati garis sistem tanpa CBVA dengan amplitudo yang lebih rendah bila dibandingkan dengan massa 1/10. Untuk rasio massa 1/30 frekuensi natural pertama cenderung tidak mengalami pergeseran dengan sistem tanpa CBVA. Dengan demikian dapat diartikan bahwa pada rasio 1/30 kemampuan reduksi getarannya kecil. Untuk melihat reduksi getaran dilihat dengan menarik garis perpotongan sesesuai dengan frekuensi operasi yang digunakan dari sistem tersebut. Pada peletakan CBVA posisi peletakan 2, dengan frekuensi operasi 20,2789 rad/s terjadi kecenderungan untuk meredam dengan sangat baik pada penggunaan rasio massa 1/20. Sedangkan pada rasio masa 1/10 sistem cukup meredam, namun sedikit lebih kecil bila dibandingkan dengan massa 1/20. Sedangkan pada rasio massa 1/30 sistem memiliki nilai redaman yang paling kecil. Dengan demikian pada frekuensi operasi 20,2789, posisi peletakan 2 CBVA yang mampu mereduksi getaran secara maksimal adalah sistem dengan menggunakan rasio massa 1/20.

Sedangkan untuk penggunaan sistem dengan CBVA pada posisi peletakan 3 variasi rasio massa *absorber*, dilakukan juga analisa fundamental, untuk mendapatkan frekuensi natural.

**Tabel 4.4** Frekuensi natural posisi peletakan 3 variasi massa

Keterangan	$\omega_1$ (rad/s)	$\omega_2$ (rad/s)	$\omega_3$ (rad/s)
Rasio massa 1/10	0,263	13,94	24,15
Rasio massa 1/20	0,26	19,12	24,46
Rasio massa 1/30	0,26	21,55	26,41

Dengan menggunakan *software* Matlab, maka diperoleh *bode diagram* seperti ditunjukkan pada gambar berikut:



**Gambar 4.8** *Bode diagram* sistem utama tanpa CBVA dan dengan CBVA pada posisi peletakan 3 dengan variasi massa

Dapat dilihat berdasarkan gambar grafik 4.8 garis warna biru merupakan garis grafik yang dibentuk oleh sistem utama yang tidak diberi CBVA, sedangkan grafik berwarna hitam merupakan sistem utama yang telah ditambahkan CBVA dengan massa  $1/10$  dari massa sistem utama, dan grafik warna merah merupakan sistem utama yang telah ditambahkan CBVA dengan massa  $1/20$  dari massa sistem utama, lalu grafik warna hijau merupakan sistem utama yang telah ditambahkan CBVA dengan massa  $1/30$  dari massa sistem utama.

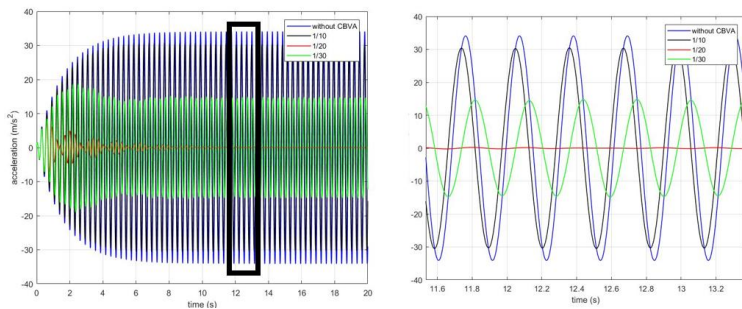
Pada penambahan CBVA dengan rasio massa sistem peredam sebesar  $1/10$ , frekuensi natural cenderung mengalami pergeseran ke arah kanan dengan amplitudo yang cukup tinggi. Sedangkan untuk rasio massa  $1/20$  frekuensi natural cenderung mengalami pergeseran ke arah kanan dengan amplitudo yang lebih rendah dari rasio massa  $1/10$ . Untuk rasio massa  $1/30$  frekuensi natural kedua maupun ketiga cenderung bergeser ke arah kanan dengan amplitudo yang paling kecil apabila dibandingkan dengan kedua rasio massa. Untuk melihat reduksi getaran dilihat dengan menarik garis perpotongan sesesuai dengan frekuensi operasi yang digunakan dari sistem tersebut. Pada peletakan CBVA posisi peletakan 3, dengan frekuensi operasi  $20,27$  rad/s terjadi kecenderungan untuk meredam dengan sangat baik pada penggunaan rasio mass  $1/20$ . Sedangkan pada rasio massa  $1/30$  sistem cukup meredam, namun sedikit lebih kecil bila dibandingkan dengan rasio massa  $1/10$ . Dengan demikian pada frekuensi operasi  $20,27$  rad/s, posisi peletakan 3 rasio massa yang mampu mereduksi getaran secara maksimal adalah sistem dengan rasio massa  $1/20$ .

#### ***4.2.2.1 Analisa Reduksi Translasi Acceleration Sistem Utama dengan CBVA Dengan Variasi Massa***

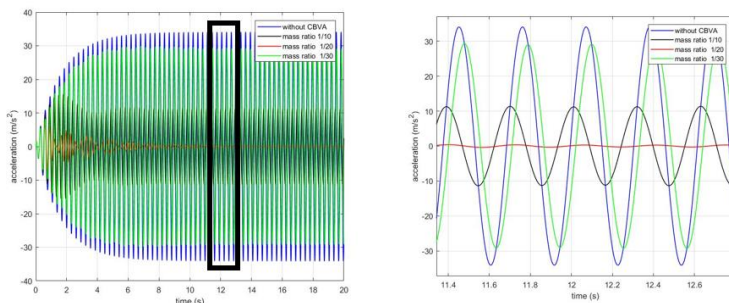
Pada analisa penelitian tugas akhir kali ini, data yang dianalisa adalah *acceleration* dan *displacement*. Blok diagram yang bersumber dari persamaan gerak dibuat pada *software*



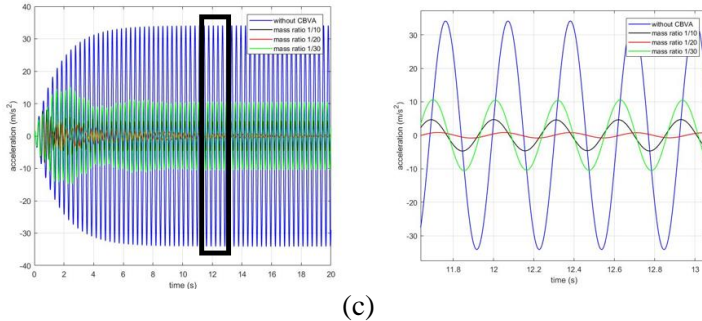
Matlab-Simulink, kemudian simulasi dijalankan dengan variasi-variasi tertentu. Setelah simulasi dijalankan, maka didapatkan hasil berupa respon getaran sistem dan RMS *displacement* dan RMS *acceleration* untuk masing-masing posisi dan variasi yang telah ditentukan. Berikut merupakan tampilan respon *acceleration* yang diwakilkan oleh kombinasi frekuensi operasi pada frekuensi natural 20,2789, dengan posisi CBVA pada peletakan pertama kedua dan ketiga, dan variasi rasio massa sistem CBVA.



(a)



(b)

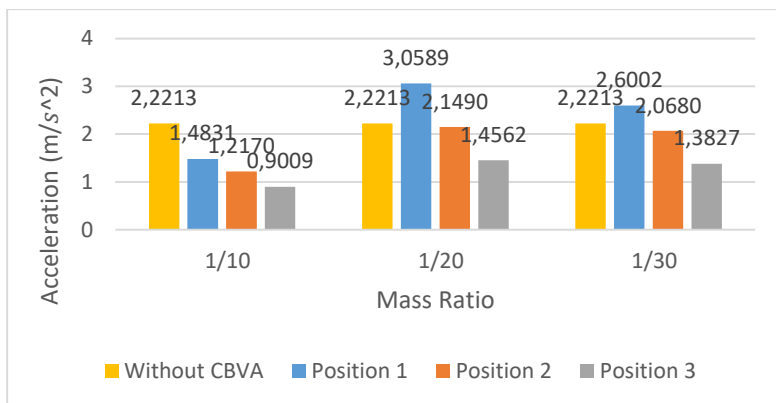


**Gambar 4.9** Respon *acceleration* sistem utama tanpa dan dengan menggunakan CBVA untuk kombinasi frekuensi natural dan posisi peletakan (a) satu; (b) dua; (c) tiga dengan rasio massa bervariasi

Dari simulasi yang telah dilakukan, maka didapatkan data berupa RMS *acceleration* yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik, sehingga dapat disimpulkan sesuai dengan pengaruh variasi yang telah ditetapkan sebelumnya. Adapun pengambilan data RMS translasi pada penelitian kali ini dilakukan dengan menggunakan 7 frekuensi operasi agar mendapatkan hasil yang lebih detail lagi. Data-data sampel RMS tersebut dapat dilihat pada tabel dibawah ini.

**Tabel 4.5** Tabel data RMS *acceleration* dan Reduksi pada frekuensi operasi 15,7 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA ( $m/s^2$ )	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA ( $m/s^2$ )	Reduksi respon getaran (%)
15.70 rad/s	2,2213	1	1/10	1,4831	33,23
	2,2213		1/20	3,0589	-37,71
	2,2213		1/30	2,6002	-17,06
	2,2213	2	1/10	1,2170	45,21
	2,2213		1/20	2,1490	3,25
	2,2213		1/30	2,0680	6,90
	2,2213	3	1/10	0,9009	59,44
	2,2213		1/20	1,4562	34,44
	2,2213		1/30	1,3827	37,75

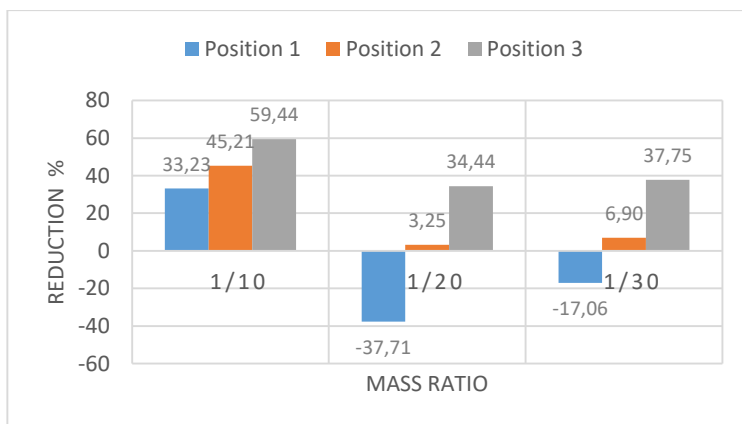


**Gambar 4.10** Grafik *acceleration* terhadap variasi massa CBVA pada tiap posisi peletakan di frekuensi 15,7 rad/s

Tabel 4.5 merupakan tabel kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Dari data-data tersebut kemudian dibuat sebuah grafik sehingga terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan seperti pada gambar 4.10 yang menunjukkan pengaruh rasio massa

CBVA terhadap masing-masing posisi peletakan. Garis berwarna kuning menunjukkan sistem tanpa adanya CBVA. Garis berwarna biru menunjukkan penempatan CBVA pada posisi pertama, sedangkan warna oranye menunjukkan pengaruh peletakan kedua pada setiap massa. Dan warna abu menunjukkan pengaruh peletakan ketiga pada masing-masing massa.

Berdasarkan *trendline* grafik diatas, didapatkan bahwa pada setiap posisi peletakan CBVA, rasio massa 1/10 menghasilkan nilai RMS *acceleration* yang kecil. Nilai RMS *acceleration* sistem sebelum diberi CBVA adalah  $2,2213 \text{ m/s}^2$ , sedangkan dengan rasio massa 1/10 pada posisi pertama getaran tersebut teredam menjadi  $1,48 \text{ m/s}^2$ , dengan posisi kedua menjadi  $1,217 \text{ m/s}^2$  dan yang paling teredam menjadi  $0,9009 \text{ m/s}^2$  pada posisi ketiga. Sehingga pada frekuensi operasi  $15,70 \text{ rad/s}$  untuk setiap posisi peletakan CBVA, rasio massa 1/10 memiliki reduksi yang paling besar apabila dibandingkan dengan rasio massa 1/20 dan 1/30. Untuk analisa reduksi lebih lanjut pada frekuensi  $15,7 \text{ rad/s}$  akan dijelaskan pada gambar 4.11 sebagai berikut.



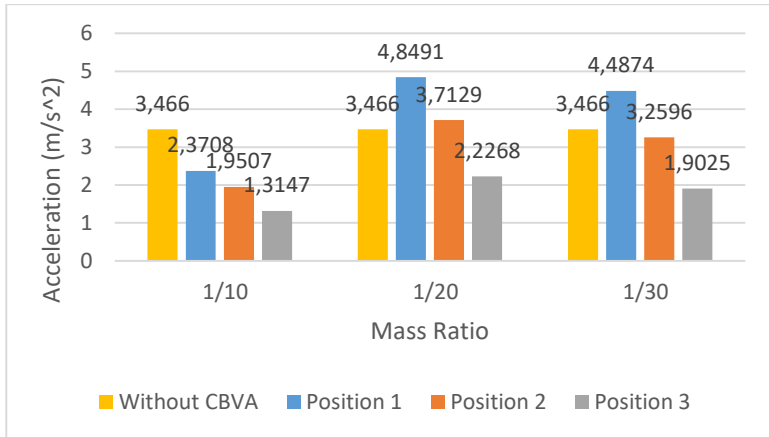
**Gambar 4.11** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi massa *absorber* pada setiap posisi peletakan frekuensi  $15,7 \text{ rad/s}$

Seperti terlihat pada gambar 4.11 diatas, titik bewarna abu merupakan posisi CBVA pada peletakan tiga, yang menghasilkan reduksi lebih baik apabila dibandingkan dengan grafik bewarna oranye yang merupakan posisi CBVA pada peletakan dua dan titik bewarna biru merupakan posisi CBVA pada peletakan satu. Pada frekuensi operasi pertama ini, rasio massa CBVA sebesar  $1/10$  memiliki kemampuan reduksi getaran yang cukup baik jika dibandingkan dengan rasio massa  $1/20$  dan  $1/30$ .

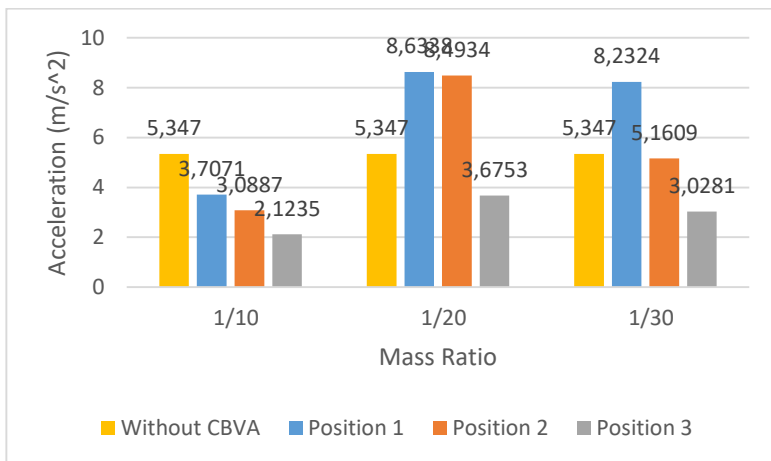
Pada posisi peletakan ketiga rasio massa  $1/10$  mampu mereduksi getaran berlebih pada sistem sebesar 59,44 %. Pada peletakan kedua mampu mereduksi sebesar 45,21% dan pada peletakan ketiga mampu mereduksi sebesar 33,23%. Dengan demikian, reduksi yang paling besar pada frekuensi operasi 15,70 rad/s ini adalah dengan rasio massa  $1/10$  pada posisi peletakan ketiga. Sedangkan pada rasio massa  $1/20$  dan  $1/30$  pada posisi peletakan pertama terjadi pertambahan getaran pada sistem, hal tersebut dikarenakan pada frekuensi operasi ini berada dibawah frekuensi natural dari sistem yang mana pada *bode diagram* gambar 4.48(a), grafik untuk rasio massa  $1/20$  yang ditunjukkan oleh warna merah dan  $1/30$  yang ditunjukkan oleh warna hijau berada diatas garis grafik dari sistem tanpa CBVA. Sehingga didapatkan untuk penggunaan frekuensi operasi tidak tepat pada frekuensi natural CBVA dengan rasio massa  $1/10$  memiliki kemampuan reduksi yang paling baik, semakin besar massa peredam maka akan semakin besar kemampuan mereduksinya.

**Tabel 4.6** Tabel data RMS *acceleration* dan Reduksi pada frekuensi operasi 17 rad/s dan 18 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA ( $m/s^2$ )	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA ( $m/s^2$ )	Reduksi respon getaran (%)
17 rad/s	3,4662	1	1/10	2,3708	31,60
	3,4662		1/20	4,8491	-39,90
	3,4662		1/30	4,4874	-29,46
	3,4662	2	1/10	1,9507	43,72
	3,4662		1/20	3,7129	-7,12
	3,4662		1/30	3,2596	5,96
	3,4662	3	1/10	1,3147	62,07
	3,4662		1/20	2,2268	35,76
	3,4662		1/30	1,9025	45,11
18 rad/s	5,3474	1	1/10	3,7071	30,67
	5,3474		1/20	8,6338	-61,46
	5,3474		1/30	8,2324	-53,95
	5,3474	2	1/10	3,0887	42,24
	5,3474		1/20	8,4934	-58,83
	5,3474		1/30	5,1609	3,49
	5,3474	3	1/10	2,1235	60,29
	5,3474		1/20	3,6753	31,27
	5,3474		1/30	3,0281	43,37



(a)



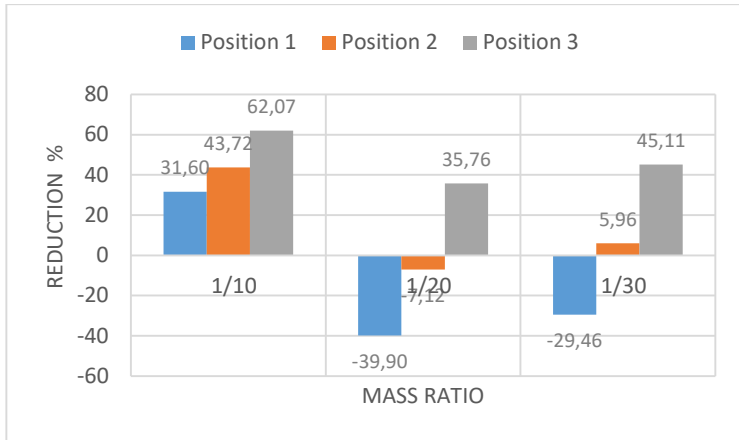
(b)

**Gambar 4.12** Grafik *acceleration* terhadap variasi massa CBVA pada tiap posisi peletakan di frekuensi (a)17 rad/s; dan (b)18 rad/s

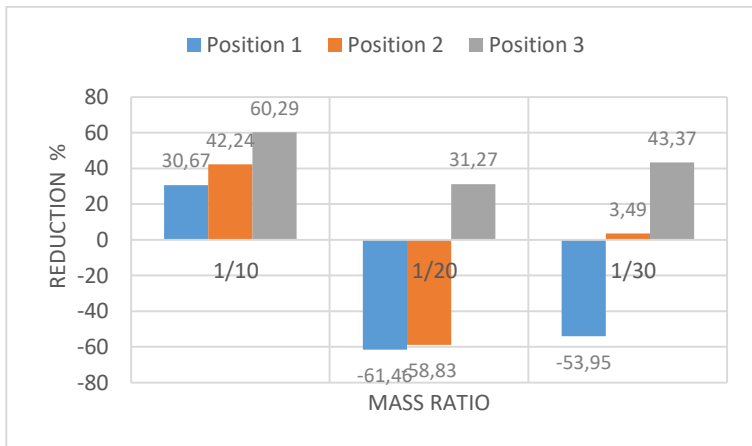
Tabel 4.6 merupakan tabel kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Dari data-data tersebut kemudian dibuat sebuah grafik sehingga terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan seperti pada gambar 4.12 yang menunjukkan pengaruh rasio massa CBVA terhadap masing-masing posisi peletakan. Garis berwarna kuning menunjukkan sistem tanpa adanya CBVA. Garis berwarna biru menunjukkan penempatan CBVA pada posisi pertama, sedangkan warna oranye menunjukkan pengaruh peletakan kedua pada setiap massa. Dan warna abu menunjukkan pengaruh peletakan ketiga pada masing-masing massa.

Berdasarkan *trendline* grafik diatas, didapatkan bahwa pada setiap posisi peletakan CBVA, rasio massa 1/10 menghasilkan nilai RMS *acceleration* yang kecil. Pada frekuensi 17 rad/s nilai RMS *acceleration* sistem sebelum diberi CBVA adalah  $3,466 \text{ m/s}^2$ , sedangkan dengan rasio massa 1/10 pada posisi pertama getaran tersebut teredam menjadi  $2,3708 \text{ m/s}^2$ , dengan posisi kedua menjadi  $1,9507 \text{ m/s}^2$  dan yang paling teredam menjadi  $1,3147 \text{ m/s}^2$  pada posisi ketiga. Pada frekuensi 18 rad/s nilai RMS *acceleration* sistem sebelum diberi CBVA adalah  $5,347 \text{ m/s}^2$ , sedangkan dengan rasio massa 1/10 pada posisi pertama getaran tersebut teredam menjadi  $3,7071 \text{ m/s}^2$ , dengan posisi kedua menjadi  $3,0887 \text{ m/s}^2$  dan yang paling teredam menjadi  $2,1235 \text{ m/s}^2$  pada posisi ketiga. Sehingga pada frekuensi operasi 17 rad/s dan 18 rad/s untuk setiap posisi peletakan CBVA, rasio massa 1/10 memiliki reduksi yang paling besar apabila dibandingkan dengan rasio massa 1/20 dan 1/30. Untuk analisa reduksi lebih lanjut pada frekuensi 17 rad/s dan 18 rad/s akan dijelaskan pada gambar 4.13 sebagai berikut.





(a)



(b)

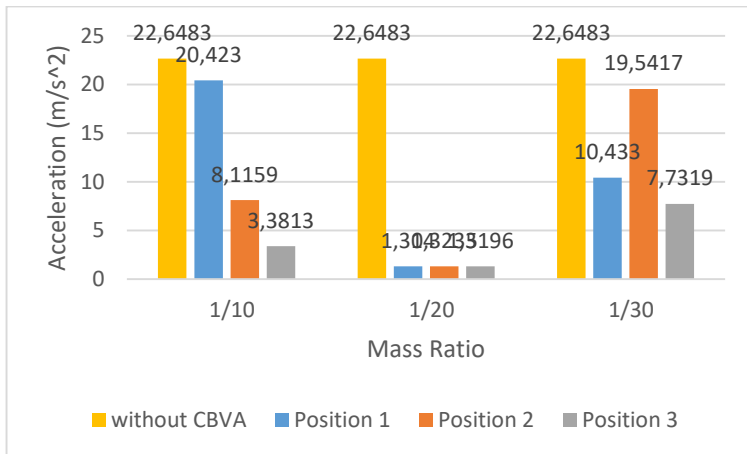
**Gambar 4.13** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi massa *absorber* pada setiap posisi peletakan frekuensi: (a) 17 rad/s; dan (b) 18 rad/s

Seperti terlihat pada gambar 4.13 diatas, titik bewarna abu merupakan posisi CBVA pada peletakan tiga, yang menghasilkan reduksi lebih baik apabila dibandingkan dengan grafik bewarna oranye yang merupakan posisi CBVA pada peletakan dua dan titik bewarna biru merupakan posisi CBVA pada peletakan satu. Pada frekuensi operasi 17 dan 18 rad/s ini, rasio massa CBVA sebesar 1/10 memiliki kemampuan reduksi getaran yang cukup baik jika dibandingkan dengan rasio massa 1/20 dan 1/30.

Dengan frekuensi operasi 17 rad/s didapatkan pada posisi peletakan ketiga rasio massa 1/10 mampu mereduksi getaran berlebih pada sistem sebesar 60,07 %. Pada peletakan kedua mampu mereduksi sebesar 43,72% dan pada peletakan pertama mampu mereduksi sebesar 31,60 %. Sedangkan frekuensi operasi 18 rad/s didapatkan pada posisi peletakan ketiga rasio massa 1/10 mampu mereduksi getaran berlebih pada sistem sebesar 60,29 %. Pada peletakan kedua mampu mereduksi sebesar 42,24% dan pada peletakan pertama mampu mereduksi sebesar 30,67 % Dengan demikian, reduksi yang paling besar pada frekuensi operasi 17 rad/s dan 18 rad/s ini adalah dengan rasio massa 1/10 pada posisi peletakan ketiga. Sedangkan pada rasio massa 1/20 dan 1/30 pada posisi peletakan pertama terjadi penambahan getaran pada sistem, begitu pula dengan peletakan kedua pada rasio massa 1/20. Hal tersebut dikarenakan pada frekuensi operasi ini berada dibawah frekuensi natural dari sistem yang mana pada *bode diagram* gambar 4.48(a), grafik untuk rasio massa 1/20 yang ditunjukkan oleh warna merah dan 1/30 yang ditunjukkan oleh warna hijau berada diatas garis grafik dari sistem tanpa CBVA. Sehingga didapatkan untuk penggunaan frekuensi operasi tidak tepat pada frekuensi natural CBVA rasio massa 1/10 memiliki kemampuan reduksi yang paling baik, semakin besar massa peredam maka akan semakin besar kemampuan mereduksinya.

**Tabel 4.7** Tabel data RMS *acceleration* frekuensi 20,27 rad/s

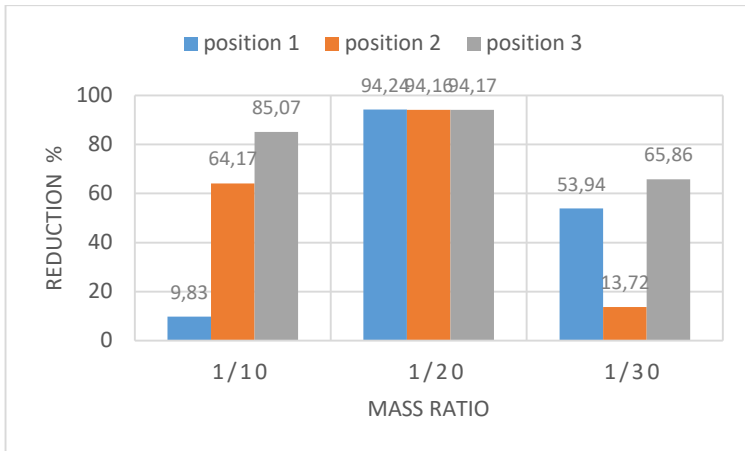
Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA ( $m/s^2$ )	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA ( $m/s^2$ )	Reduksi respon getaran (%)
20.27 rad/s	22,6483	1	1/10	20,4230	9,83
	22,6483		1/20	1,3036	94,24
	22,6483		1/30	10,4326	53,94
	22,6483	2	1/10	8,1159	64,17
	22,6483		1/20	1,3235	94,16
	22,6483		1/30	19,5417	13,72
	22,6483	3	1/10	3,3813	85,07
	22,6483		1/20	1,3196	94,17
	22,6483		1/30	7,7319	65,86

**Gambar 4.14** Grafik *acceleration* terhadap variasi massa CBVA pada frekuensi 20,27 rad/s

Tabel 4.7 merupakan tabel kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Dari data-data tersebut kemudian dibuat sebuah grafik sehingga

terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan seperti pada gambar 4.14 yang menunjukkan pengaruh rasio massa CBVA terhadap masing-masing posisi peletakan. Garis berwarna kuning menunjukkan sistem tanpa adanya CBVA. Garis berwarna biru menunjukkan penempatan CBVA pada posisi pertama, sedangkan warna oranye menunjukkan pengaruh peletakan kedua pada setiap massa. Dan warna abu menunjukkan pengaruh peletakan ketiga pada masing-masing massa.

Berdasarkan *trendline* grafik diatas, didapatkan bahwa pada setiap posisi peletakan CBVA, rasio massa 1/20 menghasilkan nilai RMS *acceleration* yang kecil. Nilai RMS *acceleration* sistem sebelum diberi CBVA adalah  $22,648 \text{ m/s}^2$ , sedangkan dengan rasio massa 1/20 pada posisi pertama getaran tersebut teredam menjadi  $1,304 \text{ m/s}^2$ , dengan posisi kedua menjadi  $1,323 \text{ m/s}^2$  dan  $1,319 \text{ m/s}^2$  pada posisi ketiga. Hal tersebut sebanding dengan grafik *bode diagram* pada gambar 4.6, 4.7 dan 4.8 yang telah dijelaskan sebelumnya bahwa, pada frekuensi operasi  $20,2789 \text{ rad/s}$  baik pada peletakan pertama, kedua dan ketiga *absorber* dengan 1/20 memiliki reduksi yang paling besar apabila dibandingkan dengan 1/10 dan 1/30. Hal tersebut juga sesuai dengan teori yang dijelaskan pada sub bab dua, dimana rasio massa *absorber* yang optimal mereduksi getaran sistem utama adalah 1/20 dari sistem utama pada frekuensi natural. Adapun reduksi yang terjadi pada frekuensi operasi  $20,27 \text{ rad/s}$  dijelaskan pada gambar 4.15 di bawah.

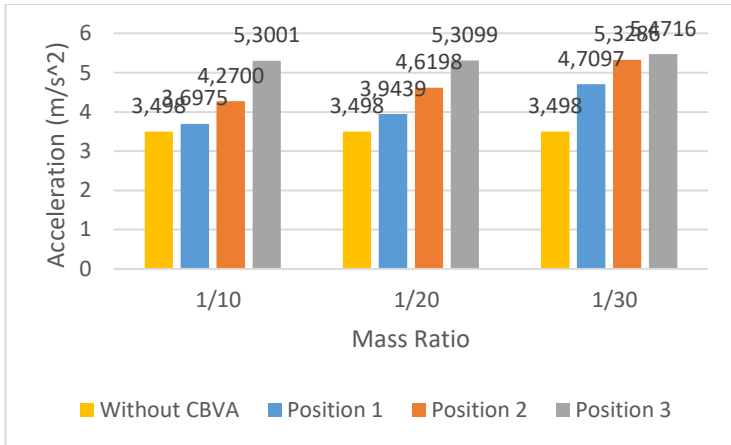


**Gambar 4.15** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi massa absorber pada setiap posisi peletakan frekuensi 20,27 rad/s

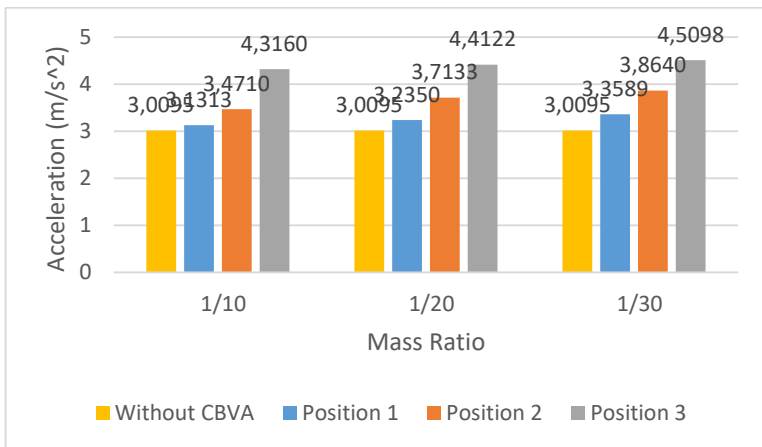
Gambar 4.15 merupakan grafik persen reduksi pada sistem yang dioperasikan pada frekuensi kedua sebesar 20,27 rad/s. Dalam frekuensi kedua ini didapatkan hasil bahwa pada rasio massa 1/20 memiliki reduksi respon yang sangat besar sekali pada setiap posisi peletakan bila dibandingkan dengan kedua massa lainnya. Pada rasio massa 1/20 posisi peletakan pertama, reduksi yang dihasilkan adalah 94,24% pada posisi kedua menghasilkan 94,16% dan posisi ketiga menghasilkan 94,17%. Hal tersebut sudah bersesuaian dengan teori yang ada, dimana pada massa *absorber* yang paling optimum dalam mereduksi getaran pada frekuensi operasi frekuensi natural adalah massa dengan nilai sebesar 1/20 dari massa sistem utama. Hal tersebut juga bersesuaian dengan *bode diagram* pada gambar 4.6, 4.7 dan 4.8 yang telah dibahas sebelumnya, dimana pada frekuensi operasi ini terjadi reduksi maksimum pada penggunaan massa absorber 1/20.

**Tabel 4.8** Tabel data reduksi RMS *acceleration* pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA ( $m/s^2$ )	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA ( $m/s^2$ )	Reduksi respon getaran (%)
27 rad/s	3,4978	1	1/10	3,6975	-5,71
	3,4978		1/20	3,9439	-12,75
	3,4978		1/30	4,7097	-34,65
	3,4978	2	1/10	4,2700	-22,08
	3,4978		1/20	4,6198	-32,08
	3,4978		1/30	5,3286	-52,34
	3,4978	3	1/10	5,3001	-51,53
	3,4978		1/20	5,3099	-51,81
	3,4978		1/30	5,4716	-56,43
29 rad/s	3,0095	1	1/10	3,1313	-4,05
	3,0095		1/20	3,2350	-7,49
	3,0095		1/30	3,3589	-11,61
	3,0095	2	1/10	3,4710	-15,33
	3,0095		1/20	3,7133	-23,39
	3,0095		1/30	3,8640	-28,39
	3,0095	3	1/10	4,3160	-43,41
	3,0095		1/20	4,4122	-46,61
	3,0095		1/30	4,5098	-49,85



(a)



(b)

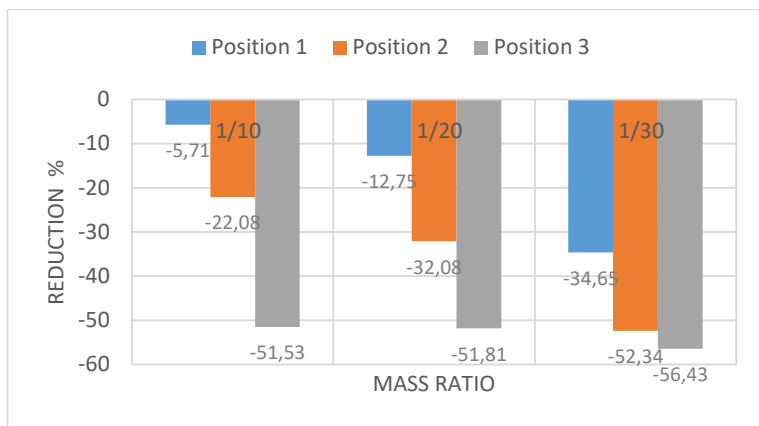
**Gambar 4.16** Grafik RMS *acceleration* terhadap variasi massa CBVA pada frekuensi: (a) 27 rad/s; dan (b) 29 rad/s

Tabel 4.8 merupakan tabel kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Dari data-data tersebut kemudian dibuat sebuah grafik sehingga

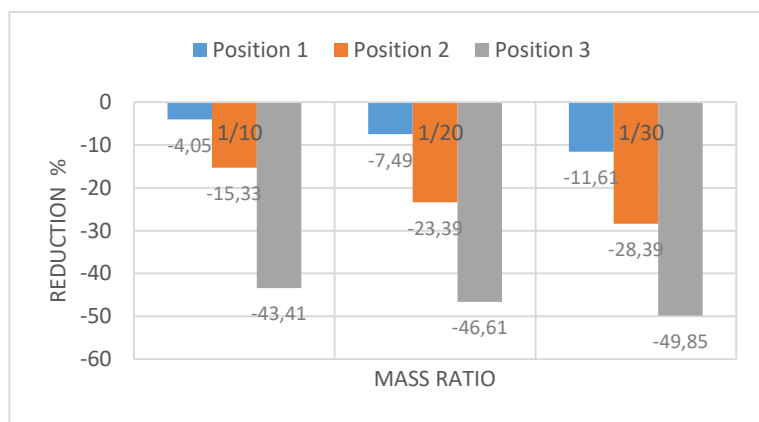
terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan seperti pada gambar 4.16 yang menunjukkan pengaruh rasio massa CBVA terhadap masing-masing posisi peletakan. Garis berwarna kuning menunjukkan sistem tanpa adanya CBVA. Garis berwarna biru menunjukkan penempatan CBVA pada posisi pertama, sedangkan warna oranye menunjukkan pengaruh peletakan kedua pada setiap massa. Dan warna abu menunjukkan pengaruh peletakan ketiga pada masing-masing massa.

Berdasarkan *trendline* grafik diatas, didapatkan bahwa pada setiap posisi peletakan CBVA, rasio massa 1/10 menghasilkan nilai RMS *acceleration* yang kecil. Pada frekuensi 27 rad/s nilai RMS *acceleration* sistem sebelum diberi CBVA adalah  $3,498 \text{ m/s}^2$ , sedangkan dengan rasio massa 1/10 pada posisi pertama getaran tersebut teredam menjadi  $3,6975 \text{ m/s}^2$ , dengan posisi kedua menjadi  $4,2700 \text{ m/s}^2$  dan yang paling teredam menjadi  $5,3001 \text{ m/s}^2$  pada posisi ketiga. Pada frekuensi 29 rad/s nilai RMS *acceleration* sistem sebelum diberi CBVA adalah  $3,0095 \text{ m/s}^2$ , sedangkan dengan rasio massa 1/10 pada posisi pertama getaran tersebut teredam menjadi  $3,1313 \text{ m/s}^2$ , dengan posisi kedua menjadi  $3,471 \text{ m/s}^2$  dan yang paling teredam menjadi  $4,316 \text{ m/s}^2$  pada posisi ketiga. Sehingga pada frekuensi operasi 27 rad/s dan 29 rad/s untuk setiap posisi peletakan CBVA, rasio massa 1/10 memiliki nilai RMS yang lebih kecil, sehingga rasio massa 1/10 memiliki reduksi yang paling besar apabila dibandingkan dengan rasio massa 1/20 dan 1/30. Untuk analisa reduksi lebih lanjut pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s akan dijelaskan pada gambar 4.13 sebagai berikut.





(a)



(b)

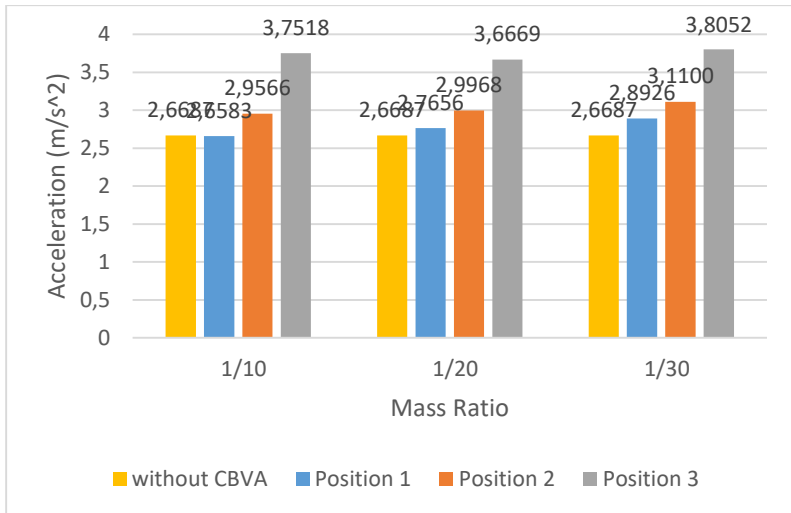
**Gambar 4.17** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi massa *absorber* pada setiap posisi peletakan frekuensi: (a) 27 rad/s; dan (b) 29 rad/s

Seperti terlihat pada gambar 4.17 diatas, dengan frekuensi operasi 27 rad/s dan 29 rad/s didapatkan pada posisi semua peletakan, dan pada semua rasio massa CBVA tidak dapat meredam getaran. Hal tersebut diakibatkan karena CBVA ini

dirancang untuk meredam pada frekuensi natural dari sistem. Sedangkan frekuensi yang digunakan berada jauh dari frekuensi natural sistem, sehingga CBVA kurang efektif dalam meredam getaran pada frekuensi tersebut. Hal tersebut juga terlihat pada bode diagram gambar 3. Hal tersebut dapat terlihat pada *bode diagram* pada gambar 4.6, 4.7 dan 4.8 dimana pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s grafik tanpa CBVA memiliki garis yang berada dibawah garis grafik rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30. CBVA. Berdasarkan gambar 4.17 diatas, penambahan getaran yang paling kecil terjadi pada penggunaan rasio massa 1/10, sedangkan penambahan getaran yang lebih tinggi terjadi pada rasio massa 1/20 dan 1/30, hal tersebut dikarenakan pada penggunaan frekuensi operasi yang tidak tepat pada frekuensi natural sistem, semakin besar massa sistem peredam akan memberikan redaman yang lebih tinggi, namun karena frekuensi operasi sistem terlampaui jauh maka menimbulkan getaran berlebih pada penggunaan massa 1/10.

**Tabel 4.9** Tabel data persen reduksi dan RMS *acceleration* pada frekuensi 31,41 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA ( $m/s^2$ )	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA ( $m/s^2$ )	Reduksi respon getaran (%)
31.41 rad/s	2,6687	1	1/10	2,6583	0,39
	2,6687		1/20	2,7656	-3,63
	2,6687		1/30	2,8926	-8,39
	2,6687	2	1/10	2,9566	-10,79
	2,6687		1/20	2,9968	-12,29
	2,6687		1/30	3,1100	-16,54
	2,6687	3	1/10	3,7518	-40,59
	2,6687		1/20	3,6669	-37,40
	2,6687		1/30	3,8052	-42,59

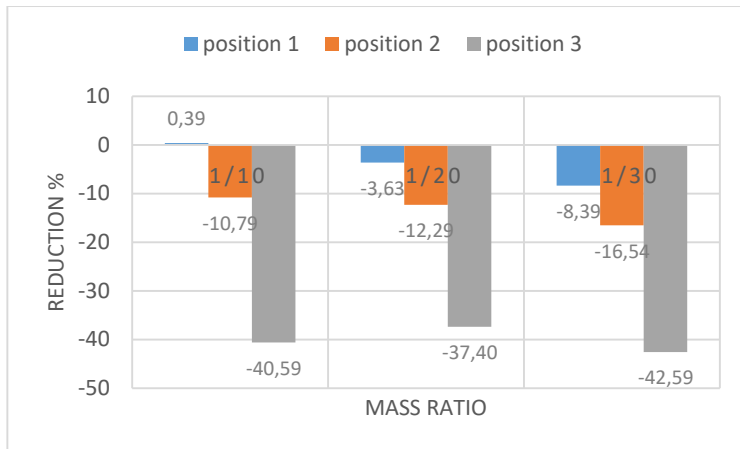


**Gambar 4.18** Grafik *acceleration* terhadap variasi massa CBVA pada frekuensi 31,41 rad/s

Tabel 4.9 merupakan tabel kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Dari data-data tersebut kemudian dibuat sebuah grafik sehingga terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan seperti pada gambar 4.18 yang menunjukkan pengaruh rasio massa CBVA terhadap masing-masing posisi peletakan. Garis berwarna kuning menunjukkan sistem tanpa adanya CBVA. Garis berwarna biru menunjukkan penempatan CBVA pada posisi pertama, sedangkan warna oranye menunjukkan pengaruh peletakan kedua pada setiap massa. Dan warna abu menunjukkan pengaruh peletakan ketiga pada masing-masing massa.

Berdasarkan grafik diatas, didapatkan bahwa pada setiap posisi peletakan CBVA, rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 memiliki *trendline* yang hampir sama. Pada frekuensi operasi 31,41 rad/s, banyak rasio massa pada masing-masing posisi yang memiliki respon jauh lebih tinggi dari sistem tanpa CBVA. Berdasarkan grafik tersebut, RMS acceleration sistem tanpa CBVA adalah

2,6687  $\text{m/s}^2$  dan satu-satunya massa yang meredam adalah massa 1/10 pada posisi peletakan pertama mampu meredam getaran menjadi 2,6583  $\text{m/s}^2$ . Berdasarkan *bode diagram* yang telah dijelaskan sebelumnya, untuk frekuensi operasi 31,41 rad/s memiliki garis 1/10, 1/20 dan 1/30 yang saling berhimpitan satu sama lain sehingga mengakibatkan RMS pada frekuensi tersebut tinggi. Namun, bila dibandingkan ketiganya, massa 1/10 memiliki respon percepatan yang sedikit lebih rendah bila dibandingkan 1/20 dan 1/30. Adapun reduksi yang terjadi pada frekuensi operasi 31,41 rad/s dijelaskan pada gambar 4.19 di bawah.



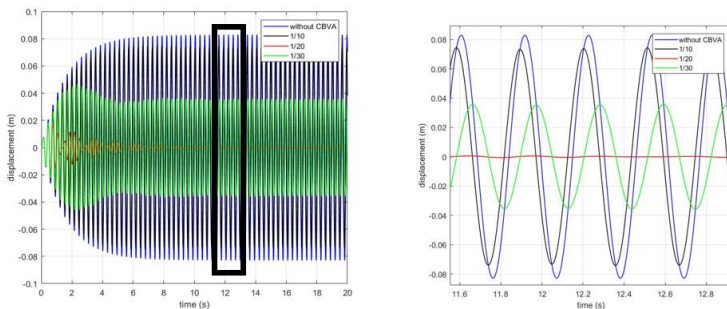
**Gambar 4.19.** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi massa absorber pada setiap posisi peletakan frekuensi 31,41 rad/s

Gambar 4.19 merupakan grafik persen reduksi pada sistem yang diperasikan pada frekuensi ketiga sebesar 31,41 rad/s. Dalam frekuensi ketiga ini didapatkan hasil bahwa pada rasio massa 1/10 memiliki reduksi respon yang sedikit meredam pada posisi peletakan 1 bila dibandingkan dengan kedua massa lainnya, hal tersebut dapat dilihat pada *bode diagram* dimana pada frekuensi 31,41 rad/s garis sebelum pemasangan CBVA dan dengan CBVA

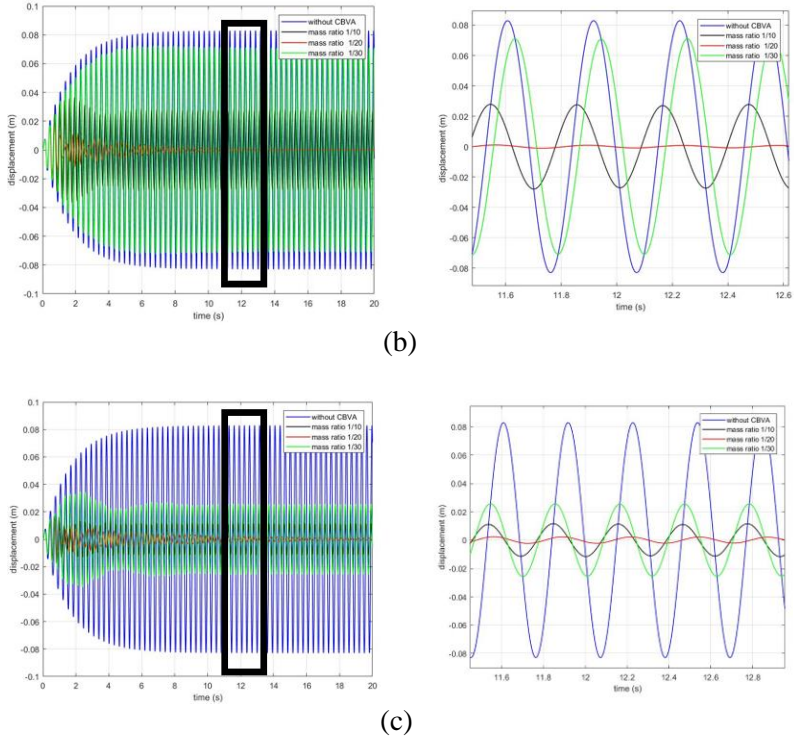
rasio massa 1/10 memiliki garis yang berhimpitan. Lalu pada massa *absorber* dengan rasio 1/10 pada peletakan kedua dan ketiga, rasio massa 1/20 dan rasio massa 1/30 pada semua posisi peletakan terjadi penambahan getaran hal tersebut diakibatkan karena CBVA ini dirancang untuk meredam pada frekuensi natural dari sistem. Sedangkan frekuensi yang digunakan berada jauh dari frekuensi natural, sehingga CBVA kurang efektif dalam meredam getaran pada frekuensi tersebut. Hal tersebut dapat terlihat pada *bode diagram* pada gambar dimana pada frekuensi 31,459 rad/s ini grafik tanpa CBVA memiliki garis yang berada dibawah garis grafik rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30.

#### 4.2.2.2 Analisa Reduksi *Displacement* Translasi Sistem Utama dengan CBVA Dengan Variasi Massa

Hal sama juga dilakukan pada respon *displacement*. Simulasi sistem utama tanpa CBVA dilakukan untuk mendapatkan RMS dari sistem utama, kemudian RMS ini lah yang nantinya akan diredam oleh *absorber*. Berikut merupakan respon yang mewakili respon *displacement* dengan menggunakan kombinasi frekuensi operasi pada frekuensi natural 20,27 rad/s, dengan posisi CBVA pada peletakan pertama, kedua dan ketiga, dengan variasi rasio massa sistem CBVA sebesar 1/10, 1/20 dan juga 1/30.



(a)

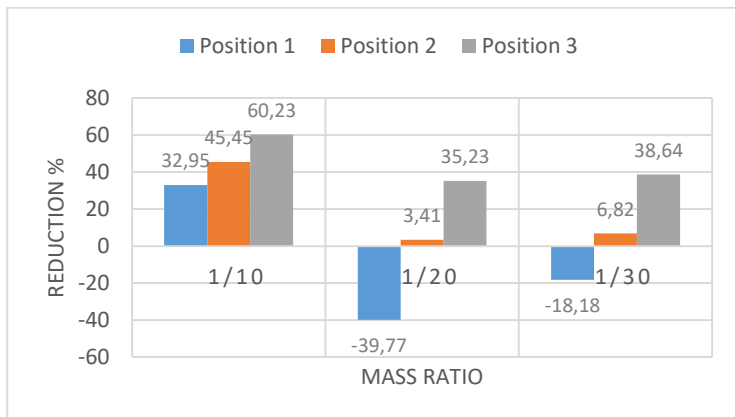


**Gambar 4.20** Respon *displacement* sistem utama tanpa dan dengan CBVA variasi massa dengan frekuensi 20,27 rad/s pada: (a) posisi 1; (b) posisi 2; (c) posisi 3

Dari simulasi yang telah dilakukan, maka akan didapatkan data berupa RMS *displacement* yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik, sehingga dapat disimpulkan sesuai dengan pengaruh variasi yang telah ditetapkan sebelumnya. Adapun pengambilan data RMS translasi pada penelitian kali ini dilakukan dengan menggunakan 7 frekuensi operasi agar mendapatkan hasil yang lebih detail lagi. Data-data sampel RMS tersebut dapat dilihat pada tabel dibawah ini.

**Tabel 4.10** RMS *displacement* dengan persen reduksi pada frekuensi 15,70 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m)	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
15.70 rad/s	0,0088	1	1/10	0,0059	32,95
	0,0088		1/20	0,0123	-39,77
	0,0088		1/30	0,0104	-18,18
	0,0088	2	1/10	0,0048	45,45
	0,0088		1/20	0,0085	3,41
	0,0088		1/30	0,0082	6,82
	0,0088	3	1/10	0,0035	60,23
	0,0088		1/20	0,0057	35,23
	0,0088		1/30	0,0054	38,64



**Gambar 4.21** Grafik persen reduksi RMS *displacement* terhadap variasi massa absorber pada setiap posisi peletakan pada frekuensi 15,7 rad/s

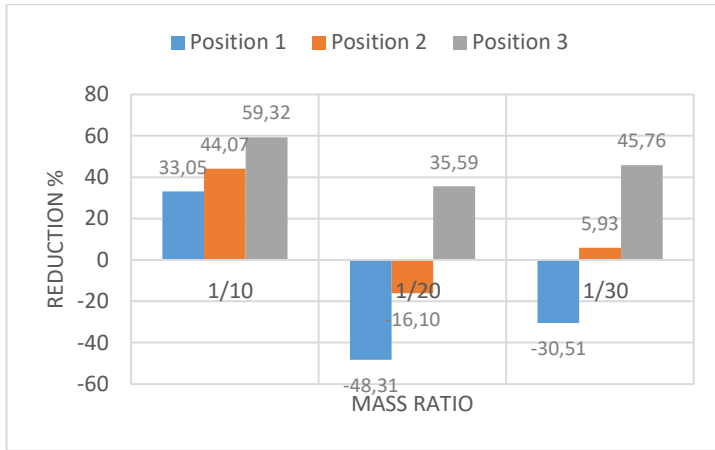
Tabel 4.10 merupakan tabel kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Dari data-data tersebut kemudian akan dibuat sebuah grafik reduksi sehingga akan terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan. Grafik tersebut dapat dilihat pada gambar 4.21 di atas.

Seperti terlihat pada gambar 4.21 diatas, titik bewarna abu merupakan posisi CBVA pada peletakan tiga, yang menghasilkan reduksi lebih baik apabila dibandingkan dengan grafik bewarna oranye yang merupakan posisi CBVA pada peletakan dua dan titik bewarna biru merupakan posisi CBVA pada peletakan satu. Pada frekuensi operasi pertama ini, rasio massa CBVA sebesar  $1/10$  memiliki kemampuan reduksi getaran yang cukup baik apabila dibandingkan dengan rasio massa  $1/20$  dan  $1/30$ . Pada rasio massa  $1/10$  dengan posisi peletakan pertama mampu meredam respon perpindahan menjadi  $0,0035$  m dan persentase reduksi getaran sebesar  $60,23\%$ . Pada posisi peletakan kedua mampu meredam respon perpindahan menjadi  $0,0048$  m dengan persentase reduksi sebesar  $45,45\%$ . Pada posisi peletakan ketiga, mampu meredam respon perpindahan menjadi  $0,0059$  m dan memiliki persentase reduksi sebesar  $32,95\%$ . Hal ini bersesuaian dengan *bode diagram*, dimana pada frekuensi operasi  $15,70$  rad/s rasio massa yang memiliki redaman terbaik adalah rasio massa  $1/10$  pada masing-masing posisi peletakan. Sedangkan pada rasio massa  $1/20$  dan  $1/30$  pada posisi peletakan pertama terjadi penambahan getaran pada sistem, hal tersebut dikarenakan pada frekuensi operasi ini berada dibawah frekuensi natural dari sistem yang mana pada bode diagram grafik untuk rasio massa  $1/20$  dan  $1/30$  berada diatas garis grafik dari sistem tanpa CBVA.

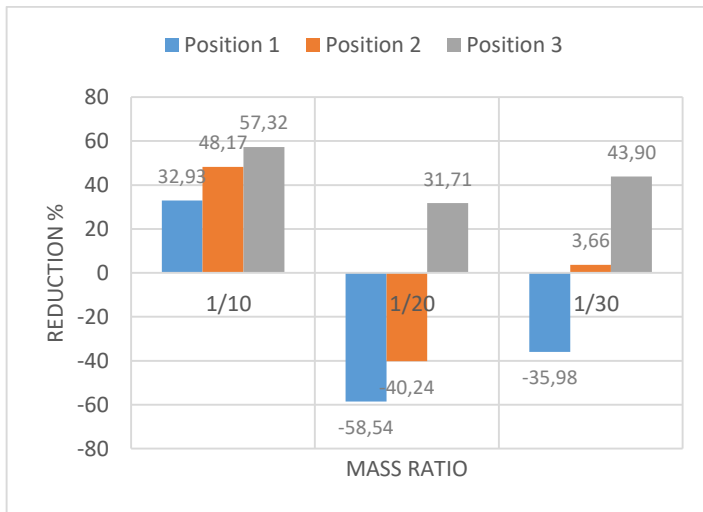


**Tabel 4.11** RMS *displacement* dengan persen reduksi pada frekuensi 17 rad/s dan 18 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m)	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
17 rad/s	0,0118	1	1/10	0,0079	33,05
	0,0118		1/20	0,0175	-48,31
	0,0118		1/30	0,0154	-30,51
	0,0118	2	1/10	0,0066	44,07
	0,0118		1/20	0,0137	-16,10
	0,0118		1/30	0,0111	5,93
	0,0118	3	1/10	0,0048	59,32
	0,0118		1/20	0,0076	35,59
	0,0118		1/30	0,0064	45,76
18 rad/s	0,0164	1	1/10	0,0110	32,93
	0,0164		1/20	0,0260	-58,54
	0,0164		1/30	0,0223	-35,98
	0,0164	2	1/10	0,0085	48,17
	0,0164		1/20	0,0230	-40,24
	0,0164		1/30	0,0158	3,66
	0,0164	3	1/10	0,0070	57,32
	0,0164		1/20	0,0112	31,71
	0,0164		1/30	0,0092	43,90



(a)



(b)

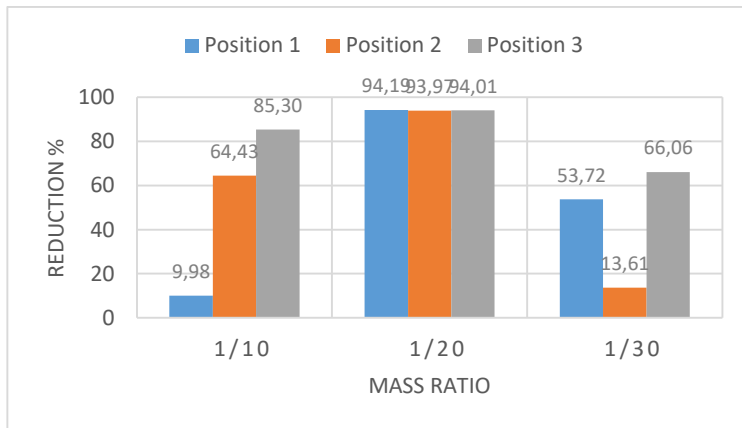
**Gambar 4. 22** Grafik persen reduksi RMS *displacement* terhadap variasi massa *absorber* pada setiap posisi peletakan frekuensi: (a) 17 rad/s; dan (b) 18 rad/s

Seperti terlihat pada gambar 4.22 diatas, titik bewarna abu merupakan posisi CBVA pada peletakan tiga, yang menghasilkan reduksi lebih baik apabila dibandingkan dengan grafik bewarna oranye yang merupakan posisi CBVA pada peletakan dua dan titik bewarna biru merupakan posisi CBVA pada peletakan satu. Pada frekuensi operasi 17 dan 18 rad/s ini, rasio massa CBVA sebesar 1/10 memiliki kemampuan reduksi getaran yang cukup baik jika dibandingkan dengan rasio massa 1/20 dan 1/30.

Dengan frekuensi operasi 17 rad/s didapatkan pada posisi peletakan ketiga rasio massa 1/10 mampu mereduksi getaran berlebih pada sistem sebesar 59,32 %. Pada peletakan kedua mampu mereduksi sebesar 44,07% dan pada peletakan pertama mampu mereduksi sebesar 33,05 %. Sedangkan frekuensi operasi 18 rad/s didapatkan pada posisi peletakan ketiga rasio massa 1/10 mampu mereduksi getaran berlebih pada sistem sebesar 57,32 %. Pada peletakan kedua mampu mereduksi sebesar 48,17% dan pada peletakan pertama mampu mereduksi sebesar 32,93 % Dengan demikian, reduksi yang paling besar pada frekuensi operasi 17 rad/s dan 18 rad/s ini adalah dengan rasio massa 1/10 pada posisi peletakan ketiga. Sedangkan pada rasio massa 1/20 dan 1/30 pada posisi peletakan pertama terjadi penambahan getaran pada sistem, begitu pula dengan peletakan kedua pada rasio massa 1/20. Hal tersebut dikarenakan pada frekuensi operasi ini berada dibawah frekuensi natural dari sistem yang mana pada *bode diagram* gambar 4.48(a), grafik untuk rasio massa 1/20 yang ditunjukkan oleh warna merah dan 1/30 yang ditunjukkan oleh warna hijau berada diatas garis grafik dari sistem tanpa CBVA. Sehingga didapatkan untuk penggunaan frekuensi operasi tidak tepat pada frekuensi natural CBVA rasio massa 1/10 memiliki kemampuan reduksi yang paling baik, semakin besar massa peredam maka akan semakin besar kemampuan mereduksinya.

**Tabel 4.12** RMS *displacement* dengan persen reduksi pada frekuensi 20,27rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m)	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
20.27 rad/s	0,0551	1	1/10	0,0496	9,98
	0,0551		1/20	0,0032	94,19
	0,0551		1/30	0,0255	53,72
	0,0551	2	1/10	0,0196	64,43
	0,0551		1/20	0,0033	93,97
	0,0551		1/30	0,0476	13,61
	0,0551	3	1/10	0,0081	85,30
	0,0551		1/20	0,0033	94,01
	0,0551		1/30	0,0187	66,06



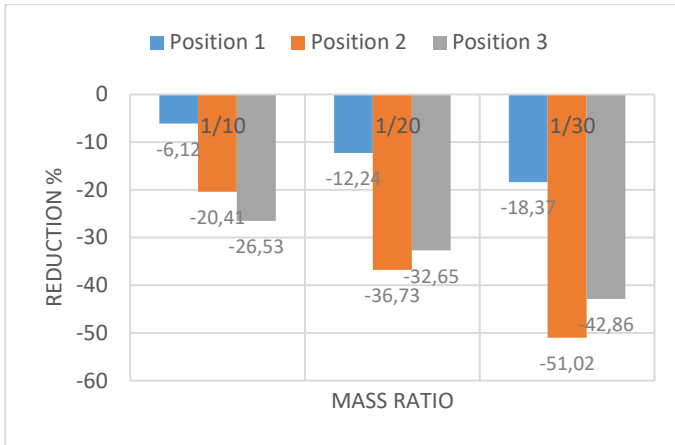
**Gambar 4.23** Grafik persen reduksi RMS *displacement* terhadap variasi massa absorber pada setiap posisi peletakan pada frekuensi 20,27 rad/s

Gambar 4.23 merupakan grafik persen reduksi pada sistem yang dioperasikan pada frekuensi kedua atau sebesar 20,27 rad/s. Dalam frekuensi kedua ini didapatkan hasil bahwa pada rasio

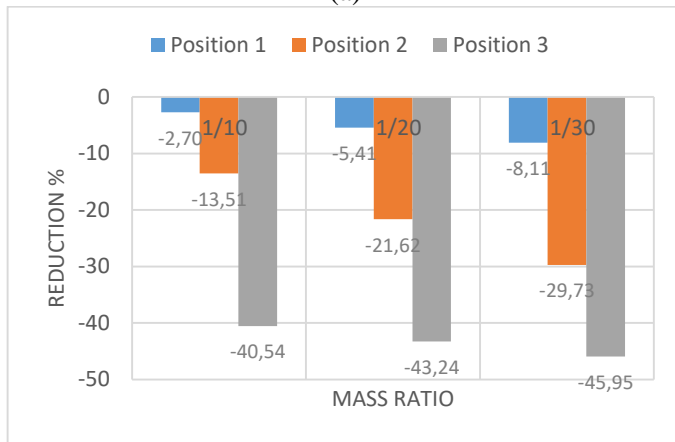
massa 1/20 memiliki reduksi respon *displacement* yang sangat besar sekali pada setiap posisi peletakan bila dibandingkan dengan kedua massa lainnya. Pada rasio massa 1/20 pada posisi peletakan pertama mampu meredam respon *displacement* menjadi 0,0032 m dan memiliki persentase reduksi sebesar 94,19 %. Rasio massa 1/20 pada posisi peletakan kedua mampu meredam respon *displacement* menjadi 0,0033 m dan memiliki reduksi sebesar 93,97% dan pada posisi peletakan ketiga mampu meredam respon *displacement* menjadi 0,00335 m memiliki persentase reduksi sebesar 94,01%. Hal tersebut sudah bersesuaian dengan teori yang ada, dimana pada massa *absorber* yang paling optimum dalam mereduksi getaran adalah massa dengan nilai sebesar 1/20. Hal tersebut juga bersesuaian dengan *bode diagram* pada gambar 4.6, 4.7, dan 4.8 yang telah dibahas sebelumnya, dimana pada frekuensi operasi 20,27 rad/s terjadi reduksi maksimum pada penggunaan massa *absorber* sebesar 1/20.

**Tabel 4.13** RMS *displacement* dengan persen reduksi pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m)	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
27 rad/s	0,0049	1	1/10	0,0052	-6,12
	0,0049		1/20	0,0055	-12,24
	0,0049		1/30	0,0058	-18,37
	0,0049	2	1/10	0,0059	-20,41
	0,0049		1/20	0,0067	-36,73
	0,0049		1/30	0,0074	-51,02
	0,0049	3	1/10	0,0062	-26,53
	0,0049		1/20	0,0065	-32,65
	0,0049		1/30	0,0070	-42,86
29 rad/s	0,0037	1	1/10	0,0038	-2,70
	0,0037		1/20	0,0039	-5,41
	0,0037		1/30	0,0040	-8,11
	0,0037	2	1/10	0,0042	-13,51
	0,0037		1/20	0,0045	-21,62
	0,0037		1/30	0,0048	-29,73
	0,0037	3	1/10	0,0052	-40,54
	0,0037		1/20	0,0053	-43,24
	0,0037		1/30	0,0054	-45,95



(a)



(b)

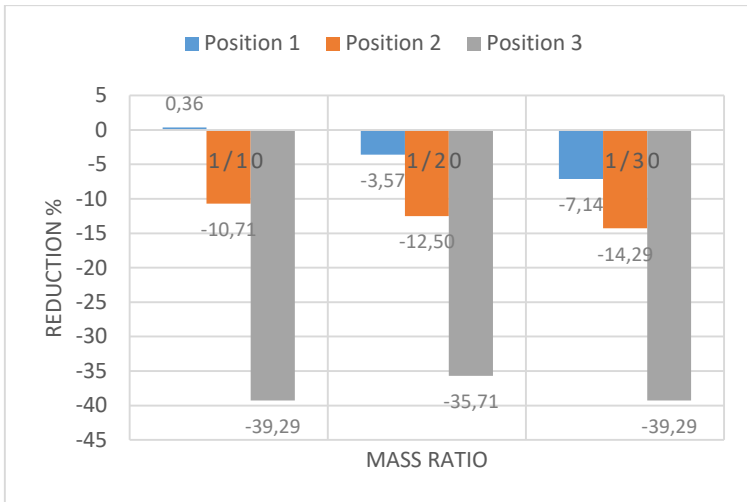
**Gambar 4.24** Grafik persen reduksi RMS *displacement* terhadap variasi massa *absorber* pada setiap posisi peletakan frekuensi: (a) 27 rad/s; dan (b) 29 rad/s

Seperti terlihat pada gambar 4.24 diatas, dengan frekuensi operasi 27 rad/s dan 29 rad/s didapatkan pada posisi semua

peletakan, dan pada semua rasio massa CBVA tidak dapat meredam getaran. Hal tersebut diakibatkan karena CBVA ini dirancang untuk meredam pada frekuensi natural dari sistem. Sedangkan frekuensi yang digunakan berada jauh dari frekuensi natural sistem, sehingga CBVA kurang efektif dalam meredam getaran pada frekuensi tersebut. Hal tersebut dapat terlihat pada *bode diagram* pada gambar 4.6, 4.7 dan 4.8 dimana pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s grafik tanpa CBVA memiliki garis yang berada dibawah garis grafik rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30. CBVA. Berdasarkan gambar 4.24 diatas, penambahan getaran yang paling kecil terjadi pada penggunaan rasio massa 1/10, sedangkan penambahan getaran yang lebih tinggi terjadi pada rasio massa 1/20 dan 1/30, hal tersebut dikarenakan pada penggunaan frekuensi operasi yang tidak tepat pada frekuensi natural sistem, semakin besar massa sistem peredam akan memberikan redaman yang lebih tinggi, namun karena frekuensi operasi sistem terlampau jauh maka menimbulkan getaran berlebih pada penggunaan massa 1/10.

**Tabel 4.14** RMS *displacement* dengan persen reduksi pada frekuensi 31,41 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m)	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
31.41 rad/s	0,0028	1	1/10	0,0028	0,36
	0,0028		1/20	0,0029	-3,57
	0,0028		1/30	0,0030	-7,14
	0,0028	2	1/10	0,0031	-10,71
	0,0028		1/20	0,0032	-12,50
	0,0028		1/30	0,0032	-14,29
	0,0028	3	1/10	0,0039	-39,29
	0,0028		1/20	0,0038	-35,71
	0,0028		1/30	0,0039	-39,29



**Gambar 4.25** Grafik persen reduksi RMS *displacement* terhadap variasi massa *absorber* pada setiap posisi peletakan pada frekuensi 31,41 rad/s

Gambar 4.25 merupakan grafik persen reduksi pada sistem yang dioperasikan pada frekuensi ketiga. Dalam frekuensi ketiga ini didapatkan hasil bahwa pada rasio massa 1/10 memiliki reduksi respon yang sedikit meredam pada posisi peletakan 1 bila dibandingkan dengan kedua massa lainnya sebesar  $0,36 \text{ m/s}^2$ , hal tersebut dapat dilihat pada *bode diagram* gambar 5 dimana pada frekuensi 31,41 rad/s, grafik yang dibentuk oleh sistem sebelum diberi CBVA dan dengan CBVA rasio massa 1/10 memiliki garis yang berhimpitan satu sama lain.

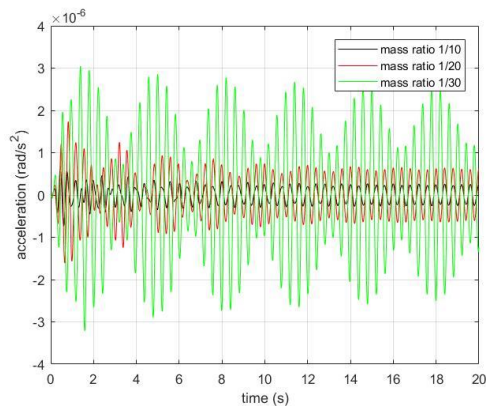
Pada massa *absorber* dengan rasio 1/20 dan 1/30 pada posisi peletakan 1, terjadi penambahan getaran hal tersebut diakibatkan karena CBVA ini dirancang untuk meredam pada frekuensi natural dari sistem. Sedangkan frekuensi yang digunakan berada jauh dari frekuensi natural, sehingga CBVA kurang efektif dalam meredam getaran pada frekuensi tersebut. Kemudian pada massa *absorber* 1/20 dan 1/30 pada posisi peletakan kedua dan ketiga terjadi penambahan getaran pula, hal tersebut dikarenakan



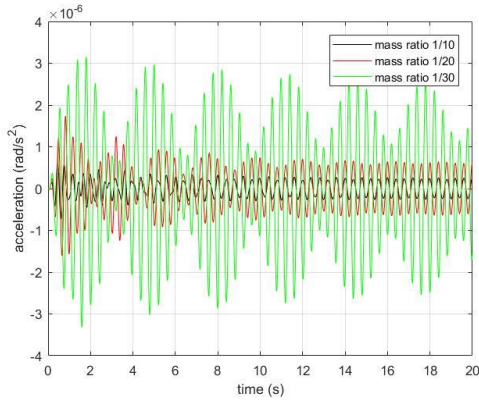
frekuensi operasi berada cukup jauh dari frekuensi natural dari sistem utama. Hal tersebut dapat terlihat pada *bode diagram* pada gambar dimana pada frekuensi 31,459 rad/s ini grafik tanpa CBVA memiliki garis yang berada dibawah garis grafik rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30.

### 4.2.2.3 Analisa Respon Rotasi Sistem Utama dengan CBVA Dengan Variasi Massa

Pada analisa getaran rotasi, objek yang diteliti dalam penelitian ini adalah *rolling acceleration* dan *rolling displacement*. Dengan cara yang sama seperti analisa reduksi translasi, dilakukan proses simulasi. Dalam penelitian kali ini, terjadi pergerakan rotasi akibat adanya pergeseran posisi peletakan CBVA. Sedangkan pada sistem tanpa CBVA dan sistem dengan CBVA pada posisi peletakan pertama tidak dipengaruhi oleh gerak rotasi. Dari proses simulasi didapatkan hasil berupa *RMS acceleration* untuk gerak rotasi yang kemudian ditabelkan. Berikut adalah tampilan respon *angular acceleration* yang diwakilkan oleh kombinasi posisi peletakan dua dan ketiga dengan variasi rasio massa pada frekuensi operasi 15,70 rad/s.



(a)



(b)

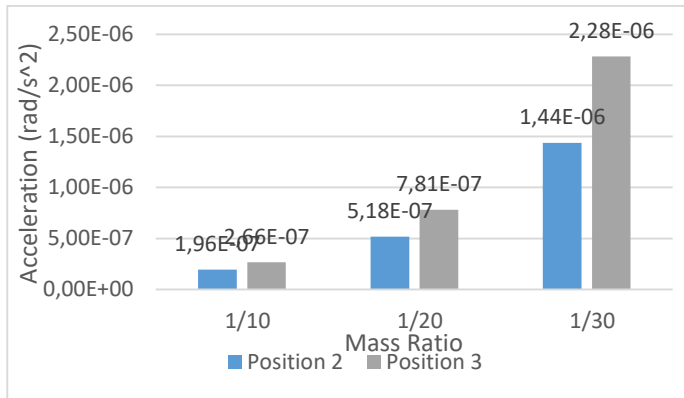
**Gambar 4.26** Respon *rolling acceleration* pada frekuensi 15,70 rad/s variasi massa (a) posisi peletakan 2; (b) posisi peletakan 3

Berdasarkan gambar 4.26 didapatkan hasil respon dari *angular acceleration*, dari simulasi yang telah dilakukan, maka diperoleh data berupa RMS *rolling acceleration* yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik, sehingga dapat ditarik kesimpulan bagaimana pengaruh dari variasi-variasi yang digunakan.

**Tabel 4.15** RMS *rolling acceleration* variasi massa

Variasi Kecepatan putaran motor (rad/s)	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA (rad/s <sup>2</sup> )
15,71	1	1/10	-
		1/20	-
		1/30	-
	2	1/10	1,96E-07
		1/20	5,18E-07
		1/30	1,44E-06
	3	1/10	2,66E-07
		1/20	7,81E-07
		1/30	2,28E-06

Dari data-data tersebut, kemudian diplot pada sebuah grafik, sehingga terlihat bagaimana pengaruh variasi nilai posisi DVA dan massa *absorber* yang terjadi ketika digunakan pada posisi DVA tertentu seperti pada gambar 4.27.



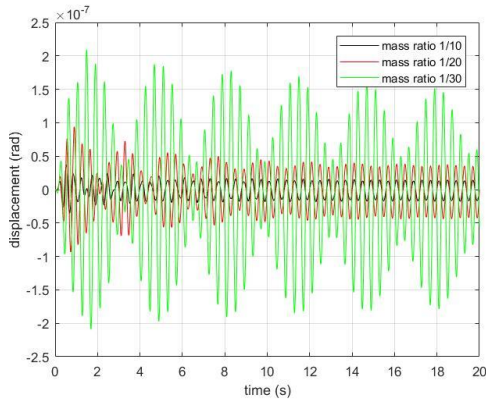
**Gambar 4.27** Respon RMS *rolling acceleration* variasi massa pada frekuensi 15,70 rad/s

Berdasarkan plot grafik yang telah dilakukan, dapat dilihat bahwa pengaruh rotasi hanya terjadi pada posisi peletakan kedua dan ketiga, sedangkan pada posisi peletakan pertama tidak terjadi gerakan rotasi. Hal tersebut dikarenakan gerakan rotasi pada penelitian ini timbul akibat adanya variasi pergeseran posisi peletakan CBVA.

Rotasi yang ditimbulkan oleh adanya pergeseran posisi peletakan CBVA pada sistem terbilang sangat kecil, hal tersebut terlihat pada tabel 4.15. Penggunaan frekuensi 15,70 rad/s respon RMS *rolling acceleration* menunjukkan bahwa *trendline* garis yang dibentuk adalah meningkat. Respon RMS *rolling acceleration* yang paling tinggi ditunjukkan oleh rasio massa 1/30 pada posisi peletakan ketiga, dengan nilai RMS sebesar 2,2829E-06 rad/s<sup>2</sup>. Sedangkan RMS terendah dimiliki oleh rasio massa 1/10.

Hal sama juga dilakukan pada respon *rolling displacement*. Gambar 4.28 berikut adalah tampilan respon

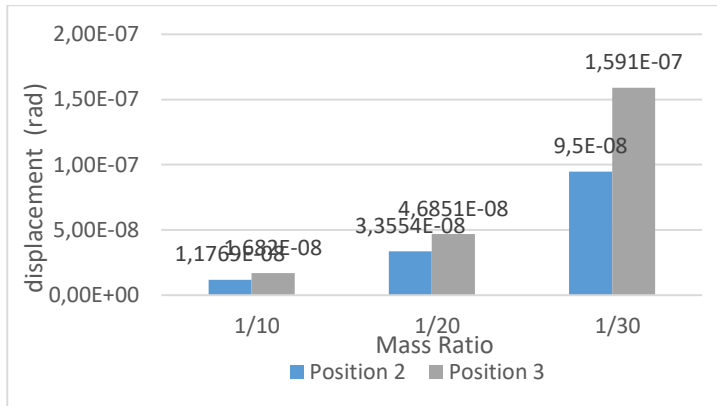
*angular displacement* yang diwakilkan oleh kombinasi posisi peletakan dua dengan variasi rasio massa pada frekuensi operasi 15,70 rad/s.



**Gambar 4.28** *Rolling displacement* variasi rasio massa pada posisi peletakan dua

**Tabel 4. 16** *RMS angular displacement* variasi massa

Variasi Kecepatan putaran motor	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA (rad)
15.7079 rad/s	1	1/10	-
		1/20	-
		1/30	-
	2	1/10	1,1769E-08
		1/20	3,3554E-08
		1/30	9,5E-08
	3	1/10	1,682E-08
		1/20	4,6851E-08
		1/30	1,591E-07



**Gambar 4.29** Respon RMS *rolling displacement* variasi massa pada frekuensi 15,70 rad/s

Berdasarkan plot grafik yang telah dilakukan pada gambar 4.29, dapat dilihat bahwa pengaruh rotasi hanya terjadi pada posisi peletakan kedua dan ketiga, sedangkan pada posisi peletakan pertama tidak terjadi gerakan rotasi. Hal tersebut dikarenakan gerakan rotasi pada penelitian ini timbul akibat adanya variasi pergeseran posisi peletakan CBVA.

Rotasi yang ditimbulkan oleh adanya pergeseran posisi peletakan CBVA pada sistem terbilang sangat kecil, hal tersebut terlihat pada tabel 4.16. Penggunaan frekuensi 15,70 rad/s respon RMS *rolling displacement* menunjukkan bahwa *trendline* garis yang dibentuk adalah meningkat. Respon RMS *rolling displacement* yang paling tinggi ditunjukkan oleh rasio massa 1/30 pada posisi peletakan ketiga, dengan nilai RMS sebesar 1,591E-07 rad/s. Sedangkan RMS *rolling displacement* yang paling kecil dimiliki oleh rasio massa 1/10.

#### 4.2.3 Analisa dan Pembahasan Sistem Utama Dengan CBVA Variasi Posisi Peletakan

Berdasarkan persamaan gerak yang telah diturunkan pada sub-bab tiga untuk sistem utama dengan CBVA, digunakan matriks

yang telah dirumuskan untuk analisa fundamental frekuensi natural sistem dengan CBVA pada posisi peletakan pertama sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_0 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_0 + k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} c_0 \dot{y} + k_0 y \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Analisa yang dilakukan untuk menghitung frekuensi natural dari sistem menggunakan asumsi berupa gaya eksternal yang terjadi dan nilai redaman yang dimiliki oleh sistem diabaikan. Nilai dari  $\ddot{y}_1$  disubstitusikan dengan  $\ddot{y}_1 = -\lambda x$  dan  $\lambda = \omega^2$ , sehingga diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} M_1 & 0 \\ 0 & M_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_0 + k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} c_0 \dot{y} + k_0 y \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Dimana:

$M_1$	: Massa utama	(1,46 Kg);
$M_a$	: Massa CBVA	(0,146 Kg);
$b_{1,2,3}$	: Posisi peletakan	(0 m; 0,5 m; 1 m);
$k_o$	: Konstanta pegas eksitasi	(146 N/m);
$k_{1a}$	: Konstanta pegas pipa	(413,091 N/m);
$k_2$	: Konstanta pegas CBVA	(30,02 N/m);

Maka dengan nilai  $M1 = 1,46 \text{ Kg}$  (1/10), dengan posisi peletakan 1 berlaku:

$$\begin{bmatrix} -1,46\omega^2 + 589,111 & -30,02 \\ -30,02 & -0,146\omega^2 + 30,02 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\det \begin{bmatrix} -1,46\omega^2 + 589,111 & -30,02 \\ -30,02 & -0,146\omega^2 + 30,02 \end{bmatrix} = 0$$

Dengan cara yang sama seperti di atas dengan analisa fundamental, menggunakan posisi peletakan 2, maka didapatkan :

$$\det \begin{bmatrix} -1,46\omega^2 + 0,6743 & 0,0230 & -0,030 \\ 0,0230 & 21300\omega^2 + 1,1280 & -0,0150 \\ -0,030 & -0,0150 & 0,0146\omega^2 + 0,0300 \end{bmatrix} = 0$$

Dengan cara yang sama seperti di atas, menggunakan posisi peletakan 3, maka didapat :

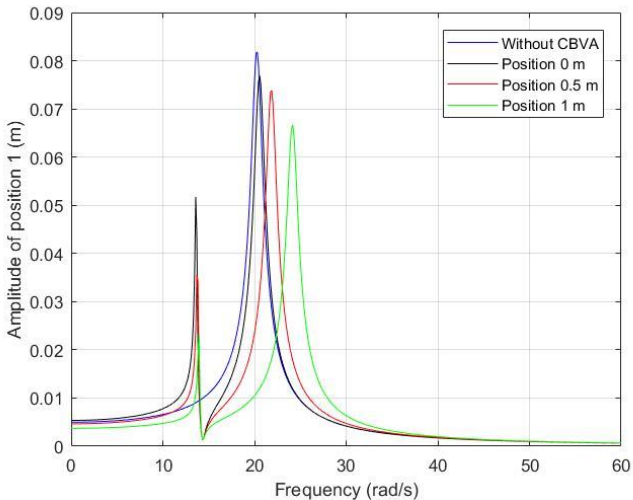
$$\det \begin{bmatrix} -1,46\omega^2 + 0,8356 & 0,0585 & -0,030 \\ 0,0585 & 21300\omega^2 + 1,5084 & -0,0300 \\ -0,030 & -0,0300 & 0,0146\omega^2 + 0,0300 \end{bmatrix} = 0$$

Sehingga dari perhitungan yang telah dilakukan maka didapatkan hasil sebagai berikut:

**Tabel 4.17** Tabel frekuensi natural variasi posisi dengan rasio massa 1/10

Keterangan	$\omega 1$ (rad/s)	$\omega 2$ (rad/s)	$\omega 3$ (rad/s)
Posisi 1	13,64	20,56	-
Posisi 2	0,2	13,78	21,85
Posisi 3	0,26	13,94	24,15

Dengan menggunakan *software* Matlab, maka diperoleh *bode diagram* seperti ditunjukkan pada gambar berikut:



**Gambar 4.30** Bode diagram sistem utama tanpa CBVA dan dengan rasio massa 1/10 dengan variasi posisi peletakan

Dapat dilihat berdasarkan gambar 4.30 garis berwarna biru merupakan grafik yang dibentuk oleh sistem utama yang tidak diberi CBVA. Sedangkan grafik berwarna hitam merupakan sistem dengan CBVA diletakan pada posisi peletakan 1 sebesar 0 m, dan grafik warna merah merupakan sistem dengan CBVA pada posisi peletakan 2 sebesar 0,5 m, lalu grafik warna hijau merupakan sistem dengan CBVA pada posisi peletakan 3 sebesar 1 m.

Pada penambahan CBVA dengan posisi peletakan pertama, frekuensi natural cenderung tidak bergeser dengan amplitudo yang masih tinggi, dengan demikian kemampuan meredam yang dimiliki oleh CBVA pada posisi pertama adalah kecil. Dengan posisi peletakan kedua dan ketiga, frekuensi natural ketiga dari masing-masing posisi bergeser ke kanan dari frekuensi natural sistem tanpa CBVA. Untuk melihat reduksi getaran dilihat dengan menarik garis perpotongan sesesuai dengan frekuensi operasi yang digunakan dari ketiga sistem dengan posisi peletakan CBVA yang bervariasi. Pada frekuensi operasi dengan frekuensi



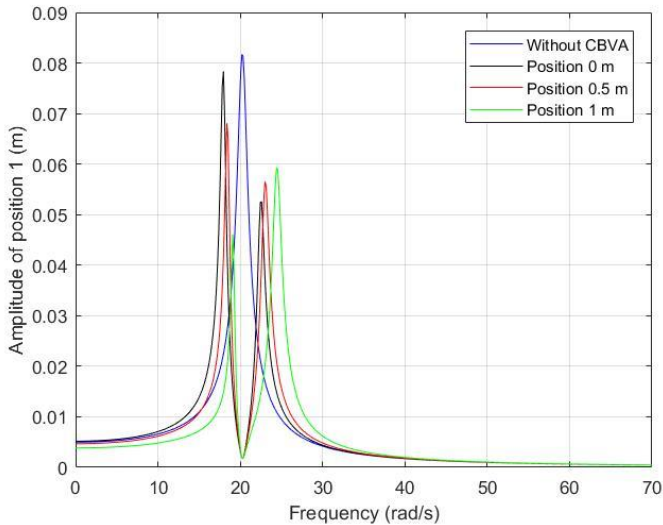
20,27 rad/s, dapat dilihat bahwa variasi pada posisi peletakan ketiga memiliki reduksi yang paling besar. Kemudian reduksi terbesar kedua terletak pada posisi kedua, sedangkan reduksi terkecil terletak pada posisi CBVA yang ditempatkan di posisi satu. Dengan demikian pada frekuensi operasi pada frekuensi natural atau sebesar 20,27 rad/s dapat disimpulkan bahwa pada kombinasi rasio massa 1/10 pada posisi peletakan ketiga mampu memberikan reduksi getaran yang besar.

Sedangkan untuk penggunaan sistem dengan CBVA pada rasio massa 1/20 variasi posisi peletakan, dilakukan juga analisa fundamental, untuk mendapatkan frekuensi natural. Sehingga didapatkan tabel frekuensi natural sebagai berikut:

**Tabel 4.18** Tabel frekuensi natural variasi posisi dengan rasio massa 1/20

Keterangan	$\omega 1$ (rad/s)	$\omega 2$ (rad/s)	$\omega 3$ (rad/s)
Posisi 1	17,94	22,49	-
Posisi 2	0,23	18,44	23,03
Posisi 3	0,25	19,13	24,46

Dengan menggunakan *software* Matlab, maka diperoleh *bode diagram* seperti ditunjukkan pada gambar berikut:



**Gambar 4. 31** *Bode diagram* sistem utama tanpa CBVA dan dengan rasio massa 1/20 dengan variasi posisi peletakan

Dapat dilihat berdasarkan gambar 4.31 garis warna biru merupakan grafik yang dibentuk oleh sistem utama yang tidak diberi CBVA. Sedangkan grafik berwarna hitam merupakan sistem dengan CBVA diletakan pada posisi peletakan 1 sebesar 0 m, dan grafik warna merah merupakan sistem dengan CBVA pada posisi peletakan 2 sebesar 0,5m, lalu grafik warna hijau merupakan sistem dengan CBVA pada posisi peletakan 3 sebesar 1 m.

Untuk melihat reduksi getaran dilihat dengan menarik garis perpotongan sesesuai dengan frekuensi operasi yang digunakan. Pada penambahan CBVA dengan posisi peletakan pertama, kedua dan ketiga memiliki nilai amplitudo yang mendekati nol pada frekuensi operasi 20,2789 rad/s. Apabila *bode diagram* tersebut diperbesar lagi, maka tampak bahwa pada kombinasi rasio massa 1/20 pada posisi pertama memiliki reduksi yang lebih besar, apabila dibandingkan dengan rasio massa 1/20 pada posisi kedua dan posisi ketiga. Hal tersebut sesuai dengan

teori dimana reduksi optimum terjadi pada keadaan dimana besar *absorber* adalah  $1/20$ , dan pada posisi yang berada pada *center of gravity* dari sistem.

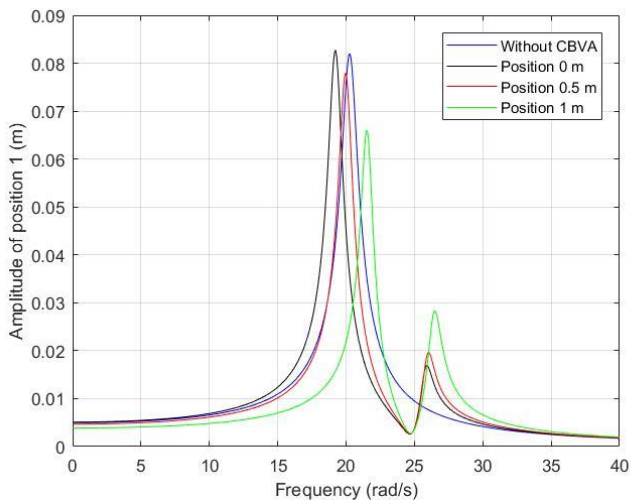
Sedangkan untuk penggunaan sistem dengan CBVA pada rasio massa  $1/30$  variasi posisi peletakan, dilakukan juga analisa fundamental, untuk mendapatkan frekuensi natural.

Sehingga didapatkan tabel frekuensi natural sebagai berikut:

**Tabel 4.19** Tabel frekuensi natural variasi posisi dengan rasio massa  $1/30$

Keterangan	$\omega_1$ (rad/s)	$\omega_2$ (rad/s)	$\omega_3$ (rad/s)
Posisi 1	19,98	25,92	-
Posisi 2	0,22	19,98	25,92
Posisi 3	0,25	21,55	26,41

Dengan menggunakan *software* Matlab, maka diperoleh *bode diagram* seperti ditunjukkan pada gambar berikut:



**Gambar 4.32** Bode diagram sistem utama tanpa CBVA dan dengan rasio massa  $1/30$  dengan variasi posisi peletakan

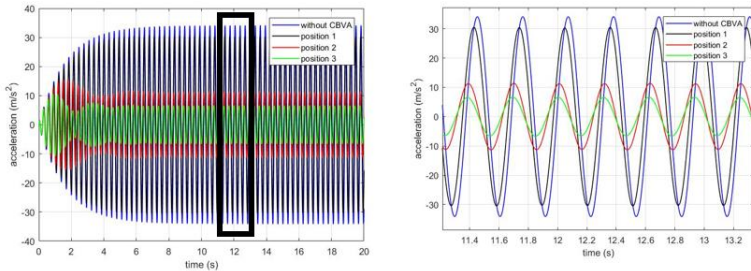
Dapat dilihat berdasarkan gambar 4.32 garis warna biru merupakan grafik yang dibentuk oleh sistem utama yang tidak diberi CBVA. Sedangkan grafik berwarna hitam merupakan sistem dengan CBVA diletakan pada posisi peletakan 1 sebesar 0 m, dan grafik warna merah merupakan sistem dengan CBVA pada posisi peletakan 2 sebesar 0,5m, lalu grafik warna hijau merupakan sistem dengan CBVA pada posisi peletakan 3 sebesar 1 m.

Pada penambahan CBVA dengan posisi peletakan kedua frekuensi natural cenderung tidak bergeser dengan amplitudo yang masih tinggi, dengan demikian kemampuan meredam CBVA kecil. Dengan posisi peletakan kedua dan ketiga, frekuensi natural kedua dari masing-masing posisi bergeser ke kanan dari frekuensi natural sistem tanpa CBVA. Untuk melihat reduksi getaran dilihat dengan menarik garis perpotongan sesesuai dengan frekuensi operasi yang digunakan dari ketiga sistem dengan posisi peletakan CBVA. Pada frekuensi operasi dengan frekuensi natural yaitu 20,27 rad/s, dapat dilihat bahwa variasi pada posisi peletakan ketiga dengan rasio massa 1/30 memiliki reduksi yang paling besar. Kemudian reduksi terbesar kedua terletak pada posisi pertama. Dengan demikian pada frekuensi operasi pada frekuensi natural atau sebesar 20,2789 rad/s dapat disimpulkan bahwa pada kombinasi rasio massa 1/30 pada posisi peletakan ketiga mampu memberikan reduksi getaran yang besar. Adapun *bode diagram* untuk frekuensi operasi 15,70 rad/s dan 31,41 rad/s ditampilkan pada halaman lampiran pada laporan penelitian tugas akhir ini.

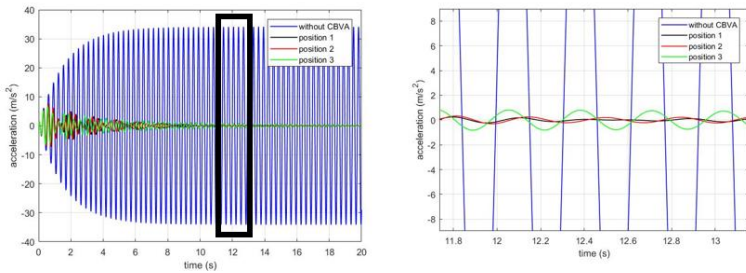
#### **4.2.3.1 Analisa Reduksi *Acceleration* Translasi Sistem Utama dengan CBVA Dengan Variasi Posisi**

Pada analisa penelitian tugas akhir kali ini, data yang dianalisa adalah *acceleration* dan *displacement*. Blok diagram yang bersumber dari persamaan gerak dibuat pada *software* Matlab-Simulink, kemudian simulasi dijalankan dengan variasi-variasi tertentu. Setelah simulasi dijalankan, maka didapatkan hasil berupa respon getaran sistem dan RMS *displacement* dan RMS

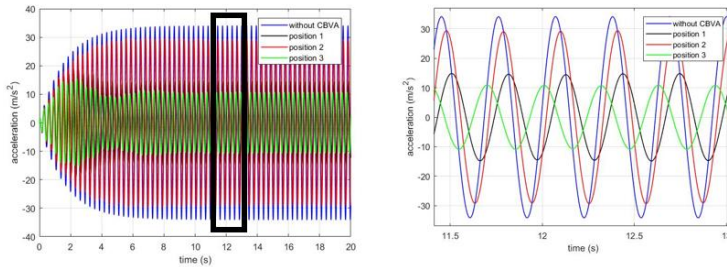
*acceleration* untuk masing-masing posisi dan variasi yang telah ditentukan. Gambar 4.33 berikut merupakan tampilan respon *acceleration* yang diwakilkan oleh kombinasi frekuensi operasi pada frekuensi natural 20,27 rad/s, dengan posisi CBVA pada rasio massa 1/10, 1/20, dan 1/30 dan variasi posisi peletakan sistem CBVA.



(a)



(b)



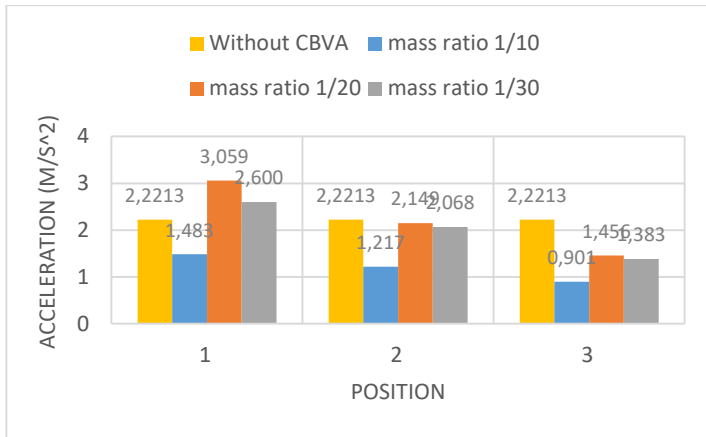
(c)

**Gambar 4.33** Respon *acceleration* sistem utama tanpa dan dengan menggunakan CBVA untuk kombinasi frekuensi natural variasi posisi pada rasio massa (a) 1/10; (b) 1/20; dan (c) 1/30

Dari simulasi yang telah dilakukan, maka didapatkan data berupa RMS *acceleration* yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik, sehingga dapat disimpulkan sesuai dengan pengaruh variasi yang telah ditetapkan sebelumnya seperti pada tabel 4.21.

**Tabel 4.20** Tabel data persen reduksi dan RMS *acceleration* variasi posisi pada masing-masing rasio massa dengan frekuensi 15,70 rad/s

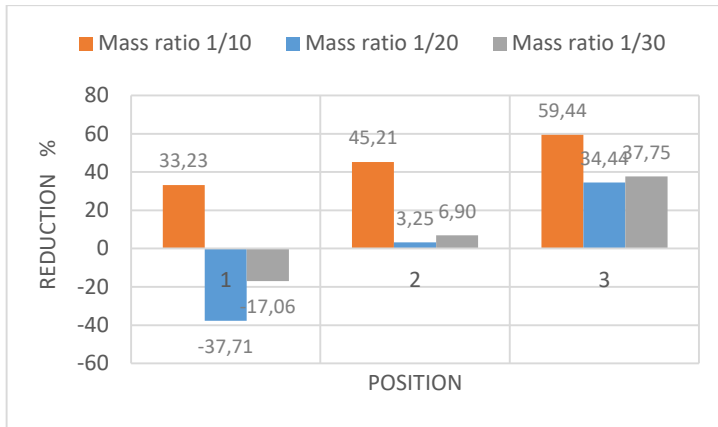
Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA ( $m/s^2$ )	Rasio Massa CBVA	Posisi Peletakan	Respon Getaran Dengan CBVA ( $m/s^2$ )	Reduksi respon getaran (%)
15.70 rad/s	2,2213	1/10	1	1,4831	33,23
	2,2213		2	1,2170	45,21
	2,2213		3	0,9009	59,44
	2,2213	1/20	1	3,0589	-37,71
	2,2213		2	2,1490	3,25
	2,2213		3	1,4562	34,44
	2,2213	1/30	1	2,6002	-17,06
	2,2213		2	2,0680	6,90
	2,2213		3	1,3827	37,75



**Gambar 4.34** Grafik *acceleration* terhadap variasi posisi CBVA pada frekuensi 15,70 rad/s

Tabel 4.20 merupakan tabel kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Posisi 1 merupakan posisi CBVA pada 0 m, posisi 2 merupakan CBVA pada 0,5 m, dan posisi 3 merupakan CBVA pada 1 m. Dari data-data tersebut kemudian dibuat sebuah grafik sehingga terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan seperti pada gambar 4.34.

Berdasarkan grafik yang didapat, terbentuk *trendline* yang menurun dari posisi satu menuju posisi tiga pada setiap masing-masing massa. Secara keseluruhan pada posisi peletakan 3 memiliki respon *acceleration* yang lebih rendah untuk masing-masing rasio massa. RMS *acceleration* pada sistem tanpa CBVA adalah 2,2213 m/s<sup>2</sup>. Pada posisi peletakan tiga, dengan rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 respon *acceleration* secara berturut-turut dapat teredam menjadi 0,901 m/s<sup>2</sup>, 1,456 m/s<sup>2</sup>, dan 1,383 m/s<sup>2</sup>. Hal tersebut bersesuaian dengan *bode diagram* yang telah dibuat, pada frekuensi operasi 15,70 rad/s menunjukkan bahwa pada posisi peletakan ketiga untuk rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 memiliki grafik yang menunjukkan kemampuan meredam yang paling baik.



**Gambar 4.35** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 15,70 rad/s

Gambar 4.35 diatas merupakan reduksi yang dihasilkan pada variasi posisi pada setiap massa pada frekuensi operasi yang pertama. Pada posisi peletakan ketiga dapat dilihat bahwa masing-masing rasio massa memiliki reduksi yang lebih tinggi bila dibandingkan dengan posisi peletakan kedua dan pertama pada masing-masing massa. Hal tersebut mengartikan bahwa pada posisi peletakan ketiga ini semua CBVA dapat bekerja dengan baik. Kombinasi CBVA yang paling optimal pada frekuensi kali ini adalah kombinasi CBVA pada posisi peletakan ketiga dengan rasio massa sebesar 1/10 dengan nilai reduksi sebesar 59,44%. Hal tersebut bersesuaian dengan *bode diagram* yang telah dibuat, pada frekuensi operasi 15,70 rad/s menunjukkan bahwa untuk rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 pada peletakan ketiga memiliki grafik yang menunjukkan kemampuan meredam yang paling baik.

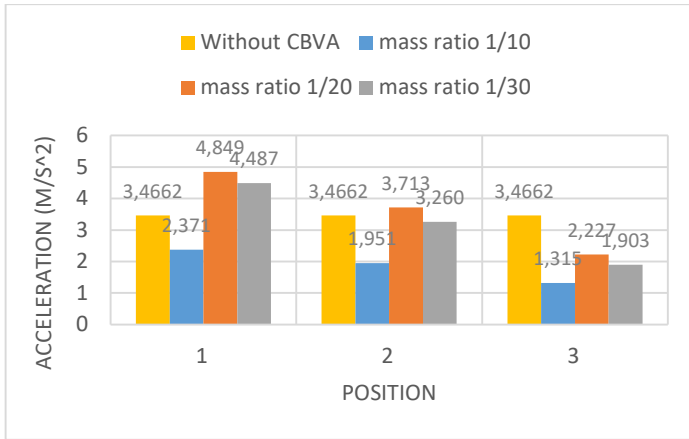
Kemudian, pada posisi peletakan pertama terdapat penambahan getaran pada rasio massa 1/20 dan 1/30, hal tersebut terjadi karena frekuensi operasi pada sistem dibawah dari frekuensi natural, yang mengakibatkan CBVA kurang berkerja secara efektif. Berdasarkan *bode diagram* yang telah dibuat, pada rasio massa 1/20 dan 1/30 menunjukkan bahwa pada posisi peletakan



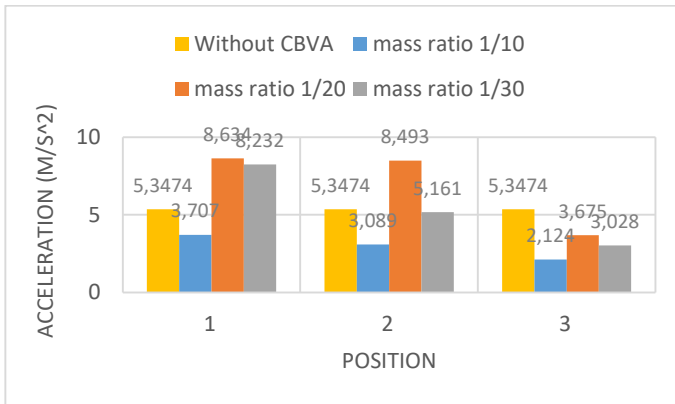
pertama, berada diatas garis sistem yang tidak menggunakan CBVA. Posisi peletakan ketiga memiliki kemampuan mereduksi yang paling baik dikarenakan pada *bode diagram* didapatkan bahwa garis pada posisi peletakan ketiga berada dibawah sistem tanpa CBVA. Pada *bode diagram* gambar 4.30, 4.31, dan 4.32 untuk variasi posisi peletakan sistem didapatkan bahwa semakin jauh posisi peletakan CBVA maka garis yang frekuensi natural kedua akan bergeser ke arah kanan. Pada frekuensi operasi 15,7 rad/s amplitudo massa sistem utama lebih rendah, sehingga energi dari getaran berlebih dapat direduksi oleh massa CBVA.

**Tabel 4.21** Tabel data RMS *acceleration* dan reduksi variasi posisi pada masing-masing massa dengan frekuensi 17 rad/s dan 18 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m/s <sup>2</sup> )	Rasio Massa CBVA	Posisi Peletakan	Respon Getaran Dengan CBVA (m/s <sup>2</sup> )	Reduksi respon getaran (%)
17 rad/s	3,4662	1/10	1	2,3708	31,60
	3,4662		2	1,9507	43,72
	3,4662		3	1,3147	62,07
	3,4662	1/20	1	4,8491	-39,90
	3,4662		2	3,7129	-7,12
	3,4662		3	2,2268	35,76
	3,4662	1/30	1	4,4874	-29,46
	3,4662		2	3,2596	5,96
	3,4662		3	1,9025	45,11
18 rad/s	5,3474	1/10	1	3,7071	30,67
	5,3474		2	3,0887	42,24
	5,3474		3	2,1235	60,29
	5,3474	1/20	1	8,6338	-61,46
	5,3474		2	8,4934	-58,83
	5,3474		3	3,6753	31,27
	5,3474	1/30	1	8,2324	-53,95
	5,3474		2	5,1609	3,49
	5,3474		3	3,0281	43,37



(a)



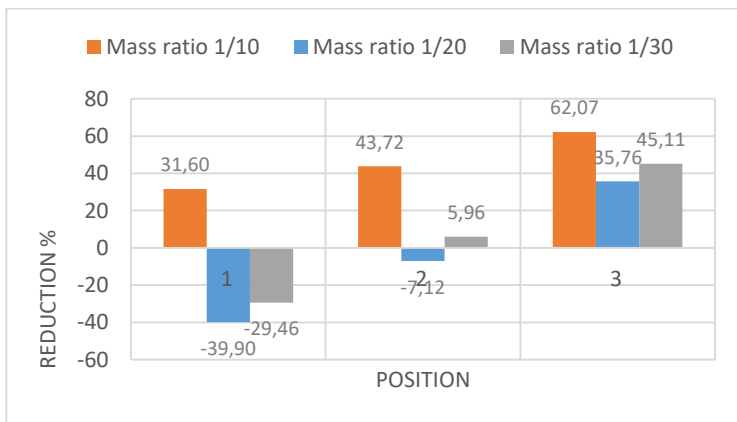
(b)

**Gambar 4.36** Grafik *acceleration* terhadap variasi posisi CBVA pada frekuensi: (a) 17 rad/s; dan (b) 18 rad/s

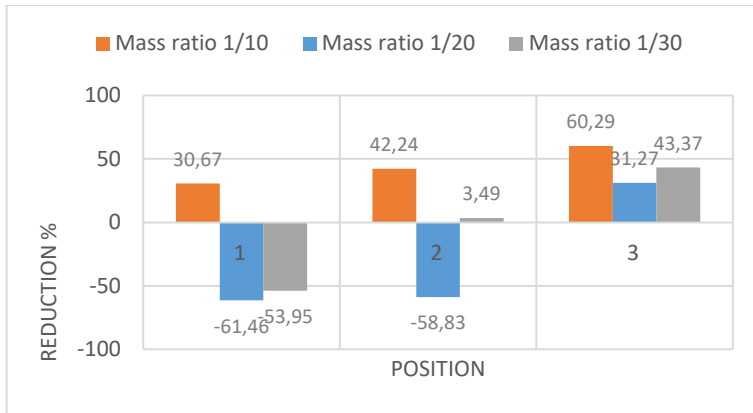
Tabel 4.21 merupakan tabel kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Posisi 1 merupakan posisi CBVA pada 0 m, posisi 2 merupakan CBVA pada 0,5 m, dan posisi 2 merupakan CBVA pada 1 m. Dari

data-data tersebut kemudian dibuat sebuah grafik sehingga terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan seperti pada gambar 4.36.

Berdasarkan grafik yang didapat, terbentuk *trendline* yang menurun dari posisi satu menuju posisi tiga pada setiap masing-masing massa. Secara keseluruhan pada posisi peletakan 3 memiliki respon *acceleration* yang lebih rendah untuk masing-masing rasio massa. Pada frekuensi operasi 17 rad/s RMS *acceleration* pada sistem tanpa CBVA adalah  $3,4662 \text{ m/s}^2$ . Pada posisi peletakan tiga, dengan rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 respon *acceleration* secara berturut-turut dapat teredam menjadi  $1,315 \text{ m/s}^2$ ,  $2,227 \text{ m/s}^2$ , dan  $1,903 \text{ m/s}^2$ . Sedangkan pada frekuensi operasi 18 rad/s RMS *acceleration* pada sistem tanpa CBVA adalah  $5,3474 \text{ m/s}^2$ . Pada posisi peletakan tiga, dengan rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 respon *acceleration* secara berturut-turut dapat teredam menjadi  $2,124 \text{ m/s}^2$ ,  $3,675 \text{ m/s}^2$ , dan  $3,028 \text{ m/s}^2$ . Hal tersebut bersesuaian dengan *bode diagram* yang telah dibuat, pada frekuensi operasi 17 rad/s dan 28 rad/s menunjukkan bahwa pada posisi peletakan ketiga untuk rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 memiliki grafik yang menunjukkan kemampuan meredam yang paling baik.



(a)



(b)

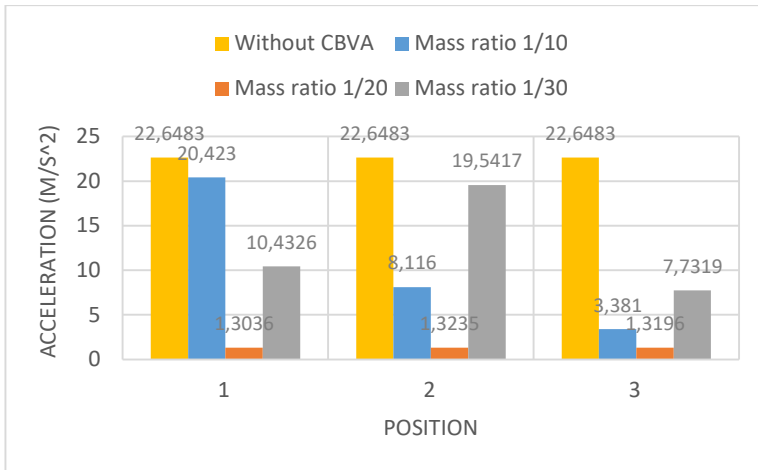
**Gambar 4.37** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi: (a) 17 rad/s; dan (b) 18 rad/s

Gambar 4.37 diatas merupakan reduksi yang dihasilkan pada variasi posisi pada setiap massa pada frekuensi operasi 17 rad/s dan 18 rad/s. Pada posisi peletakan ketiga dapat dilihat bahwa masing-masing rasio massa memiliki reduksi yang lebih tinggi bila dibandingkan dengan posisi peletakan kedua dan pertama pada masing-masing massa. Hal tersebut mengartikan bahwa pada posisi peletakan ketiga ini semua CBVA dapat bekerja dengan baik. Pada frekuensi operasi 17 rad/s kombinasi CBVA yang paling optimal pada frekuensi kali ini adalah kombinasi CBVA pada posisi peletakan ketiga dengan rasio massa sebesar 1/10 dengan nilai reduksi sebesar 62,07%. Pada frekuensi operasi 18 rad/s kombinasi CBVA pada posisi peletakan ketiga dengan rasio massa sebesar 1/10 dengan nilai reduksi sebesar 60,29 %. Hal tersebut bersesuaian dengan *bode diagram* yang telah dibuat, pada frekuensi operasi 17 rad/s dan 18 rad/s menunjukkan bahwa untuk rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 pada peletakan ketiga memiliki grafik yang menunjukkan kemampuan meredam yang paling baik.

Kemudian, pada posisi peletakan pertama terdapat penambahan getaran pada rasio massa 1/20 dan 1/30, hal tersebut terjadi karena frekuensi operasi pada sistem dibawah dari frekuensi natural, yang mengakibatkan CBVA kurang berkerja secara efektif. Berdasarkan *bode diagram* yang telah dibuat, pada rasio massa 1/20 dan 1/30 menunjukan bahwa pada posisi peletakan pertama, berada diatas garis sistem yang tidak menggunakan CBVA.

**Tabel 4.22** Nilai reduksi dan RMS *acceleration* variasi posisi peletakan frekuensi 20,27 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m/s <sup>2</sup> )	Rasio Massa CBVA	Posisi Peletakan	Respon Getaran Dengan CBVA (m/s <sup>2</sup> )	Reduksi respon getaran (%)
20.27 rad/s	22,6483	1/10	1	20,4230	9,83
	22,6483		2	8,1159	64,17
	22,6483		3	3,3813	85,07
	22,6483	1/20	1	1,3036	94,24
	22,6483		2	1,3236	94,16
	22,6483		3	1,3196	94,17
	22,6483	1/30	1	10,4326	53,94
	22,6483		2	19,5417	13,72
	22,6483		3	7,7319	65,86

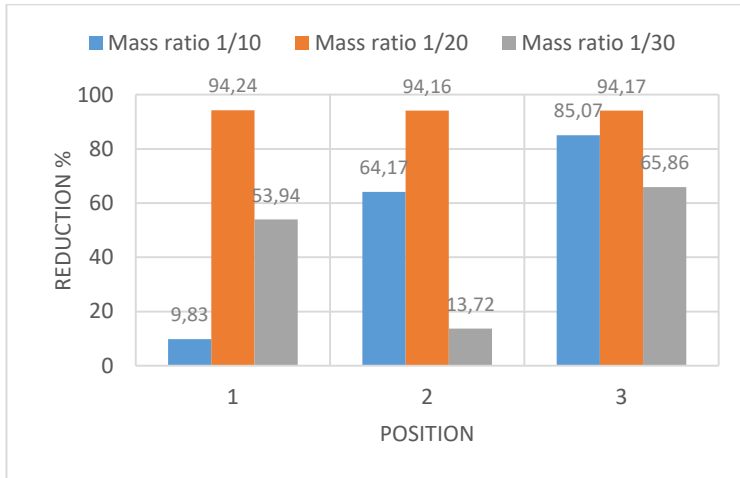


**Gambar 4.38** Grafik *acceleration* terhadap variasi posisi CBVA pada frekuensi 20,27 rad/s

Gambar 4.38 merupakan grafik kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Posisi 1 merupakan posisi CBVA pada 0 m, posisi 2 merupakan CBVA pada 0,5 m, dan posisi 3 merupakan CBVA pada 1 m. Dari data-data tersebut kemudian dibuat sebuah grafik sehingga terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan.

Secara keseluruhan kombinasi yang paling optimal pada frekuensi operasi 20,27 rad/s ini adalah kombinasi pada posisi 1 dengan massa *absorber* sebesar 1/20 dari massa sistem utama. Sistem tanpa CBVA memiliki nilai respon sebesar 22,648 m/s<sup>2</sup>, dengan adanya CBVA pada posisi pertama dengan massa 1/20 mengakibatkan nilai respon tersebut teredam menjadi 1,3036 m/s<sup>2</sup>. Hal tersebut sudah bersesuaian dengan teori yang ada dimana pada frekuensi natural, posisi optimal untuk meredam berada di *center of gravity* sistem, dan yang terdekat dengan sumbu putar dari sistem dengan rasio massa sebesar 1/20 dari massa sistem utama. Hal tersebut juga dapat dilihat melalui bode diagram pada gambar

4.31 dimana, pada frekuensi operasi 20,27 posisi yang paling mereduksi adalah posisi pertama.



**Gambar 4.39** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 20,27 rad/s

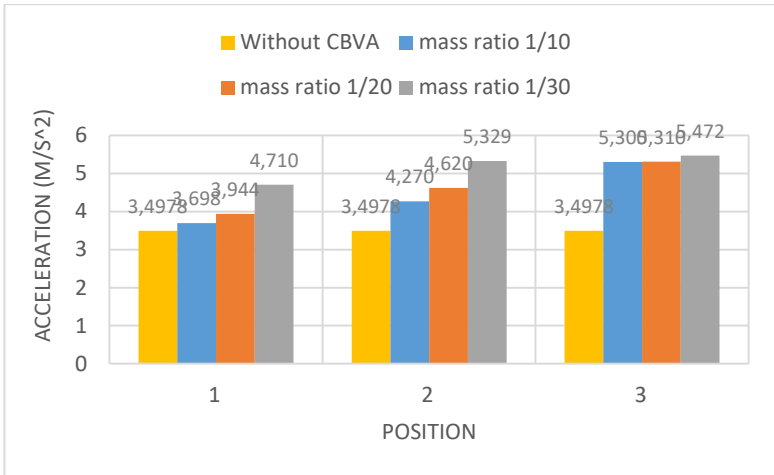
Gambar 4.39 diatas merupakan reduksi yang dihasilkan pada variasi posisi pada setiap massa pada frekuensi operasi yang kedua atau pada frekuensi natural sistem. Pada posisi peletakan ketiga dapat dilihat bahwa semua rasio massa memiliki reduksi yang cukup baik bila dibandingkan dengan posisi peletakan kedua dan pertama. Namun pada frekuensi operasi 20,27 rad/s reduksi tertinggi terjadi pada posisi peletakan pertama, dengan rasio massa 1/20. Dengan demikian, kombinasi CBVA yang paling optimal pada frekuensi kali ini adalah kombinasi CBVA pada posisi peletakan pertama dengan rasio massa sebesar 1/20 dengan nilai reduksi sebesar 94,244%. Hal ini juga bersesuaian dengan teori yang ada dimana reduksi optimum terjadi pada sistem peredam yang ditempatkan pada *center of gravity* dan yang terdekat dengan sumbu putar dari sistem utama dengan rasio redaman sebesar 1/20. Hal tersebut juga ditunjukkan melalui *bode diagram* pada gambar

4.31, dimana pada frekuensi operasi 20,27 rad/s pada rasio massa 1/20 menunjukkan bahwa semua posisi peletakan memiliki reduksi yang sangat baik, namun yang paling optimal adalah pada posisi peletakan pertama. Semakin jauh peletakan CBVA terhadap sumbu putar, maka akan meningkatkan RMS *acceleration* dan RMS *displacement*. Dengan meningkatnya RMS tersebut, mengakibatkan reduksi yang semakin kecil.

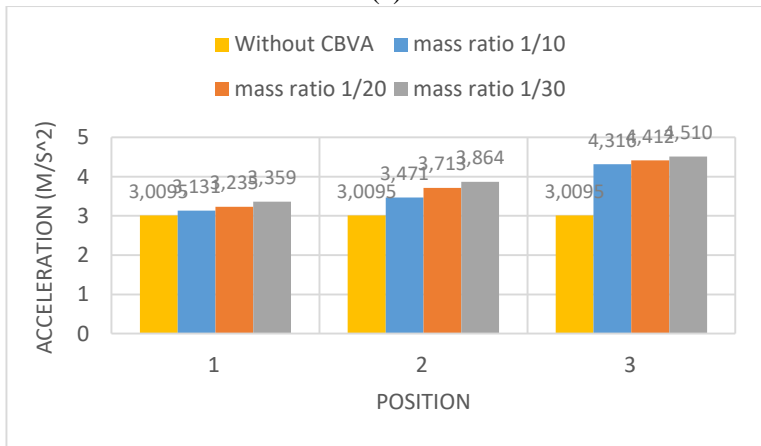
**Tabel 4.23** Tabel data RMS *acceleration* dan reduksi variasi posisi pada masing-masing massa dengan frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m/s <sup>2</sup> )	Rasio Massa CBVA	Posisi Peletakan	Respon Getaran Dengan CBVA (m/s <sup>2</sup> )	Reduksi respon getaran (%)
27 rad/s	3,4978	1/10	1	3,6975	-5,71
	3,4978		2	4,2700	-22,08
	3,4978		3	5,3001	-51,53
	3,4978	1/20	1	3,9439	-12,75
	3,4978		2	4,6198	-32,08
	3,4978		3	5,3099	-51,81
	3,4978	1/30	1	4,7097	-34,65
	3,4978		2	5,3286	-52,34
	3,4978		3	5,4716	-56,43
29 rad/s	3,0095	1/10	1	3,1313	-4,05
	3,0095		2	3,4710	-15,33
	3,0095		3	4,3160	-43,41
	3,0095	1/20	1	3,2350	-7,49
	3,0095		2	3,7133	-23,39
	3,0095		3	4,4122	-46,61
	3,0095	1/30	1	3,3589	-11,61
	3,0095		2	3,8640	-28,39
	3,0095		3	4,5098	-49,85





(a)



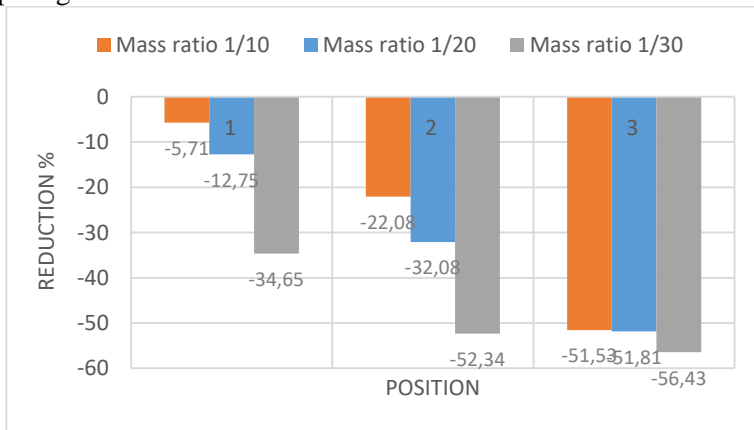
(b)

**Gambar 4.40** Grafik *acceleration* terhadap variasi posisi CBVA pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s

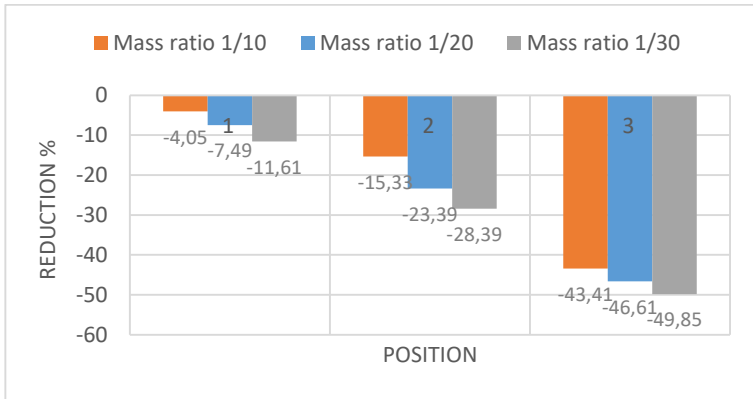
Tabel 4.23 merupakan tabel kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Posisi 1 merupakan posisi CBVA pada 0 m, posisi 2 merupakan

CBVA pada 0,5 m, dan posisi 3 merupakan CBVA pada 1 m. Dari data-data tersebut kemudian dibuat sebuah grafik sehingga terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan seperti pada gambar 4.40.

Berdasarkan grafik yang didapat, terbentuk *trendline* yang menurun dari posisi satu menuju posisi tiga pada setiap masing-masing massa. Secara keseluruhan pada posisi peletakan 1 memiliki respon *acceleration* yang lebih rendah untuk masing-masing rasio massa. Pada frekuensi operasi 27 rad/s RMS *acceleration* pada sistem tanpa CBVA adalah  $3,4978 \text{ m/s}^2$ . Pada posisi peletakan satu, dengan rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 respon *acceleration* secara berturut-turut dapat teredam menjadi  $3,698 \text{ m/s}^2$ ,  $3,944 \text{ m/s}^2$ , dan  $4,710 \text{ m/s}^2$ . Sedangkan pada frekuensi operasi 18 rad/s RMS *acceleration* pada sistem tanpa CBVA adalah  $3,0095 \text{ m/s}^2$ . Pada posisi peletakan satu, dengan rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 respon *acceleration* secara berturut-turut dapat teredam menjadi  $3,131 \text{ m/s}^2$ ,  $3,235 \text{ m/s}^2$ , dan  $3,359 \text{ m/s}^2$ . Hal tersebut bersesuaian dengan *bode diagram* yang telah dibuat, pada frekuensi operasi 27 rad/s dan 28 rad/s menunjukkan bahwa pada posisi peletakan pertama untuk rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 memiliki grafik yang menunjukkan kemampuan meredam yang paling baik.



(a)



(b)

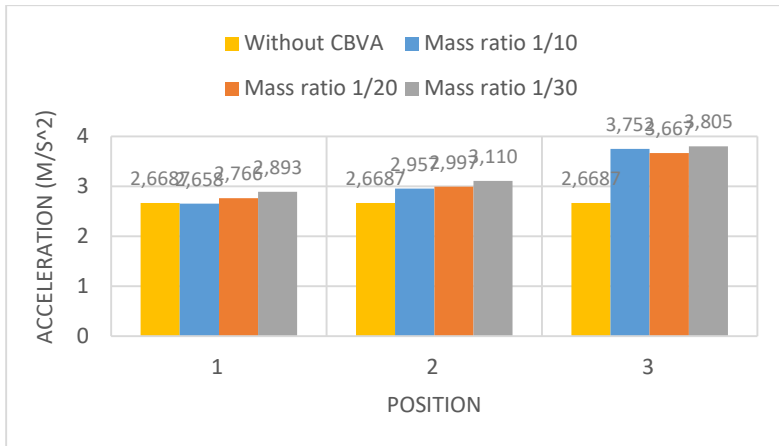
**Gambar 4.41** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s

Gambar 4.41 diatas merupakan reduksi yang dihasilkan pada variasi posisi pada setiap massa pada frekuensi operasi 27 rad/s dan 29 rad/s. Seperti terlihat pada gambar 4.41 diatas, dengan frekuensi operasi 27 rad/s dan 29 rad/s didapatkan pada posisi semua peletakan, dan pada semua rasio massa CBVA tidak dapat meredam getaran. Hal tersebut diakibatkan karena CBVA ini dirancang untuk meredam pada frekuensi natural dari sistem. Sedangkan frekuensi yang digunakan berada jauh dari frekuensi natural sistem, sehingga CBVA kurang efektif dalam meredam getaran pada frekuensi tersebut. Pada posisi peletakan pertama dapat dilihat bahwa masing-masing rasio massa memiliki penambahan getaran yang paling kecil bila dibandingkan dengan posisi peletakan kedua dan pertama pada masing-masing massa. Hal tersebut dapat terlihat pada *bode diagram* pada gambar 4.30, 4.31 dan 4.32 dimana pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s grafik tanpa CBVA memiliki garis yang berada dibawah garis grafik rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30. Berdasarkan gambar 4.24 diatas, penambahan getaran yang paling kecil terjadi pada penggunaan

rasio massa 1/10, sedangkan penambahan getaran yang lebih tinggi terjadi pada rasio massa 1/20 dan 1/30, hal tersebut dikarenakan pada penggunaan frekuensi operasi yang tidak tepat pada frekuensi natural sistem, semakin besar massa sistem peredam akan memberikan redaman yang lebih tinggi, namun karena frekuensi operasi sistem terlampaui jauh maka menimbulkan getaran berlebih pada penggunaan massa 1/10.

**Tabel 4.24** Nilai RMS *acceleration* variasi posisi peletakan pada frekuensi 31,41 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m/s <sup>2</sup> )	Rasio Massa CBVA	Posisi Peletakan	Respon Getaran Dengan CBVA (m/s <sup>2</sup> )	Reduksi respon getaran (%)
31.41 rad/s	2,6687	1/10	1	2,6583	0,39
	2,6687		2	2,9566	-10,79
	2,6687		3	3,5518	-33,09
	2,6687	1/20	1	2,7682	-3,73
	2,6687		2	2,9968	-12,29
	2,6687		3	3,6669	-37,40
	2,6687	1/30	1	2,8926	-8,39
	2,6687		2	3,1100	-16,54
	2,6687		3	3,8052	-42,59

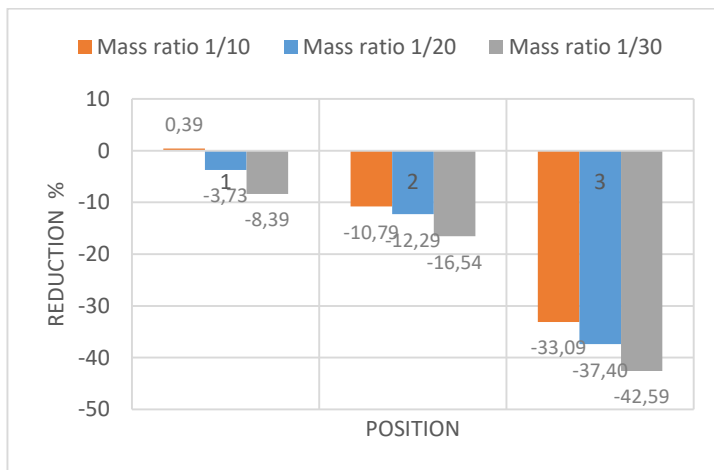


**Gambar 4.42** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 31,41 rad/s

Gambar 4.42 merupakan grafik kombinasi frekuensi operasi, posisi peletakan CBVA dan rasio massa CBVA yang bervariasi. Posisi 1 merupakan posisi CBVA pada 0 m, posisi 2 merupakan CBVA pada 0,5 m, dan posisi 3 merupakan CBVA pada 1 m. Dari data-data tersebut kemudian dibuat sebuah grafik sehingga terlihat bagaimana pengaruh dari variasi yang telah diberikan.

Berdasarkan *trendline* yang dibentuk, terjadi peningkatan nilai RMS pada posisi satu hingga ketiga pada masing-masing rasio massa. Secara keseluruhan, kombinasi yang paling optimal pada frekuensi operasi 31,41 rad/s ini adalah kombinasi pada posisi peletakan pertama dengan massa *absorber* sebesar 1/10 dari massa sistem utama. Respon *acceleration* sistem tanpa CBVA pada frekuensi 31,41 rad/s adalah  $2,6687 \text{ m/s}^2$ , pada posisi peletakan pertama dengan rasio massa 1/10 mengakibatkan respon tersebut teredam menjadi  $2,658 \text{ m/s}^2$ . Hal tersebut juga dapat dilihat melalui *bode diagram* pada frekuensi operasi 31,41 rad/s garis yang dibentuk pada *bode diagram* saling berhimpit, apabila *bode diagram* diperbesar, maka tampak bahwa posisi yang paling

mereduksi adalah posisi pertama yang ditunjukkan oleh garis yang berwarna hitam. Posisi peletakan memengaruhi percepatan dikarenakan posisi peletakan merupakan salah satu komponen yang menyebabkan CBVA dapat bekerja secara optimum. Semakin jauh posisi peletakan CBVA, maka semakin besar respon percepatan yang dimiliki oleh sistem tersebut. Namun untuk frekuensi operasi 15,7 rad/s, 17 rad/s dan 18 rad/s didapatkan bahwa posisi yang paling jauh memiliki kemampuan reduksi yang baik. Hal ini dikarenakan pada frekuensi operasi tersebut, semakin jauh posisi peletakan CBVA frekuensi natural kedua pada *bode diagram* bergeser ke arah kanan, sehingga pada frekuensi tersebut posisi peletakan ketiga memiliki kemampuan redaman yang lebih baik.



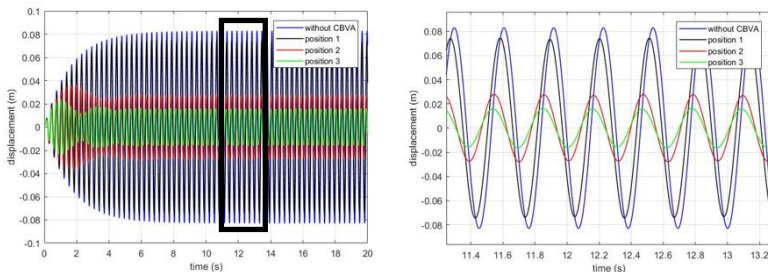
**Gambar 4.43** Grafik persen reduksi RMS *acceleration* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 31,41 rad/s

Gambar 4.43 diatas merupakan reduksi yang dihasilkan pada variasi posisi pada setiap massa pada frekuensi operasi yang ketiga. Kombinasi CBVA yang optimal pada frekuensi kali ini adalah kombinasi CBVA pada posisi peletakan pertama dengan rasio massa sebesar 1/10 dengan nilai reduksi sebesar 0,389%.

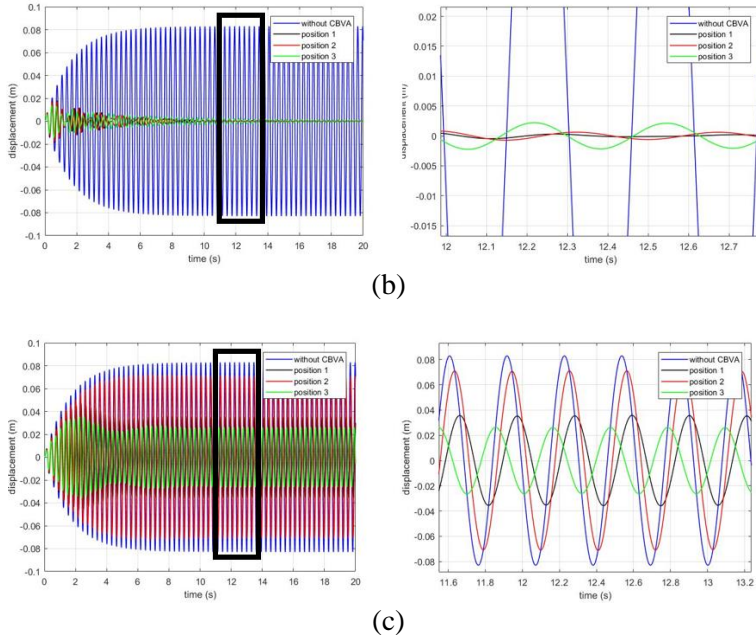
Sedangkan pada kombinasi yang lain terjadi penambahan getaran, hal tersebut dikarenakan frekuensi operasi sistem terlampaui jauh diatas frekuensi natural sistem, yang mengakibatkan CBVA tidak bekerja secara efektif. CBVA bekerja secara efektif apabila sistem dioperasikan pada frekuensi natural sistem sebesar 20,27 rad/s. Hal tersebut juga terlihat pada *bode diagram* yang telah dibahas sebelumnya, yakni pada frekuensi operasi sekitar 31,4 rad/s garis grafik amplitudo sistem tanpa CBVA berada dibawah garis grafik sistem dengan CBVA.

#### 4.2.3.2 Analisa Reduksi *Displacement* Translasi Sistem Utama dengan CBVA Dengan Variasi Posisi

Hal sama juga dilakukan pada respon *displacement*. Simulasi sistem utama tanpa CBVA dilakukan untuk mendapatkan RMS dari sistem utama, kemudian RMS ini lah yang nantinya akan diredam oleh *absorber*. Gambar 4.44 berikut merupakan respon yang mewakili respon *displacement* dengan menggunakan kombinasi frekuensi operasi pada frekuensi natural 20,27 rad/s dengan variasi posisi peletakan CBVA pada massa 1/10, 1/20 dan 1/30.



(a)



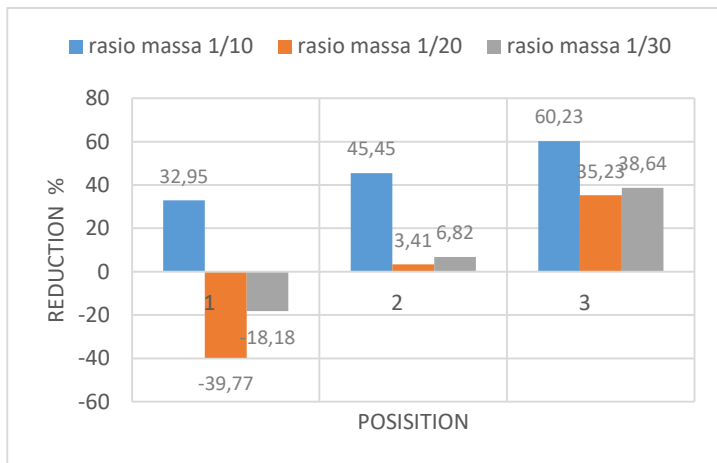
**Gambar 4.44** Respon *displacement* sistem utama tanpa dan dengan CBVA pada frekuensi natural, rasio massa: (a) 1/10; (b) 1/20; dan (c) 1/30 dengan posisi bervariasi

Dari simulasi yang telah dilakukan, maka akan didapatkan data berupa RMS *displacement* yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik, sehingga dapat disimpulkan sesuai dengan pengaruh variasi yang telah ditetapkan sebelumnya. Adapun pengambilan data pada penelitian kali ini dilakukan dengan variasi tiga posisi peletakan. Adapun pengambilan data RMS translasi pada penelitian kali ini dilakukan dengan menggunakan 7 frekuensi operasi agar mendapatkan hasil yang lebih detail lagi. Data-data sampel RMS tersebut dapat dilihat pada tabel dibawah ini.



**Tabel 4.25** RMS *displacement* dan persen reduksinya pada frekuensi 15,70 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m)	Rasio Massa CBVA	Posisi Peletakan	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
15.70 rad/s	0,0088	1/10	1	0,0059	32,95
	0,0088		2	0,0048	45,45
	0,0088		3	0,0035	60,23
	0,0088	1/20	1	0,0123	-39,77
	0,0088		2	0,0085	3,41
	0,0088		3	0,0057	35,23
	0,0088	1/30	1	0,0104	-18,18
	0,0088		2	0,0082	6,82
	0,0088		3	0,0054	38,64



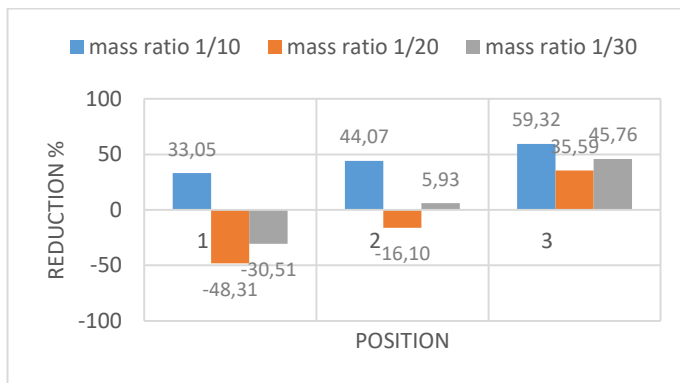
**Gambar 4.45** Grafik persen reduksi RMS *displacement* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 15,70 rad/s

Gambar 4.45 diatas merupakan reduksi yang dihasilkan oleh *displacement* pada variasi posisi pada setiap massa pada frekuensi operasi yang pertama. Pada posisi peletakan ketiga dapat dilihat bahwa masing-masing rasio massa memiliki reduksi yang lebih tinggi bila dibandingkan dengan posisi peletakan kedua dan pertama pada masing-masing massa. Hal tersebut mengartikan bahwa pada posisi peletakan ketiga ini semua CBVA dapat bekerja dengan baik. Kombinasi CBVA yang paling optimal pada frekuensi kali ini adalah kombinasi CBVA pada posisi peletakan ketiga, dengan rasio massa sebesar 1/10 yang dimana mampu meredam respon *displacement* dari 0,0088 m menjadi 0,0035 m dengan nilai reduksi sebesar 60,23%. Hal tersebut dapat dilihat pada *bode diagram* yang telah dibuat, pada frekuensi operasi 15,70 rad/s menunjukkan bahwa pada posisi peletakan ketiga untuk rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 memiliki grafik yang menunjukkan kemampuan meredam yang paling baik

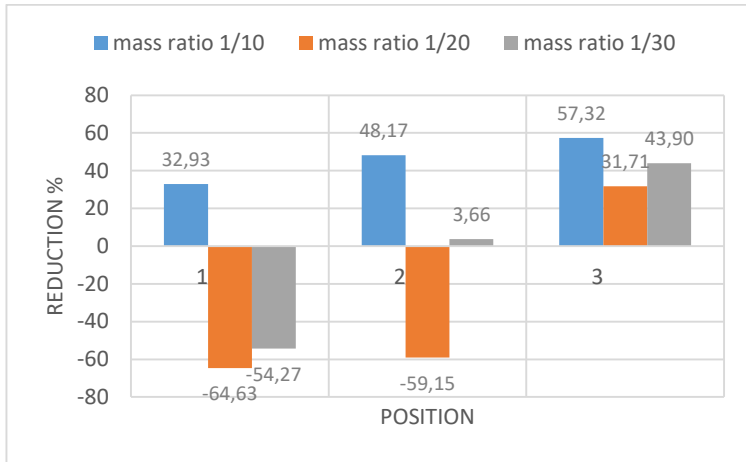
Kemudian, pada posisi peletakan pertama terdapat penambahan getaran pada rasio massa 1/20 dan 1/30, hal tersebut terjadi karena frekuensi operasi pada sistem dibawah dari frekuensi natural, yang mengakibatkan CBVA kurang berkerja secara efektif. Berdasarkan *bode diagram* yang telah dibuat, pada rasio massa 1/20 dan 1/30 menunjukkan bahwa pada posisi peletakan pertama, berada diatas garis sistem yang tidak menggunakan CBVA.

**Tabel 4.26** RMS *displacement* dan persen reduksinya pada frekuensi 17 rad/s dan 18 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m)	Rasio Massa CBVA	Posisi Peletakan	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
17 rad/s	0,0118	1/10	1	0,0079	33,05
	0,0118		2	0,0066	44,07
	0,0118		3	0,0048	59,32
	0,0118	1/20	1	0,0175	-48,31
	0,0118		2	0,0137	-16,10
	0,0118		3	0,0076	35,59
	0,0118	1/30	1	0,0154	-30,51
	0,0118		2	0,0111	5,93
	0,0118		3	0,0064	45,76
18 rad/s	0,0164	1/10	1	0,0110	32,93
	0,0164		2	0,0085	48,17
	0,0164		3	0,0070	57,32
	0,0164	1/20	1	0,0270	-64,63
	0,0164		2	0,0261	-59,15
	0,0164		3	0,0112	31,71
	0,0164	1/30	1	0,0253	-54,27
	0,0164		2	0,0158	3,66
	0,0164		3	0,0092	43,90



(a)



(b)

**Gambar 4.46** Grafik persen reduksi RMS *displacement* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi: (a) 17 rad/s; dan (b) 18 rad/s

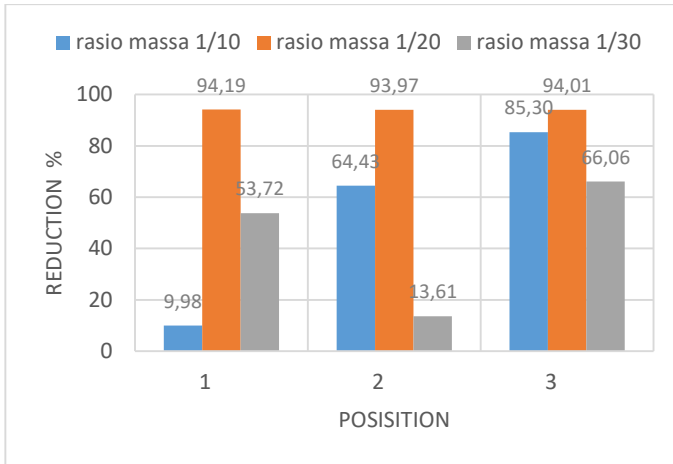
Gambar 4.46 diatas merupakan reduksi yang dihasilkan pada variasi posisi pada setiap massa pada frekuensi operasi 17 rad/s dan 18 rad/s. Pada posisi peletakan ketiga dapat dilihat bahwa masing-masing rasio massa memiliki reduksi yang lebih tinggi bila dibandingkan dengan posisi peletakan kedua dan pertama pada masing-masing massa. Hal tersebut mengartikan bahwa pada posisi peletakan ketiga ini semua CBVA dapat bekerja dengan baik. Pada frekuensi operasi 17 rad/s kombinasi CBVA yang paling optimal pada frekuensi kali ini adalah kombinasi CBVA pada posisi peletakan ketiga dengan rasio massa sebesar 1/10 dengan nilai reduksi sebesar 59,32%. Pada frekuensi operasi 18 rad/s kombinasi CBVA pada posisi peletakan ketiga dengan rasio massa sebesar 1/10 dengan nilai reduksi sebesar 57,32 %. Hal tersebut bersesuaian dengan *bode diagram* yang telah dibuat, pada frekuensi operasi 17 rad/s dan 18 rad/s menunjukkan bahwa untuk

rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30 pada peletakan ketiga memiliki grafik yang menunjukkan kemampuan meredam yang paling baik.

Kemudian, pada posisi peletakan pertama terdapat penambahan getaran pada rasio massa 1/20 dan 1/30, dan pada posisi kedua pada rasio massa 1/20. Hal tersebut terjadi karena frekuensi operasi pada sistem dibawah dari frekuensi natural, yang mengakibatkan CBVA kurang berkerja secara efektif. Berdasarkan *bode diagram* yang telah dibuat, pada rasio massa 1/20 dan 1/30 menunjukkan bahwa pada posisi peletakan pertama, berada diatas garis sistem yang tidak menggunakan CBVA.

**Tabel 4.27** RMS *displacement* dan persen reduksinya pada frekuensi 20,27 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m)	Rasio Massa CBVA	Posisi Peletakan	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
20.27 rad/s	0,0551	1/10	1	0,0496	9,98
	0,0551		2	0,0196	64,43
	0,0551		3	0,0081	85,30
	0,0551	1/20	1	0,0032	94,19
	0,0551		2	0,0033	93,97
	0,0551		3	0,0033	94,01
	0,0551	1/30	1	0,0255	53,72
	0,0551		2	0,0476	13,61
	0,0551		3	0,0187	66,06



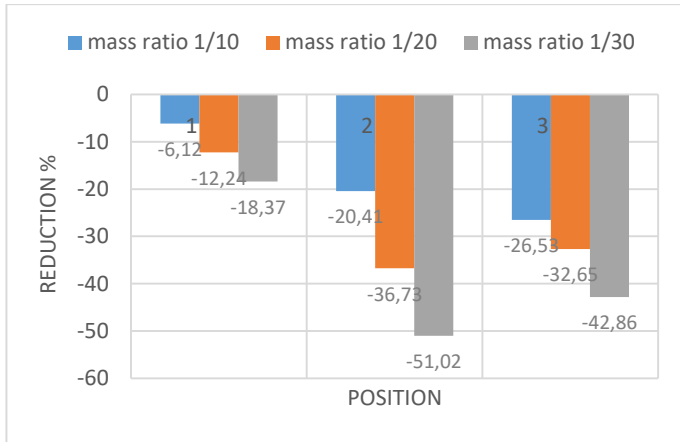
**Gambar 4.47** Grafik persen reduksi RMS *displacement* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 20,27 rad/s

Gambar 4.47 diatas merupakan reduksi yang dihasilkan pada variasi posisi pada setiap massa pada frekuensi operasi yang kedua atau berada pada frekuensi natural sistem. Pada posisi peletakan ketiga dapat dilihat bahwa semua rasio massa memiliki reduksi yang cukup baik bila dibandingkan dengan posisi peletakan kedua dan pertama. Namun pada frekuensi operasi 20,27 rad/s reduksi paling baik terjadi pada posisi peletakan pertama, dengan rasio massa 1/20. Hal ini menunjukkan kombinasi CBVA yang paling optimal pada frekuensi kali ini adalah kombinasi CBVA pada posisi peletakan pertama dengan rasio massa sebesar 1/20 yang dapat meredam respon *displacement* pada sistem sebelum diberi CBVA sebesar 0,0551 m menjadi 0,0032 m dengan nilai reduksi sebesar 94,19%. Hal ini juga bersesuaian dengan teori yang ada dimana reduksi optimum terjadi pada sistem peredam yang ditempatkan pada *center of gravity* dan paling dekat dengan sumbu putar dari sistem utama dengan rasio redaman sebesar 1/20. Hal tersebut juga ditunjukkan melalui *bode diagram* pada gambar 4.31, dimana pada frekuensi operasi 20,27 rad/s pada rasio massa

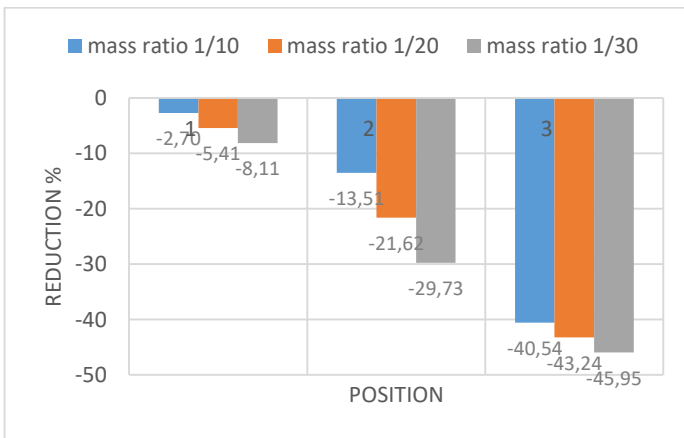
1/20 menunjukkan bahwa semua posisi peletakan memiliki reduksi yang sangat baik, namun yang paling optimal adalah pada posisi peletakan pertama.

**Tabel 4.28** RMS *displacement* dan persen reduksinya pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m)	Rasio Massa CBVA	Posisi Peletakan	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
27 rad/s	0,0049	1/10	1	0,0052	-6,12
	0,0049		2	0,0059	-20,41
	0,0049		3	0,0062	-26,53
	0,0049	1/20	1	0,0055	-12,24
	0,0049		2	0,0067	-36,73
	0,0049		3	0,0065	-32,65
	0,0049	1/30	1	0,0058	-18,37
	0,0049		2	0,0074	-51,02
	0,0049		3	0,0070	-42,86
29 rad/s	0,0037	1/10	1	0,0038	-2,70
	0,0037		2	0,0042	-13,51
	0,0037		3	0,0052	-40,54
	0,0037	1/20	1	0,0039	-5,41
	0,0037		2	0,0045	-21,62
	0,0037		3	0,0053	-43,24
	0,0037	1/30	1	0,0040	-8,11
	0,0037		2	0,0048	-29,73
	0,0037		3	0,0054	-45,95



(a)



(b)

**Gambar 4.48** Grafik persen reduksi RMS *displacement* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s

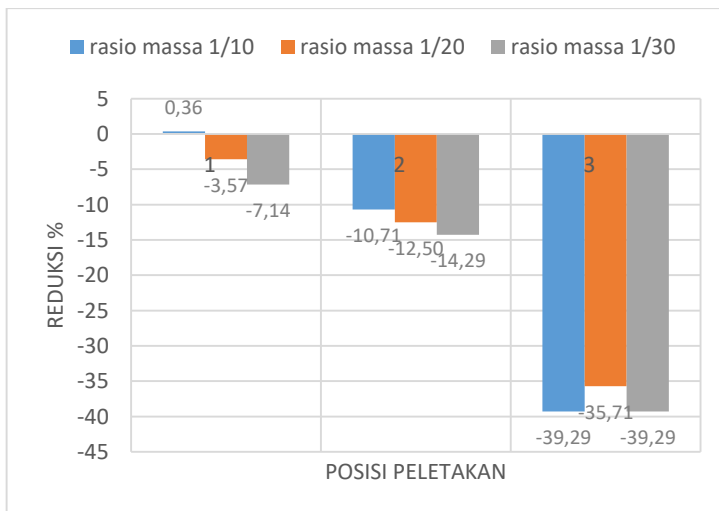


Gambar 4.48 diatas merupakan reduksi yang dihasilkan pada variasi posisi pada setiap massa pada frekuensi operasi 27 rad/s dan 29 rad/s. Seperti terlihat pada gambar 4.48 diatas, dengan frekuensi operasi 27 rad/s dan 29 rad/s didapatkan pada posisi semua peletakan, dan pada semua rasio massa CBVA tidak dapat meredam getaran. Hal tersebut diakibatkan karena CBVA ini dirancang untuk meredam pada frekuensi natural dari sistem. Sedangkan frekuensi yang digunakan berada jauh dari frekuensi natural sistem, sehingga CBVA kurang efektif dalam meredam getaran pada frekuensi tersebut. Pada posisi peletakan pertama dapat dilihat bahwa masing-masing rasio massa memiliki penambahan getaran yang paling kecil bila dibandingkan dengan posisi peletakan kedua dan pertama pada masing-masing massa. Hal tersebut dapat terlihat pada *bode diagram* pada gambar 4.30, 4.31 dan 4.32 dimana pada frekuensi 27 rad/s dan 29 rad/s grafik tanpa CBVA memiliki garis yang berada dibawah garis grafik rasio massa 1/10, 1/20 dan 1/30.

Berdasarkan gambar 4.48 diatas, penambahan getaran yang paling kecil terjadi pada penggunaan rasio massa 1/10, sedangkan penambahan getaran yang lebih tinggi terjadi pada rasio massa 1/20 dan 1/30, hal tersebut dikarenakan pada penggunaan frekuensi operasi yang tidak tepat pada frekuensi natural sistem, semakin besar massa sistem peredam akan memberikan redaman yang lebih tinggi, namun karena frekuensi operasi sistem terlampau jauh maka menimbulkan getaran berlebih pada penggunaan massa 1/10.

**Tabel 4.29** RMS *displacement* dan persen reduksinya pada frekuensi 31,41 rad/s

Variasi Kecepatan putaran motor	Respon Getaran Tanpa CBVA (m)	Rasio Massa CBVA	Posisi Peletakan	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
31.41 rad/s	0,0028	1/10	1	0,0028	0,36
	0,0028		2	0,0031	-10,71
	0,0028		3	0,0039	-39,29
	0,0028	1/20	1	0,0029	-3,57
	0,0028		2	0,0032	-12,50
	0,0028		3	0,0038	-35,71
	0,0028	1/30	1	0,0030	-7,14
	0,0028		2	0,0032	-14,29
	0,0028		3	0,0039	-39,29

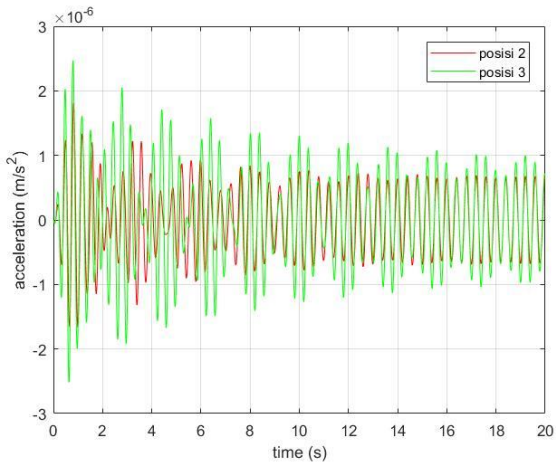


**Gambar 4.49** Grafik persen reduksi RMS *displacement* terhadap variasi posisi pada setiap rasio massa pada frekuensi 31,41 rad/s

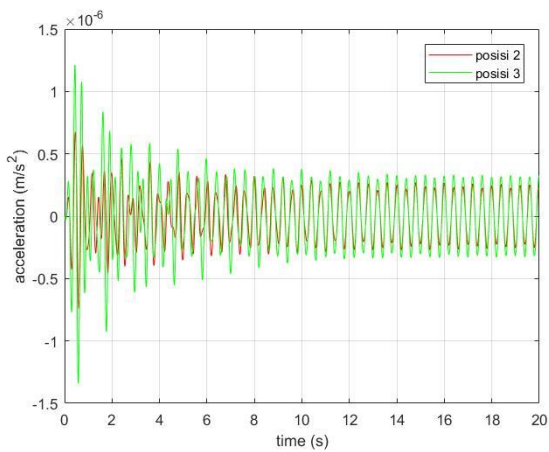
Gambar 4.49 diatas merupakan reduksi yang dihasilkan pada variasi posisi pada setiap massa pada frekuensi operasi yang ketiga. Kombinasi CBVA yang optimal pada frekuensi kali ini adalah kombinasi CBVA pada posisi peletakan pertama dengan rasio massa sebesar 1/10 dengan nilai reduksi sebesar 0,389% yang mampu meredam respon *displacement* sistem tanpa CBVA sebesar 0,0028 m menjadi 0,00279 m. Sedangkan pada kombinasi yang lain terjadi penambahan getaran, hal tersebut dikarenakan frekuensi operasi sistem terlampau jauh diatas frekuensi natural sistem, yang mengakibatkan CBVA tidak bekerja secara efektif. CBVA bekerja secara efektif apabila sistem dioperasikan pada frekuensi natural sistem sebesar 20,27 rad/s. Hal tersebut dikarenakan pada penelitian kali ini, CBVA didesain dengan menggunakan parameter pada frekuensi natural, sehingga terlihat sangat efektif bila digunakan pada frekuensi natural. Hal tersebut juga terlihat pada *bode diagram* yang telah dibahas sebelumnya, yakni pada frekuensi operasi sekitar 31,4 rad/s garis grafik amplitudo sistem tanpa CBVA berada dibawah garis grafik sistem dengan CBVA.

#### **4.3.3.3 Analisa Respon Rotasi Sistem Utama dengan CBVA Dengan Variasi Posisi**

Pada analisa getaran rotasi, objek yang diteliti dalam penelitian ini adalah *rolling acceleration* dan *rolling displacement*. Dalam penelitian kali ini, terjadi pergerakan rotasi akibat adanya pergeseran posisi peletakan CBVA. Sedangkan pada sistem tanpa CBVA dan sistem dengan CBVA pada posisi peletakan pertama tidak dipengaruhi oleh gerak rotasi. Dari proses simulasi didapatkan hasil berupa RMS *acceleration* untuk gerak rotasi yang kemudian ditabelkan. Berikut adalah tampilan respon *rolling acceleration* yang diwakilkan oleh kombinasi rasio massa 1/20 dan rasio massa 1/30 dengan variasi posisi pada frekuensi operasi 15,70 rad/s.



(a)



(b)

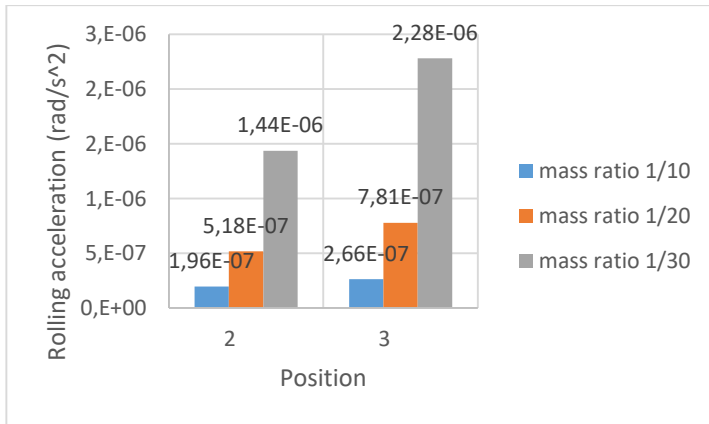
**Gambar 4.50** Respon *rolling acceleration* pada frekuensi 15,70 rad/s variasi posisi dengan: (a) rasio massa 1/20; (b) rasio massa 1/30

Berdasarkan gambar 4.50 didapatkan hasil respon dari *rolling acceleration*, dari simulasi yang telah dilakukan, maka diperoleh data berupa RMS *rolling acceleration* yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik, sehingga dapat ditarik kesimpulan bagaimana pengaruh dari variasi-variasi yang digunakan.

**Tabel 4. 30** RMS *rolling acceleration* variasi posisi

Variasi Kecepatan putaran motor (rad/s)	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA (rad/s <sup>2</sup> )
15.70 rad/s	1/10	1	-
		2	1,96E-07
		3	2,66E-07
	1/20	1	-
		2	5,18E-07
		3	7,81E-07
	1/30	1	-
		2	1,44E-06
		3	2,28E-06

Dari data-data tersebut, kemudian diplot pada sebuah grafik, sehingga terlihat bagaimana pengaruh variasi nilai posisi DVA dan massa *absorber* yang terjadi ketika digunakan pada posisi DVA tertentu seperti pada gambar 4.51.

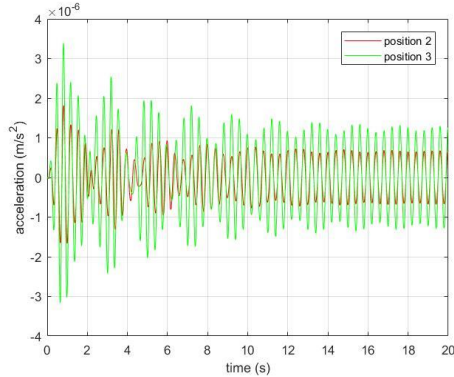


**Gambar 4.51** Respon RMS *rolling acceleration* variasi posisi pada frekuensi 15,70 rad/s

Berdasarkan plot grafik yang telah dilakukan, dapat dilihat bahwa pengaruh rotasi hanya terjadi pada posisi peletakan kedua dan ketiga, sedangkan pada posisi peletakan pertama tidak terjadi gerakan rotasi. Hal tersebut dikarenakan gerakan rotasi pada penelitian ini timbul akibat adanya variasi pergeseran posisi peletakan CBVA.

Rotasi yang ditimbulkan oleh adanya pergeseran posisi peletakan CBVA pada sistem terbilang sangat kecil, hal tersebut terlihat pada tabel 4.30. Penggunaan frekuensi 15,70 rad/s respon RMS *rolling acceleration* menunjukkan bahwa *trendline* garis yang dibentuk adalah menurun. Respon RMS *rolling acceleration* yang paling tinggi ditunjukkan oleh rasio massa 1/30 pada posisi peletakan ketiga, dengan nilai RMS sebesar  $2,2828E-06 \text{ rad/s}^2$ . Hal ini juga ditunjukkan pada *bode diagram* dimana frekuensi natural pertama yang dibentuk oleh *bode diagram* berada pada frekuensi yang sangat kecil dengan amplitudo yang sangat kecil. Secara keseluruhan, pada posisi peletakan kedua masing-masing massa memiliki nilai respon *rolling displacement* yang lebih kecil bila dibandingkan dengan posisi peletakan ketiga.

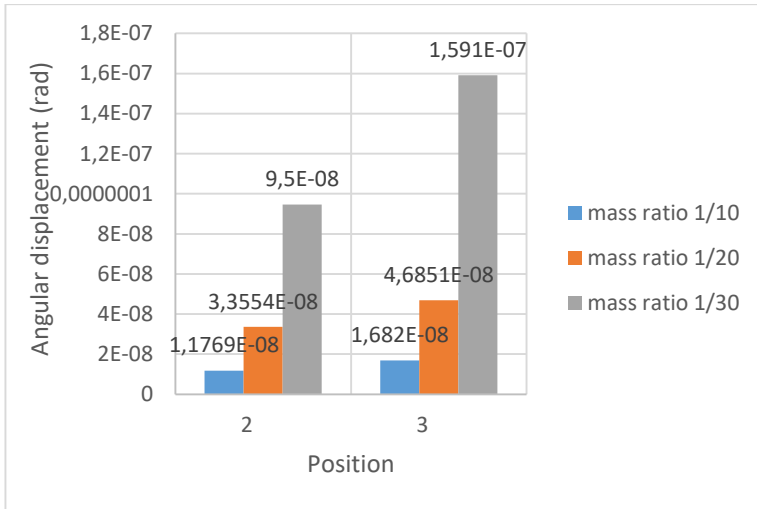
Hal sama juga dilakukan pada respon angular *displacement*. Berikut adalah tampilan respon *angular displacement* yang diwakilkan oleh kombinasi rasio massa 1/20 pada variasi posisi peletakan dengan frekuensi operasi 15,70 rad/s.



**Gambar 4.52** *Rolling displacement* variasi posisi peletakan pada rasio massa 1/20 frekuensi operasi 15,70 rad/s

**Tabel 4.31** RMS *rolling displacement* variasi massa

Variasi Kecepatan putaran motor	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA (rad)
15.70 rad/s	1/10	1	-
		2	1,1769E-08
		3	1,682E-08
	1/20	1	-
		2	3,3554E-08
		3	4,6851E-08
	1/30	1	-
		2	9,5E-08
		3	1,591E-07



**Gambar 4.53** Respon RMS *rolling displacement* variasi massa pada frekuensi 15,70 rad/s

Berdasarkan plot grafik yang telah dilakukan, dapat dilihat bahwa pengaruh rotasi hanya terjadi pada posisi peletakan kedua dan ketiga, sedangkan pada posisi peletakan pertama tidak terjadi gerakan rotasi. Hal tersebut dikarenakan gerakan rotasi pada penelitian ini timbul akibat adanya variasi pergeseran posisi peletakan CBVA.

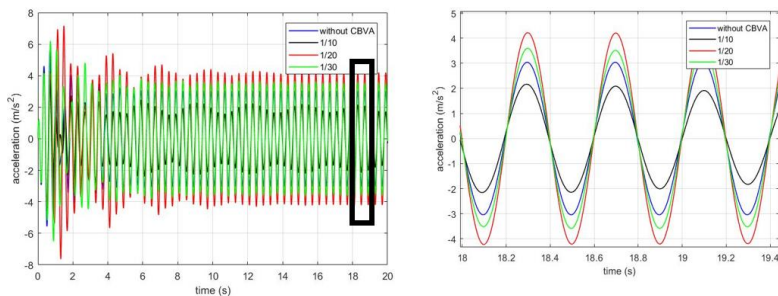
Rotasi yang ditimbulkan oleh adanya pergeseran posisi peletakan CBVA pada sistem terbilang sangat kecil, hal tersebut terlihat pada tabel 4.31. Respon RMS *rolling displacement* yang paling tinggi ditunjukkan oleh rasio massa 1/30 pada posisi peletakan ketiga, dengan nilai RMS sebesar  $1,591E-07$  rad. Hal ini juga ditunjukkan pada *bode diagram* dimana frekuensi natural pertama yang dibentuk oleh *bode diagram* berada pada frekuensi yang sangat kecil dengan amplitudo yang sangat kecil. Secara keseluruhan, pada posisi peletakan kedua masing-masing massa memiliki nilai respon *rolling displacement* yang lebih kecil bila dibandingkan dengan posisi peletakan ketiga.



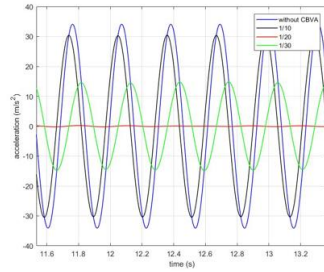
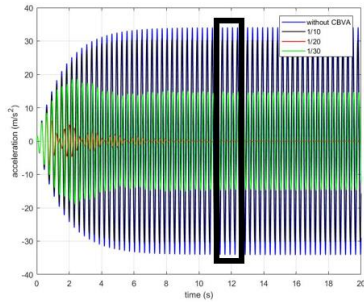
## 4.2.4 Analisa dan Pembahasan Sistem Utama Dengan CBVA Variasi Frekuensi Operasi

### 4.2.4.1 Analisa Reduksi *Acceleration* Translasi Sistem Utama dengan CBVA Dengan Variasi Frekuensi Operasi

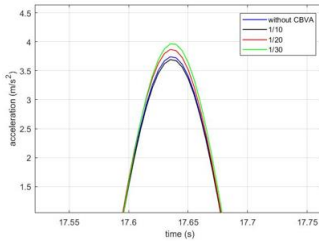
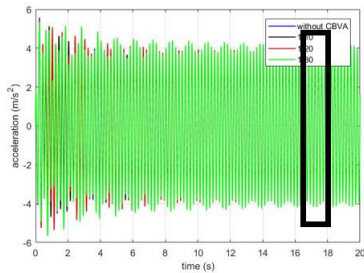
Pada analisa penelitian tugas akhir kali ini, data yang dianalisa adalah *acceleration* dan *displacement*. Blok diagram yang bersumber dari persamaan gerak dibuat pada *software* Matlab-Simulink, kemudian simulasi dijalankan dengan variasi-variasi tertentu. Pada kedua pembahasan sebelumnya telah dijelaskan pengaruh variasi massa dan posisi, untuk memudahkan analisa dan pembahasan pengaruh frekuensi operasi kali ini digunakan variasi frekuensi pada masing-masing massa di setiap posisi peletakan CBVA. Berikut merupakan contoh pada posisi peletakan ke-1 dengan variasi frekuensi pada masing-masing massa. Pada variasi frekuensi ini hanya digunakan 3 frekuensi operasi sebesar 15,7 rad/s, 20,27 rad/s dan 31,41 rad/s. Sedangkan untuk frekuensi operasi yang lain sudah terwakilkan pada sub-bab pembahasan sebelumnya, yakni pada variasi rasio massa dan posisi peletakan.



(a)



(b)



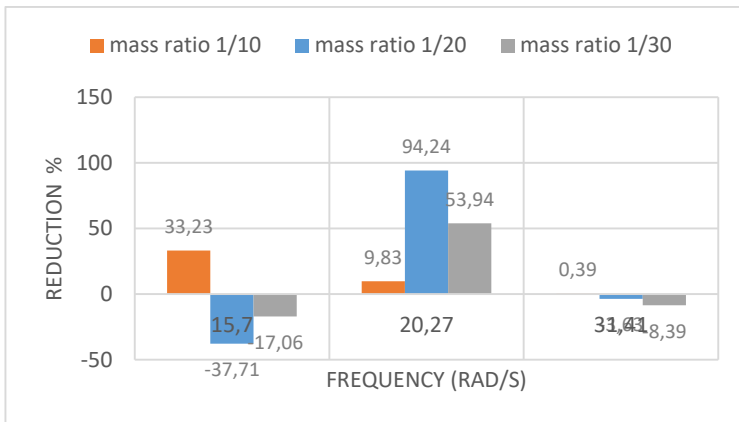
(c)

**Gambar 4.54** Respon *acceleration* dengan variasi frekuensi (a) 15,70 rad/s; (b) 20,27 rad/s; (c) 31,41 rad/s pada masing-masing massa dengan posisi peletakan satu

Dari simulasi yang telah dilakukan, maka didapatkan data berupa RMS *displacement* yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik, sehingga dapat disimpulkan sesuai dengan pengaruh variasi yang telah ditetapkan sebelumnya. Adapun pengambilan data pada penelitian kali ini dilakukan dengan variasi frekuensi per masing-masing massa pada ketiga titik posisi peletakan. Pada peletakan pertama, dapat dilihat pada tabel 4.32 sebagai berikut.

**Tabel 4.32** RMS *acceleration* variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi satu

Peletakan CBVA	frekuensi operasi (rad/s)	Rasio massa	Respon sebelum dengan CBVA ( $m/s^2$ )	Respon Getaran Dengan CBVA ( $m/s^2$ )	Reduksi respon getaran (%)
1	15,7	1/10	2,2213	1,4831	33,23
		1/20	2,2213	3,0589	-37,71
		1/30	2,2213	2,6002	-17,06
	20,27	1/10	22,6483	20,4230	9,83
		1/20	22,6483	1,3036	94,24
		1/30	22,6483	10,4326	53,94
	31,41	1/10	2,6687	2,6583	0,39
		1/20	2,6687	2,7656	-3,63
		1/30	2,6687	2,8926	-8,39



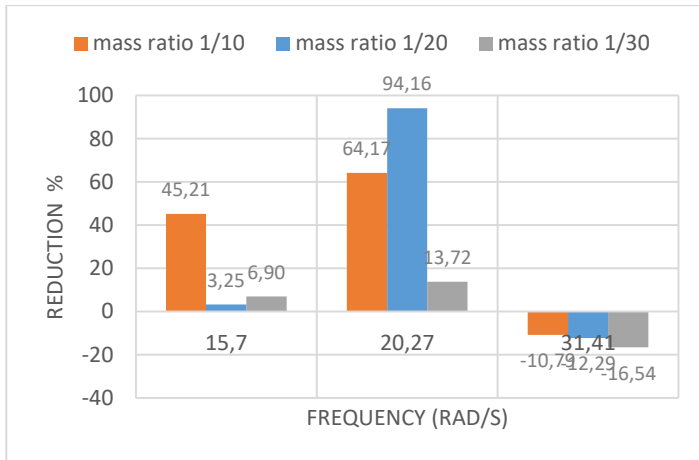
**Gambar 4.55** Reduksi *acceleration* variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan satu

Berdasarkan gambar 4.43 didapatkan hasil bahwa untuk variasi frekuensi posisi peletakan satu, reduksi maksimal terjadi pada frekuensi operasi 20,27 rad/s pada rasio massa *absorber* sebesar 1/20 dengan nilai reduksi sebesar 94,24 % dimana CBVA

mampu meredam respon acceleration senilai  $22,6483 \text{ m/s}^2$  menjadi  $1,3036 \text{ m/s}^2$ . Hal tersebut bersesuaian dengan teori yang ada dimana dengan digunakannya frekuensi natural pada sistem utama mampu memberikan percepatan dan perpindahan massa sistem yang lebih besar bila dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Sehingga dengan adanya penambahan CBVA pada frekuensi ini mengakibatkan persentase reduksi yang paling tinggi dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Hal tersebut juga sesuai dengan penejalasan pada *bode diagram* gambar 4.6, terlihat bahwa pada frekuensi  $20,27 \text{ rad/s}$  posisi pertama, terjadi reduksi maksimum pada massa  $1/20$ .

**Tabel 4.33** RMS *acceleration* variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi dua

Peletakan CBVA	frekuensi operasi (rad/s)	Rasio massa	Respon sebelum dengan CBVA ( $\text{m/s}^2$ )	Respon Getaran Dengan Dengan CBVA ( $\text{m/s}^2$ )	Reduksi respon getaran (%)
2	15,7	1/10	2,2213	1,2170	45,21
		1/20	2,2213	2,1490	3,25
		1/30	2,2213	2,068	6,90
	20,27	1/10	22,6483	8,1159	64,17
		1/20	22,6483	1,3235	94,16
		1/30	22,6483	19,5417	13,72
	31,41	1/10	2,6687	2,9566	-10,79
		1/20	2,6687	2,9968	-12,29
		1/30	2,6687	3,1100	-16,54

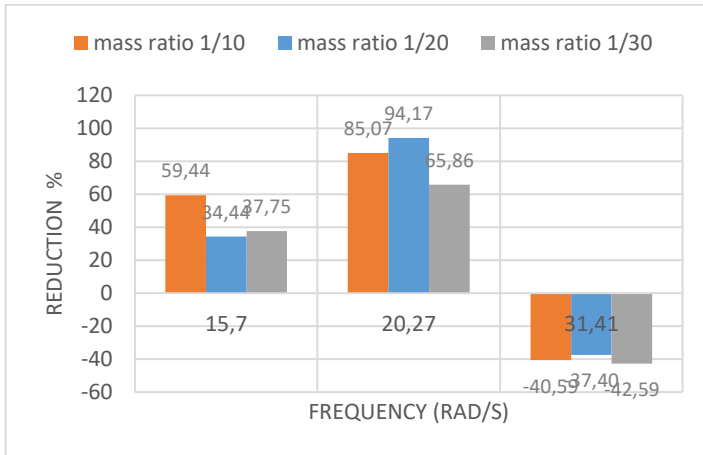


**Gambar 4.56** Reduksi *acceleration* variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan dua

Berdasarkan gambar 4.44 didapatkan hasil bahwa untuk variasi frekuensi posisi peletakan dua, reduksi maksimal terjadi pada frekuensi operasi 20,27 rad/s pada rasio massa absorber sebesar 1/20 dengan nilai reduksi sebesar 94,16 % dimana CBVA mampu meredam respon *acceleration* senilai 22,6483 m/s<sup>2</sup> menjadi 1,3235 m/s<sup>2</sup>. Hal tersebut bersesuaian dengan teori yang ada dimana dengan digunakannya frekuensi natural pada sistem utama mampu memberikan percepatan dan perpindahan massa sistem yang lebih besar bila dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Sehingga dengan adanya penambahan CBVA pada frekuensi ini mengakibatkan persentase reduksi yang paling tinggi pula apabila dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Hal tersebut juga sesuai dengan penjelasan pada *bode diagram* gambar 4.7, terlihat bahwa pada posisi kedua di frekuensi operasi 20,27 rad/s terjadi reduksi maksimum pada massa 1/20.

**Tabel 4.34** RMS *acceleration* variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi tiga

Peletakan CBVA	frekuensi operasi (rad/s)	Rasio massa	Respon sebelum dengan CBVA ( $m/s^2$ )	Respon Getaran Dengan CBVA ( $m/s^2$ )	Reduksi respon getaran (%)
3	15,7	1/10	2,2213	0,9009	59,44
		1/20	2,2213	1,4562	34,44
		1/30	2,2213	1,3827	37,75
	20,27	1/10	22,6483	3,3813	85,07
		1/20	22,6483	1,3196	94,17
		1/30	22,6483	7,7319	65,86
	31,41	1/10	2,6687	3,7518	-40,59
		1/20	2,6687	3,6669	-37,40
		1/30	2,6687	3,8052	-42,59



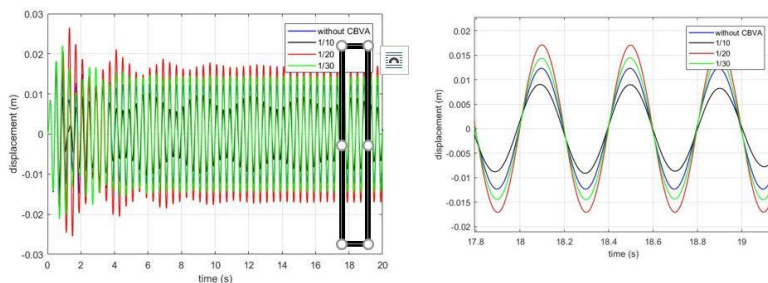
**Gambar 4.57** Reduksi *acceleration* variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan tiga

Berdasarkan gambar 4.45 didapatkan hasil bahwa untuk variasi frekuensi posisi peletakan dua, reduksi maksimal terjadi

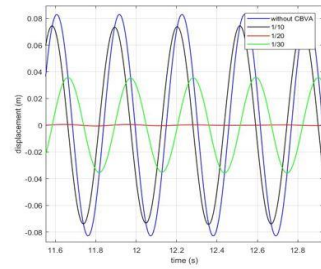
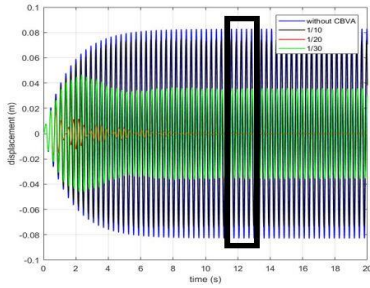
pada frekuensi operasi 20,27 rad/s pada rasio massa *absorber* sebesar 1/20 dengan nilai reduksi sebesar 94,17 % dimana CBVA mampu meredam respon acceleration senilai 22,6483 m/s<sup>2</sup> menjadi 1,3196 m/s<sup>2</sup>. Hal tersebut bersesuaian dengan teori yang ada dimana dengan digunakannya frekuensi natural pada sistem utama mampu memberikan percepatan dan perpindahan massa sistem yang lebih besar bila dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Sehingga dengan adanya penambahan CBVA pada frekuensi ini mengakibatkan persentase reduksi yang paling tinggi pula apabila dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Hal tersebut juga sesuai dengan penejalasan pada *bode diagram* gambar 4.7, terlihat bahwa pada posisi kedua di frekuensi operasi 20,27 rad/s terjadi reduksi maksimum pada massa 1/20.

#### 4.2.4.2 Analisa Reduksi *Displacement* Translasi Sistem Utama dengan CBVA Dengan Variasi Frekuensi Operasi

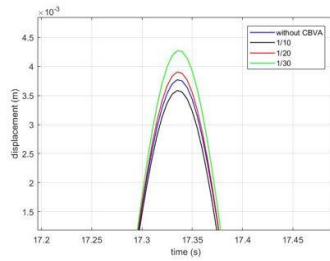
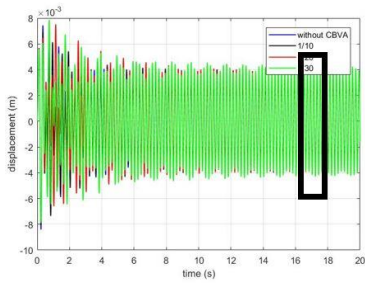
Hal sama juga dilakukan pada respon *displacement*. Simulasi sistem utama tanpa CBVA dilakukan untuk mendapatkan RMS dari sistem utama, kemudian RMS ini lah yang nantinya akan diredam oleh *absorber*. Berikut merupakan respon *displacement* pada posisi peletakan ke-1 dengan variasi frekuensi pada masing-masing massa.



(a)



(b)



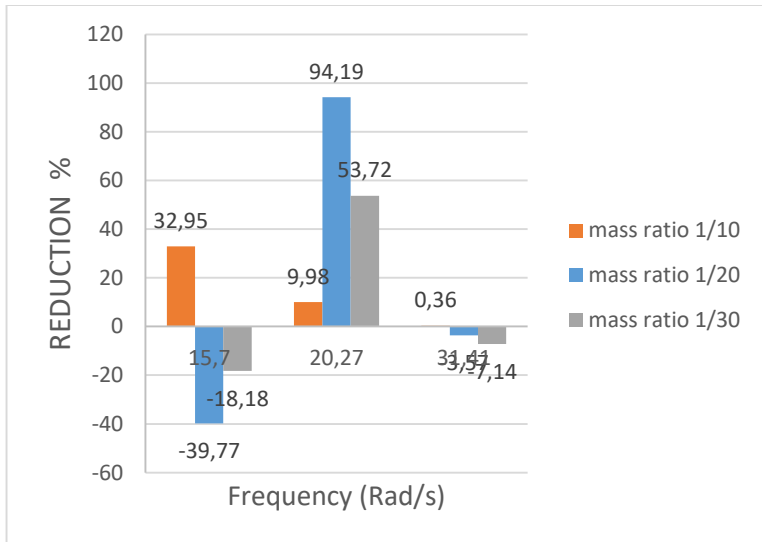
(c)

**Gambar 4.58** Respon *displacement* dengan variasi frekuensi (a) 15,70 rad/s; (b) 20,27 rad/s; (c) 31,41 rad/s pada masing-masing massa dengan posisi peletakan satu



**Tabel 4.35** RMS *displacement* variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi satu

Peletakan CBVA	frekuensi operasi (rad/s)	Rasio Massa	Respon sebelum dengan CBVA (m)	Respon Getaran Dengan Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
1	15,7	1/10	0,0088	0,0059	32,95
		1/20	0,0088	0,0123	-39,77
		1/30	0,0088	0,0104	-18,18
	20,27	1/10	0,0551	0,0496	9,98
		1/20	0,0551	0,0032	94,19
		1/30	0,0551	0,0255	53,72
	31,41	1/10	0,0028	0,00279	0,36
		1/20	0,0028	0,0029	-3,57
		1/30	0,0028	0,0030	-7,14

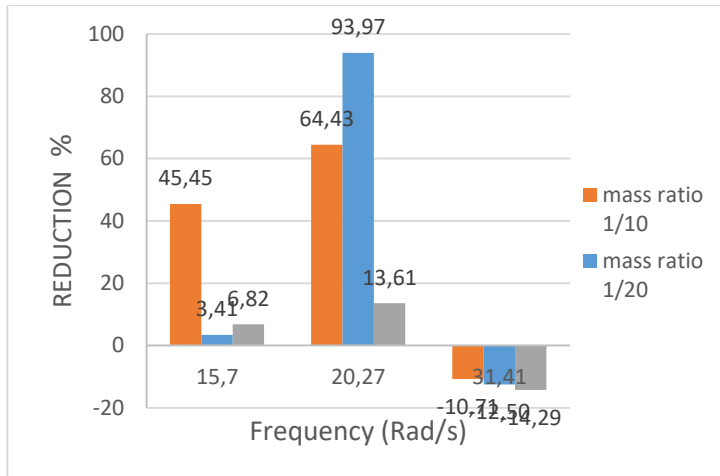


**Gambar 4.59** Reduksi *displacement* variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan satu

Berdasarkan gambar 4.47 didapatkan hasil bahwa untuk variasi frekuensi posisi peletakan satu, reduksi maksimal terjadi pada frekuensi operasi 20,27 rad/s pada rasio massa *absorber* sebesar 1/20 dengan nilai reduksi sebesar 94,19 %. Hal tersebut bersesuaian dengan teori yang ada dimana dengan digunakannya frekuensi natural pada sistem utama mampu memberikan percepatan dan perpindahan massa sistem yang lebih besar bila dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Sehingga dengan adanya penambahan CBVA pada frekuensi ini mengakibatkan persentase reduksi yang paling tinggi dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Hal tersebut juga sesuai dengan penejlasan pada bode diagram gambar 4.6, terlihat bahwa pada frekuensi 20,27 rad/s posisi pertama, terjadi reduksi maksimum pada massa 1/20.

**Tabel 4. 36** RMS *displacement* variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi dua

Peletakan CBVA	frekuensi operasi (rad/s)	Rasio Massa	Respon sebelum dengan CBVA (m)	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
2	15,7	1/10	0,0088	0,0048	45,45
		1/20	0,0088	0,0085	3,41
		1/30	0,0088	0,0082	6,82
	20,27	1/10	0,0551	0,0196	64,43
		1/20	0,0551	0,0033	93,97
		1/30	0,0551	0,0476	13,61
	31,41	1/10	0,0028	0,0031	-10,71
		1/20	0,0028	0,0032	-12,50
		1/30	0,0028	0,0032	-14,29

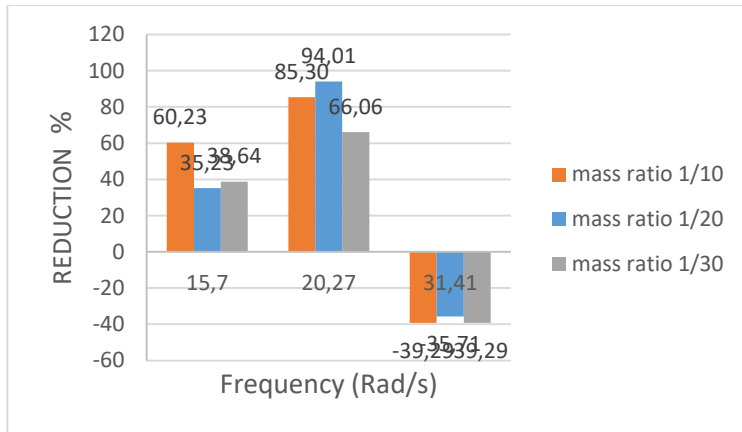


**Gambar 4.60** Reduksi *displacement* variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan dua

Berdasarkan gambar 4.48 didapatkan hasil bahwa untuk variasi frekuensi posisi peletakan satu, reduksi maksimal terjadi pada frekuensi operasi 20,27 rad/s pada rasio massa *absorber* sebesar 1/20 dengan nilai reduksi sebesar 93,97%. Hal tersebut bersesuaian dengan teori yang ada dimana dengan digunakannya frekuensi natural pada sistem utama mampu memberikan percepatan dan perpindahan massa sistem yang lebih besar bila dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Sehingga dengan adanya penambahan CBVA pada frekuensi ini mengakibatkan persentase reduksi yang paling tinggi dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Hal tersebut juga sesuai dengan penjelesaian pada *bode diagram* gambar 4.6, terlihat bahwa pada frekuensi 20,27 rad/s posisi pertama, terjadi reduksi maksimum pada massa 1/20.

**Tabel 4.37** RMS *displacement* variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi tiga

Peletakan CBVA	frekuensi operasi (rad/s)	Rasio Massa	Respon sebelum dengan CBVA (m)	Respon Getaran Dengan CBVA (m)	Reduksi respon getaran (%)
3	15,70	1/10	0,0088	0,0035	60,23
		1/20	0,0088	0,0057	35,23
		1/30	0,0088	0,0054	38,64
	20,27	1/10	0,0551	0,0081	85,30
		1/20	0,0551	0,0033	94,01
		1/30	0,0551	0,0187	66,06
	31,41	1/10	0,0028	0,0039	-39,29
		1/20	0,0028	0,0038	-35,71
		1/30	0,0028	0,0039	-39,29



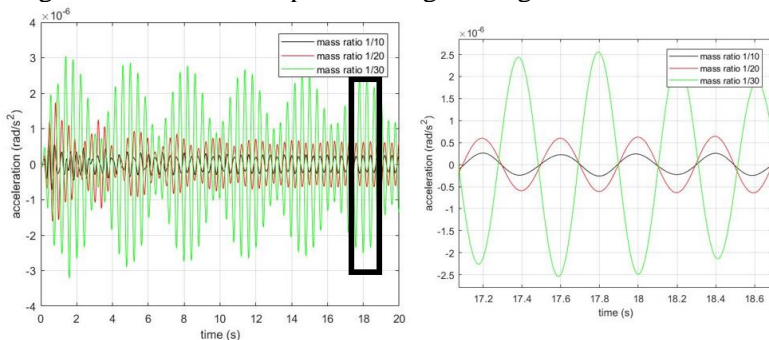
**Gambar 4.61** Reduksi *displacement* variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan tiga

Berdasarkan gambar 4.49 didapatkan hasil bahwa untuk variasi frekuensi posisi peletakan satu, reduksi maksimal terjadi pada frekuensi operasi 20,27 rad/s pada rasio massa *absorber* sebesar 1/20 dengan nilai reduksi sebesar 94,01 %. Hal tersebut

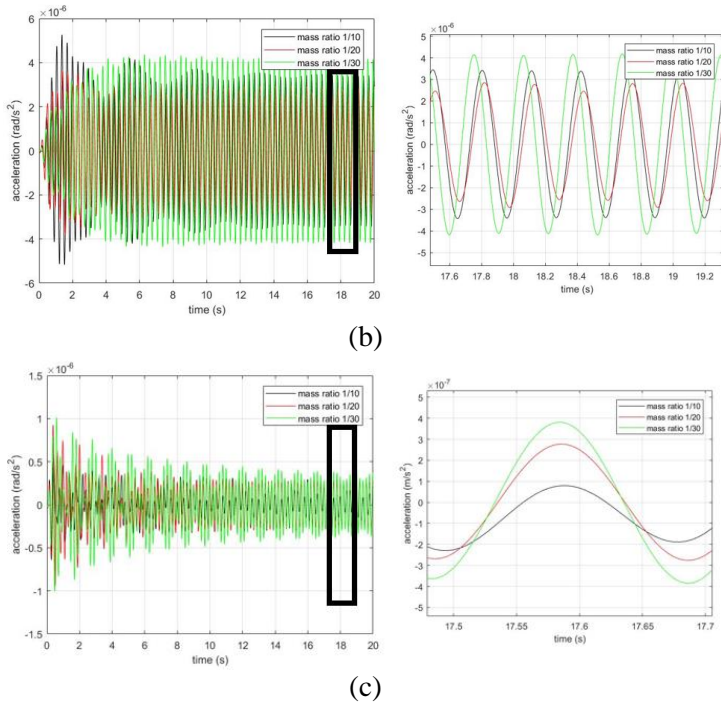
bersesuaian dengan teori yang ada dimana dengan digunakannya frekuensi natural pada sistem utama mampu memberikan percepatan dan perpindahan massa sistem yang lebih besar bila dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Sehingga dengan adanya penambahan CBVA pada frekuensi ini mengakibatkan persentase reduksi yang paling tinggi dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya. Hal tersebut juga sesuai dengan penjelesaian pada bode diagram gambar 4.6, terlihat bahwa pada frekuensi 20,27 rad/s posisi pertama, terjadi reduksi maksimum pada massa 1/20.

#### 4.2.4.3 Analisa Reduksi Rotasi Sistem Utama dengan CBVA Dengan Variasi Frekuensi Operasi

Pada analisa penelitian tugas akhir kali ini, data yang dianalisa adalah *rolling acceleration*. Blok diagram yang bersumber dari persamaan gerak dibuat pada *software* Matlab-Simulink, kemudian simulasi dijalankan dengan variasi-variasi tertentu. Pada kedua pembahasan sebelumnya telah dijelaskan pengaruh variasi massa dan posisi, untuk memudahkan analisa dan pembahasan pengaruh frekuensi operasi kali ini digunakan variasi frekuensi pada masing-masing massa di setiap posisi peletakan CBVA. Berikut merupakan contoh pada posisi peletakan ke-2 dengan variasi frekuensi pada masing-masing massa.



(a)

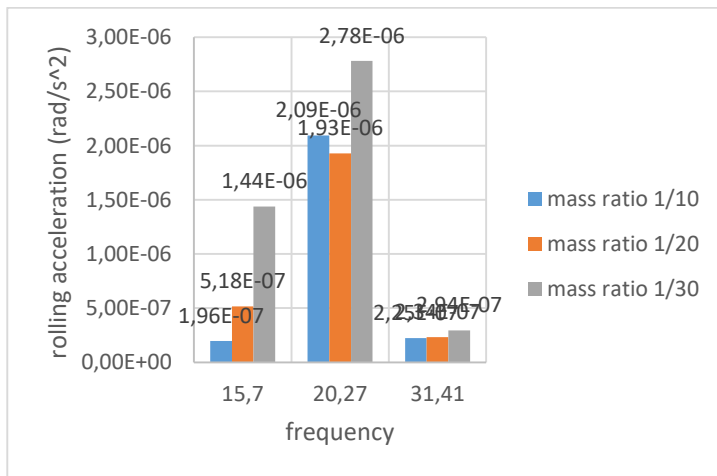


**Gambar 4.62** Respon rolling acceleration dengan variasi frekuensi (a) 15,70 rad/s; (b) 20,27 rad/s; (c) 31,41 rad/s pada masing-masing massa dengan posisi peletakan dua

Dari simulasi yang telah dilakukan, maka didapatkan data berupa RMS displacement yang kemudian ditabelkan dan dibuat menjadi grafik, sehingga dapat disimpulkan sesuai dengan pengaruh variasi yang telah ditetapkan sebelumnya. Adapun pengambilan data pada penelitian kali ini dilakukan dengan variasi frekuensi per masing-masing massa pada kedua titik posisi peletakan. Pada peletakan pertama dan kedua, dapat dilihat pada tabel 4.31 sebagai berikut.

**Tabel 4.38** RMS *rolling acceleration* variasi frekuensi masing-masing massa pada posisi dua

Peletakan CBVA	frekuensi operasi (rad/s)	Rasio massa	Respon Dengan CBVA ( $\text{rad/s}^2$ )
2	15,7	1/10	1,96E-07
		1/20	5,18E-07
		1/30	1,44E-06
	20,27	1/10	2,09E-06
		1/20	1,93E-06
		1/30	2,78E-06
	31,41	1/10	2,25E-07
		1/20	2,34E-07
		1/30	2,94E-07

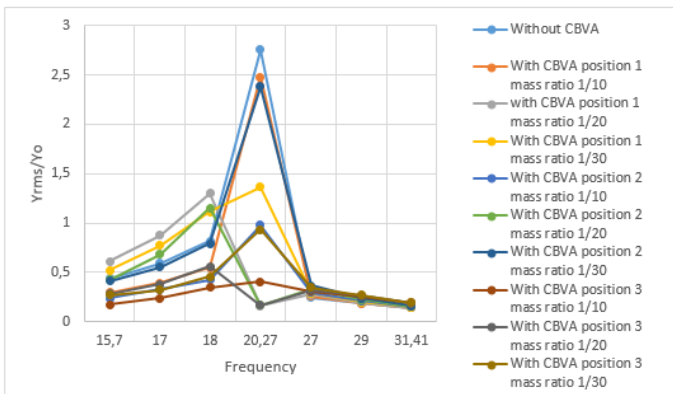


**Gambar 4.63** *rolling acceleration* variasi frekuensi operasi pada posisi peletakan dua

Berdasarkan gambar 4.51 didapatkan hasil bahwa untuk variasi frekuensi posisi peletakan dua, RMS *rolling acceleration* yang paling besar terjadi pada frekuensi operasi 20,27 rad/s. Pada frekuensi operasi 20,27 rad/s didapatkan RMS *rolling acceleration* dengan rasio massa 1/10 sebesar  $2,48E-06 \text{ rad/s}^2$ . Dengan rasio massa 1/20 didapatkan respon sebesar  $1,93E-06 \text{ rad/s}^2$  dan dengan rasio 1/30 didapatkan respon sebesar  $2,78E-06 \text{ rad/s}^2$ . Hal tersebut bersesuaian dengan teori yang ada dimana dengan digunakannya frekuensi natural pada sistem utama, mampu memberikan respon baik percepatan dan perpindahan massa sistem yang lebih besar bila dibandingkan dengan frekuensi operasi lainnya.

#### 4.2.5 Displacement Transmissibility Dengan Variasi Frekuensi Operasi

Dari penelitian dengan variasi frekuensi operasi yang telah dilakukan dapat juga dibuat grafik *displacement transmissibility* seperti pada tabel 5 pada lampiran. Frekuensi operasi yang digunakan dalam tugas akhir ini sebanyak 15,7 rad/s, 17 rad/s, 18 rad/s, 20,27 rad/s, 27 rad/s, 29 rad/s, dan 31,41 rad/s .



**Gambar 4.64** *Displacement Transmissibility* dengan variasi frekuensi operasi



Gambar 4.64 merupakan grafik *displacement transmissibility* dengan variasi frekuensi operasi sebanyak tujuh frekuensi yang berasal dari tabel 5 pada halaman lampiran.  $Y_{rms}/Y_0$  merupakan perbandingan respon perpindahan pada sistem utama dibandingkan dengan amplitudo. Berdasarkan *trendline* yang didapatkan, *displacement transmissibility* terbesar terjadi pada frekuensi operasi sebesar 20,27 rad/s, dan pada sistem tanpa menggunakan CBVA. Sedangkan penggunaan sistem dengan CBVA pada frekuensi operasi 20,27 rad/s menghasilkan *displacement* yang cenderung rendah. Berdasarkan grafik yang telah dibentuk, pada penggunaan rasio massa 1/20 didapatkan bahwa pada posisi satu, dua dan ketiga memiliki kemampuan meredam yang paling baik. Sedangkan pada penggunaan rasio massa 1/10 tidak dapat meredam secara maksimal kecuali pada posisi peletakan ketiga.

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***

**BAB V**  
**KESIMPULAN DAN SARAN**



## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Dari penelitian yang telah dilakukan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah dimodelkan rancangan *Cantilever Beam Vibration Absorber* (CBVA) dengan dimensi 0,081 x 0,024 x 0,001 m yang mampu mereduksi getaran dengan sistem utama sebagai simulator getaran pada sistem perpipaan dengan berat 1,46 kg dengan dimensi panjang pipa 3 m, dan diameter pipa sebesar 0,0254 m. Dengan getaran kearah translasi akibat adanya pergerakan mekanisme *scotch yoke* dengan konstanta kekakuan sebesar 146 N/m.
2. Didapatkan bahwa pada frekuensi operasi yang berada pada frekuensi natural, nilai rasio massa CBVA yang paling optimum mampu mereduksi getaran adalah rasio massa 1/20, dengan reduksi *acceleration* mencapai 94,24%. Sedangkan untuk frekuensi operasi yang tidak berada pada frekuensi natural, rasio massa yang relatif mampu mereduksi getaran adalah 1/10 dari massa sistem utama.
3. Didapatkan bahwa posisi peletakan CBVA yang paling optimum mereduksi getaran pada frekuensi 20,27 rad/s (frekuensi natural) dan 31,41 rad/s (diatas frekuensi natural) adalah yang dekat dengan pusat massa, dan sumbu putar dari sistem utama, dengan nilai reduksi *acceleration* mencapai 94,24% dan 59,44%. Sedangkan untuk frekuensi operasi yang berada di bawah frekuensi natural posisi peletakan yang paling optimum mereduksi getaran adalah yang terjauh dari pusat massa sistem utama.
4. Didapatkan bahwa untuk sistem tanpa *absorber*, dengan digunakannya frekuensi operasi yang semakin mendekati frekuensi natural, maka dihasilkan respon perpindahan,

dan percepatan yang semakin besar. Sedangkan, dengan ditambahkan CBVA pada frekuensi natural sistem mampu menyebabkan reduksi yang paling tinggi bila dibandingkan dengan frekuensi lainnya. Hal tersebut dapat terlihat pada frekuensi operasi 20,27 rad/s memiliki nilai reduksi sebesar 94,24% untuk RMS percepatan dan 94,19% untuk RMS perpindahan.

### 5.1 Saran

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan didapatkan saran sebagai berikut:

1. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, disarankan untuk tidak mengambil frekuensi operasi yang terlalu jauh dari frekuensi natural sistem, apabila melakukan desain peredam pada frekuensi natural. Hal tersebut akan mengakibatkan peredam kurang bekerja dengan baik.
2. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, untuk memperdalam penelitian getaran pada sistem perpipaan, alangkah lebih baik apabila peneliti selanjutnya memberikan fluida yang mengalir pada pipa.
3. Perhitungan parameter perlu diperhatikan kembali agar simulasi yang didapatkan dapat mendekati hasil aktual. Untuk penelitian selanjutnya, dapat dilakukan simulasi dengan menggunakan nilai kekakuan sistem utama yang bernilai sama antara sisi kanan dan kiri pipa.

## **DAFTAR PUSTAKA**





## DAFTAR PUSTAKA

- Ghodge, V., Bhattu, A. P., dan Patil, S. B. 2018. "Design and Validation of a Mass Tuned Dynamic Vibration". **International Journal of Advance Research, Ideas and Innovations in Technology**, pp. 685-693.
- Hibbeler, R. C. 2011. **Mechanics of Materials**. United States of America: Pearson Prentice Hall.
- Pachpute, A. Z., dan Bawa, P. B. 2016. "Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber – A Simulation Approach". **International Journal of Recent Engineering Research and Development**.
- Putra, I. D. S. 2017. **Pengujian Karakteristik Aliran Pada Sistem Perpipaan Dengan Menggunakan Peralatan Eksperimen Fenomena Kavitasi**. Tugas Akhir. Surabaya: Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Rao, S. 2004. **Mechanical Vibration, Fourth Edition**. United States of America: Pearson Education, Inc.
- Song, G. B., Zhang, P., dan Li, L. Y. 2016. "Vibration Control of a Pipeline Structure Using Pounding Tuned Mass Damper". **Journal of Engineering Mechanics**.
- Vincent. 2017. **Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi dan Rotasi pada Sistem Utama oleh Mekanisme Dynamic Vibration Absorber Model Beam dengan Pengaruh Posisi Peletakan Terhadap Pusat Massa Sistem Utama**. Tugas Akhir. Surabaya:Departemen Teknik Mesin, Fakultas

Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Wahyuari, R. B. 2017. **Pemodelan dan Analisis Mekanisme Cantilever Double Vibration Absorber (CPDVA) Sebagai Peredam Getaran Translasi dan Penghasil Energi Listrik**. Tugas akhir. Surabaya: Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

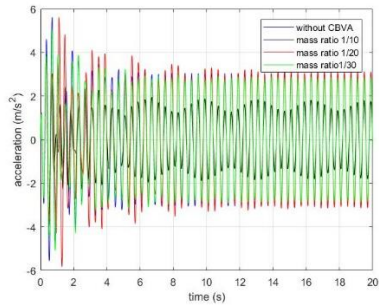


**LAMPIRAN**

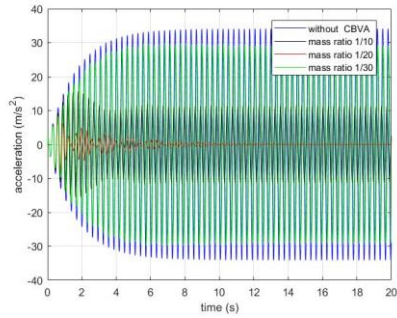




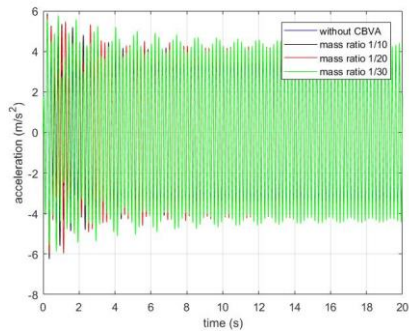
## LAMPIRAN



(a)

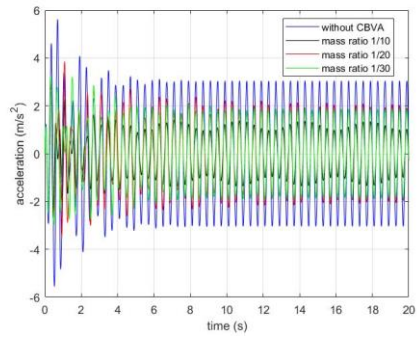


(b)

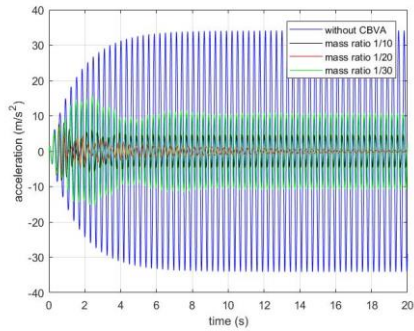


(c)

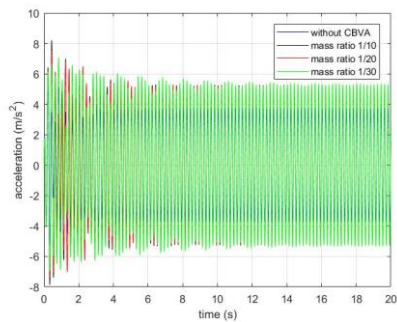
Gambar 1. Respon *acceleration* pada variasi massa posisi peletakan 2 (a) 15,70 rad/s; (b) 20,27 rad/s; (c) 31,41 rad/s



(a)



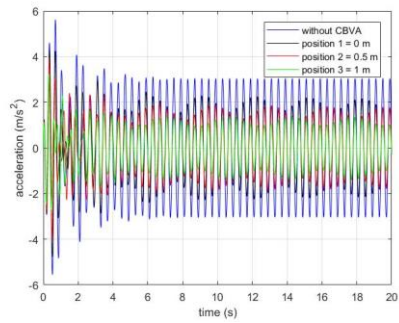
(b)



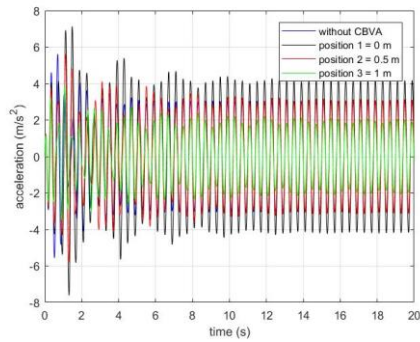
(c)

Gambar 2. Respon acceleration pada variasi massa posisi peletakan 3 (a) 15,70 rad/s; (b) 20,27 rad/s; (c) 31,41 rad/s

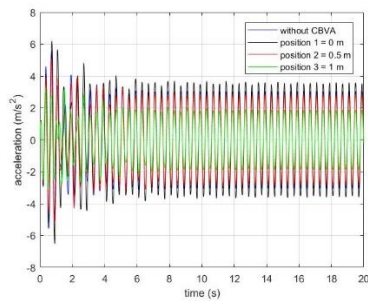




(a)

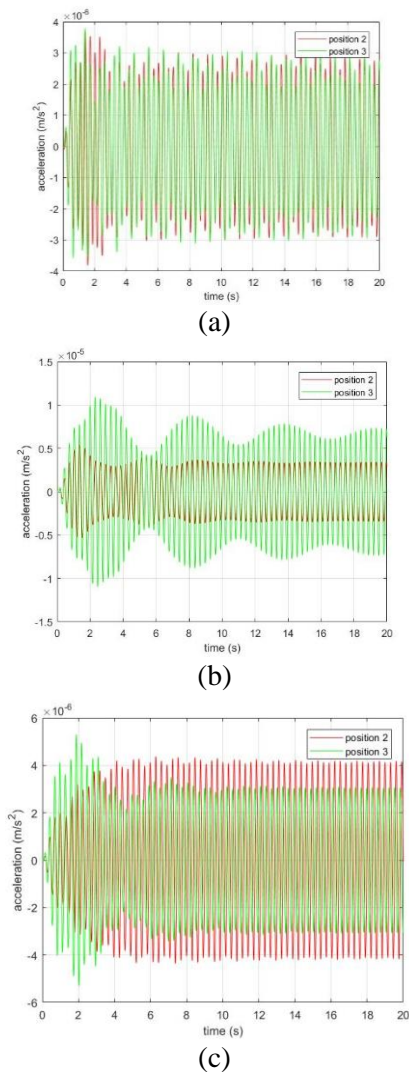


(b)

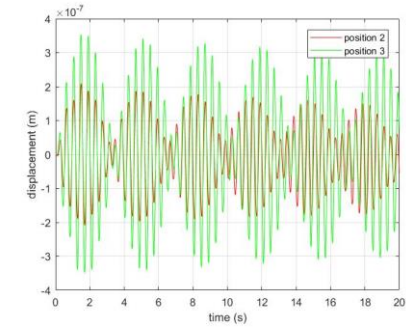


(c)

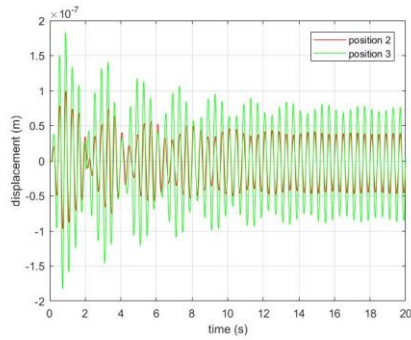
Gambar 3. Respon *acceleration* pada variasi posisi peletakan pada frekuensi 15,70 rad/s (a) rasio massa 1/10; (b) rasio massa 1/20; (c) rasio massa 1/30



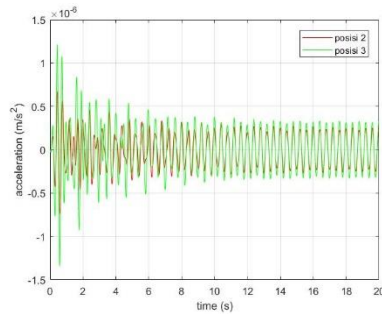
Gambar 4. Respon angular *acceleration* pada variasi posisi peletakan pada frekuensi 20,207 rad/s (a) rasio massa 1/10; (b) rasio massa 1/20; (c) rasio massa 1/30



(a)

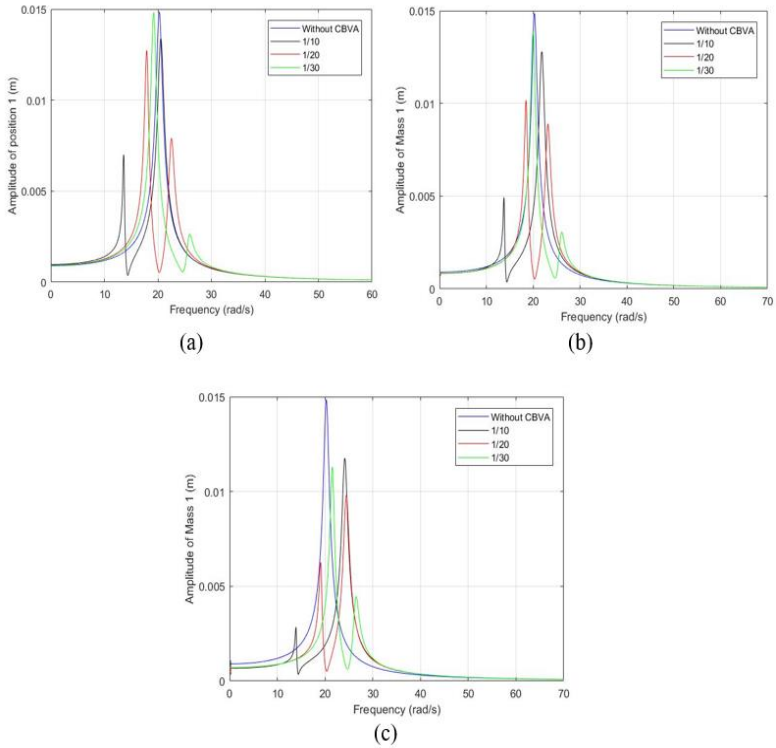


(b)

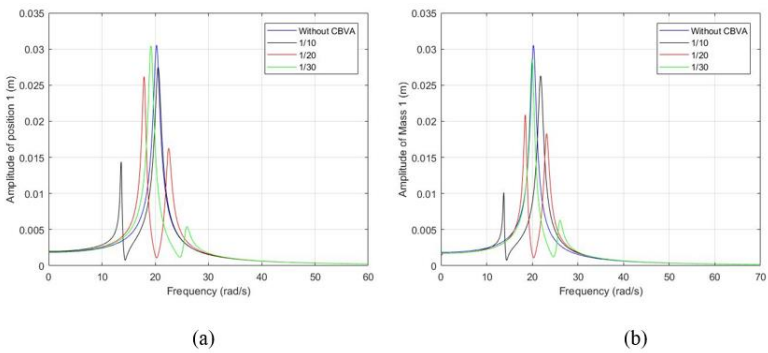


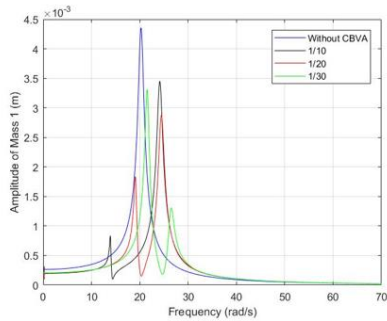
(c)

Gambar 5. Respon angular *acceleration* pada variasi posisi peletakan pada frekuensi 15,70 rad/s (a) rasio massa 1/10; (b) rasio massa 1/20; (c) rasio massa 1/30



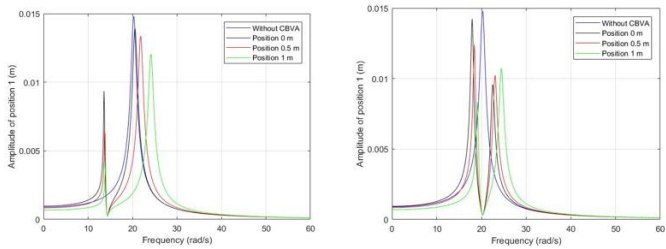
Gambar 6. *Bode Diagram* variasi massa frekuensi operasi 15,70 rad/s (a) peletakan 1; (b) peletakan 2; (c) peletakan 3





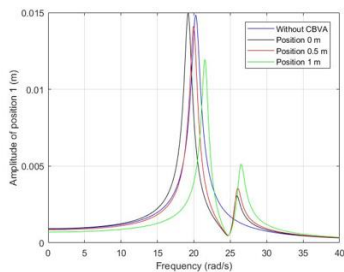
(c)

Gambar 7. Bode Diagram variasi massa frekuensi operasi 31,41 rad/s (a) peletakan 1; (b) peletakan 2; (c) peletakan 3



(a)

(b)



(c)

Gambar 8. Bode Diagram variasi posisi frekuensi operasi 15,70 rad/s (a) rasio massa 1/10; (b) rasio massa 1/20; (c) rasio massa 1/30

Tabel 1. RMS *rolling displacement* variasi posisi peletakan

Variasi Kecepatan putaran motor	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Getaran Dengan CBVA (rad)
15.70 rad/s	1/10	1	-
		2	1,1769E-08
		3	1,682E-08
	1/20	1	-
		2	3,3554E-08
		3	4,6851E-08
	1/30	1	-
		2	9,5E-08
		3	1,591E-07
20.27 rad/s	1/10	1	-
		2	1,0242E-07
		3	1,2246E-07
	1/20	1	-
		2	9,6E-08
		3	9,604E-08
	1/30	1	-
		2	1,372E-07
		3	2,5404E-07
31.41 rad/s	1/10	1	-
		2	8,8455E-09
		3	1,9953E-08
	1/20	1	-
		2	1,1459E-08
		3	2,427E-08
	1/30	1	-
		2	1,0198E-08
		3	3,6173E-08

Tabel 2. RMS *rolling acceleration* variasi posisi peletakan

Variasi Kecepatan putaran motor	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Angular Getaran Dengan CBVA ( $rad/s^2$ )
15.70 rad/s	1/10	1	-
		2	1,96E-07
		3	2,66E-07
	1/20	1	-
		2	5,18E-07
		3	7,81E-07
	1/30	1	-
		2	1,44E-06
		3	2,28E-06
20.27 rad/s	1/10	1	-
		2	2,09E-06
		3	2,48E-06
	1/20	1	-
		2	1,93E-06
		3	1,99E-06
	1/30	1	-
		2	2,78E-06
		3	5,12E-06
31.41 rad/s	1/10	1	-
		2	2,25E-07
		3	4,93E-07
	1/20	1	-
		2	2,34E-07
		3	5,38E-07
	1/30	1	-
		2	2,94E-07
		3	7,12E-07

Tabel 3. RMS *rolling displacement* variasi massa

Variasi Kecepatan putaran motor	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Angular Getaran Dengan CBVA (rad)
15.7079 rad/s	1	1/10	-
		1/20	-
		1/30	-
	2	1/10	1,1769E-08
		1/20	3,3554E-08
		1/30	9,5E-08
	3	1/10	1,682E-08
		1/20	4,6851E-08
		1/30	1,591E-07
20.2789 rad/s	1	1/10	-
		1/20	-
		1/30	-
	2	1/10	1,0242E-07
		1/20	9,6E-08
		1/30	1,372E-07
	3	1/10	1,2246E-07
		1/20	9,604E-08
		1/30	2,5404E-07
31.4159 rad/s	1	1/10	-
		1/20	-
		1/30	-
	2	1/10	8,8455E-09
		1/20	1,1459E-08
		1/30	1,0198E-08
	3	1/10	1,9953E-08
		1/20	2,427E-08
		1/30	3,6173E-08



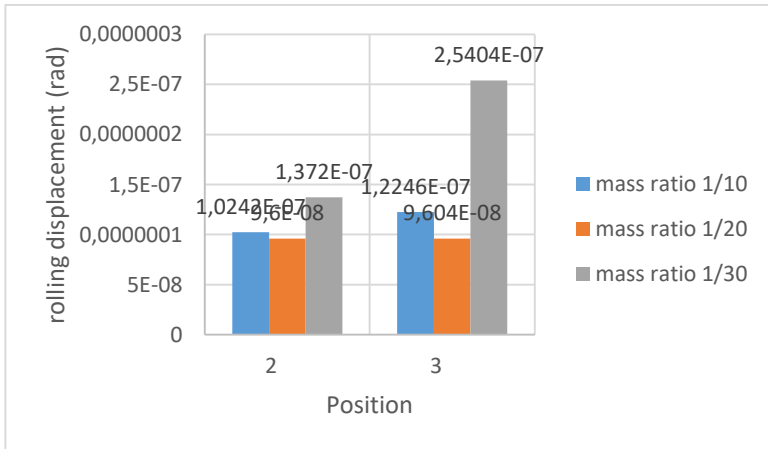
Tabel 4. RMS *rolling acceleration* variasi massa

Variasi Kecepatan putaran motor	Posisi peletakan CBVA	Rasio Massa CBVA	Respon Angular Getaran Dengan CBVA ( $rad/s^2$ )
15,71 rad/s	1	1/10	-
		1/20	-
		1/30	-
	2	1/10	1,96E-07
		1/20	5,18E-07
		1/30	1,44E-06
	3	1/10	2,66E-07
		1/20	7,81E-07
		1/30	2,28E-06
20,27 rad/s	1	1/10	-
		1/20	-
		1/30	-
	2	1/10	2,09E-06
		1/20	1,93E-06
		1/30	2,78E-06
	3	1/10	2,48E-06
		1/20	1,99E-06
		1/30	5,12E-06
31,41 rad/s	1	1/10	-
		1/20	-
		1/30	-
	2	1/10	2,25E-07
		1/20	2,34E-07
		1/30	2,94E-07
	3	1/10	4,93E-07
		1/20	5,38E-07
		1/30	7,12E-07

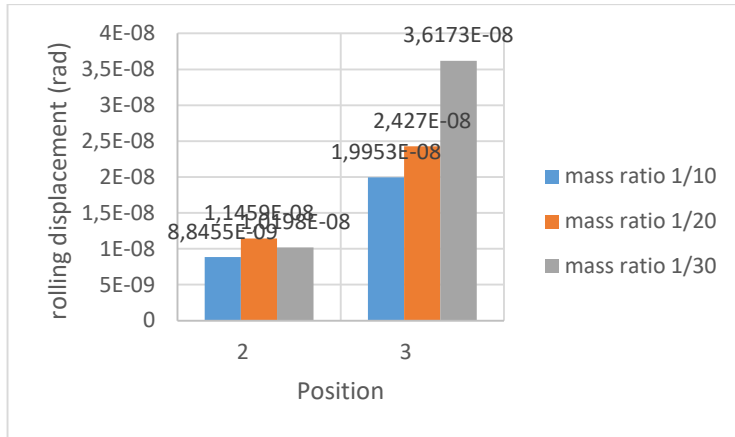
Tabel 5. *Displacement Transmissibility* dengan variasi frekuensi operasi

Posisi	Keterangan		Tanpa cbva			Dengan CBVA		
	Rasio Massa	Frekuensi	Yrms	Yo	Yrms/Yo	Yrms	Yo	Yrms/Yo
1	1/10	15,7	0,0088	0,02	0,44	0,0059	0,02	0,295
		17	0,0118	0,02	0,59	0,0079	0,02	0,395
		18	0,0164	0,02	0,82	0,0110	0,02	0,55
		20,27	0,0551	0,02	2,755	0,0496	0,02	2,48
		27	0,0049	0,02	0,245	0,0052	0,02	0,26
		29	0,0037	0,02	0,185	0,0038	0,02	0,19
		31,41	0,0028	0,02	0,14	0,0028	0,02	0,1395
	1/20	15,7	0,0088	0,02	0,44	0,0123	0,02	0,615
		17	0,0118	0,02	0,59	0,0175	0,02	0,875
		18	0,0164	0,02	0,82	0,0260	0,02	1,3
		20,27	0,0551	0,02	2,755	0,0032	0,02	0,16
		27	0,0049	0,02	0,245	0,0055	0,02	0,275
		29	0,0037	0,02	0,185	0,0039	0,02	0,195
		31,41	0,0028	0,02	0,14	0,0029	0,02	0,145
	1/30	15,7	0,0088	0,02	0,44	0,0104	0,02	0,52
		17	0,0118	0,02	0,59	0,0154	0,02	0,77
		18	0,0164	0,02	0,82	0,0223	0,02	1,115
		20,27	0,0551	0,02	2,755	0,0273	0,02	1,365
		27	0,0049	0,02	0,245	0,0058	0,02	0,29
		29	0,0037	0,02	0,185	0,0040	0,02	0,2
		31,41	0,0028	0,02	0,14	0,0030	0,02	0,15
2	1/10	15,7	0,0088	0,02	0,44	0,0048	0,02	0,24
		17	0,0118	0,02	0,59	0,0066	0,02	0,33
		18	0,0164	0,02	0,82	0,0085	0,02	0,425
		20,27	0,0551	0,02	2,755	0,0196	0,02	0,98
		27	0,0049	0,02	0,245	0,0059	0,02	0,295
		29	0,0037	0,02	0,185	0,0042	0,02	0,21
		31,41	0,0028	0,02	0,14	0,0031	0,02	0,155
	1/20	15,7	0,0088	0,02	0,44	0,0085	0,02	0,425
		17	0,0118	0,02	0,59	0,0137	0,02	0,685
		18	0,0164	0,02	0,82	0,0230	0,02	1,15
		20,27	0,0551	0,02	2,755	0,0033	0,02	0,166
		27	0,0049	0,02	0,245	0,0067	0,02	0,335
		29	0,0037	0,02	0,185	0,0045	0,02	0,225
		31,41	0,0028	0,02	0,14	0,0032	0,02	0,1575
	1/30	15,7	0,0088	0,02	0,44	0,0082	0,02	0,41
		17	0,0118	0,02	0,59	0,0111	0,02	0,555
		18	0,0164	0,02	0,82	0,0158	0,02	0,79
		20,27	0,0551	0,02	2,755	0,0476	0,02	2,38
		27	0,0049	0,02	0,245	0,0074	0,02	0,37
		29	0,0037	0,02	0,185	0,0048	0,02	0,24
		31,41	0,0028	0,02	0,14	0,0032	0,02	0,16
3	1/10	15,7	0,0088	0,02	0,44	0,0035	0,02	0,175
		17	0,0118	0,02	0,59	0,0048	0,02	0,24

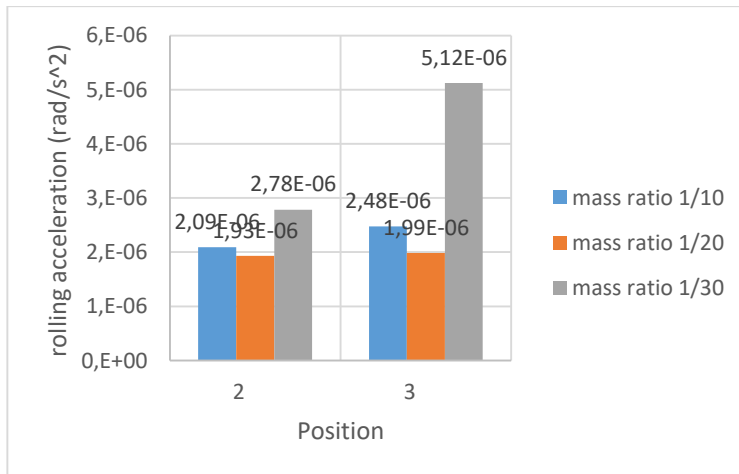
		18	0,0164	0,02	0,82	0,0070	0,02	0,35
		20,27	0,0551	0,02	2,755	0,0081	0,02	0,405
		27	0,0049	0,02	0,245	0,0062	0,02	0,31
		29	0,0037	0,02	0,185	0,0052	0,02	0,26
		31,41	0,0028	0,02	0,14	0,0039	0,02	0,195
	1/20	15,7	0,0088	0,02	0,44	0,0057	0,02	0,285
		17	0,0118	0,02	0,59	0,0076	0,02	0,38
		18	0,0164	0,02	0,82	0,0112	0,02	0,56
		20,27	0,0551	0,02	2,755	0,0033	0,02	0,165
		27	0,0049	0,02	0,245	0,0065	0,02	0,325
	1/30	29	0,0037	0,02	0,185	0,0053	0,02	0,265
		31,41	0,0028	0,02	0,14	0,0038	0,02	0,19
		15,7	0,0088	0,02	0,44	0,0054	0,02	0,27
		17	0,0118	0,02	0,59	0,0064	0,02	0,32
		18	0,0164	0,02	0,82	0,0092	0,02	0,46
		20,27	0,0551	0,02	2,755	0,0187	0,02	0,935
		27	0,0049	0,02	0,245	0,0070	0,02	0,35
		29	0,0037	0,02	0,185	0,0054	0,02	0,27
31,41		0,0028	0,02	0,14	0,0039	0,02	0,195	



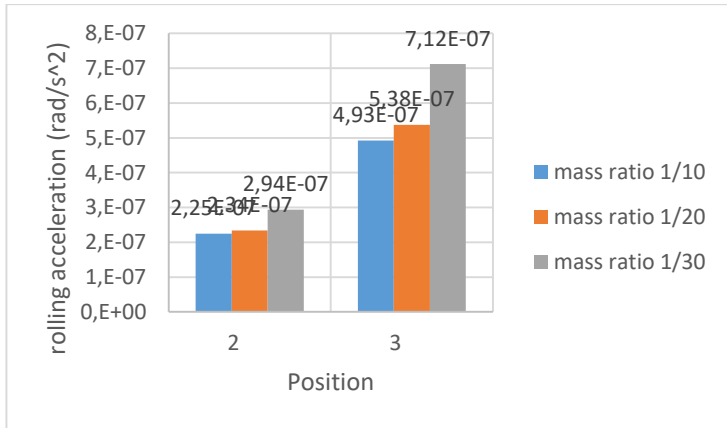
Gambar 9. RMS angular displacement variasi posisi peletakan frekuensi 20,27 rad/s



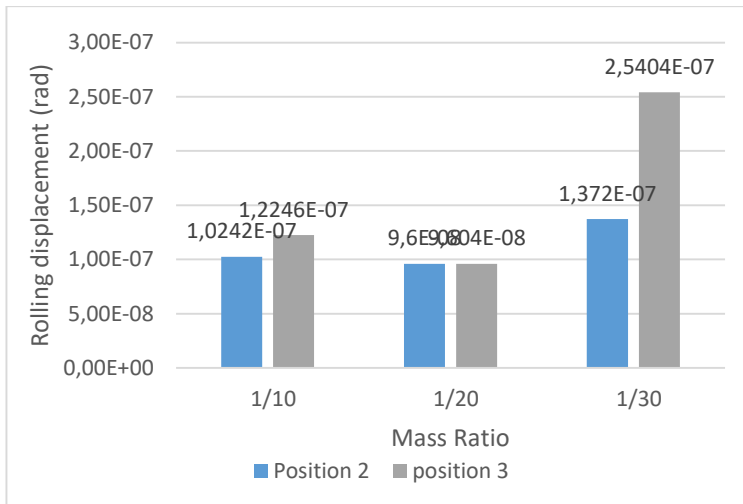
Gambar 10. RMS *rolling displacement* variasi posisi peletakan frekuensi 31,41 rad/s



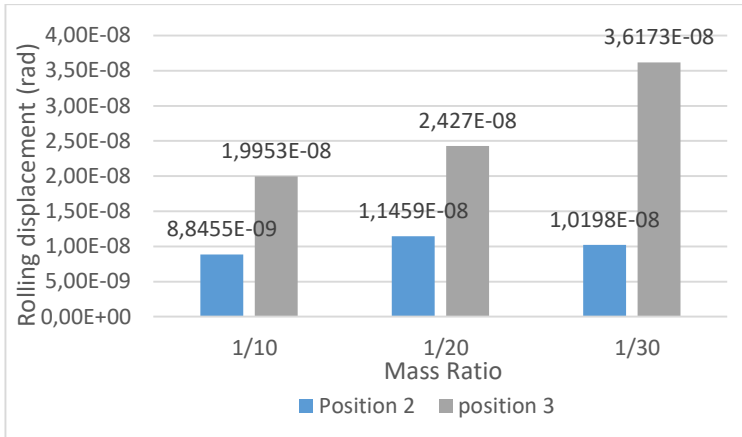
Gambar 11. RMS *rolling acceleration* variasi posisi peletakan frekuensi 20,27 rad/s



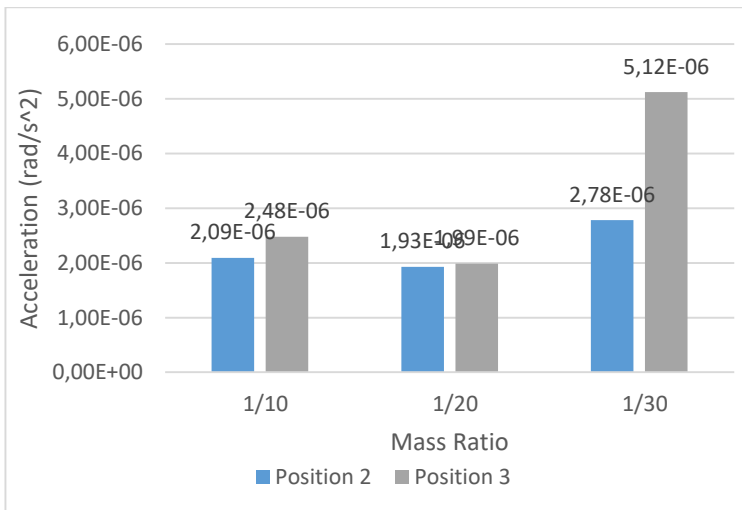
Gambar 12. RMS *rolling acceleration* variasi posisi peletakan frekuensi 31,41 rad/s



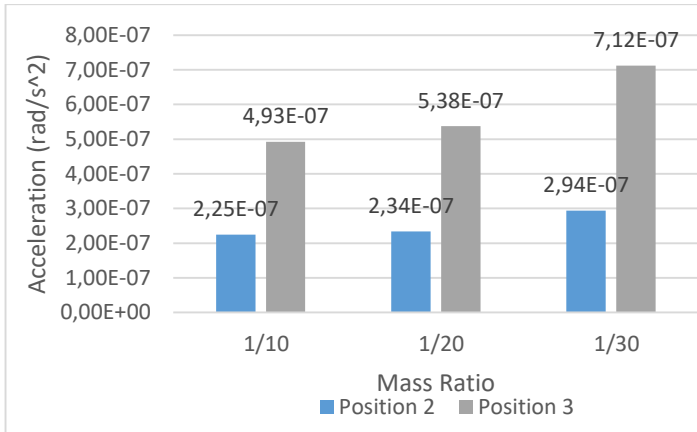
Gambar 13. RMS *rolling displacement* variasi rasio massa frekuensi 20,27rad/s



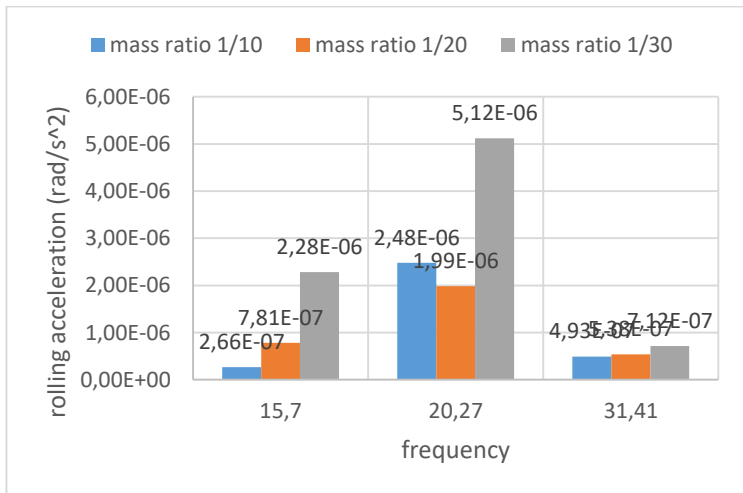
Gambar 14. RMS *rolling displacement* variasi rasio massa frekuensi 31,41 rad/s



Gambar 15. RMS *rolling acceleration* variasi rasio massa frekuensi 20,27 rad/s



Gambar 16. RMS *rolling acceleration* variasi rasio massa frekuensi 31,41 rad/s



Gambar 17. RMS *rolling acceleration* variasi frekuensi operasi

***“Halaman ini sengaja dikosongkan”***



## **BIODATA PENULIS**



## BIODATA PENULIS



**Salsabila Andara Putri** dilahirkan di Gresik, 20 April 1997. Menyelesaikan kuliah dalam program studi S-1 Departemen Teknik Mesin, FTIRS - ITS pada tahun 2020. Penulis menempuh pendidikan Tingkat Dasar hingga Sekolah Menengah Atas di Gresik, Jawa Timur. Terlahir dari pasangan Suko Raharjo dan Retno Handayani, serta memiliki dua adik laki-laki bernama Reyhand Raharja Putra dan Andreyhand Raharja Putra. Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non-

akademik di lingkungan kampus Teknik Mesin. Penulis pernah menjadi asisten Laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis. Penulis pernah menjadi anggota dan pengurus organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin, dalam satu setengah periode kepengurusan, yaitu 2016-2017, dan 2018 sebagai staf kewirausahaan dan kepala biro pembukuan secara berturut-turut. Penulis juga aktif dalam kepanitiaan kegiatan di lingkungan kampus Teknik Mesin pada tahun ke-2 hingga ke-3 perkuliahan, salah satunya sebagai divisi kestari pada Kompetisi Mobil Hemat Energi 2017. Penulis bercita-cita menjadi seorang wanita karir yang sukses, baik dalam pekerjaan maupun keluarga. Untuk menghubungi penulis dalam rangka pemenuhan kritik dan saran dari pembaca, dapat dilakukan melalui email [andasalsabilaa@gmail.com](mailto:andasalsabilaa@gmail.com). Penulis sangat terbuka dalam segala hal terkait penelitian ini, maupun hal lainnya.