



TESIS - TM 142501

**EFFECT OF CHANGE OF POSITION SOURCE AND EXCITED DVA
MASS OF HEAVY MASS POINT BEAM VIBRATION
CHARACTERISTICS OF TRANSLATION AND ROTATION**

**Abdul Rohman
NRP. 2113 205 008**

**Supervisor:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur S.T, M.Eng**

**MASTER PROGRAMME
FIELD STUDY OF DESIGN OF MECHANICAL SYSTEM
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2016**



TESIS - TM 142501

PENGARUH PERUBAHAN POSISI SUMBER EKSITASI DAN MASSA DVA DARI TITIK BERAT SISTEM UTAMA TERHADAP KARAKTERISTIK GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI

ABDUL ROHMAN
NRP. 2113 205 008

DOSEN PEMBIMBING
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur S.T, M.Eng

PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN DESAIN SISTEM MEKANIKAL
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNIK INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2016

**Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)
di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya**

Oleh :

**Abdul Rohman
NRP.2113.205.008**

**Tanggal Ujian : 20 Januari 2016
Periode Wisuda : Maret 2016**

Disetujui oleh :

1. **Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST.M.Eng......(Pembimbing I)
(NIP. 19750511 1999 03 1001)**
2. **Dr. Wiwiek Hendrowati, ST.MT......(Penguji I)
(NIP. 19700412 1997 03 2003)**
3. **Prof. Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D......(Penguji II)
(NIP. 19510605 1978 03 1002)**
4. **Dr.Ir. Agus Sigit Pramono, DEA......(Penguji III)
(NIP. 19650810 1991 02 1001)**

Direktur Program Pascasarjana,



**Prof. Ir. DjuharMaunfat, M.Sc. Ph.D.
NIP. 19601202 1987 01 1001**

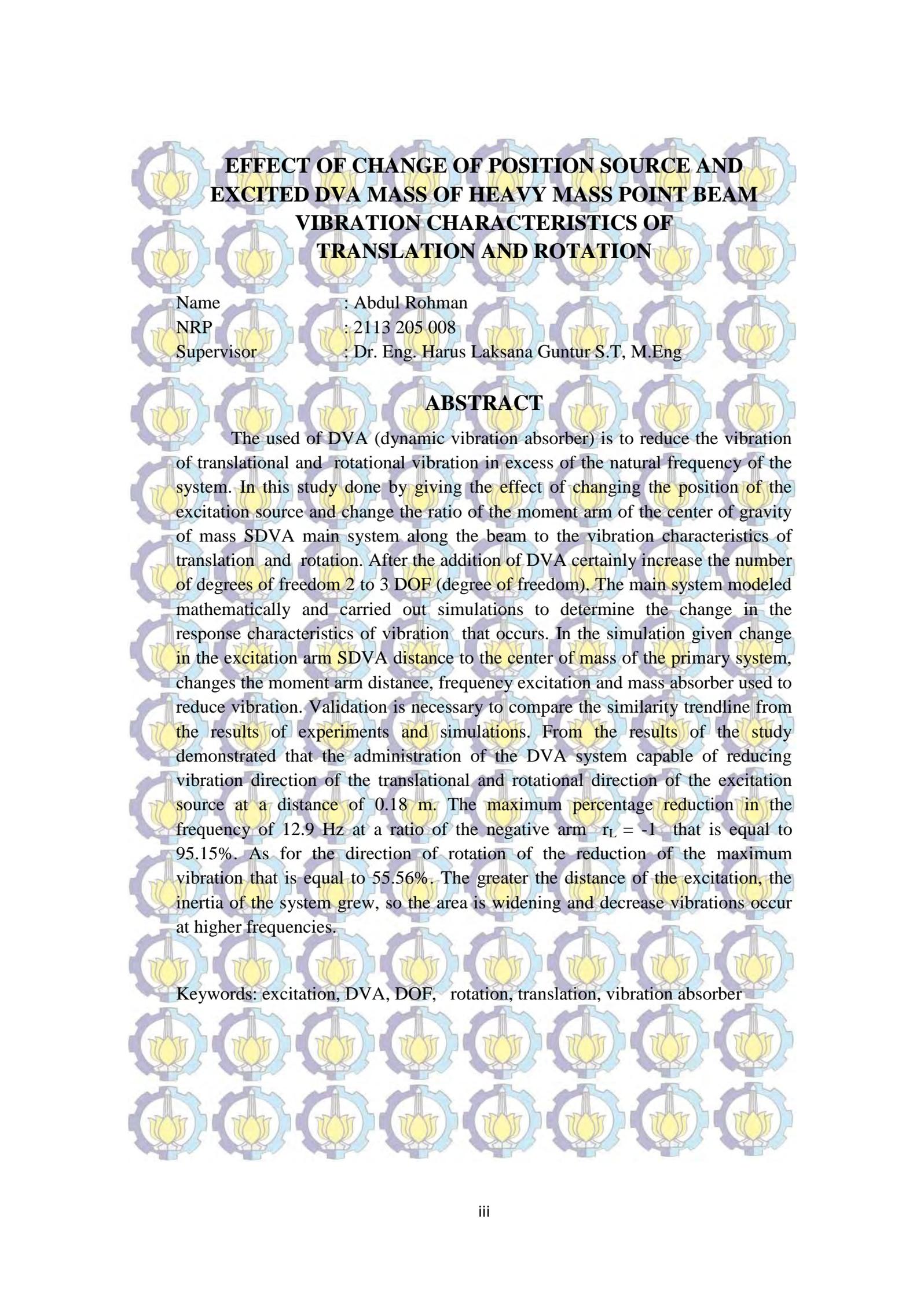
PENGARUH PERUBAHAN POSISI SUMBER EKSITASI DAN MASSA DVA DARI TITIK BERAT MASSA BEAM TERHADAP KARAKTERISTIK GETARAN TRANSLASI DAN ROTASI

Nama Mahasiswa : Abdul Rohman
NRP : 2113 205 008
Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur S.T, M.Eng

Abstrak

Penggunaan DVA (*dynamic vibration absorber*) adalah untuk mereduksi getaran translasi dan rotasi getaran yang berlebih dari frekuensi natural sistem. Pada penelitian ini dilakukan dengan memberikan pengaruh perubahan posisi sumber eksitasi dan perubahan rasio lengan momen SDVA dari titik berat massa sistem utama disepanjang *beam* terhadap karakteristik getaran translasi dan rotasi. Setelah penambahan DVA tentunya menambah jumlah derajat kebebasan 2 menjadi 3 DOF (*degree of freedom*). Sistem utama dimodelkan secara matematis dan dilakukan simulasi untuk mengetahui perubahan karakteristik respon getaran yang terjadi. Dalam simulasi diberikan perubahan pada jarak lengan eksitasi SDVA terhadap pusat massa sistem utama, perubahan jarak lengan momen, frekuensi eksitasi dan massa absorber yang digunakan untuk mereduksi getaran. Validasi diperlukan untuk mengetahui perbandingan kesamaan trend line dari hasil eksperimen dan simulasi. Dari hasil penelitian ditunjukkan bahwa sistem dengan pemberian DVA mampu meredam getaran arah translasi dan arah rotasi pada jarak sumber eksitasi 0,18 m. Prosentase pengurangan maksimum di frekuensi 12,9 Hz pada rasio lengan negatif $r_L = -1$ yaitu sebesar 95,15 %. Sedangkan untuk arah rotasi pengurangan getaran maksimum yaitu sebesar 55,56 %. Semakin besar jarak eksitasi maka inersia sistem semakin besar, sehingga daerah penurunan getaran semakin lebar dan terjadi pada frekuensi yang lebih tinggi.

Kata kunci : eksitasi, DVA, DOF, peredam getaran, rotasi, translasi



EFFECT OF CHANGE OF POSITION SOURCE AND EXCITED DVA MASS OF HEAVY MASS POINT BEAM VIBRATION CHARACTERISTICS OF TRANSLATION AND ROTATION

Name : Abdul Rohman
NRP : 2113 205 008
Supervisor : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur S.T, M.Eng

ABSTRACT

The used of DVA (dynamic vibration absorber) is to reduce the vibration of translational and rotational vibration in excess of the natural frequency of the system. In this study done by giving the effect of changing the position of the excitation source and change the ratio of the moment arm of the center of gravity of mass SDVA main system along the beam to the vibration characteristics of translation and rotation. After the addition of DVA certainly increase the number of degrees of freedom 2 to 3 DOF (degree of freedom). The main system modeled mathematically and carried out simulations to determine the change in the response characteristics of vibration that occurs. In the simulation given change in the excitation arm SDVA distance to the center of mass of the primary system, changes the moment arm distance, frequency excitation and mass absorber used to reduce vibration. Validation is necessary to compare the similarity trendline from the results of experiments and simulations. From the results of the study demonstrated that the administration of the DVA system capable of reducing vibration direction of the translational and rotational direction of the excitation source at a distance of 0.18 m. The maximum percentage reduction in the frequency of 12.9 Hz at a ratio of the negative arm $r_L = -1$ that is equal to 95.15%. As for the direction of rotation of the reduction of the maximum vibration that is equal to 55.56%. The greater the distance of the excitation, the inertia of the system grew, so the area is widening and decrease vibrations occur at higher frequencies.

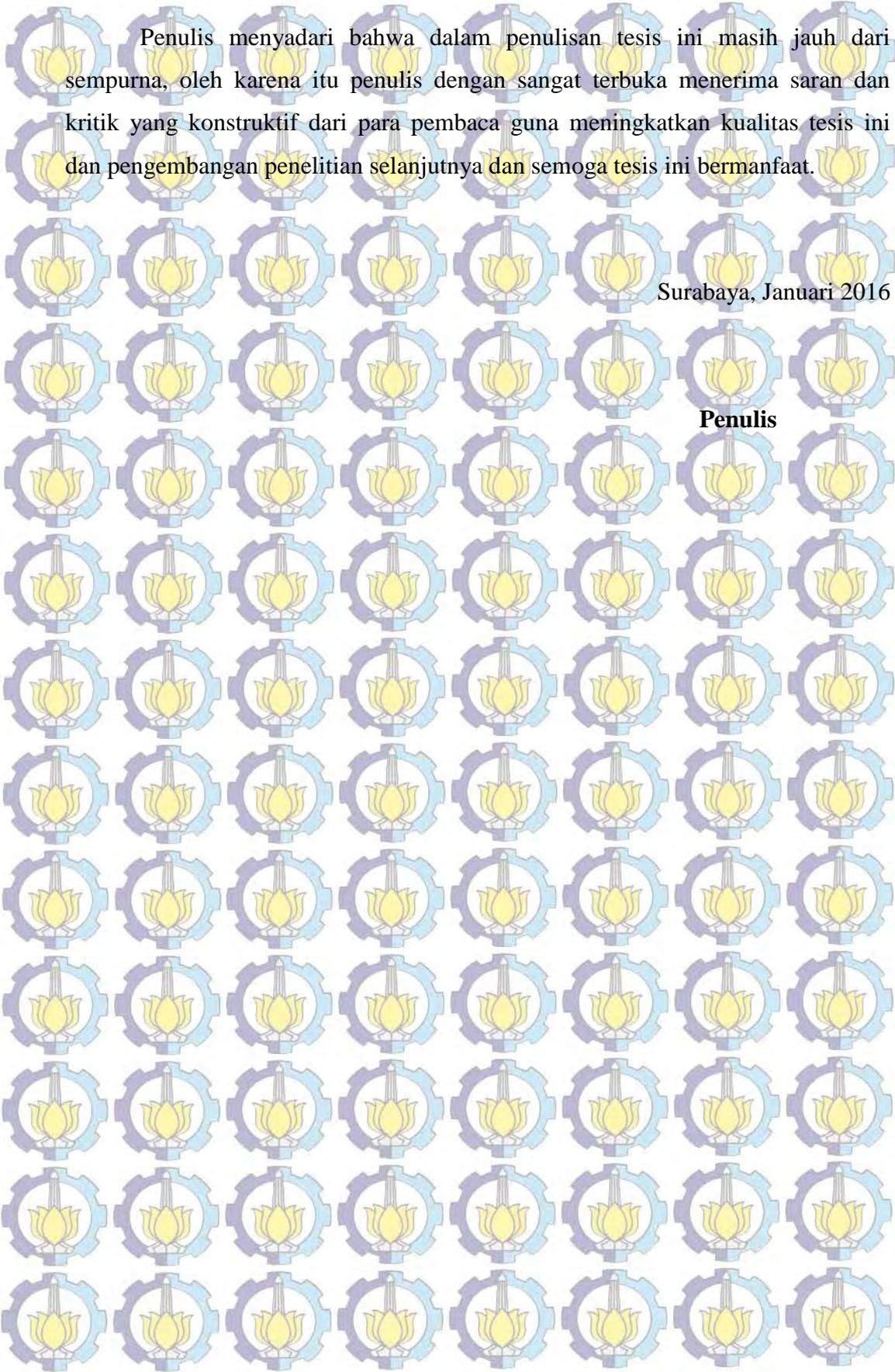
Keywords: excitation, DVA, DOF, rotation, translation, vibration absorber

KATA PENGANTAR

Dengan menyebut nama Allah SWT yang Maha Pemurah lagi Maha Penyayang, dengan bersyukur atas melimpahkan rahmat dan hidayahNya. Shalawat dan salam kepada junjungan Nabi Besar Muhammad SAW dengan SyafaatNya saya tegar dalam menyelesaikan tesis ini. Penulisan laporan tesis ini disusun sebagai syarat kelulusan untuk memperoleh gelar Magister Teknik bidang studi Desain Sistem Mekanikal di Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan laporan tesis ini banyak pihak yang membantu terselesaikannya tesis ini, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak, Ibu dan keluarga yang telah memberikan motivasi serta selalu mendoakan untuk terselesainya tesis ini.
2. Istriku yang tercinta yang tidak lelah memberikan semangat dan motivasi di sepanjang waktu.
3. Bapak Dr. Eng Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng. Selaku dosen pembimbing tesis yang telah memberi arahan dan petunjuk dalam penyusunan tesis.
4. Bapak Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D dan Dr. Ir. Agus Sigit P, DEA selaku dosen penguji sidang tesis.
5. Ibu Dr. Wiwik Hendrowati,ST,MT. Selaku dosen wali mahasiswa dan sekaligus penguji sidang tesis.
6. Bapak dan Ibu dosen Jurusan Teknik Mesin ITS yang telah memberikan ilmunya dan segenap civitas akademik yang banyak membantu dalam kelancaran tesis.
7. Seluruh teman-teman seperjuangan S2 Teknik Mesin ITS angkatan 2013.
8. Semua pihak- pihak lain yang telah membantu dan tidak dapat saya sebutkan satu persatu dalam tulisan ini.



Penulis menyadari bahwa dalam penulisan tesis ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu penulis dengan sangat terbuka menerima saran dan kritik yang konstruktif dari para pembaca guna meningkatkan kualitas tesis ini dan pengembangan penelitian selanjutnya dan semoga tesis ini bermanfaat.

Surabaya, Januari 2016

Penulis

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
ABSTRAK	ii
ABSTRACT	iii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xiii
DAFTAR SIMBOL	xiv
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penelitian	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian	4
1.6 Kontribusi Penelitian	4
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Metode Pengendalian Getaran	7
2.2 <i>Dynamic Vibration Absorber (DVA)</i>	9
2.2.1 DVA Tanpa Peredam	11
2.2.2 DVA Dengan Peredam	14
2.3 Koordinat Terkopel dan Koordinat Utama	17
2.4 Aplikasi DVA	18
2.4.1 Aplikasi DVA pada Gedung Bertingkat	18
2.4.2 Aplikasi DVA pada Beam	20
2.4.3 Pengaruh Posisi DVA Pada Beam	23

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1	Langkah Dasar Penelitian.....	27
3.2	Studi Literatur	28
3.3	Pemodelan Dinamis Sistem.....	28
	3.3.1 Penyederhanaan model fisik sistem.....	28
	3.3.2 Penurunan persamaan gerak	33
3.4	Pembuatan blok diagram simulasi.....	41
	3.4.1 Blok diagram simulink tanpa DVA.....	42
	3.4.2 Blok diagram simulink dengan DVA rasio lengan positif	43
	3.4.3 Blok diagram simulink dengan DVA rasio lengan negatif	44
3.5	Pengukuran Parameter Sistem.....	45
	3.5.1 Menentukan konstanta kekakuan kantilever.....	45
	3.5.2 Mengukur nilai konstanta redaman kantilever sistem utama	48
	3.5.3 Menentukan gaya eksitasi oleh motor listrik.....	49
3.6	Menentukan Inersia Sistem Utama	50
3.7	Simulasi pada simulink sistem DVA	50
3.8	Eksperimen dan Validasi	50
	3.8.1. Pengukuran getaran pada prototype DVA	51
	3.8.2. Penentuan posisi massa absorber pada beam	54
	3.8.3. Pemasangan accelerometer pada balok	54
	3.8.4. Pengecekan putaran motor dan pengolahan data.....	56
	3.8.5. Pengolahan data hasil pengukuran	56
3.9	Analisa Hasil	57

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1.	Pengukuran Parameter	59
	4.1.1. Mengukur kekakuan kantilever sistem	59
	4.1.2. Mengukur kekakuan kantilever absorber	62
	4.1.3. Menentukan Massa DVA	62
	4.1.4. Mengukur redaman kantilever sistem	62
	4.1.5. Mengukur redaman kantilever absorber	66

4.2.	Perhitungan Frekuensi Naturan tak teredam sistem	69
4.2.1.	Frekuensi natural tanpa DVA	69
4.2.2.	Frekuensi natural dengan DVA	71
4.3.	Analisa Hasil respon getaran simulasi sistem tanpa DVA	73
4.4.	Analisa Hasil respon getaran simulasi sistem dengan DVA	76
4.4.1.	Pengaruh Perubahan Rasio Lengan Momen (r_1) pada Jarak Sumber Eksitasi 0,12 m Terhadap Pusat Massa.....	77
4.4.2.	Pengaruh Perubahan Rasio Lengan Momen (r_1) pada Posisi Sumber Eksitasi 0,145 m Terhadap Pusat Massa	86
4.4.3.	Pengaruh Perubahan Rasio Lengan Momen (r_1) pada Posisi Sumber Eksitasi 0,18 m	95
4.5.	Validasi respon getaran hasil simulasi terhadap hasil eksperimen ..	102
4.5.1.	Pengujian kecepatan putaran motor	103
4.5.2.	Pengukuran panjang ekivalen dari kantilever absorber	104
4.5.3.	Hasil rms percepatan untuk sistem tanpa DVA	106
4.5.4.	Hasil rms percepatan untuk sistem dengan DVA	109
BAB. V KESIMPULAN		
5.1.	Kesimpulan	115
5.2.	Saran	116
DAFTAR PUSTAKA		117
LAMPIRAN – LAMPIRAN		112

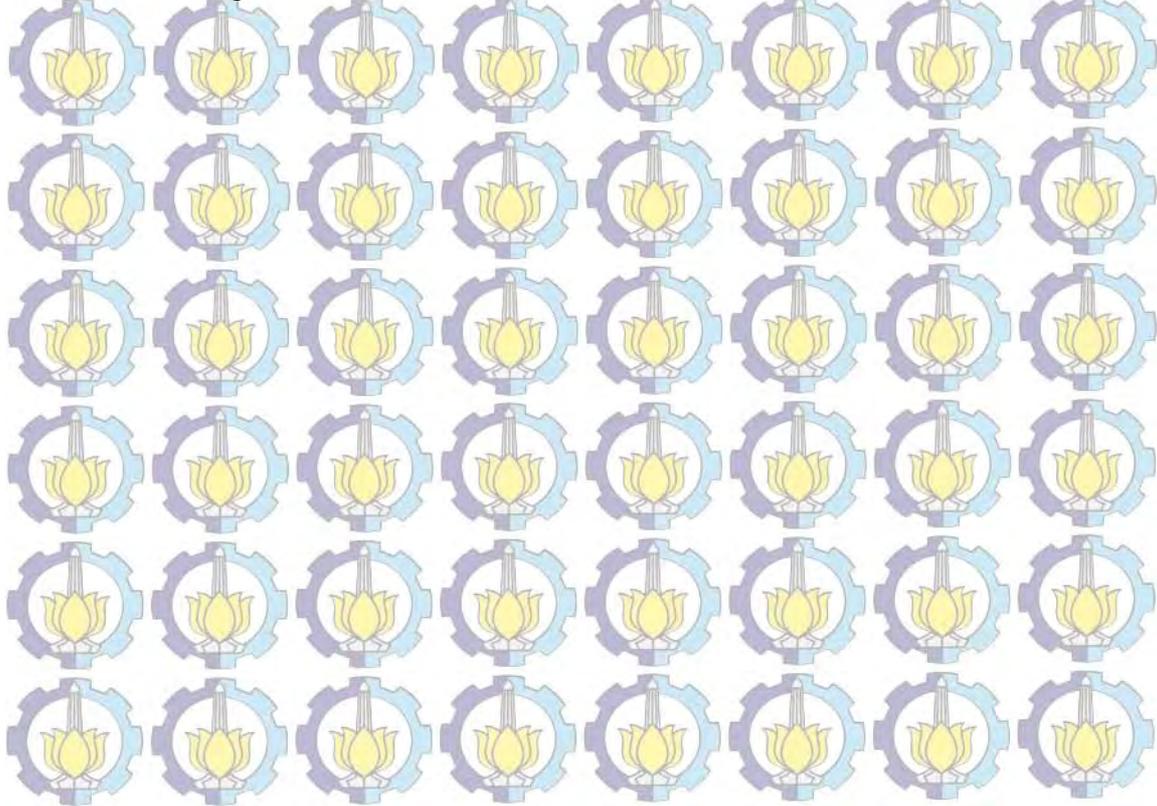
DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Kreteria Getaran pada Monograph.....	6
Gambar 2.2 Perbandingan hasil eksperimen sistem dengan dan tanpa massa absorber	10
Gambar 2.3 <i>Dynamic Vibration Absorber</i> Tanpa Peredam	11
Gambar 2.4 Efek Respon Getaran dengan <i>Dynamic Vibration Absorber</i> tanpa Peredam	13
Gambar 2.5 <i>Dynamic vibration absorber</i> dengan Peredam.....	15
Gambar 2.6 Efek Respon Getaran Mesin dari Pemberian <i>Dynamic Vibration Absorber</i> dengan Peredam	16
Gambar 2.7 Model Dinamis dan <i>Free Body Diagram</i> Sistem 2-DOF arah Translasi dan Rotasi.....	18
Gambar 2.8 Model dari SADVA (a) Model Sederhana (b) Model Untuk Menahan Gaya vertikal dan Horizontal	19
Gambar 2.9 Grafik Transmisibility (a) Vertikal (b) Horisontal	20
Gambar 2.10 Displacement transmissibility pada tengah beam.....	21
Gambar 2.11 Perpindahan Resonansi dan Non Resonansi pada Vibration Absorber.....	21
Gambar 2.12 Model DVA (a) Model Tanpa DVA (b) Model Dengan DVA	22
Gambar 2.13 Prototype Dynamic Vibration Absorber	23
Gambar 2.14 Grafik Perubahan Karakteristik RMS <i>Displacement</i> dengan perubahan r_L untuk $m_a=m_b/10$	24
Gambar 2.15 Grafik Perubahan Karakteristik RMS <i>Angular Displacement</i> dengan perubahan r_L untuk $m_a=m_b/10$	24
Gambar 2.16 Panjang Cantilver Balok dengan beban eksitasi harmonik terdistribusi pada massa absorber translasi dan rotasi.....	25
Gambar 2.17 Energy Kinetik pada <i>Cantilever Beam</i>	26
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian Secara Umum.....	27
Gambar 3.2 Diagram Alir Pemodelan Dinamis Sistem	29
Gambar 3.3 Desain Prototype Sistem DVA.....	29

Gambar 3.4 Model Sistem tanpa DVA.....	31
Gambar 3.5 Model sistem dengan DVA dengan sisi dekat sumber eksitasi	32
Gambar 3.6 Model sistem dengan DVA dengan sisi jauh sumber eksitasi	32
Gambar 3.7 Displacement arah sumbu y tanpa DVA	34
Gambar 3.8 <i>Free Body Diagram</i> untuk gerak translasi pada sistem utama	34
Gambar 3.9 <i>Free Body Diagram</i> untuk gerak rotasi pada sistem utama.....	35
Gambar 3.10 Displacement arah sumbu y sisi jauh sumber eksitasi	36
Gambar 3.11 <i>Free Body Diagram</i> untuk gerak translasi pada sistem utama	36
Gambar 3.12 <i>Free Body Diagram</i> untuk gerak rotasi pada sistem utama.....	37
Gambar 3.13 <i>Free Body Diagram</i> untuk massa absorber	38
Gambar 3.14 Displacement arah sumbu y sisi dekat sumber eksitasi	39
Gambar 3.15 <i>Free Body Diagram</i> untuk gerak translasi pada sistem utama.....	39
Gambar 3.16 <i>Free Body Diagram</i> untuk gerak rotasi pada sistem utama.....	40
Gambar 3.17 <i>Free Body Diagram</i> untuk massa absorber	41
Gambar 3.18 Blok Simulink tanpa penambahan DVA	42
Gambar 3.19 Blok Simulink dengan Penambahan DVA sisi menjauhi sumber eksitasi.....	43
Gambar 3.20 Blok Simulink dengan Penambahan DVA sisi mendekati sumber eksitasi.....	44
Gambar 3.21 Kekakuan pegas pengganti dari kantilever	46
Gambar 3.22 Diagram alir pengambilan data kekakuan kantilever	47
Gambar 3.23 Diagram alir pengambilan data koefisien redaman	49
Gambar 3.24 Diagram alir pengambilan data ukur pada prototype	51
Gambar 3.25 Diagram alir mekanisme pengukuran getaran	52
Gambar 3.26 Skema rangkaian pemasangan accelerometer arah translasi	55
Gambar 3.27 Skema rangkaian pemasangan accelerometer arah translasi dan arah rotasi	55
Gambar 4.1 Pengukuran kekakuan kantilever sistem.....	60
Gambar 4.2 Pengukuran nilai redaman sistem	63
Gambar 4.3 Hasil pengukuran getaran tanpa redaman sistem	63
Gambar 4.4 Hasil pengukuran getaran bebas sistem dengan	

	<i>filtering dan smoothing</i>	64
Gambar 4.5	Pengukuran nilai redaman absorber	66
Gambar 4.6	Hasil pengukuran getaran bebas (a) tanpa redaman (b) dengan <i>filtering dan smoothing</i> kantilever absorber	67
Gambar 4.7	Grafik respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran translasi <i>displacement</i> sistem utama	74
Gambar 4.8	Grafik respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran <i>angular</i> <i>displacement</i> sistem utama	74
Gambar 4.9	Grafik frekuensi terhadap nilai rms <i>displacement</i> arah translasi arah rotasi.....	75
Gambar 4.10	Perbandingan Grafik rms karakteristik respon getaran translasi pada r_1 dua dengan jarak sumber eksitasi 0,12 m.....	78
Gambar 4.11	Perubahan karakteristik rms getaran translasi pada r_1 dengan jarak sumber eksitasi 0,12 m	78
Gambar 4.12	Perbandingan Grafik rms karakteristik respon getaran rotasi pada r_1 dua dengan jarak sumber eksitasi 0,12 m	81
Gambar 4.13	Perubahan karakteristik rms <i>angular displacement</i> pada r_1 dengan jarak sumber eksitasi 0,12 m	82
Gambar 4.14	Grafik prosentase penurunan <i>displacement</i> dan <i>angular</i> <i>displacement</i> terhadap pengaruh jarak sumber eksitasi 0,12 m	84
Gambar 4.15	Perbandingan Grafik rms karakteristik respon getaran translasi r_1 dua dengan jarak sumber eksitasi 0,145 m	86
Gambar 4.16	Perubahan karakteristik rms getaran translasi pada r_1 dengan jarak sumber eksitasi 0,145 m	87
Gambar 4.17	Perbandingan Grafik rms karakteristik respon getaran rotasi pada r_1 dua dengan jarak sumber eksitasi 0,145 m.....	90
Gambar 4.18	Perubahan karakteristik rms <i>angular displacement</i> terhadap r_1 dua dengan jarak sumber eksitasi 0,145 m	91
Gambar 4.19	Grafik prosentase penurunan <i>displacement</i> dan <i>angular</i> <i>displacement</i> terhadap pengaruh jarak sumber eksitasi 0,145 m	93
Gambar 4.20	Perbandingan Grafik rms karakteristik respon getaran translasi	

	pada r_1 dua dengan jarak sumber eksitasi 0,18 m	95
Gambar 4.21	Perubahan karakteristik rms <i>displacement</i> pada r_1 dua dengan jarak sumber eksitasi 0,18 m	96
Gambar 4.22	Perbandingan Grafik rms karakteristik respon getaran rotasi pada r_1 dua dengan jarak sumber eksitasi 0,18 m	98
Gambar 4.23	Perubahan karakteristik rms <i>angular displacement</i> terhadap r_1 dengan jarak sumber eksitasi 0,18 m	100
Gambar 4.24	Grafik prosentase penurunan <i>displacement dan angular displacement</i> terhadap pengaruh jarak sumber eksitasi 0,18 m	101
Gambar 4.25	Pengujian kekakuan ekivalen dari kantilever absorber	105
Gambar 4.26	Grafik perbandingan percepatan hasil eksperimen dan simulasi tanpa dua arah translasi	107
Gambar 4.27	Grafik perbandingan percepatan hasil eksperimen dan simulasi tanpa dua arah rotasi	109
Gambar 4.28	Grafik perbandingan percepatan hasil eksperimen dan simulasi dengan dua arah translasi	111
Gambar 4.29	Grafik perbandingan percepatan hasil eksperimen dan simulasi dengan dua arah rotasi	113



DAFTAR TABEL

Tabel 3.1	Desain Prototype Sistem DVA.....	29
Table 3.2	Simbol Sistem Utama DVA	32
Tabel 3.3	Spesifikasi alat uji osciloscope.....	45
Tabel 4.1	Data Pengukuran Defleksi kekakuan kantilever	61
Tabel 4.2	Koefisien redaman sistem	65
Tabel 4.3	Koefisien redaman absorber	68
Tabel 4.4	Spesifikasi Teknik Prototype dan Parameter	69
Tabel 4.5	Frekuensi natural terhadap rasio lengan momen	73
Tabel 4.6	Nilai respon gerak karakteristik arah translasi	80
Tabel 4.7	Nilai respon gerak karakteristik arah rotasi.....	83
Tabel 4.8	Prosentase penurunan <i>displacement</i> dan <i>angular displacement</i> terhadap rasio lengan dva pada jarak sumber eksitasi 0,12 m.....	85
Tabel 4.9	Nilai respon gerak karakteristik arah translasi	89
Tabel 4.10	Nilai respon gerak karakteristik arah rotasi.....	89
Tabel 4.11	Prosentase penurunan <i>displacement</i> dan <i>angular displacement</i> terhadap rasio lengan dva pada jarak sumber eksitasi 0,145 m.....	94
Tabel 4.12	Nilai respon gerak karakteristik arah translasi	97
Tabel 4.13	Nilai respon gerak karakteristik arah rotasi.....	99
Tabel 4.14	Prosentase penurunan <i>displacemnet</i> dan <i>angular displacement</i> terhadap rasio lengan dva pada jarak sumber eksitasi 0,18 m.....	102
Tabel 4.15	Data Frekuensi pada setiap set poin	103
Tabel 4.16	Perhitungan kekakuan ekivalen kantilever	104
Tabel 4.17	Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen gerak translasi tanpa DVA.....	106
Tabel 4.18	Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen arah rotasi tanpa DVA.....	108
Tabel 4.19	Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen arah translasi dengan DVA.....	110
Tabel 4.20	Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen arah rotasi dengan DVA.....	112

DAFTAR SIMBOL

Simbol	Keterangan
b	jarak <i>absorber</i> -pusat gravitasi (m)
c_1	koefisien redaman sistem 1 (N.s/m)
c_2	koefisien redaman sistem 2 (N.s/m)
c_a	koefisien redaman <i>DVA</i> (N.s/m)
f	frekuensi (Hz)
I	momen inersia ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)
k_1	konstanta kekakuan sistem 1 (N/m)
k_2	konstanta kekakuan sistem 2 (N/m)
k_a	konstanta kekakuan <i>DVA</i> (N/m)
L	panjang plat penyangga sistem (m)
M	massa total sistem (kg)
m_a	massa <i>DVA</i> (kg)
m_m	massa motor (kg)
m_p	massa plat penyangga motor dan pemberat (kg)
m_u	massa <i>unbalance</i> (kg)
r	diameter piringan (m)
y	<i>displacement</i> sistem utama
y_1	<i>displacement DVA</i>
θ	<i>angular displacement</i> sistem utama
ω_n	frekuensi natural (Hz)
δ	<i>logarithmic decrement</i>
ξ	<i>damping ratio</i>
λ	<i>eigen value</i> (rad^2/s^2)
F	Gaya Eksitasi
a	Jarak Sumber Eksitasi pusat gravitasi (m)
ℓ	Jarak antara cantilver 1 dengan pusat sistem

BAB I PENDAHULUAN

1.1.Latar Belakang

Getaran merupakan suatu gerakan bolak-balik yang melalui titik kesetimbangan dalam suatu interval waktu tertentu. Getaran berhubungan dengan beresilansinya suatu benda dan gaya berhubungan dengan gerak tersebut. Semua benda yang mempunyai massa dan elastisitas mampu bergetar, sehingga pada umumnya mesin dan struktur rekayasa mengalami getaran sampai derajat kebebasan tertentu. Timbulnya suatu getaran pada sistem dapat di pandang salah satu sisi keuntungan namun juga sangat merugikan.

Getaran yang berlebihan pada struktur dapat menimbulkan masalah atau kerusakan. Getaran tersebut perlu diredam agar tidak mengganggu fungsi kerja dari struktur. Permasalahan mengenai peredaman getaran yang tidak diinginkan ini telah banyak diteliti sebelumnya dari beberapa penelitian sehingga beberapa konsep diciptakan untuk mengurangi getaran tersebut. Konsep *Dynamic Vibration Absorber* /DVA salah satu yang digunakan untuk meredam respon getaran translasi. Namun DVA juga dapat digunakan untuk meredam getaran translasi dan rotasi secara bersamaan [1].

Pada penelitian [2] ,[17] dengan memodifikasi DVA dengan penggunaan *Dual DVA-Independent* pada sistem utama. Dimana perubahan lengan momen tidak berpengaruh pada getaran arah translasi. Adapun konsep DVA dengan yang dilakukan [3] memodifikasi *Dual Dynamic Vibration Absorber* /DDVA tersusun secara seri pada sistem utama. massa absorber 1 dalam mereduksi getaran massa utama berkurang karena adanya massa absorber 2 yang mengurangi kemampuan getaran pada massa absorber 2.

Getaran yang terjadi pada konstruksi sangat berbahaya dan karena itu harus dihindari. Cara paling efektif untuk mengurangi getaran yang tidak diinginkan adalah untuk menekan sumber getaran. Atas kondisi tersebut, penelitian ini dilakukan untuk memahami getaran karakteristik untuk merancang sebuah konsep getaran absorber secara dinamis. *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) atau

dalam istilah lain *Tuned Mass Damper* /TMD [4] yang secara luas digunakan kontrol getaran secara Passive.

Dalam konsep penelitian [1], dimana SDVA posisi sumber eksitasi yang diberikan hanya pada titik tetap saja berada ujung-ujung di antara beam, sehingga hasil penelitian yang dilakukan oleh [1] tidak berlaku apabila sumber eksitasinya berubah pada titik yang berbeda. Maka dari itu dapat menjadi topik pengembangan DVA dalam aplikasi di industri lebih sederhana serta dapat dapat mereduksi getaran lebih baik. Dalam penelitian ini akan difokuskan pada studi pengaruh perubahan jarak lengan gaya eksitasi pada beam dan perubahan rasio massa absorber dengan perubahan jarak peredaman terhadap respon getaran translasi dan rotasi pada sistem utama *Multi-Degree Of Freedom (M-DOF)*.

Dalam melakukan pemodelan persamaan gerak [7] pada *prototype* DVA dan simulasi software untuk melihat besar respon getaran yang terjadi pada arah translasi dan rotasi. Pengukuran getaran secara eksperimen dilakukan untuk mengetahui kebenaran dari simulasi sebelumnya dengan membandingkan hasil respon getaran antara hasil simulasi dan eksperimen.

1.2. Perumusan Masalah

Perumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh rasio massa absorber, konstanta kekakuan peredam terhadap respon getaran?
2. Bagaimana pengaruh jarak lengan momen gaya eksitasi terhadap respon getaran translasi dan rotasi dari sistem utama / *Beam* ?
3. Bagaimana karakteristik getaran dari sistem *2-DOF* tanpa DVA dan *3-DOF* dengan DVA serta dengan perubahan jarak lengan gaya eksitasi pada respon getaran ?

1.3. Tujuan Penelitian

Penelitian ini memiliki beberapa tujuan, yaitu:

1. Mengetahui pengaruh massa peredam, konstanta kekakuan, redaman DVA dan perubahan jarak gaya eksitasi terhadap respon getaran translasi dan rotasi dari sistem utama.
2. Menguji dan menganalisa karakteristik getaran dari sistem 3-DOF dengan DVA dan perubahan titik gaya eksitasi dengan acuan titik berat *Beam*.
3. Menganalisa respon getaran yang terjadi pada simulasi software dan hasil pengukuran secara eksperimen.

1.4. Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Gaya eksitasi yang terjadi disebabkan massa *unbalance*.
2. Gerakan translasi yang diamati pada sumbu *y* dari *beam*.
3. Gerakan rotasi terjadi ke arah Angular θ .
4. Parameter yang digunakan dalam simulasi merupakan hasil perhitungan parameter dari bagian prototype DVA
5. Posisi titik jarak sumber eksitasi yang berbeda merupakan variasi panjang lengan momen di sepanjang sistem utama terhadap *Center Of Gravity (CG)*.
6. Posisi Titik letak sumber eksitasi tidak di titik pusat sumbu *Y* terhadap pusat rotasi.
7. Besaran massa absorber, konstanta kekakuan dan redaman cantilever menggunakan rasio massa absorber 1/10 dari massa sistem utama.
8. Getaran pada body motor listrik di abaikan.
9. Massa kopling merupakan massa penyeimbang dari massa berat motor listrik.
10. Massa berat listrik dan massa berat penyeimbang diasumsikan bagian massa total sistem utama.
11. Titik pusat massa dipertahankan berada ditengah-tengah balok sistem utama

1.5. Manfaat Penelitian

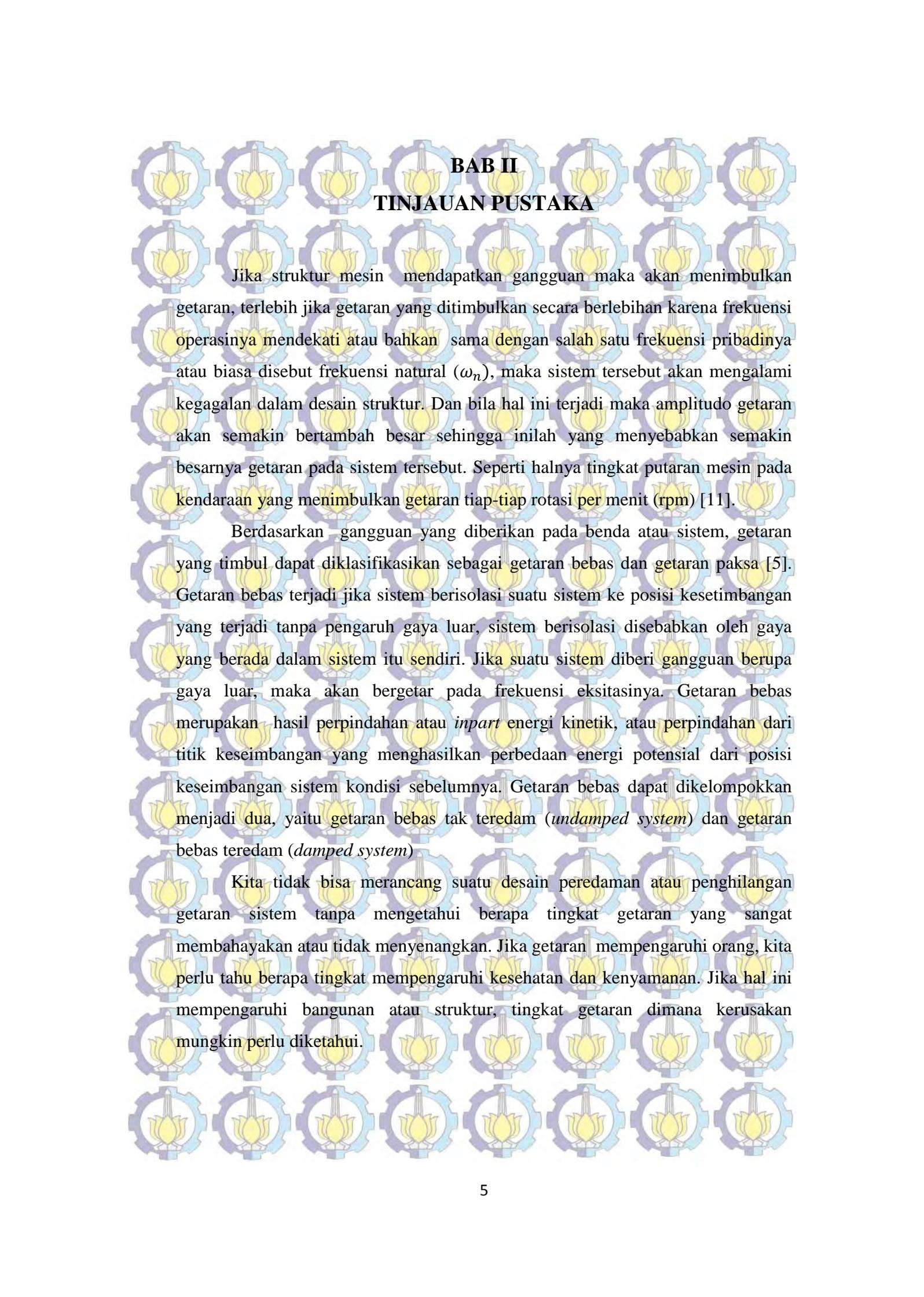
Dari penelitian ini dapat dilakukan pengembangan penggunaan SDVA dengan manfaat sebagaimana berikut :

1. Dapat memberikan data-data karakteristik respon getaran pada aplikasi DVA pada suatu beam, rangka struktur rekayasa, dan struktur bangunan
2. Dapat menggambarkan respon getaran yang terjadi dengan resonansi yang besar sehingga dapat mencegah getaran yang berlebih.
3. Dapat sebagai simulasi dan eksperimen skala laboratorium sebelum dilakukan aplikasi tersebut dibuat dengan skala sebenarnya
4. Sebagai dasar penelitian lebih lanjut terkait dengan gerak translasi dan rotasi SDVA dan meminimalkan *error* yang terjadi pada perbandingan hasil simulasi dan eksperimen

1.6. Kontribusi dan Keterbaruan Penelitian

Kontribusi dan keterbaruan keilmuan dari penelitian ini sebagaimana berikut :

1. Sebagai studi referensi penggunaan DVA pada sistem utama dalam meredam getaran dengan penempatan sumber eksitasi dititik tertentu.
2. Dengan setiap penempatan posisi rasio lengan momen dva sepanjang titik *beam*, maka dapat diketahui respon getaran yang terjadi, baik dva rasio lengan negatif maupun dva rasio lengan positif pada pengaruh jarak sumber eksitasi.
3. Dengan penempatan DVA lengan rasio negatif memberikan antiresonansi yang lebih besar pada arah translasi pada frekuensi tertentu.

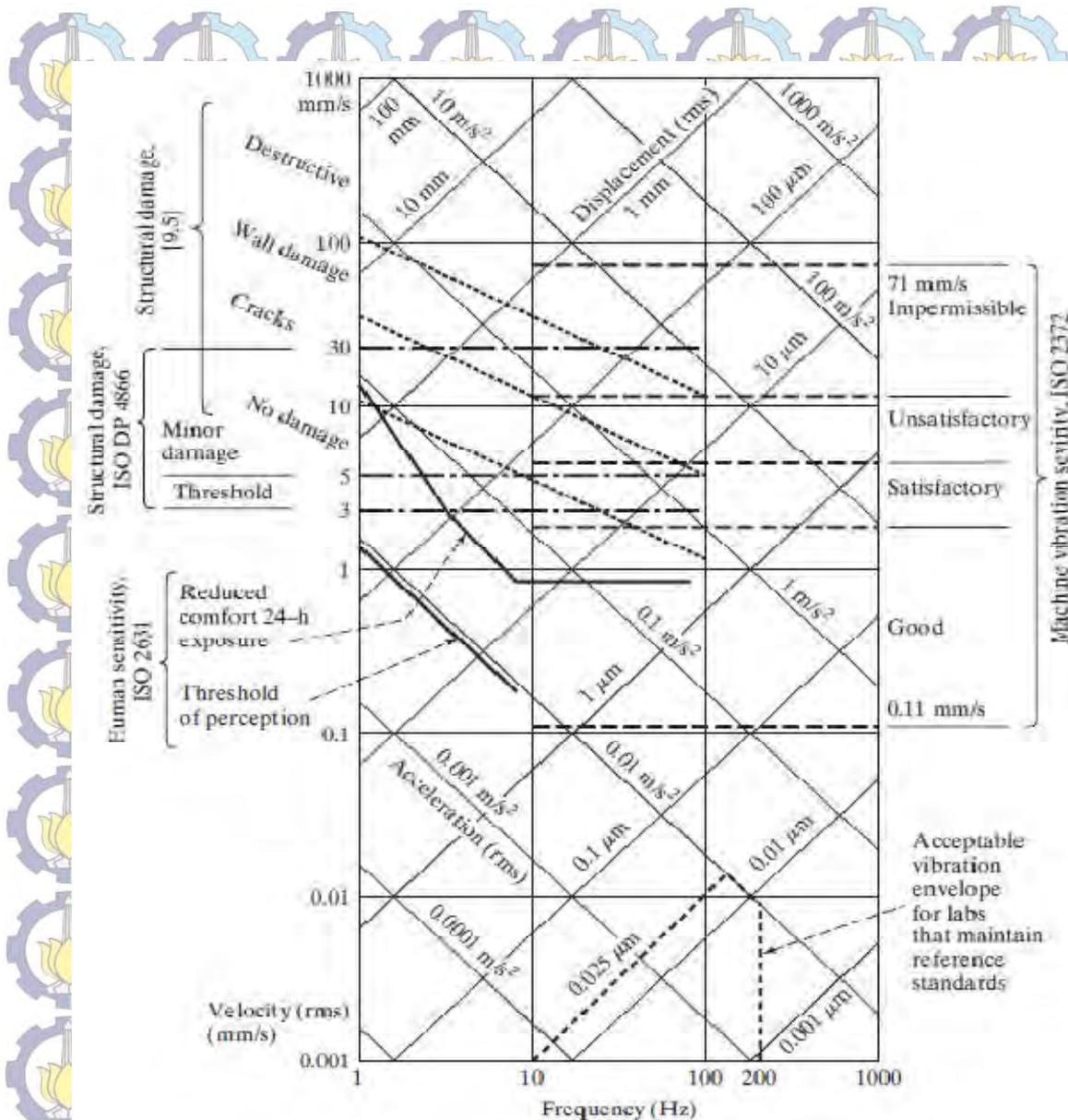


BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Jika struktur mesin mendapatkan gangguan maka akan menimbulkan getaran, terlebih jika getaran yang ditimbulkan secara berlebihan karena frekuensi operasinya mendekati atau bahkan sama dengan salah satu frekuensi pribadinya atau biasa disebut frekuensi natural (ω_n), maka sistem tersebut akan mengalami kegagalan dalam desain struktur. Dan bila hal ini terjadi maka amplitudo getaran akan semakin bertambah besar sehingga inilah yang menyebabkan semakin besarnya getaran pada sistem tersebut. Seperti halnya tingkat putaran mesin pada kendaraan yang menimbulkan getaran tiap-tiap rotasi per menit (rpm) [11].

Berdasarkan gangguan yang diberikan pada benda atau sistem, getaran yang timbul dapat diklasifikasikan sebagai getaran bebas dan getaran paksa [5]. Getaran bebas terjadi jika sistem berisolasi suatu sistem ke posisi kesetimbangan yang terjadi tanpa pengaruh gaya luar, sistem berisolasi disebabkan oleh gaya yang berada dalam sistem itu sendiri. Jika suatu sistem diberi gangguan berupa gaya luar, maka akan bergetar pada frekuensi eksitasinya. Getaran bebas merupakan hasil perpindahan atau *inpart* energi kinetik, atau perpindahan dari titik keseimbangan yang menghasilkan perbedaan energi potensial dari posisi keseimbangan sistem kondisi sebelumnya. Getaran bebas dapat dikelompokkan menjadi dua, yaitu getaran bebas tak teredam (*undamped system*) dan getaran bebas teredam (*damped system*)

Kita tidak bisa merancang suatu desain peredaman atau penghilangan getaran sistem tanpa mengetahui berapa tingkat getaran yang sangat membahayakan atau tidak menyenangkan. Jika getaran mempengaruhi orang, kita perlu tahu berapa tingkat mempengaruhi kesehatan dan kenyamanan. Jika hal ini mempengaruhi bangunan atau struktur, tingkat getaran dimana kerusakan mungkin perlu diketahui.



Gambar 2.1 Kreteria Getaran pada Monograh [5]

Gambar 2.1 menunjukkan dimana nilai amplitudo maksimum yang diijinkan perpindahan, kecepatan dan percepatan telah ditetapkan. Batas terbentuk oleh garis yang sesuai dengan nilai maksimum ini mendefinisikan operasi yang diijinkan pada area pada sistem. Nilai percepatan sering dikutip sebagai nilai-nilai *root mean square (rms)*.

Maksimum amplitudo percepatan adalah batas paling sering ditentukan untuk kenyamanan dan kesehatan dan sering ditentukan dalam hal percepatan konstan gravitasi. Sebagai contoh pada monograh diatas *Human Sensitivity ISO*

2631 getaran dengan frekuensi diatas 9 Hz biasanya sudah di luar ambang persepsi oleh manusia.

Untuk melihat lebih lanjut batasan-batasan pada struktur tersebut dimana batasan kecepatan dan frekuensi yang merupakan ambang batas kerusakan pada struktur ISO DP 4866. Batas maksimum amplitudo 30 mm/s dengan range frekuensi kurang dari 110 Hz.

2.1 Metode Pengendalian Getaran

Mengalami gangguan semacam getaran akan mengalami kerugian apabila pada desain struktur mesin. Sebagai contoh pada sebuah mobil menggunakan mesin diesel dimana mesin diesel tersebut akan menimbulkan getaran yang besar bilamana tidak disain *mounting* mesin sebelumnya. Begitu juga dengan mesin-mesin yang lain menjadi sumber getaran yang tentunya harus dikurangi adanya getaran dari sistem [11].

Umumnya energi getaran yang timbul dari proses gerakan benda diserap oleh udara sebagai panas atau bunyi. Idealisasi benda dengan kemampuan dapat mengalirkan panas atau suara ke udara disebut dengan peredaman. Getaran yang timbul pada struktur mesin tidak dapat dihilangkan sepenuhnya, tetapi hanya dapat di hambat atau dikurangi. Beberapa metode pengendalian getaran dapat dikelompokkan menjadi 3 adalah sebagai berikut [6] ;

1. *Reduction at the source*

- *Balancing of moving masses*

Getaran yang berasal dari komponen yang berputar atau *Reciprocating*, dimana besarnya gaya getaran dapat dikurangi atau mungkin dapat dihilangkan dengan menyeimbangkan atau *counterbalance*. Dimana sebagai contoh pada roda mobil yang harus di *balancing* bilamana terjadi getaran yang tidak seimbang pada roda, dengan penambahan atau mengurangi bahan yang diperlukan untuk mencapai keseimbangan

- *Balancing of magnetic forces*

Gaya getaran yang timbul efek dari magnetik medan listrik, dimana dapat dikurangi dengan memodifikasi magnet yang berputar. Misalnya getaran

yang berasal motor listrik dapat dikurangi dengan *skewing* slot di laminasi angkernya.

- *Control of Clearance*

Getaran yang terus menerus dapat mengakibatkan dampak pada operasinal mesin. Dalam beberapa kasus, dampak hasil dari *inferior* atau manufaktur seperti batas izin dalam bantalan dan dapat dikurangi dengan memperhatikan dimensi. Dalam kasus lain seperti anker bergerak dari relay, getaran dapat dikurangi dengan menggunakan sebuah bumper karet untuk melindungi gerakan *plunger* pada batas tertentu.

2. Isolation

- *Isolation of source*

Mesin menciptakan getaran yang signifikan selama operasi normal, mungkin didukung pada isolator yang baik untuk melindungi mesin lain dan manusia dari getaran. Contoh *Forging* palu cenderung menciptakan kejutan yang menyebabkan getaran yang cukup besar. Getaran yang berlebihan tersebut sangat mengganggu pengoperasian alat di sekitarnya. Kondisi ini dapat diatasi dengan pemasangan palu tempa pada isolator

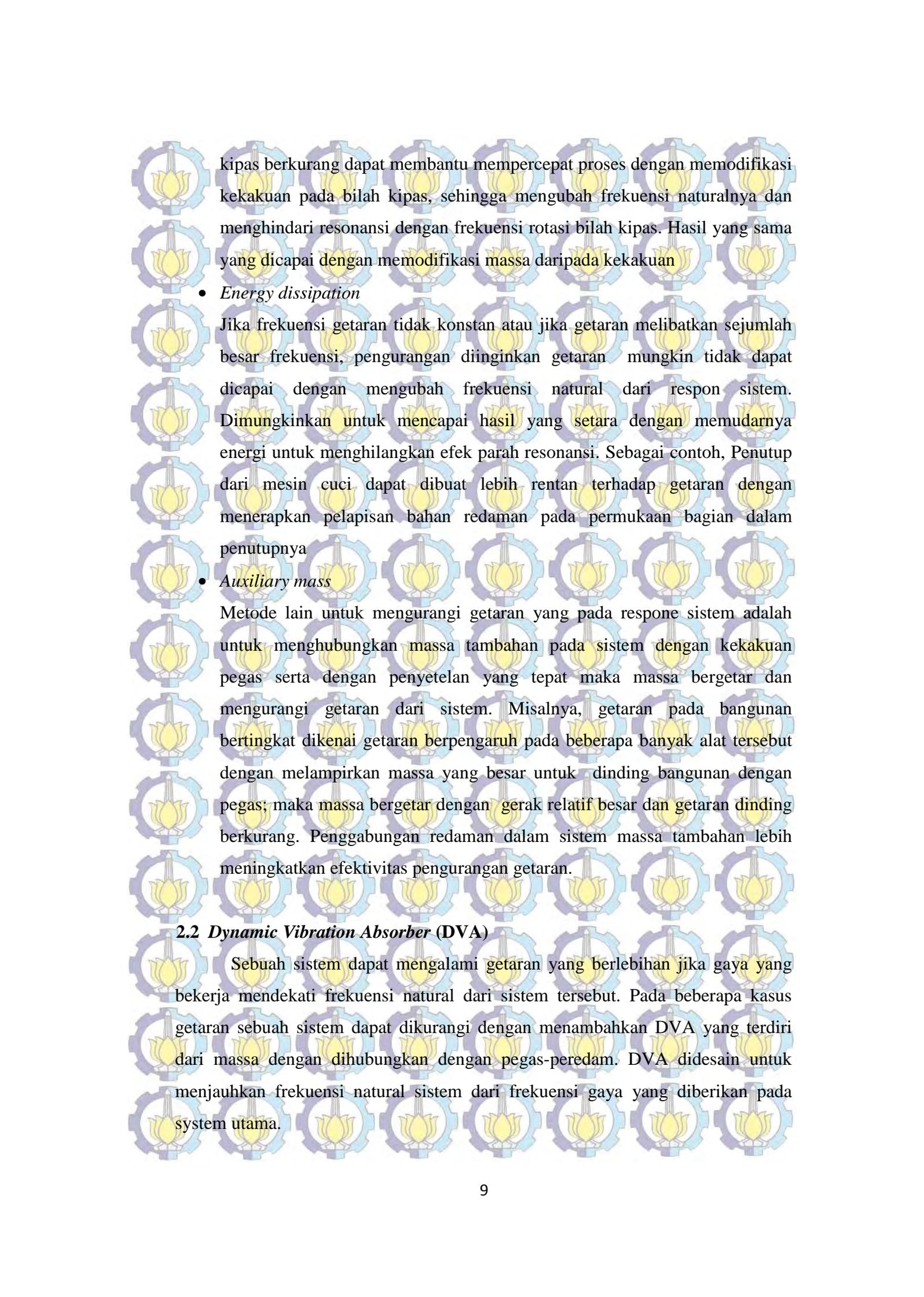
- *Isolation of sensitive equipment*

Peralatan sering diperlukan untuk beroperasi di lingkungan ditandai dengan beban kejut berat atau getaran. Perlengkapan dapat dilindungi dari pengaruh lingkungan dengan *mounting* itu atas isolator. Misalnya, peralatan yang dipasang di kapal angkatan laut dikenakan gaya kejut kerusakan terjadi selama perang dan dapat melindungi dari terjadinya kerusakan dengan *mounting* pada isolator

3. Reduction of the Responce

- *Altering of natural frequency*

Jika frekuensi natural struktur suatu peralatan bertepatan dengan frekuensi getaran diterapkan getaran. Kondisi tersebut dapat membuat kerusakan sebagai hasil dari resonansi. Seperti keadaan, jika frekuensi eksitasi secara substansial konstan, kemungkinan untuk mengurangi getaran dengan mengubah frekuensi alami struktur tersebut. Misalnya, getaran dari bilah



kipas berkurang dapat membantu mempercepat proses dengan memodifikasi kekakuan pada bilah kipas, sehingga mengubah frekuensi naturalnya dan menghindari resonansi dengan frekuensi rotasi bilah kipas. Hasil yang sama yang dicapai dengan memodifikasi massa daripada kekakuan

- *Energy dissipation*

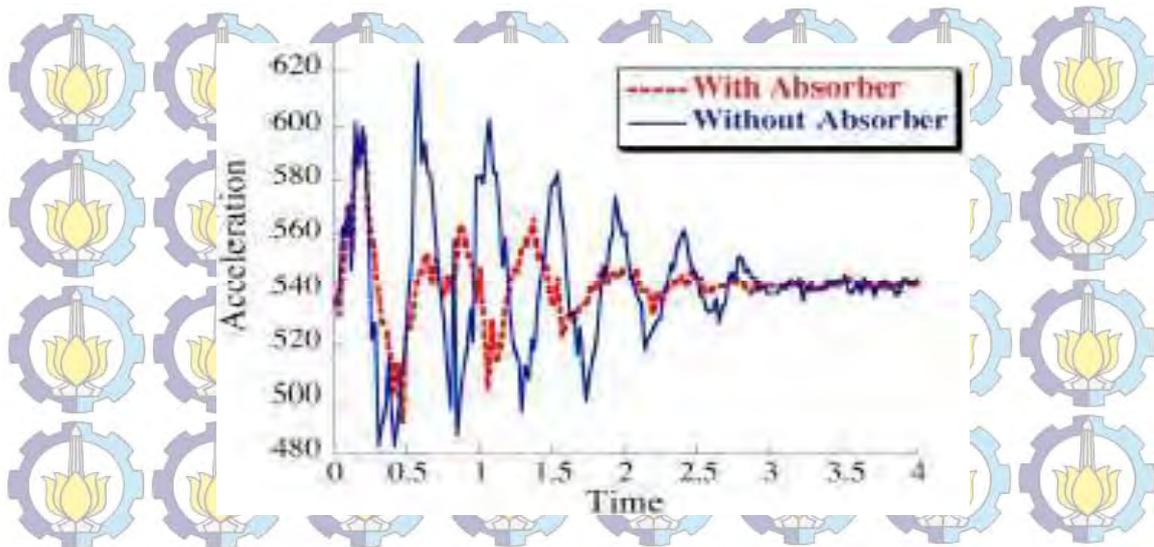
Jika frekuensi getaran tidak konstan atau jika getaran melibatkan sejumlah besar frekuensi, pengurangan diinginkan getaran mungkin tidak dapat dicapai dengan mengubah frekuensi natural dari respon sistem. Dimungkinkan untuk mencapai hasil yang setara dengan mudarnya energi untuk menghilangkan efek parah resonansi. Sebagai contoh, Penutup dari mesin cuci dapat dibuat lebih rentan terhadap getaran dengan menerapkan pelapisan bahan redaman pada permukaan bagian dalam penutupnya

- *Auxiliary mass*

Metode lain untuk mengurangi getaran yang pada response sistem adalah untuk menghubungkan massa tambahan pada sistem dengan kekakuan pegas serta dengan penyetulan yang tepat maka massa bergetar dan mengurangi getaran dari sistem. Misalnya, getaran pada bangunan bertingkat dikenai getaran berpengaruh pada beberapa banyak alat tersebut dengan melampirkan massa yang besar untuk dinding bangunan dengan pegas; maka massa bergetar dengan gerak relatif besar dan getaran dinding berkurang. Penggabungan redaman dalam sistem massa tambahan lebih meningkatkan efektivitas pengurangan getaran.

2.2 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Sebuah sistem dapat mengalami getaran yang berlebihan jika gaya yang bekerja mendekati frekuensi natural dari sistem tersebut. Pada beberapa kasus getaran sebuah sistem dapat dikurangi dengan menambahkan DVA yang terdiri dari massa dengan dihubungkan dengan pegas-peredam. DVA didesain untuk menjauhkan frekuensi natural sistem dari frekuensi gaya yang diberikan pada system utama.



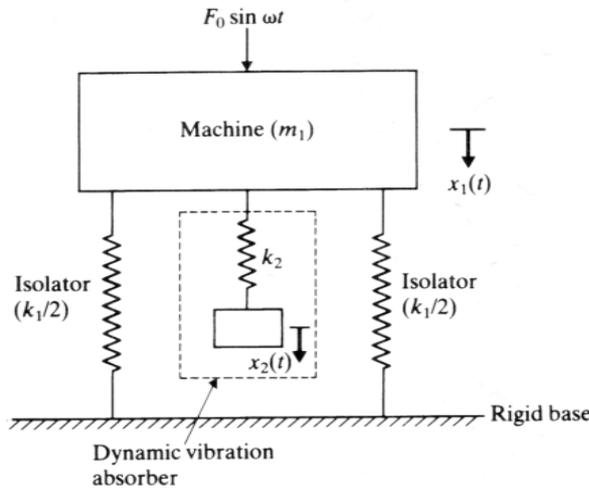
Gambar 2.2 Perbandingan hasil eksperimen sistem dengan dan tanpa massa absorber [8]

Besaran amplitudo getaran pada sistem mengalami peredaman dengan semakin kecil fungsi waktu sebagaimana terlihat pada gambar 2.2.

Peredam getaran dinamik atau *dynamic vibration absorber* (DVA) merupakan adalah satu metode yang banyak dipakai dan cukup mampu untuk meredam getaran yang terjadi pada suatu struktur *engineering*. Peredam getaran dinamik ditemukan oleh Hermann Frahm [9] (US Patent #989958, 1911) dan peredam ini banyak digunakan untuk mengatasi permasalahan getaran pada berbagai jenis sistem mekanik yang mengalami gaya atau gangguan eksternal.

DVA pada sederhananya penyetelan pada massa pemberat sesuai dengan rasio massa utama biasanya disebut *Tuned Mass Dampers / TMD*. Penyetelan pada massa berupa padatan maupun cairan *Tuned Liquid Dampers/TLD* [10]. Sedangkan berdasarkan prinsip kerja terbagi dalam beberapa kelompok yakni : Passive, Semi-Active dan Active TMD. Selain itu gabungan beberapa DVA sesuai dengan fungsi kerja seperti Hybrid Active DVA [13]. Ada beberapa peneliti [2,12] memodelkan DVA dengan *Dual-DVA Independent*, Dual DVA tersusun seri [3]. Namun tujuan mereduksi getaran yang berlebih dapat diredam dengan baik.

2.2.1 Dynamic Vibration Absorber Tanpa Peredam



Gambar 2.3 Dynamic Vibration Absorber Tanpa Peredam [5]

Gambar 2.3 memperlihatkan sebuah sistem model dinamis dengan massa dari sistem utama sebesar m_1 . Sistem mengalami gaya dari luar sebesar $F_0 \sin(\omega t)$ dan terhubung dengan tanah melalui pegas yang memiliki konstanta kekakuan sebesar k_1 . Sebuah *dynamic absorber* dengan massa (m_2) ditambahkan dengan kekakuan pegas (k_2) pada mesin yang memiliki massa utama (m_1). Dengan demikian sistem yang mulanya hanya 1 DOF menjadi 2 DOF sehingga persamaan gerak dari sistem secara keseluruhan dapat dituliskan menjadi :

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.1)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.2)$$

Asumsikan penyelesaian berbentuk harmonik,

$$x_1 = X_1 \sin \omega t \quad x_2 = X_2 \sin \omega t$$

Amplitudo *steady-state* dari massa m_1 dan m_2 adalah

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.3)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_o}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.4)$$

Dalam kasus dinamis peredam, tujuan utama yang harus diperoleh adalah mengurangi atau bahkan meniadakan sama sekali besar amplitudo dari massa utama. Dengan demikian jika dikehendaki bahwa amplitudo m_1 nol, maka pembilang dari X_1 bernilai nol, yaitu $k_2 - m_2 \omega^2 = 0$ atau $\omega = (k_2/m_2)^{0.5}$.

Misalkan sebelum penambahan absorber mesin beroperasi dekat resonansinya yaitu $\omega^2 \approx \omega_1^2 = k_1/m_1$. Maka jika absorber ditambahkan dengan desain sedemikian maka :

$$\frac{k_2}{m_2} = \omega^2 \approx \frac{k_1}{m_1} \quad (2.5)$$

maka dalam hal ini amplitudo mesin akan bernilai nol, meskipun beroperasi pada frekuensi resonansi mesin (aslinya, sebelum panambahan absorber). Dengan mendefinisikan :

$$\delta_{st} = \frac{F_o}{k_1} \quad (2.6)$$

$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \quad (2.7)$$

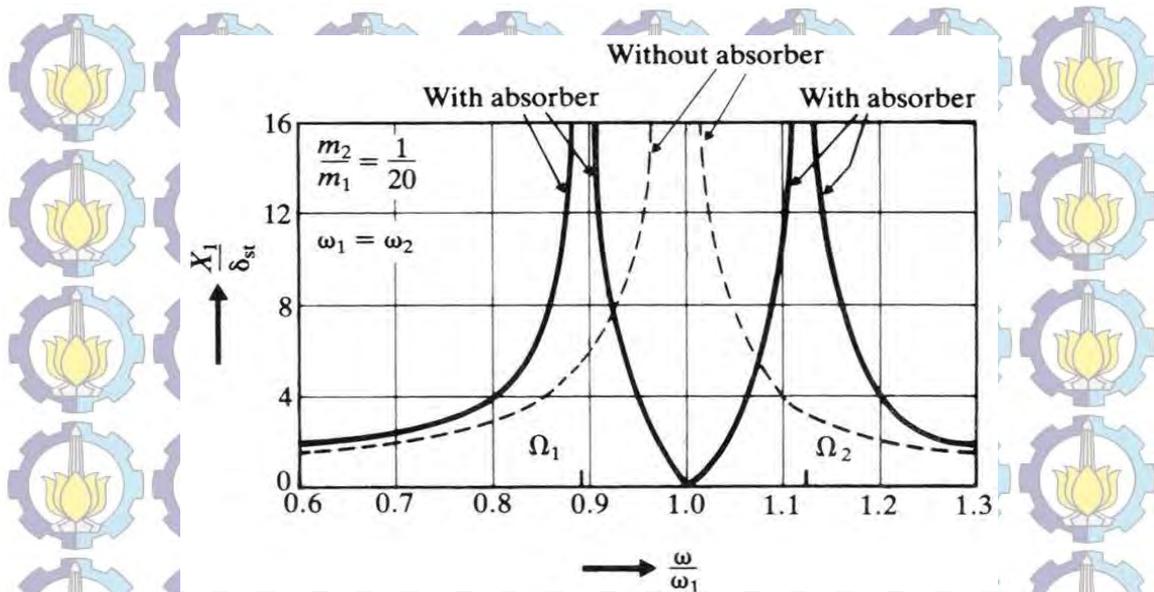
sebagai frekuensi natural sistem utama dan :

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \quad (2.8)$$

Sedangkan untuk frekuensi natural absorber atau sistem tambahan adalah :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - (\omega/\omega_2)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.9)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.11)$$



Gambar 2.4 Efek Respon Getaran Mesin dari pemberian *Dynamic Absorber* tanpa Peredam [5]

Gambar 2.4 memperlihatkan grafik transmissibility perubahan nilai dari amplitudo getaran mesin (X_1/δ_{st}) karena perubahan kecepatan putar mesin (ω/ω_1). Dua puncak dari amplitudo sistem utama berkenaan dengan dua frekuensi natural dari sistem komposit.

Untuk $\omega = \omega_1$ dan $\omega = \omega_2$ maka :

$$\begin{aligned} X_1 &= 0 \\ X_2 &= -\frac{F_0}{k_2} = -\left(\frac{k_1}{k_2}\right) \cdot \delta_{st} \end{aligned} \quad (2.11)$$

$k_2 \cdot X_2 = -F_0$ menunjukkan bahwa gaya pada pegas absorber adalah berlawanan dengan gaya eksitasi. Dengan demikian gaya pada pegas absorber berguna untuk menetralkan getaran pada mesin. Dengan mengingat design dimana $\omega^2 = k_2/m_2$, maka

$$k_2 \cdot X_2 = m_2 \cdot \omega_2 \cdot X_2 = -F_0 \quad (2.12)$$

Dari grafik X_1/δ_{st} sebagai fungsi perubahan ω_1/ω diketahui bahwa dengan adanya absorber dinamis akan muncul dua frekuensi resonansi (amplitudo mesin bernilai tak hingga), yaitu Ω_1 dan Ω_2 . Dalam praktek, frekuensi operasi ω diupayakan tidak dekat dengan Ω_1 atau Ω_2 .

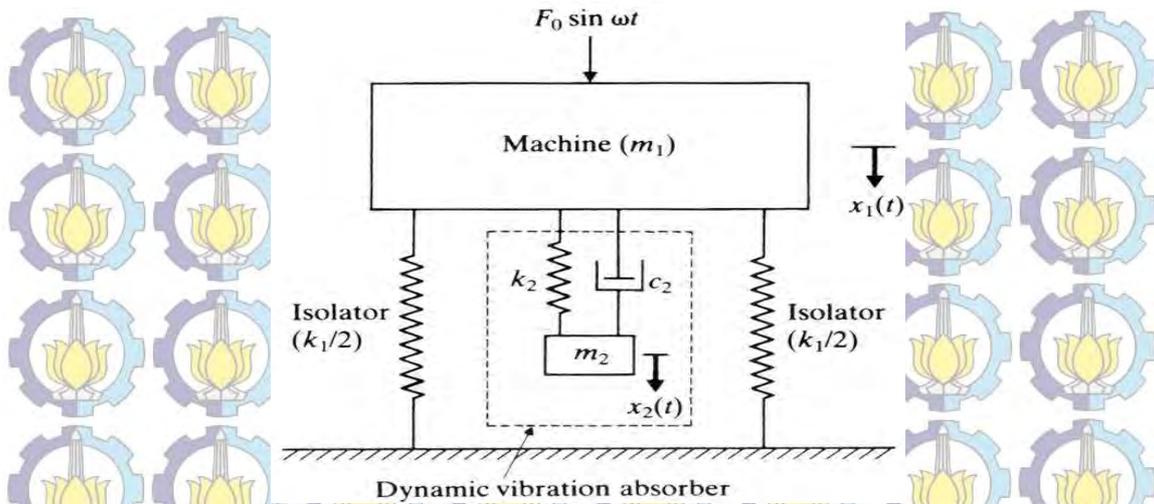
$$\left(\frac{\Omega_1}{\omega_2}\right)^2, \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2}\right)^2 = \frac{\left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right] \mp \sqrt{\left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right]^2 - 4\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2}}{2\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2} \quad (2.13)$$

Persamaan di atas menunjukkan bahwa ruas kiri merupakan fungsi dari (m_2/m_1) dan ω_2/ω_1 . Dalam kasus *dynamic absorber* tanpa peredam ini terdapat catatan yang perlu untuk diperhatikan, diantaranya adalah sebagai berikut:

- Ω_1 lebih kecil dan Ω_2 lebih besar daripada kecepatan operasi mesin (yang dalam hal ini sama dengan frekuensi natural ω_1). Mesin harus melewati Ω_1 saat *start-up* atau *stopping*. Upayakan waktu yang diperlukan untuk 'lewat' Ω_1 sesingkat mungkin.
- Karena absorber di-tune ke sebuah frekuensi eksitasi ω , amplitudo *steady-state* dari mesin bernilai nol hanya pada frekuensi tersebut. Jika mesin beroperasi pada frekuensi yang lain atau eksitasi memiliki sejumlah frekuensi, amplitudo getaran mesin bisa besar.
- Nilai k_2 dan/atau ω_2 tergantung pada nilai X_2 yang direncanakan
- Perbedaan antara Ω_1 dengan Ω_2 bertambah dengan naiknya m_2/m_1 .

2.2.2 Dynamic Vibration Absorber (DVA) dengan Peredam

Pemberian DVA tanpa peredam mengakibatkan berubahnya nilai dan jumlah resonansi puncak dari mesin. Mesin yang semula hanya memiliki satu buah puncak resonansi, kemudian memiliki dua buah puncak resonansi dengan ditambahkan DVA. Dengan demikian mesin harus melewati resonansi puncak dengan cepat saat mesin dalam kondisi dinyalakan atau dimatikan untuk menghindari amplitudo yang sangat besar. Amplitudo dari mesin ini dapat dikurangi dengan memberikan peredam getaran sebagaimana ditunjukkan pada gambar 2.5



Gambar 2.5 Dynamic Vibration Absorber dengan Peredam [5]

persamaan dari sistem dapat dituliskan menjadi

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.14)$$

Penyelesaian steady state persamaan di atas dengan asumsi :

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2 \quad (2.15)$$

Dimana

$$X_1 = \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + i\omega c_2(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \quad (2.16)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + i\omega c_2)}{k_2 - m_2\omega^2 + i\omega c_2} \quad (2.17)$$

Definisi simbol :

$\mu = m_2/m_1$: Rasio massa

$\delta_{st} = F_0/k_1$: Defleksi statis

$\omega_a^2 = k_2/m_2$: Kuadrat 'frekuensi natural' absorber

$\omega_n^2 = k_1/m_1$: Kuadrat 'frekuensi natural' massa utama

$f = \omega_a/\omega_n$: Rasio frekuensi natural, berkenaan dengan absorber

$g = \omega/\omega_n$: Rasio frekuensi natural, berkenaan dengan gaya eksitasi

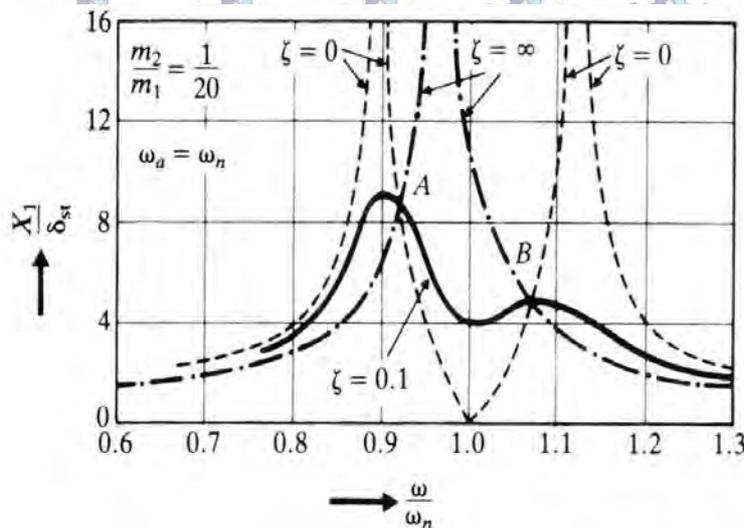
$\zeta = c_2/(2 \cdot m_2 \cdot \omega_n)$: Rasio redaman

$c_c = 2m_2\omega_n$: Redaman kritis konstan

maka besarnya nilai X_1 dan X_2 didapat dari persamaan berikut :

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{0.5} \quad (2.15)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{0.5} \quad (2.16)$$



Gambar 2.6 Efek Respon Getaran Mesin dengan *Dynamic Vibration Absorber* dengan Peredam [5]

Gambar 2.6 menunjukkan grafik X_1/δ_{st} sebagai fungsi dari ω/ω_n untuk $f = 1$ dan $\mu = 1/20$ dengan beberapa nilai ζ . Pada sistem tanpa peredam dengan nilai redaman nol ($c_2 = \zeta = 0$) maka resonansi terjadi di dua frekuensi resonansi sistem.

Jika redaman menjadi tak hingga ($\zeta = \infty$) maka m_1 dan m_2 saling melekat dan sistem berperilaku seperti SDOF dengan massa = $m_1 + m_2 = 1/20 m_1$ dan kekakuan k_1 . Pada kasus ini resonansi terjadi pada

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \frac{1}{(1+\mu)^{0.5}} = 0.9759 \quad (2.17)$$

Dengan demikian maka nilai puncak dari X_1 mendekati nilai tak hingga untuk $c_2 = 0$ dan $c_2 = \infty$.

2.3 Koordinat Terkoppel dan Koordinat Utama

Dalam istilah terkoppel digunakan dalam analisa getaran untuk menunjukkan adanya hubungan antara persamaan gerak. Pada umumnya, sistem n -dof memerlukan n koordinat bebas untuk menjelaskan konfigurasinya. Hal ini memungkinkan untuk memperoleh n koordinat lain untuk menjelaskan konfigurasi sistem yang sama yang disebut koordinat umum.

Persamaan gerak diferensial secara umum untuk sistem 2-DOF memiliki bentuk sebagai berikut:

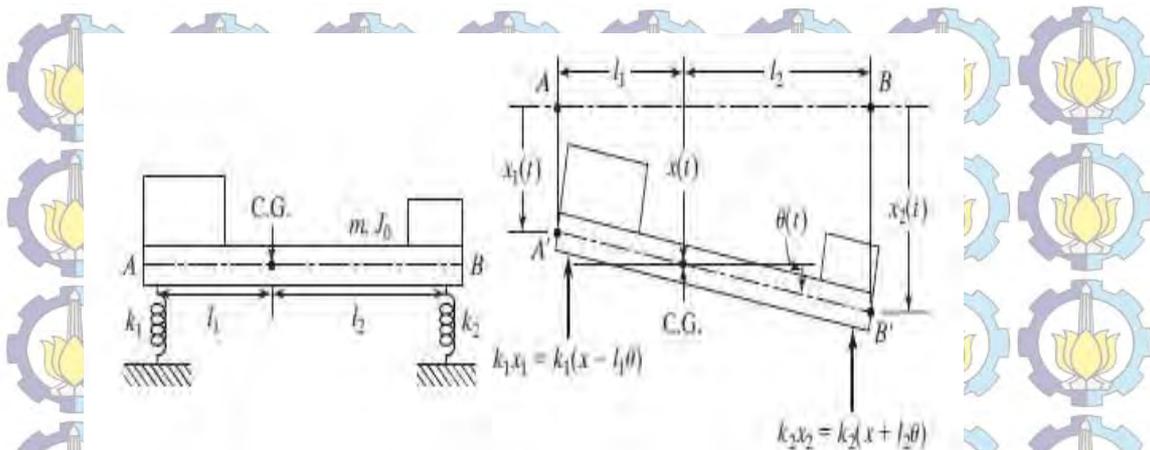
$$\begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} \\ c_{21} & c_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} \\ k_{21} & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.18)$$

Persamaan ini menunjukkan adanya jenis terkoppel. Jika matriks massa tidak diagonal, sistem terkoppel secara dinamik atau inersia. Hal ini matriks kekakuan tidak diagonal, sistem terkoppel secara statik atau elastik. Begitupun matriks peredam tidak diagonal, sistem terkoppel secara redaman atau kecepatan.

Pengkopelan secara massa maupun redaman sering disebut kopel dinamik. Dalam kasus ini, dimungkinkan untuk mendapatkan koordinat sistem yang tidak terkoppel secara dinamik maupun statik. Persamaan 2.18 dapat dipisahkan menjadi 2 persamaan bebas dan dapat diselesaikan terpisah. Koordinat ini disebut koordinat utama atau koordinat normal. Oleh karena itu, matriks persamaan untuk sistem 2-*dof* tak teredam dengan tidak terkoppel dinamik dan statik memiliki bentuk sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_{11} & 0 \\ 0 & m_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{11} & 0 \\ 0 & k_{22} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.19)$$

Pada kasus lain, sistem 2-DOF mengalami gerakan translasi dan rotasi seperti pada Gambar 2.7. Gerakan translasi ini diwakilkan oleh defleksi ke arah x sedangkan gerakan rotasi oleh rotasi ke arah θ dari pusat gravitasi.



Gambar 2.7 Model Dinamis dan *Free Body Diagram* Sistem 2-DOF arah Translasi dan Rotasi [5]

Berdasarkan *free body diagram (FBD)*, persamaan gerak sistem dalam bentuk matriks dapat ditulis sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & J_0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -(k_1 l_1 - k_2 l_2) \\ -(k_1 l_1 - k_2 l_2) & (k_1 l_1^2 + k_2 l_2^2) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ \theta \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (2.20)$$

Setiap persamaan mengandung x dan θ . Persamaan ini tidak terikat satu dengan yang lain ketika pengkopel $(k_1 l_1 - k_2 l_2)$ menjadi nol, dimana $k_1 l_1 = k_2 l_2$. Jika $k_1 l_1 \neq k_2 l_2$, resultan gerak sistem merupakan gabungan dari translasi dan rotasi ketika *displacement* ataupun torsi dikenakan pada pusat gravitasi sebagai kondisi awal.

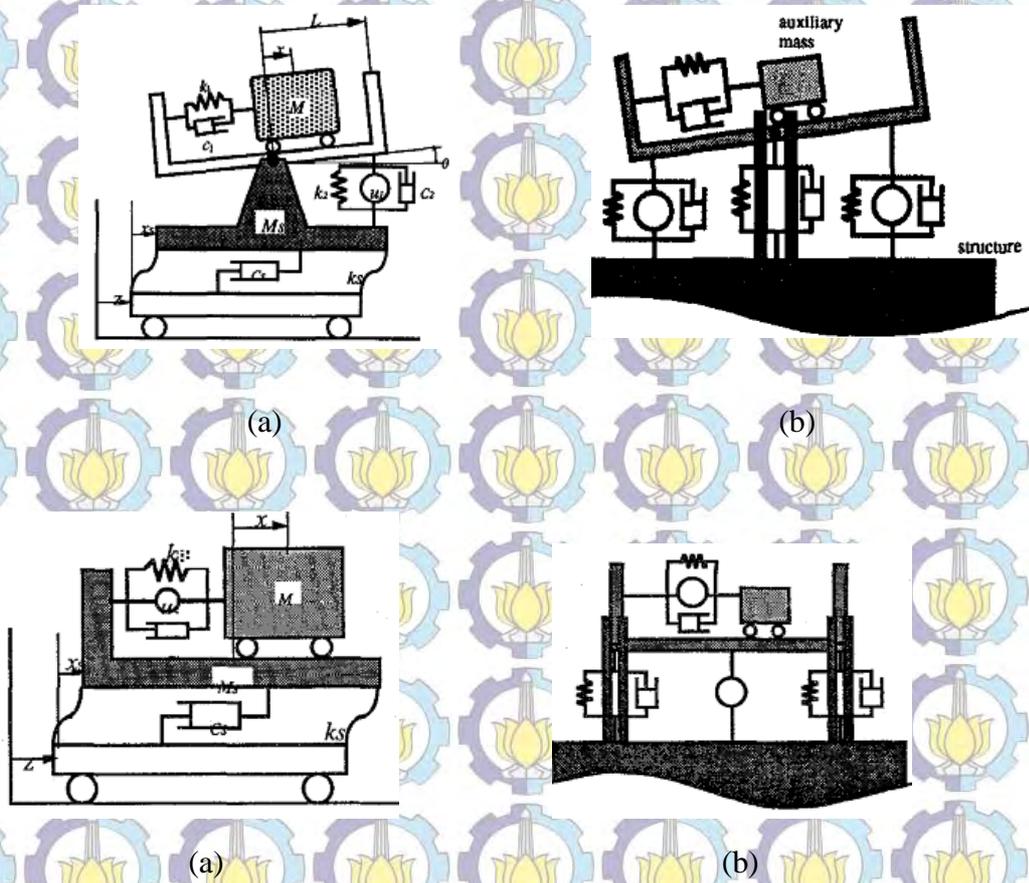
2.4 Aplikasi *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*

2.4.1 Aplikasi DVA Pada Gedung Bertingkat

Dengan berkembangnya tingkat hunian menjulang tinggi, maka diperlukan antisipasi gaya eksitasi secara vertikal maupun horisontal. Gaya eksitasi pada bangunan tersebut seperti gempa bumi dan hembasan angin. Modifikasi DVA bermacam-macam seperti *Passive Tuned Mass Damper (PTMD)*, *Semi-Active Tuned Mass Dampers (SATMD)* [14]. Untuk bangunan bertingkat yang telah diterapkan untuk mereduksi getaran seperti di tunjukkan pada gambar 2.8 seperti yang telah dilakukan Yoshida [13] dalam penelitiannya tentang

penggunaan DVA dalam mereduksi getaran arah vertikal dan horisontal pada bangunan bertingkat yang berada daerah gempa.

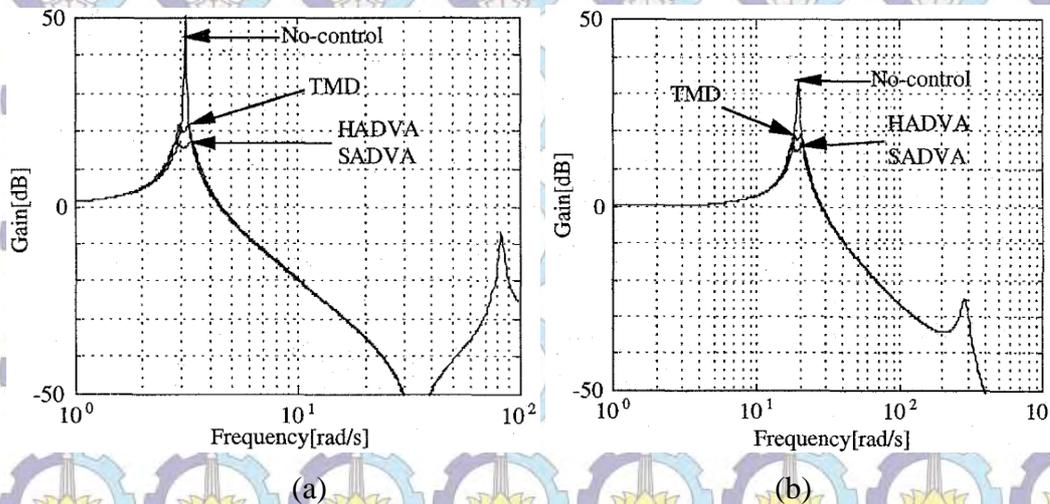
Dalam penelitiannya, Kazuo Yoshida [13] menggunakan beberapa model DVA aktif dan pasif. Model tersebut diantaranya adalah: *seesaw type active dynamic vibration absorber (SADVA)*, *hybrid active dynamic vibration absorber (HADVA)* dan *Tuned Mass Damper (TMD)* yang merupakan *absorber* pasif. *SADVA* merupakan *DVA* aktif yang tersusun dari *frame* yang dapat menahan gerakan vertikal dan rotasi sehingga dapat digunakan untuk mengontrol respon getaran arah vertikal dan horizontal dari struktur



Gambar 2.8 Model dari SADVA (a) Model Sederhana (b) Model Untuk Menahan Gaya vertikal dan Horizontal [13]

Berdasarkan Gambar 2.8 terlihat bahwa *HADVA* dan *SADVA* mampu memberikan efek redaman yang lebih baik daripada *TMD*. Meskipun respons *TMD* tidak sebaik *HADVA* dan *SADVA* dalam meredam getaran, konstruksi *TMD*

lebih sederhana dan lebih murah bila dibandingkan dengan yang lainnya. Hal ini menunjukkan bahwa setiap tipe dari *DVA* akan memberikan efek peredaman yang berbeda-beda dan bergantung pada pengaplikasiannya.

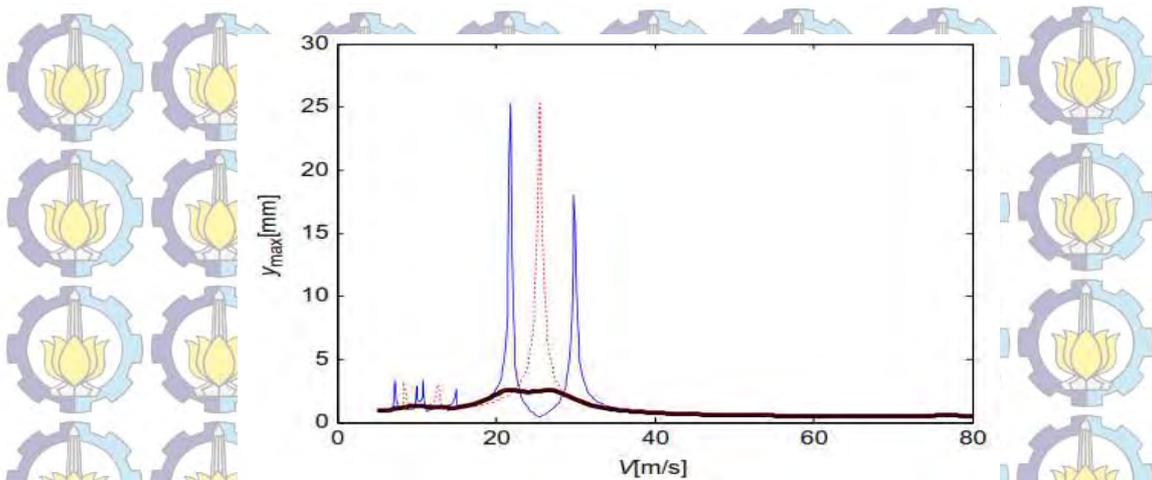


Gambar 2.9 Grafik Transmisibilitas : (a) Vertikal dan (b) Horisontal [13]

Dalam penelitian Yoshida ini, perbedaan amplitudo getaran dengan penggunaan *DVA* pasif tidak terlalu signifikan terhadap amplitudo getaran dengan penggunaan *HADVA* dan *SADVA*. Hal ini menunjukkan adanya kemungkinan respon *DVA* pasif sama dengan respon *HADVA* dan *SADVA* dengan penggunaan parameter-parameter yang tepat.

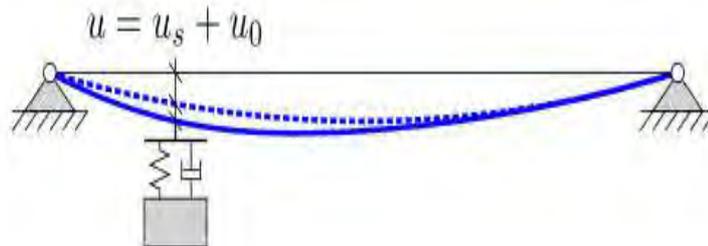
2.4.2 Aplikasi *DVA* Pada *Beam*

Pada dasarnya penambahan *DVA* akan merubah karakteristik getaran dari beam. Tanpa diberikan *DVA* maka beam hanya akan memiliki sebuah puncak transmisibilitas yang sangat tinggi pada sebuah frekuensi natural, Namun dengan penambahan *DVA* dengan absorber maka beam akan menjadi memiliki dua buah puncak transmisibilitas pada frekuensi natural. Dengan diberikannya *DVA* berabsorber tentunya puncak trasmissibilitas pada kedua frekuensi natural yang awalnya tinggi akan jauh berkurang sebagaimana terlihat pada gambar 2.11.



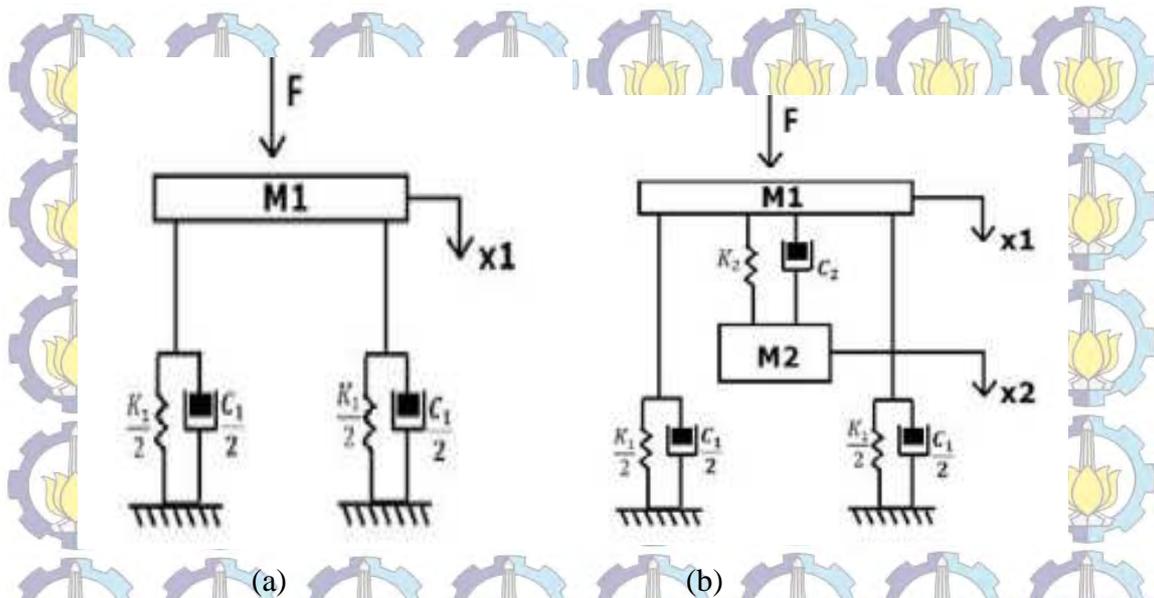
Gambar 2.10 Displacement transmissibility pada tengah beam [15]

Displacement beam pada [15,16] hanya diakibatkan oleh defleksi dari beam itu sendiri. Sementara dalam kenyataan yang sebenarnya, apabila struktur beam cukup atau bahkan sangat fleksibel maka absorber juga akan mengalami perpindahan yang disebabkan oleh frekuensi mode lain yang lebih tinggi sebesar u_s . Dengan demikian tentunya perpindahan total yang dialami oleh absorber akan menjadi lebih besar lagi dibandingkan yang diperoleh pada [15] sebagaimana diperlihatkan pada gambar 2.10 dan 2.11.



Gambar 2.11 Perpindahan Resonansi dan Non Resonansi pada Vibration Absorber [17]

Dalam penelitian [17] melakukan evaluasi tentang karakteristik dari penggunaan DVA dipasang dengan posisi tergantung dibawah sistem utama kemudian dibuat pemodelan matematisnya. Model matematis untuk sistem mesin rotasi ditunjukkan pada gambar berikut :



Gambar 2.12 Model DVA (a) Model tanpa DVA (b) Model dengan DVA [18]

Persamaan dari sistem dengan DVA dapat dituliskan menjadi:

Untuk m_1 :

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_2 = F$$

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 = F + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 \quad (2.29)$$

Untuk m_2 :

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

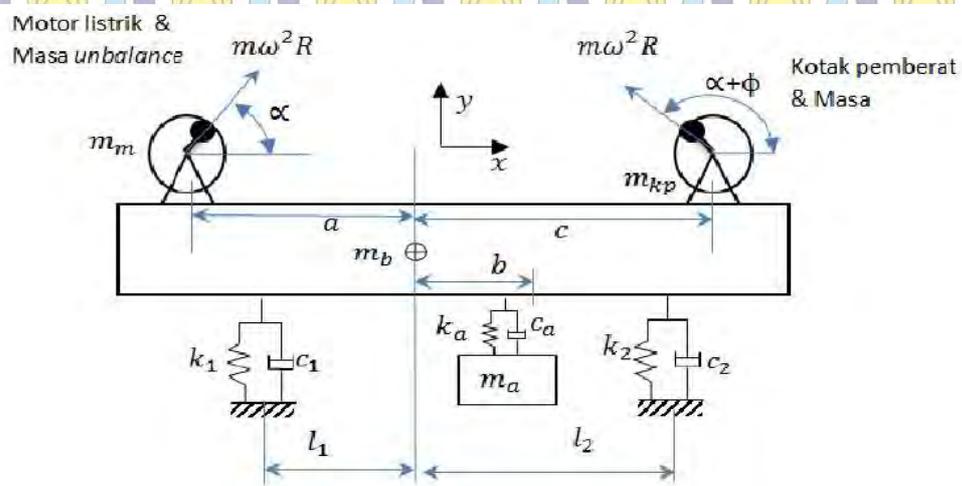
$$m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 = c_2 \dot{x}_1 + k_2 x_1 \quad (2.30)$$

Proses simulasi sistem ini yaitu dengan memvariasikan nilai pegas, damper dan massa pada DVA. DVA ini mampu meredam getaran sebesar 16,6% untuk *max overshoot* dan 65,5% untuk *min overshoot*.

Dalam penelitian lebih banyak dilakukan pada *active DVA* dan batang yang cukup lentur dengan kedua ujung batang yang tidak bergerak bebas. Sementara analisa pengaruh pemasangan massa DVA tersusun seri untuk mereduksi getaran translasi pada sistem yang bergerak dengan beda fase 0^0 masih belum pernah dilakukan.

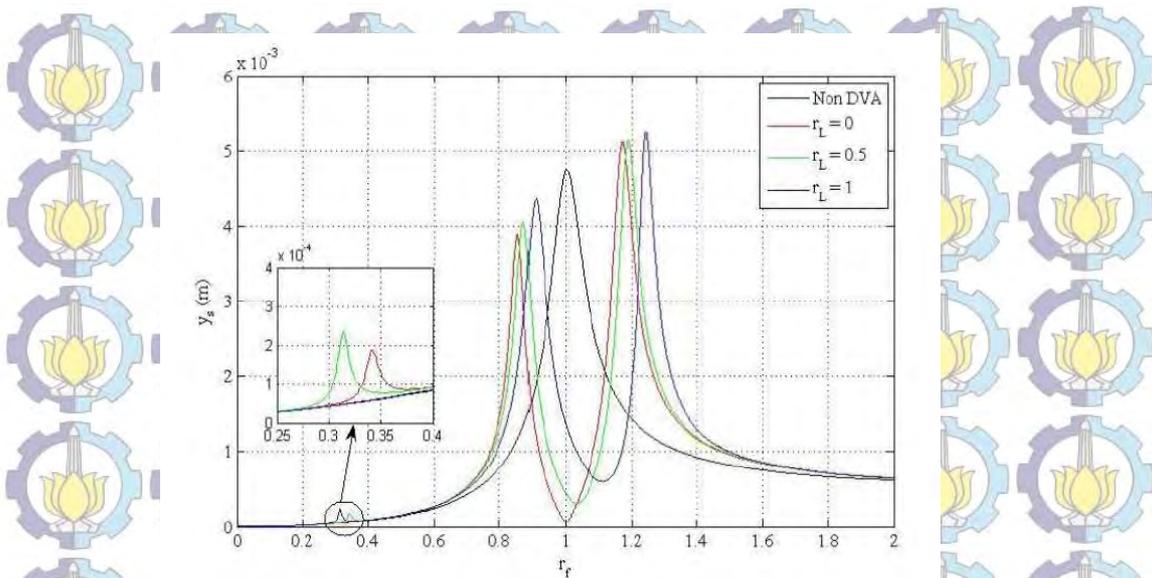
2.4.3 Pengaruh Posisi DVA Pada Beam

Telah secara singkat penelitian sebelumnya tentang DVA dengan memodifikasi baik SDVA, Dual DVA-independent dan Dual DVA tersusun seri yang menghasilkan respon karakteristik yang berbeda. Penelitian [1] melakukan penelitian dengan membuat prototype DVA skala lab dengan SDVA bergerak dekat dan menjauh dari titik pusat massa.



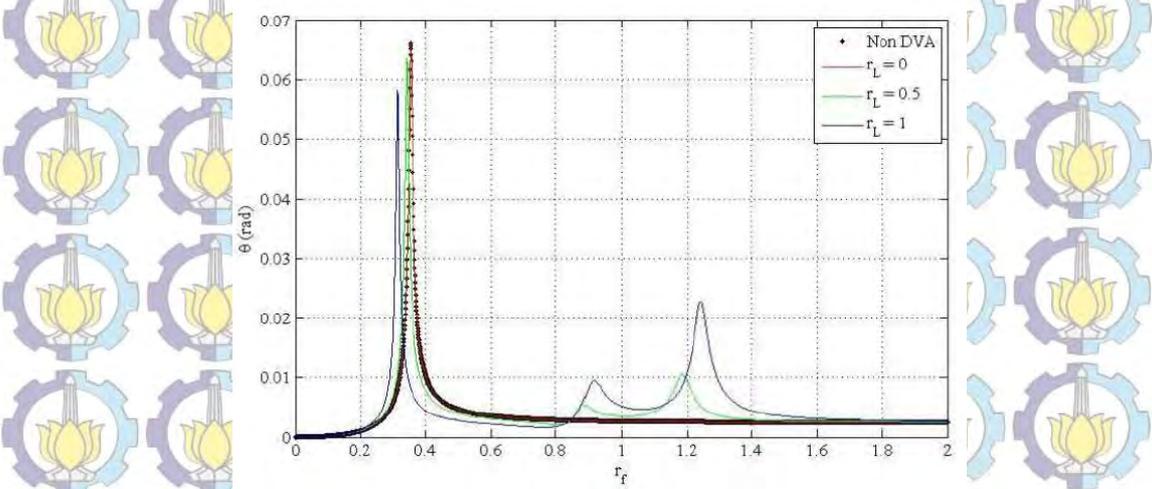
Gambar 2.13 Prototype Dynamic Vibration Absorber [1]

Dari hasil penelitian tersebut bahwasanya redaman translasi dan rotasi dapat dilakukan dengan baik. Namun agar lebih baik maka dilakukan dengan fokus reduksi translasi saja atau pada reduksi rotasi. Namun dengan melakukan pekerjaan tersebut tidak efisien dan tidak semua struktur mesin mempunyai respon gerak translasi namun juga ada respon rotasi kadang kala hal tersebut diabaikan.



Gambar 2.14 Grafik Perubahan Karakteristik RMS *Displacement* dengan perubahan r_L untuk $m_a = m_b/10$ [1]

Dengan bervariasikan perubahan lengan momen DVA dari titik pusat massa didapatkan resonansi jika tanpa DVA dan anti resonansi dengan DVA. Dengan anti resonansi terjadi pada rasio lengan $r_L = 0$ (asumsi DVA berimpit dengan pusat massa) dengan rasio frekuensi 1. Maka dalam peredaman gerak translasi pada perubahan rasio lengan $r_L = 0,5$ dan $r_L = 1$ (asumsi ujung beam) masih mampu mereduksi getaran tetapi akan lebih baik posisi DVA di pusat massa.

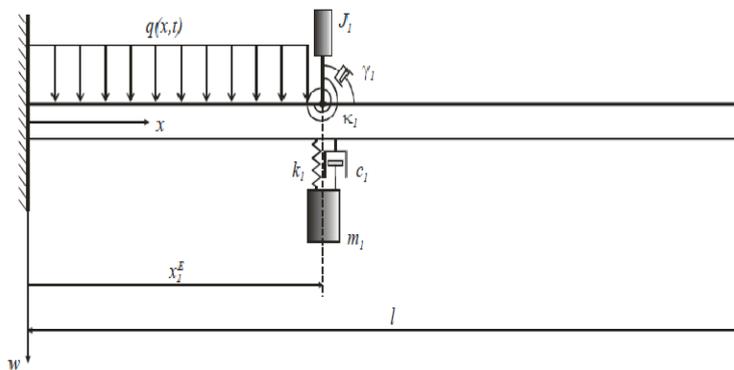


Gambar 2.15 Grafik Perubahan Karakteristik RMS *Angular Displacement* dengan perubahan r_L untuk $m_a = m_b/10$ [1]

Untuk sistem utama dengan massa absorber yang tidak lagi diletakkan pada pusat massa, sehingga sistem terkopel secara statis. Terkopelnya sistem secara statis berakibat pada jumlah resonansi yang diperoleh pada gerak translasi sama dengan jumlah resonansi pada arah rotasi.

Dari grafik tersebut ditunjukkan gambar 2.16 bahwa semakin besar rasio lengan momen (r_L) yang diberikan maka resonansi pertama akan berada pada frekuensi yang lebih rendah. Sedangkan untuk resonansi kedua dan ketiga justru akan berada pada rasio frekuensi yang tinggi ketika rasio lengan momen yang diberikan semakin besar. Dengan demikian jarak antara resonansi kedua dan pertama akan menjadi semakin lebar seiring dengan bertambahnya rasio lengan yang diberikan.

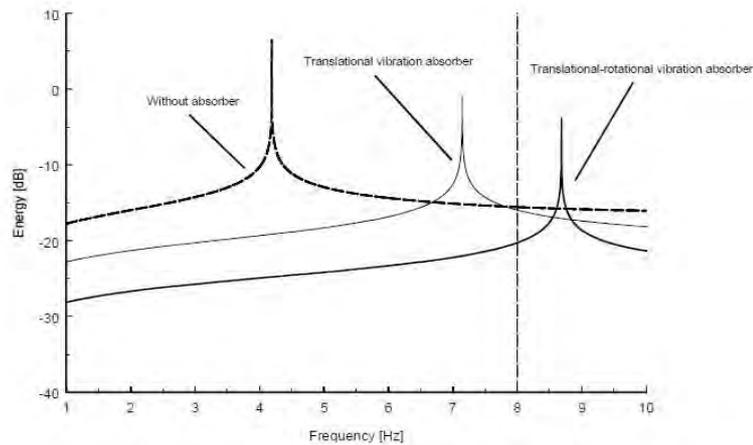
Penelitian mengenai *turn mass damping* pada pelat atau beam telah dilakukan oleh Weldemar Latas [19] dan M. Najafi [20]. Pada penelitian [19] dimana sebuah balok yang ditumpu dengan tumpuan jepit dengan massa peredam. Balok dikenakan gaya eksitasi secara harmonik dan terdistribusi di suatu titik konsentrasi tertentu.



Gambar 2.16 Panjang (L) Cantilever Balok dengan beban eksitasi harmonik terdistribusi dengan sebuah massa absorber translasi dan rotasi [19]

Untuk frekuensi balok diberikan adalah : $f_1 = 4,191$ Hz, $f_2 = 26,264$ Hz, $f_3 = 73,541$ Hz, $f_4 = 144,111$ Hz. Diasumsikan dalam perhitungan tersebut nilai peredam ($c_1 = 0$ $\gamma_1 = 0$) dengan berada resonansinya frekuensi tunggal.

Pada gambar grafik 2.17 bahwa ada perbaikan secara efisien peredaman translasi-rotasi dibandingkan dengan satu translasi dengan pengurangan energi kinetik pada range frekuensi (1.0 Hz , 8.0 Hz) hampir dua kali besarnya (sekitar delapan puluh kali untuk frekuensi yang sama 8.0 Hz).



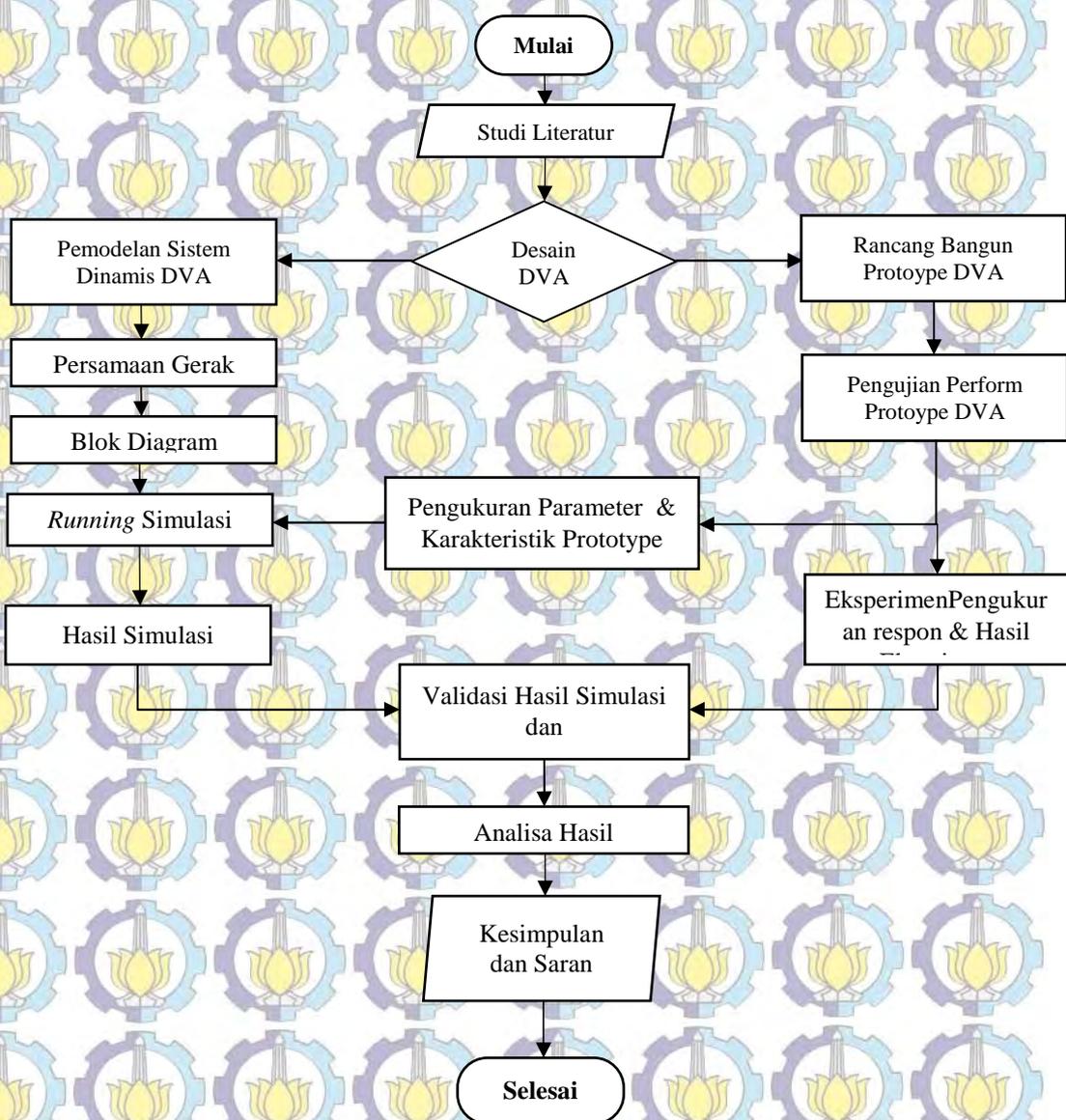
Gambar 2.17 Energy Kinetik pada cantilever Beam: Puncak (1) *without absorber*, Puncak (2) dengan Translasi absorber, Puncak (3) dengan translasi –rotasional absorber [19]

Maka dalam penelitian ini simulasi numerik menunjukkan peningkatan pengurangan getaran yang cukup besar ketika peredam translasi –rotasi yang digunakan.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah Dasar Penelitian

Berikut ini merupakan diagram alir yang menjelaskan langkah-langkah secara umum yang dilakukan dalam penelitian ini.



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian Secara Umum

3.2 Studi Literatur

Studi literatur ini merupakan sebagai langkah awal dalam kegiatan penelitian. Referensi dapat berupa jurnal-jurnal penelitian, buku-buku teori serta literatur penelitian-penelitian sebelumnya yang berkaitan dengan konsep *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) untuk memperkaya wawasan pengetahuan mengenai permasalahan-permasalahan dijadikan dasar teori dan landasan berpikir dalam penelitian ini.

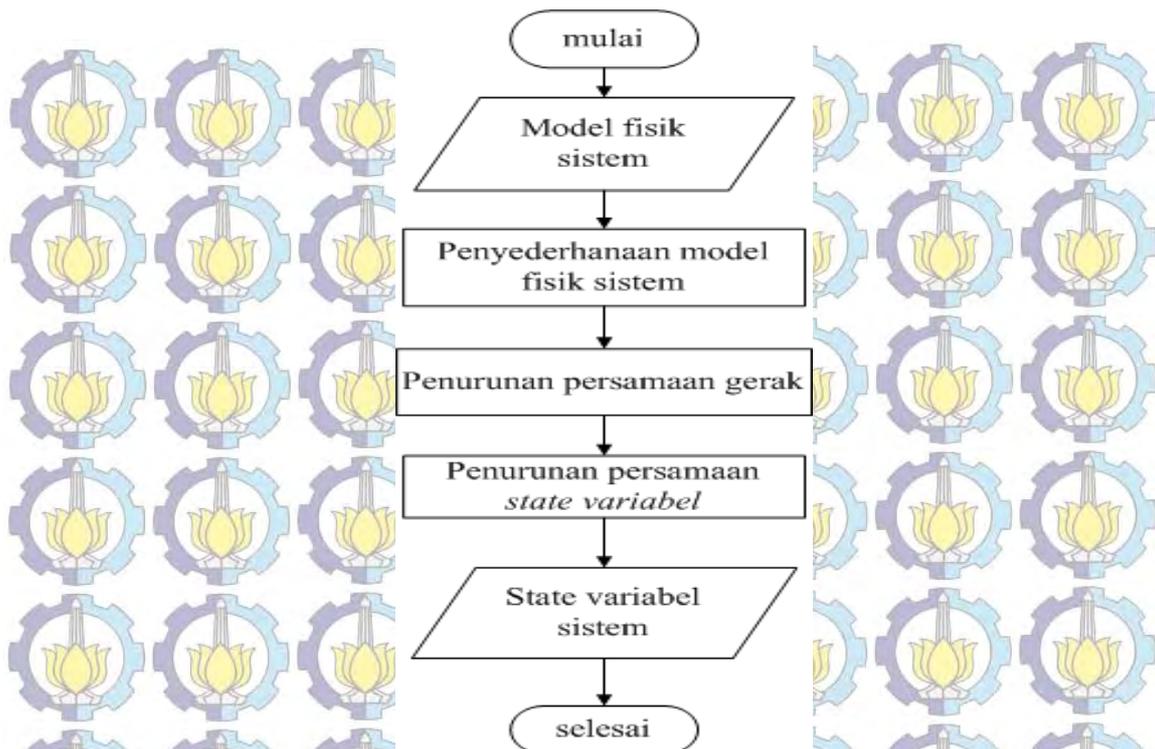
3.3 Pemodelan Dinamis Sistem

Pada tahap ini dilakukan dengan pemodelan dinamis sistem bertujuan untuk mencari solusi dari analisis perilaku sistem dan merumuskan model persamaan gerak matematika. Dari persamaan gerak model inilah yang nantinya akan digunakan untuk membangun blok diagram simulasi untuk mencari respon getaran dari sistem saat diberikan suatu gaya eksitasi.

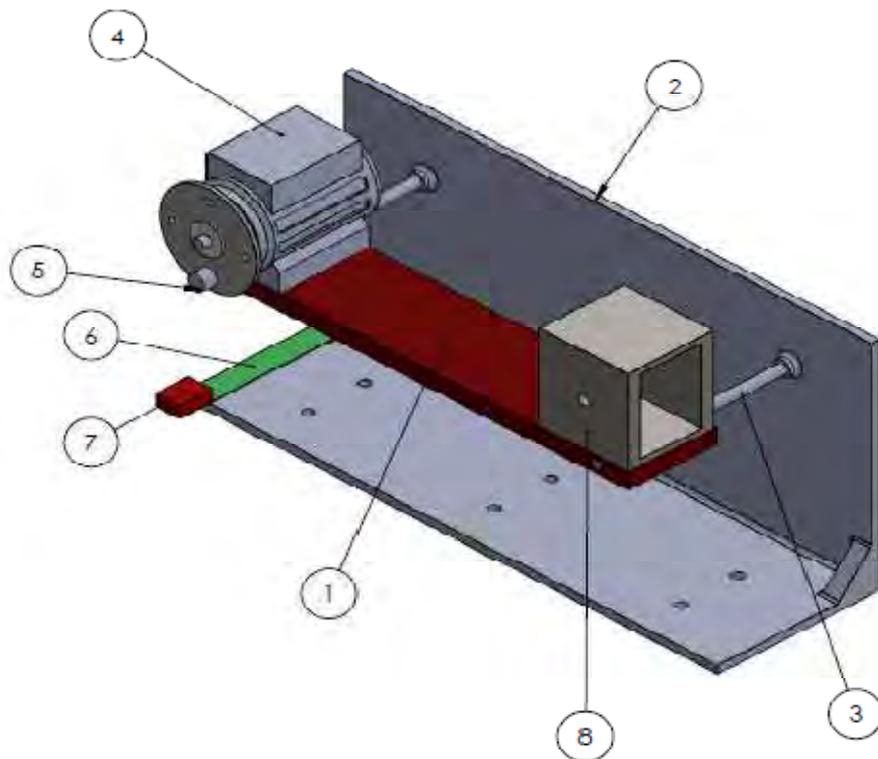
Pada penelitian ini dalam pemodelan dinamis dibedakan menjadi 2 macam yakni pemodelan dinamis dengan tanpa penambahan DVA dan dengan DVA. Gaya eksitasi pada motor di rancang untuk menimbulkan 2 arah gaya pada sistem utama yakni arah translasi dan arah rotasi dimana secara umum disebut gerakan *pitching* dan *bouncing*. Gambar 3.2 menunjukkan diagram alir dari pemodelan dinamis sistem.

3.3.1 Penyederhanaan Model Fisik Sistem

Dalam mempermudah proses analisa maka sebelumnya dapat dilakukan penyederhanaan dari bentuk fisik sistem DVA, seperti pada gambar 3.3 sistem DVA ini terdiri dari sebuah balok dengan massa (m_{sistem}) tertentu yang akan diredam getarannya. *Absorber* digambarkan sebagai massa absorber dan terletak bisa sepanjang lengan dari balok. Gaya eksitasi berasal dari motor listrik yang diberi massa *unbalance* sebagai gaya eksitasi pada balok terletak pada suatu titik balok, sehingga pada sistem utama mengalami gerakan arah translasi dan arah rotasi.



Gambar 3.2 Diagram Alir Pemodelan Dinamis Sistem



Gambar 3.3 Desain Prototype Sistem DVA

Tabel 3.1 Desain Prototype Sistem DVA

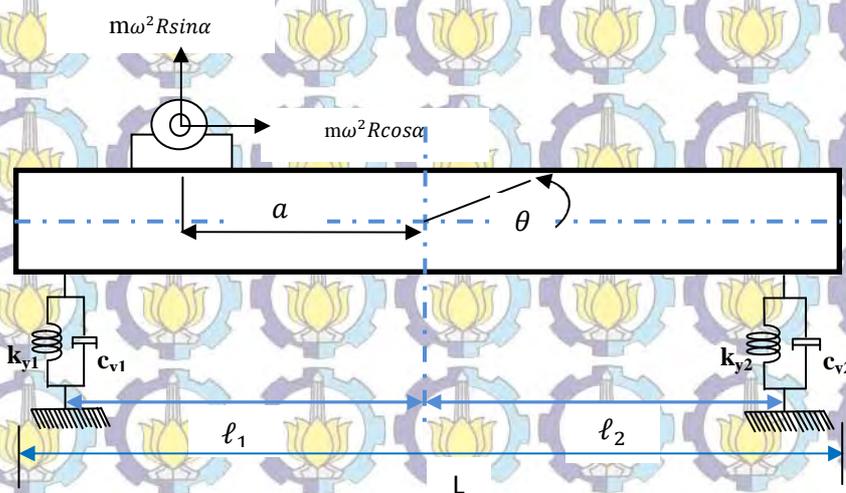
No	Propertise Material	Keterangan
1	Beam (Plat Utama) <ul style="list-style-type: none"> • Bahan • Panjang • Lebar • Tebal 	Aluminium 520 mm 110 mm 20 mm
2	Base Metal <ul style="list-style-type: none"> • Bahan • Panjang • Lebar • Tinggi • Tebal 	Mild Steel 650 mm 200 mm 300 mm 10 mm
3	Cantilever Sistem utama <ul style="list-style-type: none"> • Bahan • Bentuk penampang • Panjang • Diameter • Jarak CG beam – Kantilever sistem utama (I_1 dan I_2) 	Mild Steel Silinder 211 mm 12 mm 225 mm
4	Motor <ul style="list-style-type: none"> • Putaran Maks. • Daya Maks. • Berat 	50 Hz 0,25 Hp 5 kg
5	Massa <i>Unbalance</i> <ul style="list-style-type: none"> • Berat • Diameter 	0,14 kg 45 mm
6	Penggaris <ul style="list-style-type: none"> • Bahan • Panjang • Lebar • Tebal 	Stainless Steel 300 mm 30 mm 2 mm
7	Massa Absorber <ul style="list-style-type: none"> • Bahan • Berat 	Mild Steel 0,694 kg
8	Kotak Balance <ul style="list-style-type: none"> • Bahan • Berat 	Mild Steel 5 kg

Prototype ini merupakan sebuah sistem massa dan pegas yang ingin diredam arah getarannya. Gambar 3.3 memperlihatkan sebuah desain prototype DVA penelitian dimana komponen sistem utama ditumpu oleh dua buah dengan kantilever sebagai pengganti tumpuan pegas (*spring*). Dari kesatuan prototype sistem utama ini diberikan gaya getaran kearah translasi dan rotasi dengan massa

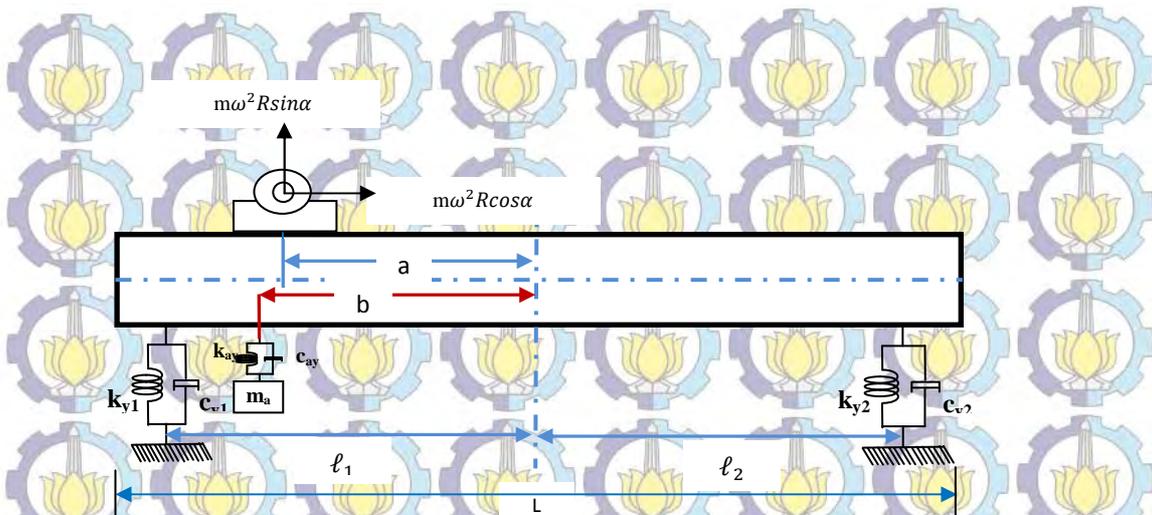
unbalance yang dilekatkan pada *disk*. Untuk mengurangi getaran yang ditimbulkan, maka pada bagian depan dari massa utama diberikan massa tambahan serta kantilever tambahan sebagai pengganti pegas. Seperti yang ditabel 3.1 merupakan bagian-bagian prototype DVA dengan bahan material dan dimensi yang telah ditentukan dalam penelitian ini.

Pada gambar 3.3 diperlihatkan bahwa gaya eksitasi ditimbulkan oleh putaran motor dengan massa *unbalance*. Namun hal ini perlu diperhatikan bahwa massa dari massa motor, massa disk plat, dan massa *unbalance* akan diimbangi dengan massa penyeimbang dengan acuan titik pusat massa sistem utama. Tujuan massa penyeimbang ini adalah memudahkan dalam menentukan atau mempertahankan titik pusat massa sistem utama berada ditengah-tengah balok sehingga dalam respon getaran rotasi sejatinya dari akibat gaya eksitasi massa *unbalance*.

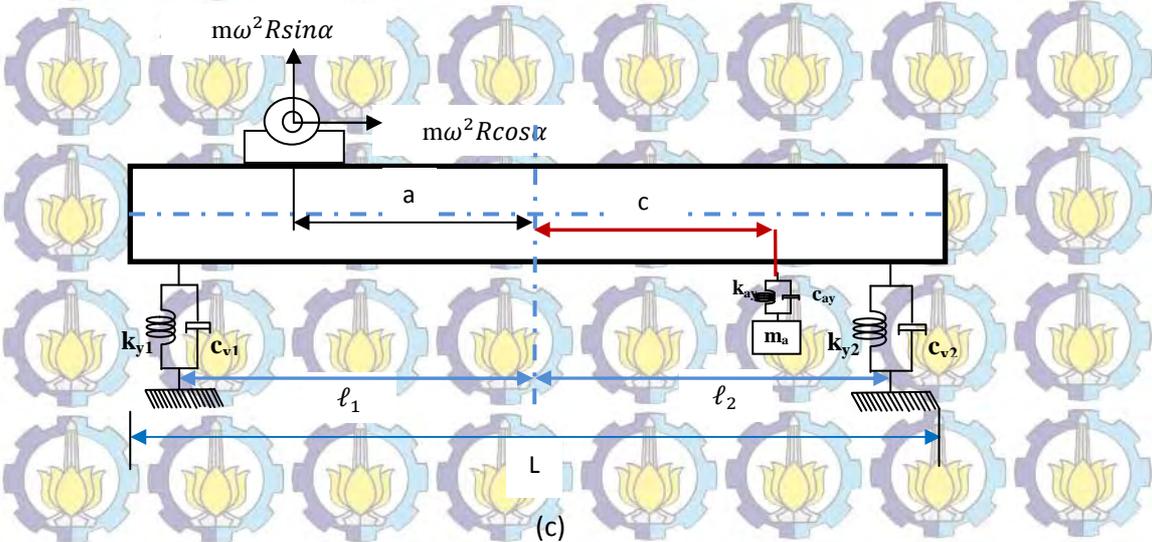
Dalam penambahan massa penyeimbang tersebut tidak mempengaruhi dalam penurunan persamaan gerak sistem. Namun adanya massa penyeimbang tersebut akan mempengaruhi dalam perhitungan nilai inersia (I) dari sistem utama. Perubahan pada gaya eksitasi yang sekaligus satu kesatuan komponen massa motor listrik dan disk plat akan di ikuti dengan perubahan massa penyeimbang. Hal ini dilakukan agar titik pusat massa sistem utama tetap dipertahankan pada posisi ditengah balok atau titik pusat massa sistem.



Gambar 3.4 Model sistem tanpa DVA



Gambar 3.5 Model sistem dengan DVA dengan sisi mendekati sumber eksitasi dari titik pusat massa



Gambar 3.6 Model sistem dengan penambahan DVA dengan sisi menjauhi sumber eksitasi dari titik pusat massa

Tabel 3.2 Simbol-simbol pada Sistem Utama dan DVA

No	Simbol	Keterangan
1	F	Gaya eksitasi oleh motor listrik
2	m_a	Massa <i>absorber</i> tambahan
3	m_b	Massa balok sistem utama
4	k_{y1}, k_{y2}	Konstanta kekakuan kantilever 1&2 sistem utama
5	k_{ay}	Konstanta kekakuan kantilever absorber
6	c_2, c_2	Konstanta redaman kantilever sistem utama
7	c_{ay}	Konstanta redaman kantilever massa absorber
8	ℓ_1, ℓ_2	Jarak antara kantilever 1&2 dengan pusat sistem
9	L	Panjang total balok / <i>beam</i>
10	a	Jarak antara motor listrik dengan titik pusat system
11	b	Jarak antara massa peredam kiri dengan titik titik pusat sistem
12	c	Jarak antara massa peredam kanan dengan titik titik pusat sistem

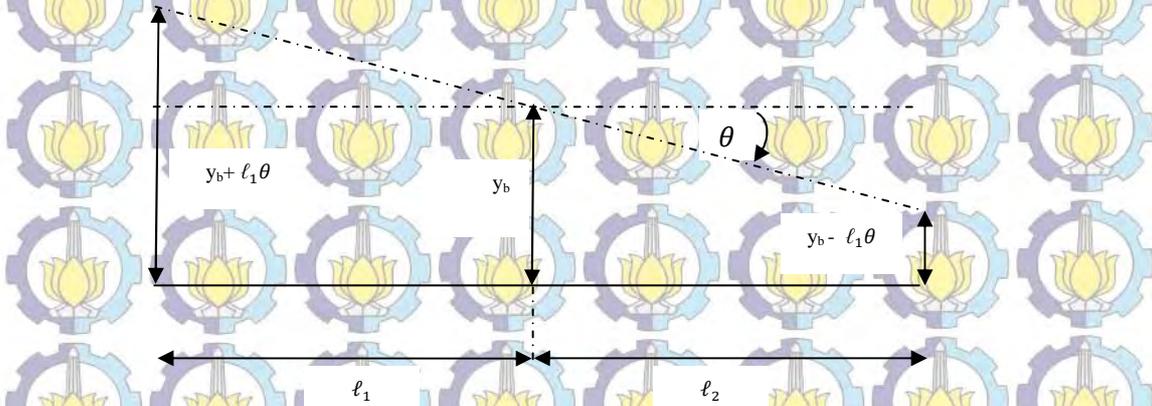
3.3.2 Penurunan Persamaan Gerak

Persamaan gerak dari sistem diturunkan sebelumnya dengan membangun *free body diagram* (FBD) dari model fisik sistem yang telah disederhanakan. Berdasarkan FBD yang telah dibentuk setiap komponen gaya dijumlahkan dengan menggunakan Hukum Newton 2 untuk gerak translasi. Sebelum melakukan analisa lebih lanjut guna mencari persamaan gerak sistem, maka perlu dicari displacement dari balok karena rotasi dan translasi.

Dalam penurunan persamaan sistem utama tersebut mempengaruhi jumlah dari kebebasan arah gaya gerak yang biasanya disebut *Degree of Freedom* / DOF. Dalam penelitian ini dengan penempatan posisi gaya eksitasi dan penambahan massa absorber akan mempengaruhi jumlah DOF. Bilamana sistem utama tanpa DVA maka menjadi 2-DOF yakni gaya translasi dan gaya rotasi pada balok. Adanya gaya rotasi dipengaruhi oleh peletakan gaya eksitasi tidak tepat pada titik pusat massa sistem. Sistem utama dengan DVA maka menjadi 3-DOF yakni 2 gaya translasi dan gaya rotasi. Pada gaya translasi terjadi 2 arah gaya yakni pada arah getaran balok dan getaran massa absorber.

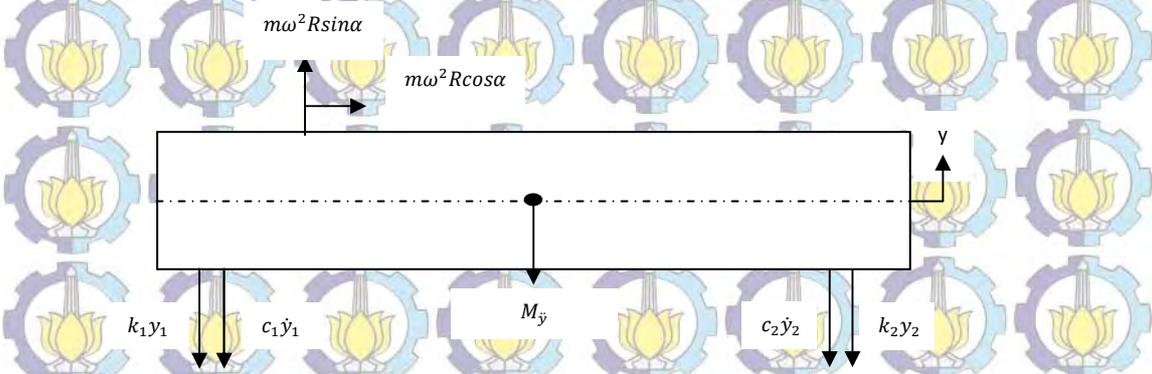
Adapun penjabaran dari diagram alir penurunan persamaan gerak adalah sebagai berikut:

a. Penurunan persamaan gerak sistem tanpa penambahan DVA



Gambar 3.7 Displacement arah sumbu Y

• Displacement arah y pada sistem utama dengan FBD sebagai berikut :



Gambar 3.8 Free Body Diagram untuk gerak translasi pada sistem utama

$$\uparrow + \sum F = M_b \ddot{y}_b$$

$$M_b \ddot{y}_b + c_1 \dot{y}_1 + c_2 \dot{y}_2 + k_1 y_1 + k_2 y_2 = m \omega^2 R \sin \alpha$$

dimana displacement beam : $y_1 = y_b + l_1 \theta$ dan $y_2 = y_b - l_2 \theta$

maka :

$$M_b \ddot{y}_b + c_1 (\dot{y}_b + l_1 \dot{\theta}) + c_2 (\dot{y}_b - l_2 \dot{\theta}) + k_1 (y_b + l_1 \theta) + k_2 (y_b - l_2 \theta) = m \omega^2 R \sin \alpha$$

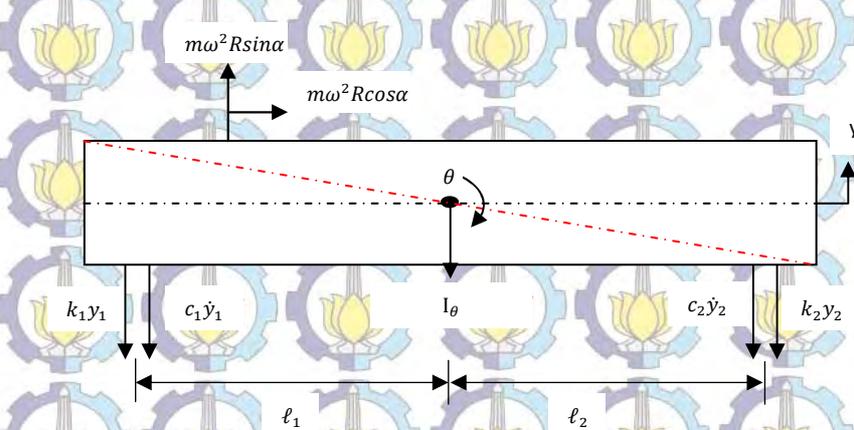
$$M_b \ddot{y}_b + c_1 \dot{y}_b + c_1 l_1 \dot{\theta} + c_2 \dot{y}_b - c_2 l_2 \dot{\theta} + k_1 y_b + k_1 l_1 \theta + k_2 y_b - k_2 l_2 \theta = m \omega^2 R \sin \alpha$$

$$M_b \ddot{y}_b + (c_1 + c_2) \dot{y}_b + (c_1 \ell_1 - c_2 \ell_2) \dot{\theta} + (k_1 + k_2) y_b + (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) \theta = m \omega^2 R \sin \alpha$$

Dapat diturunkan ke persamaan *state variabel*

$$\ddot{y}_b = \frac{1}{M_b} [-(c_1 + c_2) \dot{y}_b - (c_1 \ell_1 - c_2 \ell_2) \dot{\theta} - (k_1 + k_2) y_b - (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) \theta + k_{ay} y_a + m \omega^2 R \sin \alpha] \quad (3.1)$$

- Displacement Angular pada beam dengan FBD sebagai berikut :



Gambar 3.9 *Free Body Diagram* untuk gerak rotasi pada sistem utama

$$\sum M + \sum M = I \cdot \ddot{\theta}$$

$$I \cdot \ddot{\theta} = -c_1 \ell_1 \dot{y}_1 - k_1 \ell_1 y_1 + c_2 \ell_2 \dot{y}_2 + k_2 \ell_2 y_2 + m \omega^2 R \sin \alpha$$

dimana displacement beam : $y_1 = y_b + \ell_1 \theta$ dan $y_2 = y_b - \ell_2 \theta$

$$I \cdot \ddot{\theta} = -c_1 \ell_1 (\dot{y}_b + \ell_1 \dot{\theta}) - k_1 \ell_1 (y_b + \ell_1 \theta) + c_2 \ell_2 (\dot{y}_b - \ell_2 \dot{\theta}) + k_2 \ell_2 (y_b - \ell_2 \theta) + m \omega^2 R \sin \alpha$$

$$I \cdot \ddot{\theta} = -c_1 \ell_1 \dot{y}_b - c_1 \ell_1^2 \dot{\theta} - k_1 \ell_1 y_b - k_1 \ell_1^2 \theta + c_2 \ell_2 \dot{y}_b - c_2 \ell_2^2 \dot{\theta} + k_2 \ell_2 y_b - k_2 \ell_2^2 \theta + m \omega^2 R \sin \alpha$$

$$I \cdot \ddot{\theta} + (c_1 \ell_1^2 + c_2 \ell_2^2) \dot{\theta} + (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2) \theta = (-c_1 \ell_1 + c_2 \ell_2) \dot{y}_b + (-k_1 \ell_1 + k_2 \ell_2) y_b + m \omega^2 R \sin \alpha$$

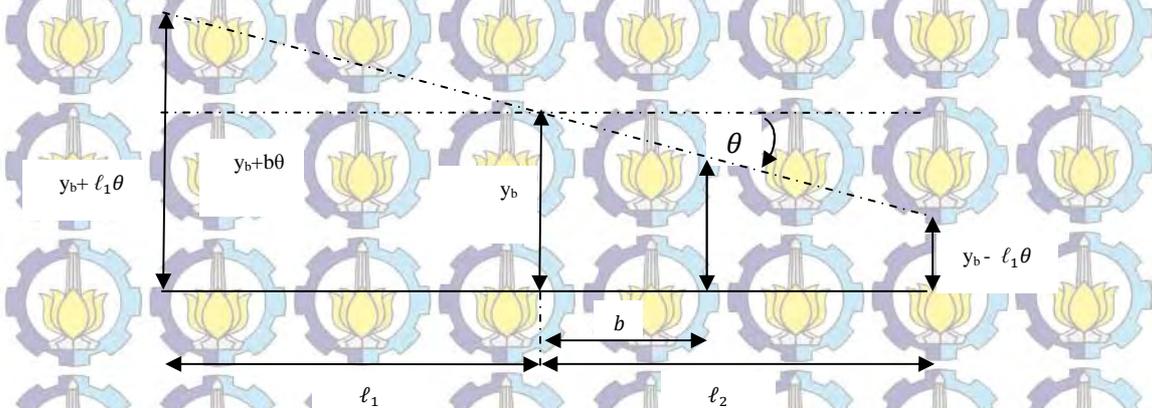
Dapat diturunkan ke persamaan *state variabel*

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I} [-(c_1 \ell_1^2 + c_2 \ell_2^2) \dot{\theta} - (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2) \theta + (-c_1 \ell_1 + c_2 \ell_2) \dot{y}_b + (-k_1 \ell_1 + k_2 \ell_2) y_b + m \omega^2 R \sin \alpha] \quad (3.2)$$

b. Penurunan persamaan gerak sistem dengan penambahan DVA

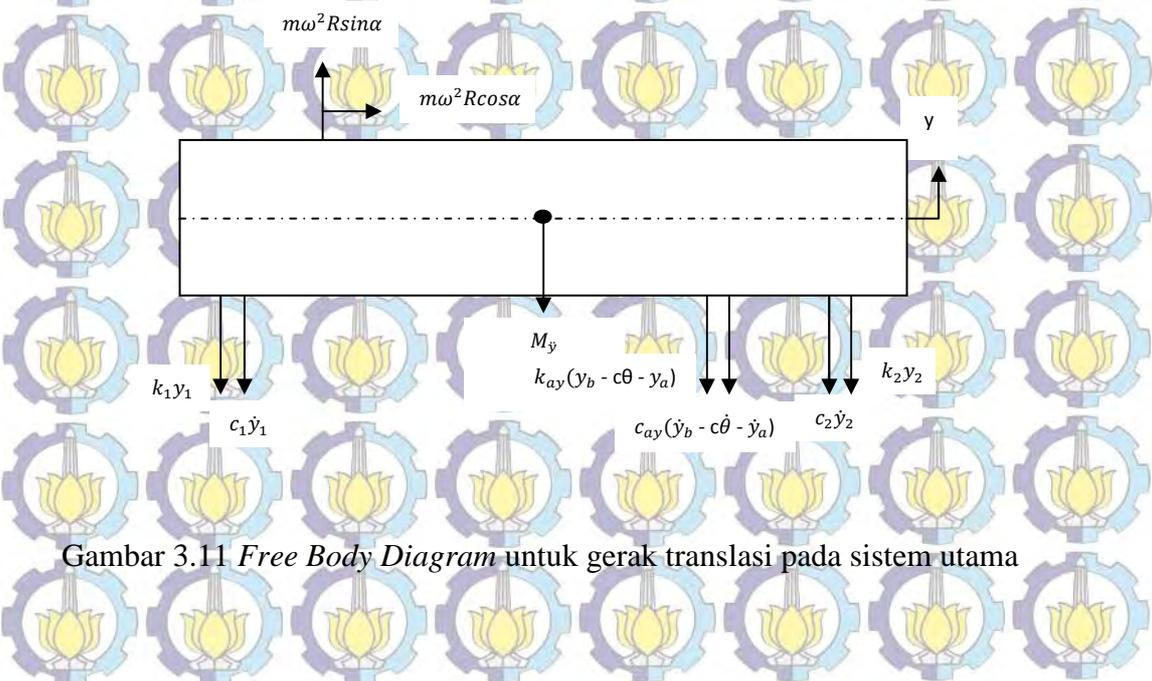
Dengan pemodelan secara fisik system dengan penyederhanaan model sehingga dapat diturunkan terlebih dahulu dengan membangun FBD. Dengan persamaan gerak sistem diperlukan *displacement* dari beam karena adanya gerak rotasi dan translasi. Karena arah gerak DVA sepanjang beam maka penurunan rumus dengan pendekatan DVA dengan sisi menjauhi dan mendekati sumber eksitasi dengan titik acuan pada titik pusat massa beam.

1. Penurunan persamaan gerak dengan DVA menjauhi Sumber Eksitasi



Gambar 3.10 Displacement arah sumbu Y dengan DVA sisi menjauhi Sumber eksitasi

- Displacement arah y pada sistem utama dengan FBD sebagai berikut :



Gambar 3.11 Free Body Diagram untuk gerak translasi pada sistem utama

$$\uparrow + \sum F = M_b \ddot{y}_b$$

$$M_b \ddot{y}_b + c_1 \dot{y}_1 + c_2 \dot{y}_2 + k_1 y_1 + k_2 y_2 + c_{ay} (\dot{y}_b - b\dot{\theta} - \dot{y}_a) + k_{ay} (y_b - b\theta - y_a) = m\omega^2 R \sin \alpha$$

dimana displacement beam : $y_1 = y_b + \ell_1 \theta$ dan $y_2 = y_b - \ell_2 \theta$

maka :

$$M_b \ddot{y}_b + c_1 (\dot{y}_b + \ell_1 \dot{\theta}) + c_2 (\dot{y}_b - \ell_2 \dot{\theta}) + k_1 (y_b + \ell_1 \theta) + k_2 (y_b - \ell_2 \theta) + c_{ay} (\dot{y}_b - b\dot{\theta} - \dot{y}_a) + k_{ay} (y_b - b\theta - y_a) = m\omega^2 R \sin \alpha$$

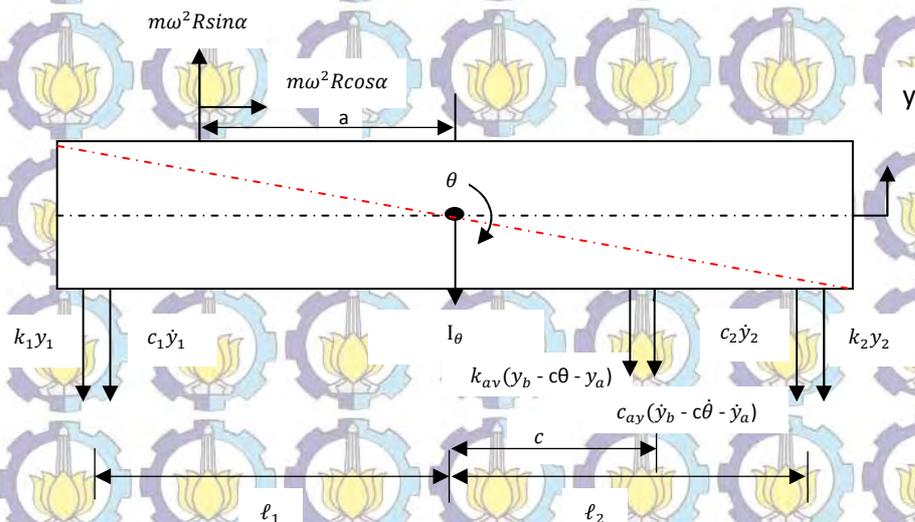
$$M_b \ddot{y}_b + c_1 \dot{y}_b + c_1 \ell_1 \dot{\theta} + c_2 \dot{y}_b - c_2 \ell_2 \dot{\theta} + k_1 y_b + k_1 \ell_1 \theta + k_2 y_b - k_2 \ell_2 \theta + c_{ay} \dot{y}_b - c_{ay} b \dot{\theta} - c_{ay} \dot{y}_a + k_{ay} y_b - k_{ay} b \theta - k_{ay} y_a = m\omega^2 R \sin \alpha$$

$$M_b \ddot{y}_b + (c_1 + c_2 + c_{ay}) \dot{y}_b + (c_1 \ell_1 - c_2 \ell_2 - c_{ay} b) \dot{\theta} + (k_1 + k_2 + k_{ay}) y_b + (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2 - k_{ay} b) \theta - c_{ay} \dot{y}_a - k_{ay} y_a = m\omega^2 R \sin \alpha$$

Dapat diturunkan ke persamaan state variabel

$$\ddot{y}_b = \frac{1}{M_b} [-(c_1 + c_2 + c_{ay}) \dot{y}_b - (c_1 \ell_1 - c_2 \ell_2 - c_{ay} b) \dot{\theta} - (k_1 + k_2 + k_{ay}) y_b - (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2 - k_{ay} b) \theta + c_{ay} \dot{y}_a + k_{ay} y_a + m\omega^2 R \sin \alpha] \quad (3.3)$$

- Displacement Angular pada beam dengan FBD sebagai berikut :



Gambar 3.12 *Free Body Diagram* untuk gerak rotasi pada sistem utama

$$\cup + \sum M = I \cdot \ddot{\theta}$$

$$I \cdot \ddot{\theta} = -c_1 \ell_1 \dot{y}_1 - k_1 \ell_1 y_1 + c_2 \ell_2 \dot{y}_2 + k_2 \ell_2 y_2 + c_{ay} \cdot b (\dot{y}_b - b\dot{\theta} - \dot{y}_a) + k_{ay} \cdot b (y_b - b\theta - y_a) + m a \omega^2 R \sin \alpha$$

dimana displacement beam : $y_1 = y_b + \ell_1 \theta$ dan $y_2 = y_b - \ell_2 \theta$

$$I \cdot \ddot{\theta} = -c_1 \ell_1 (\dot{y}_b + \ell_1 \dot{\theta}) - k_1 \ell_1 (y_b + \ell_1 \theta) + c_2 \ell_2 (\dot{y}_b - \ell_2 \dot{\theta}) + k_2 \ell_2 (y_b - \ell_2 \theta) + c_{ay} b (\dot{y}_b - b\dot{\theta} - \dot{y}_a) + k_{ay} b (y_b - b\theta - y_a) + m a \omega^2 R \sin \alpha$$

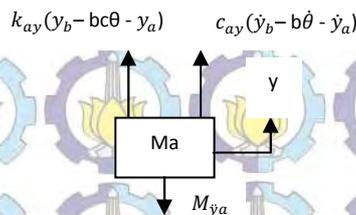
$$I \cdot \ddot{\theta} = -c_1 \ell_1 \dot{y}_b - c_1 \ell_1^2 \dot{\theta} - k_1 \ell_1 y_b - k_1 \ell_1^2 \theta + c_2 \ell_2 \dot{y}_b - c_2 \ell_2^2 \dot{\theta} + k_2 \ell_2 y_b - k_2 \ell_2^2 \theta + c_{ay} b \dot{y}_b - c_{ay} b b \dot{\theta} - c_{ay} b \dot{y}_a + k_{ay} b y_b - k_{ay} b b \theta - k_{ay} b y_a + m a \omega^2 R \sin \alpha$$

$$I \cdot \ddot{\theta} + (c_1 \ell_1^2 + c_2 \ell_2^2 + c_{ay} \cdot b^2) \dot{\theta} + (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2 + k_{ay} \cdot b^2) \theta = (-c_1 \ell_1 + c_2 \ell_2 + c_{ay} \cdot b) \dot{y}_b + (-k_1 \ell_1 + k_2 \ell_2 + k_{ay} b) y_b - c_{ay} \cdot b \dot{y}_a - k_{ay} b y_a + m a \omega^2 R \sin \alpha$$

Dapat diturunkan ke persamaan *state variabel*

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I} [-(c_1 \ell_1^2 + c_2 \ell_2^2 + c_{ay} b^2) \dot{\theta} - (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2 + k_{ay} b^2) \theta + (-c_1 \ell_1 + c_2 \ell_2 + c_{ay} b) \dot{y}_b + (-k_1 \ell_1 + k_2 \ell_2 + k_{ay} b) y_b - c_{ay} b \dot{y}_a - k_{ay} b y_a + m a \omega^2 R \sin \alpha] \quad (3.4)$$

- Displacement Massa absorber (Ma) arah y dengan FBD sebagai berikut :



Gambar 3.13 *Free Body Diagram* untuk massa absorber

$$\sum F = M_a \ddot{y}_a$$

$$M_a \ddot{y}_a = k_{ay} (y_b - b\theta - y_a) + c_{ay} (\dot{y}_b - b\dot{\theta} - \dot{y}_a)$$

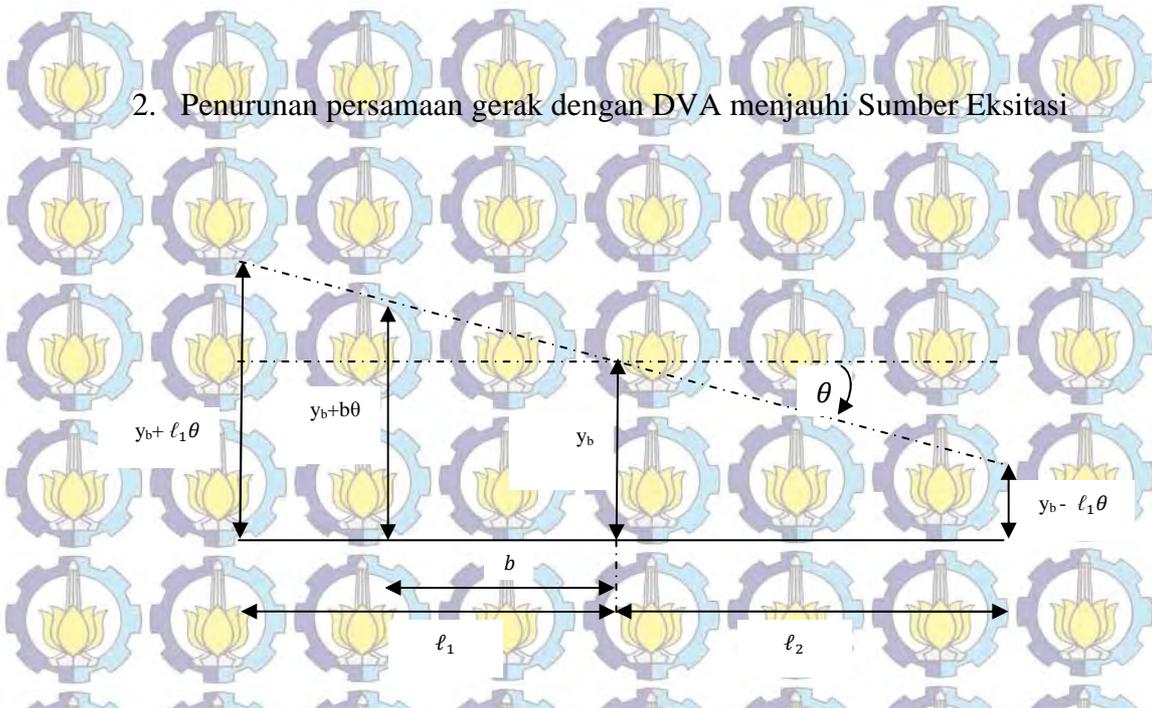
$$M_a \ddot{y}_a = k_{ay} y_b - k_{ay} b\theta - k_{ay} y_a + c_{ay} \dot{y}_b - c_{ay} b\dot{\theta} - c_{ay} \dot{y}_a$$

$$M_a \ddot{y}_a + c_{ay} \dot{y}_a + k_{ay} y_a = k_{ay} y_b - k_{ay} b\theta + c_{ay} \dot{y}_b - c_{ay} b\dot{\theta}$$

Dapat diturunkan ke persamaan *state variabel*

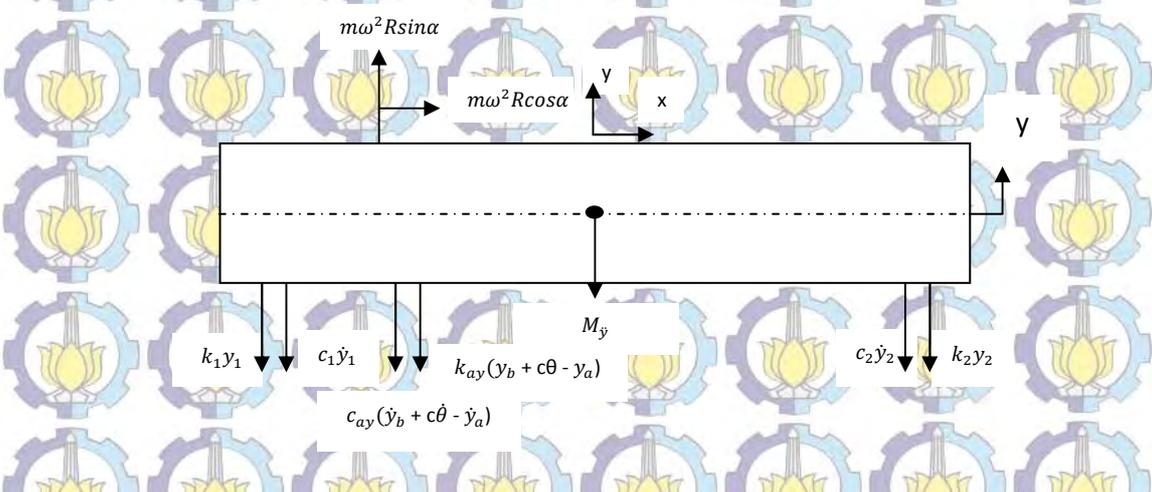
$$\ddot{y}_a = \frac{1}{M_a} [-c_{ay} \dot{y}_a - k_{ay} y_a + k_{ay} y_b - k_{ay} b\theta + c_{ay} \dot{y}_b - c_{ay} b\dot{\theta}] \quad (3.5)$$

2. Penurunan persamaan gerak dengan DVA menjauhi Sumber Eksitasi



Gambar 3.14 Displacement arah sumbu Y dengan DVA sisi mendekati sumber eksitasi

• Displacement arah y pada sistem utama dengan FBD sebagai berikut :



Gambar 3.15 Free Body Diagram untuk gerak translasi pada sistem utama

$$\uparrow + \sum F = M_b \ddot{y}_b$$

$$M_b \ddot{y}_b + c_1 \dot{y}_1 + c_2 \dot{y}_2 + k_1 y_1 + k_2 y_2 + c_{ay} (\dot{y}_b + b\dot{\theta} - \dot{y}_a) + k_{ay} (y_b + b\theta - y_a) = m\omega^2 R \sin \alpha$$

dimana displacement beam : $y_1 = y_b + l_1 \theta$ dan $y_2 = y_b - l_2 \theta$

maka :

$$M_b \ddot{y}_b + c_1 (\dot{y}_b + \ell_1 \dot{\theta}) + c_2 (\dot{y}_b - \ell_2 \dot{\theta}) + k_1 (y_b + \ell_1 \theta) + k_2 (y_b - \ell_2 \theta) +$$

$$c_{ay} (\dot{y}_b + b \dot{\theta} - \dot{y}_a) + k_{ay} (y_b + b \theta - y_a) = m \omega^2 R \sin \alpha$$

$$M_b \ddot{y}_b + c_1 \dot{y}_b + c_1 \ell_1 \dot{\theta} + c_2 \dot{y}_b - c_2 \ell_2 \dot{\theta} + k_1 y_b + k_1 \ell_1 \theta + k_2 y_b - k_2 \ell_2 \theta + c_{ay} \dot{y}_b$$

$$+ c_{ay} b \dot{\theta} - c_{ay} \dot{y}_a + k_{ay} y_b + k_{ay} b \theta - k_{ay} y_a = m \omega^2 R \sin \alpha$$

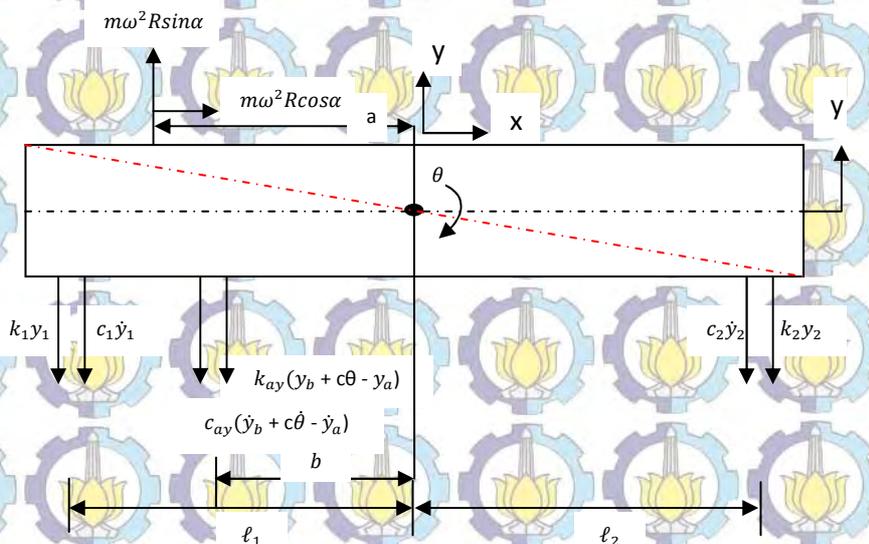
$$M_b \ddot{y}_b + (c_1 + c_2 + c_{ay}) \dot{y}_b + (c_1 \ell_1 - c_2 \ell_2 + c_{ay} b) \dot{\theta} + (k_1 + k_2 + k_{ay}) y_b +$$

$$(k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2 + k_{ay} b) \theta - c_{ay} \dot{y}_a - k_{ay} y_a = m \omega^2 R \sin \alpha$$

Dapat diturunkan ke persamaan *state variabel*

$$\ddot{y}_b = \frac{1}{M_b} \left[-(c_1 + c_2 + c_{ay}) \dot{y}_b - (c_1 \ell_1 - c_2 \ell_2 + c_{ay} b) \dot{\theta} - (k_1 + k_2 + k_{ay}) y_b - \right. \\ \left. (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2 + k_{ay} b) \theta + c_{ay} \dot{y}_a + k_{ay} y_a + m \omega^2 R \sin \alpha \right] \quad (3.6)$$

- Displacement Angular pada beam dengan FBD sebagai berikut :



Gambar 3.16 *Free Body Diagram* untuk gerak rotasi pada sistem utama

$$\cup + \sum M = I \cdot \ddot{\theta}$$

$$I \cdot \ddot{\theta} = -c_1 \ell_1 \dot{y}_1 - k_1 \ell_1 y_1 + c_2 \ell_2 \dot{y}_2 + k_2 \ell_2 y_2 - c_{ay} b (\dot{y}_b + b \dot{\theta} - \dot{y}_a) - k_{ay} b (y_b + b \theta - y_a) + m a \omega^2 R \sin \alpha$$

dimana displacement beam : $y_1 = y_b + \ell_1 \theta$ dan $y_2 = y_b - \ell_2 \theta$

$$I. \ddot{\theta} = -c_1 \ell_1 (\dot{y}_b + \ell_1 \dot{\theta}) - k_1 \ell_1 (y_b + \ell_1 \theta) + c_2 \ell_2 (\dot{y}_b - \ell_2 \dot{\theta}) + k_2 \ell_2 (y_b - \ell_2 \theta) + c_{ay} b (\dot{y}_b + b \dot{\theta} - \dot{y}_a) + k_{ay} b (y_b + b \theta - y_a) + m a \omega^2 R \sin \alpha$$

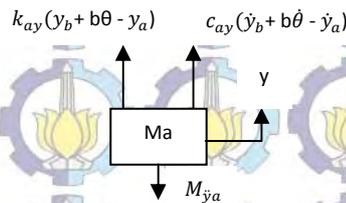
$$I. \ddot{\theta} = -c_1 \ell_1 \dot{y}_b - c_1 \ell_1^2 \dot{\theta} - k_1 \ell_1 y_b - k_1 \ell_1^2 \theta + c_2 \ell_2 \dot{y}_b - c_2 \ell_2^2 \dot{\theta} + k_2 \ell_2 y_b - k_2 \ell_2^2 \theta + c_{ay} b \dot{y}_b + c_{ay} b b \dot{\theta} - c_{ay} b \dot{y}_a + k_{ay} b y_b + k_{ay} b b \theta - k_{ay} b y_a + m a \omega^2 R \sin \alpha$$

$$I. \ddot{\theta} + (c_1 \ell_1^2 + c_2 \ell_2^2 - c_{ay} \cdot b^2) \dot{\theta} + (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2 - k_{ay} \cdot b^2) \theta = (-c_1 \ell_1 + c_2 \ell_2 + c_{ay} \cdot b) \dot{y}_b + (-k_1 \ell_1 + k_2 \ell_2 + k_{ay} b) y_b - c_{ay} \cdot b \dot{y}_a - k_{ay} b y_a + m a \omega^2 R \sin \alpha$$

Dapat diturunkan ke persamaan *state variabel*

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I} [-(c_1 \ell_1^2 + c_2 \ell_2^2 - c_{ay} b^2) \dot{\theta} - (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2 - k_{ay} b^2) \theta + (-c_1 \ell_1 + c_2 \ell_2 + c_{ay} b) \dot{y}_b + (-k_1 \ell_1 + k_2 \ell_2 + k_{ay} b) y_b - c_{ay} b \dot{y}_a - k_{ay} b y_a + m a \omega^2 R \sin \alpha] \quad (3.7)$$

- Displacement Massa absorber (Ma) arah y dengan FBD sebagai berikut :



Gambar 3.17 *Free Body Diagram* untuk massa absorber

$$\sum F = M_a \ddot{y}_a$$

$$M_a \ddot{y}_a = k_{ay} (y_b + b \theta - y_a) + c_{ay} (\dot{y}_b + b \dot{\theta} - \dot{y}_a)$$

$$M_a \ddot{y}_a = k_{ay} y_b + k_{ay} b \theta - k_{ay} y_a + c_{ay} \dot{y}_b + c_{ay} b \dot{\theta} - c_{ay} \dot{y}_a$$

$$M_a \ddot{y}_a + c_{ay} \dot{y}_a + k_{ay} y_a = k_{ay} y_b + k_{ay} b \theta + c_{ay} \dot{y}_b + c_{ay} b \dot{\theta}$$

Dapat diturunkan ke persamaan *state variabel*

$$\ddot{y}_a = \frac{1}{M_a} [-c_{ay} \dot{y}_a - k_{ay} y_a + k_{ay} y_b + k_{ay} b \theta + c_{ay} \dot{y}_b + c_{ay} b \dot{\theta}] \quad (3.8)$$

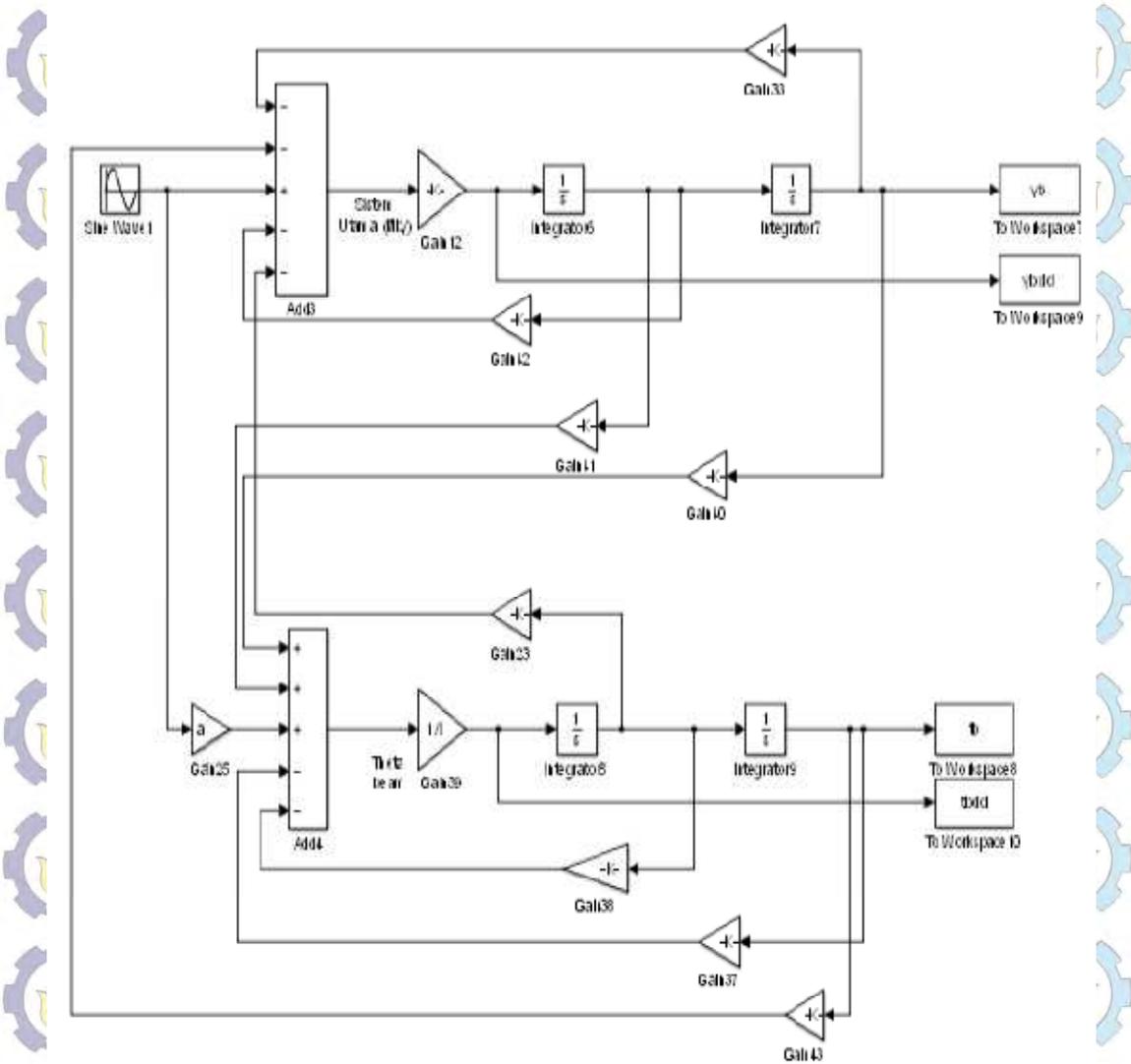
3.4 Pembuatan Blok Diagram Simulasi

Hasil persamaan *state variable* dari pemodelan dinamis ini akan dibangun dalam bentuk blok diagram simulasi dengan menggunakan *software* Simulink.

Simulasi ini dilakukan untuk mendapatkan respon getaran dari sistem utama baik sebelum penambahan dan dengan penambahan DVA.

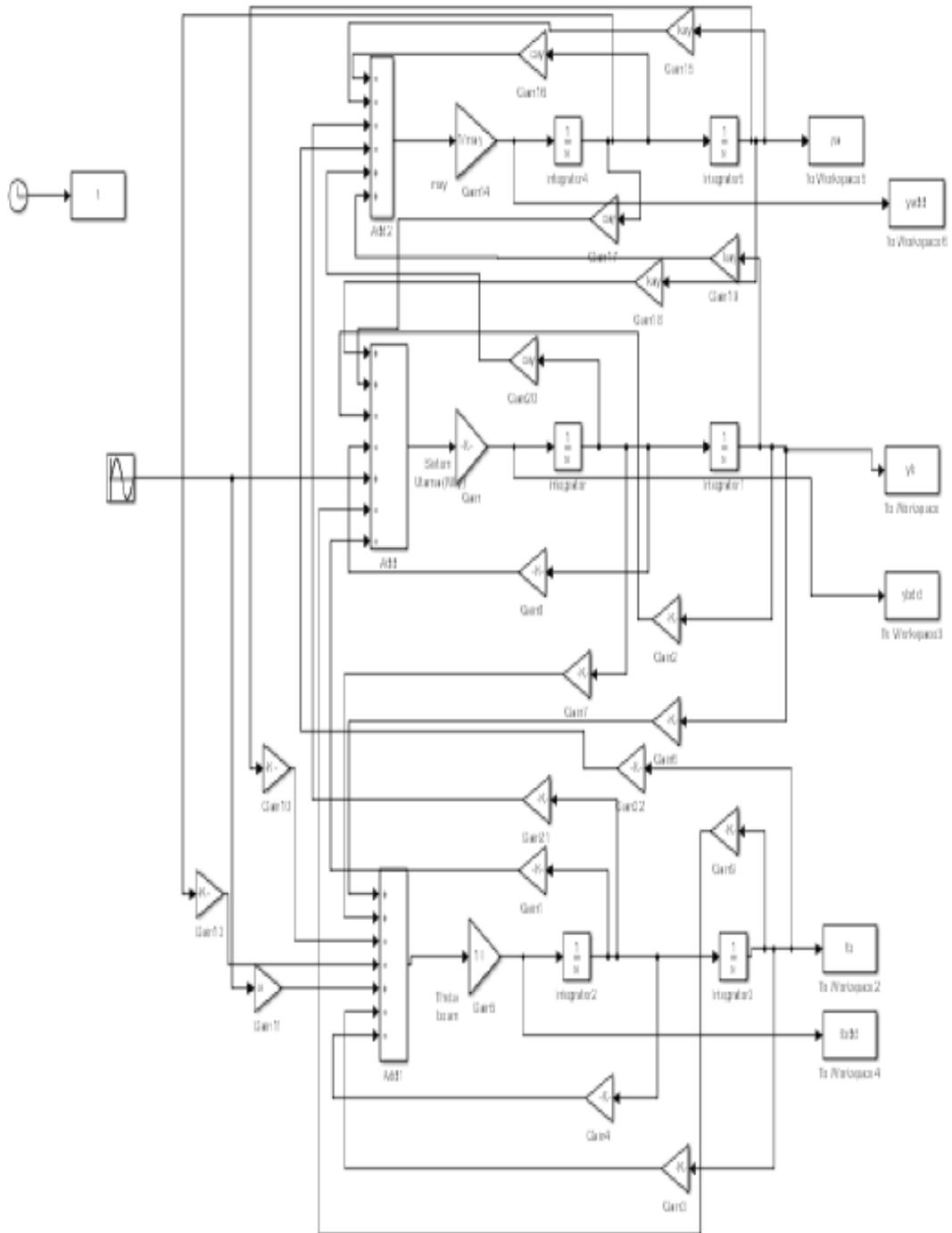
3.4.1 Pembuatan blok diagram simulink tanpa DVA

Adapun blok simulasi ditunjukkan pada gambar sebagai berikut :



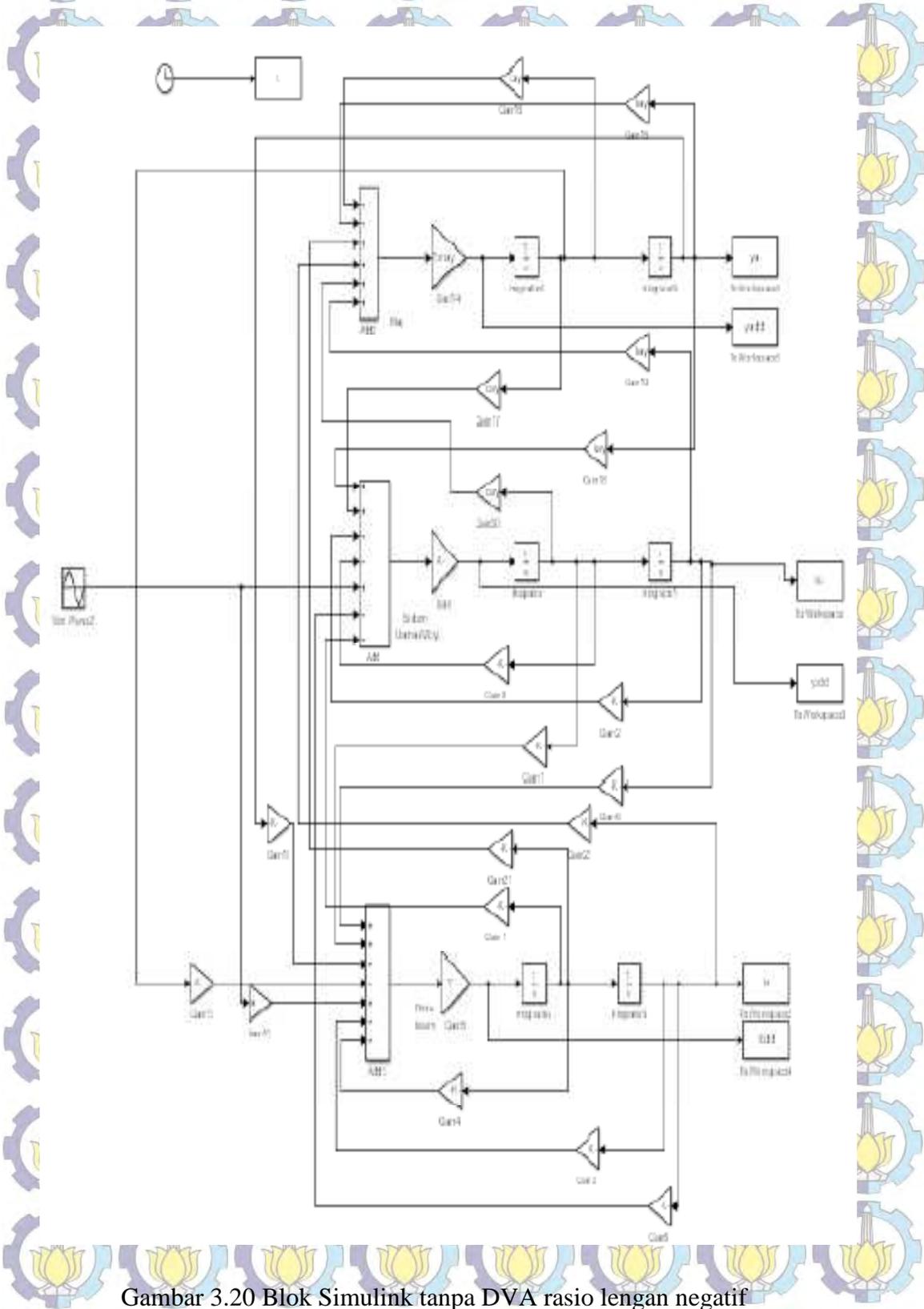
Gambar 3.18 Blok Simulink tanpa Penambahan DVA

3.4.2 Pembuatan blok diagram simulink dengan DVA rasio lengan positif
 Adapun blok simulasi ditunjukkan pada gambar sebagai berikut :



Gambar 3.19 Blok Simulink dengan dengan DVA rasio lengan positif

3.4.3 Pembuatan blok diagram simulink dengan DVA rasio lengan negatif
 Adapun blok simulasi ditunjukkan pada gambar sebagai berikut :



Gambar 3.20 Blok Simulink tanpa DVA rasio lengan negatif

3.5 Pengukuran Parameter

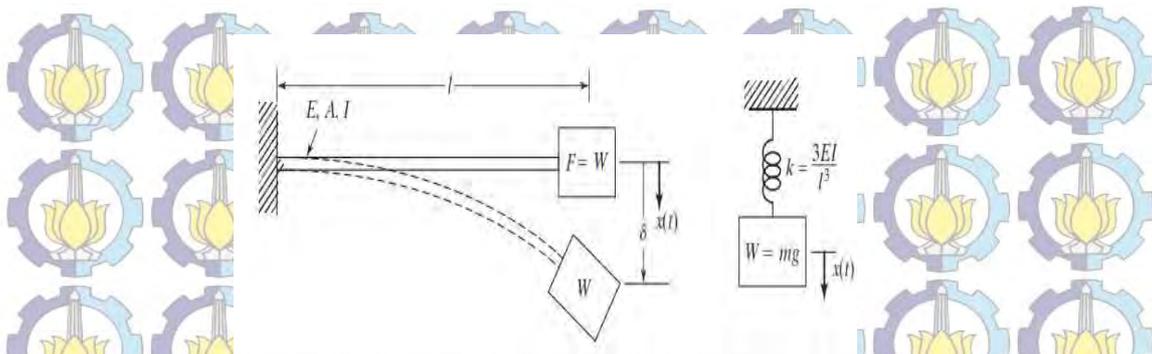
Sebelum simulasi dilakukan, parameter dari simulasi perlu diukur. Pembuatan prototype pada penelitian ini meliputi bagian-bagian komponen yang bekerja. Dimana bentuk fisik dari prototype ini telah didesain sebelumnya seperti pada gambar 3.3. Parameter ini meliputi massa, panjang, momen inersia, konstanta kekakuan serta koefisien redaman. Nilai massa diperoleh dengan penimbangan benda pada timbangan digital, sedangkan nilai panjang dapat diperoleh dengan pengukuran dengan menggunakan mistar dan jangka sorong. Nilai momen inersia sistem diperoleh dari *mass properties* dari Solidwork agar memastikan nilai yang akurat dilakukan perhitungan secara matematika dengan rumus fisika persamaan kesetimbangan berat. Sedangkan untuk nilai konstanta kekakuan dan koefisien redaman didapatkan dengan eksperimental.

3.5.1 Menentukan Konstanta Kekakuan *Kantilever* (k_1 dan k_2) sistem utama

Pada tahap ini dilakukan pengukuran kekakuan pada *kantilever* sistem utama dan sistem massa absorber. *Kantilever* ini berfungsi sebagai pengganti dari pegas pada sistem DVA ini. Untuk mengetahui nilai konstanta kekakuan *kantilever* ini dilakukan dengan cara memberikan beban pada ujung *kantilever* hingga mengalami defleksi sehingga diperoleh jarak defleksi, setiap pengulangan pembebanan di catat setiap perubahan jarak defleksi (Δx) sebagaimana yang dipaparkan pada diagram alir pada gambar 3.20

Dari hasil pengukuran diatas maka hitung perubahan jarak yang terjadi karena pembebanan yang diberikan pada *kantilever* (Δx). Data perubahan jarak ini kemudian digunakan untuk mencari konstanta kekakuan dengan menggunakan berdasarkan *hukum hoke*. Dengan mengasumsikan kedua *kantilever* adalah identik, maka nilai kekakuan pengganti untuk masing- masing *kantilever* dapat dihitung dengan persamaan 3.1.

$$k_1 = k_2 = \frac{1}{2} \frac{F}{\Delta m} \quad (3.9)$$



Gambar 3.21 Kekakuan pegas pengganti dari *kantilever*

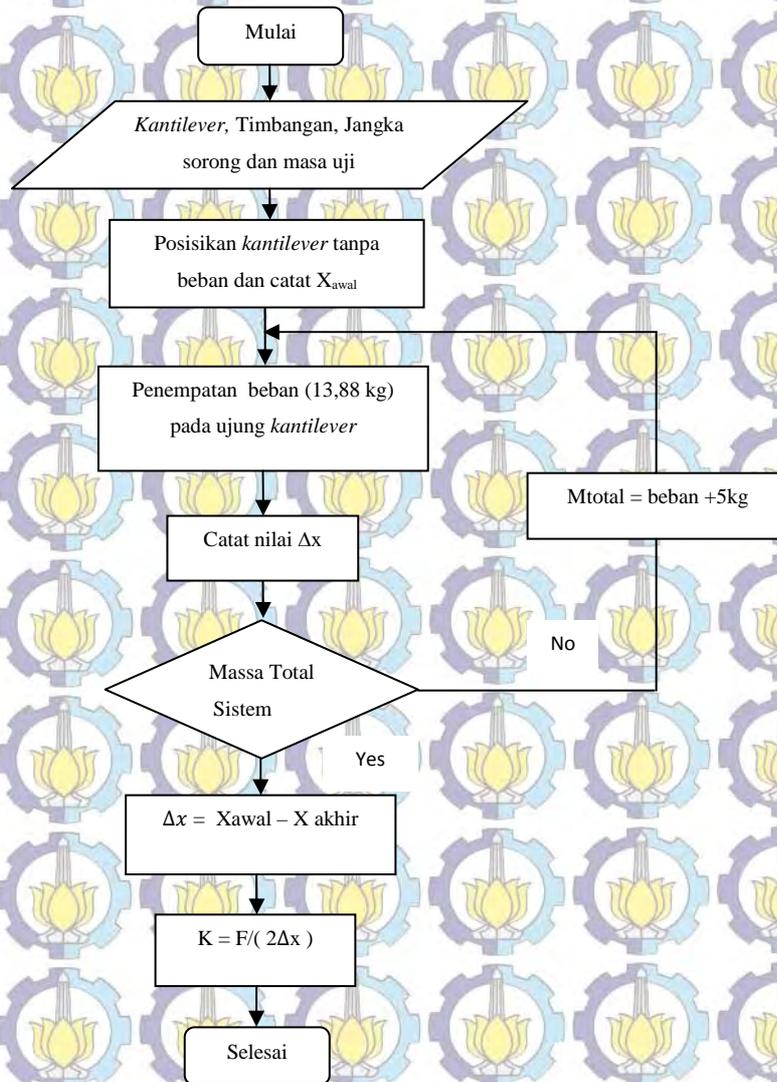
Pada pengujian mendapatkan nilai kekakuan pada kantilever dilakukan 5 variasi beban massa. Pembebanan diberikan pada saat kantilever telah mengalami defleksi statis oleh adanya massa dari sistem. Adapun variasi massa pembebanan yang diberikan adalah antara 5 sampai dengan 25 kg.

Mekanisme pengukuran kekakuan pada kantilever massa absorber sama seperti pada pengukuran kantilever sistem utama. Dimana kantilever pada massa absorber merupakan pengganti kekakuan pegas (*spring*). Namun nilai kekakuan pada kantilever massa absorber mempunyai nilai kekakuan dengan perbandingan massa kekakuan kantilever sistem utama. Dimana perbandingan tersebut dengan rasio 1/10 dimana rasio tersebut sesuai dengan batasan masalah yang telah dijelaskan.

Berdasarkan pada tabel 3.1 kantilever massa absorber memiliki bentuk yang pipih. Dimana pengukuran nilai k_a dipengaruhi oleh suatu jarak l_a yang telah diketahui. Untuk memperoleh nilai k_a yang setara dengan 1/10 dari kekakuan kantilever sistem utama diperlukan panjang kantilever sebagaimana dirumuskan pada persamaan berikut :

$$\frac{k_x}{k_a} = \frac{l_a^3}{l_x^3} \quad (3.10)$$

Langkah pengujian untuk mencari konstanta kekakuan pengganti dari kantilever yang digunakan pada *prototype* DVA dapat dilihat pada gambar 3.21 di bawah ini :



Gambar 3.22 Diagram alir pengambilan data kekakuan kantilever

3.5.2 Menentukan koefisien redaman *kantilever* sistem utama (C_1 dan C_2)

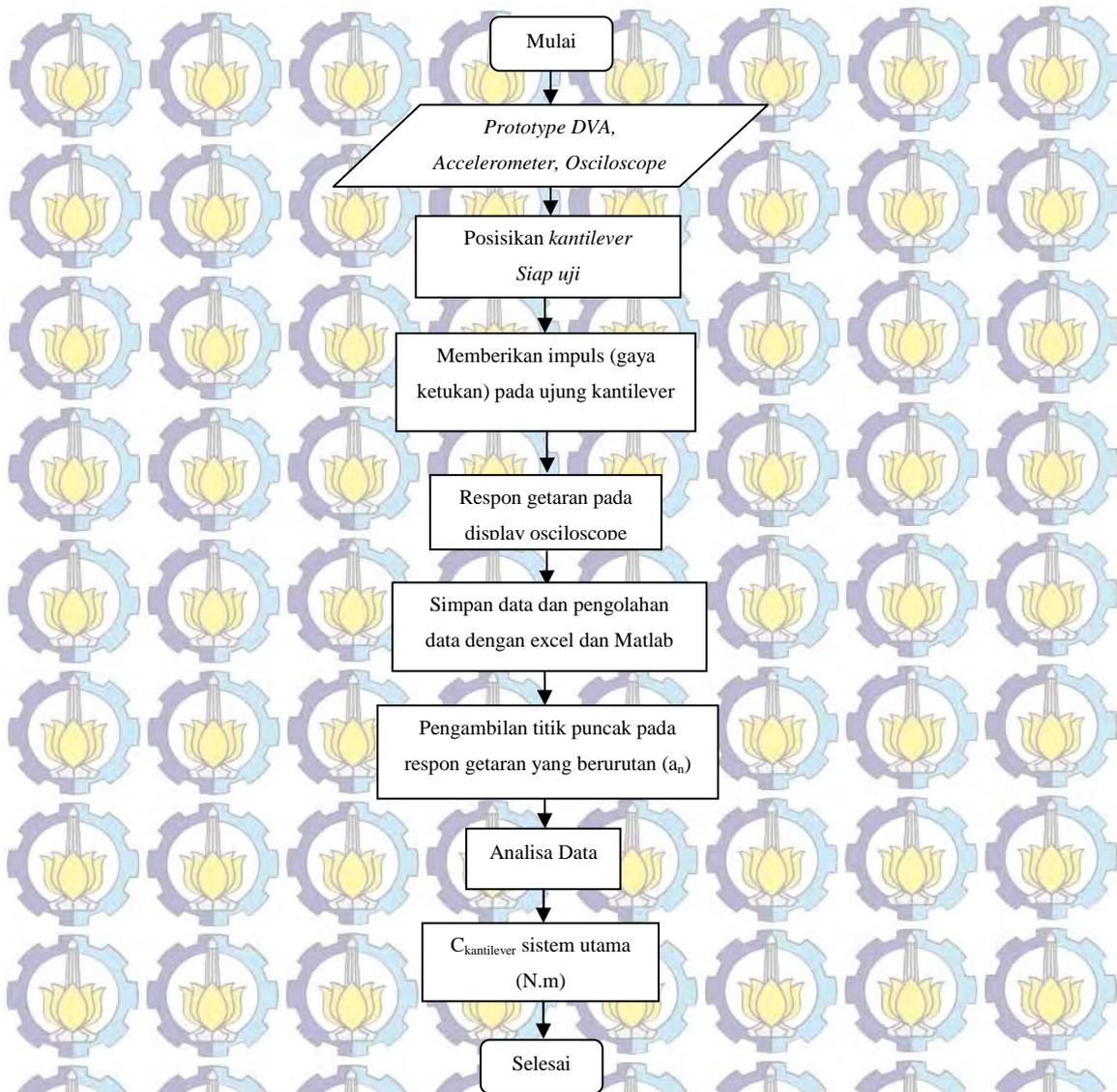
Nilai redaman diukur dengan memasang alat *accelerometer* pada *kantilever*, kemudian diberikan simpangan awal tertentu sebesar x_0 dan dibiarkan bergetar hingga berhenti bergetar. Berdasarkan grafik respon getaran yang ditampilkan pada *oscilloscope* disimpan, redaman diperoleh dengan menggunakan metode *logarithmic decreement* persamaan berikut :

$$C = 2 \cdot m \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}} \quad (3.11)$$

Dimana : a_n = besar amplitudo getaran ke-n

$a_n + 1$ = besar amplitudo getaran ke- n+1

Massa yang digunakan merupakan massa total sistem utama, yang mana terdiri dari gabungan dari massa beam, massa pemberat, dan massa motor. Hasil pengukuran yang ditampilkan pada *oscilloscope* diolah dengan menggunakan excel dan matlab untuk melakukan filter terhadap *noise* yang saat pengujian. Kemudian dilakukan filter dan diambil beberapa puncak getaran dan dilakukan analisa dengan persamaan 3.6 untuk mencari nilai koefisien redaman. Nilai redaman yang diperoleh dari proses ini merupakan redaman dari dua buah *kantilever* sistem utama, sehingga untuk memperoleh nilai redaman pada masing-masing batang maka perlu dibagi dua. Sebagaimana terlihat pada diagram alir pengukuran data koefisien redaman secara eksperimen dibawah ini.



Gambar 3.23 Diagram alir pengambilan data koefisien redaman

3.5.3 Menentukan gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik

Gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik merupakan gaya dengan fungsi sinusoidal. Adapun gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik sebagai berikut:

$$F_1 = (m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \omega t) \quad (3.12)$$

Dengan massa merupakan dari massa *unbalance* yang dapat diperoleh dengan cara menimbang massa tersebut dengan menggunakan timbangan digital.

3.6 Menentukan Inersia Sistem Utama (I)

Pada penelitian ini berhubungan dengan arah perputaran suatu benda, maka diperlukan suatu inersia. Dimana nilai inersia tersebut bergantung dari bentuk dan massa sistem tersebut.

Pada desain struktur mesin sangat kompleks bentuk dari sistem utama pada *prototype* DVA yang dibangun, maka dalam penelitian ini inersia sistem utama tidak dicari dengan menggunakan perhitungan matematis biasa. Untuk mendapatkan nilai inersia yang lebih akurat, maka inersia yang digunakan dalam penelitian diperoleh dari gambar 3D yang telah dibangun pada software solid work.

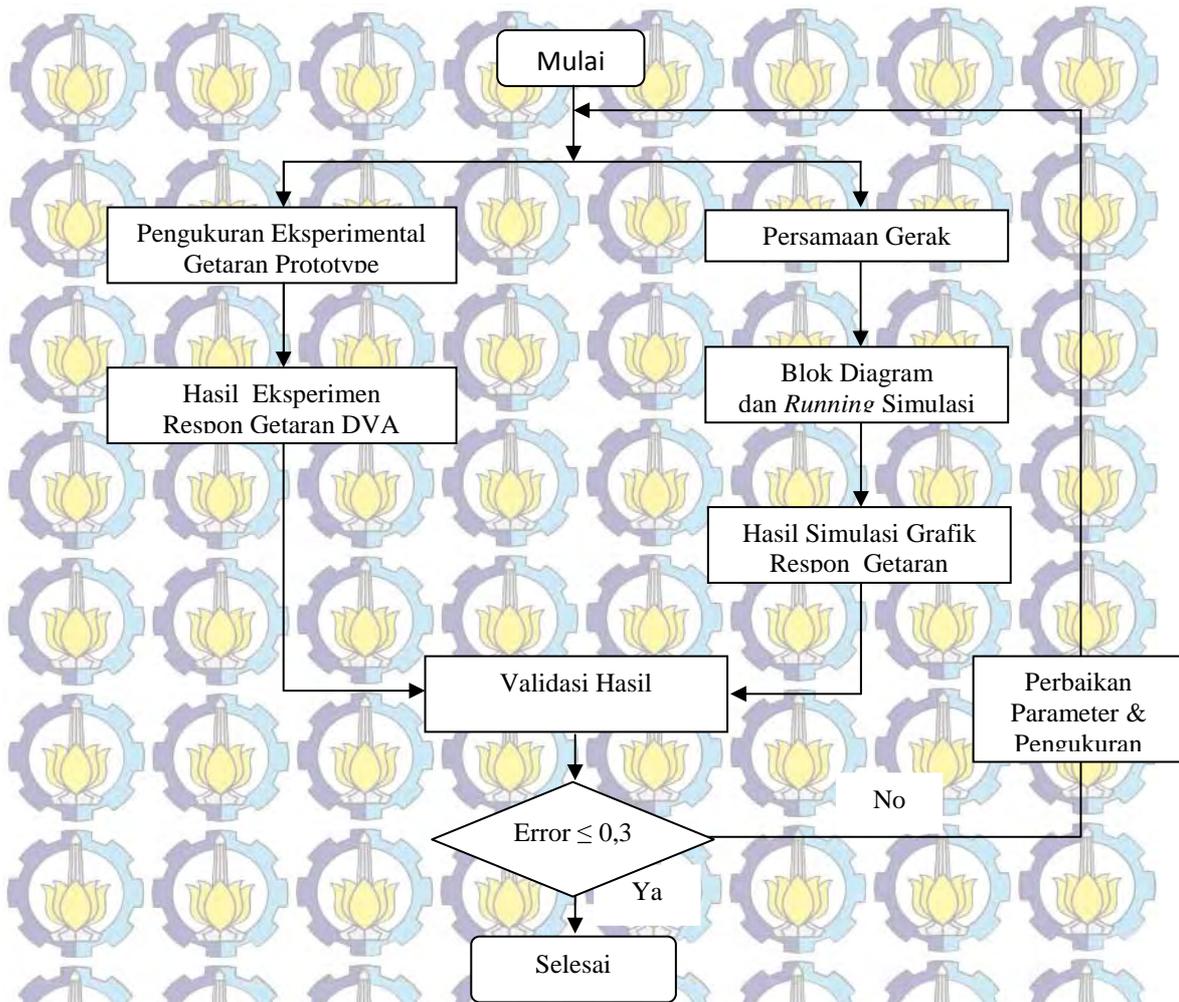
3.7 Simulasi simulink sistem pada DVA

Dalam kegiatan penelitian ini simulasi dilakukan dengan menggunakan Simulink untuk mengetahui respon getaran dari sistem utama tanpa DVA maupun dengan DVA. Pada tahap ini semua parameter dari model sistem dan gaya input yang bekerja pada sistem dimasukkan sebagai data untuk melakukan simulasi simulink. Simulasi dengan simulink ini dilakukan untuk mengetahui respon getaran yang terjadi pada balok beam dan massa absorber.

3.8 Validasi Hasil Eksperimen

Tahap Validasi dan eksperimen dilakukan untuk membuktikan hasil simulasi dengan kondisi sebenarnya. Hasil respon getaran yang diperoleh dari eksperimen dibandingkan dengan hasil response getaran yang diperoleh dari simulasi simulink.

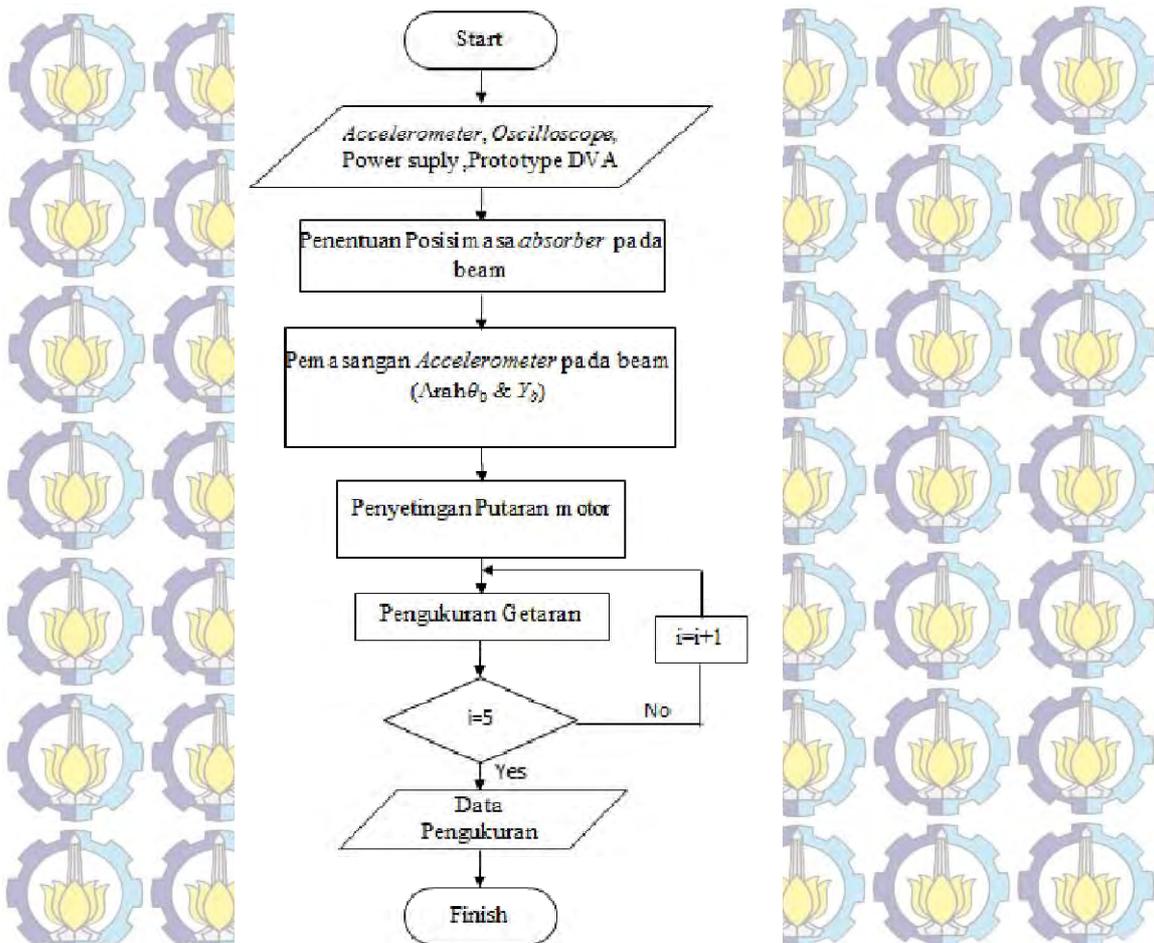
Adapun data hasil simulasi yang digunakan untuk melakukan perbandingan dengan hasil eksperimen adalah percepatan, kecepatan dan simpangan arah translasi dan arah rotasi sistem utama dengan DVA dan tanpa DVA. Apabila penyimpangan response getaran yang diperoleh dari dua jenis pengukuran ini memiliki perbedaan yang lebih kecil atau sama dengan 5-10 %, maka dapat dikatakan bahwa persamaan *state variable* yang digunakan dalam simulasi dapat digunakan pada kasus yang serupa. Adapun mekanisme pengambilan data-data dengan pengukuran *prototype* DVA pada sebagai berikut



Gambar 3.24 Diagram alir Hasil data simulasi dan eksperimen

3.8.1 Pengukuran getaran pada prototype DVA

Pada tahap ini dilakukan pengukuran getaran yang terjadi pada sistem yang dibuat dalam bentuk prototype DVA. Berikut pada gambar 3... merupakan diagram alir proses pengukuran getaran yang dilakukan. Namun sebelumnya perlu persiapan peralatan alat ukur seperti probe / accelerometer, power supply, oscilloscope, kabel-kabel penghubung, inventer dan penyimpanan data/plesdisk.



Gambar 3.25 Diagram alir mekanisme pengukuran getaran

Beberapa peralatan pendukung yang digunakan dalam penelitian ini yaitu :

1. *Accelerometer*

Adalah suatu alat ukur yang digunakan untuk mengukur percepatan getaran suatu benda. Kemudian kecepatan dan *displacement* benda ditentukan dengan mengintegrasikan percepatan yang direkam oleh *accelerometer*. *Accelerometer* yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC103 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Frequency range : 3 Hz – 10 kHz
- Reference sensitivity : 10 mV/g @ 100 Hz
- Temperature range : -40 – 121 °C
- Mounted resonant frequency : 50 kHz
- Mounting : 10-32 removable stud

2. Oscilloscope

Adalah peralatan yang digunakan untuk menampilkan hasil pengukuran sinyal listrik dalam bentuk grafik tegangan terhadap waktu pada layarnya. *Accelerometer* dihubungkan dengan *oscilloscope* sehingga hasil pengukuran respon getaran balok mesin oleh *accelerometer* bisa ditampilkan dalam bentuk grafik pada layar *oscilloscope*. *Oscilloscope* yang digunakan adalah merek Tektronix tipe TDS1000B dengan spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 3.3 Spesifikasi Oscilloscope Tektronix Tipe TDS1000B

No	Nama Parameter	Besaran
1	Bandwith	40 MHz
2	Sample rate	500 MS/s
3	Record length	2.5K points
4	Vertical sensitivity	2mV – 5V/div
5	Time-base range	5 ns – 50 s/div

3. Power Supply

Digunakan untuk memasok tenaga ke *accelerometer*. Power supply yang digunakan adalah merek Omega tipe ACC-PS1 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Excitation voltage : 18 Vdc
- Excitation current : 2 mA

4. Inverter

Digunakan untuk merubah putaran input motor listrik. Inverter yang digunakan adalah merek *Schneider Electric Altivar* tipe ATV312 dengan spesifikasi sebagai berikut :

- Input voltage : 200-240 volt
- Daya maksimum : 0.5 Hp

5. *Tachometer Infrared*

Digunakan untuk mengukur putaran motor listrik yang sebenarnya (kalibrasi).

Tachometer yang digunakan adalah tipe-ACC-PSI.

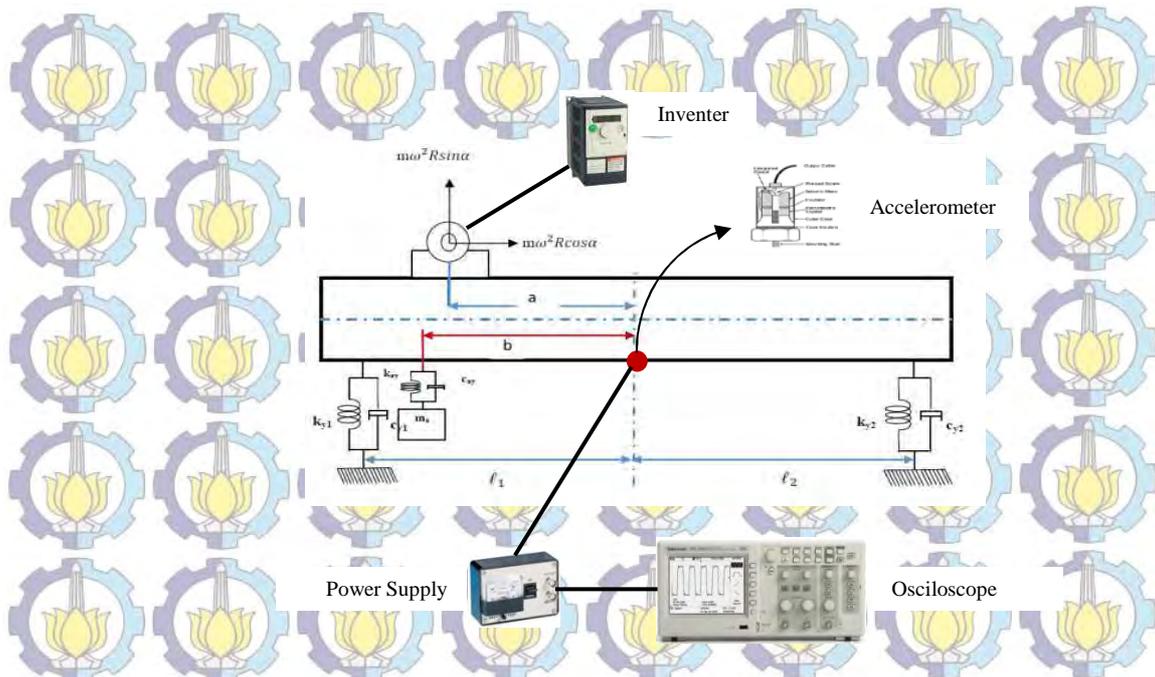
3.8.2 Penentuan posisi massa absorber pada beam

Dalam proses validasi pengukuran getaran penempatan posisi massa absorber diletakkan pada titik pusat sebagai acuannya. Dimana variasi penempatan titik letak massa absorber adalah titik 0 diasumsikan berada dititik pusat massa, titik 0,5 diasumsikan setengah diantara jarak 0 sampai dengan ujung balok 0,256 m dan titik 1 merupakan jarak terjauh dari titik pusat massa.

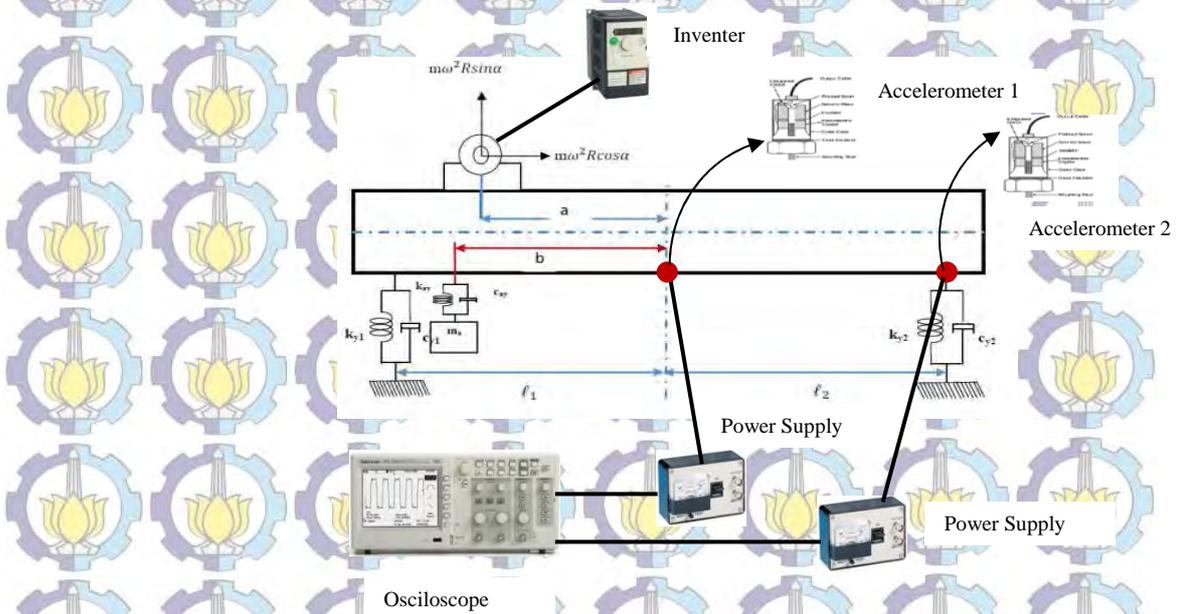
3.8.3 Pemasangan accelerometer pada balok

Dalam pemasangan accelerometer pada beam haruslah dengan tepat agar hasil pengukuran baik sesuai dengan hasil simulasinya. Ini di mungkinkan dalam memperoleh respon translasi dari balok tentunya pengukuran respon getaran dilakukan pada pusat massa balok. Begitu juga untuk memperoleh respon getaran rotasi dimana dibutuhkan dua pemasangan accelerometer. Accelerometer pertama diletakkan pada titik tengah atau titik pusat balok dan accelerometer diletakkan disebuah titik yang diketahui jaraknya terhadap titik pusat massa balok secara bersamaan pengoperasiannya.

Dalam pengukuran getaran dilakukan penyiapan peralatan ukur seperti yang dijelaskan sebelumnya. Pada gambar 3.23 dan 3.24 telah dijelaskan mekanisme rangkaian pemasangan accelerometer yang terhubung dengan oscilloscope namun sebelumnya accelerometer dihubungkan dengan power supply yang berfungsi sebagai penyedia daya accelerometer. Dalam gambar tersebut diperlihatkan skema rangkaian peralatan ukur respon getaran arah translasi dan arah rotasi pada balok sebagai sistem utama DVA. Penempatan accelerometer tepat pada titik pusat massa merupakan pengukuran respon getaran arah translasi (Y_s). Sementara itu untuk mengukur respon getaran pada arah rotasi (θ) pemasangan accelerometer pertama diletakkan pada titik pusat balok dan diletakkan accelero kedua diujung balok dengan jarak 0,25 cm dengan acuan titik pusat massa.



Gambar 3.26 Skema rangkaian pemasangan *accelerometer* dengan mengukur getaran translasi (Y_s)



Gambar 3.27 Skema rangkaian pemasangan *accelerometer* dengan mengukur getaran rotasi (θ)

3.8.4 Pengecekan putaran motor dan pengolahan data

Set point putaran motor listrik diatur dengan menggunakan inventer. Pada tahap ini set point putaran motor diatur pada range 10 sampai dengan 23 Hz dengan cara merubah nilai set point yang ditampilkan pada inventer. Untuk mengurangkan kesalahan atau error maka setiap set point dilakukan pengambilan data selama 10 detik dengan posisi accelerometer yang sama.

Untuk mengetahui besar putaran yang sebenarnya dari set point yang digunakan maka pengukuran putaran tersebut dengan alat tachometer infrared. Pengukuran putaran motor dengan tachometer dengan menembakkan pada disk yang ada pada sistem utama DVA. Dengan demikian besar error yang terjadi karena kesalahan frekuensi eksitasi dapat diminimalisasikan.

3.8.5 Pengolahan data hasil pengukuran

Data sebagaimana diperoleh dari hasil pengukuran masih berupa data voltase yang ditampilkan oleh oscilloscope. Untuk merubahnya kedalam respon getaran, maka perlu dilakukan konversi terlebih dahulu dengan menggunakan persamaan 3.5 berikut ini:

$$Response = \frac{G_1}{V} \cdot g \cdot \frac{f}{100} \quad (3.13)$$

Keterangan:

G_1 : Data yang akan diolah

V : Sensitivitas accelero (0,01 Volt)

G : Percepatan gravitasi (9.81 m/s²)

f : Frekuensi eksitasi yang diberikan (Hz)

100 : Frekuensi kerja accelero pada saat 100 MHz

Respon getaran untuk arah translasi dapat diperoleh secara langsung diperoleh dengan jalan mengolah data pada *accelerometer 1* dengan persamaan 3.5 Namun respon getaran untuk arah rotasi tidaklah demikian. Untuk memperoleh respon getaran pada arah rotasi dilakukan dengan jalan mencari selisih respon pada accelerometer 2 terhadap accelerometer 1 (Δy). Data Δy yang

diperoleh kemudian dilakukan analisa lebih lanjut untuk mencari getaran arah rotasi (θ) dengan menggunakan persamaan 3.6 berikut, dengan l_x merupakan jarak antara pusat masa sistem utama terhadap *accelerometer* 2 sebesar 0,25 meter.

$$\theta = \frac{\Delta y}{l_x} \quad (3.14)$$

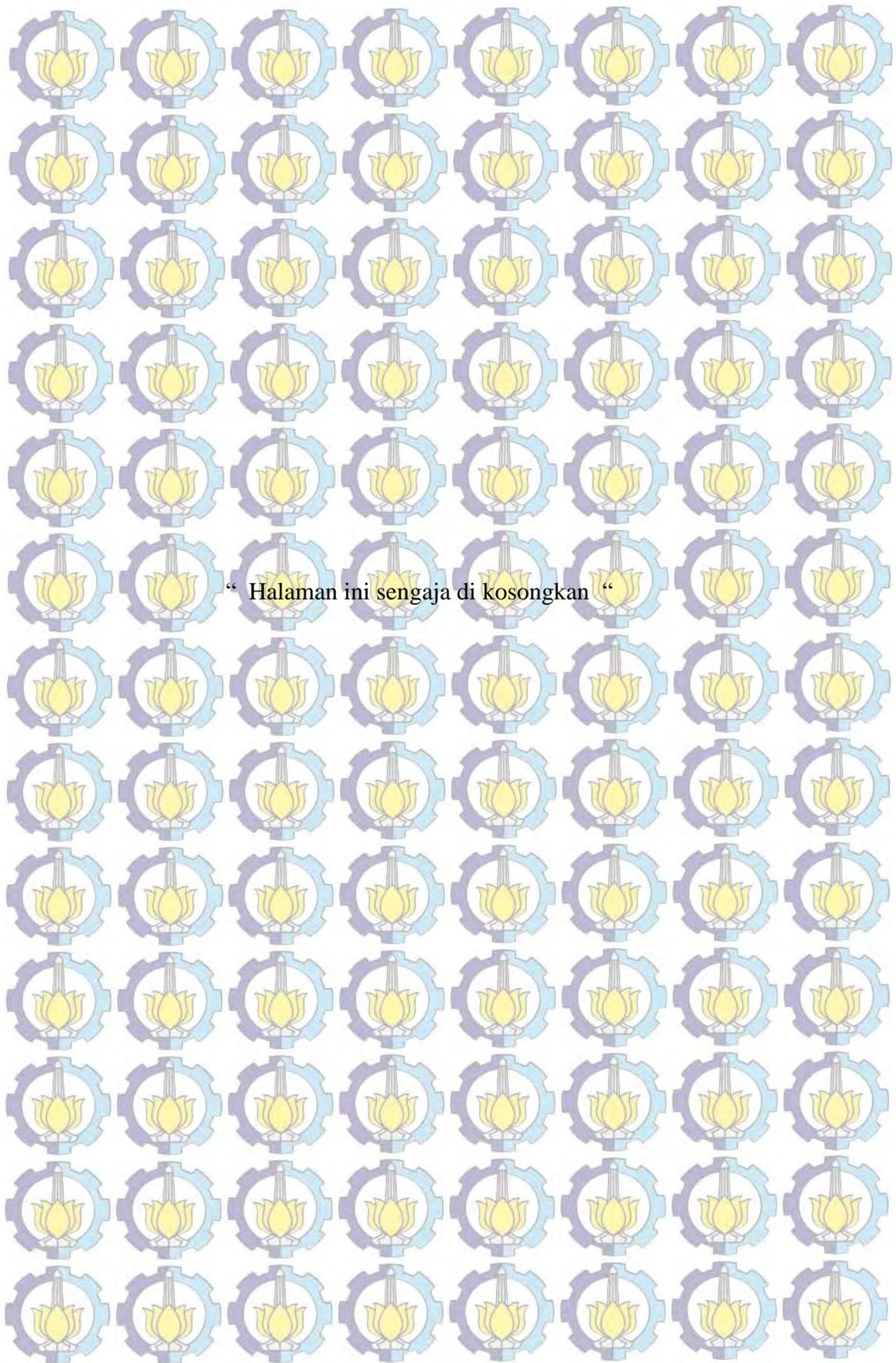
Data akselerasi arah translasi dan rotasi yang diperoleh dari pengukuran tentunya merupakan fungsi dari waktu. Besarnya akselerasi yang didapatkan tentunya sangatlah berfluktuatif dengan nilai tertentu dan berubah terhadap waktu.

Agar tidak lagi berubah sebagai fungsi dari waktu maka data yang diperoleh diproses lebih lanjut dengan simulink dan excel untuk memperoleh nilai RMS (*Root Mean Square*) dari setiap data.

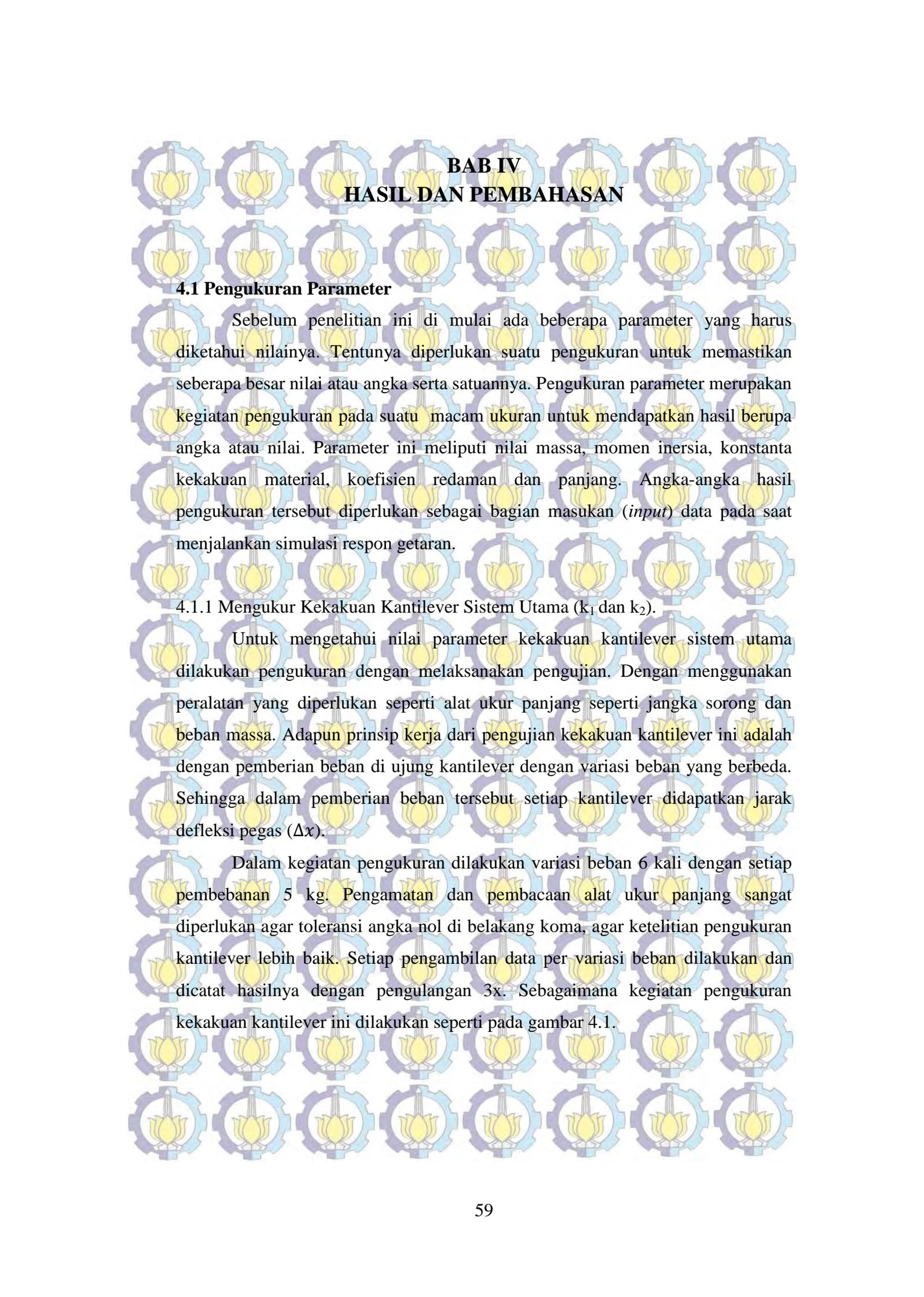
3.9 Analisa Hasil

Pada tahap ini grafik yang diperoleh pada simulasi sebelumnya dianalisa. Dari proses simulasi dengan simulink diperoleh grafik respon dari sistem utama. Adapun hasil simulasi dengan pembahasan antara lain :

1. Pengaruh rasio 1/10 massa, kekakuan, redaman dari sistem utama terhadap pengurangan getaran dan rotasi
2. Pengaruh perubahan jarak lengan momen massa absorber untuk r_L (0, 0,5 dan 1) untuk setiap sisi dekat dan jauh posisi sumber eksitasi terhadap respon getaran.
3. Pengaruh terhadap perubahan jarak lengan momen gaya eksitasi dan DVA terhadap respon getaran.



“ Halaman ini sengaja di kosongkan “



BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

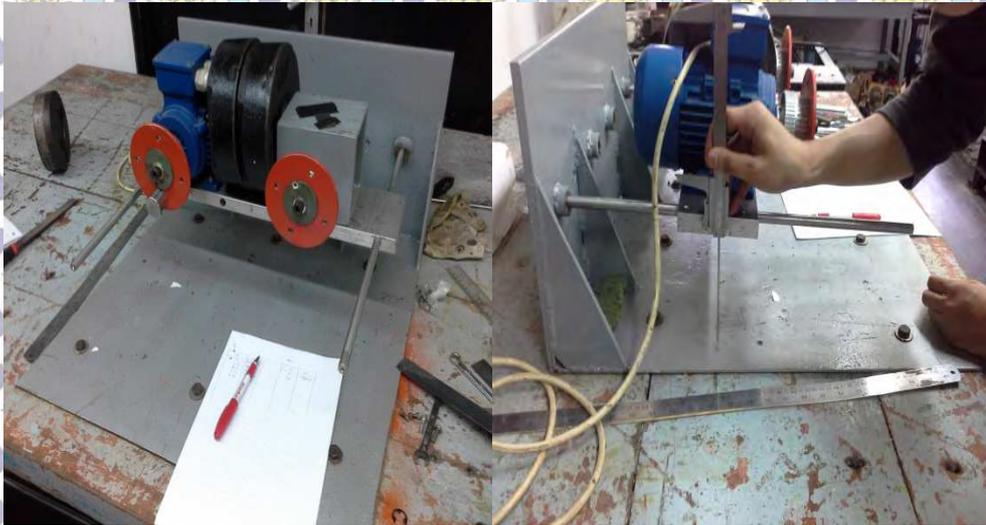
4.1 Pengukuran Parameter

Sebelum penelitian ini di mulai ada beberapa parameter yang harus diketahui nilainya. Tentunya diperlukan suatu pengukuran untuk memastikan seberapa besar nilai atau angka serta satuannya. Pengukuran parameter merupakan kegiatan pengukuran pada suatu macam ukuran untuk mendapatkan hasil berupa angka atau nilai. Parameter ini meliputi nilai massa, momen inersia, konstanta kekakuan material, koefisien redaman dan panjang. Angka-angka hasil pengukuran tersebut diperlukan sebagai bagian masukan (*input*) data pada saat menjalankan simulasi respon getaran.

4.1.1 Mengukur Kekakuan Kantilever Sistem Utama (k_1 dan k_2).

Untuk mengetahui nilai parameter kekakuan kantilever sistem utama dilakukan pengukuran dengan melaksanakan pengujian. Dengan menggunakan peralatan yang diperlukan seperti alat ukur panjang seperti jangka sorong dan beban massa. Adapun prinsip kerja dari pengujian kekakuan kantilever ini adalah dengan pemberian beban di ujung kantilever dengan variasi beban yang berbeda. Sehingga dalam pemberian beban tersebut setiap kantilever didapatkan jarak defleksi pegas (Δx).

Dalam kegiatan pengukuran dilakukan variasi beban 6 kali dengan setiap pembebanan 5 kg. Pengamatan dan pembacaan alat ukur panjang sangat diperlukan agar toleransi angka nol di belakang koma, agar ketelitian pengukuran kantilever lebih baik. Setiap pengambilan data per variasi beban dilakukan dan dicatat hasilnya dengan pengulangan 3x. Sebagaimana kegiatan pengukuran kekakuan kantilever ini dilakukan seperti pada gambar 4.1.



Gambar 4.1 Pengukuran kekakuan kantilever sistem utama

Pengujian nilai konstanta kekakuan yang digunakan dalam mekanisme sistem ini adalah dengan mencari nilai defleksi (Δx) bahan. Dengan memvariasikan beban yang digunakan untuk mencari defleksi kekakuan saat pembebanan diberikan 6 variasi beban massa, yaitu antara 5 kg sampai dengan 30 kg. Dengan jarak defleksi kekakuan yang diketahui maka nantinya didapatkan nilai konstanta kekakuan pada masing-masing pembebanan, dimana massa adalah sebagai gaya berat $W = F$.

Proses pengambilan data tersebut dilakukan dengan 2 kali pengambilan data. Mengingat 2 kantilever menopang beban sistem utama maka pengukuran dilakukan 2 kali yakni sisi kantilever 1 dan sisi kantilever 2 masing-masing menggunakan 6 beban massa yang bervariasi dan berikut adalah data hasil pengujian konstanta kekakuan dapat dilihat pada tabel 4.1.

Data selisih defleksi ini digunakan untuk menentukan kekakuan sistem dengan persamaan sebagai berikut :

$$F = k \cdot \Delta x$$

$$k = \frac{F}{\Delta x} \quad (4.1)$$

Dimana :

F : gaya (N)

k : konstanta kekakuan (N/m)

Δx : selisih jarak defleksi akhir terhadap jarak defleksi awal (m)

Sebelumnya gaya (F) sebagai gaya berat didapatkan dengan persamaan sebagai berikut :

$$F = W = m \cdot g \quad (4.2)$$

Dimana :

m : massa benda (m)

g : gaya gravitasi bumi (m/s^2)

Maka mengacu dari persamaan 4.1 dapat dihitung dengan data-data defleksi kantilever yang telah didapatkan sehingga dapat ditabelkan sebagai berikut :

Tabel 4.1 Data pengukuran defleksi kekakuan kantilever sistem utama

Massa (kg)	Gaya Berat (N)	x_{k1} (mm)	x_{k2} (mm)	Δx_{k11} (mm)	Δx_{k22} (mm)	Δx_{rata2} ($\times 10^{-3}$ m)	K_{sistem} (N/m)
13,884	138,84	133,50	131,15	0	0	0	0
18,884	188,84	132,90	130,80	0,60	0,35	0,475	105263,2
23,884	238,84	132,00	130,20	1,50	0,95	1,225	81632,65
28,884	288,84	131,50	129,55	2,00	1,60	1,8	83333,33
33,884	338,84	131,15	129,00	2,32	2,15	0,225	88888,89
38,884	388,84	130,55	128,30	2,95	2,85	0,29	86206,90
43,884	438,84	130,00	128,15	3,50	3,00	0,325	92307,69
Kekakuan _{sistem rata2} (N.m)							89605,44
k_1 dan k_2 (N.m)							44802,72

Keterangan :

x_{k1} : Defleksi awal kantilever 1

x_{k2} : Defleksi awal kantilever 2

Δx_{k11} : Defleksi awal kantilever 1 setelah pemberian beban

Δx_{k22} : Defleksi awal kantilever 2 setelah pemberian beban

Δx_{rata2} : Selisih defleksi kantilever 1 dan 2 ketika pemberian beban

k_{sistem} : Konstanta kekakuan sistem utama

k_1 : Konstanta kekakuan sistem kantilever 1

k_2 : Konstanta kekakuan sistem kantilever 2

Hasil pengukuran diatas didapat nilai konstanta kekakuan sistem rata-rata sebesar 89605,44 N/m. Dalam alat uji DVA ini sistem utama di tumpu oleh dua kantilever dengan spesifikasi dimensi, material dan bentuk yang sama sehingga nilai konstanta kantilever merupakan setengah dari nilai konstanta sistem utama. Sehingga didapatkan nilai k_1 dan k_2 masing-masing sebesar 44802,72 N/m. Hal ini diasumsikan bahwa pusat massa atau berat pada saat pengukuran terletak pada posisi tengah diantara kedua kantilever, sehingga asumsi nilai kekakuan k_1 dan k_2 sama nilai konstantanya.

4.1.2 Mengukur Kekakuan Kantilever Absorber (k_a)

Dalam menentukan konstanta kekakuan kantilever absorber dilakukan perbandingan dari kekakuan sistem utama. Dimana masing-masing kekakuan kantilever absorber bergantung pada besar dari kekakuan total sistem utama dan juga rasio parameter yang digunakan. Adapun rasio parameter yang digunakan adalah 1/10, sehingga kekakuan absorber yang digunakan adalah $(k_1 + k_2)/10$. Dengan nilai k_{rata2} sistem utama sebesar 44802,72 N/m, maka konstanta kekakuan absorber adalah 4480,272 N/m.

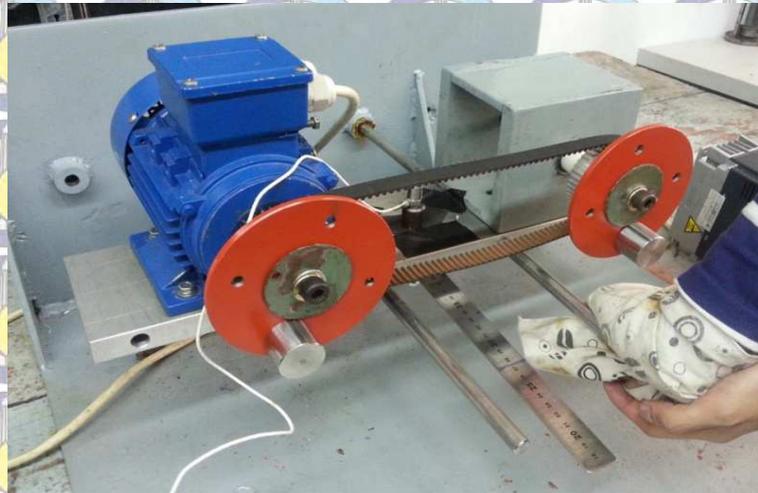
4.1.3 Menentukan Massa DVA (m_a)

Dalam menentukan massa absorber DVA dimana didapatkan dengan perbandingan nilai massa absorber DVA (m_a) terhadap massa sistem utama (m_s). Dimana rasio perbandingan dalam penelitian ini adalah 1/10 telah dilakukan oleh penelitian sebelumnya [1,2,3]. Massa sistem utama (m_s) diketahui sebesar 13,884 kg maka dengan rasio 1/10 dari massa sistem utama didapatkan massa DVA (m_a) sebesar 1,3884 kg.

4.1.4 Mengukur Nilai Redaman Kantilever Sistem Utama (c_1 dan c_2)

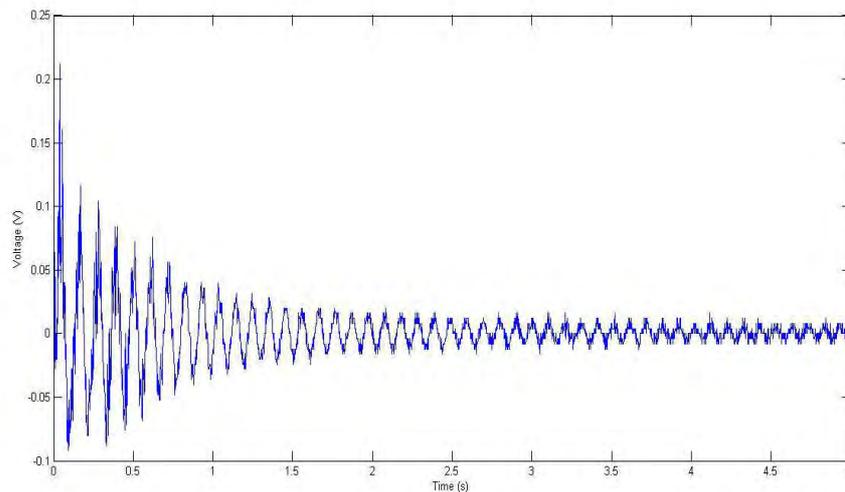
Untuk menentukan nilai redaman pada kantilever sistem utama, maka dilakukan pengujian pada masing-masing kantilever sistem utama. Dalam pengujian ini dengan dilakukan dengan memberikan simpangan awal kepada kantilever sistem utama dan membiarkannya untuk bergetar secara bebas seperti gambar 4.2. Respon getaran yang terjadi dari kantilever sistem utama yang dapat

ditampilkan dengan bantuan layar oscilloscope dan di respon dengan alat accelerometer kemudian data diolah dengan persamaan *logaritmik decrement*.



Gambar 4.2 Pengukuran nilai redaman sistem utama

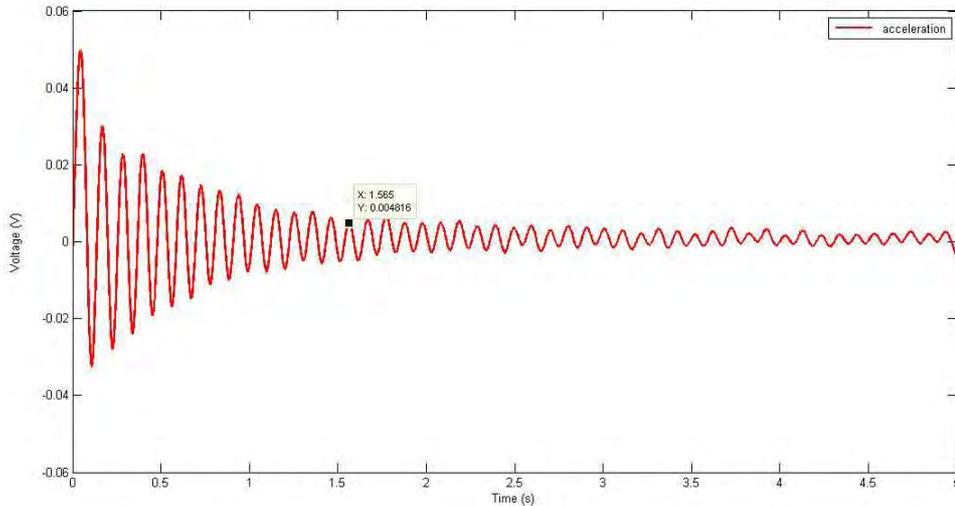
Adapun metode percobaan pengukuran nilai redam sistem utama dapat dilihat pada gambar 4.2. Respon getaran yang diperoleh dari hasil pengukuran pada gambar 4.3.



Gambar 4.3 Hasil pengukuran getaran tanpa redaman sistem utama

Untuk pengolahan data maka dilakukan *filter* dan *smoothing* pada respon getaran tersebut untuk menghilangkan noise getaran yang terjadi. Dari hasil *filter* dan *smoothing* dapat dilakukan penentuan nilai puncak respon getaran yang

terjadi. Adapun hasil *filter* dan *smoothing* dapat diperlihatkan pada gambar berikut ini.



Gambar 4.4 Hasil pengukuran getaran bebas sistem utama dengan *filtering* dan *smoothing*

Adapun pengolahan data yang telah difilter dan smoothing dimana amplitudo rata-rata dari sebuah puncak dan lembah yang berdekatan (y_1). Nilai rata-rata dari sebuah puncak dan lembah secara berurutan (y_2). Dari hasil rata-rata amplitudo pertama dan rata-rata amplitudo kedua tersebut dimasukkan dalam persamaan *logaritmik decrement* (δ). Nilai *logaritmik decrement* diperoleh melalui persamaan sebagai berikut:

$$\delta = \ln\left(\frac{y_1}{y_2}\right) = 2\pi \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (4.3)$$

Dimana : $\delta \approx 2\pi\xi$

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + (\ln(\frac{y_1}{y_2}))^2}} \quad (4.4)$$

Dari persamaan 4.3, nilai redaman dapat diperoleh dengan mensubstitusikan damping ratio, $\xi = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$, ke persamaan 4.3 sehingga diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$c = \frac{2 \ln \left(\frac{y_1}{y_2} \right) \sqrt{mk}}{\sqrt{(2\pi)^2 + \left(\ln \left(\frac{y_1}{y_2} \right) \right)^2}} \quad (4.5)$$

dimana:

m : massa sistem (kg)

k : konstanta kekakuan sistem (N.m)

c : koefisien redaman sistem (N.s/m)

y_1, y_2 : tinggi 1/2 amplitudo 1,2

δ : *logaritmik decrement*

ζ : *damping ratio*

Cara yang sama dilakukan sesuai jumlah data pengukuran sebanyak 8 kali sehingga diperoleh data-data perhitungan yang dilihat pada tabel 4.2.

Tabel 4.2 Koefisien redaman sistem utama (c_{sistem})

Data Ke-n	puncak	lembah	y rata-rata	<i>logaritmik decrement</i> (δ)	nilai koefisien redaman
1	0,01824	-0,01688	0,01756	0,099618994	35,3645
2	0,01704	-0,01475	0,015895	0,214218416	76,0125
3	0,01455	-0,01111	0,01283	0,106833844	37,9250
4	0,01314	-0,00992	0,01153	0,149895508	53,2041
5	0,01221	-0,00764	0,009925	0,138307082	49,0930
6	0,00968	-0,00761	0,008643	0,131434454	46,6542
7	0,00824	-0,00692	0,0075785	0,204887383	72,7051
8	0,00748	-0,00487	0,0061745	Nilai Total	370,9328
				c_1, c_2 (N.s/m)	52,9941

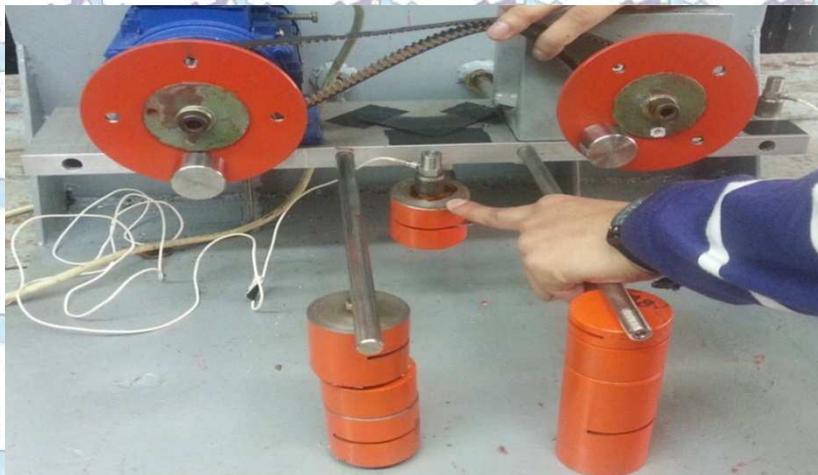
Dengan data-data parameter seperti massa sebesar 13,88 kg dan kekakuan masing-masing sebesar 44802,7 N/m dari hasil pengukuran tersebut dapat dimasukkan dalam rumus tersebut. Dapat dilihat pada tabel diatas bahwa nilai rata-rata redaman kantilever (c_1 dan c_2) sistem utama sebesar 52,9941 N.s/m. Hal

ini tentunya dengan berasumsi bahwa kondisi kedua cantilever sistem utama adalah sama, sehingga nilai redaman pada kedua cantilever juga sama besar.

4.1.5 Mengukur Konstanta Redaman Kantilever Absorber (c_a)

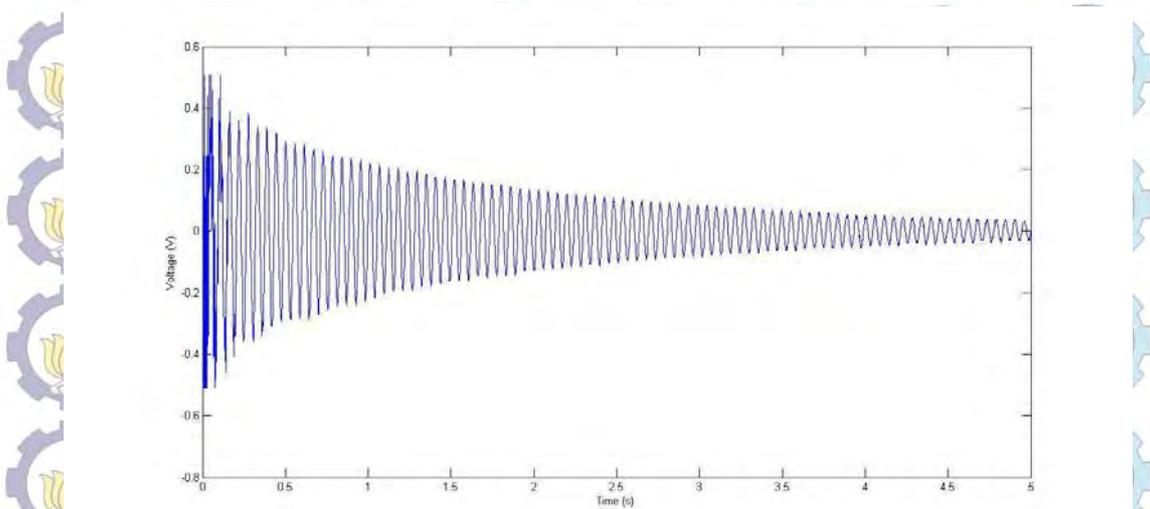
Dalam menentukan nilai redaman pada cantilever absorber, maka dilakukan pengujian pada cantilever absorber. Pengujian ini dilakukan dengan memberikan simpangan awal kepada absorber dan membiarkannya untuk bergetar secara bebas seperti gambar 4.5. Respon getaran yang terjadi dari cantilever absorber yang dapat ditampilkan dengan bantuan layar oscilloscope dan di respon dengan alat accelerometer kemudian data diolah dengan persamaan *logaritmik decrement*.

Adapun metode percobaan pengukuran nilai redam sistem utama dapat dilihat pada gambar 4.5. Respon getaran yang diperoleh dari hasil pengukuran pada gambar 4.6.

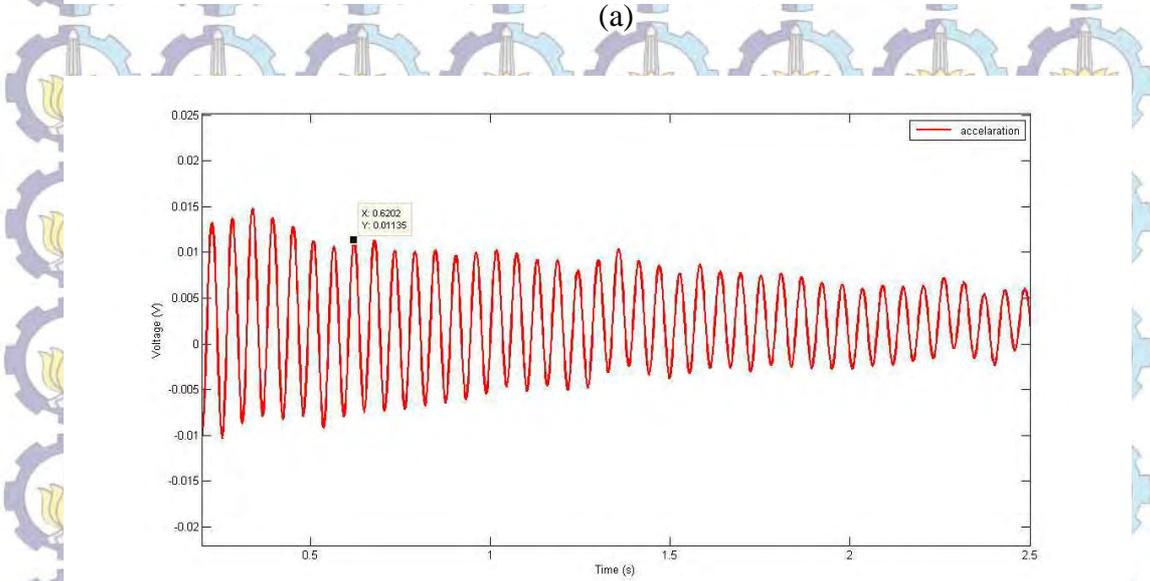


Gambar 4.5 Pengukuran nilai redaman absorber

Untuk pengolahan data maka dilakukan *filter* dan *smoothing* pada respon getaran tersebut untuk menghilangkan noise getaran yang terjadi. Dari hasil *filter* dan *smoothing* dapat dilakukan penentuan nilai puncak respon getaran yang terjadi. Adapun hasil *filter* dan *smoothing* dapat diperlihatkan pada gambar berikut ini



(a)



(b)

Gambar 4.6 Hasil pengukuran getaran bebas (a) tanpa redaman (b) dengan *Filtering* dan *Smoothing* kantilever absorber

Adapun pengolahan data yang telah di-*filter* dan *smoothing* dimana *amplitudo* rata-rata dari sebuah puncak dan lembah yang berdekatan (y_1). Nilai rata-rata dari sebuah puncak dan lembah secara berurutan (y_2). Dari hasil rata-rata amplitudo pertama dan rata-rata amplitudo kedua tersebut dimasukkan dalam persamaan *logarithmic decrement* (δ).

Berikut langkah-langkah dalam perhitungan nilai konstanta redaman c_{absorber} adalah sebagaia berikut :

$$\delta = \ln\left(\frac{y_1}{y_2}\right) = 2\pi \frac{2\pi\xi}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (4.6)$$

Dimana : $\delta \approx 2\pi\xi$

$$\xi = \frac{\delta}{\sqrt{(2\pi)^2 + (\ln\left(\frac{y_1}{y_2}\right))^2}} \quad (4.7)$$

Dari persamaan 4.3, nilai redaman dapat diperoleh dengan mensubstitusikan damping ratio, $\xi = \frac{c}{2m\omega_n} = \frac{c}{2\sqrt{mk}}$, ke persamaan 4.3 sehingga diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$c = \frac{2\ln\left(\frac{y_1}{y_2}\right)\sqrt{mk}}{\sqrt{(2\pi)^2 + \left(\ln\left(\frac{y_1}{y_2}\right)\right)^2}} \quad (4.8)$$

dimana:

m_a : massa absorber (kg)

k_a : konstanta kekakuan absorber (N.m)

c_a : koefisien redaman absorber (N.s/m)

y_1, y_2 : tinggi 1/2 amplitudo 1,2

δ : *logarithmic decrement*

ζ : *damping ratio*

Tabel 4.3 Koefisien redaman absorber (C_{absorber})

Data ke-n	Puncak	Lembah	y rata-rata	<i>logarithmic decrement</i> (δ)	koefisien redaman
1	0,01145	-0,00789	0,00967	0,052001105	1,9333
2	0,01111	-0,00725	0,00918	0,054279057	2,0180
3	0,01018	-0,00721	0,008695	0,03213832	1,1948
4	0,01009	-0,00675	0,00842	0,033819648	1,2573
5	0,00989	-0,00639	0,00814	0,035639908	1,3250
6	0,00966	-0,00605	0,007855	0,055624413	2,0680
7	0,00917	-0,00569	0,00743	nilai redaman rata2	1,6328
				C_{absorber} (N.s/m)	1,6328

Cara yang sama dilakukan sesuai jumlah data pengukuran sebanyak 6 kali sehingga diperoleh data-data perhitungan yang dilihat pada tabel 4.3. Dapat dilihat pada tabel diatas bahwa nilai rata-rata redaman kantilever absorber (c_a) sebesar 1,6328 N.s/m.

Tabel 4.4 Spesifikasi teknik prototype dan parameter sistem

Parameter Sistem	Simbol	Nilai	Satuan
Massa pemberat	m_k	5	kg
Massa motor	m_m	5	kg
Massa <i>unbalance</i>	m_u	0,14	kg
Massa plat penyangga motor dan pemberat	m_p	3,09	kg
Massa disk plate	m_d	0,75	kg
Massa total sistem	m	13,88	kg
Jarak motor dari CG	a	0,145	m
Jarak kantilever 1 dari titik CG	L_1	0,23	m
Jarak kantilever 2 dari titik CG	L_2	0,23	m
Diameter disk plate	r	0,06	m
Frekuensi kerja motor	f	0 sd 30	Hz
Konstanta kekakuan 1 dan 2	k_1, k_2	44802,7	N/m
Koefisien redaman sistem	c_s	50,7	N/m ²
Koefisien redaman absorber	c_a	1,63	N/m ²
Momen Inersia	I	0,2997	kg.m ²

4.2 Perhitungan Frekuensi Natural Tak Teredam (ω_n) Sistem

4.2.1 Frekuensi Natural (ω_n) tanpa DVA

Analisa perhitungan dilakukan untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dari sistem tanpa penambahan DVA. Analisa perhitungan ini digunakan sebagai pembandingan hasil simulasi sesuai dengan perhitungan. Frekuensi natural sistem utama dapat diketahui melalui perhitungan dengan analisa fundametal. Persamaan gerak dari sistem tanpa penambahan DVA berarti menghilangnya beberapa parameter sistem seperti kekakuan absorber (k_a), massa absorber (m_a) dan redaman absorber (c_a). Persamaan yang telah di tulis pada persamaan 3.1 dan 3.2 adalah sebagai berikut:

$$M_b \ddot{y}_b + (c_1 + c_2) \dot{y}_b + (c_1 \ell_1 - c_2 \ell_2) \dot{\theta} + (k_1 + k_2) y_b + (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) \theta = m \omega^2 R \sin \alpha \quad (4.9)$$

$$I \ddot{\theta} + (c_1 \ell_1^2 + c_2 \ell_2^2) \dot{\theta} + (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2) \theta + (c_1 \ell_1 - c_2 \ell_2) \dot{y}_b + (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) y_b = m a \omega^2 R \sin \alpha \quad (4.10)$$

Dengan asumsi nilai redaman dan gaya eksitasi ditiadakan, maka persamaan 4.9 dan 4.10 menjadi persamaan sebagai berikut :

$$M_b \ddot{y}_b + (k_1 + k_2) y_b + (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) \theta = 0 \quad (4.11)$$

$$I \ddot{\theta} + (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) y_b + (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2) \theta = 0 \quad (4.12)$$

Persamaan 4.11 dan 4.12 dapat dituliskan dalam matrik sebagai berikut :

$$\begin{bmatrix} M_b & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{y}_b \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) \\ (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) & (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} y_b \\ \theta \end{bmatrix} = 0 \quad (4.13)$$

Dalam perhitungan ini nilai frekuensi natural Nilai \ddot{y} dan $\ddot{\theta}$ diubah dengan mensubstitusikan $\ddot{y} = \lambda y_b$ dan $\ddot{\theta} = \lambda \theta$, dimana $\omega_n^2 = \lambda$ sehingga persamaan 4.13 menjadi :

$$\begin{bmatrix} M_b & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \lambda \begin{bmatrix} y_b \\ \theta \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) \\ (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) & (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_b \\ \theta \end{bmatrix} = 0$$

Sehingga dapat dituliskan :

$$\begin{bmatrix} M_b & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \lambda + \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) \\ (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) & (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2) \end{bmatrix} = 0$$

Dimana penjumlahan matrik diatas menjadi satu matrik :

$$\begin{bmatrix} \lambda M_b + (k_1 + k_2) & (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) \\ (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) & \lambda I + (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2) \end{bmatrix} = 0$$

Matrik diatas dapat diselesaikan dengan mencari nilai determinan dari matrik tersebut :

$$\begin{vmatrix} \lambda M_b + (k_1 + k_2) & (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) \\ (k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2) & \lambda I + (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2) \end{vmatrix} = 0$$

Dengan mencari determinan dari matrik diatas

$$[\lambda M_b + (k_1 + k_2)] \cdot [\lambda I + (k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2)] - [(k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2)]^2 = 0$$

Dengan memasukkan nilai parameter yang telah diketahui maka diperoleh persamaan sebagai berikut :

$$\begin{vmatrix} \lambda 113,884 + (44802,7 + 44802,7) & (44802,7 * 0,23 - 44802,7 * 0,23) \\ (44802,7 * 0,23 - 44802,7 * 0,23) & \lambda 0,2977 + (44802,7(0,23)^2 + 44802,7(0,23)^2) \end{vmatrix} = 0$$

$$[\lambda 114,23 + 89605] \cdot [\lambda 0,2977 + 4740] - [0] = 0 \quad (4.14)$$

Maka didapatkan persamaan kuadrat sebagai berikut :

$$\lambda^2 - \lambda 22389 + 102839637 \quad (4.15)$$

Dengan memakai rumus persamaan kuadrat pangkat dua diperoleh dua nilai λ dimana sebagai berikut :

1. Nilai $\lambda_1 = 6453,5$

$$\omega_1 = \sqrt{\lambda_2} = \sqrt{6453,5} = 80,335 \text{ rad/s}$$

$$f_1 = \frac{\omega_2}{2\pi} = \frac{80,335}{2\pi} = 12,8 \text{ Hertz}$$

2. Nilai $\lambda_2 = 15935,5$

$$\omega_2 = \sqrt{\lambda_1} = \sqrt{15935,5} = 126,23 \text{ rad/s}$$

$$f_2 = \frac{\omega_1}{2\pi} = \frac{126,23}{2\pi} = 20,1 \text{ Hertz}$$

Nilai eigen vector pada frekuensi natural adalah sebagai berikut :

$$\{U_1\} = \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 1 \end{Bmatrix}$$

$$\{U_2\} = \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Berdasarkan perhitungan analisa fundamental diperoleh frekuensi natural dari sistem prototype tanpa penambahan DVA, maka didapatkan dua frekuensi natural yakni untuk arah rotasi 12,8 Hertz dan arah translasi 20,1 Hertz

4.2.1 Frekuensi Natural (ω_n) dengan DVA

Analisa perhitungan dengan analisa fundamental untuk mendapatkan nilai frekuensi natural dengan penambahan DVA. Analisa fundamental dilakukan pada sistem utama dengan penambahan DVA dengan persamaan gerak 3.3, 3.4 dan 3.5 sebagai berikut :

$$\begin{bmatrix} m_b & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & m_a \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \ddot{y}_b \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{y}_a \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_a & & \\ k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2 - k_a b & & \\ & -k_a & \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2 - k_a b & -k_a \\ k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2 + k_a y b^2 & k_a b \\ & k_a b & k_a \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_b \\ \theta \\ y_a \end{bmatrix} = 0$$

Dalam perhitungan ini nilai frekuensi natural Nilai \ddot{y} dan $\ddot{\theta}$ diubah dengan mensubstitusikan $\ddot{y} = \lambda y_b$ dan $\ddot{\theta} = \lambda \theta$, dimana $\omega_n^2 = \lambda$. Sehingga persamaan

karakteristik sebagai berikut :

$$[[k_a] - \lambda[m_a]] = 0$$

$$\left[\begin{array}{ccc|ccc} k_1 + k_2 + k_a & k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2 - k_a b & -k_a & m_b & 0 & 0 \\ k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2 - k_a b & k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2 + k_a b^2 & k_a b & 0 & 1 & 0 \\ -k_a & k_a b & k_a & 0 & 0 & m_a \end{array} \right] - \lambda \left[\begin{array}{ccc|ccc} m_b & 0 & 0 & & & \\ 0 & 1 & 0 & & & \\ 0 & 0 & m_a & & & \end{array} \right] = 0$$

Sehingga matrik pengurangan diatas adalah :

$$\left[\begin{array}{ccc|ccc} -\lambda m_b + k_1 + k_2 + k_a & k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2 - k_a b & -k_a & & & \\ k_1 \ell_1 - k_2 \ell_2 - k_a b & -\lambda I + k_1 \ell_1^2 + k_2 \ell_2^2 + k_a b^2 & k_a b & & & \\ -k_a & k_a b & -\lambda m_a + k_a & & & \end{array} \right] = 0$$

Dengan penyederhanaan parameter dimana $k_1 + k_2 = k$ dan $\ell_1 = \ell_2 = \ell$ sehingga :

$$\left[\begin{array}{ccc|ccc} -\lambda m_b + (2k + k_a) & -k_a b & -k_a & & & \\ -k_a b & -\lambda I + 2k\ell^2 + k_a b^2 & k_a b & & & \\ -k_a & k_a b & -\lambda m_a + k_a & & & \end{array} \right] = 0 \quad (4.16)$$

Persamaan diatas selanjutnya dapat diselesaikan untuk mendapatkan

nilai determinan dari matriknya. Dimana rasio massa absorber $\frac{1}{10} m_s$ dari massa

sistem dan rasio kekakuan absorber $\frac{1}{10} (k_1 + k_2)$ dari kekakuan total sistem.

Dalam perhitungan frekuensi natural ini dimisalkan dihitung saat posisi dimana

DVA tepat pada pusat massa dari sistem, sehingga nilai $b=0$. Maka dengan

memasukkan nilai parameter prototype pada matriks 4.16 didapatkan matrik

dengan nilai parameter sebagai berikut :

$$\left[\begin{array}{ccc|ccc} -\lambda 13,884 + 94085,67 & 0 & -4480,27 & & & \\ 0 & -\lambda 0,2977 + 4740 & 0 & & & \\ -4480,27 & 0 & -\lambda 1,3884 + 4480,27 & & & \end{array} \right] = 0$$

Maka didapatkan persamaan kuadrat dari determinan matriks tersebut :

$$-\lambda^3 5,063949 + \lambda^2 40532,8 - \lambda 167651111 + 134242233400 = 0$$

Dengan perhitungan rumus akar kuadrat didapatkan nilai λ berjumlah 3 buah

yakni :

- Untuk nilai $\lambda_1 = 4721$

$$\omega_1 = \sqrt{\lambda} = \sqrt{4712} = 68,64 \text{ rad/s} \quad \text{dimana } f_1 = 10,9 \text{ Hertz}$$

- Untuk nilai $\lambda_2 = 8845$

$$\omega_2 = \sqrt{\lambda} = \sqrt{8845} = 94 \text{ rad/s} \quad \text{dimana } f_2 = 14,9 \text{ Hertz}$$

- Untuk nilai $\lambda_3 = 31845$

$$\omega_3 = \sqrt{\lambda} = \sqrt{31845} = 178,45 \text{ rad/s} \text{ dimana } f_3 = 28,4 \text{ Hertz}$$

Dengan cara yang sama sebagaimana perhitungan diatas maka didapatkan pula nilai frekuensi natural untuk $m_a = \frac{1}{10} m_s$ dimana nilai lengan momen absorber masing-masing $b = 0,13$ dan $b = 0,26$ sebagaimana dalam tabel berikut :

Tabel 4.5 Frekuensi Natural terhadap rasio lengan momen dengan DVA

Lengan momen (b & c) m	Frekuensi Natural ⁽¹⁾ Hertz	Frekuensi Natural ⁽²⁾ Hertz	Frekuensi Natural ⁽³⁾ Hertz
0	10,9	14,9	28,4
0,13	10,8	14,8	28,7
0,26	10,7	14,6	29,5

- Nilai *eigen vector* pada $f = 10,8$ Hz dengan nilai $\lambda = 4600$ adalah :

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \\ y_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1,13 \\ 1 \\ -4,03 \end{Bmatrix}$$

- Nilai *eigen vector* pada $f = 14,8$ Hz dengan nilai $\lambda = 8638,5$ adalah :

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \\ y_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1,24 \\ 1 \\ -2,60 \end{Bmatrix}$$

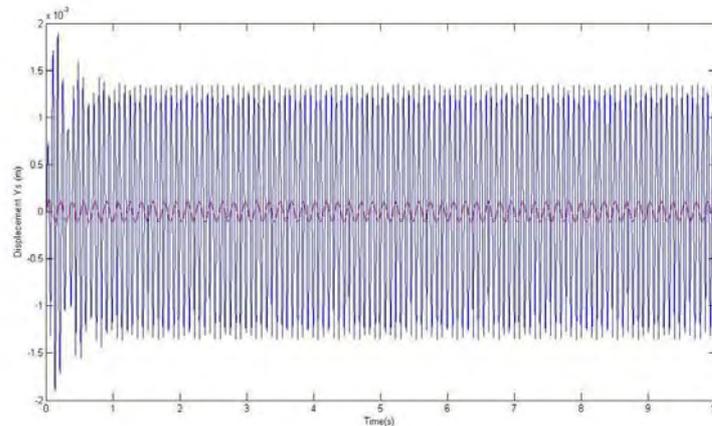
- Nilai *eigen vector* pada $f = 28,7$ Hz dengan nilai $\lambda = 32485,01$ adalah :

$$\{U\} = \begin{Bmatrix} y_s \\ \theta_s \\ y_a \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -7,48 \\ 1 \\ 0,84 \end{Bmatrix}$$

4.3 Analisa Hasil Respon Getaran Pada Simulasi Sistem Tanpa DVA

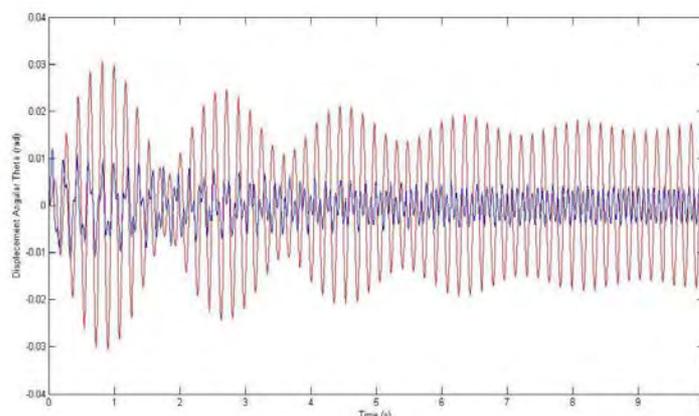
Analisa respon getaran yang dihasilkan simulasi matlab yang disusun dengan blok simulink sebelumnya telah diketahui parameter prototype. Sehingga hal ini gaya eksitasi yang dihasilkan oleh motor listrik dengan penambahan pemberat *unbalance*. Prototype diberikan input perubahan frekuensi yang akan menghasilkan respon getaran dimana respon getaran terdiri respon perpindahan, kecepatan dan percepatan. Sistem ini sebelumnya memiliki 2 derajat kebebasan dan 3 derajat kebebasan jika ada penambahan DVA. Respon getaran 2 derajat ini terdiri arah translasi dan rotasi.

Respon getaran *displacement* dan *angular displacement* bila diberikan perubahan frekuensi eksitasi pada sistem dapat dilihat pada gambar 4.8 dan 4.9. Memerlihatkan trend grafik menurun amplitudo mula-mula pada rasio awal akan mengalami kenaikan yang signifikan dan menurun menuju amplitudo konstan.



Gambar 4.7 Grafik respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran *displacement* sistem utama

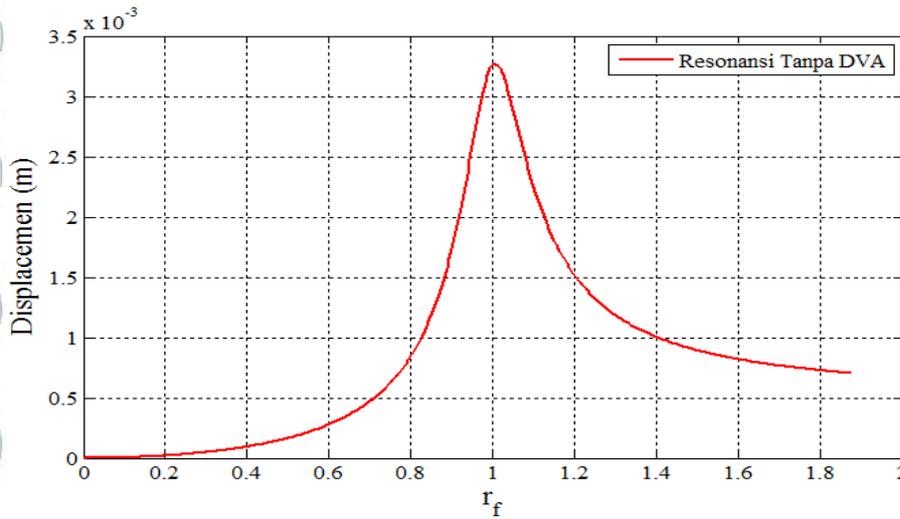
Pada gambar 4.7 merupakan respon getaran dengan frekuensi rendah 5,79 Hertz menghasilkan rata-rata respon puncak *displacement* sebesar 0,0001107 m ($11,07 \times 10^{-5}$). Sedangkan untuk frekuensi 12,972 Hertz menghasilkan rata-rata respon *displacement* 0,001294 m ($12,9 \times 10^{-4}$).



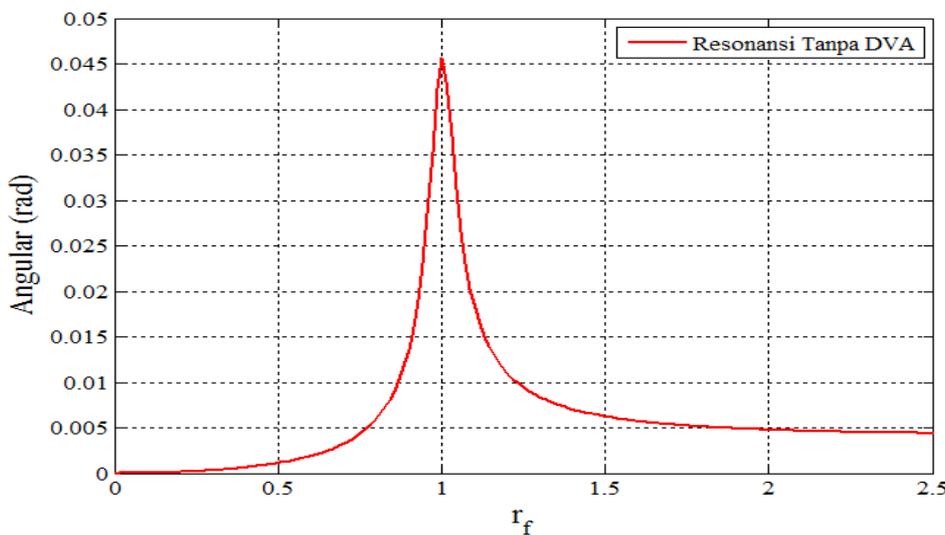
Gambar 4.8 Grafik respon getaran dengan perubahan frekuensi getaran *Angular displacement* sistem utama

Perubahan frekuensi getaran pada sistem utama tentunya akan memberikan perubahan pada perubahan sudut (α) pada sistem utama. Pada gambar diatas

diperlihatkan suatu grafik frekuensi yang diberikan, maka nilai amplitudo maksimum dan angular displacement akan semakin menurun. Pada pemberian frekuensi 5,79 Hertz menghasilkan respon *displacement* sebesar 0,006399 rad. Sedangkan untuk frekuensi 12,972 Hertz menghasilkan respon *displacement* 0,021 rad



(a) Arah translasi



(b) Arah rotasi

Gambar 4.9 Grafik frekuensi terhadap nilai rms *displacement* arah translasi dan arah rotasi.

Berdasarkan grafik pada gambar 4.9 (a) bahwa respon gerak translasi sistem memiliki sebuah puncak resonansi rms *displacement* sebesar 0.003237 m yang

terjadi pada rasio frekuensi $r_f = 1$. Dalam respon gerak rotasi dapat di gambarkan dalam grafik resonansi pada gambar 4.9 (b) bahwa respon gerak rotasi pada sistem memiliki sebuah puncak resonansi rms *displacement angular* sebesar 0.04585 rad yang terjadi pada rasio frekuensi $r_f = 1$.

4.4 Analisa Hasil Respon Getaran pada Simulasi Sistem dengan DVA

Dalam simulasi ini dilakukan beberapa variasi perubahan pada sistem utama, yaitu pengaruh perubahan posisi jarak eksitasi terhadap titik berat dan perubahan rasio lengan momen yang diberikan. Setiap perubahan sumber eksitasi dan rasio lengan momen akan mengalami perubahan respon getaran yang berbeda-beda.

Rasio lengan momen (r_l) merupakan persamaan tanpa dimensi, yang terdiri dari perbandingan antara posisi peletakan massa *absorber* terhadap jarak pusat massa sistem dengan panjang kantilever sistem utama (b/l_1). Rasio lengan momen $r_l = 0$ mengartikan bahwa posisi massa *absorber* terletak pada titik tengah dari *beam*, rasio lengan momen $r_l = 0,5$ ($\frac{0,125}{0,23} = 0,541$ m) merupakan setengah dari setengah panjang *beam* dari titik pusat sementara rasio lengan momen $r_l = 1$ ($\frac{0,26}{0,23} = 1,130$ m) mengartikan bahwa massa *absorber* diletakan pada ujung beam sistem utama. Dengan panjang lengan momen (b) total sebesar 0,26 m serta jarak kantilever sistem terhadap pusat massa sistem.

Dalam grafik hasil simulasi ada beberapa warna yang diberikan agar mudah memahami garis respon getaran. Ada beberapa warna yang diberikan penulis yakni warna hitam merupakan respon getaran tanpa DVA, warna merah merupakan respon getaran yang dipengaruhi oleh rasio lengan momen $r_l = 0$ menandakan penempatan letak DVA berada di tangan pusat massa. Grafik berwarna hijau menandakan peletakan DVA pada $r_l = -0,5$ berarti mendekati kekiri ke sumber eksitasi (rasio lengan negatif). Grafik berwarna biru menandakan peletakan DVA pada $r_l = -1$ berarti mendekati kekiri ke sumber eksitasi (rasio lengan negatif) ujung dari beam. Untuk grafik berwarna magenta menandakan peletakan DVA pada $r_l = 0,5$ berarti menjauh kekanan dari sumber eksitasi (rasio lengan positif). Grafik berwarna Cyan menandakan peletakan DVA pada $r_l = 1$ (+)

berarti menjauh kekanan dari sumber eksitasi (rasio lengan positif) ujung dari beam

Pada besaran respon getaran dimana penambahan massa absorber yang mempunyai perbandingan $\frac{1}{10}$ dari massa sistem utama. Dalam kondisi ini dengan adanya massa tambahan maka secara keseluruhan terdapat tiga derajat kebebasan, yaitu pada arah translasi dan arah rotasi dari sistem utama serta arah translasi dari massa absorber. Dengan demikian secara teori jumlah frekuensi natural sistem juga menjadi 3 buah.

Besaran respon getaran yang di analisa merupakan dari variasi posisi sumber eksitasi dengan perubahan rasio lengan momen DVA. Sehingga dalam hal ini setiap perubahan posisi sumber eksitasi akan menimbulkan pengurangan getaran dan nilai resonansi. Dalam perubahan sumber eksitasi akan mempengaruhi getaran translasi dan rotasi. Dimana hal tersebut dapat diketahui posisi peredaman getaran maksimum pada setiap perubahan posisi sumber eksitasi.

Dalam penjabaran penelitian ini lebih difokuskan pada respon perubahan jarak gaya eksitasi dan perubahan jarak lengan momen setiap titik yang ditentukan. Dengan demikian dapat diperoleh perubahan besar resonansi pada setiap titik penempatan DVA dan pengurangan getaran setiap antar rasio lengan momen. Hal ini juga dapat ketahui respon resonansi DVA yang mendekati sumber eksitasi yang diberikan.

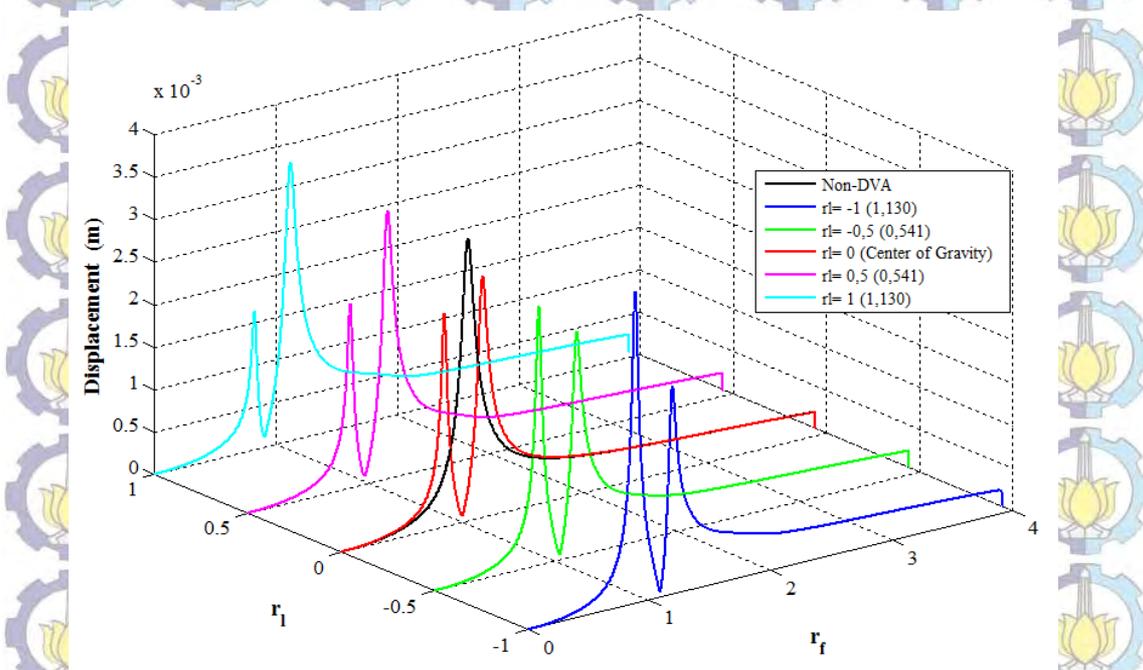
4.4.1 Pengaruh Perubahan Rasio Lengan Momen (r_1) untuk Jarak Sumber Eksitasi 0,12 m Titik Pusat Massa.

A. Karakteristik RMS Respon Getaran

Dalam hal ini penulis akan menjabarkan hasil simulasi pada penelitian ini, bahwasanya simulasi ini terbagi menjadi dua yakni posisi DVA rasio lengan negatif dan rasio lengan positif dengan acuan titik nol yang merupakan titik berat massa.

Pada gambar 4.10 merupakan grafik gabungan dari respon getaran dari rasio lengan momen DVA yang terletak pada rasio lengan momen $r_1=0$, $r_1=0,5$

dan $r_l=1$ beam. Dimana $r_l=0$ yang berarti peletakan DVA di pusat massa sistem utama, $r_l=0,5$ merupakan setengah dari panjang beam dari titik pusat massa ke ujung panjang beam dan $r_l=1$ merupakan peletakan DVA pada ujung beam atau setengah panjang total beam dengan titik nol pusat massa. Dan sebaliknya penempatan DVA berlaku sama sisi lainnya diantara titik pusat massa sistem. Dalam grafik respon getaran menandakan resonansi yang terjadi pada setiap rasio frekuensi, hal ini bisa kita lihat bahwa jumlah frekuensi natural sistem berjumlah 3 derajat kebebasan yang terlihat dalam grafik ada 2 buah di frekuensi yang kecil, namun untuk 1 buah frekuensi natural lainnya berada pada rasio frekuensi yang tinggi. Frekuensi yang tinggi di alami oleh frekuensi natural sistem rotasi yang berada pada 28-29 hertz. sesuai dengan perhitungan diatas.



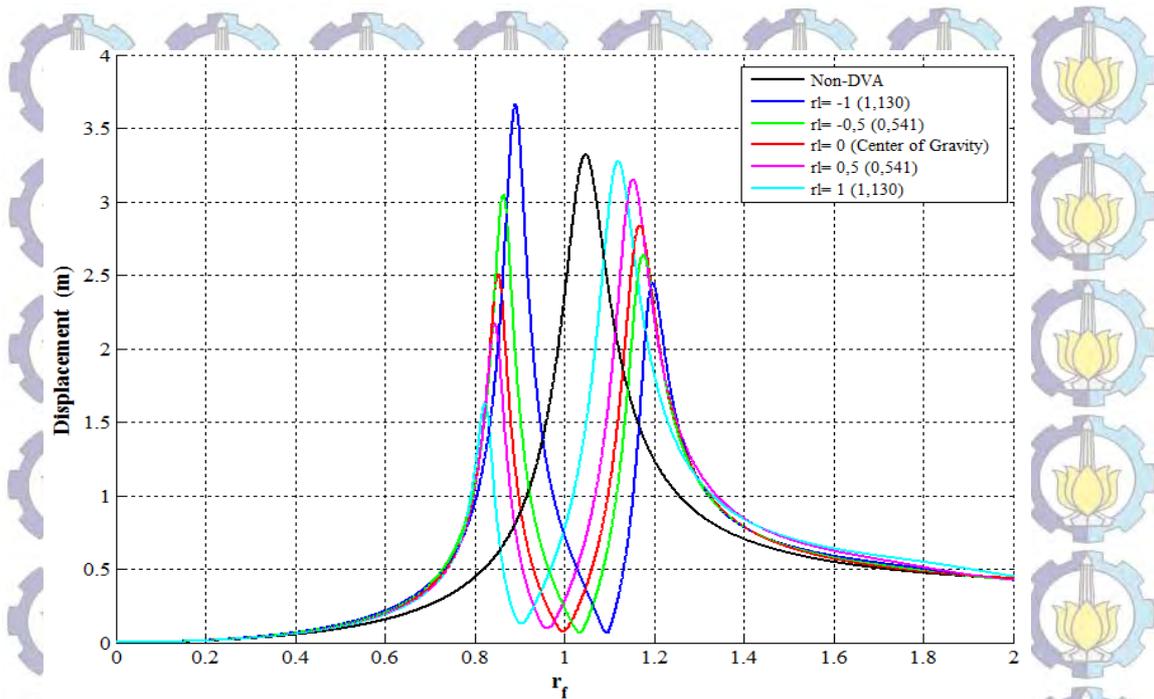
Gambar 4.10 Perbandingan grafik rms karakteristik respon getaran translasi pada r_l dva dengan jarak sumber eksitasi 0,12 m

Gambar 4.10 merupakan grafik pengaruh nilai rasio lengan momen (r_l) terhadap perubahan karakteristik rms *displacement* pada setiap rasio frekuensi (r_f). Grafik berwarna hitam untuk sistem tanpa DVA. Grafik berwarna merah, hijau, biru, magenta dan cyan masing-masing merupakan grafik respon getaran dengan rasio lengan momen (r_l) yang telah dijelaskan sebelumnya. Perbedaan antara

grafik yang diperoleh ketika sistem tidak diberikan massa tambahan, sistem diberikan massa tambahan dengan posisi pusat massanya, sistem diberikan massa tambahan tidak pada pusat massanya dan posisi jarak sumber eksitasi. Beberapa perbedaan itu diantaranya adalah seperti jumlah frekuensi natural teredam (ω_d) yang tampak pada grafik, jarak antar frekuensi natural teredam, besarnya respon getaran pada saat peredaman (ω_d) terjadi, dan range frekuensi dimana terjadi penurunan respon getaran.

Penambahan massa DVA pada sistem utama tentunya menambah jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama. Saat sistem diberikan frekuensi yang sama dengan ω_d ini maka sistem akan menunjukkan respon getaran yang maksimum. Sebagaimana dalam grafik hasil simulasi, pemberian massa absorber pada pusat massa sistem utama ($r_l = 0$) berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari *displacement* menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada $r_f = 0,8524$ dan $r_f = 1,171$. Dalam hal ini nilai lengan momen (c dan b) adalah nol, sehingga nilai k_a, c dan b menjadi nol pula. Pada persamaan matrix dengan nilai k_a, c dan b dapat diartikan bahwa gerak translasi sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerak translasi dari massa *absorber*, namun tidak dipengaruhi oleh gerak rotasi dari sistem utama. Untuk resonansi yang dihasilkan pada gerak rotasi yang terlihat pada gambar 4.13 *angular displacement* berjumlah satu buah dengan warna merah. Dengan perbedaan frekuensi natural simulasi pada arah translasi dan rotasi ini diakibatkan oleh tidak terkopelnya antara gerak translasi dan rotasi.

Pada gambar 4.11 terlihat bahwa semakin besar nilai r_l yang diberikan maka nilai rms *displacement* yang terjadi untuk setiap resonansi sistem yang terjadi akan semakin tinggi ini berlaku untuk resonansi DVA yang mendekati sumber eksitasi. Sedangkan untuk resonansi kedua justru akan berada pada rasio frekuensi yang tinggi ketika rasio lengan momen yang diberikan semakin besar pada DVA menjauh dari sumber eksitasi. Hal ini menandakan bahwa getaran merambat dari sumber getaran ke sejauh media rambatan. Dengan jarak antara resonansi pertama dan kedua akan menjadi semakin lebar seiring dengan bertambahnya rasio lengan yang diberikan. Hal ini berlaku baik untuk respon *displacement* maupun *angular displacement*.



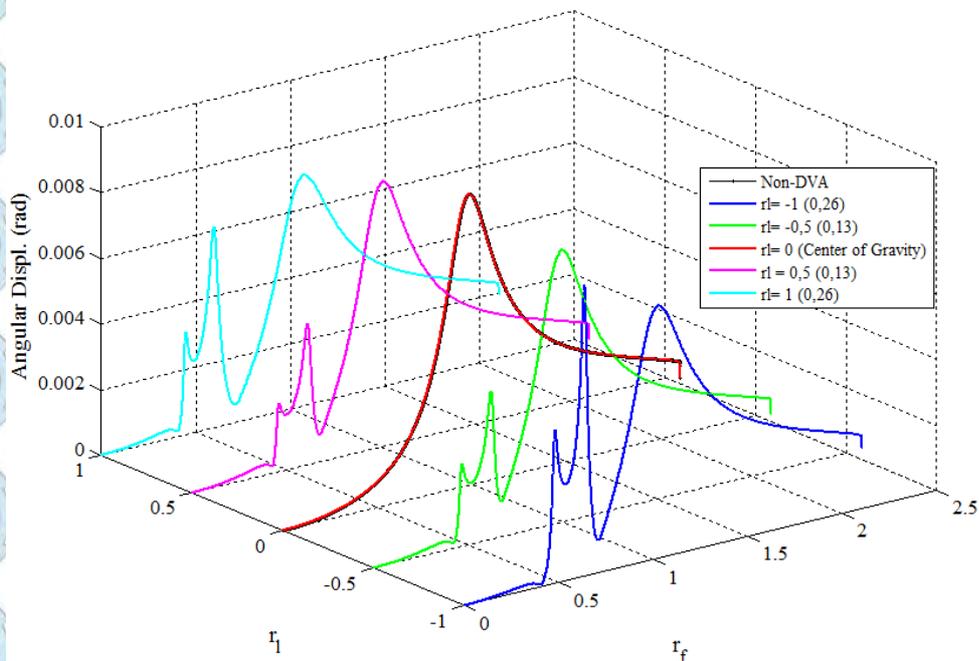
Gambar 4.11. Perubahan karakteristik rms getaran translasi pada r_f dengan jarak sumber eksitasi 0.12 m

Dari hasil simulasi pada gerak translasi yang telah dilakukan bahwa pemberian DVA titik pusat massa pada sistem mampu menimbulkan antiresonansi pada rasio frekuensi tertentu ($r_f=1$) dengan nilai antiresonansi $0,0000750$ m ($7,5 \times 10^{-5}$). Dibandingkan dengan sistem dengan DVA menimbulkan resonansi dengan amplitudo yang sebesar $0,002478$ m ($2,47 \times 10^{-3}$) dan frekuensi kedua $0,002841$ m ($2,841 \times 10^{-3}$) yang dapat dilihat pada ditabel 4.6.

Tabel. 4.6 Nilai respon gerak karakteristik gerak translasi

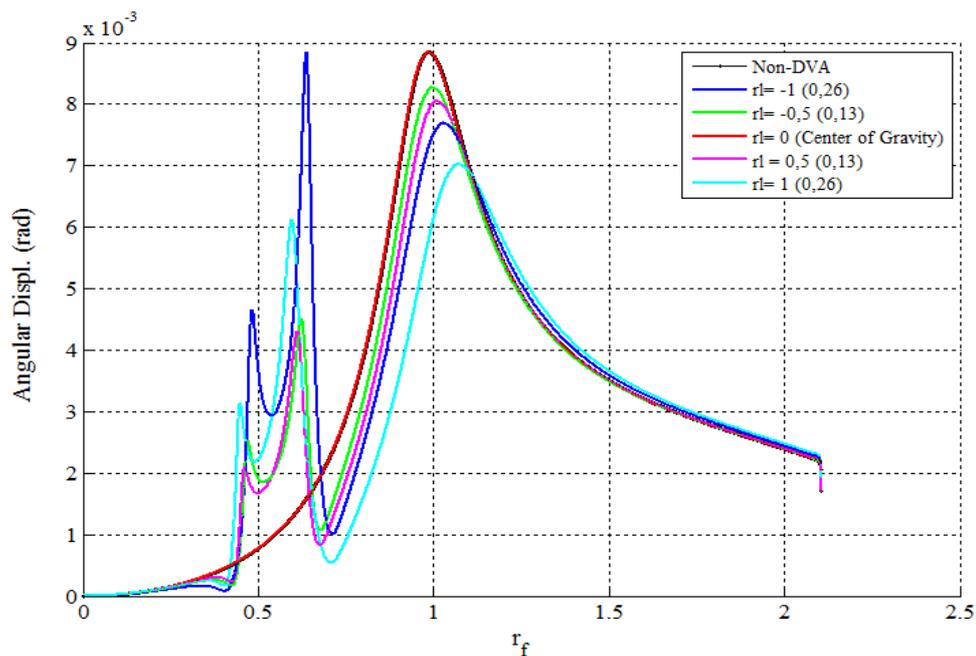
Rasio Lengan Momen (r_f)	Resonansi Maksimum (m)				$\left(\frac{\omega_{n2}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n1}}{\omega_n} \right)$	Pengurangan Resonansi (m)	
	displ. ⁽¹⁾	$r_f^{(1)}$	displ. ⁽²⁾	$r_f^{(2)}$		displ.	r_f
-1	$3,65 \times 10^{-3}$	0,893	$2,42 \times 10^{-3}$	1,193	0,300	$6,24 \times 10^{-5}$	1,094
-0,5	$3,03 \times 10^{-3}$	0,864	$2,62 \times 10^{-3}$	1,181	0,316	$6,89 \times 10^{-5}$	1,033
0	$2,47 \times 10^{-3}$	0,856	$2,84 \times 10^{-3}$	1,171	0,325	$7,60 \times 10^{-5}$	1
0,5	$2,17 \times 10^{-3}$	0,845	$3,15 \times 10^{-3}$	1,153	0,307	$9,5 \times 10^{-5}$	0,960
1	$1,62 \times 10^{-3}$	0,822	$3,27 \times 10^{-3}$	1,120	0,297	$2,28 \times 10^{-4}$	0,902

Pada saat massa absorber diletakan pada bagian tengah beam, nilai terendah dari antiresonansi ini terletak saat $r_f = 1$. Ketika massa absorber diletakan pada rasio lengan positif, ternyata letak dari antiresonansi ini akan bergeser semakin tinggi dengan nilai rms displacement yang juga semakin tinggi pula dan sebaliknya pada dua penempatannya pada rasio lengan negatif bergeser kekiri. Kondisi ini mengakibatkan apabila hanya diinginkan meredam getaran translasi suatu sistem yang memiliki daerah operasi pada $r_f = 1$ akan lebih baik ketika menggunakan DVA yang diletakan tepat pada pusat massa dari sistem. Akan tetapi pada grafik dan tabel 4,6 nilai paling rendah untuk antiresonansi pada lengan negatif mendekati sumber eksitasi $r_1 = -0,5$ dan $r_1 = -1$. Ini berarti bahwa peredaman arah translasi dengan peletakan DVA rasio lengan negatif akan lebih baik. Untuk sistem utama dengan massa absorber yang tidak lagi diletakan pada pusat berat sistem utama maka nilai k_a, b tidak lagi bernilai nol, sehingga sistem menjadi terkopel secara statis. Terkopelnya sistem secara statis berakibat pada jumlah resonansi yang diperoleh pada gerak translasi sama dengan jumlah resonansi pada arah rotasi.



Gambar 4.12. Perbandingan grafik rms karakteristik respon getaran rotasi pada r_1 dva dengan jarak sumber eksitasi 0,12 m

Sebagaimana grafik simulasi dalam gambar 4.13 dan 4.14 bahwa grafik rms *angular displacement* pada resonansi pertama, kedua ketiga menjadi semakin tinggi ketika dengan r_f yang semakin besar. Hal yang sedikit berbeda terjadi pada frekuensi natural kedua, yang mana pada frekuensi ini RMS *angular displacement* menjadi besar ketika massa absorber diletakan pada ujung dari system yang mendekati sumber eksitasi.



Gambar 4.13. Perubahan karakteristik rms *angular displacement* pada r_1 dengan jarak sumber eksitasi 0,12 m

Dari hasil simulasi pada grafik gerak rotasi bahwa pemberian DVA titik pusat massa pada sistem mampu menimbulkan antiresonansi pada rasio frekuensi tertentu ($r_f=1$) dimana nilai puncak resonansi dipengaruhi oleh besarnya antiresonansi dari gerak translasi sebesar 0,008849 rad ($8,84 \times 10^{-3}$)

Pengaruh jarak sumber eksitasi juga memberikan perubahan dalam hasil RMS *angular displacement* yang dihasilkan. Berdasarkan gambar 4.13 terdapat beberapa efek perubahan pada rms *angular displacement* diantaranya adalah berubahnya jarak antara resonansi kedua dan ketiga dan berubahnya nilai rms *displacement* sistem saat resonansi terjadi.

Ketika sistem tanpa DVA, gerak arah rotasi dari sistem utama hanya mengalami sekali resonansi saja yang terjadi pada $r_{fr} = 1$. Namun Akibat terkopelnya sistem setelah pemberian masa *absorber* mengakibatkan gerak rotasi sistem mengalami 3 kali resonansi yang ditunjukkan dengan 3 buah puncak RMS *angular displacement*. Resonansi kedua dan ketiga lebih banyak diakibatkan oleh gerak translasi, sehingga *angular displacement* untuk frekuensi yang berada disekitar kedua frekuensi resonansi ini akan menjadi lebih besar dibandingkan ketika tanpa pemberian DVA. Hal inilah yang mengakibatkan nilai RMS *angular displacement* untuk resonansi kedua dan ketiga pada gerak rotasi ini memiliki sifat yang sama dengan resonansi kedua dan ketiga untuk gerak translasi ketika diberikan rasio lengan momen. Semakin besar rasio lengan momen yang diberikan, maka jarak r_{fr} antar resonansi kedua dan ketiga akan menjadi semakin lebar dan memiliki nilai RMS *angular displacement* yang juga semakin rendah.

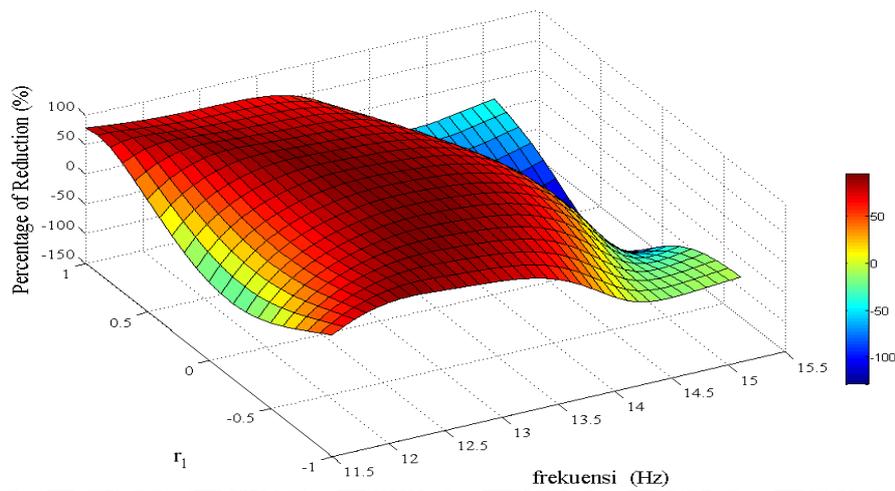
Tabel. 4.7 Nilai respon gerak karakteristik gerak rotasi /angular

Rasio Lengan Momen (r_l)	Resonansi Maksimum (rad)						$\left(\frac{\omega_{n3}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n2}}{\omega_n} \right)$
	Angu. ⁽¹⁾	$r_{f(1)}$	Angu. ⁽²⁾	$r_{f(2)}$	Angu. ⁽³⁾	$r_{f(3)}$	
-1	$4,64 \times 10^{-3}$	0,482	$8,83 \times 10^{-3}$	0,638	$7,68 \times 10^{-3}$	1,037	0,398
-0,5	$2,51 \times 10^{-3}$	0,471	$4,51 \times 10^{-3}$	0,624	$8,27 \times 10^{-3}$	0,999	0,374
0	0	0	0	0	$8,84 \times 10^{-3}$	1	-
0,5	$2,08 \times 10^{-3}$	0,449	$4,30 \times 10^{-3}$	0,612	$8,04 \times 10^{-3}$	1,018	0,405
1	$3,13 \times 10^{-3}$	0,461	$6,11 \times 10^{-3}$	0,597	$7,02 \times 10^{-3}$	1,069	0,472

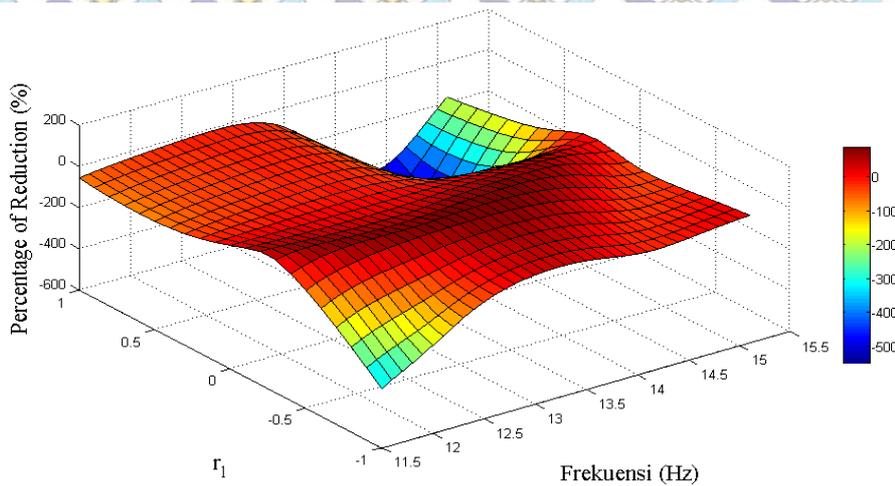
Dibandingkan dengan sistem dengan DVA mengalami penurunan resonansi dengan amplitudo yang sudah ditabel 4.7. Penurunan nilai resonansi pada gerak rotasi dipengaruhi pemberian rasio lengan momen semakin besar menuju sumber eksitasi semakin rendah dan juga berlaku juga untuk menjauhi dari sumber eksitasi. Dalam uraian ini maka reduksi getaran translasi terjadi pada rasio tertentu dimana terjadi terjadi reduksi arah rotasi.

B. Pengurangan Getaran

Simulasi grafik prosentase pengurangan rms *displacement* dan *angular displacement* dengan pengaruh jarak sumber eksitasi di range frekuensi reduksi getaran. Frekuensi eksitasi yang diberikan pada rentang 11,15 Hz – 15,15 Hz. Daerah prosentase pengurangan diperoleh dari perpotongan garis pada sistem tanpa dva dengan grafik dva rasio lengan momen (r_1).



(a) Arah translasi



(b) Arah rotasi

Gambar 4.14 Grafik prosentase penurunan *displacement* dan *angular displacement* terhadap pengaruh jarak sumber eksitasi 0,12 m

Seperti pada gambar 4.14 (a) pada pengurangan getaran bahwa dengan rasio lengan momen lebih besar maka terjadi penurunan pengurangan getarannya. Hal ini juga dapat dilihat setiap pengurangan getaran yang terjadi pada setiap rasio DVA dimana memiliki persentase pengurangan getaran yang berbeda. Dalam grafik arah translasi bahwa persentase getaran dengan DVA menjauhi sumber getaran memiliki pengurangan yang rendah sebaliknya DVA yang dekat dengan sumber eksitasi lebih besar. Pada gambar 4.14 (b) dimana setiap perubahan besar lengan momen yang diberikan tentu akan memberikan efek perubahan pula terhadap penurunan getaran yang terjadi. Hasil simulasi menunjukkan bahwa semakin besar jarak antara massa absorber terhadap pusat massa sistem utama maka rms *angular displacement* pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin rendah. Besarnya persentase pengurangan *displacement* dan *displacement angular* pada variasi lengan momen (r_1) dan pengaruh jarak sumber eksitasi pada tabel 4.8

Tabel 4.8 Persentase Penurunan *displacement* dan *displacement angular* terhadap rasio lengan (r_1) dua pada jarak sumber eksitasi 0,12 m

Frek. Hz	Persentase penurunan getaran pada jarak sumber eksitasi 0,12 m									
	$r_1 = -1$		$r_1 = -0,5$		$r_1 = 0$		$r_1 = 0,5$		$r_1 = 1$	
	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %
11,6	64,09	-283	14,04	-4,98	5,15	0	52,96	-65,91	74,6	-49,7
11,8	78,55	-231	43,74	25,86	39,16	0	73,36	-52,53	70,47	-39,3
11,9	83,44	-203	54,56	36,95	51,25	0	80,19	-47,29	68,74	-34,9
12,1	88,63	-141	70,9	53,44	69,09	0	88,33	-38,46	66,17	-27,3
12,4	87,29	-55,4	86,3	68,76	85,57	0	88,73	-28,3	64,15	-18,2
12,6	84,71	-14,8	92,12	75,35	91,81	0	86,52	-23,15	63,59	-13,8
12,8	82,13	11,9	94,35	79,94	94,50	0	84,58	-19,81	63,09	-11,5
12,9	80,74	12,9	94,21	81,62	94,56	0	83,74	-19,29	62,46	-12,3
13,1	76,97	30,69	92,57	83,52	93,3	0	81,95	-22,61	59,29	-20,6
13,3	70,52	32,38	89,8	83,19	91,17	0	79,04	-36,82	51,8	-43,4
13,5	59,14	25,18	85,34	79,99	87,78	0	73,38	-70,47	37,5	-90,5
14	6,946	-12,6	56,75	53,11	66	0	33,43	-271,8	-28,6	-328
14,4	-14,8	-11,7	1,47	2,00	18,37	0	-40,9	-408,7	-52,0	-433
14,8	-11,5	7,43	-42,5	-34,5	-78,5	0	-78,7	-276,9	-51,1	-314

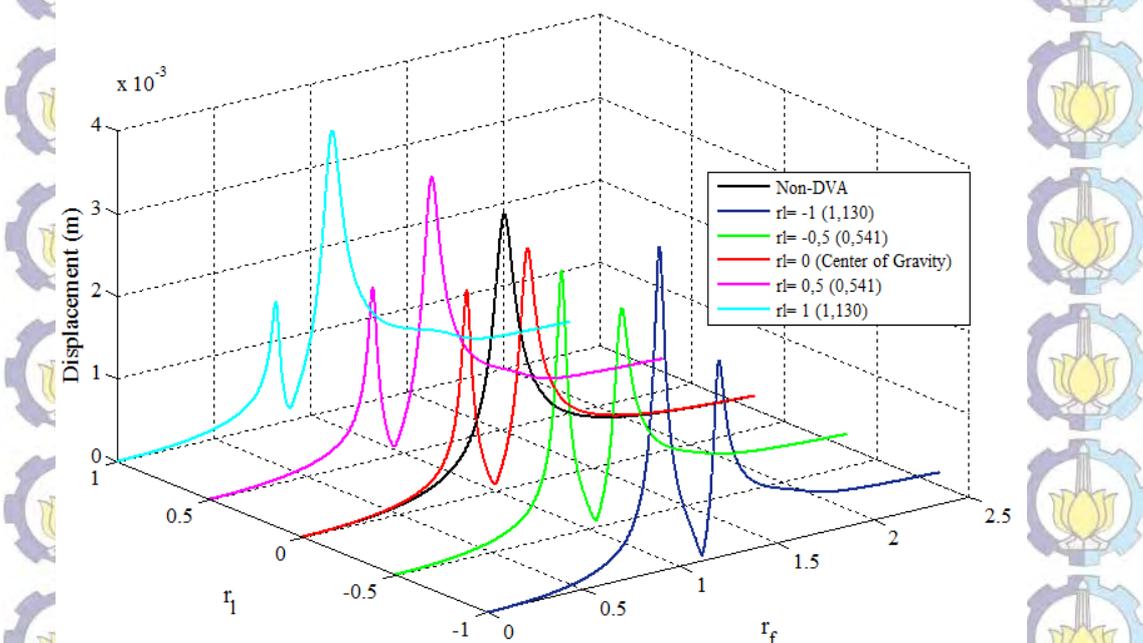
Berdasarkan tabel 4.8 dimana beberapa dva pada arah translasi memiliki peredaman yang sama dimana hanya dipengaruhi oleh jarak sumber eksitasi dan rasio lengan momen (r_1). Prosentase pengurangan yang terjadi di frekuensi 12,9 Hz sebesar 94,56 % pada rasio lengan momen ($r_1=0$). Pengurangan getaran terjadi saat sistem diberikan dva dengan rasio lengan nol berada di titik pusat massa. Sedangkan untuk arah rotasi dengan jarak eksitasi tersebut memiliki pengurangan nol pada eksitasi frekuensi 12,9 Hz. Hal ini menandakan getaran arah translasi tidak berpengaruh pada getaran arah rotasi dimana sistem utama tidak terkopel.

4.4.2 Pengaruh Perubahan Rasio Lengan Momen (r_1) untuk Jarak Sumber

Eksitasi 0,145 m Terhadap Pusat Massa

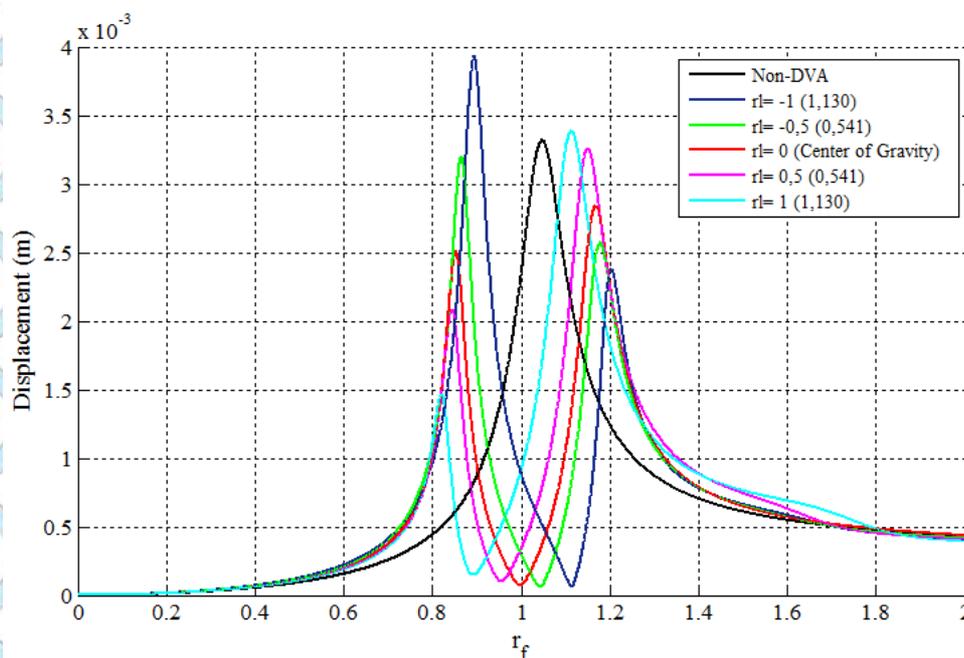
A. Karakteristik RMS Respon Getaran.

Pada gambar 4.15 merupakan gabungan beberapa grafik analisa respon getaran arah translasi terhadap rasio lengan momen DVA untuk posisi jarak sumber eksitasi 0,145 m. Grafik berwarna hitam merupakan grafik rms displacement untuk sistem tanpa DVA. Untuk grafik berwarna merah, hijau dan biru merupakan grafik rasio lengan momen DVA negatif asumsi dekat sumber eksitasi dan warna magenta dan cyan yang berarti posisi plus menandakan bahwa grafik rasio lengan momen DVA positif menjauhi eksitasi getaran.



Gambar 4.15. Perbandingan grafik rms karakteristik respon getaran translasi pada r_1 dva dengan jarak sumber eksitasi 0,145 m

Pada gambar 4.16 merupakan grafik simulasi arah translasi dengan beberapa perbedaan grafik yang diperoleh ketika sistem tidak diberikan massa tambahan, sistem diberikan massa tambahan pada posisi pusat massanya dan sistem diberikan massa tambahan tidak pada pusat massanya. Salah satu perbedaan diantaranya jumlah frekuensi natural teredam, jarak antar frekuensi teredam, besarnya respon getaran, dan range frekuensi pada saat terjadi pengurangan respon getaran.



Gambar 4.16. Perubahan karakteristik rms getaran translasi pada r_l dengan pengaruh jarak sumber eksitasi 0.145 m

Dengan penambahan massa DVA pada sistem utama tentu bertambahnya jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama. Saat sistem diberikan frekuensi yang sama dengan ω_d ini maka sistem akan menunjukkan respon getaran yang maksimum (resonansi). Sebagaimana dalam grafik hasil simulasi, pemberian massa absorber pada pusat massa sistem utama ($r_l = 0$) berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari *displacement* menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada $r_f = 0,8524$ dan $r_f = 1,168$. Dimana untuk resonansi tanpa DVA tetap berjumlah satu resonansi yang di tunjukkan garis warna hitam.

Terkopelnya sistem antara gerak translasi dan rotasi dengan DVA dengan melihat matrik yang singular dan tidak singular. Dimana $r_f=0$ dengan lengan momen (b) adalah nol, sehingga nilai $ka.b$ menjadi nol. Dengan demikian bahwa gerak translasi tidak mempengaruhi gerak rotasi namun hanya mempengaruhi gerak translasi gerak absorber pada sistem utama. Untuk sistem absorber yang tidak diletakkan pada posisi nol, maka nilai $ka.b$ tidak lagi nol, sehingga sistem terkopel secara statis. Dengan terkopelnya sistem secara statis mengakibatkan pada jumlah resonansi arah translasi dan arah rotasi. Rasio frekuensi yang terjadi pada $r_f=1$.

Pemberian besarnya nilai rasio lengan momen semakin besar maka semakin besar nilai r_f yang diberikan maka nilai rms *displacement* yang terjadi untuk setiap resonansi sistem yang terjadi akan semakin tinggi. Kondisi ini berlaku baik untuk resonansi yang pertama dan kedua. Adapun nilai RMS *displacement* pada saat resonansi pertama, dan kedua terdapat pada tabel 4.8.

Pada gambar 4.16 terlihat bahwa semakin besar nilai r_f yang diberikan maka nilai rms *displacement* yang terjadi untuk setiap resonansi sistem yang terjadi akan semakin tinggi ini berlaku untuk resonansi DVA yang mendekati sumber eksitasi. Sedangkan untuk resonansi DVA yang jauh dari sumber eksitasi terlihat dengan resonansi yang lebih rendah. Jarak antar resonansi pertama dan kedua akan menjadi semakin lebar seiring dengan bertambahnya rasio lengan yang diberikan baik dengan DVA dekat dan jauh sumber eksitasi. Dengan perubahan rasio lengan momen menggeser rasio frekuensi dalam reduksi getaran yang terjadi. Baik DVA rasio lengan negatif dan rasio lengan positif dari sumber eksitasi. Hal ini berlaku baik untuk respon *displacement* maupun *angular displacement*.

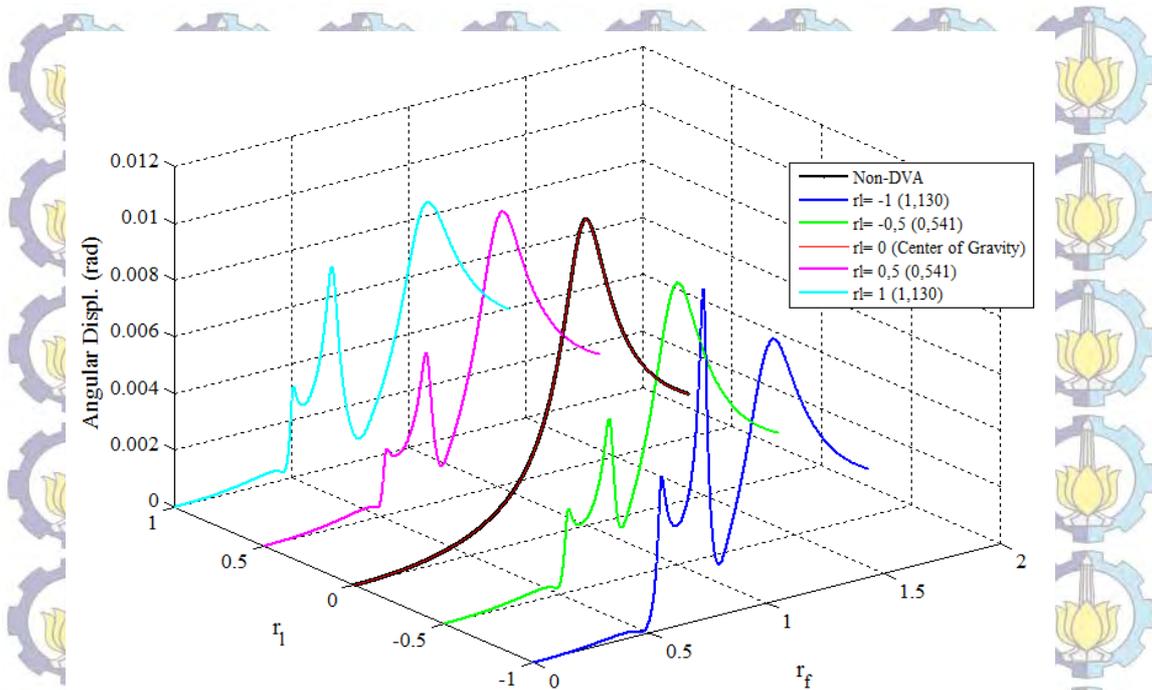
Tabel. 4.9 Nilai respon gerak karakteristik arah translasi

Rasio Lengan Momen (r_f)	Resonansi Maksimum (m)				$\left(\frac{\omega_{n2}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n1}}{\omega_n}\right)$	Pengurangan Resonansi (m)	
	displ. (1)	$r_{f(1)}$	displ. (2)	$r_{f(2)}$		displ.	r_f
-1	$3,93 \times 10^{-3}$	0,893	$2,78 \times 10^{-3}$	1,203	0,309	$9,14 \times 10^{-5}$	1,119
-0,5	$3,19 \times 10^{-3}$	0,865	$2,56 \times 10^{-3}$	1,178	0,312	$8,62 \times 10^{-5}$	1,03
0	$2,25 \times 10^{-3}$	0,852	$2,84 \times 10^{-3}$	1,116	0,263	$1,00 \times 10^{-4}$	1
0,5	$2,20 \times 10^{-3}$	0,843	$3,23 \times 10^{-3}$	1,155	0,311	$1,03 \times 10^{-4}$	0,952
1	$1,14 \times 10^{-3}$	0,821	$3,38 \times 10^{-3}$	1,115	0,293	$1,59 \times 10^{-4}$	0,885

Dari hasil simulasi pada gerak translasi yang telah dilakukan bahwa pemberian DVA titik pusat massa pada sistem mampu menimbulkan antiresonansi pada frekuensi tertentu ($r_f = 1$) dengan nilai antiresonansi $0,0001004\text{m}$ ($1,00 \times 10^{-4}$).

Dibandingkan dengan sistem dengan DVA menimbulkan resonansi dengan amplitudo yang tertinggi sebesar $0,003933\text{m}$ ($3,93 \times 10^{-3}$) dan frekuensi kedua $0,002378\text{m}$ ($2,78 \times 10^{-3}$) yang terdapat pada tabel 4.8. Saat massa absorber diletakan pada bagian tengah beam, nilai terendah dari antiresonansi ini terletak saat $r_f = 1,119$. Ketika massa absorber diletakan pada posisi yang semakin jauh dari pusat massa sistem utama, ternyata letak dari antiresonansi ini akan bergeser ke kanan dengan nilai rms displacement yang juga semakin tinggi pula dan sebalik pada dva penempatannya dekat dengan sumber eksitasi akan bergeser ke kiri. Kondisi ini mengakibatkan apabila hanya diinginkan meredam getaran translasi suatu sistem yang memiliki daerah operasi pada $r_f = 1,119$ akan lebih baik ketika menggunakan DVA yang diletakan tepat pada pusat massa dari sistem.

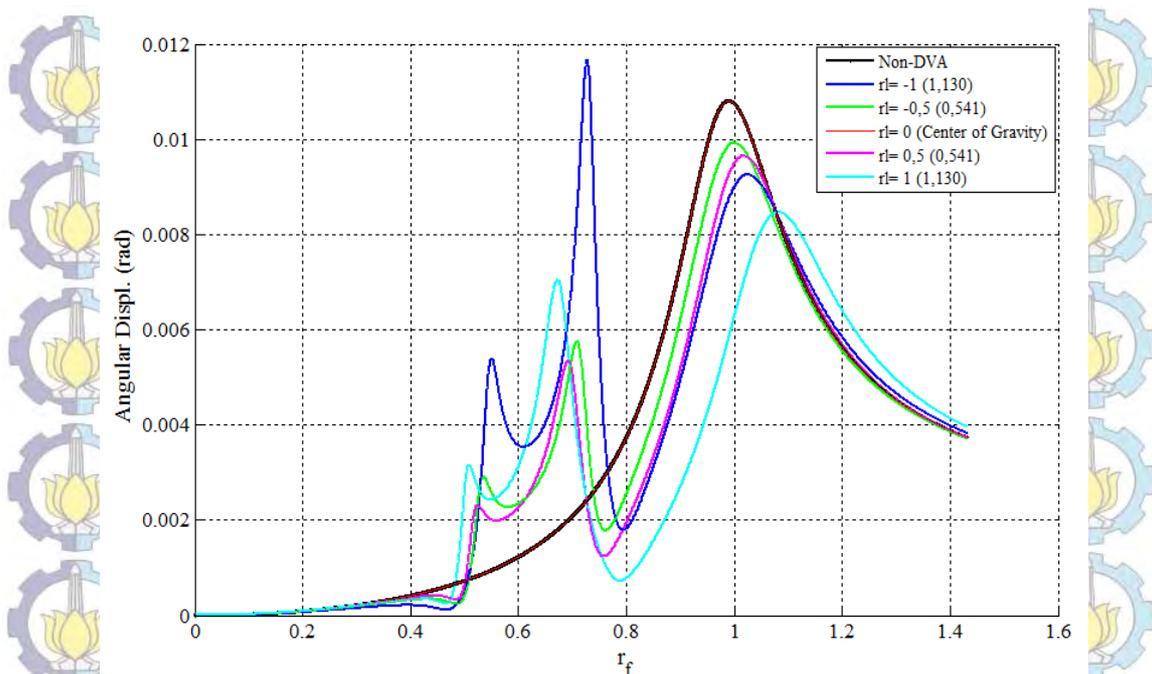
Dengan diketahui jarak antar frekuensi dan besar respon getaran pada sistem utama maka daerah operasi untuk menghindari kerusakan sistem terdapat pada rasio frekuensi $r_f = 1$. Dari respon getaran yang terjadi perbedaan berikutnya adalah mengetahui daerah frekuensi dimana terjadi reduksi getaran baik arah translasi maupun rotasi. Reduksi getaran diperoleh dengan terjadinya adanya gangguan atau interferensi antar dua getaran yang saling meniadakan sehingga terbentuk sebuah daerah antiresonansi.



Gambar 4.17. Perbandingan grafik rms karakteristik respon getaran rotasi pada r_1 dua dengan jarak sumber eksitasi 0,145 m

Sebagaimana grafik simulasi dalam gambar 4.17 dan 4.18, terlihat bahwa grafik rms *angular displacement* pada resonansi pertama, kedua dan ketiga menjadi semakin tinggi ketika dengan r_f yang semakin besar. Hal yang sedikit berbeda terjadi pada frekuensi natural kedua, yang mana pada frekuensi ini RMS *angular displacement* menjadi besar ketika massa absorber diletakan pada ujung dari system yang mendekati sumber eksitasi.

Dari hasil simulasi pada grafik gerak rotasi bahwa pemberian DVA titik pusat massa pada sistem mampu menimbulkan antiresonansi pada frekuensi tertentu ($r_f=1$) dimana nilai puncak resonansi dipengaruhi oleh besarnya antiresonansi dari gerak translasi sebesar $1,08 \times 10^{-2}$



Gambar 4.18. Perubahan karakteristik rms *angular displacement* pada r_f dua dengan jarak sumber eksitasi 0,145 m

Dari hasil simulasi pada grafik gerak rotasi bahwa pemberian DVA titik pusat massa pada sistem mampu menimbulkan antiresonansi pada frekuensi tertentu ($r_f=1$) dimana nilai puncak resonansi dipengaruhi oleh besarnya antiresonansi dari gerak translasi sebesar 0,0108 rad. Dibandingkan dengan sistem dengan DVA yang mengalami penurunan resonansi dengan amplitudo yang sudah terdapat pada tabel 4.10. Penurunan nilai resonansi pada gerak rotasi dipengaruhi pemberian rasio lengan momen semakin besar menuju sumber eksitasi semakin rendah dan juga berlaku juga untuk menjauhi dari sumber eksitasi. Dalam uraian ini maka reduksi getaran translasi mempengaruhi terjadi respon getaran pada rasio tertentu dimana terjadi reduksi arah rotasi.

Dibandingkan dengan sistem dengan DVA mengalami penurunan resonansi dengan amplitudo yang sudah ditabel 4.10. Penurunan nilai resonansi pada gerak rotasi dipengaruhi pemberian rasio lengan momen semakin besar menuju sumber eksitasi semakin rendah dan juga berlaku juga untuk menjauhi dari sumber eksitasi. Dalam uraian ini maka reduksi getaran translasi terjadi pada rasio tertentu dimana terjadi terjadi reduksi arah rotasi.

Tabel. 4.10 Nilai respon gerak karakteristik gerak rotasi /angular

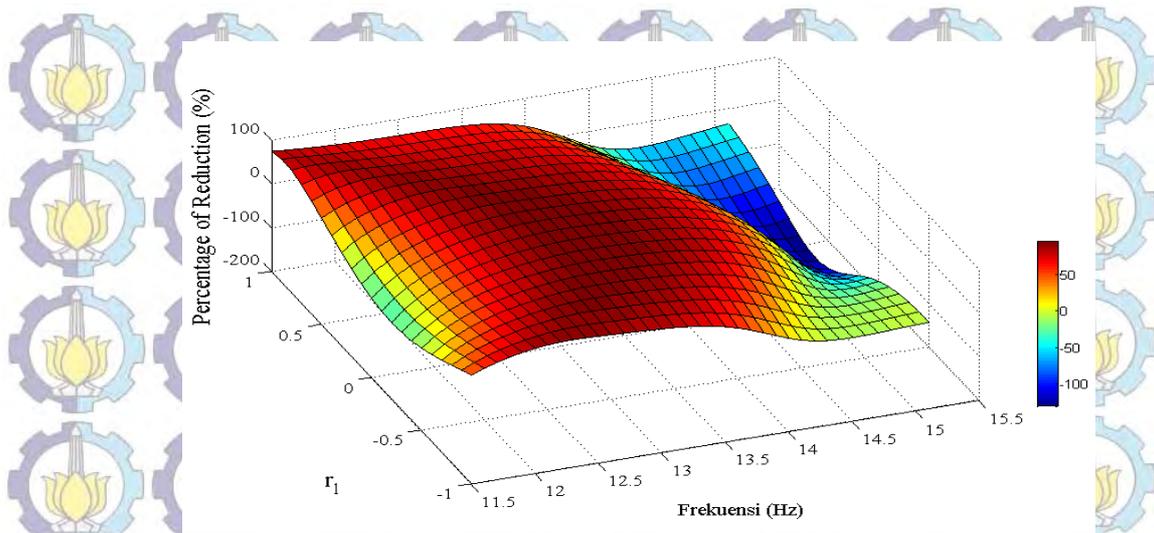
Rasio Lengan Momen (r_i)	Resonansi Maksimum (rad)				Pengurangan Resonansi (rad)		$\left(\frac{\omega_{n3}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n2}}{\omega_n}\right)$
	Ang. ⁽¹⁾	$r_{f(1)}$	Ang. ⁽²⁾	$r_{f(2)}$	Ang.	$r_{f(3)}$	
-1	$5,38 \times 10^{-3}$	0,549	$11,67 \times 10^{-3}$	0,727	$9,25 \times 10^{-3}$	1,029	0,302
-0,5	$2,92 \times 10^{-3}$	0,535	$5,74 \times 10^{-3}$	0,706	$9,92 \times 10^{-3}$	0,100	0,296
0	0	1	0	1	$1,08 \times 10^{-2}$	1	-
0,5	$2,29 \times 10^{-3}$	0,522	$5,33 \times 10^{-3}$	0,691	$9,64 \times 10^{-3}$	1,021	0,329
1	$3,16 \times 10^{-3}$	0,509	$7,04 \times 10^{-3}$	0,673	$8,47 \times 10^{-3}$	1,082	0,408

B. Prosentase Pengurangan Getaran

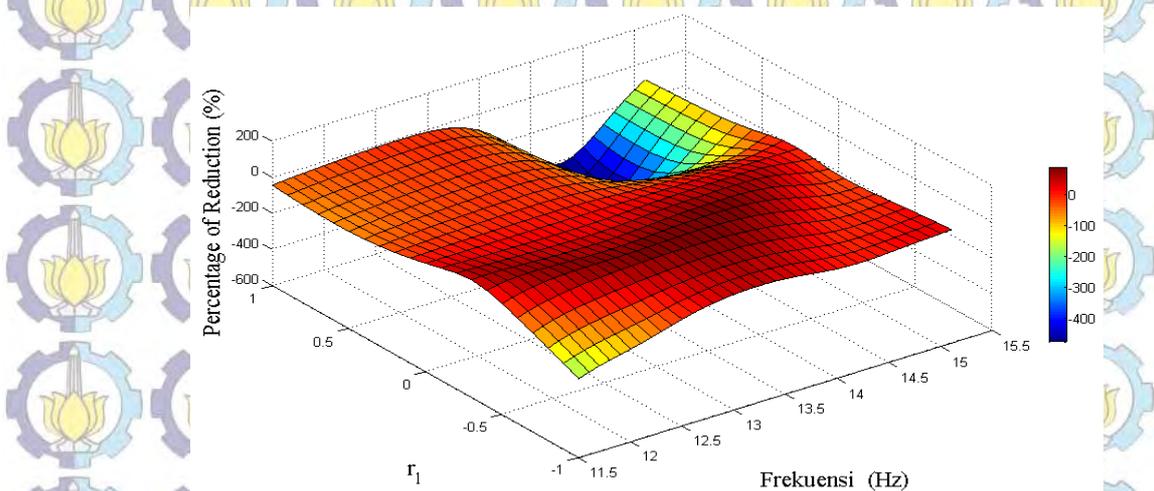
Simulasi grafik prosentase pengurangan rms *displacement* dan *angular displacement* dengan pengaruh jarak sumber eksitasi di range frekuensi reduksi getaran. Frekuensi eksitasi yang diberikan pada rentang 11,15 Hz – 15,15 Hz. Daerah prosentase pengurangan diperoleh dari perpotongan garis pada sistem tanpa dva dengan grafik dva rasio lengan momen (r_i).

Seperti pada gambar 4.19 (a) pada pengurangan getaran bahwa dengan rasio lengan momen lebih besar maka terjadi penurunan pengurangan getarannya. Hal ini juga dapat dilihat setiap pengurangan getaran yaang terjadi pada setiap rasio DVA dimana memiliki porsentase pengurangan getaran yang berbeda. Dalam grafik arah translasi bahwa prosentase getaran dengan DVA menjauhi sumber getaran memiliki pengurangan yang rendah sebaliknya DVA yang dekat dengan sumber eksitasi lebih besar.

Pada gambar 4.19 (b) dimana setiap perubahan besar lengan momen yang diberikan tentu akan memberikan efek perubahan pula terhadap penurunan getaran yang terjadi. Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan ditunjukkan bahwa semakin besar jarak antara massa absorber terhadap pusat massa sistem utama maka rms *angular displacement* pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin rendah. Besarnya prosentase pengurangan *displacement* dan *displacement angular* pada variasi lengan momen (r_i) dengan pengaruh jarak sumber eksitasi pada tabel 4.11



(a) Arah translasi



(b) Arah rotasi

Gambar 4.19 Grafik Penurunan *displacement* dan *displacement angular* terhadap pengaruh jarak sumber eksitasi 0,145 m

Berdasarkan tabel 4.11 dimana beberapa d_{va} pada arah translasi memiliki peredaman yang sama dimana hanya dipengaruhi oleh jarak sumber eksitasi dan rasio lengan momen (r_1). Prosentase pengurangan yang terjadi pada frekuensi 12,8 Hz sebesar 94,35 % pada rasio lengan momen ($r_1 = -0,5$). Bahwasanya pengurangan getaran terjadi pada d_{va} yang dekat dengan sumber eksitasi.

Sedangkan untuk arah rotasi dengan jarak eksitasi tersebut memiliki pengurangan

yang besar sebesar 94,81 % pada eksitasi frekuensi 12,9 Hz pada rasio lengan momen negatif ($r_1 = -0,5$).

Tabel 4.11 Prosentase penurunan *displacement* dan *displacement angular* pada rasio lengan (r_1) dua dengan jarak sumber eksitasi 0,145 m

Frek. Hz	Prosentase Penurunan getaran pada jarak sumber eksitasi 0,12 m									
	$r_1 = -1$		$r_1 = -0,5$		$r_1 = 0$		$r_1 = 0,5$		$r_1 = 1$	
	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %
11,6	58,26	-143	9,414	31,67	5,11	0	56,51	-55,2	71,26	-40,1
11,8	74,32	-112	40,13	55,15	39,16	0	75,82	-44,36	67,3	-31,7
11,9	80,13	-99,5	51,36	62,78	51,25	0	82,08	-40	65,77	-28,2
12,1	87,80	-73,0	68,33	71,85	69,09	0	88,69	-32,73	63,59	-22,1
12,4	89,49	-25,7	84,58	75,26	85,57	0	87,59	-24,37	62,1	-14,9
12,6	87,20	4,54	91,10	75,74	91,81	0	85,26	-20,26	61,83	-11,5
12,8	84,54	26,53	94,44	77,7	94,5	0	83,42	-17,84	61,45	-10,5
12,9	80,74	34,2	94,81	79,48	94,56	0	82,65	-17,69	60,87	-11,8
13,1	79,35	43,25	93,65	83,55	93,3	0	80,96	-21,66	57,99	-20,6
13,3	73,10	44,56	91,07	86,37	91,17	0	78,06	-27,13	50,32	-45,3
13,5	62,24	38,46	88,80	86,27	87,78	0	72,19	-69,21	35,37	-94,8
14	12,20	5,23	59,69	66,24	66,14	0	31,12	-235	-31,7	-340
14,4	-9,30	3,71	6,26	21,53	18,37	0	-45,0	-319	-55,5	-399
14,8	-7,00	17,99	-36,1	-16,6	-78,7	0	-103	-200	-44,8	-221

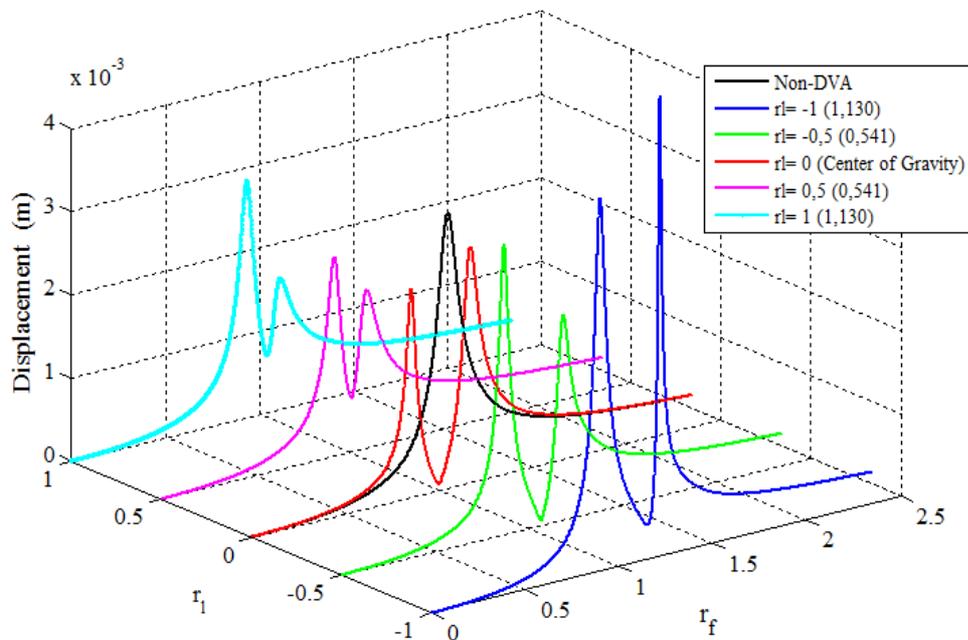
4.4.3. Pengaruh Perubahan Rasio Lengan Momen (r_1) untuk Jarak Sumber Eksitasi 0,18 m Terhadap Pusat Massa

A. Karakteristik RMS Respon Getaran

Pada gambar 4.20 merupakan gabungan grafik analisa respon getaran arah translasi terhadap rasio lengan momen DVA untuk pengaruh posisi jarak sumber eksitasi 0,18 m. Grafik berwarna hitam merupakan grafik rms *displacement* untuk sistem tanpa DVA. Untuk grafik berwarna merah, hijau dan biru merupakan grafik rasio lengan momen DVA minus asumsi dekat dengan sumber eksitasi dan warna magenta dan cyan yang berarti posisi plus menandakan bahwa respon getaran yang diterima DVA menjauhi eksitasi getaran .

Peletakan DVA dari rasio lengan momen $r_1 = 0$, $r_1 = 0,5$ dan $r_1 = 1$ terhadap panjang kantilever beam dari pusat massa. Dimana $r_1 = 0$ yang berarti peletakan DVA pada pusat massa sistem utama, $r_1 = 0,5$ merupakan setengah dari panjang beam dari titik pusat massa ke ujung panjang beam dan $r_1 = 1$ merupakan penempatan pada ujung beam. Dan sebaliknya penempatan DVA berlaku sisi negatif dari pusat massa sistem yang dijelaskan pada paragraf sebelumnya.

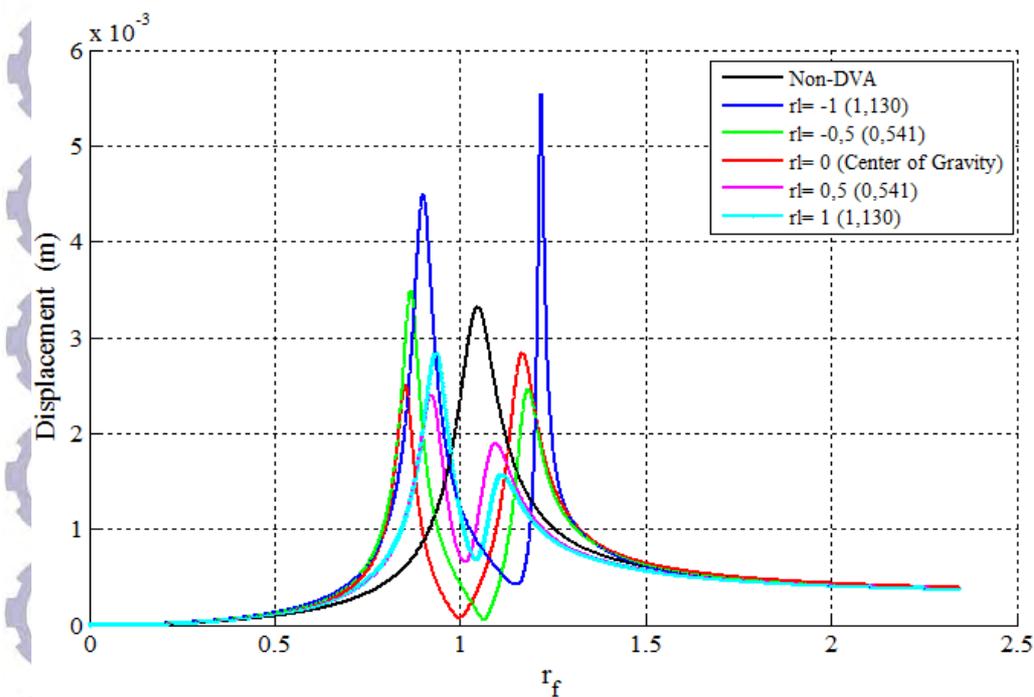
Penambahan massa DVA pada sistem utama tentu menambah jumlah derajat kebebasan dan frekuensi natural teredam dari sistem utama. Saat sistem diberikan frekuensi yang sama dengan ω_d ini maka sistem akan menunjukkan respon getaran yang maksimum (resonansi). Dalam grafik simulasi, pemberian massa absorber pada pusat massa sistem utama ($r_1 = 0$) berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari *displacement* menjadi 2 buah, terjadi pada $r_f = 0,8524$ dan $r_f = 1,168$. Dalam hal ini nilai lengan momen c dan b adalah nol, sehingga nilai $k_a c$ dan b menjadi nol pula. Dimana persamaan matrix dengan nilai $k_a c$ dan b dapat diartikan bahwa gerak translasi sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerak translasi dari massa *absorber*, namun tidak dipengaruhi oleh gerak rotasi dari sistem utama.



Gambar 4.20. Perbandingan grafik rms karakteristik respon getaran translasi pada r_1 dva dengan pengaruh jarak sumber eksitasi 0,18 m

Terjadi perbedaan grafik ketika sistem tidak diberikan massa tambahan, sistem diberikan massa tambahan dengan posisi pusat massanya dan sistem diberikan massa tambahan tidak pada pusat massanya. Beberapa perbedaan itu diantaranya adalah jumlah frekuensi natural teredam (ω_d) yang tampak pada grafik, jarak antar frekuensi natural teredam, besarnya respon getaran pada saat frekuensi natural teredam (ω_d) terjadi, dan daerah frekuensi dimana terjadi penurunan respon getaran.

Jumlah frekuensi natural teredam pada grafik dipengaruhi oleh penambahan massa absorber. Dengan penambahan jumlah absorber yang sebelumnya sistem utama hanya memiliki 2 frekuensi natural teredam arah translasi dan arah rotasi maka terdapat tambahan 1 frekuensi natural untuk arah translasi



Gambar 4.21. Perubahan karakteristik rms *displacement* pada r_l dua dengan jarak sumber eksitasi 0,18 m

Gambar 4.21 diperlihatkan grafik pengaruh nilai rasio lengan momen (r_l) terhadap perubahan karakteristik rms *displacement*. Saat sistem diberikan frekuensi yang sama dengan frekuensi natural teredam (ω_d) ini maka sistem akan menunjukkan respon getaran yang maksimum (resonansi). Sebagaimana dalam

grafik simulasi, pemberian massa absorber pada pusat massa sistem utama ($r_l = 0$) berakibat pada bertambahnya jumlah resonansi dari *displacement* menjadi 2 buah, yang mana terjadi pada $r_f = 0,8532$ dan $r_f = 1,168$. Dalam hal ini nilai lengan momen c dan b adalah nol, sehingga nilai $k_a c$ dan b menjadi nol pula. Untuk persamaan matrix dengan nilai $k_a c$ dan b dapat diartikan bahwa gerak translasi sistem utama hanya dipengaruhi oleh gerak translasi dari massa *absorber*, namun tidak dipengaruhi oleh gerak rotasi dari sistem utama.

Pada gambar 4.21 terlihat bahwa semakin besar nilai r_l yang diberikan maka nilai rms *displacement* yang terjadi untuk setiap resonansi sistem yang terjadi akan semakin tinggi ini berlaku untuk resonansi DVA yang mendekati sumber eksitasi. Sedangkan untuk resonansi kedua justru akan berada pada rasio frekuensi yang tinggi ketika rasio lengan momen yang diberikan semakin besar pada DVA menjauh dari sumber eksitasi. Dengan demikian jarak antara resonansi pertama dan kedua akan menjadi semakin lebar seiring dengan bertambahnya rasio frekuensi yang diberikan. Hal ini berlaku baik untuk respon *displacement* maupun *angular displacement*.

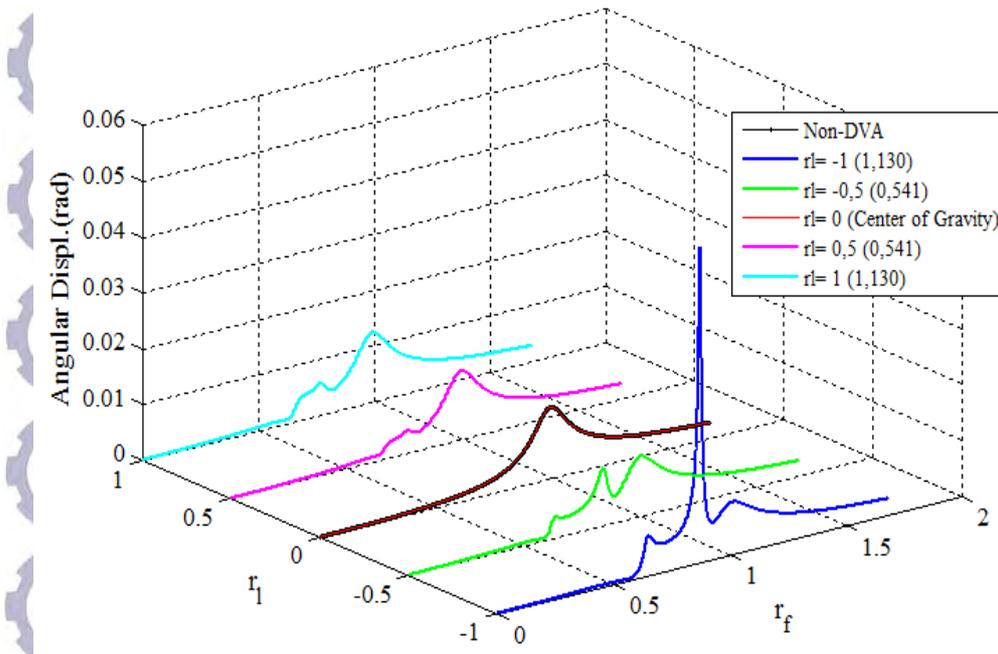
Tabel. 4.12 Nilai respon gerak karakteristik gerak translasi

Rasio Lengan Momen (r_l)	Resonansi Maksimum (m)				$\left(\frac{\omega_{n2}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n1}}{\omega_n}\right)$	Pengurangan Resonansi (m)	
	displ. (1)	$r_{f(1)}$	displ. (2)	$r_{f(2)}$		displ.	r_f
-1	$4,47 \times 10^{-3}$	0,903	$5,49 \times 10^{-3}$	1,220	0,317	$4,25 \times 10^{-4}$	1,156
-0,5	$3,46 \times 10^{-3}$	0,864	$2,45 \times 10^{-3}$	1,181	0,316	$5,83 \times 10^{-5}$	1,061
0	$2,51 \times 10^{-3}$	0,855	$2,84 \times 10^{-3}$	1,168	0,312	$7,58 \times 10^{-5}$	1
0,5	$2,40 \times 10^{-3}$	0,923	$1,89 \times 10^{-3}$	1,098	0,175	$6,58 \times 10^{-4}$	1,011
1	$2,83 \times 10^{-3}$	0,934	$1,56 \times 10^{-3}$	1,115	0,181	$6,85 \times 10^{-4}$	1,042

(satuan dalam m kecuali rasio frekuensi)

Dari grafik simulasi pada arah translasi yang telah dilakukan bahwa pemberian DVA titik pusat massa pada sistem mampu menimbulkan antiresonansi pada frekuensi tertentu ($r_f = 1$) dengan nilai antiresonansi $0,0000758$ m. Pada tabel 4.12. besar resonansi setiap rasio frekuensi masing-masing dva, serta jarak antar

resonansi setiap frekuensi teredama dan anti resonansi yang dihasilkan setiap r_1 dua baik dekat maupun yang jauh dari sumber eksitasi. Saat massa absorber diletakan pada bagian tengah beam, nilai terendah dari antiresonansi ini terletak saat $r_f = 1$. Ketika massa *absorber* diletakan pada posisi yang semakin jauh dari pusat massa sistem utama, ternyata letak dari antiresonansi ini akan bergeser ke kanan dengan nilai rms *displacement* yang juga semakin tinggi pula dan sebaliknya pada dua penempatan nya dekat dengan sumber eksitasi akan bergeser ke kiri. Kondisi ini mengakibatkan apabila hanya diinginkan meredam getaran translasi suatu sistem yang memiliki daerah operasi pada $r_f = 1$ akan lebih baik ketika menggunakan DVA yang diletakan tepat pada pusat massa dari sistem.



Gambar 4.22. Perbandingan grafik rms karakteristik respon getaran rotasi pada r_1 dua dengan jarak sumber eksitasi 0,18 m

Dalam grafik 4.22 pada karakteristik rms *angular displacement* dimana respon maksimum 0,012790 rad. Untuk sistem utama dengan massa *absorber* yang tidak lagi diletakan pada pusat berat sistem utama maka nilai k_a, b tidak lagi bernilai nol, sehingga sistem menjadi terkopel secara statis. Terkopelnya sistem secara statis berakibat pada jumlah resonansi yang diperoleh pada gerak translasi sama dengan jumlah resonansi pada arah rotasi.

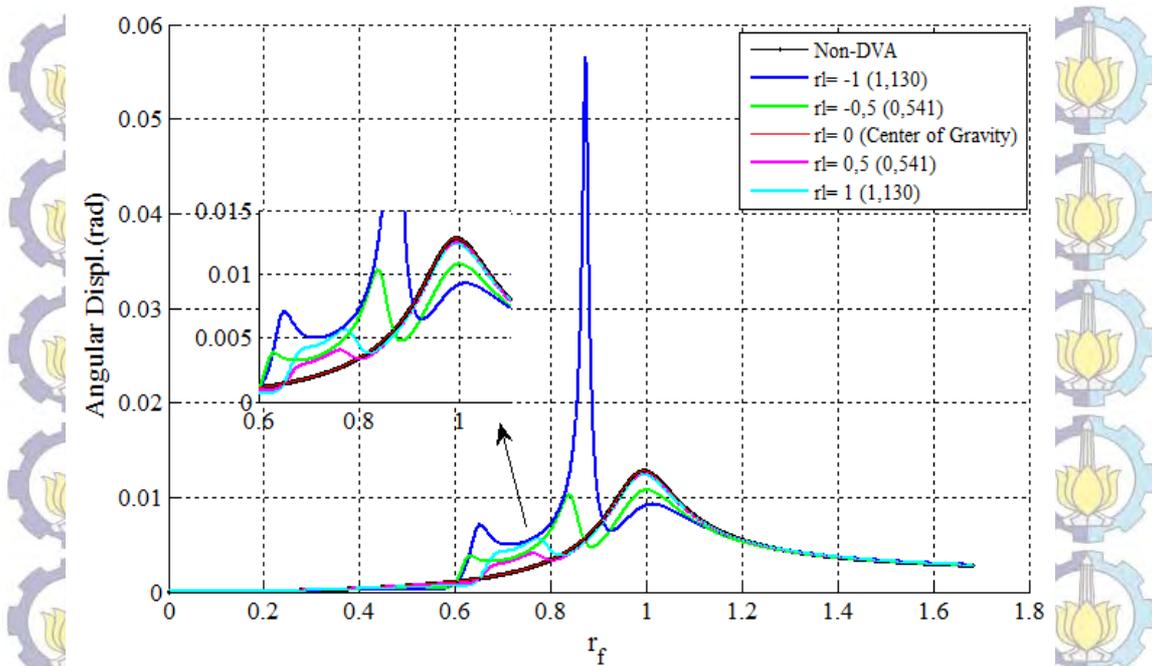
Dengan penambahan DVA diiringi dengan penempatannya tidak pada titik nol, adanya lengan momen yang mempengaruhi besar resonansi. Hal ini dapat dilihat dengan semakin besar lengan momen maka resonansi semakin tinggi arah rotasi. Dengan pengaruh jarak sumber eksitasi dimana dva yang terdekat akan menerima respon yang getaran yang lebih besar untuk frekuensi pertama dan kedua.

Tabel. 4.13 Nilai respon gerak karakteristik gerak rotasi /angular

Rasio Lengan Momen (r_l)	Resonansi Maksimum (rad)				Pengurangan Resonansi (rad)		$\left(\frac{\omega_{n3}}{\omega_n} - \frac{\omega_{n2}}{\omega_n}\right)$
	Ang. (1)	$r_{f(1)}$	Ang. (2)	$r_{f(2)}$	Ang.	$r_{f(3)}$	
-1	$7,11 \times 10^{-3}$	0,6530	$56,5 \times 10^{-3}$	0,8734	$9,24 \times 10^{-3}$	1,0090	0,135
-0,5	$3,78 \times 10^{-3}$	0,6283	$10,3 \times 10^{-3}$	0,8392	$10,7 \times 10^{-3}$	0,9998	0,160
0	0	1	0	1	$12,7 \times 10^{-3}$	1	-
0,5	$2,22 \times 10^{-3}$	0,6732	$4,04 \times 10^{-3}$	0,7652	$12,4 \times 10^{-3}$	0,9952	0,230
1	$3,90 \times 10^{-3}$	0,6816	$5,64 \times 10^{-3}$	0,7625	$12,3 \times 10^{-3}$	0,9985	0,236

Sebagaimana grafik simulasi dalam gambar 4.22 dan 4.23, terlihat jelas bahwa grafik rms *angular displacement* pada resonansi pertama, kedua ketiga menjadi semakin tinggi ketika dengan r_l yang semakin besar. Hal yang sedikit berbeda terjadi pada frekuensi natural kedua, yang mana pada frekuensi ini rms *angular displacement* menjadi besar ketika massa absorber diletakan pada ujung dari system yang mendekati sumber eksitasi.

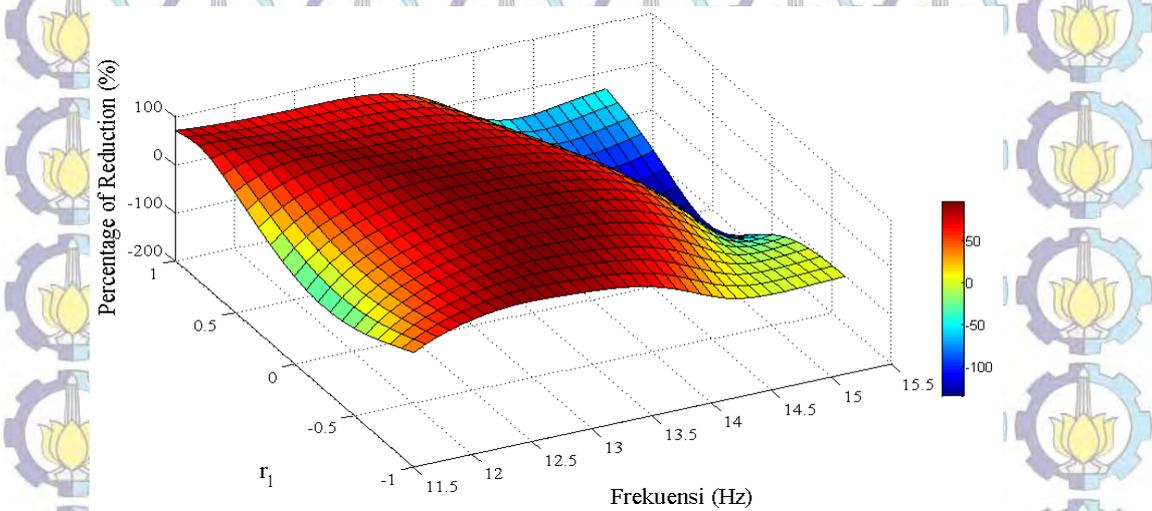
Dari hasil simulasi pada grafik gerak rotasi bahwa pemberian DVA titik pusat massa pada sistem mampu menimbulkan antiresonansi pada frekuensi tertentu ($r_f = 1$) dimana nilai puncak resonansi dipengaruhi oleh besarnya resonansi dari gerak rotasi sebesar $0,012790m$ ($12,7 \times 10^{-3}$). Dibandingkan dengan sistem DVA mengalami penurunan resonansi dengan amplitudo yang sudah ditabel 4.13. Penurunan nilai resonansi pada gerak rotasi dipengaruhi pemberian rasio lengan momen semakin besar menuju sumber eksitasi semakin rendah dan juga berlaku juga untuk menjauhi dari sumber eksitasi. Dalam uraian ini maka reduksi getaran translasi terjadi pada rasio tertentu dimana terjadi reduksi arah rotasi.



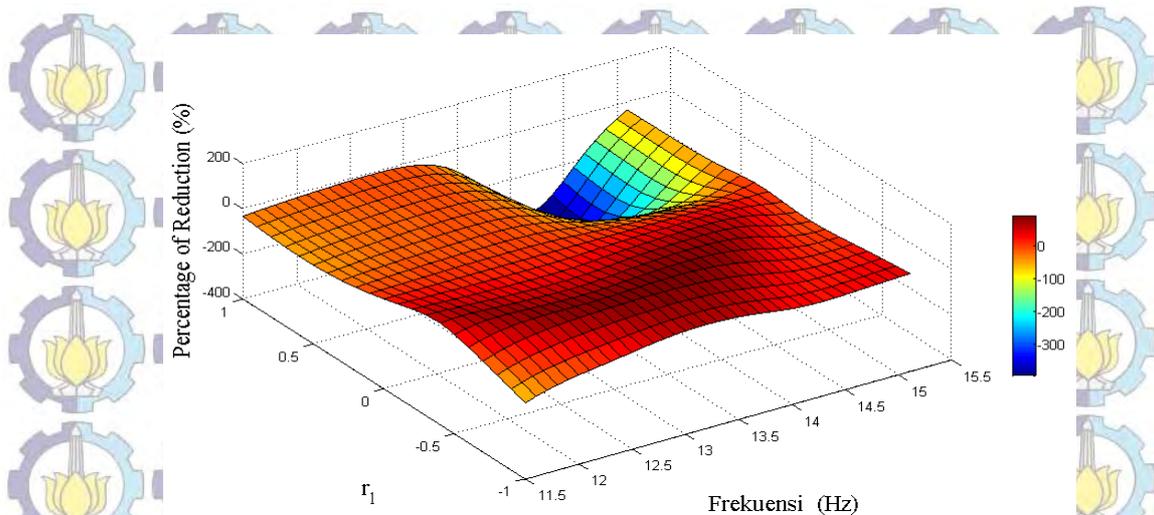
Gambar 4.23. Perubahan karakteristik rms *angular displacement* terhadap r_1 dengan jarak sumber eksitasi 0,18 m

B. Pengurangan Getaran

Simulasi grafik prosentase pengurangan rms *displacement* dan *angular displacement* dengan pengaruh jarak sumber eksitasi di range frekuensi reduksi getaran. Frekuensi eksitasi yang diberikan pada rentang 11,15 Hz – 15,15 Hz. Daerah prosentase pengurangan diperoleh dari perpotongan garis pada sistem tanpa dva dengan grafik dva rasio lengan momen (r_1).



(a) Arah translasi



(c) Arah rotasi

Gambar 4.24 Grafik Penurunan *displacement* dan *angular displacement* terhadap pengaruh jarak sumber eksitasi 0,18 m

Seperti pada gambar 4.24 (a) pada pengurangan getaran bahwa dengan rasio lengan momen lebih besar maka terjadi penurunan pengurangan getarannya. Hal ini juga dapat dilihat setiap pengurangan getaran yang terjadi pada setiap rasio DVA dimana memiliki prosentase pengurangan getaran yang berbeda. Dalam grafik arah translasi bahwa prosentase getaran dengan DVA menjauhi sumber getaran memiliki pengurangan yang rendah sebaliknya DVA yang dekat dengan sumber eksitasi lebih besar. Pada gambar 4.24 (b) dimana setiap perubahan besar lengan momen yang diberikan tentu akan memberikan efek perubahan pula terhadap penurunan getaran yang terjadi. Berdasarkan hasil simulasi yang dilakukan ditunjukkan bahwa semakin besar jarak antara massa absorber terhadap pusat massa sistem utama maka rms *angular displacement* pada $r_{fr} = 1$ menjadi semakin rendah. Besarnya prosentase pengurangan *displacement* dan *displacement angular* pada variasi lengan momen (r_1) dengan pengaruh jarak sumber eksitasi pada tabel 4.14

Tabel 4.14 Penurunan *displacement* dan *displacement* angular terhadap rasio lengan (r_1) dua pada jarak sumber eksitasi 0,18 m

Frek. Hz	Prosentase Penurunan getaran pada jarak sumber eksitasi 0,12 m									
	$r_1 = -1$		$r_1 = -0,5$		$r_1 = 0$		$r_1 = 0,5$		$r_1 = 1$	
	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %	(y) %	(θ) %
11,6	49,38	-45,6	2,77	53,95	5,11	0	61,23	-44,5	66,41	-29,7
11,8	67,44	-21,6	34,93	65,74	39,16	0	78,9	-35,8	62,97	-23,5
11,9	74,26	-12,3	46,72	67,25	51,25	0	84,22	-32,4	61,74	-20,9
12,1	84,43	2,88	64,59	65,7	69,09	0	88,47	-26,72	60,13	-16,3
12,4	91,28	23,54	81,94	64,39	85,57	0	88,77	-20,2	59,36	-11,0
12,6	90,5	38,16	89,27	58,35	91,81	0	83,50	-17,06	59,46	-8,81
12,8	95,12	50,82	93,83	59,42	94,50	0	81,84	-15,49	59,38	-8,93
12,9	95,15	55,56	95,01	61,46	94,56	0	81,15	-15,73	58,91	-10,7
13,1	83,01	61,09	94,97	67,73	93,3	0	79,58	-20,21	56,06	-20,9
13,3	77,03	61	92,8	74,18	91,17	0	76,68	-34,55	48,52	-46,2
13,5	66,88	55,35	88,9	78,58	87,78	0	70,63	-65,38	33,22	-98,0
14	20	26,06	63,92	73,87	66,14	0	28,06	-194	-35,8	-337
14,4	-1,00	20,83	14,14	38,65	18,37	0	-50,6	-242,1	-59,7	-322
14,8	-0,07	29,35	-26,7	1,038	-78,5	0	-109	-139	-47,8	-135

Berdasarkan tabel 4.14 dimana beberapa dua pada arah translasi memiliki peredaman yang sama dimana hanya dipengaruhi oleh jarak sumber eksitasi dan rasio lengan momen (r_1). Prosentase pengurangan yang terjadi pada frekuensi 12,9 Hz sebesar 95,15 %. Bahwasanya pengurangan getaran terjadi pada dua pada titik rasio lengan negatif $r_1 = -1$. Sedangkan untuk arah rotasi dengan jarak eksitasi tersebut memiliki pengurangan yang besar sebesar 55,56 % pada eksitasi frekuensi 12,9 Hz pada rasio lengan momen negatif ($r_1 = -0,5$) dekat sumber eksitasi. Sistem utama terkopel sehingga getaran yang terjadi mempengaruhi besar redaman arah translasi maupun rotasi.

4.5. Validasi Hasil Simulasi terhadap Hasil Eksperimen

Dalam kegiatan penelitian yang berbasis simulasi maka diperlukan proses validasi dimana dilakukan untuk melihat kesamaan atau trend antara hasil simulasi dengan eksperiment dari prototype DVA. Hal ini perlu adanya

pembenaran atau pembuktian hasil keluaran simulasi dengan hasil keluaran eksperimen. Dalam hal ini yang digunakan perbandingan RMS percepatan serta RMS percepatan sudut hasil eksperimen terhadap hasil simulasi. Jika trend yang dihasilkan simulasi berbeda maka kemungkinan besar terjadi kesalahan dalam proses simulasi dan bisa juga sebaliknya. Namun dalam proses validasi ini hasil eksperimen menjadi acuan dari hasil simulasi. Selain untuk melihat kesamaan trend, juga untuk melihat seberapa besar kesalahan yang terjadi pada simulasi yang notasikan dalam prosentase.

4.5.1 Pengujian Kecepatan Putar Keluaran Motor

Pemberian nilai *input* frekuensi eksitasi dalam eksperimen diatur dengan menggunakan inverter. Adapun putaran *set point* dari *inverter* yang dipilih dalam *eksperiment* adalah antara *set point* 10 hingga 35. Untuk mengetahui frekuensi yang sebenarnya untuk setiap *set point* maka dilakukan pengujian untuk dengan alat ukur putaran menggunakan tachometer inframerah. Tabel 4.12 berikut ini diperlihatkan frekuensi yang sebenarnya untuk setiap *set point* hasil dari pegujian yang telah dilakukan.

Tabel 4.15 Data frekuensi pada setiap *set point*

Set Point Inverter	Rpm	Frekuensi (Hz)	Set Point Inverter	Rpm	Frekuensi (Hz)
10	239,5	4,89	23	676,8	11,28
11	324,3	5,40	24	705,1	11,75
12	354,3	5,90	25	734,6	12,24
13	382,9	6,39	26	756,8	12,61
14	413,6	6,89	27	797,1	13,28
15	443,6	7,39	28	827,8	13,79
16	473,5	7,89	29	858,3	14,30
17	502,2	8,37	30	888,9	14,81
18	532,9	8,88	31	919,4	15,32
19	562,6	9,37	32	950	15,83
20	592,5	9,87	33	980	16,33
21	622,7	10,37	34	1010	16,83
22	651,8	10,86	35	1039	17,31

Adapun memperoleh data diatas dengan menembakkan inframerah tachometer pada *disk plat* yang telah ditandai, maka layar tachometer menunjukkan rpm dari putaran *disk plate* tersebut. Dengan putaran *disk plate* tersebut maka dapat diketahui frekuensi dari sistem utama. Untuk menjamin kesalahan penrhitungan maka pengambilan rpm dilakukan berulang-ulang agar kesalahan frekuensi eksitasi dapat diminimalkan.

4.5.2 Pengukuran Panjang Ekuivalen dari Kantilever *Absorber*

Mengukur panjang ekuivalen dari kantilever ini dilakukan agar diperoleh kekakuan absorber yang sebagaimana diinginkan. Dalam validasi yang dilakukan kekakuan *absorber* sebesar $K_s/10$, yang setara dengan 44802,7 N/m. Untuk memperolehnya maka dilakukan dengan menghitung nilai kekakuan pada suatu titik yang berjarak 16,8 cm dari sistem utama. Tabel 4.13 berikut ini diperlihatkan perhitungan kekakuan ekuivalen dari kantilever absorber pada jarak 16,8 cm tersebut.

Tabel 4.16 Perhitungan kekakuan ekuivalen kantilever pada jarak 16,8 cm

No	Massa (Kg)	F(N)	ΔX (m)	K (N/M)
1	239	2,39	0,0041	582,9268
2	382	3,82	0,00745	512,7517
3	669	6,69	0,01120	597,3214
4	908	9,08	0,01555	583,9228
k_{absorber}				569,2307

Dari hasil pengujian pada tabel 4.16 diperoleh nilai kekakuan pada ekuivalen pada posisi jarak 16,8 cm adalah sebesar 569,2307 N/m. Dengan memasukan nilai kekakuan ekuivalen ini kedalam persamaan perbandingan rasio 1/10 kekakuan sistem sebesar 4480,27 N/m diperlukan panjang kantilever sebagai berikut:

$$\frac{569,2307 \text{ N/m}}{4480,270 \text{ N/m}} = \frac{l_a^3}{0,168^3}$$

Sehingga diperoleh nilai panjang lengan (l_a) sebesar :

$$(l_a) = 0,0844 \text{ m } (\pm 8,5 \text{ cm})$$



Gambar 4.25 Pengujian nilai kekakuan ekivalen dari kantilever absorber pada jarak 16,6 cm

Dalam penelitian ini dilakukan kegiatan validasi yang merupakan untuk melihat kesamaan pola garis atau *trend line* hasil simulasi dan eksperimen dari respon getaran berupa rms percepatan translasi maupun rotasi. RMS ini dimana perubahan kecepatan secara sinusoida dengan satuan umum mm/s^2 . Jika trend yang dihasilkan simulasi berbeda maka kemungkinan besar terjadi kesalahan dalam proses simulasi. Dalam proses validasi ini hasil eksperimen menjadi acuan dari hasil simulasi. Selain untuk melihat kesamaan *trend line*, juga untuk melihat seberapa besar *error* yang terjadi pada simulasi. Dalam penelitian ini penulis menampilkan rms percepatan respon karakteristik gerak percepatan hal ini menyesuaikan alat dan pengolahan data dari hasil eksperimen *display oscilloscope* berbasis fungsi volt. Dengan demikian penyesuaian dilakukan untuk mempermudah memahami respon getaran pada penelitian ini. Untuk hasil simulasi penyesuaian dengan alat uji dengan memakai massa 1/20 dari berat massa sistem.

4.5.3 Hasil rms percepatan arah translasi dan arah rotasi untuk sistem tanpa DVA

Pengambilan data setiap *set point* yang diperoleh kemudian diolah dengan bantuan matlab untuk mendapatkan nilai rms percepatan dalam kondisi tanpa DVA. Perbandingan nilai rms percepatan dari hasil simulasi dan eksperimen untuk kondisi tanpa DVA ditunjukkan sebagaimana dalam tabel 4.17. Untuk melihat dan mengetahui bentuk trend line dari rms percepatan hasil simulasi dan hasil eksperimen yang disajikan dalam grafik 4.26 untuk grafik arah getaran translasi dan grafik 4.27 untuk arah getaran rotasi. Dengan demikian dapat dihitung besar kesalahan yang terjadi pada nilai rms percepatan dengan rumus sebagai berikut :

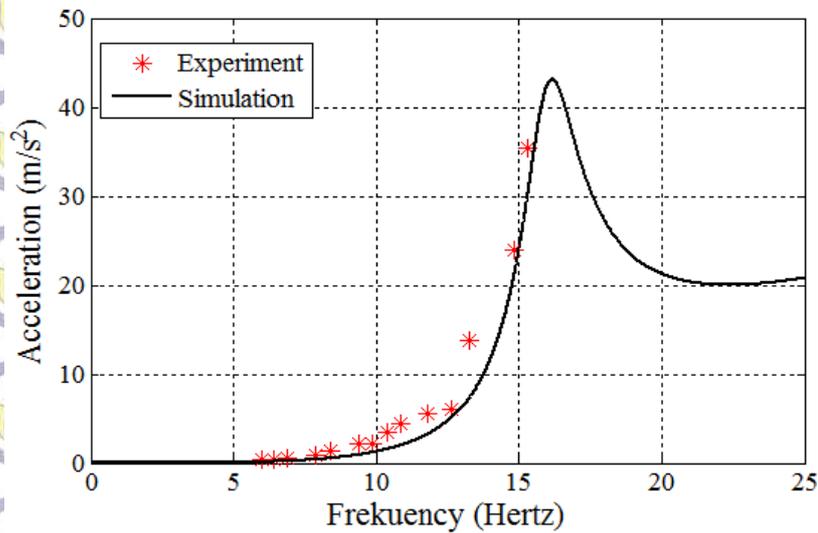
$$\% \text{ error} = \frac{\text{Selisih percepatan Nilai Ekperimen dan Nilai Simulasi}}{\text{Nilai Eksperimen}} \times 100\%$$

Tabel 4.17 Perbandingan Hasil Simulasi dan Ekperimental Gerak Translasi Tanpa DVA

No	Frek. (Hertz)	RMS Simulation	RMS Eksperimen	Error (%)
1	5,99	0,119	0,128	7,03
2	6,39	0,157	0,189	16,93
3	6,89	0,218	0,277	21,30
4	7,89	0,402	0,406	0,99
5	8,39	0,536	0,650	17,54
6	9,37	0,915	1,155	16,59
7	9,87	1,192	1,213	1,73
8	10,37	1,548	2,388	35,18
9	10,87	2,009	3,267	28,74
10	11,78	3,231	4,564	29,21
11	12,61	5,061	6,171	17,99
12	13,28	7,445	13,84	46,21
13	14,81	20,79	23,806	12,67
14	15,31	30,21	35,462	14,81
Rata-rata Error (%)				20,06

Pada gambar 4.26 dimana pada simulasi dengan nilai rms percepatan dengan puncak resonansi sebesar 35, 462 m/s² dengan frekuensi 15,31 Hertz. Pada nilai eksperimen tidak mencapai puncak resonansi karena keterbatasan alat yang tidak dapat diteruskan ke nilai yang lebih besar frekuensinya. Karena alat uji

tersebut tidak mampu menahan getaran yang begitu besar amplitudonya. Namun untuk membuktikan hasil eksperimen dan simulasi telah dilakukan dengan dimana nilai amplitudo tertinggi sebesar $30,31 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi $15,31 \text{ Hertz}$.



Gambar 4.26 Grafik perbandingan percepatan hasil eksperimen dan simulasi tanpa dua arah translasi

Perbandingan rms percepatan hasil eksperimen dan simulasi sistem DVA menunjukkan rms percepatan pada eksperimen lebih besar dari pada rms percepatan simulasi. Hal ini disebabkan gaya eksitasi pada motor ketika bekerja pada kondisi berlebih karena frekuensi operasinya mendekati frekuensi tunggal maka resonansi getaran yang dihasilkan besar, disebabkan kemungkinan tersalurnya sebagian getaran dari sistem pada meja dudukan atau lantai yang digunakan saat melakukan penelitian. Kondisi seperti ini menyebabkan resonansi getaran yang dihasilkan lebih tinggi dari respon getaran pada simulasi. Selain getaran yang timbulkan oleh gaya motor, getaran berlebih disebabkan oleh jenis pemilihan material dari kantilever berpengaruh terhadap kekakuan sehingga meningkatkan getaran yang terjadi. Getaran yang besar pada eksperimen dipengaruhi oleh konstruksi alat uji yang tidak kokoh seperti misal tautan ulir pada ujung kantilever longgar sehingga menimbulkan ruang untuk bergerak.

Getaran arah rotasi diperoleh dengan menggunakan persamaan sebelumnya dalam bab 3. Dalam getaran translasi tanpa DVA, data dalam getaran rotasional ini kemudian diolah dengan bantuan matlab untuk mendapatkan nilai

RMS percepatan sudut dalam kondisi tanpa DVA. Secara lebih detailnya proses ini dilakukan dalam tabel 4.18.

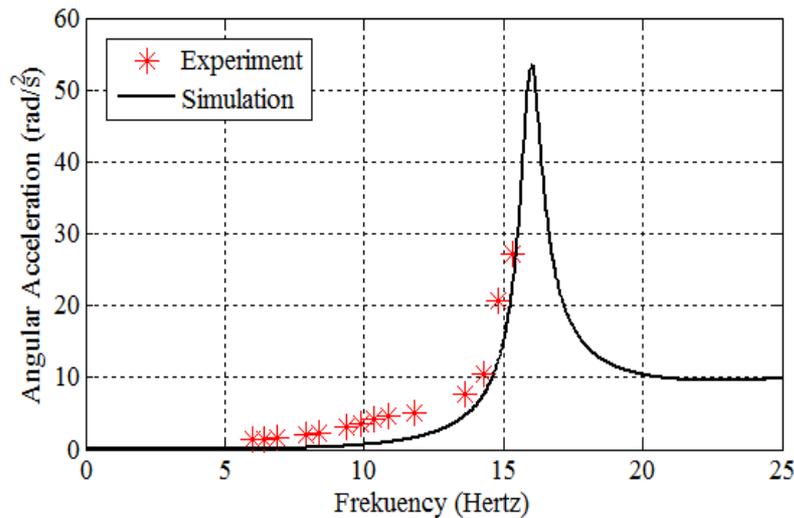
Tabel 4.18 Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen arah rotasi tanpa DVA

No	Frek. (Hertz)	RMS Simulation	RMS Eksperimen	Error (%)
1	5,99	0,068	0,159	57,23
2	6,39	0,088	0,121	27,27
3	6,89	0,219	0,326	32,82
4	7,89	0,413	0,507	18,54
5	8,39	0,579	0,879	34,12
6	9,37	0,675	0,879	23,20
7	9,87	0,701	1,501	53,29
8	10,37	0,895	1,176	23,89
9	10,87	1,038	1,712	39,36
10	11,78	1,671	2,143	22,02
11	12,61	4,771	5,782	17,48
12	13,28	8,009	10,541	24,02
13	14,81	13,33	15,77	15,47
14	15,31	23,36	27,28	14,36
Rata-rata error (%)				28,79

Untuk frekuensi eksitasi sebesar 15,31 Hz rms percepatan sudut yang diperoleh dari hasil simulasi bernilai $23,36 \text{ m/s}^2$, namun dari eksperimen yang dilakukan diperoleh nilai rms percepatan sudut sebesar $27,28 \text{ m/s}^2$. Dengan demikian pada frekuensi ini terjadi error antara hasil eksperiment dan simulasi sebesar 14,36 %

Dari perhitungan prosentase error rata-rata diatas ternyata hasil RMS percepatan sudut simulasi yang dilakukan lebih besar 28,79% jika dibandingkan dengan hasil simulasi. Lebih besarnya nilai respon yang diperoleh saat frekuensi tinggi ini dapat dikarenakan oleh adanya gaya eksitasi tambahan yang diberikan oleh rotor dari motor listrik ketika motor bekerja, sehingga nilai rms yang dihasilkan pada eksperimen menjadi sedikit lebih tinggi dibandingkan simulasi.

Hasil eksperimen yang lebih besar disebabkan redaman kantilever dipengaruhi oleh jenis material dimana dengan getaran yang terjadi yang terus menerus akan memperlemah kemampuan meredam material tersebut sehingga peredaman terhadap getaran DVA semakin menurun. Dengan menurunnya redaman tersebut maka resonansi mempunyai nilai yang semakin meningkat seiring waktu getaran berlangsung.



Gambar 4.27 Grafik perbandingan percepatan hasil eksperimen dan simulasi tanpa DVA arah rotasi

4.5.4 Hasil rms percepatan untuk sistem dengan DVA

A. Gerak arah Rotasi

Dengan memberikan nilai input eksitasi periodik dalam simulasi memungkinkan dalam pemberian masukan (*input*) dalam eksperimen akan memberikan hasil yang sama. Data keluaran pada penelitian simulasi dan validasi berupa rms respon percepatan gerak dalam kondisi dengan DVA. Hal ini dapat dijelaskan dengan hasil keluaran (*output*) pada hasil simulasi dan eksperimen dalam tabel 4.19.

Dalam hasil grafik pada gambar 4.28 adalah perbandingan rms respon getaran percepatan gerak translasi hasil simulasi dan eksperimen. Dengan adanya penambahan massa absorber maka terjadi 2 puncak resonansi dengan besaran frekuensi natural masing-masing. Dengan adanya dua puncak resonansi getaran

maka terdapat nilai maksimum dengan frekuensi yang sama pada setiap puncaknya.

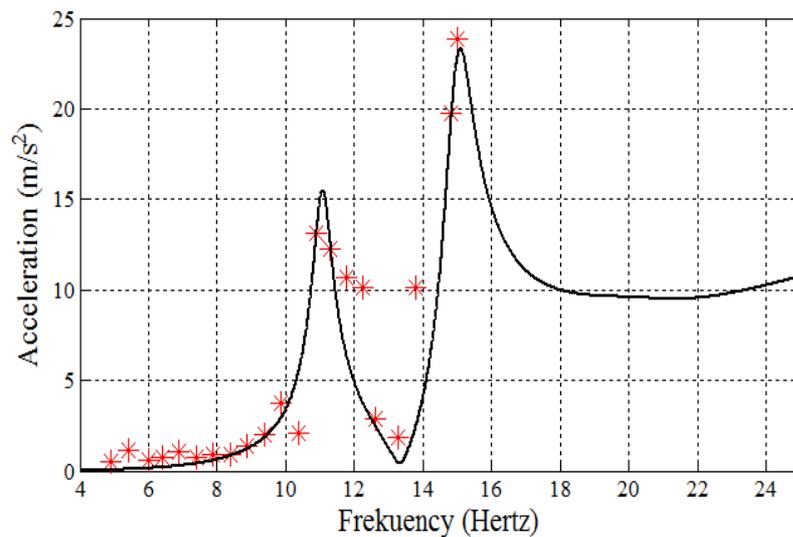
Tabel 4.19. Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen dengan dua arah translasi

No	Frek. (Hertz)	RMS Simulation	RMS Eksperimen	Error (%)
1	5,99	0,144	0,565	74,51
2	6,39	0,180	0,478	62,34
3	6,89	0,264	1,09	75,77
4	7,89	0,281	0,806	65,13
5	8,39	0,879	0,918	4,24
6	9,37	1,739	2,036	14
7	9,87	2,821	3,723	24,22
8	10,37	5,588	3,188	69,00
9	10,87	12,990	13,47	3,56
10	11,78	3,4310	10,68	67,87
11	12,61	2,460	2,909	16,39
12	13,28	1,323	1,875	29,44
13	14,81	19,36	19,72	1,82
14	15,31	22,73	23,86	4,73
Rata-rata Error (%)				26,83

Nilai resonansi pertama yang pada gambar tersebut rms percepatan pada hasil eksperimen $13,47 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi 10,87 Hertz. Pada hasil rms percepatan resonansi maksimum hasil simulasi $12,99 \text{ m/s}^2$ dengan frekuensi yang sama. Pada gambar tersebut resonansi maksimum yang ke-2 dengan rms percepatan pada hasil eksperimen $23,86 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi 14,81 Hertz. Pada hasil rms percepatan resonansi maksimum hasil simulasi $22,73 \text{ m/s}^2$ dengan frekuensi yang sama.

Dengan perbedaan nilai respon getaran yang terjadi yang cukup besar dimana dengan prosentase sebesar 3,56 % untuk puncak pertama dan 4,73 % puncak kedua hal ini terjadi karena adanya gaya eksitasi yang diberikan oleh motor pada saat start dimulai sebelum mencapai beban putaran konstan, sehingga nilai rms yang dihasilkan sedikit lebih tinggi di bandingkan dengan simulasi.

Dengan besarnya prosentase *error* yang terjadi diakibatkan dengan adanya perpindahan atau terhantarkan getaran sebagian besar dari sistem ke *body base* hingga ke meja sebagai dudukan utama. Hal ini terjadi dengan adanya penambahan frekuensi yang diberikan sehingga menambah beban gaya eksitasi pada getaran yang ditimbulkan sangat tinggi. Dengan demikian getaran akan mempengaruhi getaran pada meja eksperimen.



Gambar 4.28 Grafik perbandingan percepatan hasil eksperimen dan simulasi dengan dua arah translasi

Hasil getaran eksperimen yang besar daripada hasil simulasi disebabkan oleh pegas absorber yang memiliki daya yang terbatas dalam melakukan peredaman.

Material pegas atau kantilever akan melemah jika dikenai beban terus menerus dikarenakan oleh sifat fisik material tersebut. Begitu juga mengenai bentuk pegas absorber yang pipih mengakibatkan kemungkinan retak lebih besar sehingga mempengaruhi performance saat menahan getaran.

Dengan adanya perbedaan prosentase *error* diatas maka terlihat dari *trend line* grafik diatas dapat diartikan bahwa adanya kesamaan hasil penelitian secara simulasi dan eksperimen yang dilakukan dalam penelitian ini.

B. Arah Gerak Rotasi

Dengan memberikan nilai input eksitasi periodik dalam simulasi memungkinkan dalam pemberian masukan (*input*) dalam eksperimen akan memberikan hasil yang sama. Data keluaran pada penelitian simulasi dan validasi berupa rms respon percepatan gerak dalam kondisi dengan DVA. Untuk gerak rotasi dimana memiliki 3 frekuensi natural dengan adanya penambahan massa pada sistem sehingga mempengaruhi jumlah puncak yang dihasilkan. Hal ini dapat dijelaskan dengan hasil keluaran (*output*) pada hasil simulasi dan eksperimen dalam tabel 4.20 sebagai berikut :

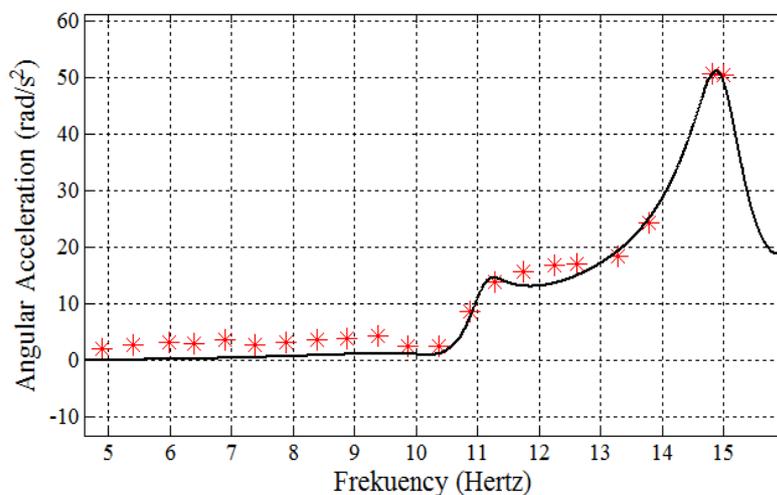
Tabel 4.20. Perbandingan hasil simulasi dan ekperimental dengan dva arah rotasi

No	Frek. (Hertz)	RMS Simulation	RMS Eksperimen	Error (%)
1	5,99	0,256	1,518	50,57
2	6,39	0,594	1,939	69,36
3	6,89	0,761	1,689	54,94
4	7,89	0,945	1,183	20,11
5	8,39	1,123	2,042	45,00
6	9,37	1,122	2,407	53,38
7	9,87	1,17	2,468	52,59
8	10,37	1,238	2,593	52,25
9	10,87	8,211	8,78	6,55
10	11,28	15,5	15,69	1,21
11	12,61	15,17	17,05	11,02
12	13,28	18,4	18,47	0,37
13	14,81	50,88	50,86	0,039
14	15,31	50,56	50,55	0,019
Rata-rata <i>Error</i>				29,81

Dalam hasil grafik pada gambar 4.29 adalah perbandingan rms respon getaran percepatan gerak rotasi hasil simulasi dan eksperimen. Dengan adanya tiga puncak resonansi getaran maka terdapat nilai maksimum dengan frekuensi yang masing-masing sama. Nilai resonansi pertama yang pada gambar tersebut rms percepatan pada hasil eksperimen $15,5 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi 11,28 Hertz.. Pada gambar tersebut resonansi maksimum yang ke-2 dengan rms percepatan pada hasil eksperimen $50,86 \text{ m/s}^2$ pada frekuensi 14,81 Hertz. Pada hasil rms

percepatan resonansi maksimum hasil simulasi $50,58 \text{ m/s}^2$ dengan frekuensi yang sama.

Dengan perbedaan nilai respon getaran yang terjadi yang cukup besar dimana dengan prosentase sebesar 11,02 % untuk puncak pertama dan 0,019 % puncak kedua hal ini terjadi karena adanya gaya eksitasi yang diberikan oleh motor pada saat start dimulai sebelum mencapai beban putaran konstan, sehingga nilai rms yang dihasilkan sedikit lebih tinggi di bandingkan dengan simulasi.

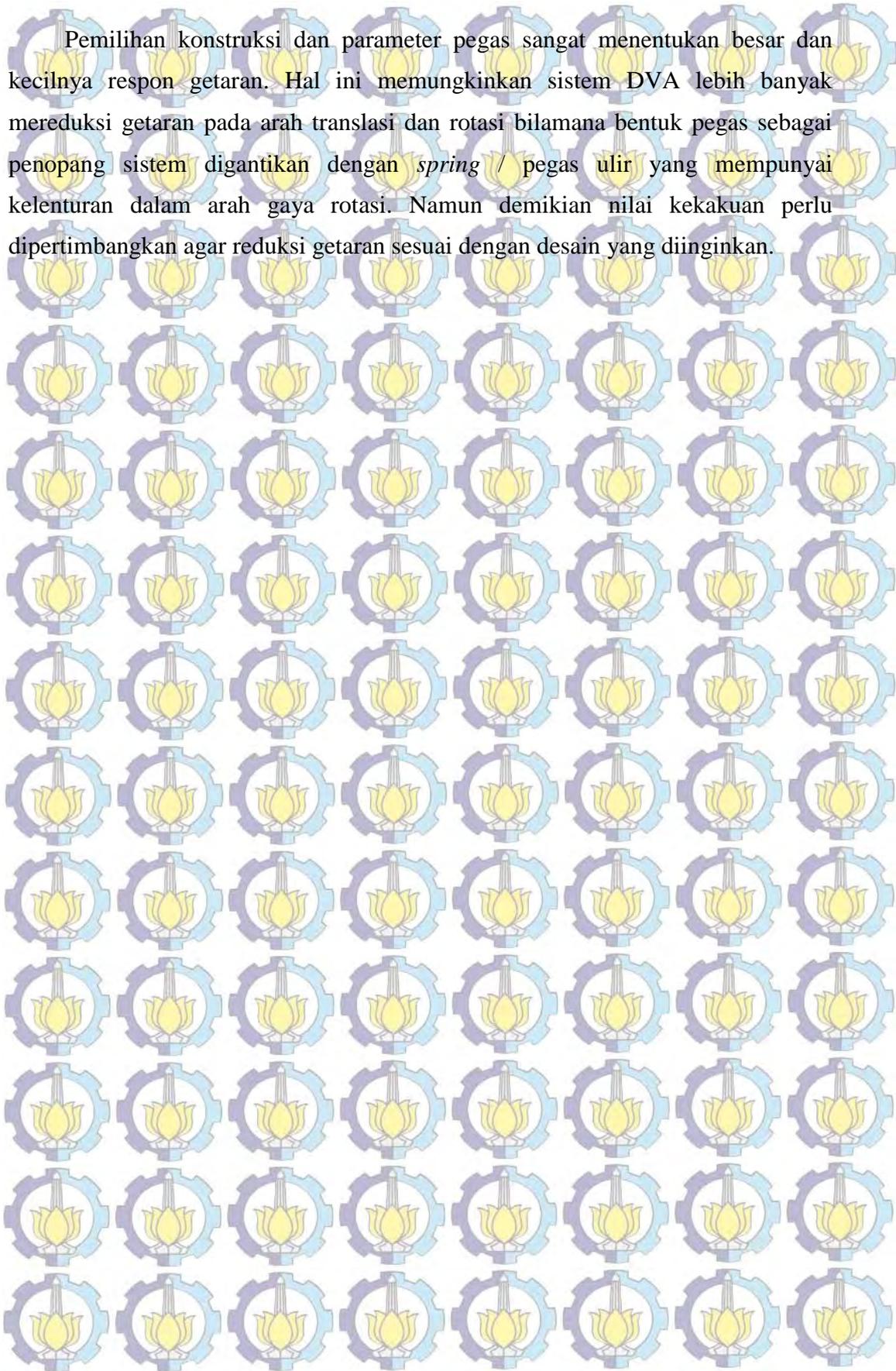


Gambar 4.29 Grafik perbandingan percepatan hasil eksperimen dan simulasi dengan dua arah rotasi

Dengan besarnya prosentase error yang terjadi diakibatkan dengan adanya perpindahan atau terhantarkan getaran sebagian besar dari sistem ke *body base* hingga ke meja sebagai dudukan utama. Hal ini terjadi dengan adanya penambahan frekuensi yang diberikan sehingga menambah beban gaya eksitasi pada getaran yang ditimbulkan sangat tinggi. Dengan demikian getaran akan mempengaruhi getaran pada meja eksperimen.

Dengan adanya perbedaan rata-rata keseluruhan prosentase *error* sebesar 29,81 % diatas maka terlihat dari trend grafik diatas dapat diartikan bahwa adanya kesamaan hasil penelitian secara simulasi dan eksperimen yang dilakukan dalam penelitian ini.

Pemilihan konstruksi dan parameter pegas sangat menentukan besar dan kecilnya respon getaran. Hal ini memungkinkan sistem DVA lebih banyak mereduksi getaran pada arah translasi dan rotasi bilamana bentuk pegas sebagai penopang sistem digantikan dengan *spring* / pegas ulir yang mempunyai kelenturan dalam arah gaya rotasi. Namun demikian nilai kekakuan perlu dipertimbangkan agar reduksi getaran sesuai dengan desain yang diinginkan.



BAB V KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Pada bab ini akan disimpulkan hasil dari penelitian tesis ini, yaitu sebagai berikut.

1. Pada DVA yang terletak pada rasio lengan negatif diperlihatkan bahwa semakin besar rasio lengan yang diberikan ($r_1 = -1$), maka anti resonansi akan terletak pada rasio frekuensi yang lebih tinggi ($r_f = 1.1$). Namun pada DVA yang terletak pada rasio lengan positif diperlihatkan bahwa semakin besar rasio lengan ($r_1 = 1$) yang diberikan, maka antiresonansi terjadi pada rasio frekuensi yang lebih rendah ($r_f = 0.895$).
2. Pada perubahan jarak eksitasi 0,12 m s.d 0,18 m semakin besar kemampuan DVA dalam meredam arah translasi adalah cenderung sama besarnya. Pada sistem getaran terjadi arah translasi lebih dominan daripada arah rotasi karena dipengaruhi oleh panjang kantilever sistem sebesar 0,23 m.
3. Pengurangan getaran translasi maksimum untuk rentang frekuensi 11,6 – 14,8 Hz. Prosentase pengurangan terbesar terjadi di daerah frekuensi natural sistem 12,9 Hz pada dva rasio lengan momen $r_1=0$ untuk arah translasi sebesar 94,56 % dan arah rotasi nol dengan jarak eksitasi 0,12 m. Sistem utama tidak terkopel jika dva berada dititik pusat massa sehingga tidak mempengaruhi gerak rotasi. Prosentase pengurangan terbesar terjadi di daerah frekuensi natural sistem 12,9 Hz pada dva rasio lengan momen negati $r_1=-0,5$ untuk arah translasi sebesar 94,81 % dan arah rotasi sebesar 79,48 % dengan jarak eksitasi 0,148 m. Prosentase pengurangan terbesar terjadi di daerah frekuensi natural sistem 12,9 Hz pada dva rasio lengan momen negati $r_1=-0,5$ untuk arah translasi sebesar 95,15 % dan arah rotasi sebesar 55,56 % dengan jarak eksitasi 0,18 m. Sistem utama terkopel secara statis jika dva tidak berada dititik pusat massa sehingga mempengaruhi gerak rotasi

5.2 Saran

Penelitian ini masih banyak memiliki kekurangan, oleh karena itu penulis mempunyai beberapa saran, yaitu:

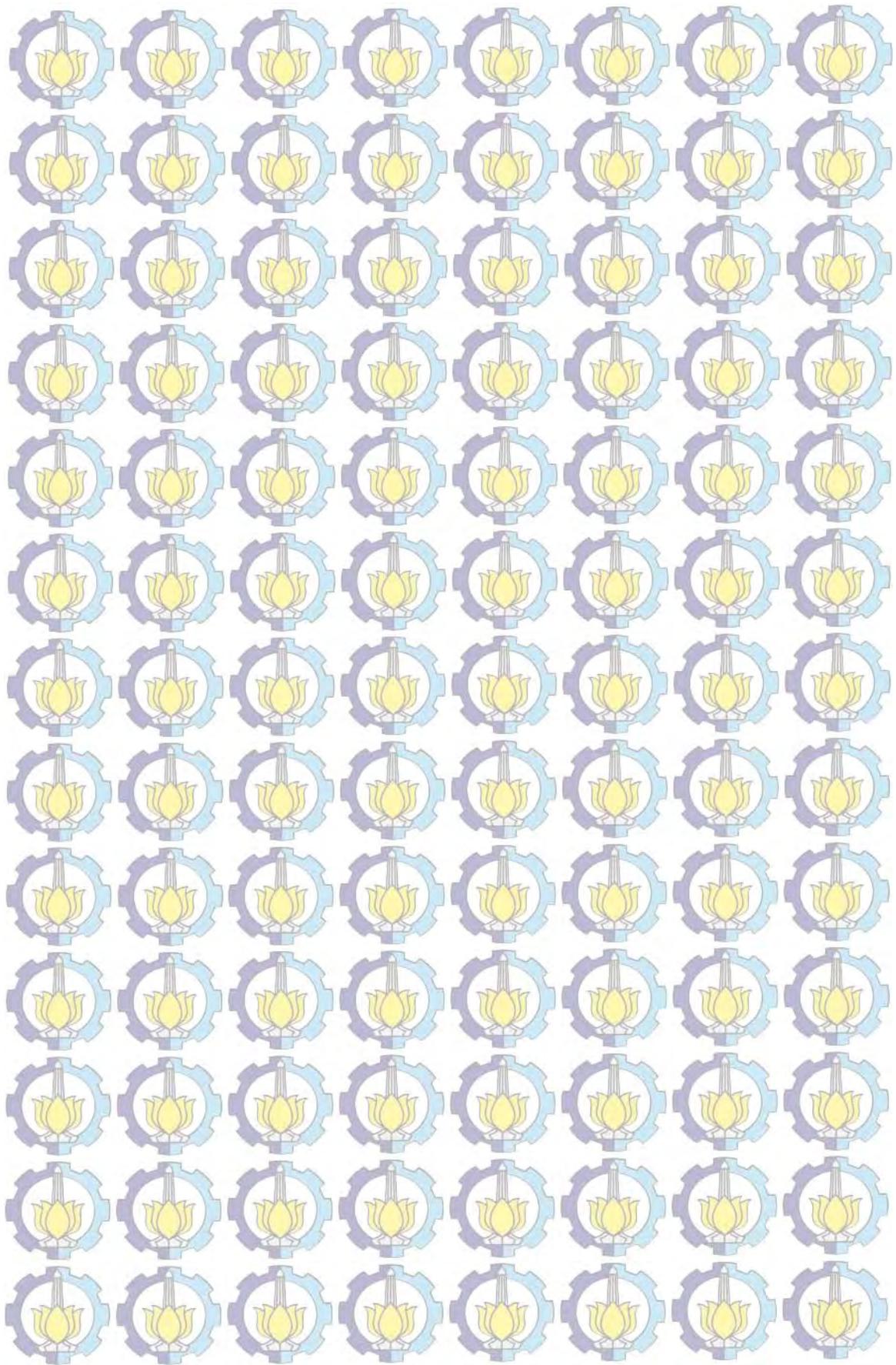
1. Alat uji dva pada laboratorium vibrasi diperlukan konstruksi yang kuat pada *base body* dengan ketebalan tertentu agar getaran tinggi yang timbulkan tidak terdispasi ke benda lain.
2. Pada setiap sambungan baut maupun las pada body kontruksi pada alat uji berpengaruh arah gerak getaran karena memberikan ruang atu kelonggaran sehingga menimbulkan bunyi serta memberikan ritme getaran yang berbeda
3. Pemilihan bahan dan proses manufaktur sebagai kantilever sistem utama maupun absorber harus bahan yang memiliki ketahanan atas titik *fatigue* (beban lelah) dan memiliki permukaan memiliki kekasaran tertentu.
4. Perubahan bentuk kantilever sistem utama dengan pegas ulir / *spring* agar hasil respon getaran translasi dan rotasi dan sekaligus memperbaiki error yang terjadi.
5. Dalam penelitian berikutnya dilakukan peletakan sumber eksitasi tunggal, maka diperhitungkan panjang jarak kantilever terhadap titik pusat massa agar besar getaran translasi dan rotasi dapat terjadi saling keterkaitan disesuaikan jarak lengan DVA.

Lampiran 1 Gambar Alat Uji DVA



Keterangan :

- | | |
|------------------------------|------------------------------|
| 1 : base | 12 : Power supply channel 1 |
| 2 : pemberat | 13 : Power supply channel 2 |
| 3 : cantilever beam sistem 1 | 14 : Beam |
| 4 : cantilever beam sistem 2 | 15 : accelerometer channel 1 |
| 5 : motor | 16 : accelerometer channel 2 |
| 6 : massa unbalance | |
| 7 : piringan | |
| 8 : cantilever beam absorber | |
| 9 : massa absorber | |
| 10 : osiloskop | |
| 11 : inverter | |



Lampiran 2 Koding Program Sistem Tanpa DVA

```

clear
clc
r=0.045; %jari-jari disc
m=0.14; %masa unbalance
mkp=5; %masa kotak kopling
mm=5; %masa motor
mb=3.88; % masa beam
mby=mm+mb+mkp;
k1=44802.7; %konstanta kekakuan ekuivalen cantilever 1 arah
k2=k1; %konstanta kekakuan ekuivalen cantilever 2 arah
c1=52.9; %konstanta redaman ekuivalen cantilever 1
c2=c1; %konstanta redaman ekuivalen cantilever 2
l1=0.23; %jarak GC beam - cantilever 1
l2=l1; %jarak GC beam - cantilever 2
a=0.145; %jarak GC beam - motor%
I=1/12*mb*(0.52)^2+mm*a^2+mkp*a^2;
wn=((k1+k2)/mby)^0.5;
fn=wn/(2*pi);
wnr=((k1*l1^2+k2*l2^2)/I)^0.5;
fnr=wnr/(2*pi);

f=0; %frekuensi
baris=1; kolom=1;

for f=0:0.01:30
    %for b=0:0.26/2:0.26
    sim('tanpadv');
    yb=rms(yb);
    tb=rms(tb);
    r12(baris,kolom)=(yb);
    r22(baris,kolom)=(tb);
    fdata(baris,kolom)=((f/fn)*fn);
    fdatar(baris,kolom)=((f/fnr)*fnr);
    baris=baris+1;
    f=f+0.01;
    kolom=kolom+1;
    baris=1;
end

figure(1);
plot(fdata(1,:),r12(1,:), 'k');
hold on;
ylabel('Acceleration (m)');
xlabel('r_f');
%legend('without DVA','r_L = 0','r_L = 0.5','r_L = 1')
grid on;

figure(2);
plot(fdatar(1,:),r22(1,:), 'k');
hold on;
ylabel('Angular Acceleration (rad)');
xlabel('r_f');
%legend('without DVA','r_L = 0','r_L = 0.5','r_L = 1')
grid on;

```

Lampiran 3 Koding Program Gerak translasi dan Rotasi jauh sumber eksitasi

```

clear
clc
r=0.045;
m=0.14;
mkp=5;
mm=5;
mb=3.88;
mby=mm+mb+mkp;
may=mby/10;
ky1=44802.7;
ky2=ky1;
kay=(ky1+ky2)/10;
c1=52.50;
c2=c1;

cay=1.6;
l1=0.23;
l2=l1;
a=0.18;
I=1/12*mb*(0.52)^2+mm*a^2+mkp*
a^2;
wn=((ky1+ky2)/mby)^0.5;
fn=wn/(2*pi);
wnr=((ky1*l1^2+ky2*l2^2)/I)^0.5;
fnr=wnr/(2*pi);
c=0;
f=0;
baris=1; kolom=1;

for f=0:0.01:30
    for c=0:0.26/2:0.26 % panjang l1 terhadap titik pusat cg
        sim('TSimulasiJauh');
        yb=rms(yb);
        yb1=rms(yb1);
        tb=rms(tb);
        tb1=rms(tb1);
        r12(baris,kolom)=(yb);
        r22(baris,kolom)=(yb1);
        r32(baris,kolom)=(tb);
        r42(baris,kolom)=(tb1);
        fdata(baris,kolom)=(f/fn);
        fdatar(baris,kolom)=(f/fnr);
        bdata(baris,kolom)=(c/0.26);
        c=c+0.26/2;
        baris=baris+1;
    end
    c=0;
    f=f+0.01;
    kolom=kolom+1;
    baris=1;
end
figure(1);
plot(fdata(1,:),r22(1,:), 'k',fdata(1,:),r12(1,:), 'r',fdata(1,:),r1
2(2,:), 'g',fdata(1,:),r12(3,:), 'b');
hold on;
ylabel('Displacement (m)');
xlabel('r_f');
legend('without DVA', 'r_L = 0', 'r_L = 0.5', 'r_L = 1')
grid on;
figure(2);
plot(fdatar(1,:),r42(1,:), 'k',fdatar(1,:),r32(1,:), 'r',fdatar(1,:)
,r32(2,:), 'g',fdatar(1,:),r32(3,:), 'b');
hold on;
ylabel('Displacement Angular (rad)');
xlabel('r_f');
legend('without DVA', 'r_L = 0', 'r_L = 0.5', 'r_L = 1')
grid on;

```

Lampiran 4. Koding Program Gerak translasi dan rotasi dekat sumber eksitasi

```

clear
clc
r=0.045;
m=0.14;
mkp=5;
mm=5;
mb=3.88;
mby=mm+mb+mkp;
may=mby/10;
ky1=44802.7;
ky2=ky1;
kay=(ky1+ky2)/10;
c1=52.9;
c2=c1;

cay=1.6;
l1=0.23;
l2=11;
a=0.18;
I=1/12*mb*(0.52)^2+mm*a^2+mkp*
a^2;
wn=((ky1+ky2)/mby)^0.5;
fn=wn/(2*pi);
wnr=((ky1*l1^2+ky2*l2^2)/I)^0.
5;
fnr=wnr/(2*pi);
b=0;
f=0;
baris=1; kolom=1;

for f=0:0.01:30
    for b=0:0.26/2:0.26
        sim('TSimulasiDekat');
        yb=rms(yb);
        yb1=rms(yb1);
        tb=rms(tb);
        tb1=rms(tb1);
        r12(baris,kolom)=(yb);
        r22(baris,kolom)=(yb1);
        r32(baris,kolom)=(tb);
        r42(baris,kolom)=(tb1);
        fdata(baris,kolom)=(f/fn);
        fdatar(baris,kolom)=(f/fnr);
        bdata(baris,kolom)=(b/0.26);
        b=b+0.26/2;
        baris=baris+1;
    end
    b=0;
    f=f+0.01;
    kolom=kolom+1;
    baris=1;
end
figure(1);
plot(fdata(1,:),r22(1,:), 'k', fdata(1,:),r12(1,:), 'r', fdata(1,:),r1
2(2,:), 'g', fdata(1,:),r12(3,:), 'b');
hold on;
ylabel('Displacement (m)');
xlabel('r_f');
legend('without DVA', 'r_L = 0', 'r_L = 0.5', 'r_L = 1');
grid on;
figure(2);
plot(fdatar(1,:),r42(1,:), 'k', fdatar(1,:),r32(1,:), 'r', fdatar(1,:)
,r32(2,:), 'g', fdatar(1,:),r32(3,:), 'b');
hold on;
ylabel('Displacement Angular (rad)');
xlabel('r_f');
legend('without DVA', 'r_L = 0', 'r_L = 0.5', 'r_L = 1');
grid on;

```

Lampiran 5. Koding cara penggabungan grafik *waterfall*

```
load('eksitasi12cmjoin')
figure(1);
z=[r22(1,:);r12(3,:);r12(2,:);r12(1,:);r12ka(2,:);r12ka(3,:)]';
kk=[ones(5001,1)]';
y=[kk*0;kk*-1;kk*-0.5;kk*-0;kk*0.5;kk*1]';
x=[fdata(1,:);fdata(1,:);fdata(1,:);fdata(1,:);fdata(1,:);fdata(1,
:)]';
plot3(x,y,z)
xlabel('r_f');
ylabel('Posisi DVA rl=0,rl=0.5,rl=1 ');
zlabel('yb (m)');

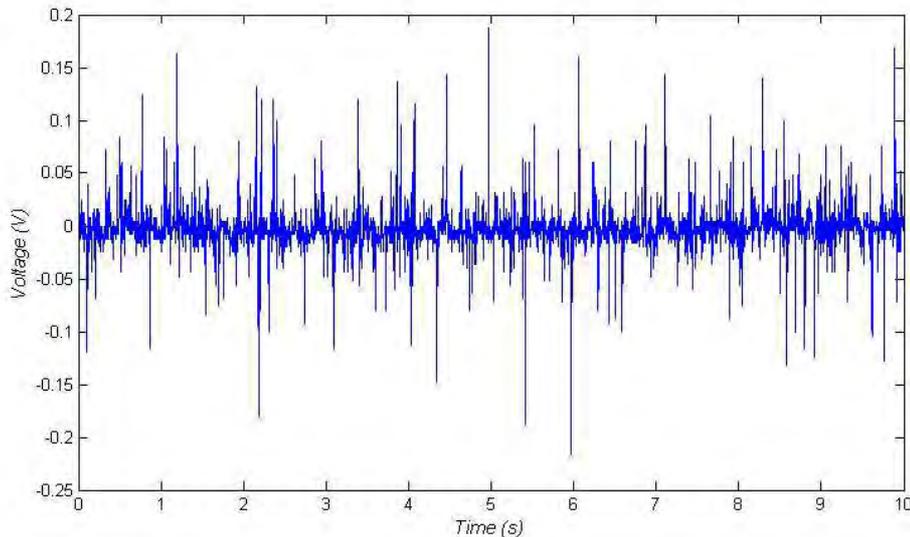
figure(2);
z=[r42(1,:);r32(3,:);r32(2,:);r32(1,:);r32ka(2,:);r32ka(3,:)]';
kk=[ones(5001,1)]';
y=[kk*0;kk*-1;kk*-0.5;kk*-0;kk*0.5;kk*1]';
x=[fdatar(1,:);fdatar(1,:);fdatar(1,:);fdatar(1,:);fdatar(1,:);fda
tar(1,:)]';
plot3(x,y,z)
xlabel('r_f');
ylabel('Posisi DVA rl=0,rl=0.5,rl=1 ');
zlabel('Angular Displacement (rad)');
```

Lampiran 6 Pengukuran RPM Motor Penggerak

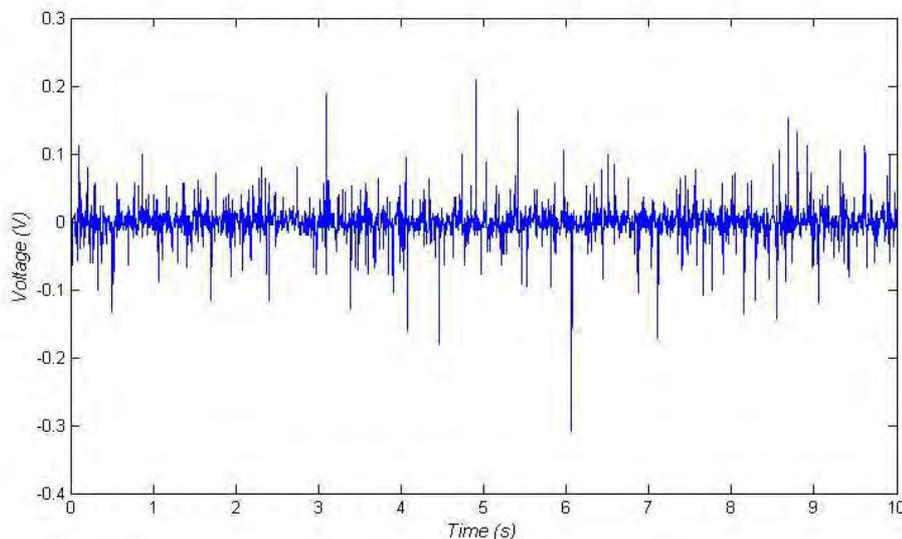
Set poin	Data Ukur ke-n RPM					Rata2	Frek. Hertz
	1	2	3	4	5		
10	293,5	293,3	292,3	292,8	293,5	293,08	4,88
11	324,3	323,3	323,8	323,5	324,5	323,88	5,40
12	354,3	353,5	353,4	353,6	353,2	353,6	5,89
13	383,9	384,1	384,4	384,1	383,5	384	6,40
14	413,8	413,8	413,8	413,7	413,5	413,72	6,90
15	443,6	443,8	442,6	443,1	442,9	443,2	7,39
16	473,5	473,5	471,5	473	472,5	472,8	7,88
17	502,2	503,3	504	503,5	502,1	503,02	8,38
18	532,9	531,7	532,2	532,2	530,8	531,96	8,87
19	562,6	562,6	562,7	562,1	562,7	562,54	9,38
20	592,5	589,5	590,1	591,1	592,1	591,06	9,85
21	622,7	623,1	622,3	623	623,5	622,92	10,38
22	651,8	651,3	651,3	651,6	651,1	651,42	10,86
23	676,8	677,7	675,9	676,8	675,9	676,62	11,28
24	705,1	705,2	705,1	705,2	705,5	705,22	11,75
25	734,6	734,7	734,5	734,6	734,5	734,58	12,24
26	756,8	755,9	756,3	756,7	756,7	756,48	12,61
27	797,1	797,2	797,3	794	797,1	796,54	13,28
28	827,8	827,1	828,1	827,5	827,3	827,56	13,79
29	858,3	858,6	858,4	858,1	857,9	858,26	14,30
30	888,6	888,7	888,1	888,4	888,1	888,38	14,81
31	919,4	919,1	919,1	918,1	918,4	918,82	15,31

Lampiran 7 Metode Pengolahan data dengan DVA

Gambar 1 dan 2 berikut ini merupakan gambar voltase yang ditampilkan oleh chanel 1 dan chanel 2 sebelum dilakukan filter. Data diambil dengan memberikan frekuensi sebesar 7,4 Hz pada kondisi dengan masa *absorber*.



Gambar 1 Respon Data Chanel 1

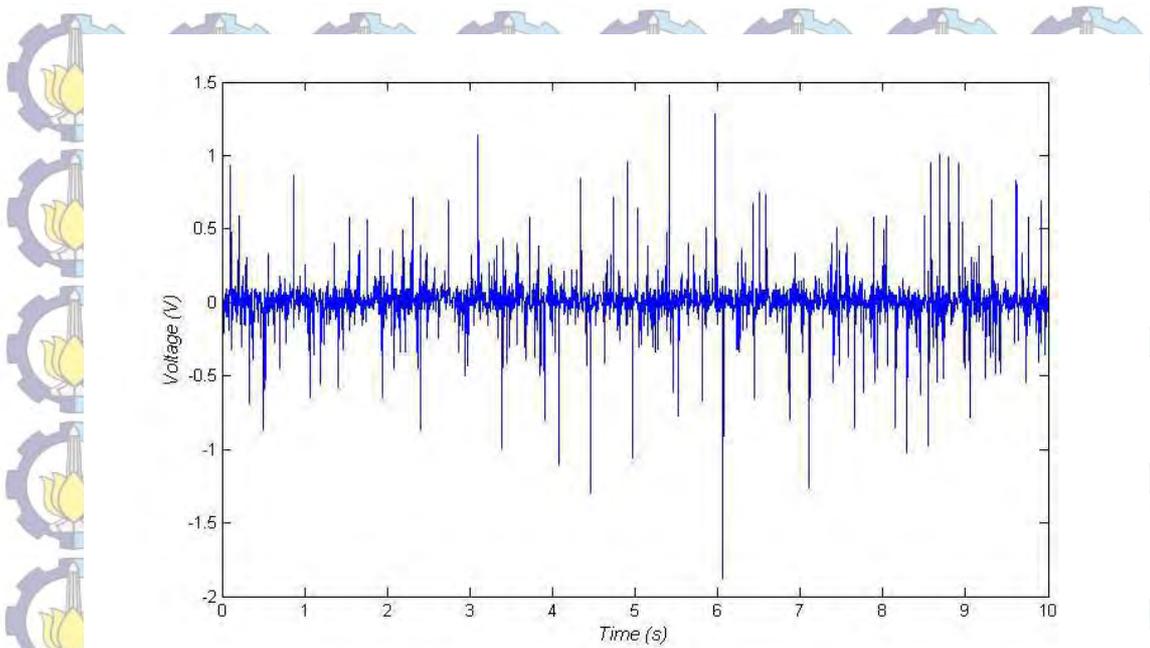


Gambar 2 Respon Data Chanel 2

Data sebagaimana dalam chanel 1 merupakan data untuk gerak translasi, sementara data untuk gerak rotasi dicari dengan mencari dengan formula berikut:

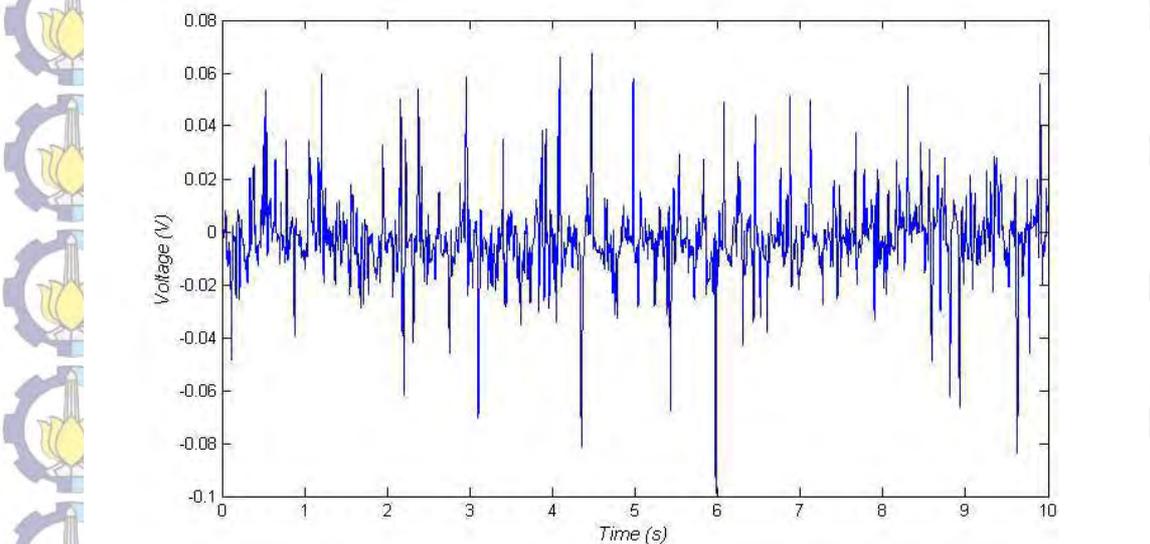
$$(CH2 - CH1) / 0,26$$

Sehingga diperoleh voltase untuk gerak rotasi sebagaimana dalam gambar 3 berikut:

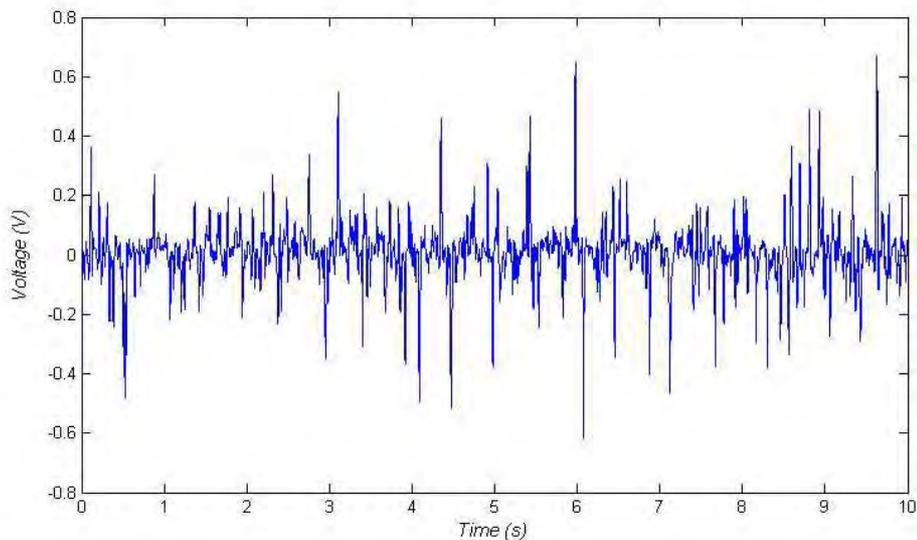


Gambar 3 Data voltase rotasi

Dari data pada gambar 1 dan 3 kemudian dilakukan smoothing, sehingga diperoleh sebagaimana gambar 4 dan 5 berikut:



Gambar 4 Hasil filter voltase keluaran untuk gerak translasi



Gambar 5 Hasil filter voltase keluaran untuk gerak rotasi

Dari data hasil filter sebagaimana dalam gambar 4 di atas maka diperoleh nilai RMS voltase untuk gerak traslasi sebesar 0,0147 volt. Untuk menghitung besar RMS percepatan, maka RMS voltase yang didapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan berikut :

$$\text{percepatan} = \frac{G_1}{V} \cdot g \cdot \frac{f}{100}$$

$$\text{percepatan} = \frac{0,0147}{0,01} \cdot 10 \cdot \frac{7,4}{100}$$

$$\text{percepatan} = 1,080 \text{ m/s}^2$$

Dari data hasil filter sebagaimana dalam gambar 5 di atas maka diperoleh nilai RMS voltase untuk gerak traslasi sebesar 0,1005 volt. Untuk menghitung besar RMS percepatan, maka RMS voltase yang didapat dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan berikut

$$\text{percepatan sudut} = \frac{G_1}{V} \cdot g \cdot \frac{f}{100}$$

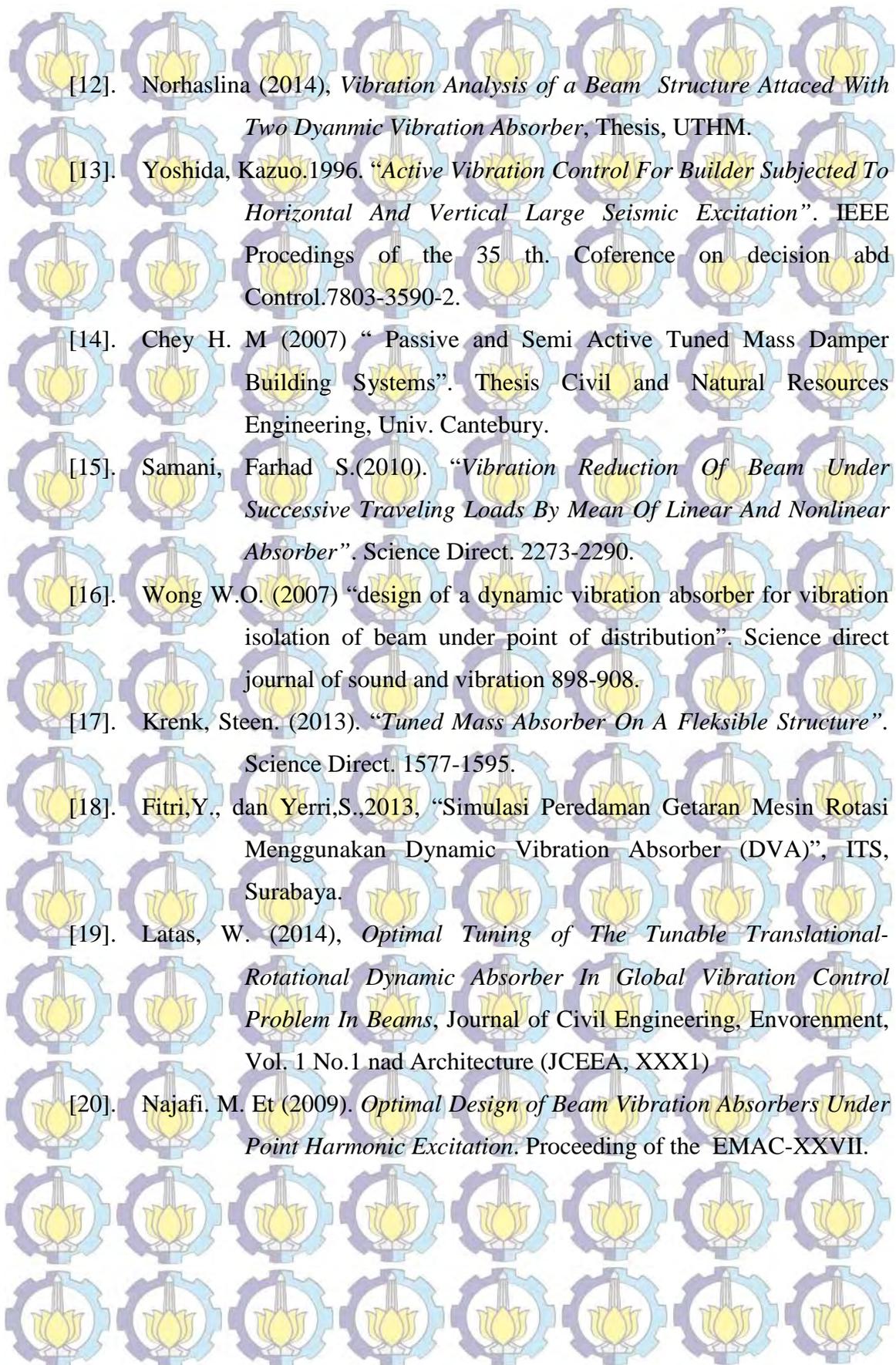
$$\text{percepatan sudut} = \frac{0,1005}{0,01} \cdot 10 \cdot \frac{7,4}{100}$$

$$\text{percepatan sudut} = 1,080 \text{ m/s}^2$$

Data baik untuk kondisi dengan maupun tanpa DVA diolah dengan cara sebagaimana di atas.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Susastro. (2015), Pengaruh Perubahan Posisi Massa SDVA Dari Titik Berat Massa Utama Terhadap Karakteristik Getaran Translasi-Rotasi Sistem Utama 2 DOF, ST.MT. Tesis, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [2]. Kusumadewayanti, E. (2015). Studi Pengaruh Penambahan *Dual Dynamic Vibration Absorber* (DVA) –Independet terhadap Respon Getaran Translasi dan Rotasi Pada Sistem Utama 2 DOF, ST.MT. Tesis Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [3]. Lostari. A. (2015), Studi Perbandingan Pengaruh Penambahan SDVA dan DDVA Tersusun Seri Terhadap Respon Getaran Translasi Sistem Utama. ST.MT. Tesis Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.
- [4]. Kefu & Liu, (2005), “ The Damped Dynamic Vibration Absorber : Revisited and Result”, *Journal of Sound and Vibration* 284 (2005) 1181-1189
- [5]. Rao, Singiresu S., (2004), *Mechanical Vibration*”, Fourth edition, Pearson Education International, New Jersey.
- [6]. Harris’ (2002), *Shock and Vibration handbook*, fifth Edition, McGraw-Hill. USA.
- [7]. Close, Charles M., Frederick, Dean H. dan Newell, Jonathan C., (2002), *Modeling and Analysis of Dynamic System*, Third edition, John Wiley & Sons.
- [8]. Fortgang J & Singhose W. (2005) *Design of Vibration Absorber For Step Motions and Step Disturbance : ASME*.
- [9]. Frahm, H., (1911), “ Device for Damping Vibrations of Bodies”, US Patent No.989958.
- [10]. Umachagi, V, et (2013), *Applications Of Dampers For Vibration Control Of Structure : an Overview*, IJRET
- [11]. Khazanov Y (2007). “ Dynamic Vibration Absorber- Application With Variable Speed Machines”. Incheck Technologies Inc.



[12]. Norhaslina (2014), *Vibration Analysis of a Beam Structure Attaced With Two Dyanmic Vibration Absorber*, Thesis, UTHM.

[13]. Yoshida, Kazuo.1996. “*Active Vibration Control For Builder Subjected To Horizontal And Vertical Large Seismic Excitation*”. IEEE Proceedings of the 35 th. Coferece on decision abd Control.7803-3590-2.

[14]. Chey H. M (2007) “*Passive and Semi Active Tuned Mass Damper Building Systems*”. Thesis Civil and Natural Resources Engineering, Univ. Cantebury.

[15]. Samani, Farhad S.(2010). “*Vibration Reduction Of Beam Under Successive Traveling Loads By Mean Of Linear And Nonlinear Absorber*”. Science Direct. 2273-2290.

[16]. Wong W.O. (2007) “*design of a dynamic vibration absorber for vibration isolation of beam under point of distribution*”. Science direct journal of sound and vibration 898-908.

[17]. Krenk, Steen. (2013). “*Tuned Mass Absorber On A Fleksible Structure*”. Science Direct. 1577-1595.

[18]. Fitri,Y., dan Yerri,S.,2013, “*Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA)*”, ITS, Surabaya.

[19]. Latas, W. (2014), *Optimal Tuning of The Tunable Translational-Rotational Dynamic Absorber In Global Vibration Control Problem In Beams*, Journal of Civil Engineering, Envorenment, Vol. 1 No.1 nad Architecture (JCEEA, XXX1)

[20]. Najafi. M. Et (2009). *Optimal Design of Beam Vibration Absorbers Under Point Harmonic Excitation*. Proceeding of the EMAC-XXVII.

RIWAYAT PENULIS



Abdul Rohman, dua bersaudara lahir di kota Banyuwangi, pada tanggal 13 April 1983. Penulis memulai pendidikan di SD Pakis III Banyuwangi (1989 s.d. 1995), melanjutkan ke SLTP II Banyuwangi (1995 s.d. 1998), dan menamatkan di SMK Gajah Mada Jurusan Otomotif di Banyuwangi (1998 s.d. 2001). Pada tahun 2002 sd. 2007 Penulis menyelesaikan pendidikan sarjana strata 1 (S1) di Jurusan Teknik Mesin Universitas Negeri Jember.

Pada tahun 2012 penulis menerima beasiswa dari DIKTI untuk program (3T) Pra

S2 Saintek di jurusan Fisika, FMIPA Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (2012 sd. 2013). Setelah menyelesaikan program Pra S2 Saintek,

Penulis melanjutkan pendidikan Magister Strata 2 (S2) di jurusan Teknik Mesin FTI-ITS melalui beasiswa BPPDN 2013 dengan memilih bidang keahlian Desain Sistem Mekanikal (DSM) dan lulus pada tahun 2016. Penulis merupakan tenaga

pengajar aktif di Politeknik Negeri Banyuwangi dengan memberikan kuliah dibidang Teknik Las, Inspection dan Desain. Bilamana ada masukan dan saran untuk diskusi terkait dengan bidang penulis dapat kontak pada no hp :

081336361070 dan email : rahman1070@gmail.com



“Halaman ini sengaja dikosongkan “