



TESIS- TM 142501

**STUDI PERBANDINGAN PENGARUH PENAMBAHAN SDVA
DAN DDVA TERSUSUN SERI TERHADAP RESPON GETARAN
TRANSLASI SISTEM UTAMA**

**AINI LOSTARI
NRP. 2113 205 002**

**Dosen Pembimbing:
Dr. Eng. Harus Laksana Guntur,ST, M.Eng
Dr. Wiwiek Hendrowati,ST,MT**

**PROGRAM MAGISTER
BIDANG KEAHLIAN DESAIN SISTEM MEKANIKAL
JURUSAN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA
2015**



THESIS - TM 142501

**THE COMPARISON OF THE SINGLE AND SERIES DOUBLE
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER EFFECTS ON THE
TRANSLATIONAL MAIN MASS RESPONSE**

**AINI LOSTARI
NRP. 2113 205 002**

Advisor:

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

Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT

**MASTER PROGRAMME
FIELD STUDY OF DESIGN OF MECHANICAL SYSTEM
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
SURABAYA
2015**

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar
Magister Teknik (MT)

di
Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya

Oleh :

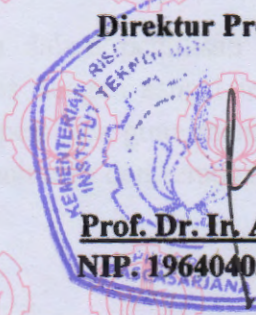
Aini Lostari
NRP.2113.205.005

Tanggal Ujian : 26 Juni 2015
Periode Wisuda : September 20015

Disetujui oleh :

1. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur.ST.M.Eng(Pembimbing I)
(NIP. 197505111999031001)
2. Dr. Wiwiek Hendrowati,ST.MT.(Pembimbing II)
(NIP. 197004121997032003)
3. Prof. Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D(Penguji I)
(NIP. 195106051978031002)
4. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono.ST.M.Eng. Sc.(Penguji II)
(NIP. 197805102001121001)

Direktur Program Pascasarjana,


Prof. Dr. Ir. Adi Soeprijanto, MT.
NIP. 196404051990021001

STUDI PERBANDINGAN PENGARUH PENAMBAHAN SDVA DAN DDVA TERSUSUN SERI TERHADAP RESPON GETARAN TRANSLASI SISTEM UTAMA

Nama Mahasiswa : Aini Lostari
NRP : 2113205002
Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng
Dr. Wiwiek Hendrowati,ST,MT

ABSTRAK

Pada rotating equipment, getaran merupakan masalah yang tidak bisa dihindari. Getaran yang berlebihan bisa menimbulkan kerusakan, sehingga perlu direduksi. Salah satu cara mereduksi getaran yang berlebih, khususnya pada sistem yang bergetar dengan frekuensi tunggal, adalah dengan penambahan DVA. Secara umum DVA adalah penambahan massa-pegas-peredam pada sistem utama.

Dalam penelitian dilakukan studi perbandingan pengaruh SDVA (Single dynamic vibration absorber) dan DDVA (Dual Dynamic Vibration Absorber) tersusun seri pada sistem utama terhadap penurunan respon getarannya. Pada penelitian digunakan motor listrik sebagai sumber putaran dan diletakkan pada beam yang bertujuan untuk menghasilkan getaran. Sumber getaran dihasilkan dengan penambahan massa unbalance pada disk yang diputar oleh motor listrik yang terletak di atas (beam) sistem utama. Dari bentuk fisik yang ada kemudian dibangunlah persamaan dinamis dan blok simulasi. Untuk memverifikasi kebenaran dari hasil simulasi, maka dilakukan eksperimen. Dari penelitian akan diketahui perbandingan respon getaran pengaruh SDVA dan DDVA tersusun seri pada sistem utama.

Pada penelitian didapatkan respon getaran yang mampu mereduksi pada SDVA dengan massa absorber 1/10 didapatkan rms displacement sebesar 0.007287 m dan rasio frekuensi sebesar 0.8585. Sedangkan DDVA didapatkan rms displacement sebesar 0.006379 m dan rasio frekuensi sebesar 0.9136. Sehingga pada kasus SDVA dan DDVA dimana sistem DVA yang mampu mereduksi getaran berlebih pada sistem dengan frekuensi tunggal yaitu SDVA dimana massa absorber 1 dalam mereduksi getaran massa utama berkurang karena adanya massa absorber 2 yang mengurangi kemampuan getaran pada massa absorber 2.

Kata kunci : *Single dynamic vibration absorber, Dual Dynamic Vibration Absorber, Getaran Translasi*

**THE COMPARISON OF THE SINGLE AND SERIES DOUBLE
DYNAMIC VIBRATION ABSORBER EFFECTS ON THE
TRANSLATIONAL MAIN MASS RESPONSE**

Nama Mahasiswa : Aini Lostari
NRP : 2113205002
Pembimbing : Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST, M.Eng
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT

ABSTRACT

Vibrations are a common problem in the rotating machinery. Excessive vibration responses could yield damage so that has to be reduced. The way to do it, especially for single operating frequency, is adding the dynamic vibration absorber. Generally, the dynamic vibration absorber is a mass-spring-damper addition to the main system.

This study researches the effects comparison of Single Dynamic Vibration Absorber and Series Double Dynamic Vibration Absorber on the main system response. Electric motor with unbalanced masses is used as the exciter and placed on the two beams. The main mass is supported by these beams. This system has the specified dynamic equations. The simulation model is validated by comparing its results with the experimental results. The main system responses of the SDVA and series DDVA are known and compared each other.

The main system response with 1/10 absorber mass SDVA addition gives 0,007287 m displacement rms at 0,8585 frequency ratio. The one with DDVA gives 0,006379 m displacement rms at 0,9136 frequency ratio. The system with SDVA gives better response than DDVA. The first absorber mass ability to reduce main mass response is disturbed by the second absorber mass existence.

Kata kunci : Single Dynamic Vibration Absorber, Dual Dynamic Vibration Absorber, Main System Response

KATA PENGANTAR

Dengan menyebut nama Allah SWT yang Maha Pengasih lagi Maha Penyayang, dengan puja dan puji syukur atas kehadiran-Nya, yang telah melimpahkan rahmat, hidayah, dan inayah-Nya. Sehingga penulis dapat menyelesaikan Thesis ini dengan baik dan sesuai dengan apa yang diharapkan. Penulisan laporan thesis ini dimaksudkan sebagai syarat kelulusan untuk memperoleh gelar Magister Teknik bidang studi desain jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan laporan thesis ini telah banyak pihak yang membantu. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

- Allah SWT dan Nabi Muhammad SAW
- Kedua orang tua dan suami, yang telah memberikan kasih sayang serta selalu mendoakan, menyemangati dan member dukungan baik moril maupun materil kepada penulis yang tak ternilai harganya.
- Bapak Dr. Eng Harus Laksana Guntur, ST. M.Eng dan Dr.Wiwiek Hendrowati,ST.MT. Selaku dosen pembimbing thesis yang telah memberi arahan dan petunjuk dalam penyusunan thesis.
- Bapak Prof.Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc. Ph.D dan Dr. Eng Unggul Wasiwitono,ST. M.Eng. Sc, selaku dosen penguji.
- Bapak sarosa selaku Instruktur Laboratorium Sistem Dinamis dan Vibrasi yang telah membantu dan memberikan arahan dalam penggunaan fasilitas laboratorium.
- Segenap dosen dan staff Teknik Mesin ITS yang telah memberikan bekal ilmu di masa perkuliahan.
- Teman-teman tim thesis “DVA”, yang telah berjuang bersama dalam menyelesaikan thesis.
- Seluruh teman seperjuangan S2 Teknik Mesin ITS.
- Dan pihak- pihak lain yang telah membantu dan tidak dapat saya sebutkan satu persatu.

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

Surabaya, Juli 2015

Penulis

3.7	Simulasi sistem DVA pada simulink	34
3.8	Eksperimen.....	34
3.9	Analisa Hasil	36

BAB 1V ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1	Pemodelan matematis WDVA,SDVA dan DDVA tersusun seri ..	37
4.1.1	Pemodelan matematis pada WDVA.....	38
4.1.2	Pemodelan matematis pada SDVA	39
4.1.3	Pemodelan matematis pada DDVA	40
4.1.4	Parameter Hasil Desain SDVA dan DDVA tersusun seri .	42
4.2	Pemodelan pada Simulink Matlab	43
4.2.1	Pemodelan Time Respon WDVA, SDVA dan DDVA tersusun seri pada Simulink matlab	43
4.3	Perhitungan Frekuensi Natural tak Teredam Sistem.....	45
4.3.1	SistemTanpa DVA.....	45
4.3.2	Sistem <i>Single</i> DVA.....	45
4.3.3	Sistem <i>Dual</i> DVA.....	48
4.4	Hasil Simulasi dan Analisa Berupa Respon Displacement dari WDVA, SDVA dan DDVA Tersusun Seri	50
4.4.1	Respon Getaran Translasi WDVA.....	50
4.4.2	Respon Getaran Translasi SDVA	51
4.4.3	Respon Getaran Translasi DDVA tersusun seri.....	54
4.5	Perbandingan simulasi RMS displacement Translasi WDVA, SDVA dan DDVA	56
4.6	Pengujian SDVA dan DDVA tersusun seri	58
4.6.1	Penentuan kecepatan motor	58
4.6.2	Penentuan nilai konstanta kekakuan	59
4.6.3	Perhitungan nilai koefisien redaman	62
4.7	Validasi Hasil Simulasi Terhadap Hasil Eksperimen.....	67
4.7.1	Hasil Respon RMS Percepatan WDVA	67
4.7.2	Hasil Respon RMS Percepatan Translasi SDVA.....	69
4.7.3	Hasil Respon RMS Percepatan Translasi DDVA.....	73
4.8	Hasil uji Respon Perbandingan Eksperimen RMS Percepatan Translasi WDVA, SDVA, dan DDVA.....	76

BAB V KESIMPULAN	
5.1	Kesimpulan79
5.2	Saran79
DAFTAR PUSTAKA81	
LAMPIRAN83	

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Parameter SDVA dan DDVA tersusun seri	42
Tabel 4.2	Pengujian Konstanta Pegas.....	60
Tabel 4.3	Pengujian Konstanta Pegas Absorber satu	61
Tabel 4.4	Pengujian koefisien redaman sistem	64
Tabel 4.5	Pengujian koefisien redaman absorber 1	65
Tabel 4.6	Pengujian koefisien redaman absorber 2	66
Tabel 4.7	Hasil perbandingan RMS Percepatan WDVA	67
Tabel 4.8	Hasil perhitungan selisih antara eksperimen dan simulasi WDVA	68
Tabel 4.9	Hasil Perbandingan RMS Percepatan Translasi SDVA	70
Tabel 4.10	Hasil perhitungan selisih antara eksperimen dan simulasi SDVA.. ..	71
Tabel 4.11	Hasil Perbandingan RMS Percepatan Translasi DDVA	73
Tabel 4.12	Hasil perhitungan selisih antara eksperimen dan simulasi DDVA . ..	74
Tabel 4.13	Hasil Perbandingan RMS Percepatan Translasi WDVA, SDVA dan DDVA.....	76

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	<i>Dynamic Vibration Absorber</i> tanpa Peredam	5
Gambar 2.2	Efek Respon Metaran Mesin dari Pemberian <i>Dynamic Absorber</i> tanpa Peredam	7
Gambar 2.3	<i>Dynamic vibration absorber</i> dengan Peredam	9
Gambar 2.4	Efek Respon Getaran Mesin dari Pemberian <i>Dynamic Absorber</i> dengan Peredam	10
Gambar 2.5	Grafik transmissibility untuk kondisi <i>tuned vibration absorber</i>	11
Gambar 2.6	Model HADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal	13
Gambar 2.7	Model dari SADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal	14
Gambar 2.8	Grafik Transmissibility pada Penelitian Kazuo(a)Vertikal (b) Horizontal	14
Gambar 2.9	Series- DVAs	15
Gambar 2.10	Grafik rasio transmissibility untuk seri semi-aktif TMD	16
Gambar 2.11	Model Penelitian Jeong (a) <i>Passive Model</i> (b) <i>Semi-Active Model</i>	17
Gambar 2.12	Grafik variasi transmissibility karena perubahan ζ	17
Gambar 2.13	Model Single DVA, SSA dan dual DVA yang dipasang pada sistem utama yang identik	18
Gambar 2.14	Grafik perbandingan kinerja dari Single DVA, SSA dan dual DVA	19
Gambar 2.15	Perbandingan dua frekuensi tuning pada SSA dan dual DVA	19
Gambar 2.16	Displacement transmissibility pada tengah beam	20
Gambar 2.17	Perpindahan Resonansi dan Non Resonansi pada Vibration Absorber	20
Gambar 2.18	Pemodelan dari <i>Mass Absorber</i> pada Struktur Fleksibel	21
Gambar 2.19	Model Penelitian [12] (a) Model tanpa DVA (b) Model dengan DVA	22
Gambar 3.1	Diagram Alur Penelitian Secara Umum	23

Gambar 3.2	Diagram Alur Pemodelan Dinamis Sistem	24
Gambar 3.3	Model Free Body Diagram Prototype (a) Prototype tanpa DVA (b) Prototype dengan DVA	25
Gambar 3.4	Free Body Diagram Tanpa DVA	26
Gambar 3.5	<i>Free Body Diagram Dengan DVA</i>	27
Gambar 3.6	Kekakuan Pegas Pengganti dari <i>Beam</i>	28
Gambar 3.7	Diagram alur pengambilan data konstanta kekakuan	30
Gambar 3.8	Diagram alur pengambilan data nilai koefisien redaman	32
Gambar 3.9	Skema pemodelan alat pengujian	35
Gambar 4.1	Model sistem (a) sistem WDVA (b) sistem SDVA (c) system DDVA	38
Gambar 4.2	<i>Free body diagram</i> model WDVA	38
Gambar 4.3	<i>Free body diagram</i> model SDVA	39
Gambar 4.4	<i>Free body diagram</i> model DDVA tersusun seri	40
Gambar 4.5	Diagram Blok WDVA	43
Gambar 4.6	Diagram Blok SDVA	44
Gambar 4.7	Diagram Blok DDVA tersusun seri	44
Gambar 4.8	Grafik Respon RMS Displacement WDVA	51
Gambar 4.9	Grafik respon getaran sistem SDVA dengan variasi massa absorber	52
Gambar 4.10	Grafik respon getaran translasi SDVA dengan variasi kekakuan pegas absorber	53
Gambar 4.11	Grafik respon getaran translasi DDVA dengan variasi massa absorber	55
Gambar 4.12	Perbandingan simulasi RMS displacement Translasi WDVA, SDVA dan DDVA	57
Gambar 4.13	Pengukuran Kecepatan Motor	58
Gambar 4.14	Pengukuran Konstanta Kekakuan	59
Gambar 4.15	Pengukuran Pengujian Spring	60
Gambar 4.16	Pengukuran Nilai Redaman	63
Gambar 4.17	Hasil pengukuran getaran pada sistem utama	64

Gambar 4.18	Grafik Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen WDVA	68
Gambar 4.19	Grafik Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen SDVA	71
Gambar 4.20	Grafik Perbandingan Hasil Simulasi dan Eksperimen DDVA	74
Gambar 4.21	Grafik Perbandingan Hasil Eksperimen WDVA, SDVA dan DDVA	77

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada rotating equipment, getaran merupakan masalah yang tidak bias dihindari. Getaran yang berlebihan bisa menimbulkan kerusakan, sehingga perlu direduksi [1]. Timbulnya getaran pada sebuah sistem dapat bersifat menguntungkan atau merugikan. Contoh dari getaran yang menguntungkan adalah getaran dawai pada senar gitar, sementara getaran yang tidak diinginkan keberadaannya karena bersifat merugikan diantaranya adalah gempa bumi dan getaran pada kendaraan yang justru dapat mengurangi kenyamanan bagi pengendara. Dengan demikian maka getaran yang bersifat merugikan tentunya harus direduksi keberadaannya dari sistem. Salah satu cara mereduksi getaran yang berlebih khususnya pada sistem yang bergetar dengan frekuensi tunggal adalah dengan penambahan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) [1]. Salah satu contohnya adalah untuk mengurangi getaran pada bangunan bertingkat [2,3], dan mengurangi getaran pada jembatan atau beam [4-8].

Pada prinsip DVA merupakan massa tambahan yang dilekatkan pada sebuah sistem utama yang sedang bergetar, melalui sebuah pegas-peredam. Dengan adanya massa tambahan, tentunya jumlah derajat kebebasan dari sistem utama menjadi semakin bertambah. Dengan semakin banyaknya jumlah dari derajat kebebasan sistem maka sebagian dari energi getaran yang ada pada sistem utama akan tersalurkan ke massa tambahan. Massa tambahan akan bergetar dengan arah yang berlawanan dengan arah getaran dari sistem utama untuk mengurangi getaran yang ada pada sistem utama.

Struktur utama dalam analisa penambahan DVA pada sistem selalu dimodelkan sebagai massa yang terpusat dengan gerakan translasi saja. Dengan demikian massa tambahan yang akan digunakan sebagai DVA harus diletakan pada bagian tengah dari massa utama sebagaimana dalam kasus [2,4]. Dalam kasus yang lebih kompleks sebuah sistem dapat saja mengalami getaran dalam arah rotasional, sehingga [8] memperkenalkan cara untuk mereduksi getaran

dalam arah translasi maupun rotasional. Meskipun demikian cara yang digunakan sangat sulit, kompleks bahkan biayanya sangat mahal.

Dalam penelitian ini dilakukan studi perbandingan pengaruh *single* DVA dan *dual* DVA tersusun seri pada sistem utama terhadap penurunan respon getarannya. Pada dasarnya penelitian ini dimulai dengan membangun prototype DVA dari balok beam (M_b) sebagai sistem utama yang akan diredam getarannya. Kedua ujung beam dihubungkan dengan batang cantilerver sebagai pengganti dari pegas peredam. Pada kedua sisi lengan dari balok beam juga diberikan motor dan massa unbalance sebagai sumber eksitasi sehingga timbul getaran translasi. Sebagai peredam getaran beam, maka massa tambahan yang tersusun seri sebesar (M_{a1} dan M_{a2}) diberikan sebagai massa absorber. Dari prototype DVA yang ada, kemudian dilakukan model persamaan matematika dan blok simulasi.

Untuk mengetahui validitas dari blok simulasi yang telah disusun maka dilakukan pengukuran getaran secara eksperimen, sehingga dapat dilakukan validasi dengan cara membandingkan antara hasil yang diperoleh pada simulasi dan eksperimen. Blok simulasi yang telah tervalidasi digunakan untuk melakukan simulasi getaran pada beberapa kasus yang berbeda.

1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana karakteristik getaran dari sistem utama dengan penambahan SDVA dan DDVA tersusun seri ?
2. Bagaimana perbandingan getaran dari sistem utama sebelum dan sesudah penambahan SDVA dan DDVA tersusun seri ?

1.3 Tujuan Penelitian

1. Memodelkan dan mensimulasi karakteristik getaran sistem utama akibat penambahan SDVA dan DDVA tersusun seri.
2. Menguji dan menganalisa karakteristik getaran sistem utama akibat penambahan SDVA dan DDVA tersusun seri.
3. Membandingkan dan menganalisa hasil simulasi dan hasil eksperimen.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Gaya eksitasi yang terjadi hanya disebabkan massa unbalance yang terpasang pada motor listrik.
2. Gerak translasi dari massa utama yang terjadi hanya ke arah sumbu Y dari balok beam.
3. Sistem terjadi kearah vertikal dan sistem didesain dengan arah horizontal diabaikan.

1.5 Manfaat Penelitian

1. Memberikan data karakteristik getaran sistem utama dengan penambahan SDVA dan DDVA tersusun seri.
2. Memberikan data perbandingan kemampuan SDVA dan DDVA tersusun seri dalam mereduksi getaran.

1.6 Kontribusi Keilmuan

Kontribusi dalam penelitian ini secara spesifik adalah penggunaan sistem DDVA tersusun seri tidak membuat sistem lebih baik ketika bekerja dengan getaran yang besar, namun sistem yang mampu mereduksi getaran berlebih yaitu sistem SDVA.

Halaman sengaja dikosongkan

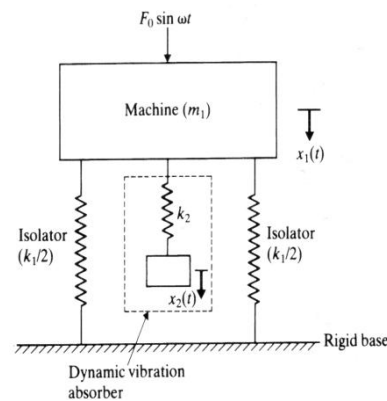
BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 *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 *dynamic vibration absorber* yang terdiri dari massa dengan dihubungkan dengan pegas-peredam. Dynamic vibration absorber didesain untuk menjauhkan frekuensi natural sistem dari frekuensi gaya yang diberikan pada sistem.

2.1.1 *Dynamic Vibration Absorber tanpa peredam*



Gambar 2.1 *Dynamic Vibration Absorber* tanpa Peredam [9]

Gambar 2.1 memperlihatkan sebuah massa dari sistem utama sebesar m_1 . Sistem mengalami gaya dari luar sebesar $F_0 \cdot \sin(\omega \cdot t)$ 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 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

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

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

Dalam kasus dinamis peredam, tujuan utama yang harus diperoleh adalah mengurangi atau bahkan mentiadakan sama sekali 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 :

$$k_2/m_2 = \omega^2 \approx k_1/m_1 \quad (2.5)$$

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

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

$$\omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1}\right)^{0.5} \quad (2.7)$$

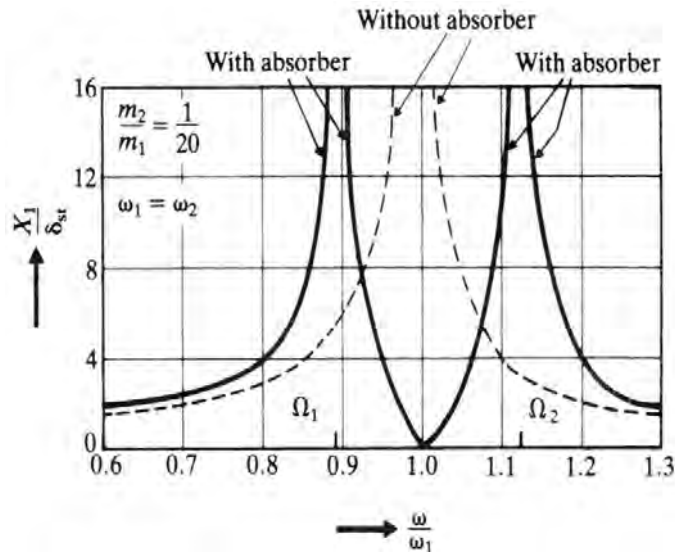
sebagai frekuensi natural sistem utama dan :

$$\omega_2 = \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{0.5} \quad (2.8)$$

Sedangkan untuk frekuensi natural absorber (sistem tambahan) adalah :

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

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.10)$$



Gambar 2.2 Efek Respon Metaran Mesin dari Pemberian *Dynamic Absorber* tanpa Peredam [9]

Gambar 2.2 memperlihatkan grafik 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:

$$X_1 = 0$$

$$X_2 = -\frac{F_0}{k_2} = -\left(\frac{k_1}{k_2}\right) \cdot \delta_{st} \quad (2.11)$$

$k_2 \cdot X_2 = -F_0$ 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 .

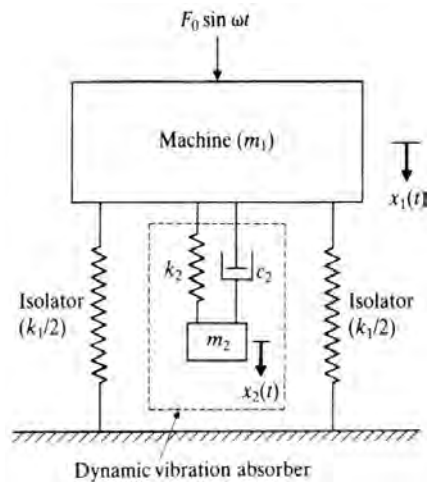
$$\left(\frac{\Omega_1}{\omega_2}\right)^2, \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2}\right)^2 = \frac{\left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right] \mp \sqrt{\left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right)\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right]^2 - 4\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2}}{2\left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\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

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 (yg 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 .

2.1.2 *Dynamic Vibration Absorber* dengan peredam

Pemberian *dynamic vibration absorber* 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 *dynamic vibration absorber*. 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 gambar berikut (gambar 2.3).



Gambar 2.3 *Dynamic vibration absorber* dengan Peredam [9]

persamaan dari sistem dapat dituliskan menjadi

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

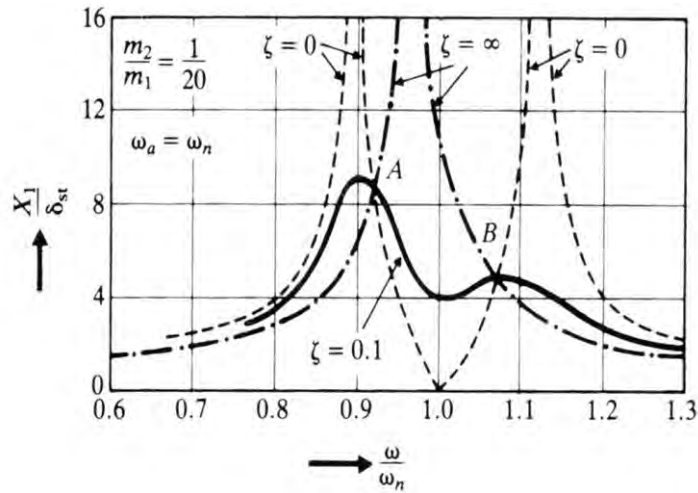
Definisikan :

- $\mu = m_2/m_1$: Rasio massa
- $\delta_{st} = F_0/k_1$: Defleksi statis
- $\omega_{a2} = k_2/m_2$: Kuadrat „frekuensi natural“ absorber
- $\omega_{n2} = k_1/m_1$: 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
- $\zeta = c_2/(2.m_2.\omega_n)$: Rasio redaman

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 2.4 Efek Respon Getaran Mesin dari Pemberian *Dynamic Absorber* dengan Peredam[9]

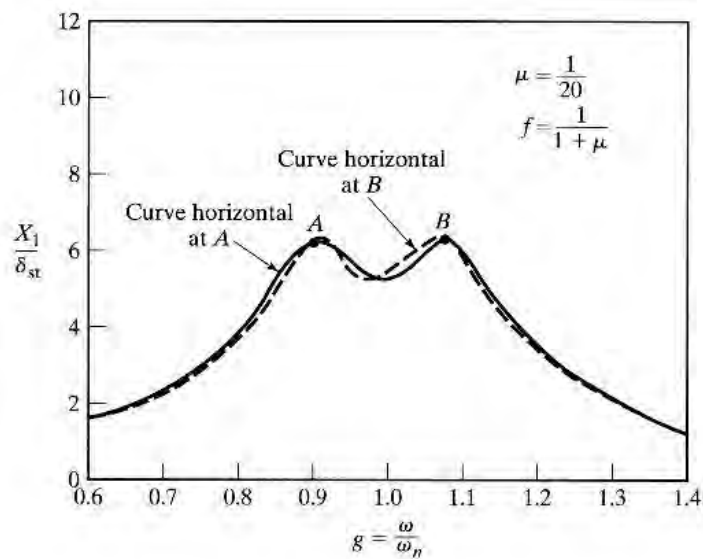
Gambar 2.4 menunjukkan grafik X_1/δ_{st} sebagai fungsi dari ω/ω_n untuk $f = 1$ dan $\mu = 1/20$ dengan beberapa nilai ζ . Pada sistem tanpa peredam dengan nilai redaman nol ($c_2 = \zeta = 0$) maka resonansi terjadi di dua frekuensi resonansi sistem. Jika redaman menjadi tak hingga ($\zeta = \infty$) maka m_1 dan m_2 saling melekat dan sistem berperilaku seperti SDOF dengan massa $= m_1 + m_2 = 21/20 m$ 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 $c_2 = \infty$.

2.1.3 Tuned Vibration Absorber

Pada gambar 2.5 ditunjukkan bahwa grafik transmissibility dari sistem memiliki dua puncak, yaitu pada titik A dan B. Puncak pada titik A lebih tinggi daripada titik B. Absorber yang demikian tentunya kuranglah optimal. Absorber yang optimal terjadi saat kedua puncak pada grafik di atas memiliki ordinat titik A dan titik B yang hampir sama. Kondisi tersebut tentunya didapat untuk $f = 1/(1+\mu)$. Kondisi ini disebut dengan kondisi *tuned vibration absorber*.



Gambar 2.5 Grafik transmissibility untuk kondisi *tuned vibration absorber* [9]

Nilai optimal dari ζ didapatkan dengan menggunakan persamaan berikut

$$\zeta_{opt}^2 = \frac{3\mu}{8(1+\mu)^3} \quad (2.18)$$

Dengan nilai ampiltudo massa utama didapat dari :

$$\left(\frac{X_1}{\delta_{st}}\right)_{opt} = \sqrt{1 + \frac{2}{\mu}} \quad (2.19)$$

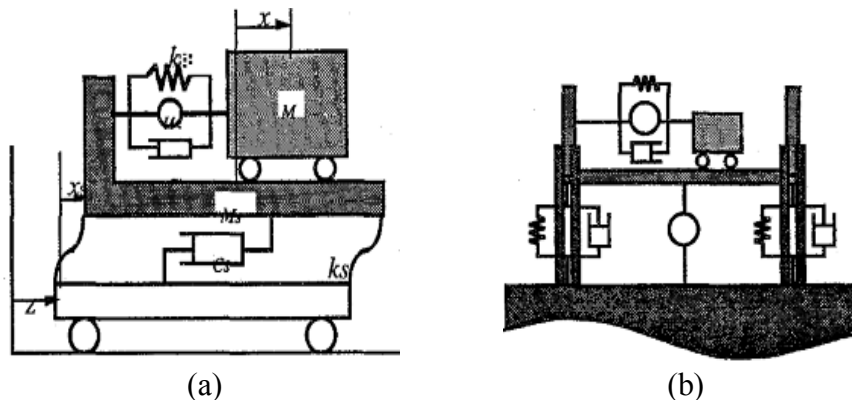
Dalam kasus *dynamic tuned absorber* dengan peredam ini terdapat catatan yang perlu untuk diperhatikan, diantaranya adalah sebagai berikut:

- Nilai amplitudo massa absorber X_2 selalu lebih besar dari pada amplitudo massa absorber X_1 . Demikian dalam desain dapat mengakomodasi amplitudo massa absorber yang lebih besar.
- Karena amplitudo massa m_2 diharapkan lebih besar, maka untuk desain dapat dilihat dari sudut pandang dari kekakuan pegas absorber k_2 .

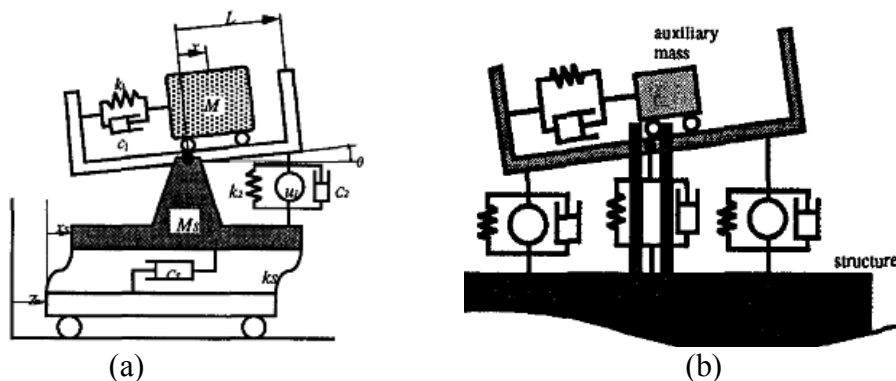
2.2 Active DVA

DVA dapat diterapkan pada berbagai sistem yang memiliki getaran berlebih. Pada dasarnya penggunaan *dual* DVA lebih nyaman diterapkan dibandingkan dengan DVA *State-Switched Absorber* (SSA) karena memiliki rasio frekuensi tuning yang lebih rendah. Selain itu, DVA biasanya terdiri dari massa yang ditaruh pada struktur dengan dihubungkan pegas redaman. Sebagai contoh modifikasi dari DVA yang telah diterapkan untuk mereduksi getaran pada bangunan adalah *seesaw type active dynamic vibration absorber* (SADVA), *Hybrid active dynamic vibration absorber* (HADVA) dan *Tuned mass damper* (TMD) yang merupakan absorber pasif [3].

SADVA merupakan DVA aktif yang tersusun dari frame yang dapat menahan gerakan vertikal dan rotasional sehingga dapat digunakan untuk mengontrol respon getaran arah vertikal dan horizontal dari struktur.

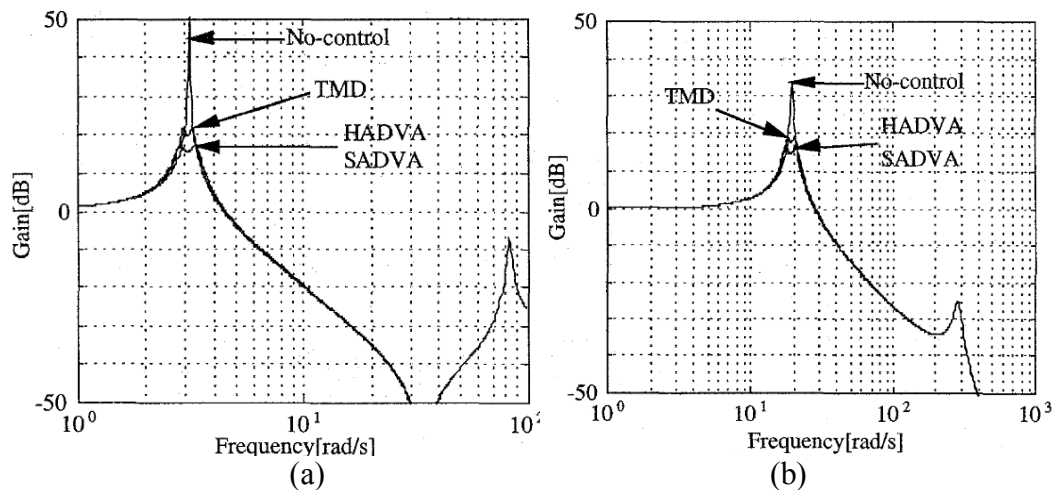


Gambar 2.6 Model HADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal [3]



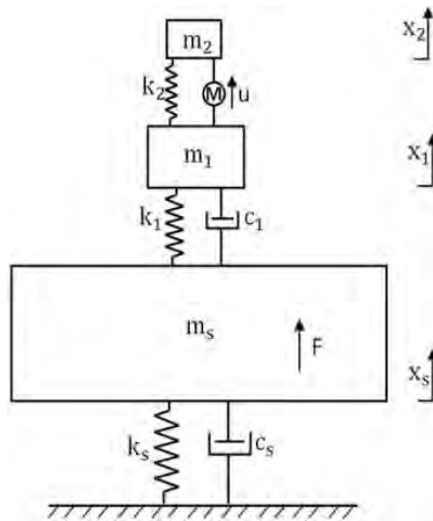
Gambar 2.7 Model dari SADVA (a) Model Sederhana (b) Model untuk Menahan Gaya Vertikal & Horizontal [3]

Setiap tipe dari DVA tentunya akan memberikan efek peredaman yang berbeda-beda. Dari gambar 2.6 terlihat bahwa HADVA dan SADVA mampu memberikan efek redaman yang lebih baik daripada TMD. Meskipun tidak sebaik yang lainnya dalam meredam getaran, namun konstruksi dari TMD tentunya lebih sederhana dan lebih murah bila dibandingkan dengan yang lainnya.



Gambar 2.8 Grafik Transmissibility pada Penelitian Kazuo
(a) Vertikal (b) Horizontal [3]

Untuk mengurangi kekurangan DVA yang lebih baik dalam meredam getaran dibandingkan SADVA-HADVA, maka dapat dilakukan dengan cara menyusun beberapa DVA secara seri. Sistem susunan seri disebut series-DVAs. Dimana DVAs pertama kali dapat diterapkan untuk mengurangi gaya eksitasi pada bangunan bertingkat karena adanya angin yang menghembus bangunan tersebut. Pada dasarnya series DVAs merupakan beberapa massa tambahan dan pegas-peredam yang dihubungkan secara seri. Model series-DVAs yang digunakan seperti gambar 2.9 sebagai berikut lainnya [2].



Gambar 2.9 Series- DVAs [2]

Persamaan dari sistem dapat dituliskan menjadi:

Untuk m_s :

$$\begin{aligned} m_s \ddot{x}_s + k_s x_s + c_s \dot{x}_s &= k_1(x_1 - x_s) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_s) + F \\ m_s \ddot{x}_s + (k_s + k_1)x_s + (c_s + c_1)\dot{x}_s &= k_1 x_1 + c_1 \dot{x}_1 + F \end{aligned} \quad (2.20)$$

Untuk m_1 :

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1(x_1 - x_s) + c_1(\dot{x}_1 - \dot{x}_s) &= k_2(x_2 - x_1) + u \\ m_1 \ddot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 + c_1 \dot{x}_1 &= k_2 x_2 + k_1 x_s + c_1 \dot{x}_s + u \end{aligned} \quad (2.21)$$

Untuk m_2 :

$$\begin{aligned} m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + u &= 0 \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 x_2 &= k_2 x_1 + u \end{aligned} \quad (2.22)$$

Pada sebuah bangunan dengan massa total sebesar M_s tentunya akan mengalami gaya eksitasi dari arah samping oleh adanya angin yang menghembusnya. Dengan demikian DVAs yang diberikan harus memiliki arah derajat kebebasan yang sama dengan arah gaya eksitasi yang bekerja (gambar 2.9). Gaya eksitasi yang bekerja pada bangunan dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$F = \frac{1}{2} \rho A V^2 C_d \quad (2.23)$$

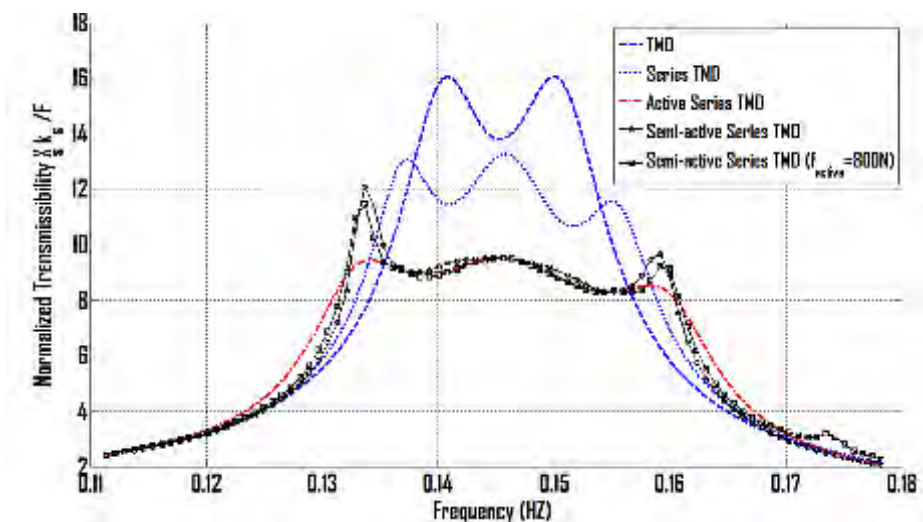
Dimana ρ adalah massa jenis dari udara, A adalah luas penampang dari bangunan, V adalah kecepatan dari angin yang menerpa bangunan sedangkan C_d adalah

koefisien drag dari bangunan. Sedangkan, untuk rasio massa (μ) yang digunakan dalam perhitungan merupakan perbandingan total massa utama dari sistem (dalam hal ini adalah massa bangunan). Kekakuan optimal dan koefisien redaman optimal dari DVAs dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut :

$$f_i = \sqrt{\frac{k_i / \sum_{j=i}^N m_j}{\frac{k_s}{m_s}}} \quad (2.24)$$

$$\zeta_i = \frac{c_i}{2 \sqrt{k_i / \sum_{j=i}^N m_j}} \quad i = 1, 2 \quad (2.25)$$

Dimana $\sum_{j=i}^N m_j$ merupakan jumlah massa tambahan diatas pegas ke-i.

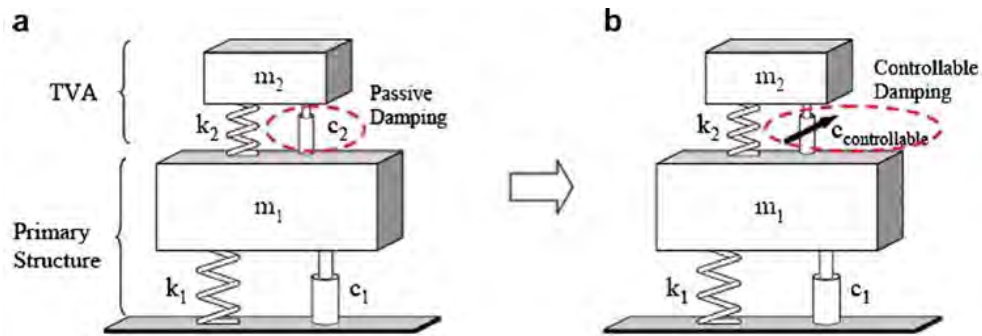


Gambar 2.10 Grafik rasio transmissibility untuk seri semi-aktif TMD[2]

Dalam series-DVAs koefisien redaman optimal yang digunakan jauh lebih kecil dari DVA biasa (kira-kira 2,23 %), yang mana ini merupakan keuntungan yang lain dari menggunakan series-DVAs. Selain itu, dengan menggunakan series-DVAs amplitudo getaran yang terjadi menjadi 70,6% lebih kecil dibandingkan menggunakan DVA biasa dan mampu meredam getaran lebih baik dari pada menggunakan DVA biasa [2].

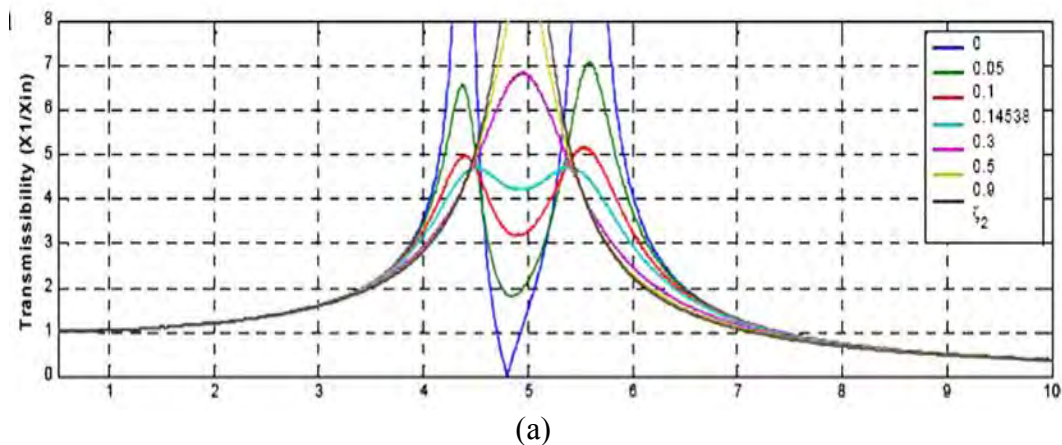
Dalam penelitiannya [10] melakukan evaluasi tentang karakteristik dari *semi active tuned vibration absorber* dan *passive tuned vibration absorber*. Model

Semi active TVA diperoleh dengan cara mengganti element passive damping dengan damping *controlable* sebagaimana terlihat pada gambar berikut.



Gambar 2.11 Model Penelitian Jeong (a) *Passive Model* (b) *Semi-Active Model*[10]

Untuk mengetahui karakteristik dari masing-masing sistem TVA, Jeong memvariasikan nilai dari damping rasio. Pada pemberian ζ yang terlalu kecil ($\zeta=0,05$) akan berakibat pada terjadinya 2 buah ω_n (ω_{n1} dan ω_{n2}) dengan transmissibility yang cukup tinggi. Dengan ditingkatkannya nilai ζ yang diberikan pada DVA maka transmissibility menjadi semakin rendah ($\zeta=0,14536$) dan perbedaan antara ω_n menjadi semakin kecil. Semakin tinggi damping rasio yang diberikan puncak transmissibility menjadi meningkat kembali dan perbedaan antara ω_{n1} dan ω_{n2} menjadi semakin sempit sehingga terlihat adanya satu buah puncak transmissibility.



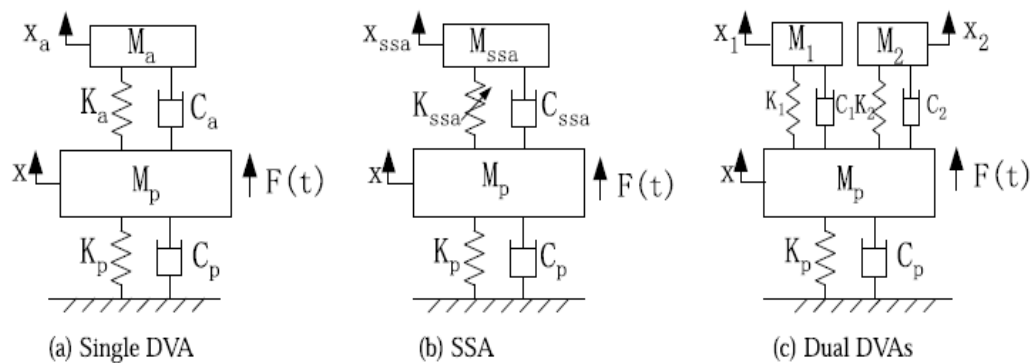
Gambar 2.12 Grafik variasi transmissibility karena perubahan ζ [10]

Dari kondisi yang demikian tentunya diperlukan cara untuk melakukan optimasi, sehingga diperoleh nilai damping rasio yang paling baik. Dengan

pemilihan dumping rasio yang tepat tentunya akan diperoleh nilai transmissibility yang rendah dan terjadi dua buah frekuensi natural dengan jarak antar frekuensi natural yang kecil.

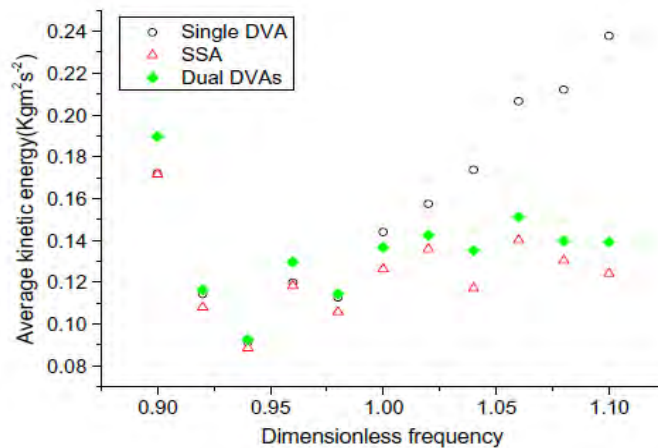
2.2.1 Aplikasi DVA Pada Getaran Struktur

Dalam penelitian [11] membandingkan kinerja dari *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) dan *State-Switched Absorber* (SSA). Tujuan dari penelitian ini adalah menemukan metode yang efektif dan sederhana untuk pengendalian getaran dari eksitasi gerak harmonik dengan multi frekuensi dengan membandingkan beberapa DVA dan metode tuning frekuensi. Model yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:



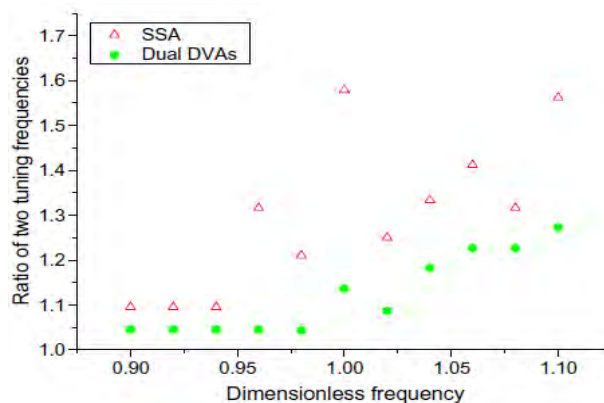
Gambar 2.13 Model Single DVA, SSA dan dual DVA yang dipasang pada sistem utama yang identik [11]

Dari hasil simulasi didapatkan grafik perbandingan kinerja dari tiga model tersebut. Semakin kecil energi kinetik rata-rata menunjukkan tingkat getaran yang lebih rendah dari massa utama. Hal ini menunjukkan bahwa peredam (*absorber*) memiliki kinerja lebih baik. Dari gambar 2.14 didapatkan hasil bahwa kinerja antara dual DVA dan SSA memiliki kinerja yang lebih baik dibandingkan dengan single DVA.



Gambar 2.14 Grafik perbandingan kinerja dari Single DVA, SSA dan dual DVA [11]

Selain itu kinerja tersebut, didapatkan pula grafik perbandingan frekuensi tuning dari SSA dan dual DVA seperti ditunjukkan pada gambar 2.15. Semakin besar fluktuasi menunjukkan bahwa frekuensi tuning dari SSA lebih sensitif dengan frekuensi paksa. Oleh karena itu metode menggunakan dual DVA lebih nyaman diterapkan dibandingkan dengan SSA karena memiliki rasio frekuensi tuning yang lebih rendah.

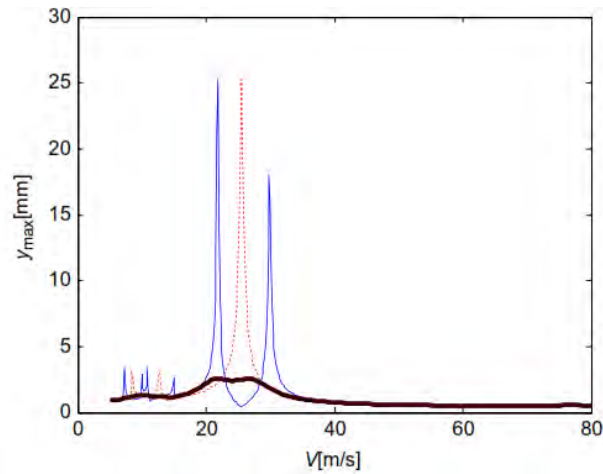


Gambar 2. 15 Perbandingan dua frekuensi tuning pada SSA dan dual DVA[11]

2.2.2 Aplikasi DVA Pada Beam

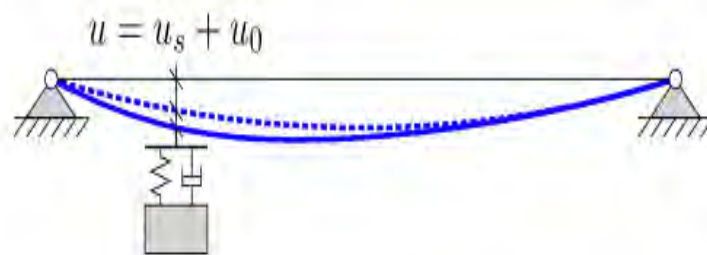
Pada dasarnya penambahan DVA akan merubah karakteristik getaran dari beam. Tanpa diberikan DVA maka beam hanya akan memiliki sebuah puncak transmissibility yang sangat tinggi pada sebuah frekuensi natural, Namun dengan penambahan DVA tanpa absorber maka beam akan menjadi memiliki dua buah puncak transmissibility pada frekuensi natural. Dengan diberikannya DVA

berabsorber tentunya puncak trasmisibility pada kedua frekuensi natural yang awalnya tinggi akan jauh berkurang sebagaimana terlihat pada gambar 2.16.

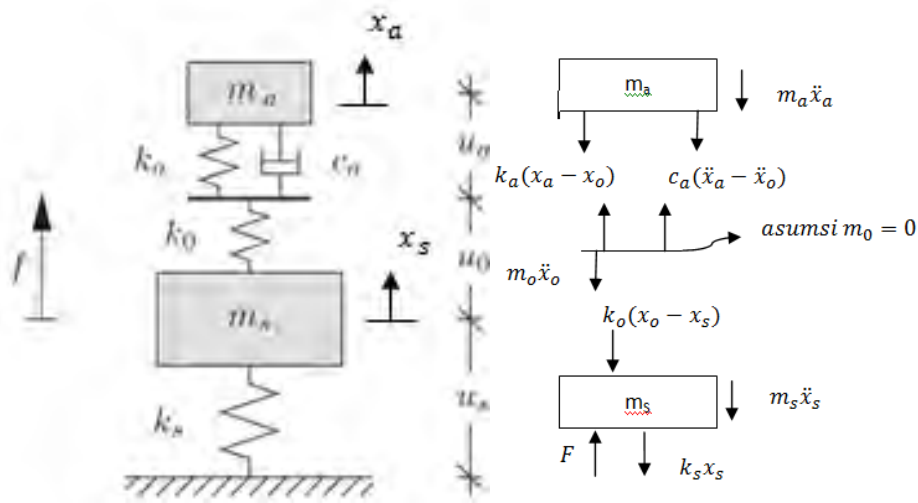


Gambar 2.16 Displacement transmissibility pada tengah beam [4]

Displacement beam pada [4] 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 [7] Dengan demikian tentunya perpindahan total yang dialami oleh absorber akan menjadi lebih besar lagi dibandingkan yang diperoleh pada [4] sebagaimana diperlihatkan pada gambar 2.14 dan 2.15.



Gambar 2.17 Perpindahan Resonansi dan Non Resonansi pada Vibration Absorber



Gambar 2.18 Pemodelan dari *Mass Absorber* pada Struktur Fleksibel [7]

Bentuk pemodelan dari pegas peredam yang menghubungkan antara massa utama dan massa tambahan tentunya juga berubah sebagaimana pada gambar 2.18. Berdasarkan pemodelan ini maka model persamaan matematis dapat dinyatakan sebagai berikut:

Untuk m_a didapatkan persamaan gerak:

$$m_a \ddot{x}_a + c_a(\dot{x}_a - \dot{x}_0) + k_a(x_a - x_0) = 0$$

$$m_a \ddot{x}_a + c_a \dot{x}_a + k_a x_a - k_0 x_0 - c_a \dot{x}_0 = 0 \quad (2.26)$$

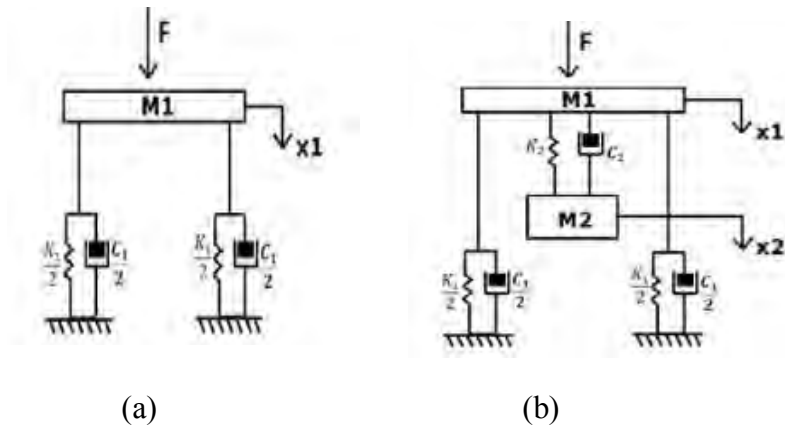
Untuk m_0 (diasumsikan nilai $m_0 = 0$):

$$c_a(\dot{x}_0 - \dot{x}_a) + k_a(x_0 - x_a) + k_0(x_0 - x_s) = 0 \quad (2.27)$$

Untuk m_s didapatkan persamaan gerak:

$$m_s \ddot{x}_s + k_s x_s + k_0(x_s - x_0) = F \quad (2.28)$$

Dalam penelitian[12] yang berjudul “Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA) “ 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 2.19 Model Penelitian [12] (a) Model tanpa DVA (b) Model dengan DVA

Persamaan dari sistem dengan DVA dapat dituliskan menjadi:

Untuk m_1 :

$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_2 &= F \\
 m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 &= F + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2
 \end{aligned}
 \tag{2.29}$$

Untuk m_2 :

$$\begin{aligned}
 m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 - c_2 \dot{x}_1 - k_2 x_1 &= 0 \\
 m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 + k_2 x_2 &= c_2 \dot{x}_1 + k_2 x_1
 \end{aligned}
 \tag{2.30}$$

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.

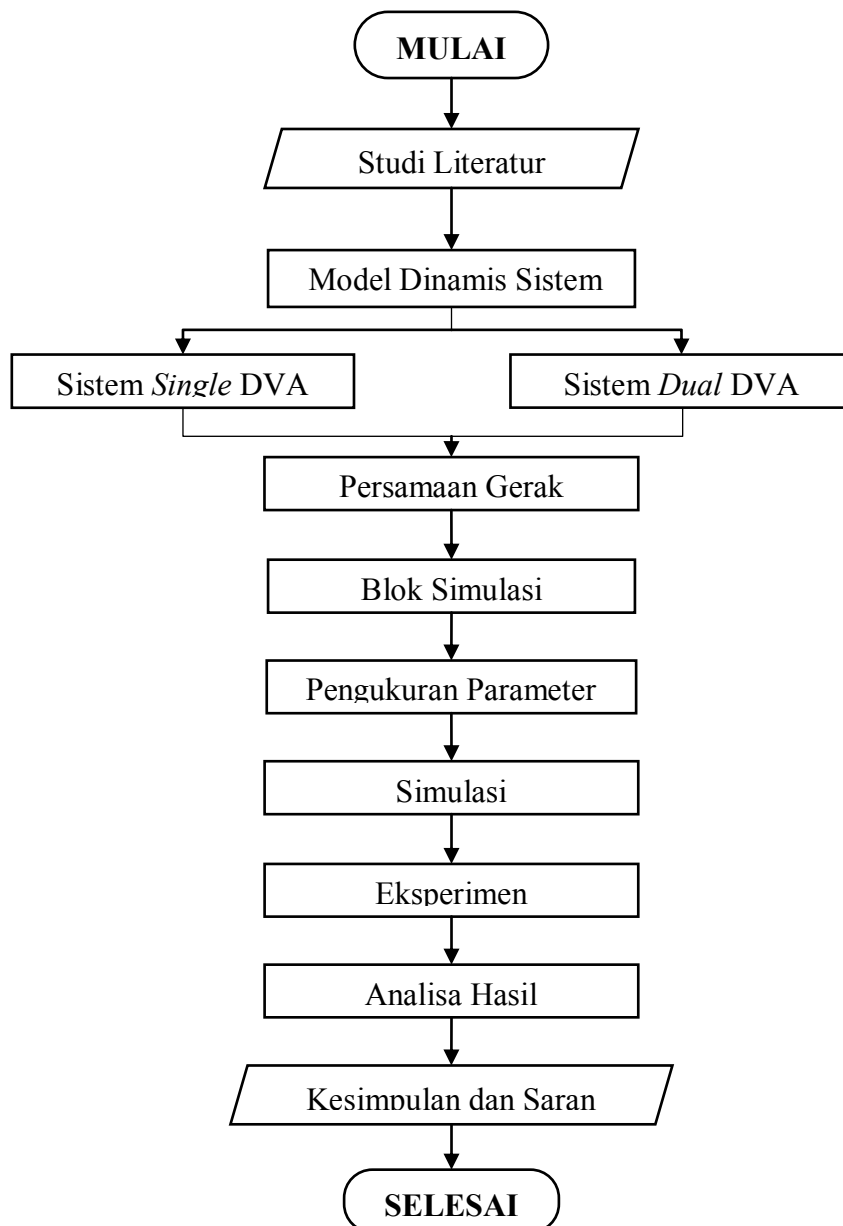
DVA tidak hanya dapat digunakan untuk mengurangi getaran pada jembatan/beam maupun bangunan saja. tetapi juga dapat diterapkan pada banyak kasus yang lebih umum dijumpai dalam kehidupan, sebagai contoh adalah untuk mengurangi getaran pada optikal disk drive sebagaimana dalam ref [13,14].

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Langkah Dasar Penelitian

Berikut ini adalah diagram alur yang menjelaskan langkah-langkah secara umum yang dilakukan dalam penelitian ini.



Gambar 3.1 Diagram Alur Penelitian Secara Umum

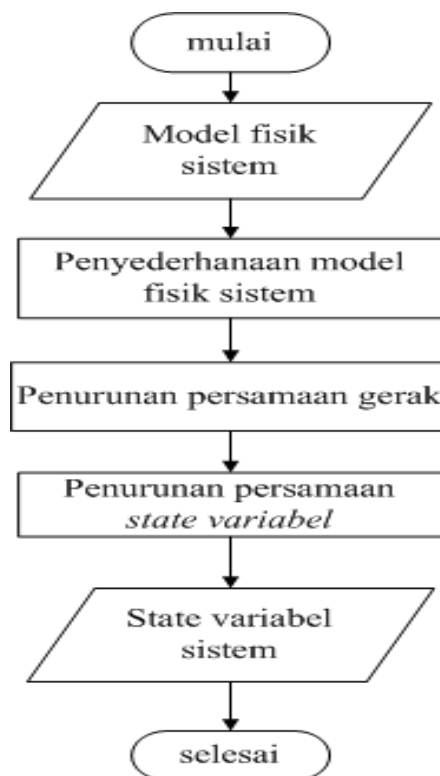
Adapun penjelasan dari gambar 3.1 tentang diagram alir penelitian secara umum adalah sebagai berikut.

3.2 Studi Literatur

Studi literatur dilakukan sebagai langkah awal penelitian ini. Literatur dapat berupa buku dan jurnal-jurnal yang berkaitan dengan konsep *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) untuk dijadikan dasar teori dan landasan berpikir dalam penelitian ini.

3.3 Pemodelan Dinamis Sistem

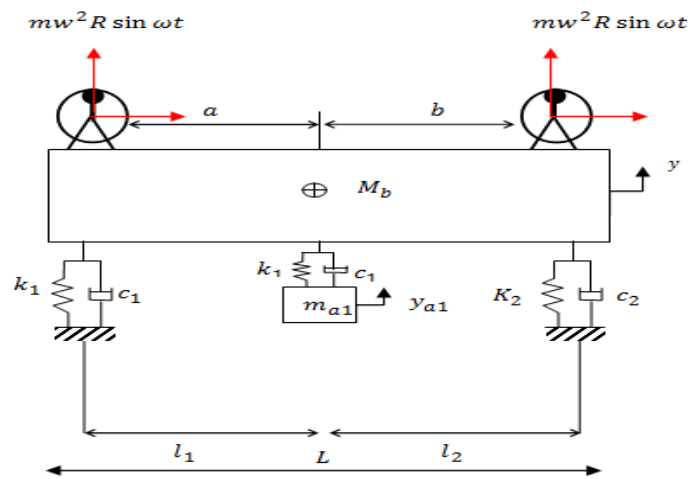
Pemodelan dinamis sistem bertujuan untuk mencari persamaan matematikanya. Dari persamaan matematika inilah yang nantinya akan digunakan dalam simulasi dengan simulink untuk mencari respon dari sistem saat diberikan gaya eksitasi. Gambar 3.2 menunjukkan diagram alur dari pemodelan dinamis sistem.



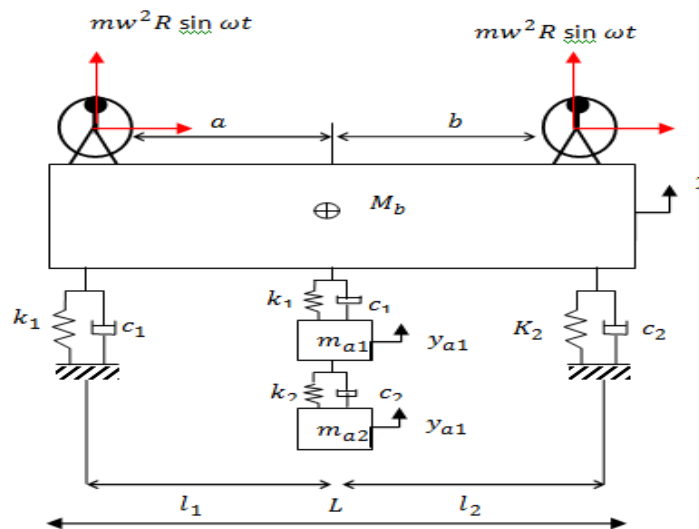
Gambar 3.2 Diagram Alur Pemodelan Dinamis Sistem

3.3.1 Penyederhanaan model fisik sistem

Untuk mempermudah proses analisa maka terlebih dahulu perlu dilakukan penyederhanaan dari bentuk fisik sistem DVA, seperti pada gambar 3.3 sistem DVA ini terdiri dari sebuah balok beam dengan massa (m_b) tertentu yang akan diredam getarannya. *Absorber* digambarkan sebagai massa absorber (m_{a1} dan m_{a2}) yang tersusun seri dan terletak pada salah satu sisi dari balok. Pada kedua sisi dari balok diberikan motor listrik yang diberi massa *unbalance* dengan beda fase 0^0 sebagai gaya eksitasi pada balok beam, sehingga pada sistem utama mengalami gerakan translasi.



(a)



(b)

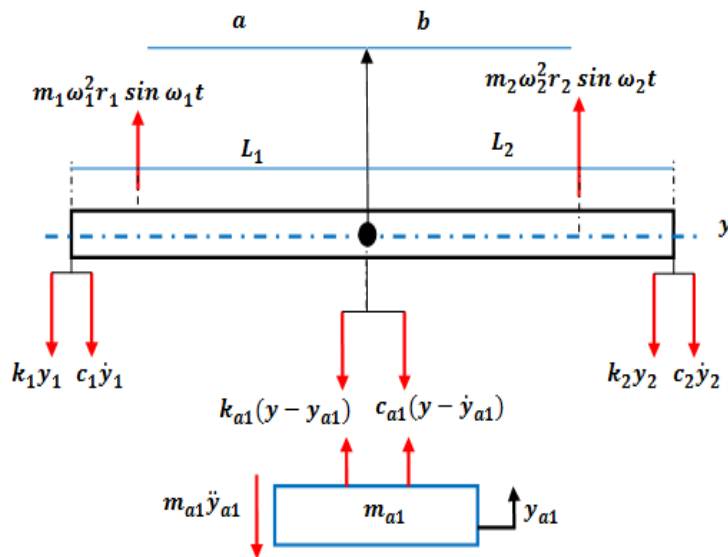
Gambar 3.3 Model sistem (a) sistem *single* DVA (b) sistem *dual* DVA

Keterangan :

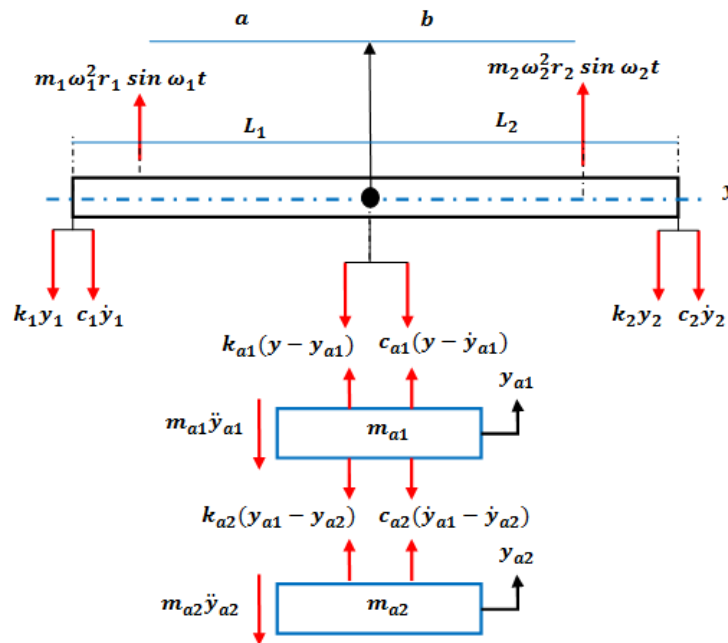
- F : Gaya eksitasi oleh motor
- M_{a1} & M_{a2} : Massa *absorber*
- M_b : Massa balok
- K_1 : Konstanta kekakuan 1
- K_2 : Konstanta kekakuan 2
- K_{a1} & K_{a2} : Konstanta kekakuan *absorber*
- C_1 : Konstanta redaman 1
- C_2 : Konstanta redaman 2
- C_{a1} & C_{a2} : Konstanta redaman *absorber*
- L_1 : Jarak antara beam 1 dengan pusat sistem
- L_2 : Jarak antara beam 2 dengan pusat sistem
- L : Panjang Plat
- a : Jarak antara motor dengan pusat sistem
- b : Jarak antara pemberat dengan pusat sistem

3.3.2 Penurunan persamaan gerak

Persamaan gerak dari sistem diturunkan terlebih dahulu dengan membangun *free body diagram* dari model fisik sistem yang telah tersederhanakan. Berdasarkan *free body diagram* yang telah dibentuk setiap komponen gaya dijumlahkan dengan menggunakan hukum newton untuk gerak translasi sebagai berikut:



Gambar 3.4 Free Body Diagram single DVA



Gambar 3.5 Free Body Diagram dual DVA

3.3.3 Penurunan persamaan *state variable*

Persamaan gerak sistem merupakan persamaan dengan ordo dua. Persamaan *state variable* diperoleh dengan cara merubah bentuk persamaan gerak yang telah diperoleh ke dalam persamaan differensial dengan ordo satu.

3.4 Pembuatan *block diagram* simulasi

Hasil persamaan *state variable* dari pemodelan dinamis ini akan diubah bentuk *block diagram* simulasi dengan menggunakan *software* Simulink Matlab dengan tipe solver ode 4 dan step size 0.001 sekon. Simulasi ini dilakukan untuk mendapatkan penyelesaian persamaan matematis dari pemodelan penambahan *single DVA* dan *dual DVA* tersusun seri pada sistem melalui metode *state space*. Ketika proses eksekusi simulasi, input yang digunakan berupa sinusoidal (harmonik) dengan beda fase 0^0 yang menghasilkan getaran ke arah translasi dari sistem.

3.5 Pengukuran Parameter

Sebelum simulasi dilakukan, parameter dari simulasi perlu diukur. 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. Sedangkan untuk nilai konstanta kekakuan dan koefisien redaman didapatkan dengan eksperimen.

Berdasarkan hasil pengukuran dan eksperimen parameter-parameter yang digunakan dalam simulasi dapat dirangkum dalam tabel 3.1.

Tabel 3.1 Parameter-parameter yang digunakan dalam simulasi

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Massa pemberat	Mp	4.5	Kg
Massa motor	Mm	4.5	Kg
Massa unbalance	Mu	0.14	Kg
Massa balok penyangga motor dan pemberat	Mb	3.096	Kg
Massa piringan pada motor	Mpm	0.752	Kg
Massa piringan pada pemberat	Mpp	0.756	Kg
Massa total sistem	M	13.884	Kg
Massa absorber 1	Ma1	(1/40*M)	Kg
Massa absorber 2	Ma2	(1/20*M) (1/10*M)	
Jarak antara motor dengan pusat sistem	a	0.145	m
Jarak antara pemberat dengan pusat sistem	b	0.145	m
Panjang Plat	L	0.53	m
Jarak antara beam 1 dengan pusat sistem	L1	0.06	m
Jarak antara beam 2 dengan pusat sistem	L2	0.06	m
Diameter piringan	r	0.06	m
Frekuensi	F	0-30	Hz
Konstanta kekakuan 1 pada sistem	k ₁	38800	N/m

Konstanta kekakuan 2 pada sistem	k_2		
Konstanta kekakuan absorber 1	ka_1	852.9213	N/m
Konstanta kekakuan absorber 2	ka_2	10835.26	
Koefisien redaman1 pada sistem	c_1	49.524	N.s/m
Koefisien redaman 2 pada sistem	c_2		
Koefisien redaman absorber 1	ca_1	1.75	N.s/m
Koefisien redaman absorber 2	ca_2	1.05	

3.6 Peralatan pendukung

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 :

- *Bandwith* : 40 MHz
- *Sample rate* : 500 MS/s

- *Record length* : 2.5K points
- *Vertical sensitivity* : 2mV – 5V/div
- *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

3.6.1 Menentukan Panjang *Beam*

Pada tahap ini *prototype* DVA di desain sedemikian hingga terjadi sebuah frekuensi natural pada *range* operasi dari motor listrik. Dengan demikian tentunya nilai dari konstanta kekakuan (k_1 & k_2) yang digunakan pada *beam* sebagai sistem utama harus ditentukan dengan menggunakan persamaan frekuensi natural (3.1) berikut

$$(m_{sistem\ utama}) \cdot \omega_n\ sistem\ utama^2 = k = 2 \cdot k_2 = 2 \cdot k_1 \quad (3.1)$$

Pada persamaan di atas $m_{sistem\ utama}$ merupakan massa gabungan dari motor listrik sebagai sumber eksitasi dan *beam*. Sementara K merupakan konstanta kekakuan ekivalen dari *beam*.

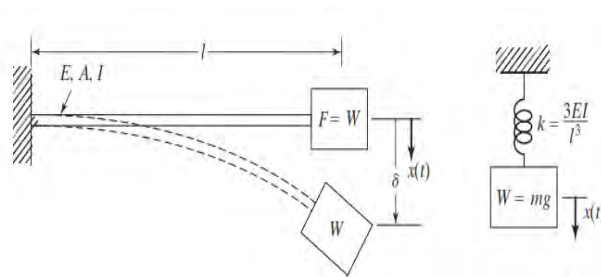
$$k = \frac{3EI}{l^3} \quad (3.2)$$

Dimana :

K = Konstanta kekakuan dari batang (N/m)

E = Elastisitas batang (N/m²)

I = Momen Inersia (kg m²)



Gambar 3.6 Kekakuan Pegas Pengganti dari *Beam*

Dari kedua persamaan di atas kemudian digunakan untuk mencari dimensi panjang (l) dari batang *beam* sehingga diperoleh K yang di inginkan

$$l = \sqrt[3]{\frac{3EI}{(m_{sistem\ utama}) \cdot \omega_{n\ sistem\ utama}^2}} \quad (3.3)$$

3.6.2 Menentukan *Massa Unbalance*

Massa unbalance yang digunakan sebagai pengatur variasi sudut yang dilekatkan pada *disk* dapat diperoleh dari persamaan berikut ini :

$$k \cdot \Delta x = m \cdot \omega^2 \cdot R \quad (3.4)$$

Dimana:

k = konstanta kekakuan *beam*

Δx = jarak antara *beam*

m = *massa unbalance*

ω = kecepatan sudut

R = jari-jari *disk*

Dengan memasukkan semua parameter yang sudah diketahui, diperoleh nilai m yang merupakan *massa unbalance* dan dapat diperoleh dengan cara menimbang massa tersebut dengan menggunakan timbangan digital.



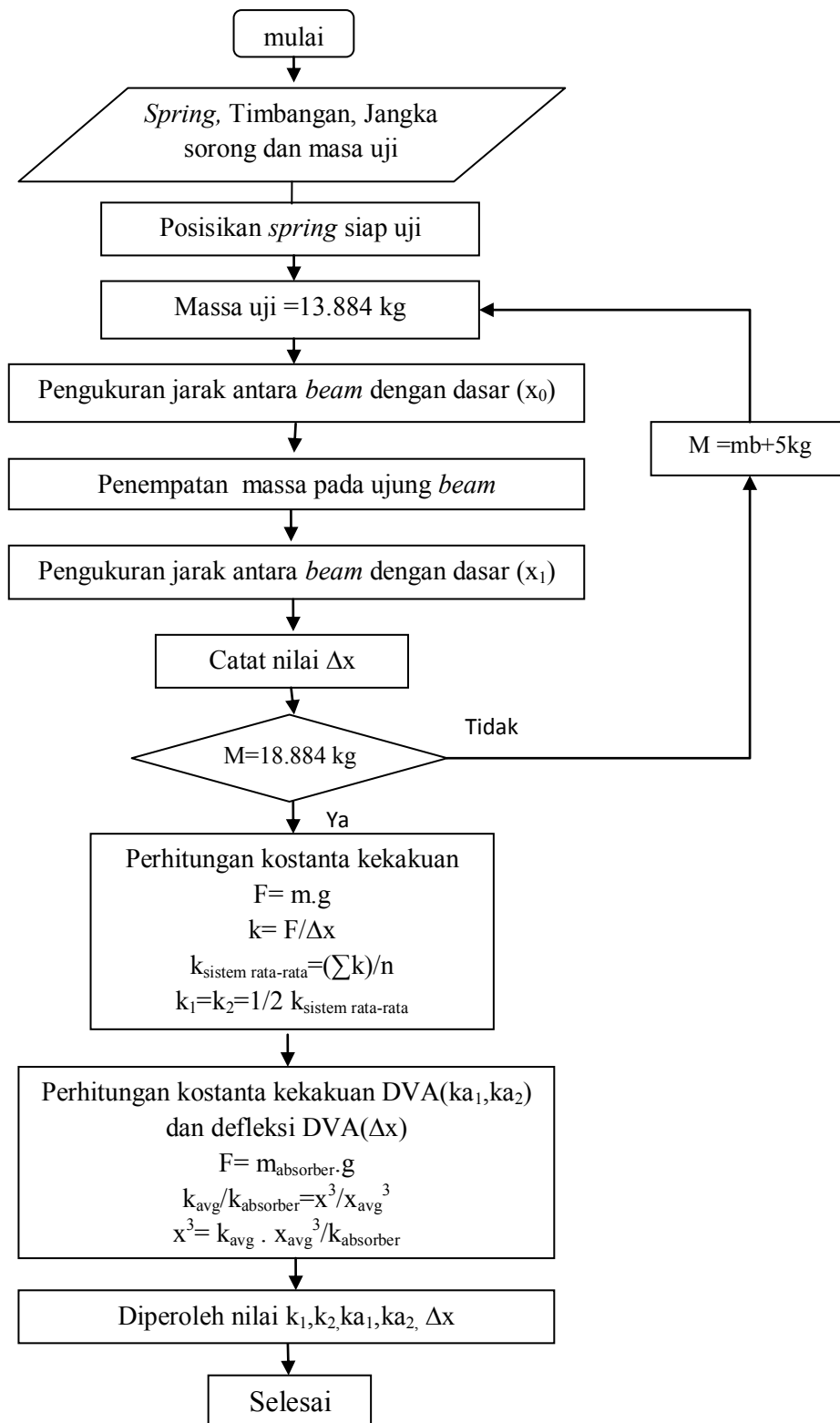
Gambar 3.7 Timbangan digital

3.6.3 Mengukur nilai konstanta kekakuan

Pengujian konstanta koefisien dilakukan dengan memberikan massa penekanan pada spring kemudian dicatat perubahan panjang pada spring (Δx). Dari data yang diperoleh akan dihitung nilai konstanta kekakuan (k) sesuai dengan Hukum Hooke, yaitu :

$$F = k \cdot \Delta x \quad (3.5)$$

Berikut ditampilkan diagram alur pengambilan data kekakuan pegas.



Gambar 3.8 Diagram alur pengambilan data konstanta kekakuan

3.6.4 Menentukan nilai koefisien redaman

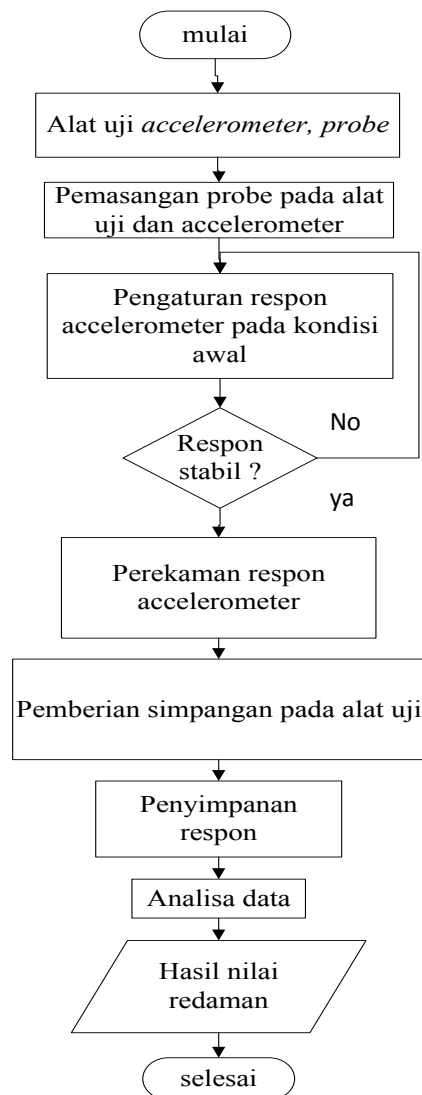
Nilai redaman diukur dengan memasang *accelerometer* pada cantilever, cantilever ini kemudian diberikan simpangan awal tertentu sebesar x_0 dan kemudian dibiarkan bergetar hingga tidak bergetar lagi. Berdasarkan grafik respon getaran yang ditampilkan pada *oscilloscope* disimpan, kemudian redaman diperoleh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

$$C = 2 \cdot m \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1}} \quad (3.6)$$

Dimana : a_n = besar amplitudo getaran ke-n

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

Sebagaimana terlihat pada diagram alur pengukuran data koefisien redaman secara eksperimen dibawah ini.



Gambar 3.9 Diagram alur pengambilan data nilai koefisien redaman

3.6.5 Menentukan gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik

Gaya eksitasi yang diberikan oleh kedua motor listrik merupakan gaya dengan fungsi sinusoidal. Adapun gaya eksitasi yang diberikan oleh motor listrik dan kedua massa *unbalance* dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.7 berikut:

$$F_1 = 2 (m \cdot \omega^2 \cdot R \cdot \sin \omega t) \quad (3.7)$$

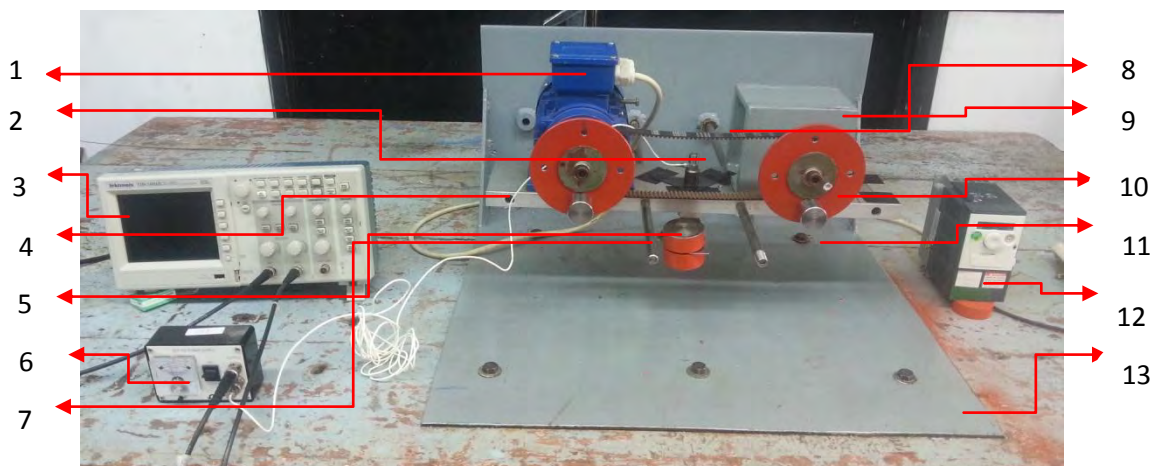
Dengan m merupakan massa dari massa *unbalance* yang dapat diperoleh dengan cara menimbang massa tersebut dengan menggunakan timbangan digital.

3.7 Simulasi sistem DVA pada simulink

Dalam penelitian ini simulasi dilakukan dengan menggunakan Simulink Matlab untuk mengetahui respon dari sistem *single* DVA maupun *dual* DVA tersusun seri. Pada tahap ini semua parameter dari model sistem dan gaya input yang bekerja pada sistem dimasukan 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 Eksperimen

Tahap eksperimen ini dibutuhkan untuk membuktikan hasil simulasi dengan kondisi sebenarnya yang diwakilkan dengan alat uji. Alat uji yang digunakan dalam penelitian ini menggunakan berdasarkan penelitian Herry (2010) dengan melakukan penambahan *single* DVA dan *dual* DVA tersusun seri pada sistem utama seperti pada gambar 3.10



Gambar 3.10 Skema Permodelan Alat Pengujian

Keterangan Gambar :

1. Motor
2. Massa *Unsprung*
3. Osiloskop
4. Sistem utama (plat aluminium)
5. Massa *Absorber*
6. *Power supply*
7. *Cantilever beam* sistem

8. *Belt*
9. Kotak pemberat
10. Piringan (disk)
11. Massa *unbalance*
12. Inverter
13. *Base*

Prinsip kerja dari alat ini adalah dengan memanfaatkan putaran motor yang menggerakkan *disk* yang sudah dipasang massa *unbalance* dengan beda fase 0^0 sebagai sumber gaya eksitasi, sehingga menyebabkan terjadi getaran pada *beam* yang arahnya translasi. Pada saat *beam* bergetar, DVA yang dipasang pada titik berat sistem utama secara otomatis akan mereduksi arah getaran yang terjadi pada *beam* tersebut.

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 grafik respon percepatan yang diperoleh diantaranya seperti arah translasi terhadap sumbu Y (*single* DVA dan *dual* DVA) dan diperoleh grafik perbandingan respon getaran setelah diberi DVA.

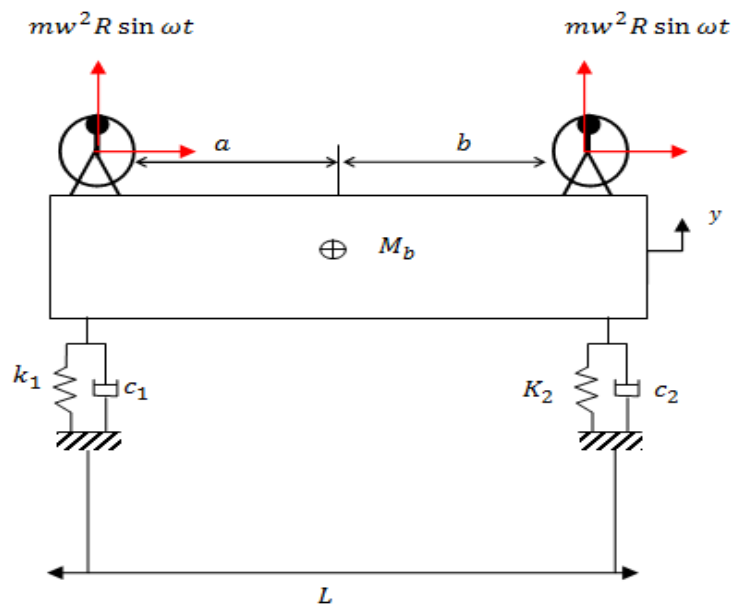
Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB IV

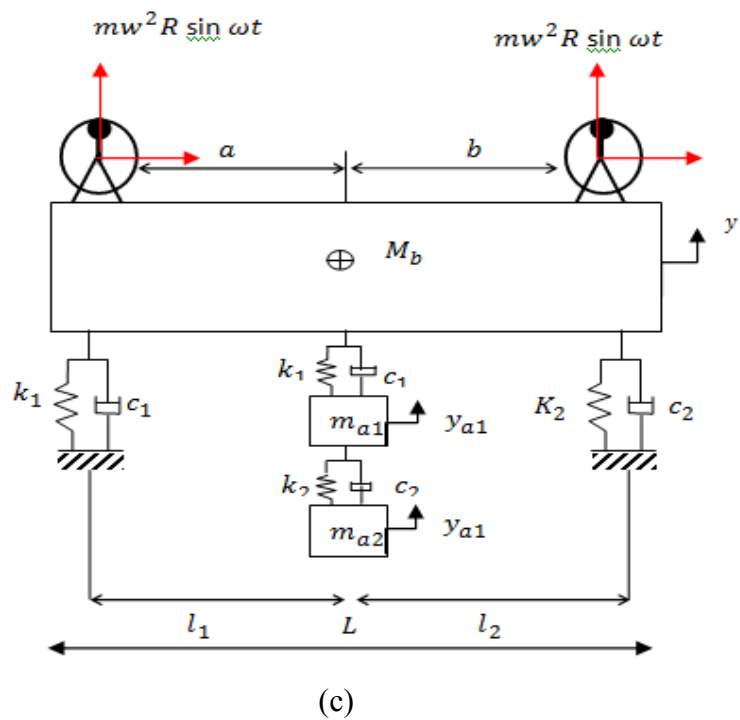
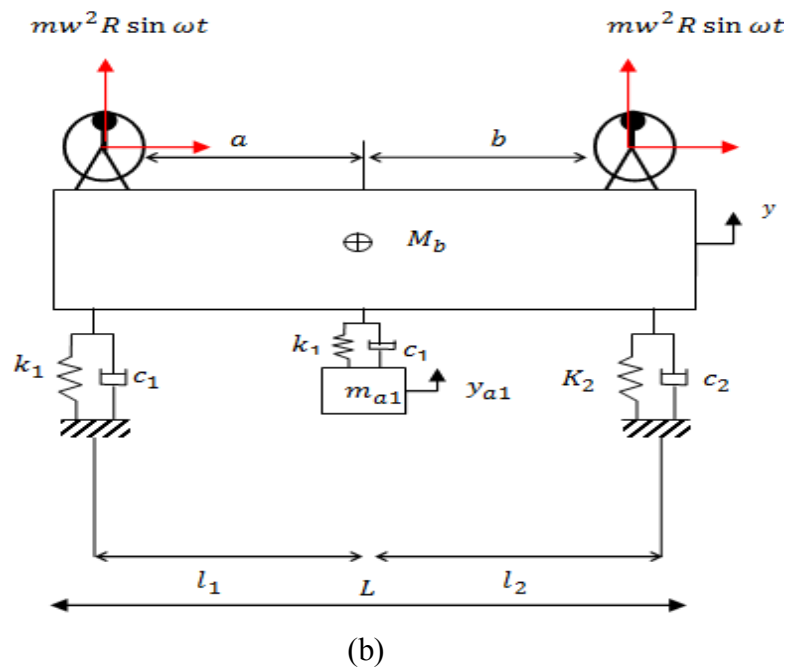
ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Pemodelan Matematis WDVA, SDVA dan DDVA tersusun seri

Pemodelan matematis untuk *without* DVA menggunakan satu derajat kebebasan, *Single* DVA menggunakan dua derajat kebebasan dan *Dual* DVA tersusun seri menggunakan tiga derajat kebebasan seperti diilustrasikan pada gambar 4.1.



(a)

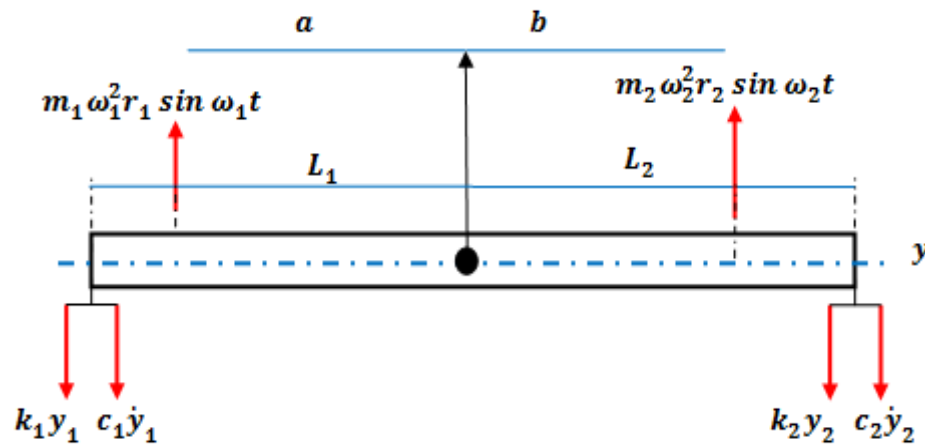


Gambar 4.1 Model sistem (a) sistem WDVA (b) sistem SDVA (c) sistem DDVA

Berdasarkan gambar pada pemodelan diatas dapat dibuat *Free Body Diagram* sebagai berikut:

4.1.1 Pemodelan Matematis pada WDVA

Free body diagram dari model *without DVA* ditampilkan pada gambar 4.2 berikut ini.



Gambar 4. 1 *Free body diagram* model WDVA

Dari FBD diatas didapat persamaan gerak translasi ($y(t)$) sebagai berikut :

$$+\uparrow \Sigma F_y = M\ddot{y}$$

$$-k_1y - c_1\dot{y} - k_2y - c_2\dot{y} + m_1\omega_1^2r_1 \sin \omega_1t + m_2\omega_2^2r_2 \sin \omega_2t = M\ddot{y}$$

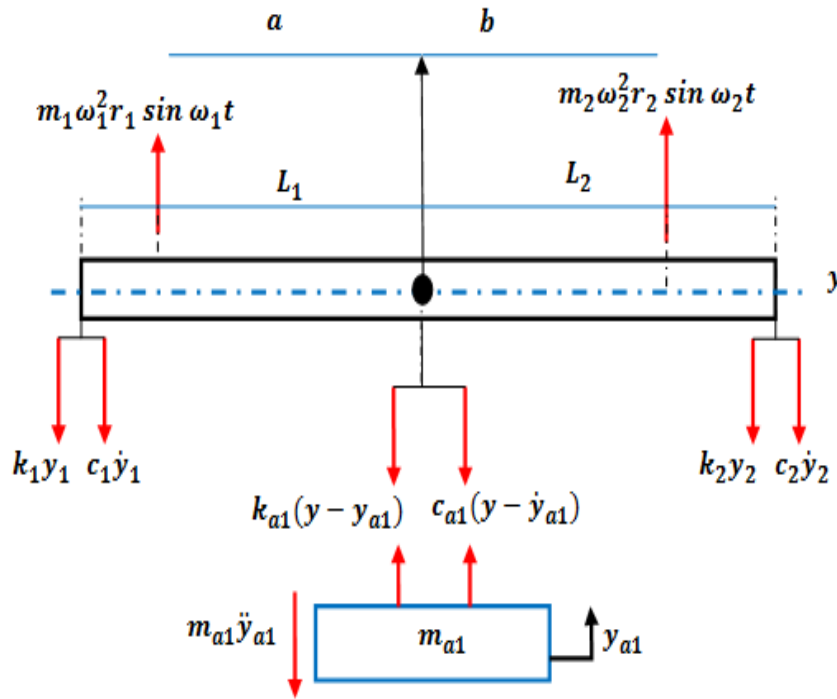
$$M\ddot{y} = -(c_1 + c_2)\dot{y} - (k_1 + k_2)y + m_1\omega_1^2r_1 \sin \omega_1t + m_2\omega_2^2r_2 \sin \omega_2t$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [-(c_1 + c_2)\dot{y} - (k_1 + k_2)y + m_1\omega_1^2r_1 \sin \omega_1t + m_2\omega_2^2r_2 \sin \omega_2t]$$

(4.1)

4.1.2 Pemodelan Matematis pada SDVA

Free body diagram dari model *single DVA* ditampilkan pada gambar 4.3 berikut ini.



Gambar 4. 3 *Free body diagram* model SDVA

Dari FBD diatas didapat persamaan gerak translasi ($y(t)$) sebagai berikut :

$$+\uparrow \Sigma F_y = M\ddot{y}$$

$$-k_1 y - c_1 \dot{y} - k_2 y - c_2 \dot{y} - k_{a1}(y - y_{a1}) - c_{a1}(\dot{y} - \dot{y}_{a1}) + m_1 \omega_1^2 r_1 \sin \omega_1 t + m_2 \omega_2^2 r_2 \sin \omega_2 t = M\ddot{y}$$

$$M\ddot{y} = -(c_1 + c_2 + c_{a1})\dot{y} - (k_1 + k_2 + k_{a1})y + m_1 \omega_1^2 r_1 \sin \omega_1 t + m_2 \omega_2^2 r_2 \sin \omega_2 t + k_{a1}y_{a1} + c_{a1}\dot{y}_{a1}$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [-(c_1 + c_2 + c_{a1})\dot{y} - (k_1 + k_2 + k_{a1})y + m_1 \omega_1^2 r_1 \sin \omega_1 t + m_2 \omega_2^2 r_2 \sin \omega_2 t + k_{a1}y_{a1} + c_{a1}\dot{y}_{a1}] \quad (4.2)$$

Persamaan gerak untuk m_{a1} didapatkan :

$$+\uparrow \Sigma F_y = m_{a1}\ddot{y}_{a1}$$

$$c_{a1}(\dot{y} - \dot{y}_{a1}) + k_{a1}(y - y_{a1}) = m_{a1}\ddot{y}_{a1}$$

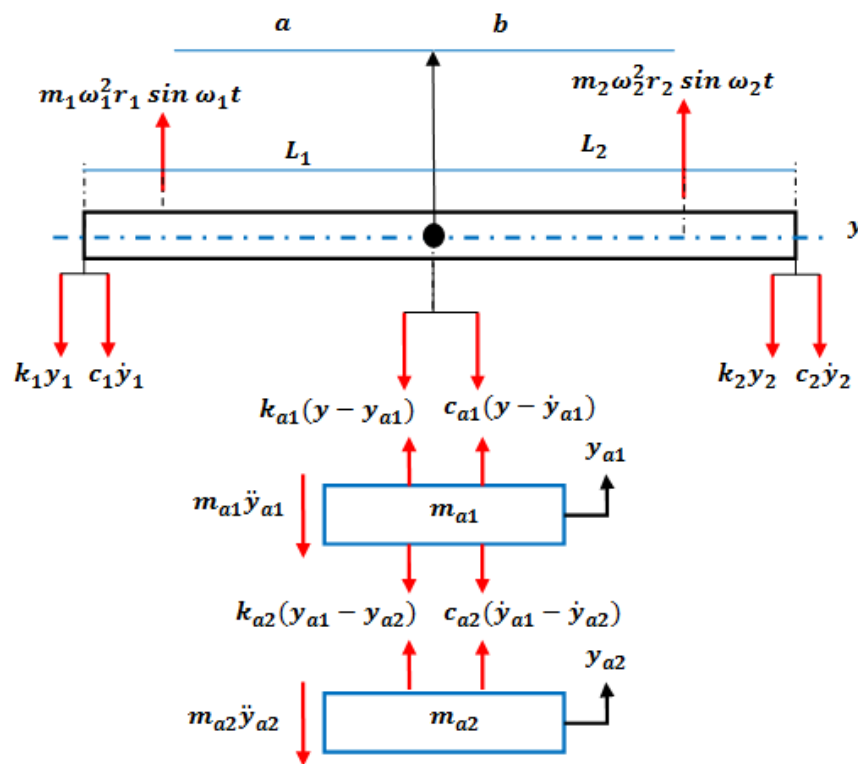
$$m_{a1}\ddot{y}_{a1} = c_{a1}(\dot{y} - \dot{y}_{a1}) + k_{a1}(y - y_{a1})$$

$$m_{a1}\dot{y}_{a1} = -c_{a1}\dot{y}_{a1} - k_{a1}y_{a1} + c_{a1}\dot{y} + k_{a1}y$$

$$\ddot{y}_{a1} = \frac{1}{m_{a1}} [-c_{a1}\dot{y}_{a1} - k_{a1}y_{a1} + c_{a1}\dot{y} + k_{a1}y] \quad (4.3)$$

4.1.3 Pemodelan Matematis pada DDVA

Free body diagram dari model *dual* DVA ditampilkan pada gambar 4.4 berikut ini.



Gambar 4. 4 *Free body diagram* model DDVA

Dari FBD diatas didapat persamaan gerak translasi ($y(t)$) sebagai berikut :

$$+\uparrow \Sigma F_y = M\ddot{y}$$

$$-k_1y - c_1\dot{y} - k_2y - c_2\dot{y} - k_{a1}(y - y_{a1}) - c_{a1}(\dot{y} - \dot{y}_{a1}) + m_1\omega_1^2r_1 \sin \omega_1 t$$

$$+m_2\omega_2^2r_2 \sin \omega_2 t = M\ddot{y}$$

$$M\ddot{y} = -(c_1 + c_2 + c_{a1})\dot{y} - (k_1 + k_2 + k_{a1})y + m_1\omega_1^2r_1 \sin \omega_1 t$$

$$+ m_2\omega_2^2r_2 \sin \omega_2 t + k_{a1}y_{a1} + c_{a1}\dot{y}_{a1}$$

$$\ddot{y} = \frac{1}{M} [-(c_1 + c_2 + c_{a1})\dot{y} - (k_1 + k_2 + k_{a1})y + m_1\omega_1^2 r_1 \sin \omega_1 t + m_2\omega_2^2 r_2 \sin \omega_2 t + k_{a1}y_{a1} + c_{a1}\dot{y}_{a1}] \quad (4.4)$$

Persamaan gerak untuk m_{a1} didapatkan :

$$\begin{aligned} +\uparrow \Sigma F_y &= m_{a1}\ddot{y}_{a1} \\ -c_{a2}(\dot{y}_{a1} - \dot{y}_{a2}) - k_{a2}(y_{a1} - y_{a2}) + c_{a1}(\dot{y} - \dot{y}_{a1}) + k_{a1}(y - y_{a1}) &= m_{a1}\ddot{y}_{a1} \\ m_{a1}\ddot{y}_{a1} &= -c_{a2}(\dot{y}_{a1} - \dot{y}_{a2}) - k_{a2}(y_{a1} - y_{a2}) + c_{a1}(\dot{y} - \dot{y}_{a1}) + k_{a1}(y - y_{a1}) \\ m_{a1}\ddot{y}_{a1} &= -(c_{a2} + c_{a1})\dot{y}_{a1} - (k_{a2} + k_{a1})y_{a1} + c_{a1}\dot{y} + k_{a1}y + c_{a2}\dot{y}_{a2} + \\ &k_{a2}y_{a2} \\ \ddot{y}_{a1} &= \frac{1}{m_{a1}} [-(c_{a2} + c_{a1})\dot{y}_{a1} - (k_{a2} + k_{a1})y_{a1} + c_{a1}\dot{y} + k_{a1}y + c_{a2}\dot{y}_{a2} + \\ &k_{a2}y_{a2}] \end{aligned} \quad (4.5)$$

Persamaan gerak untuk m_{a2} didapatkan :

$$\begin{aligned} +\uparrow \Sigma F_y &= m_{a2}\ddot{y}_{a2} \\ c_{a2}(\dot{y}_{a1} - \dot{y}_{a2}) + k_{a2}(y_{a1} - y_{a2}) &= m_{a2}\ddot{y}_{a2} \\ m_{a2}\ddot{y}_{a2} &= c_{a2}\dot{y}_{a1} + k_{a2}y_{a1} - c_{a2}\dot{y}_{a2} - k_{a2}y_{a2} \\ \ddot{y}_{a2} &= \frac{1}{m_{a2}} [c_{a2}\dot{y}_{a1} + k_{a2}y_{a1} - c_{a2}\dot{y}_{a2} - k_{a2}y_{a2}] \end{aligned} \quad (4.6)$$

4.1.4 Parameter Hasil Desain SDVA dan DDVA tersusun seri

Data parameter dari sistem SDVA dan DDVA tersusun seri didapat dengan menghitung sesuai dengan ukuran geometri hasil rancang bangun. Data inilah yang nantinya akan diolah oleh simulink matlab hingga keluar nilai-nilai output yang diinginkan. Perhitungan konstanta kekakuan dengan menggunakan persamaan (3.5) dan perhitungan koefisien redaman menggunakan persamaan (3.6). Untuk perhitungan parameter konstanta kekakuan, dan koefisien redaman ditampilkan pada tabel 4.2 dan tabel 4.4 berikut.

Berikut ditampilkan Tabel 4.1 parameter keseluruhan dari SDVA dan DDVA tersusun seri.

Tabel 4.1 Parameter SDVA dan DDVA tersusun seri

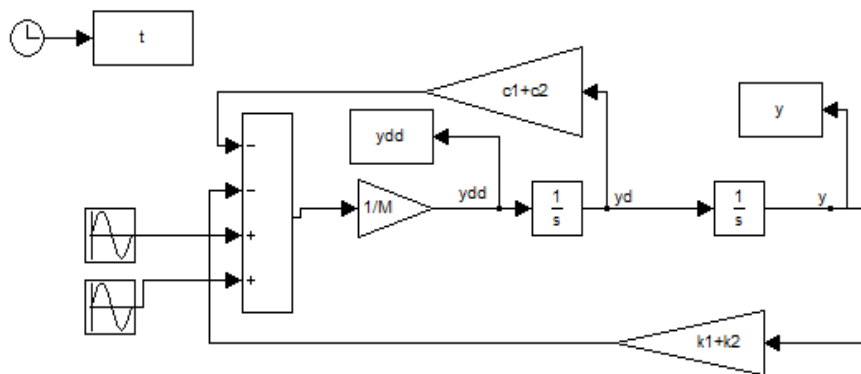
Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Massa pemberat	Mp	4.5	Kg
Massa motor	Mm	4.5	Kg
Massa unbalance	Mu	0.14	Kg
Massa balok penyangga motor dan pemberat	Mb	3.096	Kg
Massa piringan pada motor	Mpm	0.752	Kg
Massa piringan pada pemberat	Mpp	0.756	Kg
Massa total sistem	M	13.884	Kg
Massa absorber 1	Ma1	(1/40*M)	Kg
Massa absorber 2	Ma2	(1/20*M)	
Jarak antara motor dengan pusat sistem	a	0.145	m
Jarak antara pemberat dengan pusat sistem	b	0.145	m
Panjang Plat	L	0.53	m
Jarak antara beam 1 dengan pusat sistem	L1	0.06	m
Jarak antara beam 2 dengan pusat sistem	L2	0.06	m
Diameter piringan	r	0.06	m
Frekuensi	F	0-30	Hz
Konstanta kekakuan 1 pada sistem	k ₁	38800	N/m
Konstanta kekakuan 2 pada sistem	k ₂		
Konstanta kekakuan absorber 1	ka ₁	852.9213	N/m
Konstanta kekakuan absorber 2	ka ₂	10835.26	
Koefisien redaman1 pada sistem	c ₁	49,6783	N.s/m
Koefisien redaman 2 pada sistem	c ₂		
Koefisien redaman absorber 1	ca ₁	1.75	N.s/m
Koefisien redaman absorber 2	ca ₂	1.05	N.s/m

4.2 Pemodelan pada Simulink Matlab

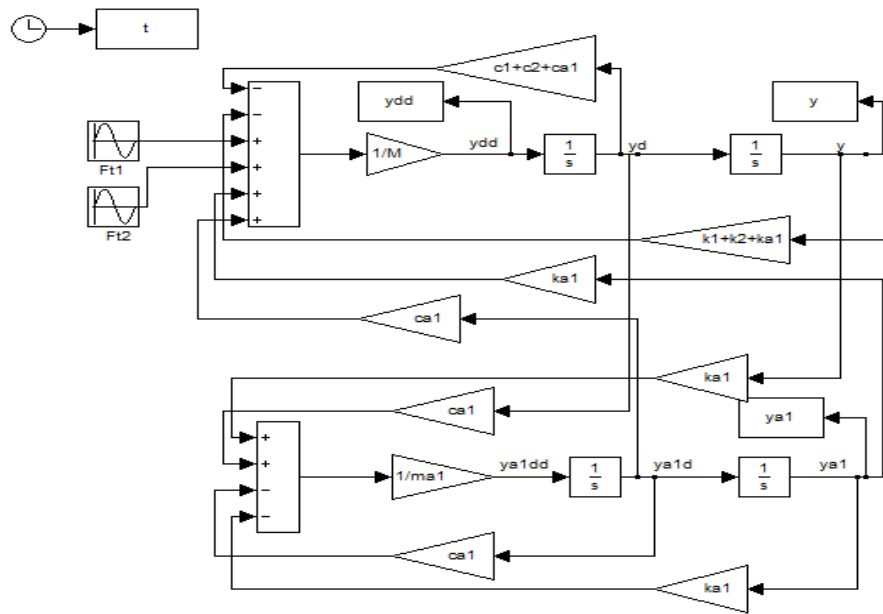
Setelah membuat pemodelan matematis, didapatkan persamaan gerak yang selanjutnya diterjemahkan pada blok diagram Simulink. Eksitasi yang digunakan berbentuk periodik dengan variasi frekuensi 0 Hz sampai 30 Hz. Eksitasi berbentuk periodik dengan beda fase 0^0 . Selain variasi frekuensi, massa absorber juga divariasikan. Hal ini bertujuan untuk melihat pengaruh variasi keduanya terhadap respon displacement pada masing-masing DVA.

4.2.1 Pemodelan Time Respon WDVA, SDVA dan DDVA tersusun seri pada Simulink matlab

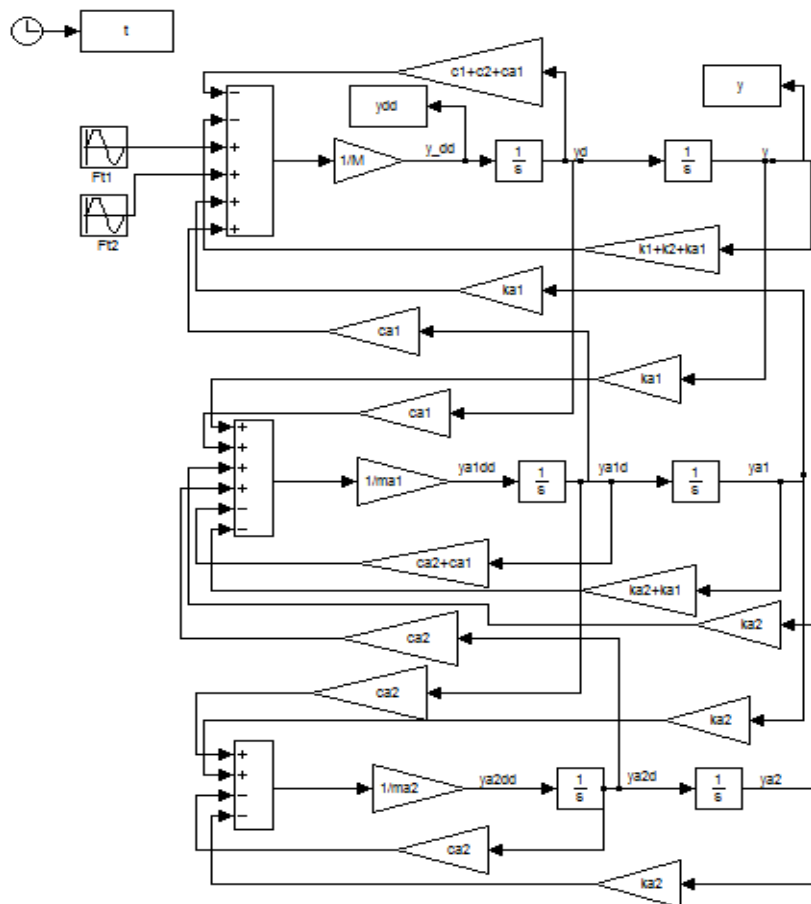
Setelah menentukan jenis eksitasi yang digunakan, dilakukan pembuatan diagram blok pada Simulink seperti gambar berikut :



Gambar 4.5 Diagram Blok WDVA



Gambar 4.6 Diagram Blok SDVA



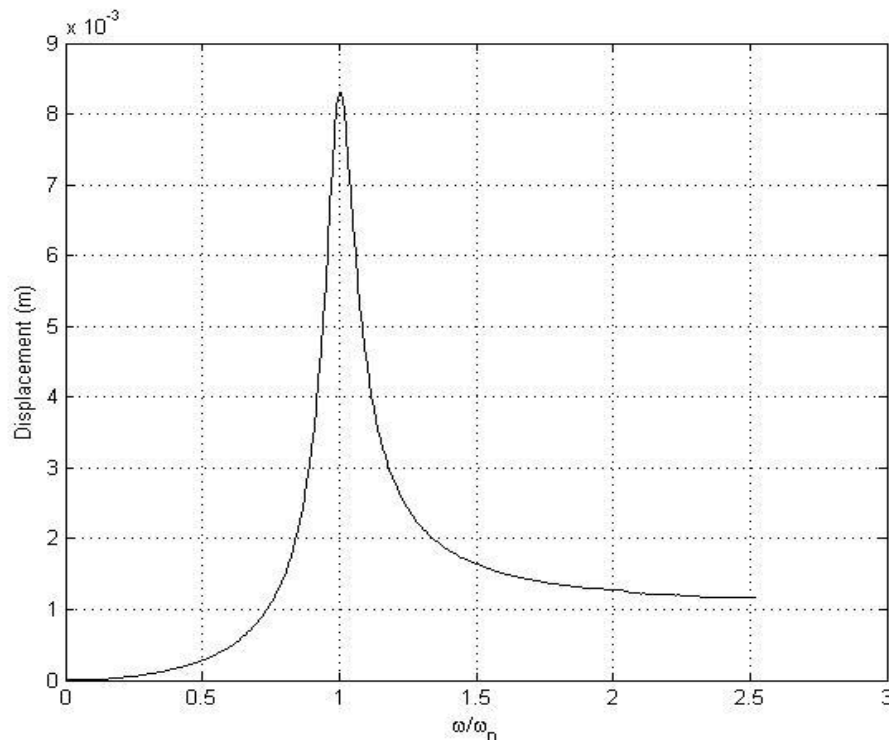
Gambar 4. 7 Diagram Blok DDVA Tesusun Seri

4.3 Hasil Simulasi dan Analisa Berupa Respon Displacement dari WDVA, SDVA dan DDVA Tersusun Seri

Pada simulasi didapatkan respon getaran akibat gaya eksitasi. Respon getaran tersebut berupa rms displacement yang dihasilkan oleh sistem. Eksitasi yang digunakan pada pemodelan time respon adalah eksitasi periodik dengan beda fase 0^0 . Frekuensi eksitasinya bervariasi pada 0 Hz sampai 30 Hz dan juga divariasikan massa absorber yaitu 1/10, 1/20, dan 1/40.

4.3.1 Respon Getaran Translasi WDVA

Eksitasi periodik diberikan dengan beda fase 0^0 . Hasil dari simulasi dengan eksitasi periodik ditampilkan pada gambar 4.8 berikut ini.

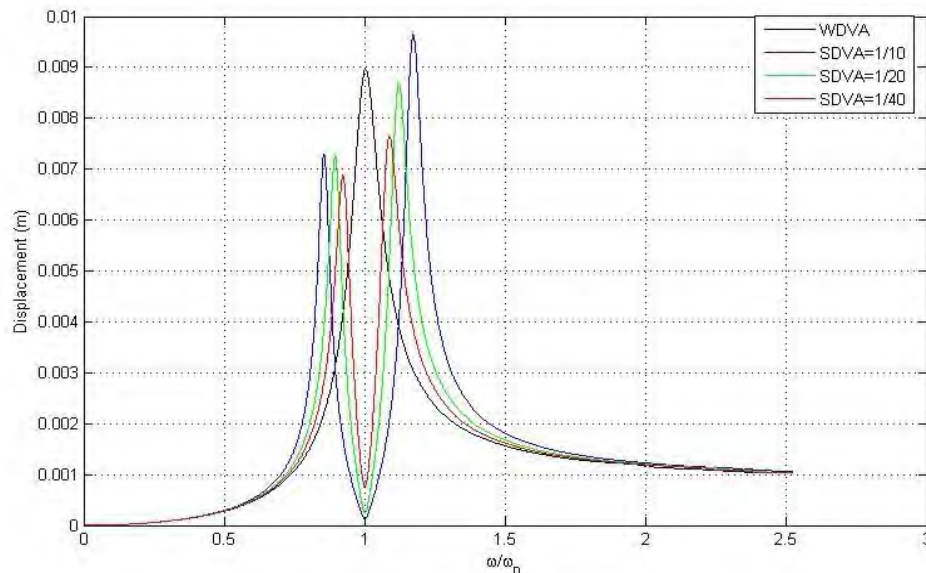


Gambar 4. 8 Grafik Respon RMS Displacement WDVA

Dari grafik 4.8 terlihat bahwa sistem tanpa DVA menghasilkan getaran yang berlebih pada rasio frekuensi sama dengan 1 dengan rms displacement sebesar 0.008291 m. Dalam kondisi rasio frekuensi ini sistem mengalami resonansi.

4.3.2 Respon Getaran Translasi SDVA

Eksitasi periodik diberikan dengan beda fase 0^0 dan divariasiakan massa absorber serta kekakuan pegas absorber. Berikut ditampilkan gambar 4.9 grafik respon getaran sistem SDVA dengan variasi massa.



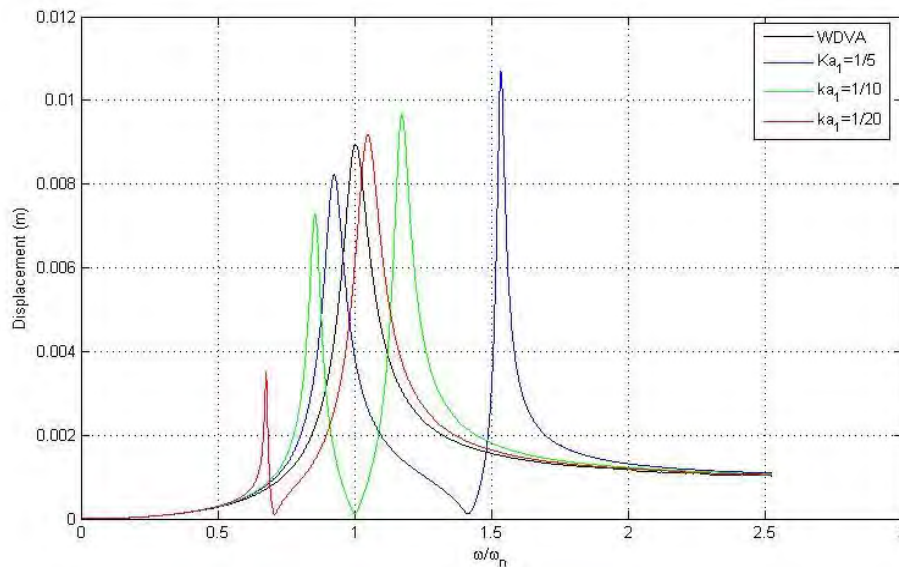
Gambar 4. 9 Grafik respon getaran sistem SDVA dengan variasi massa absorber

Dari grafik gambar 4.9 terlihat bahwa perbedaan sistem SDVA dengan variasi massa absorber dihasilkan massa yang mempunyai redaman paling kecil yaitu dengan massa absorber 1/10. Perbandingan respon getaran sistem SDVA dengan variasi massa menghasilkan dua buah puncak resonansi yang berbeda, dimana pada saat massa 1/10 dihasilkan dua resonansi, yang mana resonansi pertama mempunyai rms displacement sebesar 0.007287 m dan rasio frekuensi sama dengan 0.8585 Hz, untuk nilai rms displacement pada resonansi kedua sebesar 0.009664 m dan rasio frekuensi sama dengan 1.172 Hz. Sedangkan nilai rms displacement dengan massa absorber 1/20 mempunyai nilai sebesar 0.007277 m dan rasio frekuensi sama dengan 0.8942 Hz, untuk nilai rms displacement pada puncak kedua sebesar 0.008706 m dan rasio frekuensi sama dengan 1.121 Hz. Selain itu, pada massa absorber 1/40 nilai rms displacement yakni sebesar 0.006834 m dan rasio frekuensi sama dengan 0.9253 Hz, untuk nilai rms displacement pada puncak kedua sebesar 0.007615 m dan rasio frekuensi sebesar

1.091 Hz. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar massa absorber maka inersia juga semakin besar.

Pada sistem SDVA dengan massa absorber 1/10, 1/20 dan 1/40 menghasilkan getaran pada rasio frekuensi sama dengan 1, namun masing-masing massa absorber rms displacement yang dihasilkan sebesar 0.0001206 m, 0.0002436 m, dan 0.0007506 m. Hal ini terlihat bahwa semakin besar massa maka rms displacement semakin kecil, sehingga mampu mereduksi getaran berlebih.

Sedangkan hasil respon getaran sistem SDVA dengan variasi kekakuan pegas absorber dapat dilihat pada gambar 4.10.



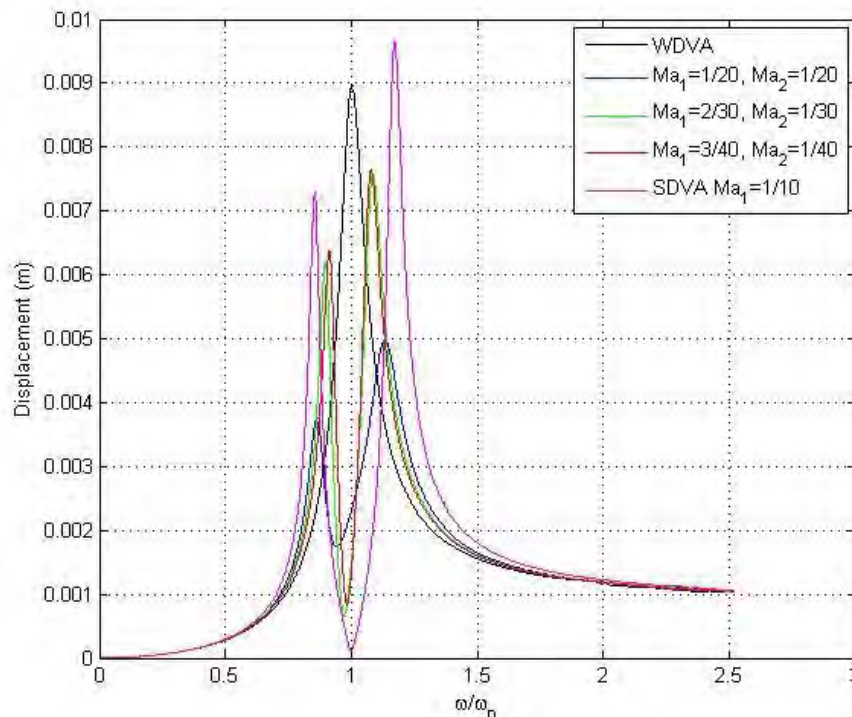
Gambar 4.10 Grafik respon getaran translasi SDVA dengan variasi kekakuan pegas absorber

Dari grafik gambar 4.10 terlihat bahwa perbedaan sistem SDVA dengan variasi kekakuan pegas absorber dihasilkan kekakuan pegas yang mempunyai reduksi paling kecil yaitu kekakuan pegas absorber 1/10. Perbandingan respon getaran sistem SDVA dengan variasi kekakuan menghasilkan dua buah puncak resonansi yang berbeda dari masing-masing nilai, dimana pada saat kekakuan pegas 1/10 dihasilkan dua resonansi, yang mana resonansi pertama mempunyai rms displacement sebesar 0.007287 m dan rasio frekuensi sama dengan 0.8585 Hz, untuk nilai rms displacement pada resonansi kedua sebesar 0.009664 m dan rasio frekuensi sama dengan 1.172 Hz. Sedangkan nilai rms displacement dengan

kekakuan pegas absorber 1/20 mempunyai nilai sebesar 0.0035 m dan rasio frekuensi sama dengan 0.6766 Hz, untuk nilai rms displacement pada puncak kedua sebesar 0.009153 m dan rasio frekuensi sebesar 1.051 Hz. Kemudian pada kekakuan pegas absorber 1/5 nilai rms displacement yakni sebesar 0.00822 m dan rasio frekuensi sebesar 0.9245 Hz, untuk nilai rms displacement pada puncak kedua sebesar 0.01069 m dan rasio frekuensi sebesar 1.534 Hz. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar kekakuan pegas absorber maka daerah operasional sistem semakin besar, sehingga frekuensi eksitasinya semakin besar. Sebaliknya semakin kecil kekakuan pegas absorber maka daerah operasional sistem semakin kecil, sehingga frekuensi eksitasinya kecil.

4.3.3 Respon Getaran Translasi DDVA tersusun seri

Eksitasi periodik diberikan dengan beda fase 0^0 dan divariasiakan massa absobernya. Berikut ditampilkan gambar 4.11 grafik respon getaran translasi *dual* DVA.



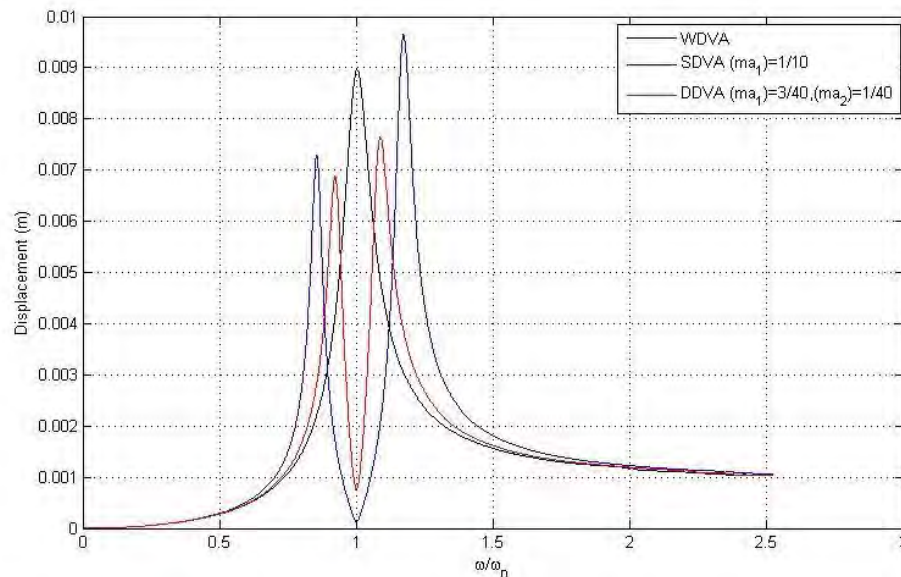
Gambar 4. 11 Grafik respon getaran translasi DDVA dengan variasi massa absorber

Dari grafik gambar 4.11 terlihat bahwa perbedaan respon getaran translasi DDVA dengan variasi massa absorber dihasilkan massa yang mempunyai redaman paling kecil yaitu dengan massa absorber 1/10. Respon getaran DDVA ini menghasilkan dua buah puncak resonansi, yang mana daerah terjadi reduksi terkecil pada massa absorber $M_{a1}=1/20$ dan $M_{a2} =1/20$ memiliki nilai rms displacement puncak awal sebesar 0.003644 m dan rasio frekuensi sama dengan 0.848 Hz, dan bagian daerah lembah mempunyai nilai rms displacement 0.0015 m dan rasio frekuensi sebesar 0.9161 Hz, untuk nilai rms displacement dan rasio frekuensi kedua mempunyai nilai sebesar 0.00463 m dan 1.161 Hz. Sedangkan nilai rms displacement massa absorber pada pembebanan $M_{a1}=2/30$ dan $M_{a2} =1/30$ puncak awal sebesar 0.006177 m dan 0.8951 Hz, bagian daerah lembah mempunyai nilai rms displacement 0.0006519 m dan rasio frekuensi sama dengan 0.9741 Hz, untuk nilai rms displacement dan resonansi kedua mempunyai nilai sebesar 0.007565 m dan 1.088 Hz. Kemudian daerah terjadi reduksi terbesar pada massa absorber $M_{a1}=3/40$ dan $M_{a2} =1/40$ memiliki nilai rms displacement puncak awal sebesar 0.006379 m dan rasio frekuensi sama dengan 0.9136 Hz, dan bagian daerah lembah mempunyai nilai rms displacement 0.0008317 m dan rasio frekuensi sama dengan 0.9842 Hz, untuk nilai rms displacement dan rasio frekuensi kedua mempunyai nilai sebesar 0.00761 m dan 1.082 Hz. Hal ini menunjukkan bahwa semakin besar massa absorber maka inersia juga semakin besar.

Pada sistem DDVA dengan massa absorber $M_{a1}=1/20$ dan $M_{a2} =1/20$, $M_{a1}=2/30$ dan $M_{a2} =1/30$, dan $M_{a1}=3/40$ dan $M_{a2} =1/40$ menghasilkan getaran pada rasio frekuensi sama dengan 1, namun masing-masing massa absorber rms displacement yang dihasilkan sebesar 0.001484 m, 0.002691 m, dan 0.001343 m. Hal ini terlihat bahwa semakin besar massa maka rms displacement semakin kecil, sehingga mampu mereduksi getaran berlebih.

4.4 Perbandingan simulasi RMS displacement Translasi WDVA, SDVA dan DDVA

Untuk hasil perbandingan simulasi rms displacement translasi WDVA, SDVA dan DDVA dapat dilihat pada gambar 4.12 berikut:



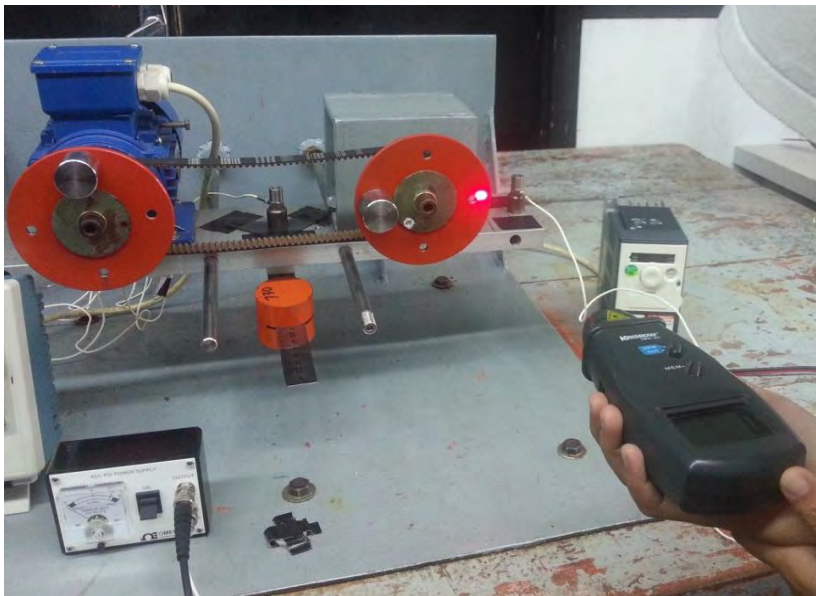
Gambar 4.12 Perbandingan simulasi RMS displacement Translasi WDVA, SDVA dan DDVA

Dari grafik gambar 4.12 menunjukkan bahwa ketiga sistem rms displacement yang mampu mereduksi getaran ketika sistem bekerja pada kondisi rasio frekuensi mengalami resonansi yang besar yaitu SDVA, hal ini disebabkan kemampuan massa absorber 1 dalam mereduksi getaran massa utama berkurang karena massa absorber 2 yang mampu mengurangi kemampuan getaran massa absorber 1. Di DVA, getaran massa utama digantikan oleh getaran massa absorber, namun jika getaran massa 1 diredam oleh massa absorber 2 maka reduksi getaran massa utama berkurang.

4.5 Pengujian SDVA dan DDVA tersusun seri

4.5.1 Penentuan kecepatan motor

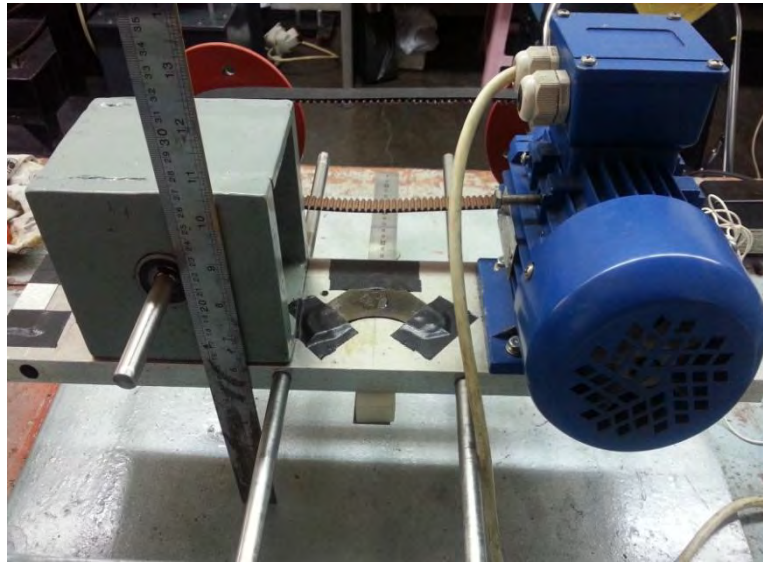
Untuk mengetahui nilai kecepatan motor yang digunakan pada pengujian mekanisme sistem, pengujian dilakukan dengan menggunakan *Tachometer*. Tujuannya agar mendapatkan kecepatan putaran motor dalam rentang frekuensi tegangan listrik 10 Hz sampai 25 Hz. Berikut ditampilkan gambar 4.13 pengukuran kecepatan motor pada alat uji.



Gambar 4. 13 Pengukuran Kecepatan Motor

4.5.2 Penentuan nilai konstanta kekakuan

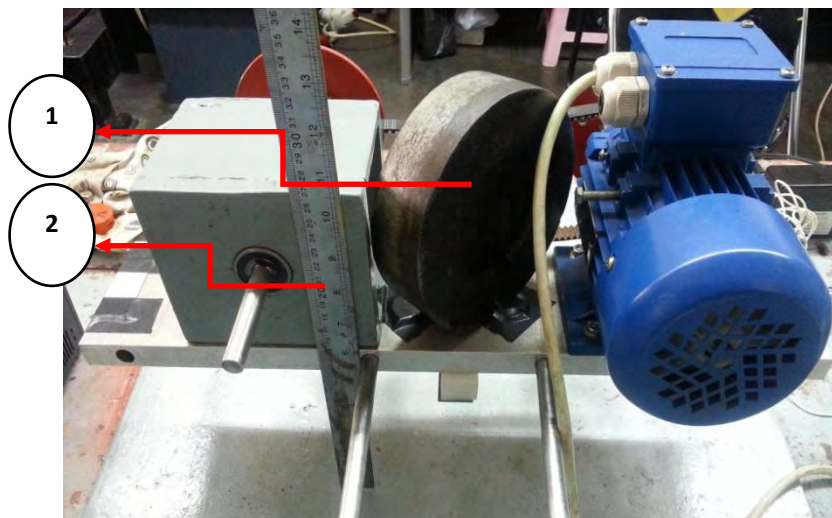
Untuk mengetahui nilai konstanta dari kekakuan yang digunakan pada pengujian mekanisme sistem, pengujian dilakukan pada alat uji. Prinsip kerjanya yaitu dengan memberikan variasi beban massa di atasnya. Sehingga dari pemberian beban tersebut didapatkan jarak defleksi pegas (Δx). Dalam pengambilan pengujian dari konstanta pegas dilakukan dengan memberikan 5 variasi beban sebanyak 5 kali. Berikut ditampilkan gambar 4.14 pengukuran konstanta kekakuan pada alat uji.



Gambar 4. 14 Pengukuran Konstanta Kekakuan

Peralatan yang digunakan

1. Beban massa (5kg – 25 kg)
2. Penggaris



Gambar 4. 15 Pengujian Spring (1. Massa (kg) 2. Penggaris)

Pengujian nilai konstanta kekakuan yang digunakan dalam mekanisme sistem ini adalah dengan mencari nilai defleksi (ΔX) kekakuan. Variasi beban yang digunakan untuk mencari defleksi kekakuan saat pembebanan diberikan 5 variasi beban massa, yaitu antara 5 kg sampai 25 kg. Dari 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 sebanyak 5 kali dengan menggunakan 5 beban yang bervariasi dan berikut adalah data hasil pengujian konstanta kekakuan dapat dilihat pada tabel 4.2 di bawah ini

Tabel 4. 2 Pengujian Konstanta Pegas

F (N)	sisi motor (mm)	sisi kopleng (mm)	panjang average (mm)	delta x (m)	K (N/m)
0	149.9	153.1	151.5	-	-
138.84	149.1	149.9	149.5	0.002	34710
188.84	148.4	149.2	148.8	0.0027	34970.3704
238.84	148.3	148.2	148.25	0.00325	36744.6154
288.84	148	148	148	0.0035	41262.8571
338.84	147.95	147.95	147.95	0.00355	47723.9437
388.84	146	146.6	146.3	0.0052	37388.4615
				K average	38800.0413

Untuk dapat menentukan konstanta pegas pada pengambilan data dilakukan perhitungan sebagai berikut :

Dengan menggunakan rumus Hukum Hooke :

$$F = k \cdot \Delta X \quad \text{atau} \quad W = k \cdot \Delta X$$

Dari data percobaan yang telah dilakukan untuk mengetahui konstanta pegas dapat dihitung pada contoh perhitungan dibawah ini :

Contoh perhitungan untuk mendapatkan nilai dari tabel 4.2

1. Perubahan Panjang Pegas

$$\Delta X = X_1 - X_2 = [(152.5-149.5)/1000] \text{ m} = 0.002 \text{ m}$$

Jadi,

$$k = \frac{\Delta W}{\Delta X} = \frac{2137.6}{0.002} = 69420 \frac{N}{m}$$

Karena kekakuan pegas pada sistem ada dua maka:

$$k = \frac{69420}{2} = 34710 \frac{N}{m}$$

Tabel 4.3 Pengujian Konstanta Pegas Absorber satu

M (kg)	W (N)	X saat l=0.14 (m)	delta x(m)	K (N/m)
0	0	0.12755	0	0
0.188	1.88	0.1255	0.00205	917.0732
0.406	4.06	0.12245	0.0051	796.0784
0.7	7	0.1198	0.00775	903.2258
1.356	13.56	0.1105	0.01705	795.3079
			K average	852.9213

Dari data percobaan yang telah dilakukan untuk mengetahui konstanta pegas dapat dihitung pada contoh perhitungan dibawah ini :

Contoh perhitungan untuk mendapatkan nilai dari tabel 4.3

1. Perubahan Gaya Beban

$$F = W$$

$$W = (0.188 \times 10) = 1.88 \text{ N}$$

2. Perubahan Panjang Pegas

$$\Delta X = X_1 - X_2 = 0.12755 - 0.1255 = 0.00205 \text{ m}$$

Jadi,

$$k = \frac{\Delta W}{\Delta X} = \frac{1.88}{0.00205} = 917.0732 \frac{N}{m}$$

Untuk dapat menentukan panjang *cantilever* pada pengambilan data dilakukan perhitungan sebagai berikut :

$$L_{x1} = \sqrt[3]{\frac{K_{avg} \times L_{avg}^3}{k_{absorber}}} \quad (4.7)$$

$$L_{x1} = \sqrt[3]{\frac{852.9213 \times 0.14^3}{\frac{1}{20} (77600)}} = 0.084493 \text{ m} = 8.4 \text{ cm}$$

$$L_{x2} = \sqrt[3]{\frac{K_{avg} \times L_{avg}^3}{k_{absorber}}} \quad (4.8)$$

$$L_{x2} = \sqrt[3]{\frac{852.9213 \times 0.14^3}{\frac{1}{20} (33800)}} = 0.036 \text{ m} = 3.6 \text{ cm}$$

Untuk menentukan nilai kekakuan pegas absorber dua pada pengambilan data dilakukan perhitungan sebagai berikut :

$$k_{absorber 2} = \frac{852.9213 \times 0.14^3}{0.06^3} = 10835.26 \text{ N/m}$$

4.5.3 Perhitungan nilai koefisien redaman

Pengujian untuk mengetahui nilai redaman dilakukan dengan memasang *accelerometer* pada cantilever, cantilever ini kemudian diberikan simpangan awal tertentu sebesar x_0 , dan dibiarkan bergetar hingga tidak bergetar lagi. Berdasarkan grafik respon getaran yang ditampilkan pada *oscilloscope* disimpan, kemudian nilai koefisien redaman diperoleh dengan menggunakan metode *logarithmic derecment* persamaan berikut :

$$C = 2 \cdot m \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot \sqrt{\frac{1}{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)} \right]^2 + 1}} \quad (4.9)$$

Dari data hasil pengujian nilai koefisien redaman sistem utama dapat dilihat pada tabel 4.4 di bawah ini:

Tabel 4. 4 Pengujian koefisien redaman sistem

Data ke- n	Ketinggian puncak ke-n (Volt)	Ketinggian puncak ke-n+1 (Volt)	C (N.s/m)
1.	0,06096	0,050575	30,85027805
2.	0,050575	0,03798	47,28074272
3.	0,03798	0,02688	57,04002959
4.	0,02688	0,019155	55,91163742
5.	0,011557	0,008166	57,30898814
Rata-rata redaman sistem			49,67833519

Data hasil pengujian pada koefisien redaman absorber 1

Tabel 4. 5 Pengujian koefisien redaman absorber satu

No	Ketinggian puncak ke-n (Volt)	Ketinggian puncak ke-n+1 (Volt)	C (N.s/m)
1.	0.137	0.124	1.71
2.	0.124	0.112	1.29
3.	0.112	0.101	1.787
4.	0.101	0.092	1.063
5.	0.092	0.82	1.814
Rata-rata redaman absorber 1			1.75

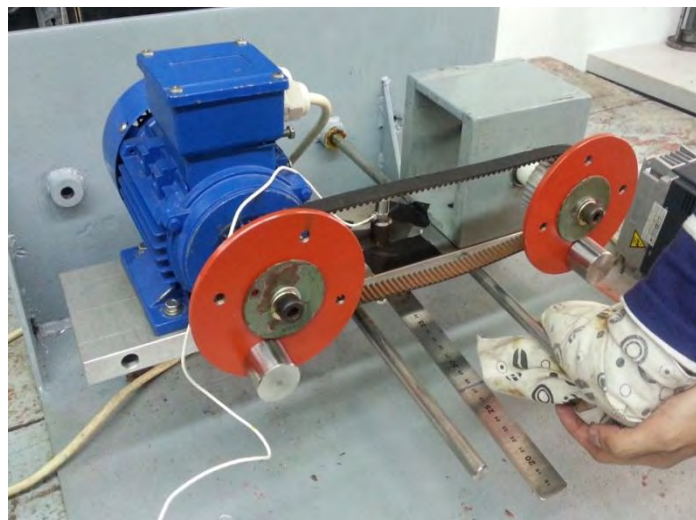
Data hasil pengujian pada koefisien redaman absorber 2

Tabel 4. 6 Pengujian koefisien redaman absorber 2

No	Ketinggian puncak ke-n (Volt)	Ketinggian puncak ke-n+1 (Volt)	C (N.s/m)
1.	0.0059	0.012	0.102
2.	0.0058	0.036	0.293
3.	0.0056	0.045	0.373
4.	0.0053	-0.178	1.467
5.	0.0064	0.002	0.019
6.	0.0064	0.127	1.049

7.	0.0056	0.137	1.132
8.	0.0049	-0.121	0.999
9.	0.0055	-0.099	0.814
10.	0.0061	0.179	1.478
11.	0.0051	-0.088	0.724
12.	0.0056	0.506	4.172
13.	0.0033	-	-
Rata-rata redaman absorber 2			1.052

Metode pada percobaan pengukuran nilai redaman dapat dilihat pada gambar 4.16 dibawah ini:

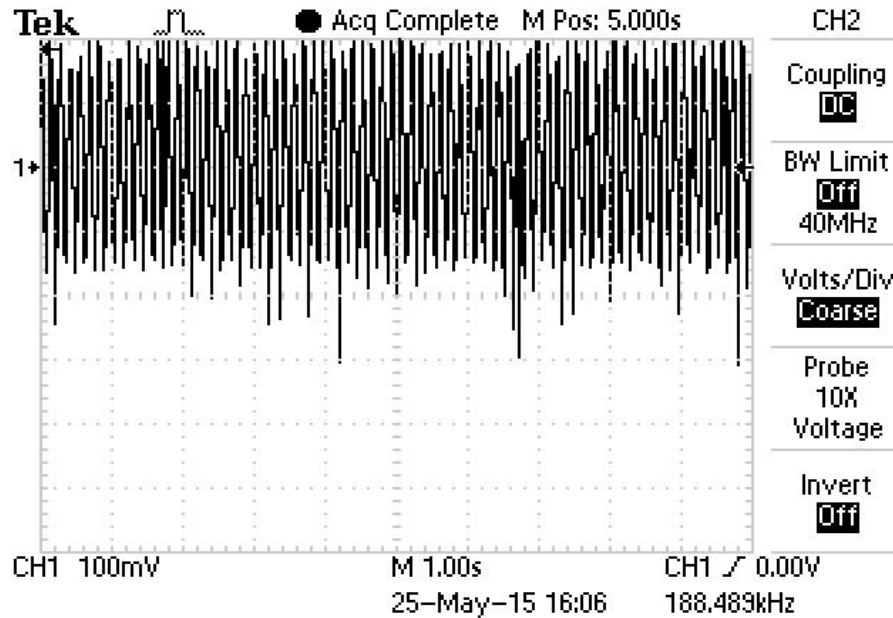


Gambar 4. 16 Pengukuran Nilai Redaman

4.6 Pengolahan Data Eksperimen

Pengambilan data eksperimen dilakukan dengan menggunakan *accelerometer* dan *digital storage oscilloscope* sebagai alat ukur voltase bangkitan yang dihasilkan oleh getaran dari sebuah sistem utama. Data yang diperoleh dari *Oscilloscope* tersimpan pada *flashdisk* yang terpasang pada *Oscilloscope* tersebut. Dengan variasi frekuensi dari *inverter* mulai 10 Hz sampai 25 Hz menghasilkan sebanyak 48 data masing-masing frekuensi diambil 3 data . Data tersebut diolah dengan menggunakan *software Matlab*. Data yang diperoleh dipindah ke

matlab kemudian di filter dengan menggunakan *filter design and analysis tool*. Data yang telah difilter dengan *fdtool* kemudian di *smoothing* dengan menggunakan *curve fitting tool* agar grafik yang diperoleh dari *Oscilloscope* lebih mudah dianalisis.



Gambar 4.17 Contoh grafik pada *Oscilloscope* hasil pengukuran dengan variasi ketinggian frekuensi 16 Hz

4.7 Validasi Hasil Simulasi Terhadap Hasil Eksperimen

Validasi dilakukan untuk melihat kesamaan pola hasil simulasi dan eksperimen dari repon dinamis berupa rms percepatan translasi. Jika tren 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 tren, juga untuk melihat seberapa besar eror yang terjadi pada simulasi.

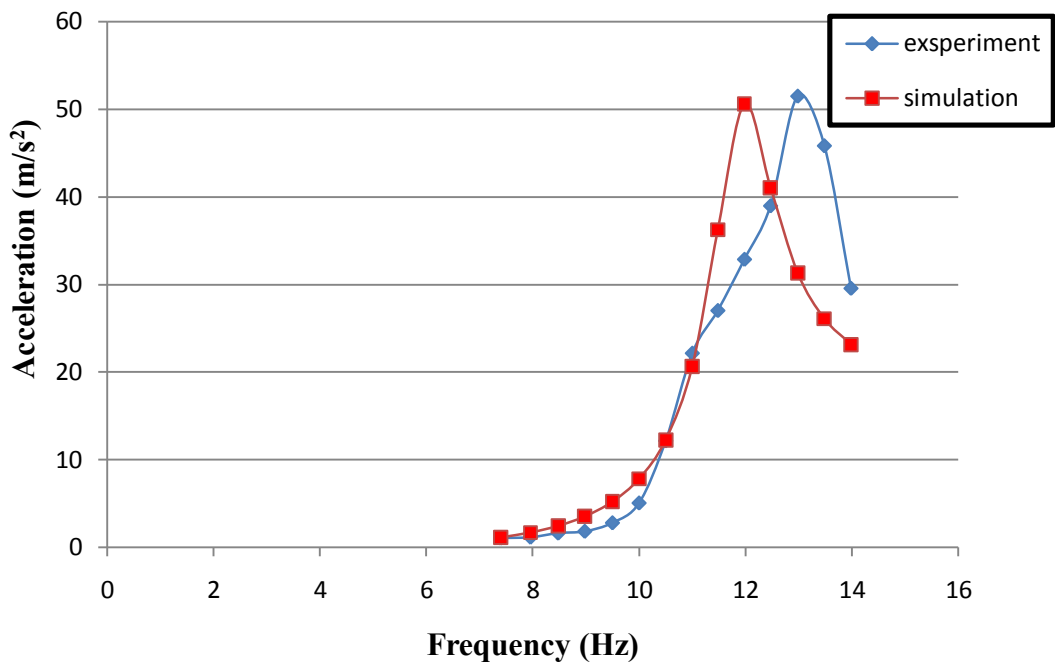
4.7.1 Hasil Respon RMS Percepatan WDVA

Eksitasi periodik diberikan baik pada simulasi maupun pada eksperimen. Beda fase yang digunakan sebesar 0^0 dengan variasi frekuensi 10 Hz sampai 25 Hz. Hasil perbandingan dari simulasi dan eksperimen ditunjukkan pada tabel 4.7 berikut.

Tabel 4.7 Hasil perbandingan RMS Percepatan WDVA

No.	Frekuensi (Hz)	Percepatan eksperimen (m/s ²)	Percepatan simulasi (m/s ²)	% error
1	7.4	1.103	1.152	4.288
2	7.96	1.194	1.714	30.338
3	8.48	1.662	2.472	32.764
4	8.98	1.868	3.547	47.340
5	9.5	2.841	5.238	45.771
6	10	5.100	7.843	34.974
7	10.5	12.191	12.290	0.810
8	11	22.183	20.670	-7.321
9	11.48	27.047	36.250	25.388
10	11.98	32.885	50.570	34.971
11	12.47	38.990	41.040	4.996
12	12.98	51.496	31.310	-64.471
13	13.48	45.836	26.100	-75.619
14	13.98	29.582	23.170	-27.672

Sedangkan hasil perbandingan simulasi dan eksperimen dengan eksitasi periodik berupa satu buah puncak resonansi dengan rms percepatan translasi tanpa DVA ditampilkan pada gambar 4. 18 berikut.



Gambar 4. 18 Grafik Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen WDVA

Pada grafik gambar 4. 18 diatas terlihat dengan jelas pada simulasi dan eksperimen nilai rms percepatan terbesar sama dengan 50.57 m/s^2 dan 51.496 m/s^2 , untuk frekuensi eksitasi yaitu 11.98 Hz dan 12.98 Hz .

Hasil perhitungan selisih antara eksperimen dan simulasi dapat ditunjukkan pada tabel 4.8 berikut:

Tabel 4.8 Hasil perhitungan selisih antara eksperimen dan simulasi WDVA

No.	Percepatan eksperimen (m/s^2)	Percepatan simulasi (m/s^2)	Selisih percepatan (m/s^2)
1	1.103	1.152	-0.049
2	1.194	1.714	-0.520
3	1.662	2.472	-0.810
4	1.868	3.547	-1.679
5	2.841	5.238	-2.398
6	5.100	7.843	-2.743
7	12.191	12.290	-0.100
8	22.183	20.670	1.513

9	27.047	36.250	-9.203
10	32.885	50.570	-17.685
11	38.990	41.040	-2.050
12	51.496	31.310	20.186
13	45.836	26.100	19.736
14	29.582	23.170	6.412
Rata-rata			0.758

Besar error yang terjadi pada nilai:

$$E_t = \frac{\text{Rata} - \text{Rata selisih percepatan}}{\text{Banyaknya Data}} \times 100\%$$

$$= \frac{0.758}{14} \times 100\% = 5.41 \%$$

Pada perhitungan diatas terlihat bahwa error yang terjadi pada simulasi dan eksperimen rms percepatan yang dibutuhkan sebesar 5.41 % . Dengan error yang kecil dapat dikatakan bahwa simulasi valid terhadap kondisi riil.

Perbandingan rms percepatan hasil eksperimen dan simulasi sistem WDVA menunjukkan rms percepatan pada eksperimen lebih rendah 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, sehingga meja juga ikut bergetar. Kondisi seperti ini menyebabkan resonansi getaran yang dihasilkan lebih tinggi dari respon getaran pada simulasi.

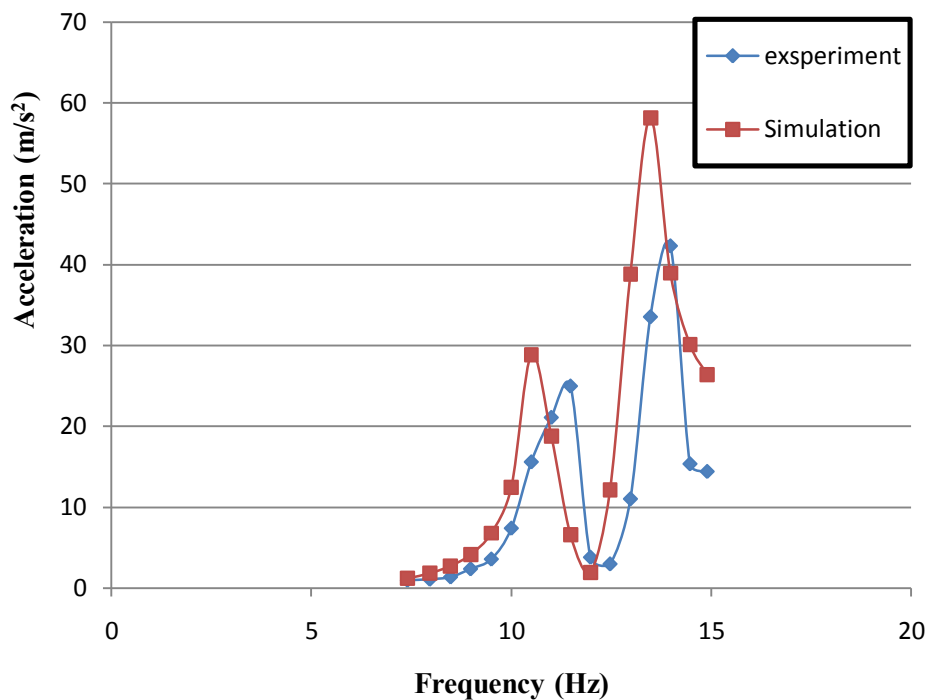
4.7.2 Hasil Respon RMS Percepatan Translasi SDVA

Eksitasi periodik diberikan baik pada simulasi maupun pada eksperimen. Beda fase yang digunakan sebesar 0^0 dengan variasi frekuensi 10 Hz sampai 25 Hz. Hasil perbandingan dari simulasi dan eksperimen ditunjukkan pada tabel 4.9 berikut.

Tabel 4.9 Hasil Perbandingan RMS Percepatan Translasi SDVA

No.	Frekuensi (Hz)	Percepatan eksperimen (m/s ²)	Percepatan simulasi (m/s ²)	% error
1	7.4	1.036	1.215	-14.73
2	7.96	1.154	1.847	-37.51
3	8.48	1.433	2.758	-48.04
4	8.98	2.434	4.163	-41.54
5	9.5	3.642	6.821	-46.61
6	10	7.450	12.49	-40.35
7	10.5	15.635	28.87	-45.85
8	11	21.120	18.84	12.10
9	11.48	24.992	6.604	278.44
10	11.98	3.870	1.98	95.43
11	12.47	3.043	12.14	-74.94
12	12.98	11.072	38.83	-71.49
13	13.48	33.538	58.12	-42.29
14	13.98	42.290	38.96	8.55
15	14.47	15.396	30.14	-48.92
16	14.9	14.453	26.42	-45.30

Sedangkan hasil perbandingan simulasi dan eksperimen dengan eksitasi periodik berupa dua buah puncak resonansi dengan rms percepatan translasi SDVA ditampilkan pada gambar 4. 19 berikut.



Gambar 4. 19 Grafik Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen SDVA

Pada grafik gambar 4.19 diatas terlihat dengan jelas pada simulasi dan eksperimen nilai rms percepatan resonansi terbesar sama dengan 58.12 m/s^2 dan 42.290 m/s^2 . Untuk frekuensi eksitanya yaitu 13.48 Hz dan 13.98 Hz .

Hasil perhitungan selisih antara eksperimen dan simulasi dapat ditunjukkan pada tabel 4.10 berikut:

Tabel 4.10 Hasil perhitungan selisih antara eksperimen dan simulasi SDVA

No.	Percepatan eksperimen (m/s^2)	Percepatan simulasi (m/s^2)	Selisih percepatan (m/s^2)
1	1.036	1.215	-0.179
2	1.154	1.847	-0.693
3	1.433	2.758	-1.325
4	2.434	4.163	-1.729

5	3.642	6.821	-3.179
6	7.450	12.49	-5.040
7	15.635	28.87	-13.236
8	21.120	18.84	2.280
9	24.992	6.604	18.388
10	3.870	1.98	1.890
11	3.043	12.14	-9.097
12	11.072	38.83	-27.758
13	33.538	58.12	-24.582
14	42.290	38.96	3.330
15	15.396	30.14	-14.744
16	14.453	26.42	-11.967
Rata-rata			-5.478

Besar error yang terjadi pada nilai:

$$E_t = \frac{\text{Rata} - \text{Rata selisih percepatan}}{\text{Banyaknya Data}} \times 100\%$$

$$= \frac{5.478}{16} \times 100\% = 34.23 \%$$

Pada perhitungan diatas terlihat bahwa error yang terjadi pada simulasi dan eksperimen rms percepatan yang dibutuhkan sebesar -34.23% . Besarnya error yang terjadi salah satunya disebabkan oleh adanya redaman yang terjadi diluar sistem yaitu noise dan redaman dari getaran meja ketika sistem bekerja.

Pada eksperiment dan simulasi massa absorber yang digunakan sebesar $1/20$, hal ini disebabkan karena alat uji yang digunakan mampu mereduksi dengan massa absorber $1/20$.

4.7.3 Hasil Respon RMS Percepatan Translasi DDVA

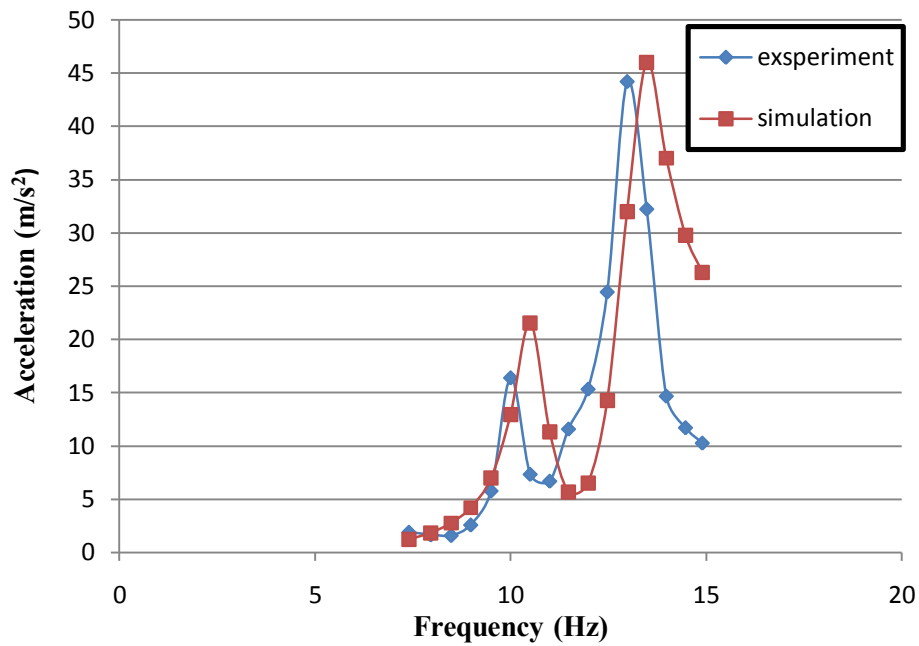
Eksitasi periodik diberikan baik pada simulasi maupun pada eksperimen. Beda fase yang digunakan sebesar 0^0 dengan variasi frekuensi 10 Hz sampai 25 Hz.

Hasil perbandingan dari simulasi dan eksperimen ditunjukkan pada tabel 4.11 berikut.

Tabel 4.11 Hasil Perbandingan RMS Percepatan Translasi DDVA

No.	Frekuensi (Hz)	Percepatan eksperimen (m/s^2)	Percepatan simulasi (m/s^2)	% error
1	7.4	1.924	1.209	59.140
2	7.96	1.672	1.844	-9.349
3	8.48	1.611	2.762	-41.665
4	8.98	2.604	4.204	-38.054
5	9.5	5.795	6.978	-16.953
6	10	16.400	12.96	26.543
7	10.5	7.350	21.56	-65.909
8	11	6.710	11.31	-40.672
9	11.48	11.595	5.683	104.026
10	11.98	15.334	6.524	135.046
11	12.47	24.441	14.25	71.517
12	12.98	44.175	32.01	38.005
13	13.48	32.217	45.99	-29.947
14	13.98	14.679	37.02	-60.348
15	14.47	11.721	29.79	-60.656
16	14.9	10.281	26.31	-60.924

Sedangkan hasil perbandingan simulasi dan eksperimen dengan eksitasi periodik berupa dua buah pucak resonansi dengan rms percepatan translasi DDVA ditampilkan pada gambar 4. 20 berikut.



Gambar 4. 20 Grafik Perbandingan Hasil Simulasi dan Eksperimen DDVA

Pada grafik gambar 4.20 diatas terlihat dengan jelas pada simulasi dan eksperimen nilai rms percepatan terbesar sama dengan 45.99 m/s^2 dan 44.175 m/s^2 . Untuk frekuensi eksitasi eksperimen dan simulasi yaitu 13.48 Hz dan 12.98 Hz .

Hasil perhitungan selisih antara eksperimen dan simulasi dapat ditunjukkan pada tabel 4.12 berikut:

Tabel 4.12 Hasil perhitungan selisih antara eksperimen dan simulasi DDVA

No.	Percepatan eksperimen (m/s^2)	Percepatan simulasi (m/s^2)	Selisih percepatan (m/s^2)
1	1.924	1.209	0.715
2	1.672	1.844	-0.172
3	1.611	2.762	-1.151
4	2.604	4.204	-1.600
5	5.795	6.978	-1.183
6	16.400	12.96	3.440

7	7.350	21.56	-14.210
8	6.710	11.31	-4.600
9	11.595	5.683	5.912
10	15.334	6.524	8.810
11	24.441	14.25	10.191
12	44.175	32.01	12.165
13	32.217	45.99	-13.773
14	14.679	37.02	-22.341
15	11.721	29.79	-18.069
16	10.281	26.31	-16.029
Rata-rata			-3.243

Besar error yang terjadi pada nilai:

$$E_t = \frac{\text{Rata} - \text{Rata selisih percepatan}}{\text{Banyaknya Data}} \times 100\%$$

$$= \frac{3.243}{16} \times 100\% = 20.26 \%$$

Pada perhitungan diatas terlihat bahwa error yang terjadi pada simulasi dan eksperimen rms percepatan yang dibutuhkan sebesar 20.26% . Besarnya error yang terjadi salah satunya disebabkan oleh adanya redaman yang terjadi diluar sistem yaitu noise dan redaman dari getaran meja ketika sistem bekerja.

Pada eksperimen dan simulasi massa absorber 1 yang digunakan sebesar 1/20 dan massa absorber 2 sebesar 1/40, hal ini disebabkan alat uji yang digunakan mampu meredam dengan massa absorber 1/20 dan 1/40.

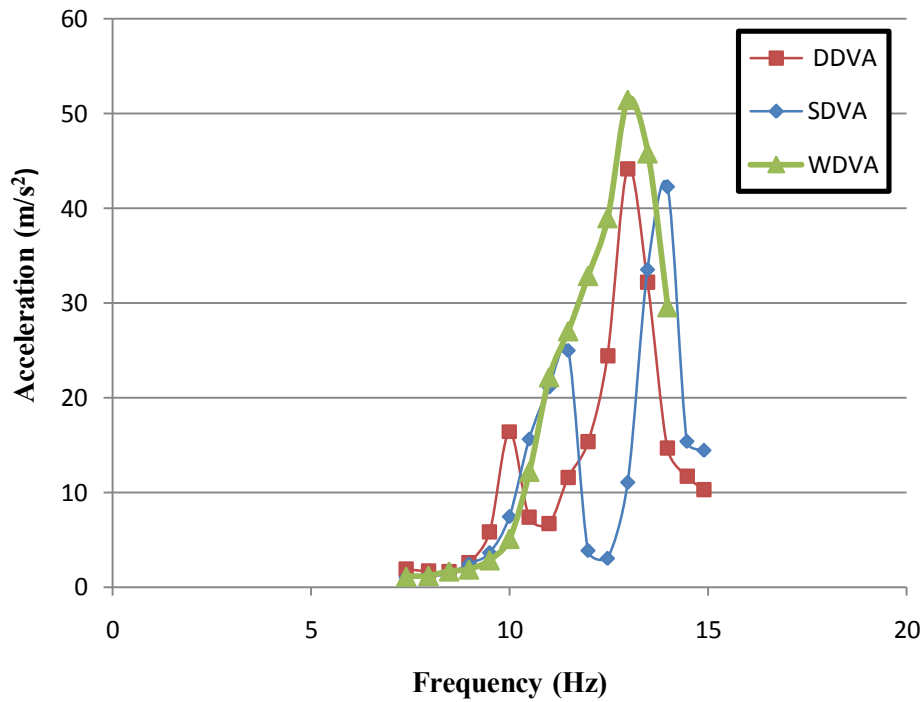
4.8 Hasil uji Respon Perbandingan Eksperimen RMS Percepatan Translasi WDVA, SDVA, dan DDVA

Eksitasi periodik diberikan pada eksperimen hanya pada frekuensi yang digunakan dengan beda fase 0^0 dengan variasi frekuensi 10 Hz sampai 25 Hz. Hasil perbandingan rms percepatan dari eksperimen WDVA, SDVA dan DDVA ditunjukkan pada tabel 4.13 berikut.

Tabel 4.13 Hasil Perbandingan RMS Percepatan Translasi WDVA, SDVA dan DDVA

Frekuensi (Hz)	Percepatan eksperimen WDVA (m/s^2)	Percepatan eksperimen SDVA(m/s^2)	Percepatan eksperimen DDVA (m/s^2)
7.4	1.103	1.036	1.924
7.96	1.194	1.154	1.672
8.48	1.662	1.433	1.611
8.98	1.868	2.434	2.604
9.5	2.841	3.642	5.795
10	5.100	7.450	16.400
10.5	12.191	15.635	7.350
11	22.183	21.120	6.710
11.48	27.047	24.992	11.595
11.98	32.885	3.870	15.334
12.47	38.990	3.043	24.441
12.98	51.496	11.072	44.175
13.48	45.836	33.538	32.217
13.98	29.582	42.290	14.679
14.47	-	15.396	11.721
14.9	-	14.453	10.281

Sedangkan hasil perbandingan rms percepatan dari eksperimen TDVA, SDVA dan DDVA dengan eksitasi periodik berupa dua buah puncak resonansi grafik rms percepatan translasi SDVA dan DDVA ditampilkan pada gambar 4. 21 berikut.



Gambar 4. 21 Grafik Perbandingan Hasil Eksperimen WDVA, SDVA dan DDVA

Pada grafik gambar 4. 21 diatas menunjukkan hasil perbandingan WDVA, SDVA dan DDVA terlihat bahwa sistem dva yang mampu mereduksi getaran berlebih adalah SDVA, hal ini disebabkan kemampuan massa absorber 1 dalam mereduksi getaran massa utama berkurang karena massa absorber 2 yang mampu mengurangi kemampuan getaran massa absorber 1. Di DVA, getaran massa utama digantikan oleh getaran massa absorber, namun jika getaran massa 1 diredam oleh massa absorber 2 maka reduksi getaran massa utama berkurang.

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

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

1. Berdasarkan hasil simulasi sistem SDVA dengan variasi massa absorber yang mampu mereduksi getaran berlebih sebesar $1/10$. Artinya semakin besar massa maka inersia juga semakin besar, sehingga rms displacement semakin kecil.
2. Sistem SDVA dengan variasi kekakuan pegas absorber semakin besar kekakuan pegas absorber maka daerah operasional sistem semakin besar, sehingga frekuensi eksitasinya semakin besar. Berdasarkan eksperimen yang dilakukan, tren rms percepatan dengan frekuensi eksitasi hasil simulasi hampir sama dengan hasil eksperimen.
3. Berdasarkan hasil simulasi dan eksperimen SDVA lebih bagus dari pada DDVA, hal ini disebabkan kemampuan massa absorber 1 dalam mereduksi getaran massa utama berkurang karena massa absorber 2 yang mampu mengurangi kemampuan getaran massa absorber 1. Di DVA, getaran massa utama digantikan oleh getaran massa absorber, namun jika getaran massa 1 diredam oleh massa absorber 2 maka reduksi getaran massa utama berkurang.

5.2 Saran

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

1. Alat uji *Prototype* DVA yang berada di laboratorium vibrasi perlu diperbaiki terutama pada cantilever yang digunakan massa absorber dibutuhkan lebih kuat dan tebal sehingga tidak sering patah ketika pengujian pada alat tersebut.
2. Pada penelitian berikutnya diperlukan optimasi, variasi jarak pegas DVA dan getaran rotasi untuk mengetahui pengaruhnya terhadap reduksi getaran dari sebuah sistem utama.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Andrew Dimarogonas, (1996), *“Vibration of Engineering”*, New Jersey: Prentice Hall.
- [2] Tang, Xiudong. 2010. *Regenerative semi-active control of tall building vibration with semi TMDs*. IEEE journal.
- [3] Yoshida, Kazuo.1995. *“Active Vibration Control For Builder Subjected To Horizontal And Vertical Large Seismic Excitation”*. IEEE Proceeding.
- [4] Kim, Nam Woong. 2007. *“A design of a Dynamic Vibration Absorber for a DVD RV Drive”*. IEEE journal. Vol 53. Nom3.
- [5] Wong w.o. 2007 .”*Design Of A Dynamic Vibration Absorber For Vibration Isolation Of Beam Under Point Of Distribution”*. Sciencedirect journal of sound and vibration 898-908.
- [6] Krenk, Steen. 2013. *“Tuned Mass Absorber On A Fleksible Structure”*. Science Direct. 1577-1595.
- [7] Samani, Farhas S.2010. *“Vibration Reduction Of Beam Under Successive Traveling Loads By Mean Of Linear And Nonlinear Absorber”*. Science Direct. 2273-2290.
- [8] Najafi, M. 2009. *“Optimation Design Of Beam Vibration Absorber Under Point Harmonic Excitation”*. IEEE proceeding of orlando.
- [9] Rao, Singiresu S., (2004), *Mechanical Vibration”*, Fourth edition, Pearson Education International, New Jersey.
- [10] Hoi koo, Jeong, (2008), *“Dynamic Performance Analysis Of Non Linier Tuned Vibration Absorber”*, Journal Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, Vol 13, hal 1927-1937.
- [11] H.L. Sun, P.Q. Zhang, H.B. Chen, K. Zhang, X.L. Gong, 2007,” *Application of dynamic vibration absorbers in structural vibration control*

- under multi-frequency harmonic excitation,*” *Applied Acoustics* 69 (2008) 1361–1367.
- [12] Yudhkarisma Fitri, dan Yerri Susatio, 2013” Simulasi Peredaman Getaran Mesin Rotasi Menggunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA) “, *JURNAL TEKNIK POMITS* Vol. 2, No. 2, (2013) ISSN: 2337-3539 (2301-9271 Print).
- [13] Lim, Seungho. 2009. ”*Cantilever Dynamic Vibration Abroeber for Reducing Optical Disk Drive Vibration*. *IEEE journal*. Vol 45. No5.
- [14] Kim, Nam Woong. 2007. “*A design of a Dynamic Vibration Absorber for a DVD RV Drive*”. *IEEE journal*. Vol 53. No3.
- [15] Herry , E, 2014,”*Karakteristik Sistem Getaran 2 DOF dengan Penambahan Single DVA*, ITS Surabaya.

LAMPIRAN

Lampiran 1. Penentuan Frekuensi Natural (ω_n) dengan Analisa Fundamental

1. Sistem tanpa DVA

Persamaan gerak dari sistem tanpa DVA adalah sebagai berikut:

$$[M]\{\ddot{y}\} + [C_1 + C_2]\{\dot{y}\} + [k_1 + k_2]\{y\} = 0$$

Analisa fundamental

Dengan asumsi tidak ada *damping* dan gaya eksternal.

Dimana : $\ddot{y} = -\lambda y$, sehingga menjadi :

$$[M]\{\ddot{y}\} + [k_1 + k_2]\{y\} = 0$$

$$[-M\lambda + (k_1 + k_2)] = 0$$

Dimana:

M = massa total sistem (13,884 kg)

k = konstanta kekakuan total sistem (77600 N/m)

Parameter dimasukkan pada persamaan:

$$[-M\lambda + (k_1 + k_2)] = 0$$

$$77600 = 13.884\lambda$$

$$\lambda = 5589,167387 \text{ rad/s}^2$$

$$\omega_n = \sqrt{5589,167387} = 74,7607341 \text{ rad/s}^2 = \frac{74,7607341}{6,28} = 11.9 \text{ Hz}$$

2. Sistem *SINGLE DVA*

Persamaan gerak dari sistem SDVA adalah sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & M_{a1} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{y}_{a1} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k1 + k2 + ka1) & -ka1 \\ -ka1 & ka1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ y_{a1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Analisa fundamental

Dengan asumsi tidak ada *damping* dan gaya eksternal.

Dimana : $\dot{y} = -\lambda y$, maka:

$$\begin{bmatrix} -M\lambda + (k1 + k2 + ka1) & -ka1 \\ -ka1 & -M_{a1}\lambda + ka1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ y_{a1} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$[-M\lambda + (k1 + k2 + ka1)] \quad [-M_{a1}\lambda + ka1] - [ka1^2] = 0$$

$$MM_{a1}\lambda^2 - (Mka1 - M_{a1}ka1 - M_{a1}2k)\lambda + 2kka1 = 0$$

Dimana:

M = massa total sistem (13,884 kg)

k = konstanta kekakuan total sistem (77600 N/m)

M_{a1} = massa absorber (1,3884 kg)

k_{a1} = kekakuan pegas absorber (7760 N/m)

Parameter dimasukan pada persamaan

$$MM_{a1}\lambda^2 - (Mka1 - M_{a1}ka1 - M_{a1}2k)\lambda + 2kka1 = 0$$

$$19,2765456\lambda^2 - 2008513,8\lambda + 1204352000 = 0$$

$$\lambda_1 = 103,327225 \text{ rad/s}^2$$

$$\lambda_2 = 193,9808273 \text{ rad/s}^2$$

maka:

$$\omega_1 = 10.1650 \text{ Hz}$$

$$\omega_2 = 13.9277 \text{ Hz}$$

3. Sistem *DUAL DVA*

Persamaan gerak dari sistem SDVA adalah sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} M & 0 & 0 \\ 0 & M_{a1} & 0 \\ 0 & 0 & M_{a2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{y}_{a1} \\ \ddot{y}_{a2} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} (k1 + k2 + ka1) & ka1 & 0 \\ ka1 & (ka2 + ka1) & -ka2 \\ 0 & -ka1 & ka2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ y_{a1} \\ y_{a2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Analisa fundamental

Dengan asumsi tidak ada *damping* dan gaya eksternal.

Dimana : $\ddot{y} = -\lambda y$, maka:

$$\begin{bmatrix} -M\lambda + (k1 + k2 + ka1) & ka1 & 0 \\ ka1 & -M_{a1}\lambda + (ka2 + ka1) & -ka2 \\ 0 & -ka1 & -M_{a2}\lambda + ka2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ y_{a1} \\ y_{a2} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{aligned} & [\{-M\lambda + (k1 + k2 + ka1)\} \quad \{-M_{a1}\lambda + (ka2 + ka1)\} \quad \{-M_{a2}\lambda + ka2\}] + [0] \\ & + [0] - [\{ka1\} \{ka1\} \{-M_{a2}\lambda + ka2\}] \\ & - [\{-M\lambda + (k1 + k2 + ka1)\} \{-M\lambda \\ & + (k1 + k2 + ka1)\} \{-ka1\}] = 0 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} & MM_{a1}M_{a2}\lambda^3 - [(MM_{a1}ka2 + M_{a1}M_{a2}(k1 + k2 + ka1) + MM_{a2}(ka1 \\ & + ka2)]\lambda^2 + [(M_{a1}ka2(k1 + k2 + ka1) - MM_{a2}(ka1 + ka2) \\ & - M_{a2}(k1 + k2 + ka1)(ka1 + ka2) + M_{a2}ka1^2 + Mka2^2)]\lambda \\ & + [(k1 + k2 + ka1)(ka1 + ka2)ka2 - ka1^2ka2 \\ & - (k1 + k2 + ka1)ka2^2] = 0 \end{aligned}$$

Dimana:

M = massa total sistem (13,884 kg)

k = konstanta kekakuan total sistem (77600 N/m)

M_{a1} = massa absorber 1 (1,3884 kg)

M_{a2} = massa absorber 2 (1,3884 kg)

k_{a1} = kekakuan pegas absorber 1 (7760 N/m)

k_{a2} = kekakuan pegas absorber 1 (7760 N/m)

Parameter dimasukkan pada persamaan

$$\begin{aligned} MM_{a1}M_{a2}\lambda^3 - [& (MM_{a1}ka2 + M_{a1}M_{a2}(k1 + k2 + ka1) + MM_{a2}(ka1 \\ & + ka2)]\lambda^2 + [(M_{a1}ka2(k1 + k2 + ka1) - MM_{a2}(ka1 + ka2) \\ & - M_{a2}(k1 + k2 + ka1)(ka1 + ka2) + M_{a2}ka1^2 + Mka2^2)]\lambda \\ & + [(k1 + k2 + ka1)(ka1 + ka2)ka2 - ka1^2ka2 \\ & - (k1 + k2 + ka1)ka2^2] = 0 \end{aligned}$$

$$\lambda_1 = 81.5192294 \text{ rad/s}^2$$

$$\lambda_2 = 2976.50989 \text{ rad/s}^2$$

$$\lambda_3 = 2545.93912 \text{ rad/s}^2$$

maka:

$$\omega_1 = 9.0288 \text{ Hz}$$

$$\omega_2 = 54.5574 \text{ Hz}$$

$$\omega_3 = 50.4573 \text{ Hz}$$

Lampiran 2. M-file pada Simulasi Simulink Matlab

```
%%parameter system
```

```
mm=0.14; % massa unbalance (m)
```

```
r1=0.06; % jari-jari unbalance (m)
```

```
M=13.884; % massa balok (kg)
```

```
k1=38800;k2=k1; % kekakuan pegas sistem (N/m)
```

```
c1=49,6783 ;c2=c1; % koefisien redaman (N.s/m)
```

```
%%Parameter SDVA saat simulasi
```

```
mm=0.14; % massa unbalance (m)
```

```
r1=0.06; % jari-jari unbalance (m)
```

```
M=13.884; % massa balok (kg)
```

```
k1=38800;k2=k1; % kekakuan pegas sistem (N/m)
```

```
c1=49,6783 ;c2=c1; % koefisien redaman sistem (N.s/m)
```

```
ka1=(1/10)*(k1+k2);% kekakuan pegas absorber (N/m)
```

```
ca1=1.75; % koefisien redaman absorber (N.s/m)
```

```
ma1=M/10; % massa absorber (kg)
```

```
%%Parameter SDVA saat validasi
```

```
mm=0.14; % massa unbalance (m)
```

```
r1=0.06; % jari-jari unbalance (m)
```

```
M=13.884; % massa balok (kg)
```

```
k1=38800;k2=k1; % kekakuan pegas sistem (N/m)
```

```
c1=49,6783 ;c2=c1; % koefisien redaman sistem (N.s/m)
```

```
ka1=852.9213;% kekakuan pegas absorber (N/m)
```

```
ca1=1.75; % koefisien redaman absorber (N.s/m)
```

```
ma1=M/20; % massa absorber (kg)
```

```
%%Parameter DDVA saat simulasi
```

```
mm=0.14; % massa unbalance (m)
```

```
r1=0.06; % jari-jari unbalance (m)
```

$M=13.884$; % massa balok (kg)
 $k_1=38800; k_2=k_1$; % kekakuan pegas sistem (N/m)
 $c_1=49,6783 ; c_2=c_1$; % koefisien redaman sistem (N.s/m)
 $ka_1=(1/10)*(k_1+k_2)$; % kekakuan pegas absorber 1 (N/m)
 $ka_2=(1/10)*(k_1+k_2)$; % kekakuan pegas absorber 2 (N/m)
 $ca_1=1.75$; % koefisien redaman absorber 1(N.s/m)
 $ca_2=1.05$; % koefisien redaman absorber 2(N.s/m)
 $ma_1=M/10$; % massa absorber 1(kg)
 $ma_2=M/10$; % massa absorber 2(kg)

%%Parameter DDVA saat validasi

$mm=0.14$; % massa unbalance (m)
 $r_1=0.06$; % jari-jari unbalance (m)
 $M=13.884$; % massa balok (kg)
 $k_1=38800; k_2=k_1$; % kekakuan pegas sistem (N/m)
 $c_1=49,6783 ; c_2=c_1$; % koefisien redaman sistem (N.s/m)
 $ka_1=852.9213$; % kekakuan pegas absorber 1 (N/m)
 $ka_2=10835.26$; % kekakuan pegas absorber 2 (N/m)
 $ca_1=1.75$; % koefisien redaman absorber 1(N.s/m)
 $ca_2=1.05$; % koefisien redaman absorber 2(N.s/m)
 $ma_1=M/10$; % massa absorber 1(kg)
 $ma_2=M/10$; % massa absorber 2(kg)

Lampiran 3. Data Kecepatan Motor

Kecepatan Inverter (Hz)	Kecepatan Inverter (rpm)	Hasil Pengukuran Tachometer (rpm)															Rata-Rata (rpm)	Rata-Rata (Hz)
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15		
10	600	406.2	447.7	446.7	446.3	447.2	446.3	446.8	446.7	446.7	447.4	446.8	446.6	446.8	446.5	447.2	444.13	7.40
11	660	478.3	477.8	477.2	477.3	478	476.8	478.1	477.8	477.6	477.8	478.5	478.4	478.3	478.2	478.1	477.88	7.96
12	720	508.7	509.1	508.6	508.5	508.6	507.8	509	508.7	508.9	508.3	508.1	508.3	508.6	508.4	508.4	508.53	8.48
13	780	537.9	538.9	540	539.7	538.4	529.8	540	538.7	539.9	539.2	539.5	539.9	540.2	539.6	537.2	538.59	8.98
14	840	570.7	570	570.2	570	569.7	570.1	570.3	569.9	571.2	570.2	570.1	570.1	570	570.3	569.7	570.17	9.50
15	900	600.5	600	599.8	599.7	599.1	600.3	600	600.3	599.9	600.2	601.2	600.4	600.3	600	599.7	600.09	10.00
16	960	630.4	629.4	629.9	629.8	630.3	630.2	630.7	629.1	630.2	629.7	629.5	628.5	630.3	629.6	629.6	629.81	10.50
17	1020	659.8	661	660.1	659.9	659.5	659.8	658.5	659.5	660.6	658.6	660.4	659.7	660	659.2	659.7	659.75	11.00
18	1080	688.6	688.2	687.7	688.9	689.1	688.6	689.2	689.3	688.6	688.9	689.4	689.1	688.2	689.1	688.6	688.77	11.48
19	1140	720.8	719	718.3	718.5	717	717.2	721.2	720	720.3	717.2	718.4	715.5	718.4	718.9	718.7	718.63	11.98
20	1200	748	747.3	748.5	749.7	748.2	749	748.3	749.4	749.2	748.2	748.4	744	748.7	748.6	748.9	748.29	12.47
21	1260	779	778.8	778.3	779	778.8	778.1	778.4	779.9	778.4	779.3	778	778.5	780	781	779.2	778.98	12.98
22	1320	807	808.5	807.6	807.7	807.6	808.2	809.1	808.2	809	808.9	808.6	810.5	809.1	809.6	808.7	808.55	13.48
23	1380	837.6	838.3	838.4	838.9	838.7	838.3	838.9	839	838.8	838.6	838.8	838.4	839.6	839.7	838.6	838.71	13.98
24	1440	867.2	867.5	867.5	869.7	868.5	868.3	868.4	868	868.5	867.5	868.1	868.5	868.4	868.1	868.5	868.18	14.47
25	1500	894.7	894.8	894.2	894.6	894.9	894.2	893.9	894.1	893.2	893.4	893.7	893.6	892.7	893.3	893.9	893.95	14.90

Dari data percobaan yang telah dilakukan untuk mengetahui frekuensi dari kecepatan motor dapat dihitung pada contoh perhitungan dibawah ini :

Contoh pada 10 Hz:

$$\frac{406.2 + 447.7 + 446.7 + 446.3 + 447.2 + 446.3 + 446.8 + 446.7 + 446.7 + 447.4 + 446.8 + 446.6 + 446.5 + 447.2}{15}$$

$$= 444.13 \text{ rpm} = \frac{444.13}{60} = 7.4 \text{ Hz}$$

Lampiran 4. Pengukuran Redaman

1. Pengukuran Redaman Sistem

Data ke- n	Ketinggian puncak ke-n (Volt)	Ketinggian puncak ke-n+1 (Volt)	C (N.s/m)
1.	0,06096	0,050575	30,85027805
2.	0,050575	0,03798	47,28074272
3.	0,03798	0,02688	57,04002959
4.	0,02688	0,019155	55,91163742
5.	0,011557	0,008166	57,30898814
Rata-rata redaman sistem			49,67833519

Dari data percobaan yang telah dilakukan untuk mengetahui koefisien redaman dapat dihitung dengan menggunakan metode *logarithmic derecment* persamaan berikut :

contoh perhitungan dibawah ini :

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

$$C = 2 \cdot 13.884 \sqrt{\frac{77600}{13.884}} \cdot \sqrt{\frac{1}{0,050575}} = 30,85027805 \text{ Ns/m}$$

2. Pengukuran Redaman satu

No	Ketinggian puncak ke-n (Volt)	Ketinggian puncak ke-n+1 (Volt)	C (N.s/m)
1.	0.137	0.124	1.71
2.	0.124	0.112	1.29
3.	0.112	0.101	1.787
4.	0.101	0.092	1.063
5.	0.092	0.82	1.814
Rata-rata redaman absorber 1			1.75

Dari data percobaan yang telah dilakukan untuk mengetahui koefisien redaman dapat dihitung dengan menggunakan metode *logarithmic derecment* persamaan berikut :

contoh perhitungan dibawah ini :

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

$$C = 2 \cdot 0,6942 \sqrt{\frac{3880}{0,6942}} \cdot \sqrt{\frac{1}{0,124}} = 1.71 \text{ Ns/m}$$

3. Pengukuran Redaman Seri

ketinggian	n	Rata-rata n	$\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)$	$\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)}\right]^2 + 1$	Total
Puncak	0.006724	0.0059	0.012	258173.304	0.102
lembah	0.004999	0.0058	0.036	31270.489	0.293
Puncak	0.00658	0.0056	0.045	19374.105	0.373
lembah	0.004595	0.0053	-0.178	1251.377	1.467
Puncak	0.006087	0.0064	0.002	7115735.625	0.019
lembah	0.006671	0.0064	0.127	2446.261	1.049
Puncak	0.006057	0.0056	0.137	2102.923	1.132
lembah	0.005153	0.0049	-0.121	2699.985	0.999
Puncak	0.004622	0.0055	-0.099	4064.973	0.814
lembah	0.006409	0.0061	0.179	1233.337	1.478
Puncak	0.005764	0.0051	-0.088	5139.348	0.724
lembah	0.004415	0.0056	0.506	154.776	4.172
puncak	0.006696	0.0033			
Rata-rata					1.05

Dari data percobaan yang telah dilakukan untuk mengetahui koefisien redaman dapat dihitung dengan menggunakan metode *logarithmic derecment* persamaan berikut :

contoh perhitungan dibawah ini :

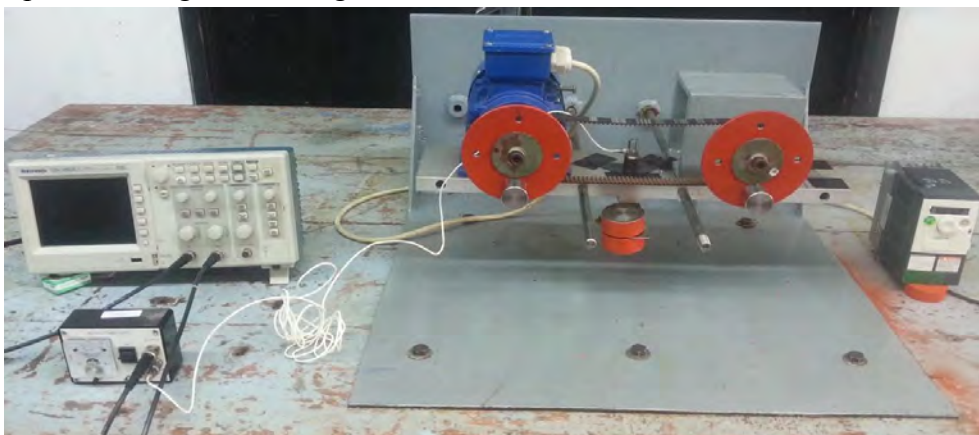
$$C = 2 \cdot m \sqrt{\frac{k}{m}} \cdot \frac{1}{\sqrt{\left[\frac{2\pi}{\ln\left(\frac{a_n}{a_{n+1}}\right)} \right]^2 + 1}}$$

$$C = 2 \cdot 0.3471 \sqrt{\frac{1940}{0.3471}} \cdot \frac{1}{\sqrt{258173.304}} = 0.102 \text{ N.s/m}$$

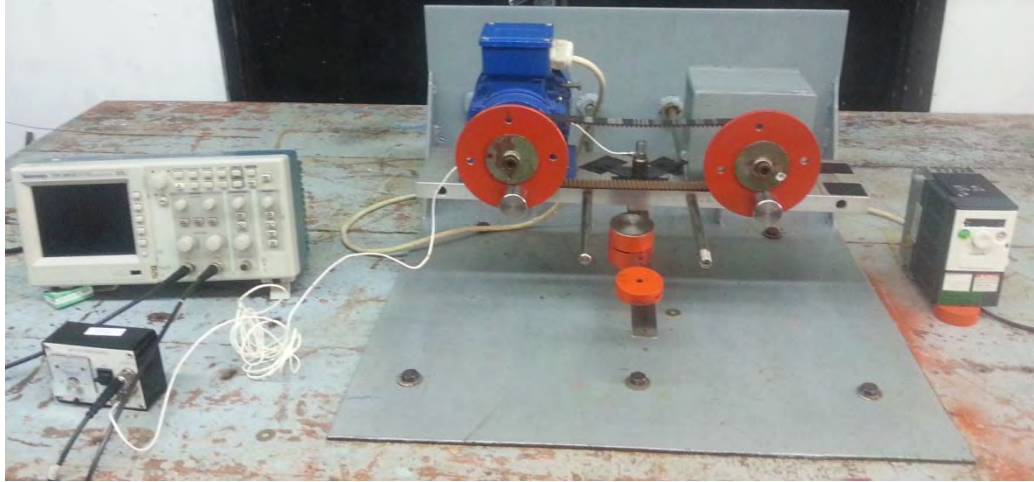
Lampiran 5. Pengukuran Konstanta Kekakuan Pegas Sistem



Lampiran 6. Pengukuran Single DVA



Lampiran 7. Pengukuran Dual DVA



BIOGRAFI PENULIS



AINI LOSTARI, lahirkan di Gresik, 31 Oktober 1987. Memulai pendidikan di MI-ALFALAH Sembayat, melanjutkan ke SLTPN 1 Bungah dan menamatkan sekolah SMA ASSADDAH Bungah pada tahun 2006. Pada tahun 2012, telah menamatkan pendidikan S1 di Fakultas MIPA-Universitas Brawijaya Malang. Pada tahun 2015, menamatkan pendidikan Program Pascasarjana Prodi S-2 Teknik Mesin FTI-ITS dengan bidang keahlian Desain Sistem Mekanikal. Untuk memudahkan kritik dan saran yang membangun

dapat mengirim ke alamat email ailis3114@yahoo.com.