



TUGAS AKHIR - TM141585

**RANCANG BANGUN DAN STUDI
EKSPERIMENTAL PENGARUH JUMLAH DOF
MEKANISME *RADIAL VIBRATION DAMPER*
(RVD) PADA POROS PANJANG LANGSING**

Andri Billikita
NRP 02111440000165

Dosen Pembimbing
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya, 2019



TUGAS AKHIR - TM141585

**RANCANG BANGUN DAN STUDI
EKSPERIMENTAL PENGARUH JUMLAH DOF
MEKANISME *RADIAL VIBRATION DAMPER*
(RVD) PADA POROS PANJANG LANGSING**

Andri Billikita
NRP 02111440000165

Dosen Pembimbing
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya, 2019



FINAL PROJECT - TM141585

**DESIGN AND EXPERIMENTAL STUDY THE
NUMBER OF DOF *RADIAL VIBRATION DAMPER*
(RVD) EFFECT FOR LONG THIN SHAFT**

Andri Billikita
NRP 02111440000165

Advisory Lecturer
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty Of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute Of Technology
Surabaya - 2019

**RANCANG BANGUN DAN STUDI EKSPERIMENTAL
PENGARUH JUMLAH DOF MEKANISME RADIAL
VIBRATION DAMPER (RVD) PADA POROS
PANJANG LANGSING**

TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Andri Billikita

NRP. 02111440000165

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T......(Pembimbing)
NIP. 197004121997032003
2. Dr.Eng. Harus Laksana G. S.T. M.Eng......(Penguji I)
NIP. 197505111999031001
3. Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T......(Penguji II)
NIP. 198604012015041001
4. Ir. Julendra Bambang Ariatedja, M.T......(Penguji III)
NIP. 196807061999031004

**SURABAYA
JANUARI, 2019**

RANCANG BANGUN DAN STUDI EKSPERIMENTAL PENGARUH JUMLAH DOF MEKANISME *RADIAL VIBRATION DAMPER* (RVD) PADA POROS PANJANG LANGSING

Nama Mahasiswa : Andri Billikita
NRP : 02111440000165
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.
Laboratorium : Vibrasi dan Sistem Dinamis

ABSTRAK

Getaran merupakan sesuatu yang umum dijumpai pada mesin industri, jika frekuensi getaran yang terjadi pada suatu peralatan sama dengan frekuensi natural dari sistem peralatan tersebut maka dapat mengakibatkan umur pakai dari peralatan tersebut berkurang. Terdapat beberapa cara untuk mengurangi getaran tersebut salah satunya adalah dengan menambahkan suatu komponen pada sistem yang ingin di reduksi getarannya, komponen tersebut dinamakan Dynamic Vibration Absorber (DVA). DVA memiliki dua komponen utama yaitu massa dengan nilai tertentu dan pegas dengan konstanta pegas tertentu. Terdapat berbagai macam bentuk DVA, yang dikelompokkan berdasarkan fungsi dan sifat peredam. Radial vibration damper (RVD) merupakan jenis DVA yang umum digunakan untuk mereduksi getaran dari sistem poros yang berotasi. RVD tersusun dari sebuah disk yang memiliki massa dan pegas, RVD nantinya akan dipasangkan pada poros yang berotasi, dengan geometri yang tepat RVD akan dapat mereduksi gerakan translasi pada sistem yang berotasi.

Dalam penelitian ini, dilakukan rancang bangun dan analisa reduksi getaran RVD yang akan di pasangkan pada poros yang di operasikan oleh mesin bubut pada frekuensi tertentu. Berdasarkan penelitian oleh Nira dan Intan massa DVA yang optimal dalam mereduksi getaran berlebih adalah 1/20 kali dari

massa utama. Perancangan RVD ini dibatasi pada poros yang dioperasikan pada frekuensi 2500rpm. Adapun variasi yang diberikan pada penelitian ini adalah jumlah Degree of Freedom (DoF) Radial vibration damper yaitu 2 dan 4 DoF. RVD nantinya akan di pasang di tengah poros eksperimen.

Pada penelitian ini dihasilkan prototype RVD sesuai rancangan yang telah dibuat. Eksperimen dalam penelitian ini dilakukan untuk sistem utama tanpa RVD dan dengan penambahan RVD 2 pegas serta RVD 4 pegas pada sistem utama yang dihubungkan tepat di tengah-tengah panjang sistem utama. Dari eksperimen yang telah dilakukan, didapatkan hasil berupa respon percepatan arah translasi sumbu X dan arah translasi sumbu Y untuk setiap variasi frekuensi operasi 900 rpm, 1500 rpm, dan 2500 rpm dan variasi geometri RVD 2 pegas dan RVD 4 pegas. Reduksi getaran sistem utama yang optimal didapatkan dari eksperimen untuk sistem utama dengan penambahan RVD 4 pegas pada frekuensi operasi 2500 rpm. Reduksi yang dihasilkan untuk arah translasi sumbu X sebesar 74,96% dan 65,15% untuk sumbu Y.

Kata kunci : Radial vibration damper (RVD), Mesin Bubut, Frekuensi, Degree of Freedom (DoF), Reduksi, Getaran, Translasi.

DESIGN AND EXPERIMENTAL STUDY THE NUMBER OF DOF RADIAL VIBRATION DAMPER (RVD) MECHANISM EFFECT FOR LONG THIN SHAFT

Student's Name : Andri Billikita

NRP : 02111440000165

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

Laboratory : Vibration and Dynamic System

ABSTRACT

Vibration is something that is commonly found in industrial machinery, if the frequency of vibrations that occur on any equipment equals the natural frequency of that equipment, it can result in reduced lifespan of the equipment itself. There are several ways to reduce vibration, one of which is to add a component to the system that the vibration needs to be reduced, the component is called Dynamic Vibration Absorber (DVA). DVA has two main components, namely a mass with a certain value and a spring with a certain spring constant. There are various forms of DVA, which are grouped according to the function and nature of the damper. Radial Vibration Damper (RVD) is a type of DVA commonly used to reduce vibrations from rotating shaft systems. RVD is composed of a disk/cover that has a mass and a spring, RVD will be attached to a rotating shaft, with the right geometry RVD will be able to reduce the translation movement on the rotating system.

In this research, a design and analysis of RVD vibration reduction will be carried out which will be attached to a shaft operated by a lathe machine at a certain frequency. Based on research by Nira and Intan DVA mass that is optimal in reducing excessive vibration is 1/20 times of the main mass. The design of the RVD is limited to the shaft operated at a frequency of 2500 rpm. The variations given in this study are the number of Degree of

Freedom (DoF) Radial Vibration Damper namely 2 and 4 DoF. RVD will be installed in the middle of the experimental shaft.

In this study, the RVD prototype was produced according to the design that had been made. Experiments in this study were carried out for the main system without RVD and with the addition of 2 springs RVD and with the 4 springs RVD on the main system that was connected right in the middle of the main system length. From the experiments that have been done, the result obtained in the form of a response acceleration of X axis and Y axis translation direction for each variation of operating frequency 900 rpm, 1500 rpm, and 2500 rpm and geometry variation 2 springs RVD and 4 springs RVD. The optimal main system vibration reduction is obtained from experiments for main system with the addition of 4 springs RVD at an operating frequency of 2500 rpm. The reduction result for the X axis translation direction is 74,96% and 65,15% for the Y axis.

Keywords : Radial vibration damper (RVD), Lathe Machine, Frequency, Degree of Freedom (DoF), Reduction, Vibration, Translation.

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah SWT atas rahmat dan karunia-Nya, penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini. Tugas akhir ini disusun sebagai syarat kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

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

1. Kedua orang tua penulis, Ibu Ossy Heria dan Bapak Edhie Irwan atas segala doa, semangat, dukungan dan bantuannya, serta kepada kakak penulis Ladinna Aria Mega yang telah memberikan bantuan dalam hal apapun pada pengerjaan Tugas Akhir ini.
2. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. selaku dosen pembimbing Tugas Akhir penulis yang telah mencurahkan ilmu, perhatian, waktu, tenaga, arahan serta menjadi panutan bagi penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng., Bapak Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T., dan Bapak Ir. Julendra B. Ariatedja, M.T., selaku dosen penguji sidang Tugas Akhir yang telah memberikan ilmu, saran dan masukan untuk memperbaiki Tugas Akhir ini.
4. Ibu Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T., selaku dosen wali penulis yang telah banyak memberikan perhatian, pelajaran, dan masukan selama berkuliah di ITS.

5. Kepada Bang Rivo, Pak Dang, Mama Rid, Ni Nilam, Caca, dan Allesandra yang telah memberikan kasih sayangnya kepada penulis selama berada di Surabaya.
6. Kepada Ucha, Fatir, Bella, Arsha, Faiz, Andri, Otid, Fido, dan Ega yang telah menjadi teman terbaik penulis selama proses pengerjaan Tugas Akhir ini.
7. Semua pihak yang telah memberikan dukungan dan doa untuk penulis: Ica Aisyah, Fathur, Ildan, Thoriq, Randi, Alit, Engra, Dilla, Ayup, Dwine, Alik, Rafi, Pingkan, Narendra, Hadiyan, Gilang, Ilham, Uti, Syifa, Sindy, Meme, dan Selly.
8. Keluarga besar LBMM, terutama Mutiara Puspa Kusumiyati dan divisi Roda Empat yang telah memberikan pengalaman, pembelajaran, dan cerita hidup kepada penulis selama masa perkuliahan.
9. Kepada warga Lab. Vibrasi, teman-teman basket, serta seluruh SMRM terutama M57 yang telah memberikan pengalaman berharga selama penulis berkuliah di Teknik Mesin ITS.
10. Segenap Dosen, Tenaga pendidik, Karyawan, dan semua pihak yang telah membantu penulis yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa masih banyak kekurangan dan keterbatasan yang terdapat dalam penulisan Tugas Akhir ini. Sehingga penulis sangat mengharapkan segala bentuk kritik dan saran yang membangun dari berbagai pihak. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak.

Surabaya, Januari 2019

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	ii
ABSTRACT	iv
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI.....	viii
DAFTAR GAMBAR.....	x
DAFTAR TABEL	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
BAB II DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA ..	5
2.1 Dasar Teori Mekanika Getaran.....	5
2.1.1 <i>Multi DoF</i>	5
2.1.2 <i>Whirling of Shaft</i>	8
2.1.3 <i>Equations of Motion</i>	10
2.1.4 <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	13
2.2 <i>Lathe Machine</i> (Mesin Bubut).....	18
2.2.1 Bagian-Bagian pada Mesin Bubut.....	18
2.3 Tinjauan Pustaka.....	19
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	39
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	39
3.2 Penjelasan Tahap Penelitian	40
3.2.1 Studi Literatur	40
3.2.2 Identifikasi Masalah.....	40
3.2.3 Perancangan Mekanisme RVD	41
3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis	42

3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak.....	43
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN	59
4.1 Peralatan dan Instalasi Eksperimen.....	59
4.1.1 Sistem Utama	62
4.1.2 Sistem <i>Absorber (Radial Vibration Damper)</i> ..	62
4.2 Analisa Perhitungan	65
4.2.1 Sistem Utama	66
4.2.2 Sistem <i>Radial Vibration Damper</i>	67
4.3 Analisa Hasil Eksperimen	69
4.3.1 Analisa Eksperimen Sistem Utama tanpa RVD	71
4.3.2 Analisa Eksperimen Sistem Utama dengan RVD	
2 Pegas.....	75
4.3.3 Analisa Eksperimen Sistem Utama dengan RVD	
4 Pegas.....	79
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	85
5.1 Kesimpulan.....	85
5.2 Saran.....	86
LAMPIRAN	87
DAFTAR PUSTAKA	91

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 <i>Equivalent model for Active Magnetic Bearing (AMB) rotor system</i> [5]	6
Gambar 2.2 <i>Shaft with mass system</i>	9
Gambar 2.3 <i>Shaft carrying a rotor</i>	11
Gambar 2.4 <i>Rotor with eccentricity</i>	12
Gambar 2.5 Skema peredaman DVA [8]	14
Gambar 2.6 <i>Pengaruh penggunaan DVA terhadap rasio frekuensi natural system</i> [8]	15
Gambar 2.7 <i>Pemodelan dinamis sistem utama dengan damped DVA</i> [8]	16
Gambar 2.8 <i>Pengaruh dari DDVA terhadap rasio respon dari sistem utama</i> [8]	17
Gambar 2.9 <i>Mesin bubut konvensional</i> [9]	19
Gambar 2.10 (a) <i>Rancangan TMVA</i> , (b) <i>Sistem Utama</i> , (c) <i>Rancangan Sistem Gabungan</i> [1]	21
Gambar 2.11 <i>Bodediagram sistem utama tanpa TMVA dan dengan TMVA pada node 1 dengan variasi massa</i> [1]	22
Gambar 2.12 <i>Pemodelan sistem utama (a) tanpa DVA dan (b) dengan DDVA</i> [6]	24
Gambar 2.13 <i>Grafik respon getaran sistem tanpa DVA, dengan SDVA, dan dengan DDVA</i> [6]	25
Gambar 2.14 <i>The friction damper (a) the conventional torsional absorber, (b) the delayed resonator, dan (c) centrifugal pendulum absorber</i> [3]	28
Gambar 2.15 (a) <i>The damped centrifugal pendulum dan (b) The centrifugal delayed resonator. $N_a = 1$; $\omega_0 =$ konstan</i> [3]	29

Gambar 2.16 Blok diagram kontrol skema CDR [3].....	30
Gambar 2.17 A <i>gain-delay plot</i> : the bold line represents $g_c(\omega_c)$ versus $\tau_c(\omega_c)$ and the light line $g_{cs}(\omega_{cs})$ versus $\tau_{cs}(\omega_{cs})$ [3]	30
Gambar 2.18 Simulasi respon waktu pada sistem gabungan (a) <i>the disturbance torque</i> ; (b) <i>the relative displacement of the primary structure (the bold line is for CDR and the light line for a passive centrifugal pendulum absorber)</i> ; (c) <i>the angular displacement of the angular displacement of the CDR absorber</i> [3]	31
Gambar 2.19 Rancangan <i>Milling spindle</i> dengan sistem transmisi tenaga listrik [2].....	32
Gambar 2.20 Rancangan Peredam [2].....	33
Gambar 2.21 <i>Tool acceleration</i> (a) <i>x acceleration</i> dan (b) <i>y acceleration</i> [2]	35
Gambar 2.22 <i>Tool vibration displacement</i> (a) <i>x displacement</i> dan (b) <i>y displacement</i> [2].....	36
Gambar 2.23 <i>Tool orbit</i> (a) <i>without absorbers</i> dan (b) <i>with absorbers</i> [2]	37
Gambar 2.24 <i>Tool vibration displacement</i> (a) <i>x displacement</i> dan (b) <i>y displacement</i> [2]	38
Gambar 3.1 Flowchart penelitian	40
Gambar 3.2 Rancangan RVD dengan 2 dan 4 pegas	41
Gambar 3.3 sistem yang akan diredam (a) tanpa RVD dan (b) <i>dengan RVD</i>	42
Gambar 3.4 Skema sistem utama dengan RVD (a) 2 pegas dan (b) 4 pegas	43
Gambar 3.8 <i>Coil Spring RVD</i>	52
Gambar 3.9 Massa RVD	52
Gambar 3.10 Poros sistem utama	53

Gambar 3.11 Diagram alir eksperimen.....	55
Gambar 3.12 Skema pengujian tanpa RVD	56
Gambar 3.13 Skema pengujian dengan RVD	56
Gambar 4.1 Peralatan Penunjang Eksperimen (a) <i>Probe Accelerometer</i> ; (b) <i>Adaptor</i> ; (c) <i>Kabel Penghubung</i> ; (d) <i>Oscilloscope</i> ; (e) <i>Lathe Machine</i>	60
Gambar 4.2 Instalasi Eksperimen Sistem Utama dengan RVD ..	61
Gambar 4.3 Sistem Utama.....	62
Gambar 4.4 <i>Radial Vibration Damper (RVD) (a) 4 pegas dan (b) 2 pegas</i>	63
Gambar 4.5 Komponen-komponen RVD (a) <i>Pegas</i> ; (b) <i>Koin (Massa RVD)</i> ; (c) <i>Pegas dan Massa RVD</i> ; (d) <i>Baut dan Mur</i> ; (e) <i>RVD dengan Cover</i> ; dan (f) <i>RVD tanpa Cover</i>	65
Gambar 4.6 <i>Bode Diagram</i> sistem utama tanpa dan dengan penambahan RVD.....	70
Gambar 4.7 Peletakan <i>probe</i> pada <i>tail-stock</i> mesin bubut	71
Gambar 4.8 Grafik RMS Sistem Utama tanpa RVD	72
Gambar 4.9 Hasil pembacaan <i>oscilloscope</i> pada eksperimen frekuensi (a) 900 Rpm, (b) 1500 Rpm, dan (c) 2500 Rpm	73
Gambar 4.10 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> tanpa RVD (a) 900 rpm, (b) 1500 rpm, dan (c) 2500 rpm	74
Gambar 4.11 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> sumbu X dan Y Sistem Utama dengan Penambahan RVD 2 Pegas pada Frekuensi (a) 900 rpm, (b) 1500 rpm, dan (c) 2500 rpm	76
Gambar 4.12 Hasil Eksperimen Sistem Utama dengan RVD 2 Pegas: (a) RMS pada sumbu X, (b) RMS pada sumbu Y, dan (c) Besar reduksi sistem utama.....	78
Gambar 4.13 Hasil <i>Filtering</i> dan <i>Smoothing</i> sumbu X dan Y Sistem Utama dengan Penambahan RVD 4 Pegas	

pada Frekuensi (a) 900 rpm, (b) 1500 rpm, dan (c) 2500 rpm	81
Gambar 4.14 Perbandingan Hasil Eksperimen Sistem Utama dengan RVD 2 Pegas dan RVD 4 Pegas: (a) RMS pada sumbu X, (b) RMS pada sumbu Y, dan (c) Besar reduksi sistem utama	83

DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Parameter penelitian	53
Tabel 3.2 Pengambilan data eksperimen	57
Tabel 4.1 <i>Properties</i> Sistem Utama	67
Tabel 4.2 <i>Properties Radial Vibration Damper</i>	68
Tabel 4.3 Nilai RMS Hasil Eksperimen Sistem Utama tanpa RVD	73
Tabel 4.4 Nilai RMS Hasil Eksperimen Sistem Utama dengan RVD 2 Pegas	48
Tabel 4.5 Hasil Reduksi Sistem Utama dengan RVD 2 Pegas	49
Tabel 4.6 Nilai RMS Hasil Eksperimen Sistem Utama dengan RVD 4 Pegas	51
Tabel 4.7 Hasil Reduksi Sistem Utama dengan RVD 4 Pegas	52

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pada kehidupan sehari-hari getaran merupakan sesuatu yang umum dijumpai, baik dihasilkan oleh alam maupun mesin industri. Secara umum getaran yang berlebihan dapat menimbulkan kerusakan/sesuatu yang tidak diinginkan. Getaran berlebihan terjadi karena besar frekuensi operasional suatu benda tersebut sama dengan frekuensi natural sistem hal ini disebut juga sebagai *critical speed*, sehingga akan terjadi amplitudo maksimum pada proses tersebut, hal ini akan mengakibatkan gangguan pada komponen mesin dan berdampak pada umur pakai mesin. Pada mesin-mesin perkakas, getaran merupakan suatu kondisi yang merugikan, karena dapat mengurangi efisiensi dari proses yang dilakukan mesin tersebut serta dapat mengakibatkan pahat cepat aus. Oleh karena itu, getaran dari mesin-mesin perkakas diharapkan dapat diredam, agar efisiensi dari mesin tersebut meningkat. Terdapat beragam cara untuk mengurangi getaran berlebih tersebut, salah satunya dengan menggunakan komponen tambahan untuk mereduksi getaran yang dikenal dengan nama *Dynamic Vibration Absorber* (DVA). Prinsip kerja dari DVA adalah dengan menambahkan massa dan pegas pada sistem yang menimbulkan getaran tersebut. Pada proses ini, getaran berlebih pada massa utama akan diserap oleh massa DVA yang akan ditambahkan pada sistem, seiring tereduksinya getaran, maka efisiensi mesin akan meningkat.

Terdapat berbagai macam bentuk *Dynamic Vibration Absorber*, yang dikelompokkan berdasarkan fungsi dan sifat peredam. Salah satunya adalah *Radial vibration damper* yang umum digunakan untuk sistem poros yang berotasi. *Radial vibration damper* tersusun dari sebuah *disk* yang didalamnya terdapat massa dan pegas, RVD akan dipasangkan pada poros yang berputar, dengan geometri yang tepat RVD akan dapat mereduksi

gerakan translasi pada sistem yang berotasi. Dalam merancang sebuah *Radial vibration damper*, diperlukan perhatian dari berbagai faktor, faktor tersebut antara lain: dimensi, massa, dan koefisien pegas *Radial vibration damper* yang berperan dalam mereduksi getaran. *Radial vibration damper* yang sesuai akan dapat mereduksi getaran yang dialami oleh sistem. Untuk memenuhi kriteria pembuatan DVA tersebut ditentukan sistem yang akan diredam, yaitu proses *turning* pada *Lathe Machine* atau mesin bubut konvensional.

Dalam penelitian ini penulis menganalisa dan merancang sebuah *Dynamic Vibration Absorber* jenis *Radial vibration damper* yang nantinya akan dipasangkan pada poros yang digerakkan oleh *Lathe Machine* dengan maksud meminimalisir getaran yang dihasilkan oleh sistem guna meningkatkan efisiensi dari proses yang dilakukan oleh mesin bubut.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan penelitian yang diangkat dalam pengerjaan tugas akhir ini antara lain :

1. Bagaimana rancang bangun mekanisme *Radial vibration damper* untuk poros?
2. Bagaimana respon dinamis poros yang dioperasikan *Lathe Machine* sebelum dan sesudah dipasang *Radial vibration damper*?
3. Bagaimana pengaruh variasi geometri (jumlah DoF) dari *Radial vibration damper* terhadap respon dinamis poros yang sedang beroperasi pada *Lathe Machine*?

1.3 Tujuan

Tujuan penelitian yang ingin dicapai dalam pengerjaan tugas akhir ini antara lain :

1. Membuat mekanisme *Radial vibration damper* untuk poros.

2. Menganalisa respon dinamis poros yang dioperasikan *Lathe Machine* sebelum dan sesudah dipasang *Radial vibration damper*.
3. Menganalisa pengaruh variasi jumlah DoF dari *Radial vibration damper* terhadap respon dinamis poros yang sedang beroperasi pada *Lathe Machine*.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah yang digunakan dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mesin bubut yang digunakan merupakan mesin bubut konvensional
2. Mesin bubut hanya dioperasikan pada kecepatan tertentu
3. Poros lurus panjang langsing
4. Tidak ada slip DVA jenis *Radial vibration damper* terhadap poros
5. Konstanta pegas DVA yang digunakan dianggap linier
6. Efek *Unbalance* dan Eksentrisitas tidak diperhitungkan

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang dapat diperoleh dari kegiatan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Sebagai referensi dan literatur untuk penelitian *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) jenis *Radial vibration damper* sebagai pereduksi getaran suatu sistem yang berotasi.
2. Sebagai inovasi dalam bidang industri guna meningkatkan efisiensi kerja suatu mesin perkakas.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

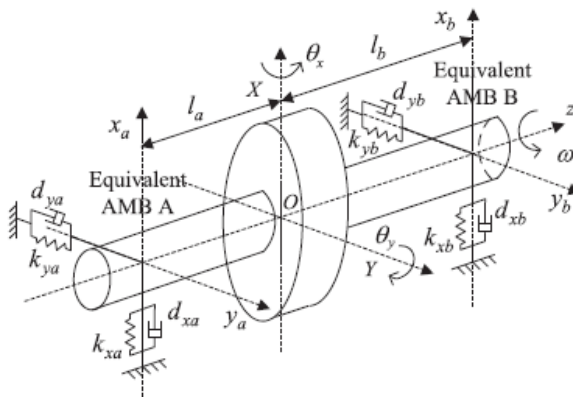
DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Dasar Teori Mekanika Getaran

Getaran merupakan kecenderungan suatu benda untuk menyimpang dari sumbu saat bergerak osilasi. Beberapa faktor yang mempengaruhi getaran adalah gaya, pegas, dan damper pada sistem. Getaran dapat diredam bila pada suatu sistem yang bergetar tersebut ditambahkan massa. Respon getaran dari suatu sistem dipengaruhi oleh frekuensi natural yang dimiliki oleh semua benda yang memiliki massa dan konstanta pegas. Teori mekanika getaran yang digunakan sebagai landasan dan literatur pada penelitian ini mengenai *Multi DoF*, *Whirling Shaft*, dan *Dynamic Vibration Absorber*.

2.1.1 *Multi DoF*

Derajat kebebasan (*Degree of Freedom*) merupakan jumlah koordinat independen yang diperlukan untuk menentukan posisi dari bagian-bagian sistem yang dianalisa. Dalam dunia *engineering*, hampir semua sistem memiliki lebih dari satu derajat kebebasan yang dikenal dengan sistem *Multi Degree of Freedom*. Setiap derajat kebebasan memiliki frekuensi natural masing-masing. Gambar 2.1 berikut ini merupakan contoh sistem multi DOF:



Gambar 2.1 *Equivalent model for Active Magnetic Bearing (AMB) rotor system* [5]

Berdasarkan teori mekanika, sifat pergerakan *rigid* rotor dapat dideskripsikan dengan pergerakan 6 DOF, yaitu 3 pergerakan linear pada 2 sumbu radial dan 1 sumbu aksial serta 3 gerakan rotasional pada sumbu-sumbu tersebut. Gambar 2.1 diatas menunjukkan sistem rotor *Active Magnetic Bearing (AMB)* pada titik A dan B yang setara 4 buah struktur *spring-damping* dengan 4 arah yang berbeda. Titik O merupakan pusat massa rotor, dimana jaraknya terhadap titik A dan B dinotasikan dengan l_a dan l_b .

Pergerakan vektor pada rotor dapat diklasifikasikan menjadi 2 tipe, yaitu tipe 1 dan tipe 2. Tipe 1 mendefinisikan pergerakan rotor sebagai $[X, \theta_y, Y, \theta_x]^T$, dimana X dan Y merupakan gerak linear dari titik pusat rotor ke sumbu x dan y , sementara θ_y dan θ_x adalah gerak angular pada rotor yang berotasi sepanjang sumbu y dan sumbu x .

Pada perspektif berbeda, tipe 2 mendefinisikan pergerakan vektor pada rotor dapat didefinisikan dari lokasi rotor terhadap titik A dan B, yaitu $[x_a, x_b, y_a, y_b]^T$ dimana x_a dan y_a adalah koordinat lokasi rotor terhadap AMB A, sedangkan AMB B adalah x_b dan y_b . Hubungan antara 2 tipe pergerakan di atas dapat ditunjukkan oleh matriks di bawah ini:

$$\begin{aligned}
\begin{bmatrix} X \\ \theta_y \\ Y \\ \theta_x \end{bmatrix} &= \frac{1}{l} \begin{bmatrix} l_b & l_a & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & l_b & l_a \\ 0 & 0 & 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ y_a \\ y_b \end{bmatrix} \\
\begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ y_a \\ y_b \end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} 1 & l_a & 0 & 0 \\ 1 & -l_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_a \\ 0 & 0 & 1 & -l_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X \\ \theta_y \\ Y \\ \theta_x \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{2.1}$$

Persamaan gerak dari rotor dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
m\ddot{X} &= -(d_{xa}\dot{x}_a + k_{xa}x_a) - (d_{xb}\dot{x}_b + k_{xb}x_b) + F_x \\
J\ddot{\theta}_y &= -(d_{xa}\dot{x}_a + k_{xa}x_a)l_a + (d_{xb}\dot{x}_b + k_{xb}x_b)l_b + M_x \\
m\dot{Y} &= -(d_{ya}\dot{y}_a + k_{ya}y_a) - (d_{yb}\dot{y}_b + k_{yb}y_b) + F_y \\
J\ddot{\theta}_x &= -(d_{ya}\dot{y}_a + k_{ya}y_a)l_a + (d_{yb}\dot{y}_b + k_{yb}y_b)l_b + M_y
\end{aligned} \tag{2.2}$$

dimana, m adalah massa rotor, J adalah *transverse moment of inertia*. F_x , F_y adalah gaya eksitasi pada sumbu x dan y , sedangkan M_x , M_y adalah momen eksitasinya. *Equivalent stiffness* dari 4 arah dinotasikan dengan k_{xa} , k_{xb} , k_{ya} , k_{yb} , sedangkan *equivalent damping* yaitu d_{xa} , d_{xb} , d_{ya} , d_{yb} . Dengan mensubstitusi persamaan (2.2) ke (2.1) didapatkan:

$$\begin{aligned}
\frac{1}{l} \begin{bmatrix} ml_b & ml_a & 0 & 0 \\ J & -J & 0 & 0 \\ 0 & 0 & ml_b & ml_a \\ 0 & 0 & J & -J \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_a \\ \ddot{x}_b \\ \ddot{y}_a \\ \ddot{y}_b \end{bmatrix} + \\
\begin{bmatrix} d_{xa} & d_{xb} & 0 & 0 \\ d_{xa}l_a & -d_{xb}l_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & d_{ya} & d_{yb} \\ 0 & 0 & d_{ya}l_a & -d_{yb}l_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_a \\ \dot{x}_b \\ \dot{y}_a \\ \dot{y}_b \end{bmatrix} + \\
\begin{bmatrix} k_{xa} & k_{xb} & 0 & 0 \\ k_{xa}l_a & -k_{xb}l_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{ya} & k_{yb} \\ 0 & 0 & k_{ya}l_a & -k_{yb}l_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_a \\ x_b \\ y_a \\ y_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ M_x \\ F_y \\ M_y \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{2.3}$$

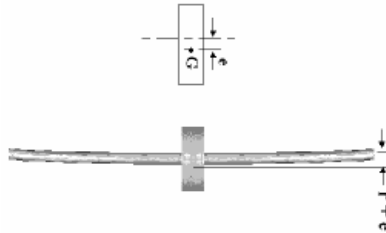
Dengan penyelesaian menggunakan transformasi *Laplace*, diperoleh hasil berikut:

$$\begin{bmatrix} -m\omega^2 \frac{l_b}{l} + k_{xa} + j\omega d_{xa} & -m\omega^2 \frac{l_a}{l} + k_{xb} + j\omega d_{xb} & 0 & 0 \\ -j\frac{\omega^2}{l} + k_{xa}l_a + j\omega d_{xa}l_a & j\frac{\omega^2}{l} + k_{xb}l_b - j\omega d_{xb}l_b & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -m\omega^2 \frac{l_b}{l} + k_{ya} + j\omega d_{ya} & -m\omega^2 \frac{l_a}{l} + k_{yb} + j\omega d_{yb} \\ 0 & 0 & -j\frac{\omega^2}{l} + k_{ya}l_a + j\omega d_{ya}l_a & j\frac{\omega^2}{l} + k_{yb}l_b + j\omega d_{yb}l_b \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} x_a(j\omega) \\ x_b(j\omega) \\ y_a(j\omega) \\ y_b(j\omega) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x(j\omega) \\ M_x(j\omega) \\ F_y(j\omega) \\ M_y(j\omega) \end{bmatrix} \quad (2.4)$$

2.1.2 Whirling of Shaft

Gerakan osilasi pada poros dapat terjadi ketika poros tersebut sedang berotasi. Ketika poros tidak berada pada posisi setimbang, gaya sentrifugal yang dihasilkan akan mengakibatkan poros tersebut bergetar. Ketika kecepatan rotasi poros memiliki frekuensi yang sama dengan frekuensi naturalnya, getaran akan semakin besar dan menimbulkan *whirling of the shaft*. Hal tersebut juga akan terjadi pada kelipatan dari kecepatan tersebut. Ini akan menyebabkan kerusakan berat pada *heavy rotary machines* seperti generator turbin, untuk mencegah hal tersebut terjadi sistem harus dibuat setimbang secara hati-hati agar dapat mengurangi efek getaran yang timbul pada sistem, dengan kata lain sistem harus di desain kembali agar memiliki frekuensi natural yang berbeda dengan kecepatan rotasinya. Ketika menghidupkan atau mematikan sistem permesinan, kecepatan kritis harus dihindari untuk mencegah kerusakan/aus pada komponen-komponen permesinan seperti *bearings*, *cutting tool*, *chuck*, dan lain-lain. Misalkan poros dengan massa M , pusat massa tidak berada di titik tengah poros seperti Gambar 2.2 berikut ini.



Gambar 2.2 *Shaft with mass system*

Apabila pada suatu poros yang didukung diantara dua bantalan dipasang massa, maka poros tersebut akan mengalami defleksi statis. Defleksi tersebut disebabkan oleh massa yang dipasangkan pada poros. Defleksi tersebut dapat bertambah besar akibat gaya sentrifugal.

Putaran kritis adalah putaran yang mengakibatkan terjadinya defleksi maksimum pada poros. Hal ini mengakibatkan poros berputar sambil bergetar dengan amplitudo yang besar. Gejala ini disebut *whirling shaft*. Terjadinya *whirling shaft* pada permesinan akan mengakibatkan kerugian yang pada akhirnya akan memperpendek usia mesin.

Ketika poros berotasi, gaya sentrifugal akan menyebabkan poros *bending*. Defleksi pada poros di simbolkan dengan r , jarak ke *center of gravity* adalah $r + e$. Poros berotasi pada ω rad/s. Kekakuan disimbolkan dengan k_t N/m. Gaya defleksi di dapat dari persamaan:

$$F = k_t \times r \quad (2.5)$$

Gaya sentrifugal adalah:

$$\text{Centrifugal Force} = M\omega^2(r+e) \quad (2.6)$$

Dari persamaan diatas maka di dapatkan:

$$k_t r = M\omega^2(r + e)$$

$$\begin{aligned}
 r &= \frac{M\omega^2(r+e)}{k_t} = \frac{M\omega^2 r}{k_t} + \frac{M\omega^2 e}{k_t} \\
 r &= \frac{M\omega^2 e}{k_t \left(1 - \frac{M\omega^2}{k_t}\right)} \\
 r &= \frac{\omega^2 e}{\omega_n^2 \left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)} = \frac{e}{\left(\frac{\omega_n}{\omega}\right)^2} \quad (2.7)
 \end{aligned}$$

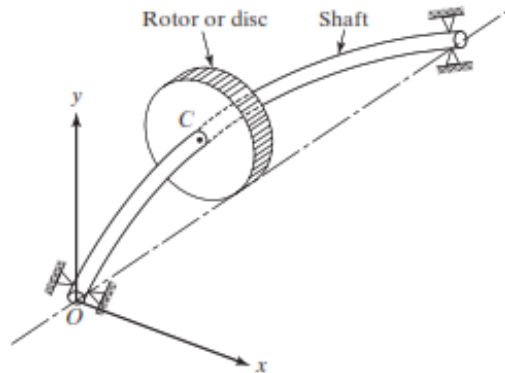
Dimana:

$$\frac{k_t}{M} = \omega_n^2 \quad (2.8)$$

Dari persamaan diatas dapat terjadi kondisi dimana $\omega_n = \omega$ dan $r = e/0$ yang berarti tidak terdefinisi. Hal tersebut menandakan tidak peduli seberapa kecil ketidakseimbangan jarak e , poros akan tetap berputar pada frekuensi natural. *Balancing* dapat membantu, namun tidak akan pernah sempurna. Jadi efek *whirling* harus dihindari untuk kebaikan sebuah mesin.

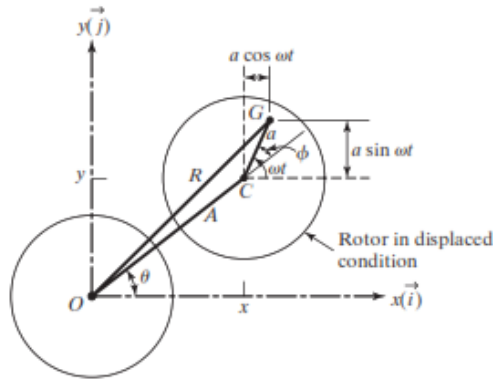
2.1.3 Equations of Motion

Pada gambar 2.3. Rotor atau *disk* bermassa m yang dilekatkan ditengah-tengah poros yang disupport oleh dua *bearing*. Diasumsikan rotor dikenai gaya eksitasi *steady-state unbalance* massa. Gaya yang bekerja pada rotor adalah gaya inersia karena akselerasi dari massa pusat, gaya pegas karena elastisitas poros dan gaya redam eksternal dan internal.



Gambar 2.3 *Shaft carrying a rotor*

Pada gambar 2.4, O menunjukkan posisi kesetimbangan poros ketika setimbang dengan sempurna. Poros (yaitu pada garis CG) diasumsikan berotasi dengan kecepatan angular constant ω . Saat berotasi, rotor defleksi secara radial sejauh $A = OC$ (*in steady state*). Rotor atau *disk* diasumsikan mempunyai kecacatan sehingga *center of gravity* G berada pada jarak a dari pusat geometri C . Digunakan system koordinat tetap (x and y fixed to the earth) dengan O sebagai titik asal dari gerakan system. Kecepatan angular dari garis OC , $\dot{\theta} = d\theta/dt$, adalah *whirling speed* dan secara umum tidak sama dengan ω . Persamaan gerak dari rotor (*mass* m) adalah sebagai berikut:



Gambar 2.4 Rotor with eccentricity

$$\begin{aligned} \text{Inertia force } (\vec{F}_i) &= \text{Elastic force } (\vec{F}_e) + \\ &\text{Internal damping force } (\vec{F}_{di}) + \\ &\text{External damping force } (\vec{F}_{de}) \end{aligned} \quad (2.9)$$

Persamaan 2.9 dapat ditulis menjadi:

$$\text{Inertia force: } \vec{F}_i = m\ddot{\vec{R}} \quad (2.10)$$

Dimana $\vec{R}$ menunjukkan vector radius dari titik pusat massa G, didapat:

$$\vec{R} = (x + a \cos \omega t)\vec{i} + (y + a \sin \omega t)\vec{j} \quad (2.11)$$

Dengan x dan y masing-masing mewakili koordinat geometric tengah C dan $\vec{i}$ dan $\vec{j}$ menunjukkan unit vector disepanjang koordinat x dan y . persamaan 2.10 dan 2.11 menjadikan:

$$\vec{F}_i = m[(\ddot{x} - a\omega^2 \cos \omega t)\vec{i} + (\ddot{y} - a\omega^2 \sin \omega t)\vec{j}] \quad (2.12)$$

$$\text{Elastic force: } \vec{F}_e = -k(x\vec{i} + y\vec{j}) \quad (2.13)$$

Dimana k adalah kekakuan poros.

$$\text{Internal damping force: } \overrightarrow{F_{di}} = -c_i[(\dot{x} + \omega y)\vec{i} + (\dot{y} + \omega x)\vec{j}] \quad (2.14)$$

Dimana c_i adalah koefisien redam internal atau putar:

$$\text{External damping force: } \overrightarrow{F_{de}} = -c(\dot{x}\vec{i} + \dot{y}\vec{j}) \quad (2.15)$$

Dimana c adalah koefisien redam eksternal. Dengan mensubstitusikan persamaan 2.12 hingga 2.15 kedalam persamaan 2.9, didapat persamaan gerak dalam bentuk skalar:

$$m\ddot{x} + (c_i + c)\dot{x} + kx - c_i\omega y = m\omega^2 a \cos \omega t \quad (2.16)$$

$$m\ddot{y} + (c_i + c)\dot{y} + ky - c_i\omega x = m\omega^2 a \sin \omega t \quad (2.17)$$

Persamaan gerak ini, menggambarkan getaran lateral rotor, yang tergantung pada *speed of the steady – state rotation* dari poros, ω . Dengan mendefinisikan ω sebagai :

$$w = x + iy \quad (2.18)$$

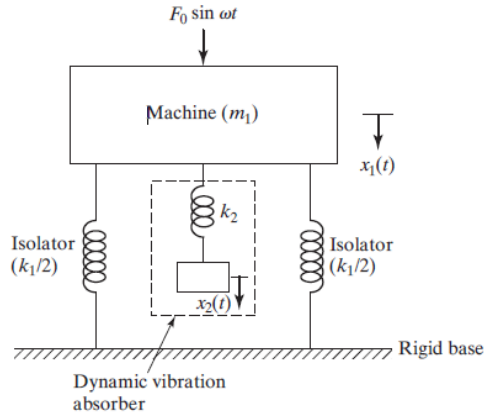
Dimana $i = (-1)^{1/2}$ dan dengan mengalikan i ke persamaan 2.16 dan 2.17, didapat persamaan gerak tunggal :

$$m\ddot{w} + (c_i + c)\dot{w} + kw - i\omega c_i w = m\omega^2 a e^{i\omega t} \quad (2.19)$$

2.1.4 Dynamic Vibration Absorber

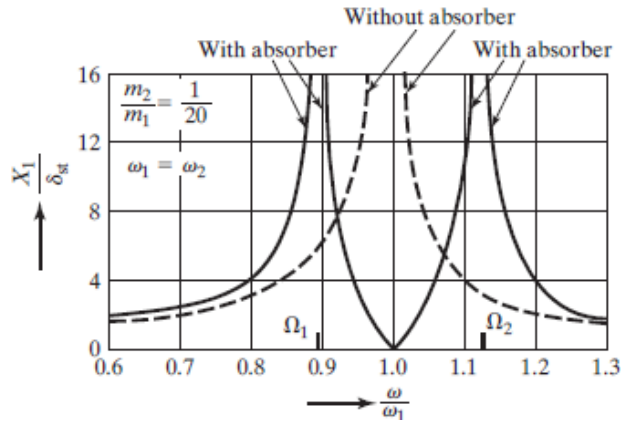
Proses *vibration absorber* merupakan salah satu proses *vibration control* pada sistem utama untuk mengurangi atau menghilangkan efek getaran yang tidak diinginkan. DVA dapat dimodelkan sebagai sistem dengan komponen *absorber* atau peredam yang dipasang pada 5 sistem utama yang bergetar. *Absorber* tersebut dapat berupa sistem massa dan pegas yang dipasangkan pada sistem sumber getar yang akan direduksi getarannya. *Absorber* yang dipasang akan bekerja dengan membuat sistem memiliki dua frekuensi natural. Pemasangan massa absorber pada massa utama ini menghasilkan sistem dengan

2 DOF, sehingga sistem tersebut akan memiliki dua frekuensi natural. Skema peredaman *dynamic vibration absorber* dapat dilihat pada gambar 2.5.



Gambar 2.5 Skema peredaman DVA [8]

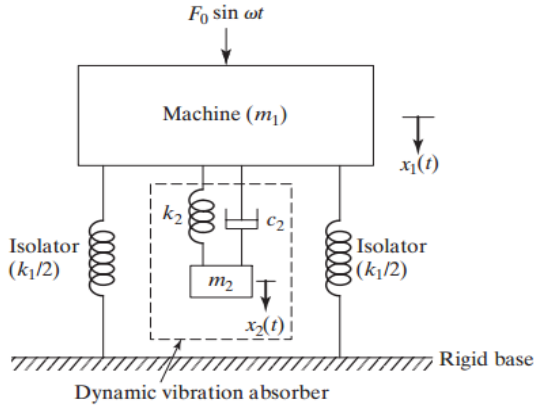
Penggunaan DVA pada sistem utama akan berdampak pada respon getaran yang akan tereduksi karena adanya DVA tersebut. Penambahan DVA pada sistem juga akan membagi dan mereduksi rasio frekuensi natural sistem menjadi dua bagian yang mana akan menimbulkan rasio frekuensi natural yang berbeda. Skema efek penggunaan DVA pada rasio amplitudo respon sistem terhadap rasio frekuensi natural sistem terdapat pada gambar 2.6.



Gambar 2.6 Pengaruh penggunaan DVA terhadap rasio frekuensi natural system [8]

2.1.4.1 Damped Dynamic Vibration Absorber

Tipe *Dynamic Vibration Absorber* yang menggunakan peredam atau *dampers* dikategorikan sebagai *damped dynamic vibration absorber*. *Damped DVA* merupakan DVA yang berfungsi untuk menghasilkan dua puncak frekuensi natural baru serta mereduksi amplitudo tersebut [4]. Skema *damped dynamic vibration absorber* yang terdiri dari massa *absorber*, pegas dan *dampers absorber* ditunjukkan pada gambar 2.7 berikut.



Gambar 2.7 Pemodelan dinamis sistem utama dengan damped DVA [8]

Berdasarkan gambar 2.7 diatas didapatkan persamaan gerak dari massa m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.20)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapat :

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}$$

$j=1,2$

Sehingga amplitudo *steady state* dari m_1 dan m_2 adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{F_0(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i c_2 \omega (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \\ X_2 &= \frac{X_1(k_2 - i c_2 \omega)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)} \end{aligned} \quad (2.21)$$

Nilai X_1 dan X_2 pada persamaan 2.21 dan 2.22 di atas dapat dinyatakan dalam:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{1/2} \quad (2.22)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.23)$$

Dimana :

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

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

$\omega a_2 = k_2/m_2 = \text{Square of natural frequency of the absorber}$

$\omega n_2 = k_1/m_1 = \text{Square of natural frequency of main mass}$

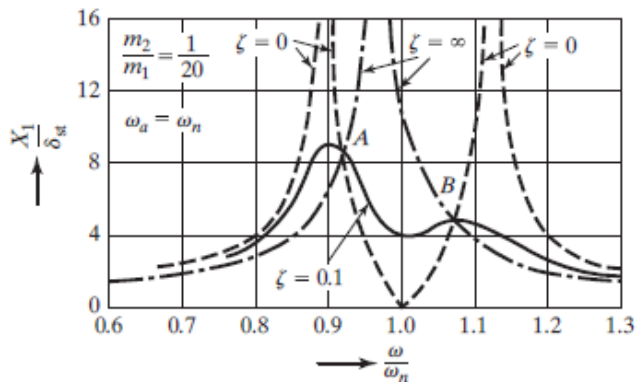
$f = \omega a / \omega n = \text{Ratio of natural frequencies}$

$g = \omega / \omega n = \text{Forced frequency ratio}$

$c = 2m\omega n = \text{Critical damping constant}$

$\zeta = c_2 / c_c = \text{Damping ratio}$

Respon getaran pada persamaan 2.24 di atas dapat dibentuk ke dalam grafik untuk melihat pengaruhnya terhadap *forced frequency ratio*. Grafik respon getaran *damped DVA* terhadap rasio respon sistem utama dapat dilihat pada gambar 2.8. Pada grafik tersebut terdapat respon ideal sistem dengan *damped DVA* nilai $\zeta = 0,1$.



Gambar 2.8 Pengaruh dari DDVA terhadap rasio respon dari sistem utama [8]

2.2 Lathe Machine (Mesin Bubut)

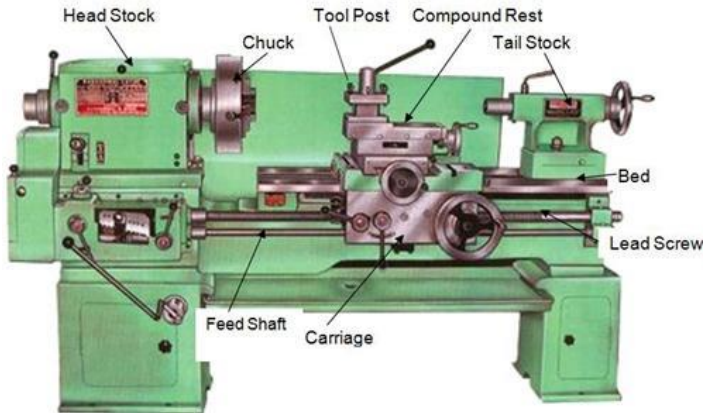
Mesin bubut secara umum merupakan mesin perkakas paling tua. Mesin bubut kayu pertama kali dikembangkan pada periode 1000 hingga 1 SM, namun mesin bubut logam dengan *lead screws* belum diciptakan sampai akhir tahun 1700-an. Mesin bubut umum pertama kali disebut *engine lathe*, karena tenaga mesin tersebut berasal dari *overhead pulleys* yang disambungkan dengan *belt* dari mesin terdekat pabrik. Mesin bubut modern sekarang ini seluruhnya dilengkapi dengan motor listriknya sendiri.

Kecepatan maksimum spindel mesin bubut biasanya sekitar 4000rpm, tetapi hanya sekitar 200rpm untuk mesin bubut besar. Untuk aplikasi khusus, kecepatan dapat beragam dari 10.000rpm, 40.000rpm, atau lebih tinggi untuk *very high speed machining*.

Meskipun sederhana dan serbaguna, mesin bubut membutuhkan ahli mesin (operator) yang terampil, sebab semua kontrol dikendalikan sendiri secara manual (untuk mesin bubut konvensional). Karena hal tersebut, mesin bubut tidak efisien untuk operasi berulang dan untuk produksi besar berjalan.

2.2.1 Bagian-Bagian pada Mesin Bubut

Mesin bubut dilengkapi dengan beragam komponen dan aksesoris, seperti yang diperlihatkan pada gambar 2.9 berikut ini:



Gambar 2.9 Mesin bubut konvensional [9]

Bed. Mendukung semua komponen utama mesin bubut. *Bed* memiliki massa yang besar dan dibuat sangat kaku serta tahan aus.

Carriage. Berfungsi untuk memegang dan menggerakkan *Tool Post* pada *Bed* secara vertikal maupun horizontal.

Head Stock. Berfungsi sebagai perangkat penahan untuk rantai gigi, spindel, penggerak puli, dsb.

Chuck. Digunakan untuk memegang dan mengunci benda kerja.

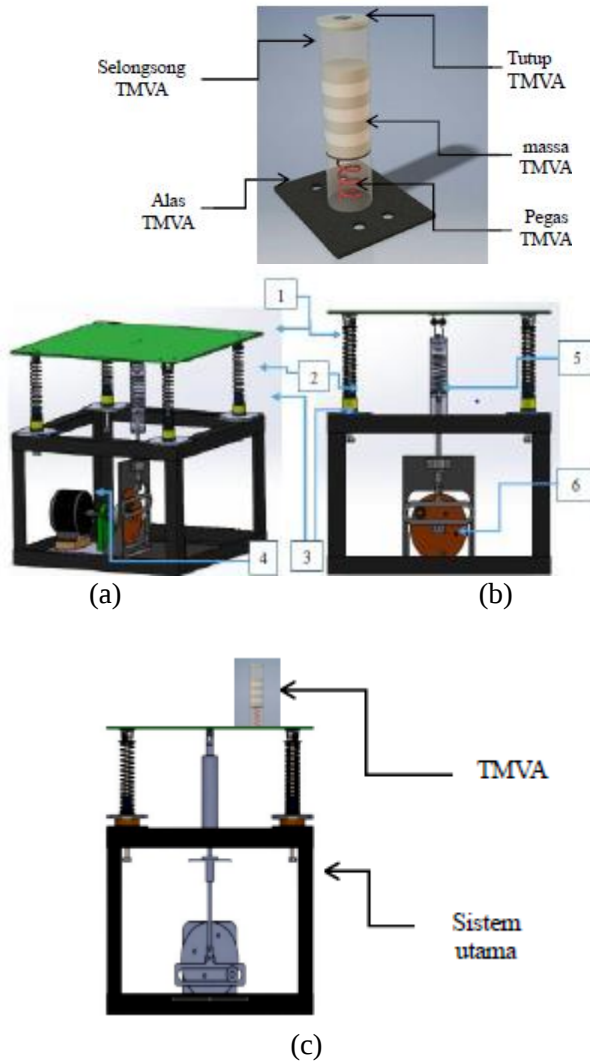
Lead Screw. Merupakan ulir yang digunakan untuk menggerakkan *Carriage* secara otomatis saat proses permesinan berlangsung.

Tail Stock. Berfungsi untuk membantu menopang benda kerja saat dibutuhkan. Dapat juga digunakan untuk melakukan operasi *Drilling*.

2.3 Tinjauan Pustaka

Penelitian terdahulu yang digunakan sebagai referensi diantaranya penelitian mengenai *Translational Multi-Mass Vibration Absorber*, *Dynamic Vibration Absorber*, *Whirling*, dan *Torsional Vibration Absorber*. Penelitian sebelumnya mengenai *Translational Multi-Mass Vibration Absorber* tahun 2018 oleh

Nira Asfarina dan Intan Mahardika berjudul “Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Sistem Utama terhadap Getaran Translasi, *Pitching*, dan *Rolling* dengan Penambahan Sistem *Translational Mass Vibration Absorber* (TMVA)”. Penelitian tersebut bertujuan untuk mengetahui variasi rasio massa TMVA terhadap massa utama dan letak posisi DVA terhadap reduksi getaran sistem utama. Identifikasi masalah pada penelitian ini dibagi menjadi dua bagian, yaitu *input* dan *output*. *Input* yang diberikan adalah variasi rasio massa TMVA terhadap massa utama, dan variasi posisi TMVA terhadap *center of gravity* massa utama, sedangkan *output*nya yaitu reduksi respon getaran sistem utama. TMVA yang dirancang merupakan sistem massa-pegas yang ditempatkan di dalam selongsong. Massa yang digunakan merupakan beberapa buah koin yang disusun vertikal di atas sebuah pegas. Kemudian TMVA dipasang di atas sistem utama yang berupa plat datar ditopang dengan empat buah pegas dengan dikenai gaya eksitasi di bawah plat oleh motor DC sebagai sumber getar. Gaya eksitasi di bawah plat dihubungkan dengan massa eksentrik pada motor DC sehingga dapat memberikan getaran yang kontinyu. Berikut merupakan rancangan TMVA penelitian tersebut:

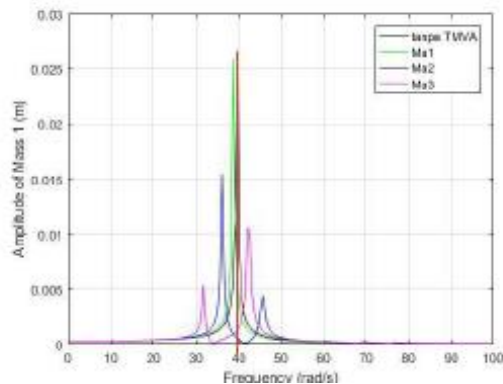


Gambar 2.10 (a) Rancangan TMVA, (b) Sistem Utama, (c) Rancangan Sistem Gabungan [1]

Keterangan :

1. Massa Utama
2. Pegas Sistem Utama
3. Penumpu
4. Motor Listrik
5. Pegas Eksentris
6. Massa Eksentris

Kemudian persamaan gerak diturunkan dengan membangun *free-body diagram* dari model fisik sistem yang telah disederhanakan. Setelah menurunkan persamaan gerak akan didapatkan *state variable* yang akan diubah kedalam blok-blok diagram simulasi yang terdapat pada *software* Simulink Matlab. *Software* ini digunakan untuk mendapatkan penyelesaian dari persamaan matematis yang telah didapat. Hasil dari simulasi *software* ini berupa respon sistem utama pada setiap kondisi. Dari simulasi ini didapatkan *bodediagram* sebagai berikut:

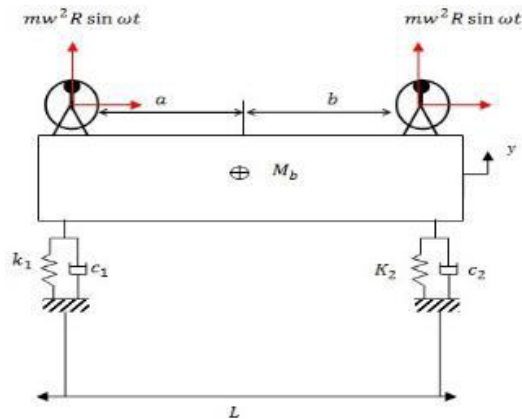


Gambar 2.11 *Bodediagram* sistem utama tanpa TMVA dan dengan TMVA pada node 1 dengan variasi massa [1]

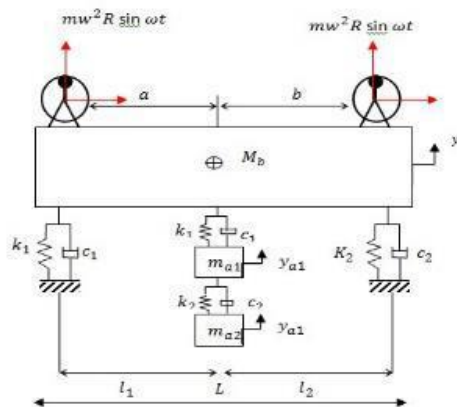
Dari salah satu *bodediagram* yang didapat dari simulasi dapat dilihat bahwa grafik warna hijau merupakan grafik yang dibentuk

oleh sistem utama yang telah ditambahkan TMVA dengan massa Ma_1 , grafik warna biru merupakan sistem utama yang telah ditambahkan TMVA dengan massa Ma_2 , dan grafik warna magenta merupakan sistem utama yang telah ditambahkan TMVA dengan massa Ma_3 . Dengan demikian, pada node 1 TMVA yang mampu mereduksi getaran secara maksimal adalah dengan Ma_2 , dengan nilai $m_2 = 0,1675 \text{ Kg } (Ma_1)$. Dari penelitian ini didapatkan kesimpulan bahwa rasio massa TMVA terhadap massa utama yang relatif mampu mereduksi getaran baik arah translasi, *rolling*, dan *pitching* adalah 1:20.

Penelitian selanjutnya berjudul "Studi Perbandingan Pengaruh penambahan SDVA dan DDVA Tersusun Seri terhadap Respon Getaran Translasi Sistem Utama" pada tahun 2013 oleh Aini Lostari. Penelitian tersebut bertujuan untuk membandingkan pengaruh penambahan SDVA (*Single Dynamic Vibration Absorber*) dan DDVA (*Dual Dynamic Vibration Absorber*) tersusun seri pada sistem utama yang bergetar dan dilihat respon reduksi getarannya. Sistem utama pada penelitian ini menggunakan balok (M_b) sebagai massa utama dan dihubungkan dengan *cantilever* sebagai pegas dan *damper* sistem tersebut. Sumber getar dari massa utama didapatkan dari gaya eksitasi akibat massa *unbalance* pada motor. DVA yang digunakan pada penelitian ini terdiri dari pegas *absorber* dan massa *absorber* yang ditempatkan pada sistem utama. Berikut merupakan pemodelan matematis pada sistem.



(a)

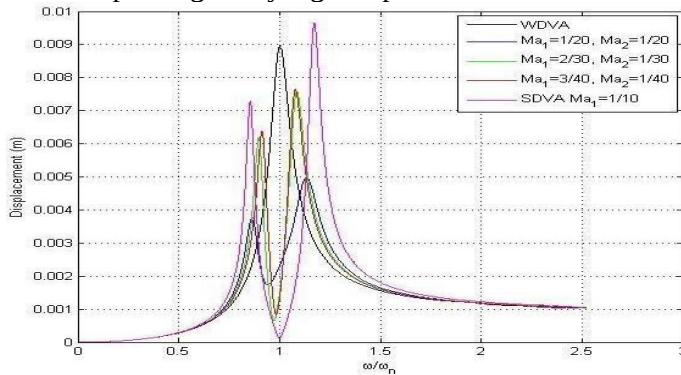


(b)

Gambar 2.12 Pemodelan sistem utama (a) tanpa DVA dan (b) dengan DDVA [6]

Persamaan matematis pemodelan diturunkan, kemudian dibuat ke dalam blok simulasi *software* MATLAB. Simulasi pada MATLAB melalui program Simulink dengan memasukkan nilai parameter dari massa utama dan DVA yang telah ditentukan. Variasi yang dilakukan adalah variasi nilai frekuensi sumber pada 0 Hz sampai 30 Hz, variasi kombinasi massa *absorber* yaitu 1/10,

2/30, 1/30, 3/40, 1/20, dan 1/40 dari massa utama untuk DDVA. Berikut merupakan grafik yang didapat dari simulasi:



Gambar 2.13 Grafik respon getaran sistem tanpa DVA, dengan SDVA, dan dengan DDVA [6]

Pada gambar 2.13 didapat bahwa perbandingan sistem dengan DVA terhadap sistem tanpa DVA terjadi penurunan respon getaran. Pada rasio frekuensi sama dengan 1 dimana terjadi resonansi sistem utama tanpa DVA menghasilkan getaran berlebih dengan rms *displacement* sebesar 0.008291 m. Pada kondisi rasio frekuensi yang sama, sistem dengan DDVA dengan massa absorber $Ma_1=1/20$ dan $Ma_2=1/20$, $Ma_1=2/30$ dan $Ma_2=1/30$, dan $Ma_1=3/40$ dan $Ma_2=1/40$ menghasilkan getaran dengan rms *displacement* sebesar 0.001484 m, 0.002691 m, dan 0.001343 m. Dapat diketahui bahwa semakin besar massa absorber, maka rms *displacement* respon getaran semakin kecil, sehingga mampu mereduksi getaran berlebih. Namun masih perlu dicari kombinasi besar massa *absorber* yang optimal dalam mereduksi getaran sistem. Pada gambar 2.13 (b) dapat diketahui bahwa sistem SDVA dengan variasi kekakuan pegas absorber dihasilkan kekakuan pegas yang mereduksi paling kecil yaitu 1/10. Perbandingan respon getaran sistem SDVA dengan variasi kekakuan menghasilkan dua buah puncak resonansi yang berbeda, dimana pada kekakuan pegas 1/10 mempunyai rms *displacement* sebesar 0.007287 m dan 0.009664 m. Kekakuan pegas absorber 1/20 bernilai 0.0035 m dan

0.009153 m. Kekakuan pegas absorber 1/5 bernilai 0.00822 m dan 0.01069 m.

Dari penelitian ini didapat kesimpulan kombinasi massa *absorber* DDVA yang maksimum mereduksi getaran sistem adalah massa *absorber* $Ma_1=3/40$ dan $Ma_2 =1/40$ dari massa utama. Kombinasi pegas *absorber* yang maksimum mereduksi respon getaran $Ka=1/10$ K utama.

Penelitian selanjutnya adalah tentang *whirling* oleh D. Lewis Mingori dengan judul “*Stability of Whirling Shafts with Internal and External Damping*” tahun 1973. Penelitian ini dilakukan dengan tujuan menyetabilkan poros yang sedang bergerak rotasi, penelitian ini menyempurnakan pemodelan matematis yang sudah dilakukan oleh peneliti terdahulu. Persamaan gerak poros berputar yang didapat dikembangkan disini untuk mendapatkan:

$$\ddot{z} + 2D\dot{z} + Sz + N(z)z = 0 \quad (2.24)$$

Dimana

$$z = \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} \quad (2.25)$$

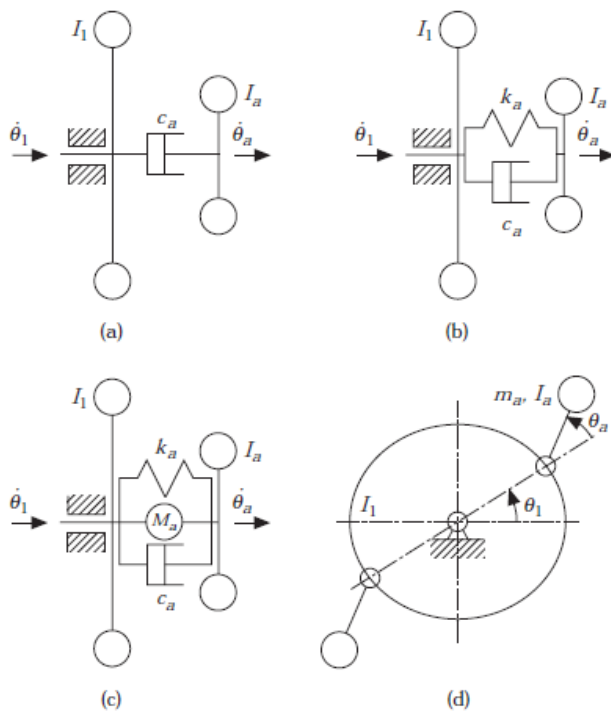
$$N(z) = yz^T z + 2\varepsilon_L(z^T \dot{z}) + 2x \frac{d}{dt}(z^T \dot{z})$$

$$D = \begin{bmatrix} c + \varepsilon & -\omega \\ \omega & c + \varepsilon \end{bmatrix}, S = \begin{bmatrix} (\omega^{-2} - \omega^2) & -2\varepsilon\omega \\ 2\varepsilon\omega & \omega^{-2} - \omega^2 \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

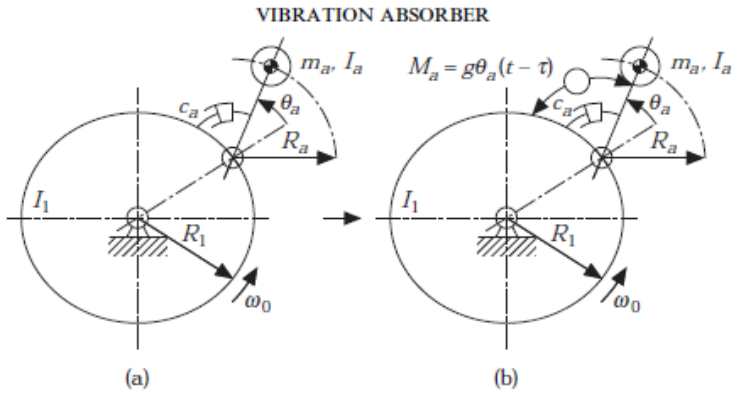
Dari penurunan persamaan-persamaan yang sudah dilakukan pada penelitian sebelumnya dan menggunakan perubahan variabel dependen, memungkinkan untuk mengubah persamaan non-linear yang mengatur gerakan poros berputar dengan kedua redaman internal dan eksternal menjadi bentuk yang lebih mudah untuk dianalisis. Meskipun perkembangannya saat ini ditangani secara eksplisit hanya dengan pertanyaan kesetimbangan, penggunaan persamaan transformasi dan *Hamiltonian* yang ditransformasi juga dapat mendukung hal lain, seperti batas pada perpindahan dan pertumbuhan. Dari penurunan persamaan tersebut, akan didapatkan berapa peredaman maksimum yang dapat dilakukan

dengan menggunakan *internal* dan *external damping* pada poros tersebut.

Penelitian selanjutnya berjudul "A Tunable Torsional Vibration Absorber" tahun 1997, jurnal ini dibuat oleh M. Hosek, H. Elmali, dan N. Olgac. Penelitian ini dilakukan karena sejumlah besar struktur permesinan berputar, sehingga sering kali menyebabkan osilasi torsional yang tidak diinginkan, salah satu cara untuk meminimalisirnya adalah dengan memberikan peredam kepada sistem. Peredam gesekan merupakan suatu alat yang membantu untuk mereduksi energi berlebih pada struktur utama. Menurut penelitian ini, dengan berlandaskan penelitian terdahulu, peredam pasif tidak dapat meredam sistem dengan maksimal. Dengan teknik peredam yang baru yaitu *delayed resonator* diharapkan dapat mengatasi masalah ini. Menggunakan kekuatan kontrol dalam bentuk posisi proporsional diharapkan akan dapat menghamburkan gaya yang berlebih tersebut. Namun penelitian tersebut masih belum sesuai dengan harapan. Setelah dilakukan berbagai percobaan, didapatkan DVA jenis *centrifugal delayed resonator* (CDR), DVA ini dapat mengatasi getaran dengan frekuensi yang besar. Contoh penerapan DVA jenis ini ada pada bak mesin dan sistem transmisi aero, mobil, dan mesin propulsi di laut. Gagasan penting dalam skema CDR adalah untuk merekonstruksi dinamika teredam perangkat pendulum sedemikian rupa sehingga berperilaku seperti resonator yang ideal.



Gambar 2.14 The friction damper (a) the conventional torsional absorber, (b) the delayed resonator, dan (c) centrifugal pendulum absorber [3]



Gambar 2.15 (a) *The damped centrifugal pendulum* dan (b) *The centrifugal delayed resonator*. $N_a = 1$; $\omega_0 = \text{konstan}$ [3]

Dari teknik *delayed resonator*, torsi eksitasi M_a berdasarkan posisi proporsional dengan waktu tunda ditunjukkan untuk mencapai tujuan penelitian ini, dari gambar 2.13. untuk *displacement* θ_a dan kecepatan angular ω_0 yang relatif kecil, sistem dinamis ditunjukkan dari persamaan gerak diferensial:

$$(I_i + m_a R_a^2) \ddot{\theta}_a(t) + c_a \dot{\theta}_a(t) + m_a R_1 R_a \omega_0^2 \theta_a(t) + g \theta_a(t - \tau) = 0$$

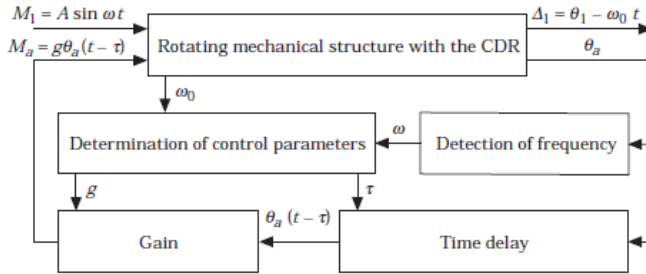
$$D = \begin{bmatrix} c + \varepsilon & -\omega \\ \omega & c + \varepsilon \end{bmatrix}, S = \begin{bmatrix} (\omega^{-2} - \omega^2) & -2\varepsilon\omega \\ 2\varepsilon\omega & \omega^{-2} - \omega^2 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

Yang sesuai dengan representasi *Laplace* mengarah ke persamaan:

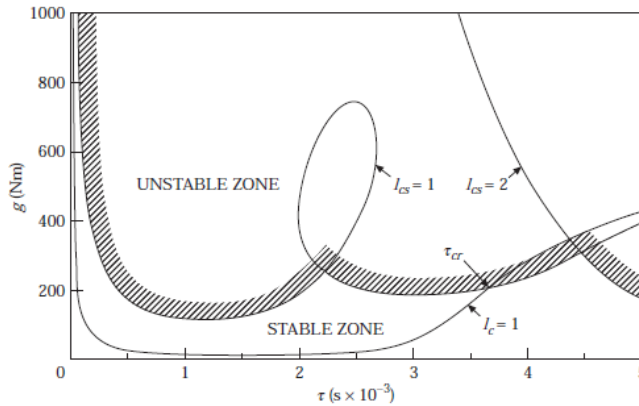
$$C(s) = (I_a + m_a R_a^2) s^2 + c_a s + m_a R_1 R_a \omega_0^2 + g e^{\tau s} = 0 \quad (2.28)$$

Untuk kecepatan sudut yang didapat dari *rotating base*, DVA jenis CDR dapat beroperasi secara efektif dalam rentang frekuensi tertentu. Sementara jarak batas atas operasi biasanya muncul dari *part* mesin itu sendiri, sedangkan batas bawah ditentukan dari batas

stabilitas gabungan sistem. Batasan operasional ini dapat ditemukan ketika tahap mendesain CDR.

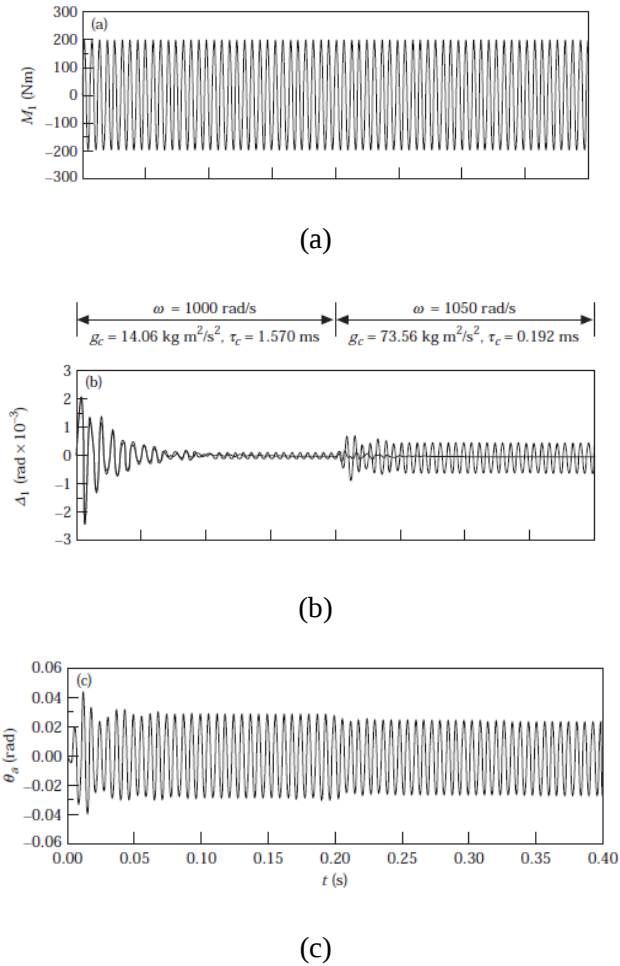


Gambar 2.16 Blok diagram kontrol skema CDR [3]



Gambar 2.17 A gain-delay plot: the bold line represents $g_c(\omega_c)$ versus $\tau_c(\omega_c)$ and the light line $g_{cs}(\omega_{cs})$ versus $\tau_{cs}(\omega_{cs})$ [3]

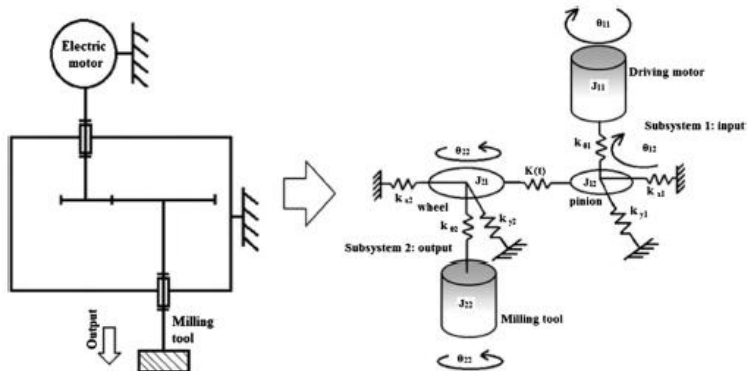
Dari simulasi maka akan didapatkan hasil sebagai berikut:



Gambar 2.18 Simulasi respon waktu pada sistem gabungan
 (a) *the disturbance torque*; (b) *the relative displacement of the primary structure (the bold line is for CDR and the light line for a passive centrifugal pendulum absorber)*; (c) *the angular displacement of the angular displacement of the CDR absorber*
 [3]

Dari penelitian yang telah dilakukan didapatkan kesimpulan, yaitu pada kondisi *steady state* CDR dapat sepenuhnya mereduksi osilasi berlebih yang tidak diinginkan oleh sistem. Dikarenakan *real-time tuning*, CDR sangat efektif untuk gangguan harmonis di waktu yang berbeda-beda. CDR dapat mengatasi rentang frekuensi yang sangat luas, terutama dalam kondisi dimana gangguan frekuensi cenderung meningkat dengan kecepatan sudut struktur utama.

Penelitian berikutnya berjudul “*Modelling of a Passive Absorber in Milling Tool Machine*” tahun 2016, penelitian ini dilakukan oleh Mohamed Taoufik Khabou dkk. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mereduksi getaran dari pahat mesin *milling*. Sebuah *Tunable Vibration Absorbers* dirancang, dengan tujuan mereduksi getaran saat proses *milling* berlangsung. Mereka mempertimbangkan tiga aspek, yaitu: *tool wear*, efek proses redaman, dan ketidak pastian model parametrik untuk memiliki model yang lebih realistis.



Gambar 2.19 Rancangan *Milling spindle* dengan sistem transmisi tenaga listrik [2]

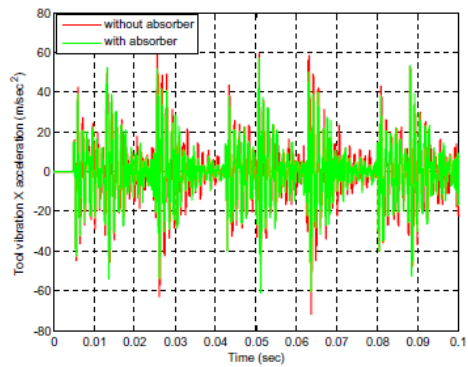
Mengacu pada Altintas dimana $F_L(t) = F_x(t) \cos \theta + F_y(t) \sin \theta$, $F_x(t)$ dan $F_y(t)$ merupakan total gaya variasi waktu yang di aplikasikan pada *cutter* dan D adalah diameter *milling tool*. $[M]$ merupakan matriks diagonal diberikan oleh:

$$[M] = \text{diag}[m_{1x} \ m_{1y} \ I_{11} \ I_{12} \ m_{2x} \ m_{2y} \ I_{21} \ I_{22} \ m_{ax}] \quad (2.33)$$

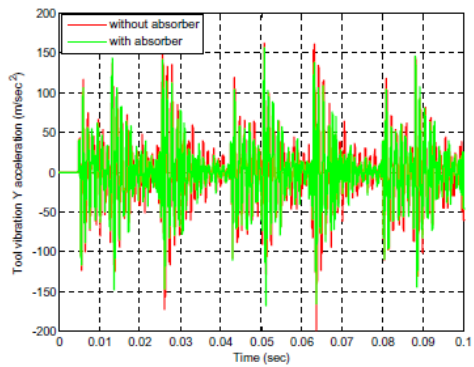
Dimana m_{1x} , m_{1y} , m_{2x} , dan m_{2y} mewakili konsentrasi massa masing-masing pinion dan poros penggeraknya, roda yang digerakkan dengan porosnya, dan *milling tool* bergerak sepanjang sumbu X dan sumbu Y. Sedangkan I_{11} , I_{12} , I_{21} , I_{22} mewakili momen inersia kedua dari masing-masing poros penggerak, pinion, roda gigi yang digerakkan, poros, dan *milling tool*.

Matriks $[K(t)]$ diuraikan menjadi persamaan berikut:

$$[K(t)] = [K_s] + [K_v(t)] \quad (2.34)$$

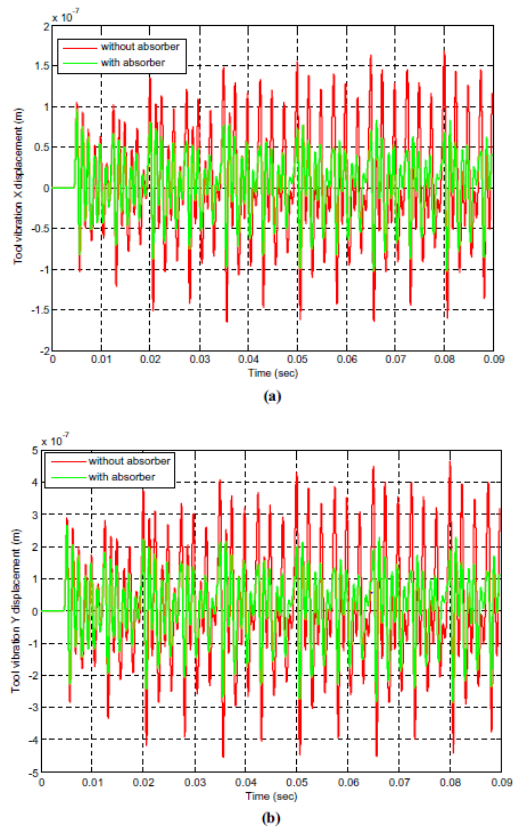


(a)

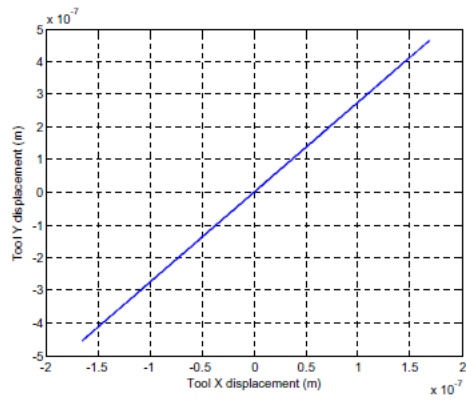


(b)

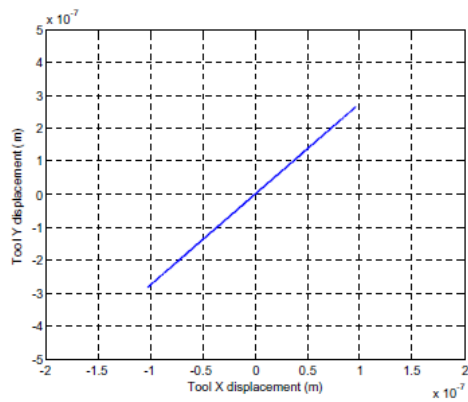
Gambar 2.21 *Tool acceleration* (a) *x acceleration* dan (b) *y acceleration* [2]



Gambar 2.22 *Tool vibration displacement (a) x displacement dan (b) y displacement [2]*

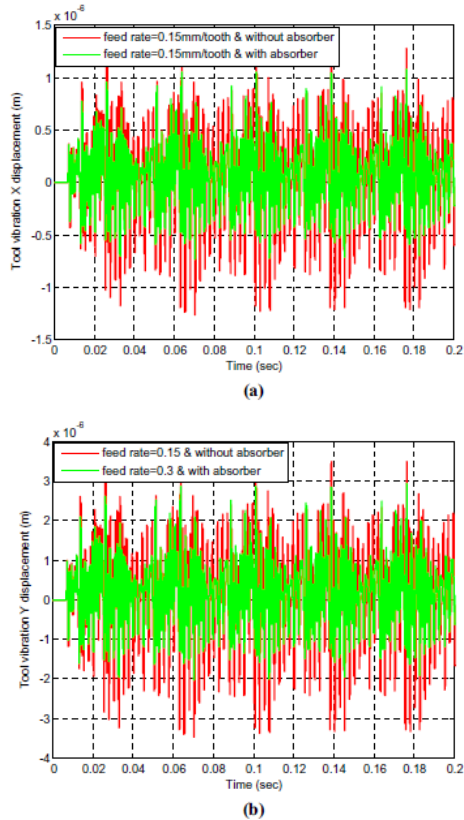


(a)



(b)

Gambar 2.23 Tool orbit (a) without absorbers dan (b) with absorbers [2]



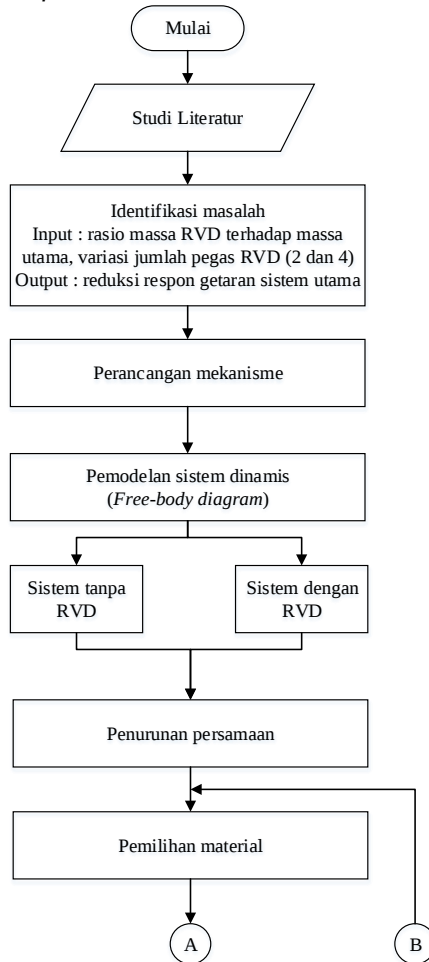
Gambar 2.24 *Tool vibration displacement* (a) *x displacement* dan (b) *y displacement* [2]

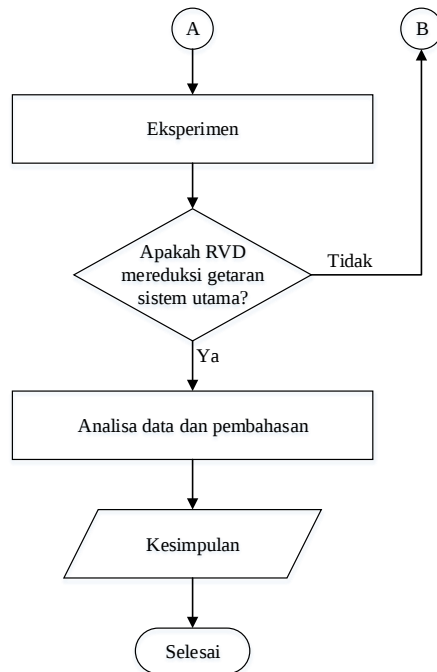
Dari penelitian tersebut didapatkan hasil, yang menunjukkan bahwa sistem mereduksi hampir 40% dari getaran pahat dengan acuan sumbu x dan sumbu y. selain itu parameter pemotongan dapat ditingkatkan dengan menggunakan peredam yang sama serta tingkat pemakanan dapat menjadi dua kali lebih banyak. Jadi dengan ditambahkannya TVA efisiensi dari *milling tool* akan meningkat.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 *Flowchart* Penelitian

Langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian ditunjukkan pada *flowchart* dibawah ini.





Gambar 3.1 Flowchart penelitian

3.2 Penjelasan Tahap Penelitian

3.2.1 Studi Literatur

Langkah pertama yang dilakukan pada penelitian ini adalah studi literatur dan mencari referensi yang terkait dengan penelitian ini. Materi tersebut yang bersangkutan adalah getaran *multi degree of freedom*, *whirling shaft*, dan *dynamic vibration absorber*. Teori yang didapatkan, bersumber dari buku, tugas akhir sebelumnya, dan jurnal internasional.

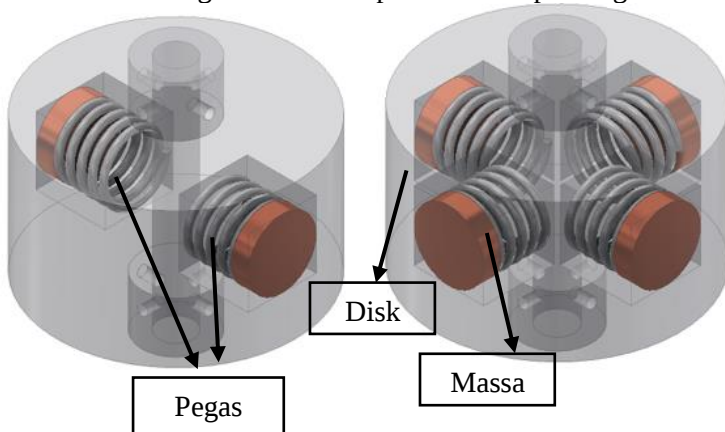
3.2.2 Identifikasi Masalah

Pada penelitian ini, masalah yang diidentifikasi dibagi menjadi dua bagian, yaitu *input* dan *output*. *Input* yang

diberikan berupa rasio massa RVD terhadap massa utama dan variasi jumlah pegas RVD. Sedangkan *outputnya* yaitu reduksi getaran sistem utama.

3.2.3 Perancangan Mekanisme RVD

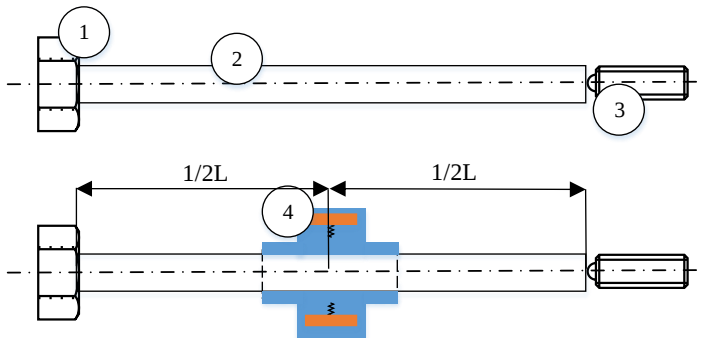
RVD yang dirancang merupakan sistem massa-pegas yang ditempatkan di dalam disk. RVD dirancang untuk meredam getaran pada frekuensi operasi sebesar 2500rpm. Massa yang nantinya digunakan merupakan logam berbentuk silinder yang disusun segaris dengan pegas. Kemudian RVD dipasangkan pada sistem utama berupa poros yang nantinya akan berotasi pada rpm tertentu. Rancangan RVD dapat dilihat pada gambar 3.2.



Gambar 3.2 Rancangan RVD dengan 2 dan 4 pegas

3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis

Berikut merupakan ilustrasi sistem yang akan diredam dengan RVD

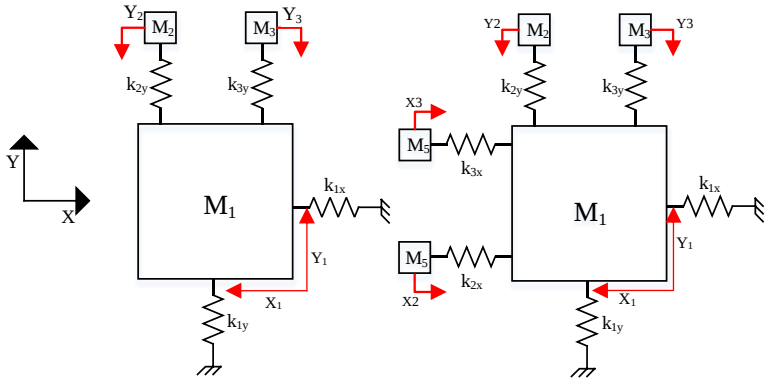


Gambar 3.3 sistem yang akan diredam (a) tanpa RVD dan (b) dengan RVD

Keterangan:

1. *Chuck* mesin bubut
2. Poros eksperimen
3. *Tailstock* mesin bubut
4. Mekanisme *Radial vibration damper*

Pemodelan yang disederhanakan untuk analisa model dinamis dari sistem utama dengan RVD dapat dilihat pada gambar berikut



Gambar 3.4 Skema sistem utama dengan RVD (a) 2 pegas dan (b) 4 pegas

Keterangan :

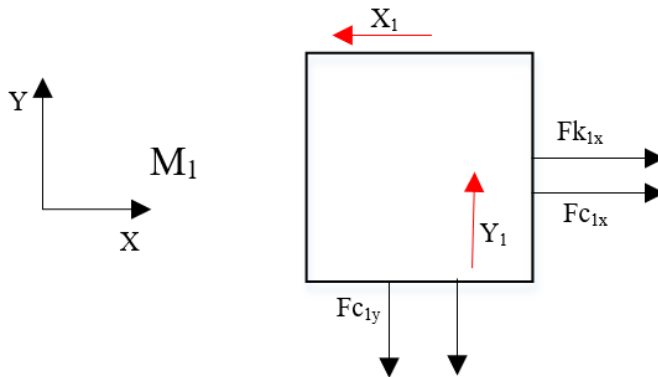
- M_1 : Massa utama
- M_2, M_3, M_4 , dan M_5 : Massa RVD
- K_{1x} dan K_{1y} : Konstanta pegas massa utama
- $K_{(2,3,4,5)x}$ dan $K_{(2,3,4,5)y}$: Konstanta pegas RVD
- $X_{(2,3)}$ dan $Y_{(2,3)}$: Displacement massa RVD

3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Persamaan gerak dari sistem terlebih dahulu diturunkan dengan membangun *free-body diagram* dari model fisik sistem yang telah disederhanakan. Berdasarkan *free-body diagram* didapatkan pemodelan matematis sistem tanpa dan dengan RVD yang akan dipasangkan ditengah-tengah poros.

Free-body diagram sistem utama tanpa RVD dapat dilihat pada gambar 3.5, sedangkan gambar 3.6 dan gambar 3.7 merupakan sistem utama yang telah diberikan RVD. Selanjutnya gambar-gambar tersebut diturunkan kedalam persamaan gerak.

a. Sistem utama tanpa RVD



Keterangan:

Fk_{1x} : Gaya eksitasi pegas milik poros diarah sumbu x

Fc_{1x} : Gaya eksitasi redaman milik poros diarah sumbu x

Fk_{1y} : Gaya eksitasi pegas milik poros diarah sumbu y

Fc_{1y} : Gaya eksitasi redaman milik poros diarah sumbu y

Dimana besarnya masing-masing gaya yaitu:

$$Fk_{1x} = k_1 x$$

$$Fc_{1x} = c_1 \dot{x}$$

$$Fk_{1y} = k_1 y$$

$$Fc_{1y} = c_1 \dot{y}$$

Dari persamaan diatas, akan didapatkan persamaan gerak translasi terhadap sumbu x dan sumbu y pada massa utama (M_1) sebagai berikut:

Persamaan gerak translasi massa utama (M_1) terhadap sumbu x:

$$\begin{aligned} \rightarrow \Sigma F &= m_1 \ddot{x}_1 \\ + F_{c_{1x}} + F_{k_{1x}} &= m_1 \ddot{x}_1 \\ m_1 \ddot{x} - c_1 \dot{x}_1 - k_1 x_1 &= 0 \end{aligned} \quad (3.1)$$

Persamaan gerak translasi massa utama (M_1) terhadap sumbu y:

$$\begin{aligned} +\uparrow \Sigma F &= m_1 \ddot{y}_1 \\ -F_{c_{1y}} - F_{k_{1y}} &= m_1 \ddot{y}_1 \\ m_1 \ddot{y} + c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1 &= 0 \end{aligned} \quad (3.2)$$

Matriks dari persamaan gerak 2 DoF di atas adalah:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} -c_1 & 0 \\ 0 & c_1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{y}_1 \end{Bmatrix} + \begin{pmatrix} -k_1 & 0 \\ 0 & k_1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ y_1 \end{Bmatrix} = 0 \quad (3.3)$$

$$x = x \cos(\omega t + \phi)$$

$$y = y \cos(\omega t + \phi)$$

$$\ddot{x} = -\omega^2 x \cos(\omega t + \phi)$$

$$\ddot{y} = -\omega^2 y \cos(\omega t + \phi)$$

$$\left[\begin{pmatrix} -m_1 \omega^2 & 0 \\ 0 & -m_1 \omega^2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} -k_1 & 0 \\ 0 & k_1 \end{pmatrix} \right] \begin{Bmatrix} x \cos[\omega t + \phi] \\ y \cos[\omega t + \phi] \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\begin{pmatrix} -k_1 - m_1 \omega^2 & 0 \\ 0 & k_1 - m_1 \omega^2 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} x \cos[\omega t + \phi] \\ y \cos[\omega t + \phi] \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

$$\det \begin{vmatrix} -k_1 - m_1 \omega^2 & 0 \\ 0 & k_1 - m_1 \omega^2 \end{vmatrix} = 0$$

$$-k_1^2 + k_1 m_1 \omega^2 - k_1 m_1 \omega^2 + m_1^2 \omega^4 = 0$$

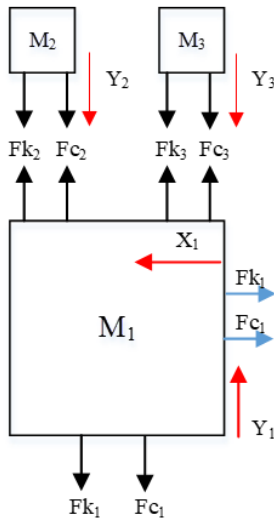
$$\lambda = \omega^2$$

$$-k_1^2 + m_1^2 \lambda^2 = 0$$

$$\lambda_{1,2} = \pm \frac{k_1}{m_1}$$

$$\omega_{1,2} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$$

b. Sistem utama dengan 2 pegas RVD



Dimana besarnya masing-masing gaya yaitu:

$$Fk_1 = k_1 y_1$$

$$Fc_1 = c_1 \dot{y}_1$$

$$Fk_1 = k_1 x_1$$

$$Fc_1 = c_1\dot{x}_1$$

$$Fk_2 = k_2(y_2 - y_1)$$

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

$$Fk_3 = k_3(y_3 - y_1)$$

$$Fc_3 = c_3(\dot{y}_3 - \dot{y}_1)$$

Dari persamaan tersebut, akan didapatkan persamaan gerak translasi terhadap sumbu y pada massa utama (M_1) dan massa absorber (M_2 dan M_3) sebagai berikut:

Persamaan gerak translasi massa utama (M_1) terhadap sumbu y:

$$\begin{aligned} +\uparrow \Sigma F &= m_1\ddot{y}_1 \\ -Fc_1 + Fc_2 + Fc_3 - Fk_1 + Fk_2 + Fk_3 &= m_1\ddot{y}_1 \\ m_1\ddot{y}_1 + (c_1 + c_2 + c_3)\dot{y}_1 + \\ (k_1 + k_2 + k_3)y_1 - c_2\dot{y}_2 - c_3\dot{y}_3 - k_2y_2 - k_3y_3 &= 0 \end{aligned} \quad (3.4)$$

Persamaan gerak translasi massa 2 (M_2) terhadap sumbu y:

$$\begin{aligned} +\uparrow \Sigma F &= m_2\ddot{y}_2 \\ -Fc_2 - Fk_2 &= m_2\ddot{y}_2 \\ m_2\ddot{y}_2 - c_2\dot{y}_1 + c_2\dot{y}_2 - k_2y_1 + k_2y_2 &= 0 \end{aligned} \quad (3.5)$$

Persamaan gerak translasi massa 1 (M_1) terhadap sumbu x:

$$\begin{aligned} \leftarrow \Sigma F &= m_1\ddot{x}_1 \\ + \\ -Fc_1 - Fk_1 &= m_1\ddot{x}_1 \\ m_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 &= 0 \end{aligned} \quad (3.6)$$

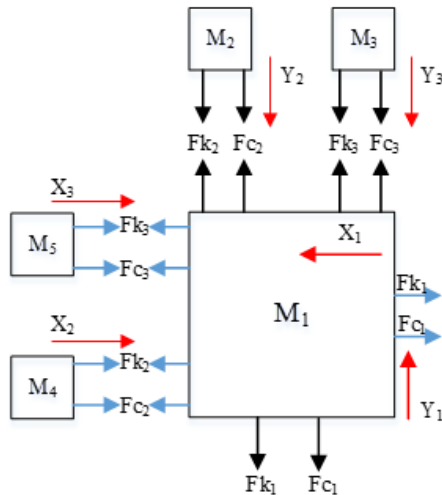
Persamaan gerak translasi massa 3 (M_3) terhadap sumbu y:

$$\begin{aligned} +\uparrow \Sigma F &= m_3\ddot{y}_3 \\ -Fc_3 - Fk_3 &= m_3\ddot{y}_3 \\ m_3\ddot{y}_3 - c_3\dot{y}_1 + c_3\dot{y}_3 - k_3y_1 + k_3y_3 &= 0 \end{aligned} \quad (3.7)$$

Matriks dari persamaan gerak 4 DoF di atas adalah:

$$\begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{y}_3 \\ \ddot{x}_1 \end{Bmatrix} + \\
 \begin{pmatrix} (c_1+c_2+c_3) & -(c_2) & -(c_3) & 0 \\ -(c_2) & (c_2) & 0 & 0 \\ -(c_3) & 0 & (c_3) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & c_1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{x}_1 \end{Bmatrix} + \\
 \begin{pmatrix} (k_1+k_2+k_3) & -(k_2) & -(k_3) & 0 \\ -(k_2) & (k_2) & 0 & 0 \\ -(k_3) & 0 & (k_3) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & k_1 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ x_1 \end{Bmatrix} = 0 \quad (3.8)$$

c. Sistem utama dengan 4 pegas RVD



Dimana besarnya masing-masing gaya yaitu:

$$Fk_{1y} = k_1 y_1$$

$$Fc_{1y} = c_1 \dot{y}_1$$

$$Fk_2 = k_2 (y_2 - y_1)$$

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

$$Fk_3 = k_3 (y_3 - y_1)$$

$$Fc_3 = c_3 (\dot{y}_3 - \dot{y}_1)$$

$$Fk_{1x} = k_1 x_1$$

$$Fc_{1x} = c_1 \dot{x}_1$$

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

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

$$Fk_3 = k_3 (x_3 - x_1)$$

$$Fc_3 = c_3 (\dot{x}_3 - \dot{x}_1)$$

Dari persamaan tersebut, akan didapatkan persamaan gerak translasi terhadap sumbu y dan x pada massa utama (M_1) dan massa absorber (M_2, M_3, M_4 , dan M_5) sebagai berikut:

Persamaan gerak translasi massa utama (M_1) terhadap sumbu y:

$$\begin{aligned} +\uparrow \Sigma F &= m_1 \ddot{y}_1 \\ -Fc_1 + Fc_2 + Fc_3 - Fk_1 + Fk_2 + Fk_3 &= m_1 \ddot{y}_1 \\ m_1 \ddot{y}_1 + (c_1 + c_2 + c_3) \dot{y}_1 \\ + (k_1 + k_2 + k_3) y_1 - c_2 \dot{y}_2 - c_3 \dot{y}_3 - k_2 y_2 - k_3 y_3 \\ &= 0 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi massa 2 (M_2) terhadap sumbu y:

$$\begin{aligned} +\uparrow \Sigma F &= m_2 \ddot{y}_2 \\ -Fc_2 - Fk_2 &= m_2 \ddot{y}_2 \\ m_2 \ddot{y}_2 - c_2 \dot{y}_1 + c_2 \dot{y}_2 - k_2 y_1 + k_2 y_2 &= 0 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi massa 3 (M_3) terhadap sumbu y:

$$\begin{aligned}
 & +\uparrow \Sigma F = m_3 \ddot{y}_3 \\
 & -Fc_3 - Fk_3 = m_3 \ddot{y}_3 \\
 & m_3 \ddot{y}_3 - c_3 \dot{y}_1 + c_3 \dot{y}_3 - k_3 y_1 + k_3 y_3 = 0
 \end{aligned}$$

Persamaan gerak translasi massa utama (M_1) terhadap sumbu x:

$$\begin{aligned}
 & \leftarrow \Sigma F = m_1 \ddot{x}_1 \\
 & + \\
 & -Fc_1 + Fc_2 + Fc_3 - Fk_1 + Fk_2 + Fk_3 \\
 & \quad \quad \quad = m_1 \ddot{x}_1 \\
 & m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2 + c_3) \dot{x}_1 \\
 & + (k_1 + k_2 + k_3) x_1 - c_2 \dot{x}_2 - c_3 \dot{x}_3 - k_2 x_2 - k_3 x_3 \\
 & = 0
 \end{aligned} \tag{3.9}$$

Persamaan gerak translasi massa 4 (M_4) terhadap sumbu x:

$$\begin{aligned}
 & \leftarrow \Sigma F = m_4 \ddot{x}_2 \\
 & + \\
 & -Fc_2 - Fk_2 = m_4 \ddot{x}_2 \\
 & m_4 \ddot{x}_2 - c_2 \dot{x}_1 + c_2 \dot{x}_2 - k_2 x_1 + k_2 x_2 = 0
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

Persamaan gerak translasi massa 5 (M_5) terhadap sumbu x:

$$\begin{aligned}
 & \leftarrow \Sigma F = m_5 \ddot{x}_3 \\
 & + \\
 & -Fc_3 - Fk_3 = m_5 \ddot{x}_3 \\
 & m_5 \ddot{x}_3 - c_3 \dot{x}_1 + c_3 \dot{x}_3 - k_3 x_1 + k_3 x_3 = 0
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

Matriks dari persamaan gerak 6 DoF di atas adalah:

$$\begin{aligned}
 & \begin{pmatrix} m_1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_5 \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y}_1 \\ \ddot{y}_2 \\ \ddot{y}_3 \\ \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{pmatrix} (c_1+c_2+c_3) & -(c_2) & -(c_3) & 0 & 0 & 0 \\ -(c_2) & (c_2) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -(c_3) & 0 & (c_3) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (c_1+c_2+c_3) & -(c_2) & -(c_3) \\ 0 & 0 & 0 & -(c_2) & (c_2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -(c_3) & 0 & (c_3) \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{Bmatrix} \\
 & + \begin{pmatrix} (k_1+k_2+k_3) & -(k_2) & -(k_3) & 0 & 0 & 0 \\ -(k_2) & (k_2) & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -(k_3) & 0 & (k_3) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (k_1+k_2+k_3) & -(k_2) & -(k_3) \\ 0 & 0 & 0 & -(k_2) & (k_2) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -(k_3) & 0 & (k_3) \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} \\
 & = 0
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

4. Pemilihan material

Material merupakan poin penting dari penelitian ini, karena material memiliki kecenderungannya masing-masing. Massa utama dalam penelitian ini merupakan poros panjang lansing sedangkan komponen RVD terdiri dari pegas, massa, dan case. Desain RVD dapat dilihat pada gambar 3.2.

a. Coil Spring RVD

Coil Spring RVD direncanakan dibuat dengan material *steel* yang sesuai dengan bahan di pasaran yang memiliki massa jenis 7850 kg/m^3 dan *shear modulus* $11,5 \times 10^6 \text{ psi}$. Dimensi dari *coil spring* didapat dari persamaan berikut:

$$L = 2\pi RN_a$$

$$K = \frac{GD^4}{64N_a R^3}$$

Dimana :

K : Kekakuan pegas

L : Panjang total kawat

N_a : *Number of active coil spring*

D : Diameter rata-rata pegas

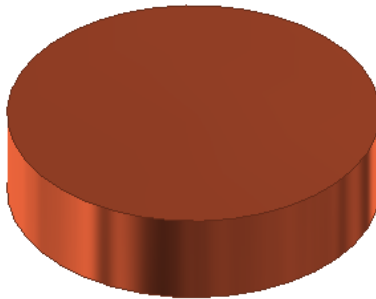
Gambar 3.5 merupakan desain *coil spring* RVD.



Gambar 3.5 *Coil Spring* RVD

b. Massa RVD

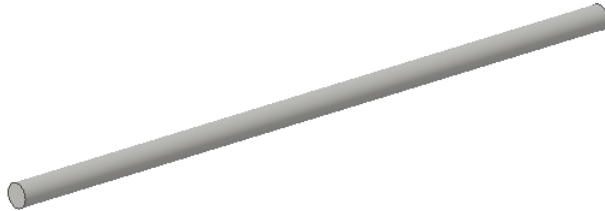
Massa RVD direncanakan dibuat dengan material koin logam 500 rupiah dan 100 rupiah yang disusun bertumpuk, dengan tujuan untuk mencapai massa yang diinginkan. Dengan massa acuan 1/40 dari massa utama.



Gambar 3.6 Massa RVD

c. Poros sistem utama

Poros sistem utama direncanakan dibuat dengan material *stainless steel* yang sesuai dengan bahan di pasaran. Dimensi poros ditentukan sesuai dengan rencana penelitian, yaitu dengan diameter sebesar 1cm dan panjang sebesar 100cm.



Gambar 3.7 Poros sistem utama

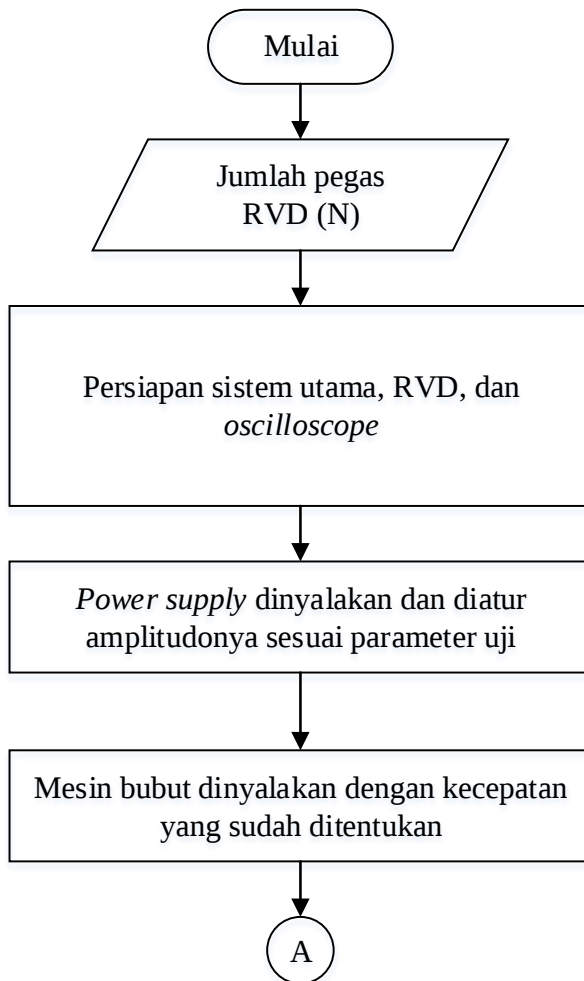
Parameter-parameter pada penelitian ini diperlukan untuk mengetahui respon reduksi getaran sistem utama dengan menggunakan RVD. Tabel 3.1 menunjukkan parameter-parameter yang akan digunakan pada penelitian ini.

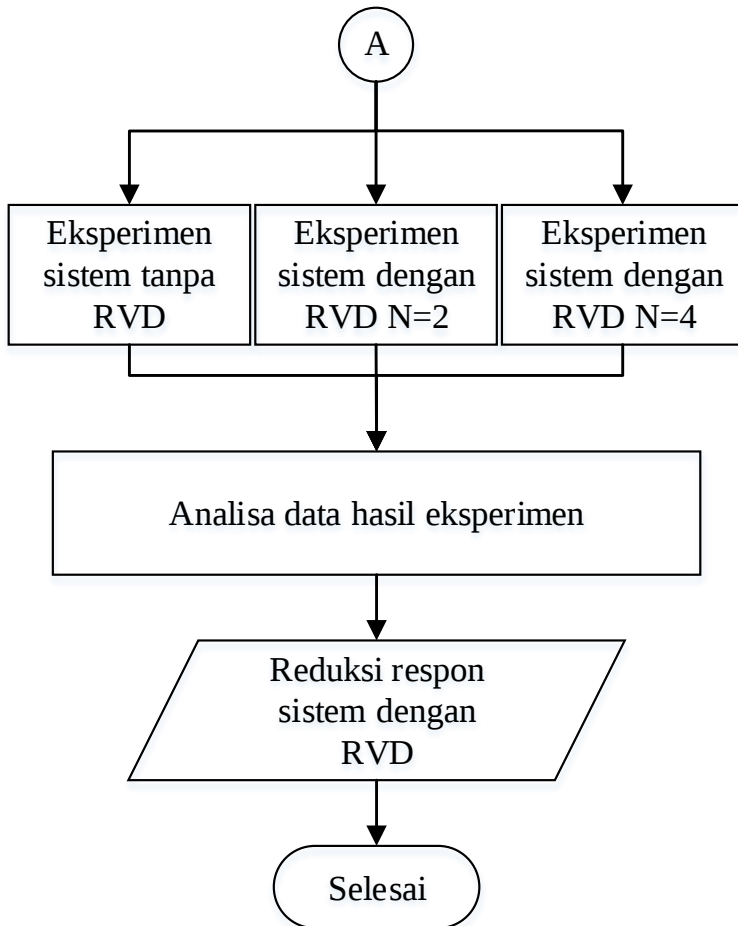
Tabel 3.1 Parameter penelitian

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Massa sistem utama	M_1	0,6598	<i>kg</i>
Konstanta pegas sistem utama	k_1	22500,86588	<i>N/m</i>
Massa RVD	$m_{(2,3,4,5)}$	0,016	<i>kg</i>
Diameter kawat pegas	D	0,02	<i>m</i>
Tinggi pegas	L	0,035	<i>m</i>
Number of active coil	N_a	6	-
Konstanta pegas RVD	$k_{(2,3,4,5)}$	2259,492	<i>N/m</i>

5. Eksperimen

Pada penelitian ini, terdapat sistematika dalam melakukan eksperimen. Sistematika eksperimen ditunjukkan oleh diagram alir pada gambar 3.11 berikut.

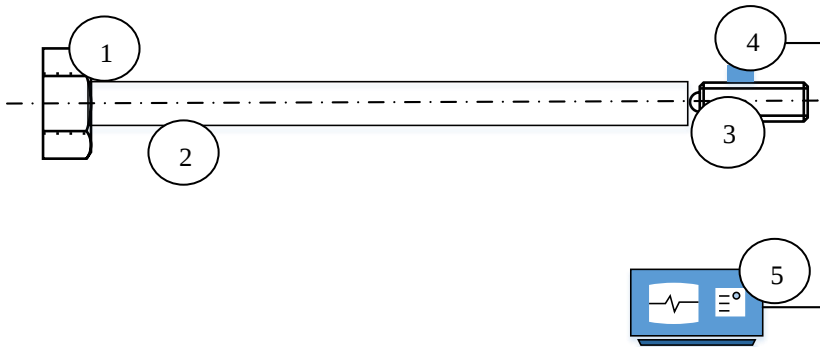




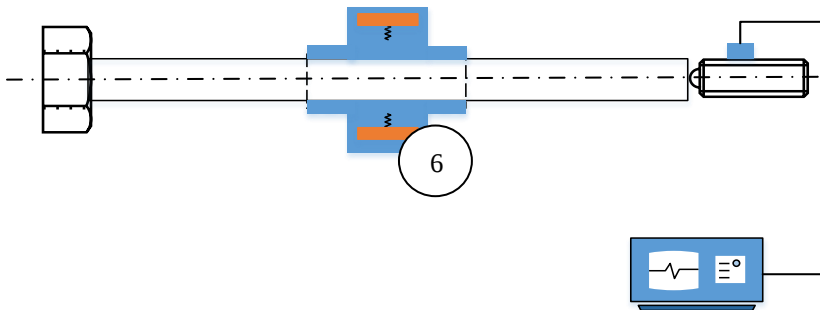
Gambar 3.8 Diagram alir eksperimen

6. Skema Pengujian

Gambar 3.12 dan 3.13 merupakan skema pengujian untuk eksperimen ini. Pada pengujian ini, *probe* yang terhubung dengan *oscilloscope* diletakkan pada bagian *tailstock* mesin bubut, serta RVD dipasang ditengah poros.



Gambar 3.9 Skema pengujian tanpa RVD



Gambar 3.10 Skema pengujian dengan RVD

Keterangan:

1. *Chuck* mesin bubut
2. Poros
3. *Tailstock* mesin bubut
4. *Probe*
5. *Oscilloscope*
6. *Radial vibration damper*

7. Pengambilan Data Eksperimen

Eksperimen pada penelitian ini dilakukan secara tiga tahap, yaitu eksperimen pada sistem utama tanpa RVD, eksperimen pada sistem utama dengan RVD 2 pegas, dan eksperimen pada sistem utama dengan RVD 4 pegas. Eksperimen pertama dilakukan untuk menentukan defleksi maksimum pada poros yang dapat dicapai oleh putaran mesin bubut. Sedangkan eksperimen kedua dan ketiga dilakukan untuk mereduksi defleksi yang terjadi pada sistem utama dengan putaran yang sama pada mesin bubut.

Respon reduksi getaran dari sistem utama dengan RVD dapat diketahui dari pembacaan hasil osilasi sistem pada *oscilloscope* yang dihubungkan dengan *probe* yang dipasangkan pada *tailstock* mesin bubut. Hasil yang didapatkan dari eksperimen nantinya dituliskan pada tabel berikut ini.

Tabel 3.2 Pengambilan data eksperimen

Kecepatan putar mesin bubut (Rpm)	Rata-Rata Amplitudo			Reduksi (%)	
	Tanpa RVD	Dengan RVD (2 pegas)	Dengan RVD (4 pegas)	2 pegas	4 pegas
900					
1500					
2500					

8. Analisa Data dan Pembahasan

Data hasil eksperimen sistem akan dianalisa dan dibahas sesuai dasar teori yang ada. Dari hasil analisa data dan pembahasan akan diketahui hubungan antara variasi pegas RVD dengan reduksi respon sistem utama. Pembahasan dan penjelasan analisa tersebut akan digunakan sebagai acuan untuk menarik kesimpulan dari penelitian ini.

9. Kesimpulan

Dari hasil analisa yang telah dilakukan akan dibuat kesimpulan dari penelitian ini. Kesimpulan menjawab tujuan penelitian serta memaparkan poin penting pembahasan hasil eksperimen. Akan dibuat juga saran untuk penelitian selanjutnya agar mendapatkan hasil yang lebih baik.

BAB IV

ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Peralatan dan Instalasi Eksperimen

Penelitian ini menggunakan metode eksperimen. Peralatan dalam eksperimen ini meliputi sistem utama, sistem *absorber*, dan peralatan penunjang lainnya seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.1 berikut.



(a)



(b)



(c)



(d)



(e)

Gambar 4.1 Peralatan Penunjang Eksperimen (a) *Probe Accelerometer*; (b) *Adaptor*; (c) *Kabel Penghubung*; (d) *Oscilloscope*; (e) *Lathe Machine*

Dalam eksperimen ini diperlukan *Probe accelerometer* yang berfungsi sebagai sensor pendeteksi respon percepatan sistem utama yang dihubungkan dengan adaptor sebagai *supply* daya sensor pendeteksi. Dalam eksperimen ini dibutuhkan *probe accelerometer* sebanyak 2 buah untuk 2 buah adaptor. Sedangkan, adaptor dihubungkan dengan *oscilloscope* menggunakan kabel penghubung. Dalam eksperimen ini, dibutuhkan 2 buah kabel penghubung. *Oscilloscope* adalah suatu alat yang berfungsi untuk menampilkan dan merekam data hasil pembacaan menggunakan *probe*. *Lathe Machine* digunakan untuk mengoperasikan poros pada rpm yang sudah ditentukan. Setelah kelengkapan alat penunjang eksperimen terpenuhi, dapat dilakukan instalasi eksperimen.



Gambar 4.2 Instalasi Eksperimen Sistem Utama dengan RVD

Gambar 4.2 diatas menunjukkan instalasi eksperimen yang dilakukan untuk pengambilan data pada sistem utama dengan penambahan RVD. Ujung poros *stainless steel* dihubungkan dengan *chuck* dan *tail-stock* mesin bubut, *safety device* diletakkan untuk mencegah poros terlempar saat eksperimen dilakukan. Mekanisme RVD dipasangkan di tengah-tengah poros yang akan di operasikan. *Probe accelerometer* diletakkan pada bagian horizontal dan vertikal *tail-stock* mesin bubut untuk mendeteksi respon getaran yang terbaca di *oscilloscope*. *Oscilloscope* dihubungkan dengan adaptor yang sudah terhubung dengan *probe accelerometer*.

Sebelum melakukan eksperimen sistem utama yang sudah ditambahkan mekanisme RVD, terlebih dahulu dilakukan pengambilan data respon getaran poros tanpa penambahan mekanisme RVD terlebih dahulu, agar didapatkan perbedaan

respon getaran sistem utama sebelum dan sesudah ditambahkan mekanisme RVD. Pada percobaan ini poros akan dioperasikan pada frekuensi 900rpm, 1500rpm, dan 2500rpm, sedangkan mekanisme RVD dirancang untuk peredaman pada frekuensi operasi 2500rpm. Terdapat dua variasi geometri RVD pada eksperimen ini, yaitu RVD dengan 2 pegas dan RVD dengan 4 pegas.

4.1.1 Sistem Utama

Sistem utama yang digunakan dalam penelitian ini merupakan sebuah poros *stainless-steel* dengan diameter 10mm dan panjang 1000mm. Poros dihubungkan pada *chuck* dan *tail-stock* mesin bubut. Mesin bubut akan mengoperasikan poros pada frekuensi yang sudah ditentukan. Sistem utama untuk eksperimen ini ditunjukkan pada gambar 4.3 berikut.

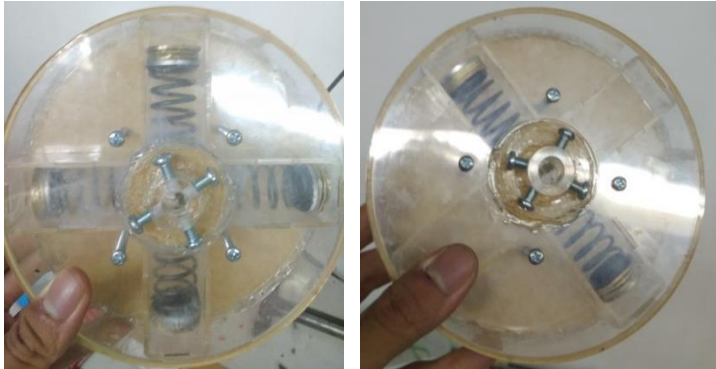


Gambar 4.3 Sistem Utama

4.1.2 Sistem Absorber (*Radial Vibration Damper*)

Penelitian dengan metode eksperimen menggunakan RVD (*Radial Vibration Damper*) sebagai pereduksi getaran berlebih dengan tujuan optimalisasi suatu sistem atau proses permesinan.

Gambar 4.4 berikut ini merupakan rangkaian RVD yang telah di rancang.



(a)

(b)

Gambar 4.4 *Radial Vibration Damper (RVD)* (a) 4 pegas dan
(b) 2 pegas

Pada gambar 4.4 diatas dapat dilihat bahwa RVD terdiri dari beberapa komponen, yaitu pegas yang memiliki koefisien elastisitas 2300 N/m, massa RVD yang terdiri dari beberapa koin logam yang memiliki massa total 16gram tiap sisinya, dan *cover* dari RVD untuk membatasi gerak translasi dan arah gerak dari pegas, serta baut dan mur untuk mengencangkan RVD dengan sistem utama, serta membuka dan menutup *cover* dari RVD. Komponen-komponen RVD tersebut ditunjukkan pada gambar 4.5 berikut.



(a)



(b)



(c)



(d)



(e)

(f)

Gambar 4.5 Komponen-komponen RVD (a) Pegas; (b) Koin (Massa RVD); (c) Pegas dan Massa RVD; (d) Baut dan Mur; (e) RVD dengan Cover; dan (f) RVD tanpa Cover

Pegas absorber terbuat dari kawat baja berukuran 1,8mm. Pegas absorber memiliki 6 lilitan bebas, dengan *inner* dan *outer* diameter masing-masing sebesar 16,4mm dan 20mm, serta tinggi sebesar 35mm. *Absorber* memiliki massa masing-masing sebesar 16gram. Tiap sumbu pada mekanisme RVD memiliki total massa sebesar 1/20 kali dari massa sistem utama. Total massa mekanisme RVD dengan 2 dan 4 pegas masing-masing sebesar 323gram dan 375gram.

Pegas RVD hanya akan bergerak pada arah translasi, hal tersebut dilakukan untuk mendapatkan hasil percobaan yang diharapkan. Penelitian pada sistem utama dilakukan pada variasi frekuensi 900rpm, 1500rpm, dan 2500rpm dengan variasi geometri RVD 2 pegas dan 4 pegas untuk membandingkan hasil reduksi yang paling optimum.

4.2 Analisa Perhitungan

Sistem utama di hubungkan dengan *chuck* dan *tail-stock* mesin bubut. Poros yang di operasikan oleh mesin bubut akan

mengalami getaran. Getaran dalam eksperimen ini ditinjau secara vertikal dan horizontal.

4.2.1 Sistem Utama

Pada penelitian ini, sistem utama yang digunakan adalah poros *stainless steel* 304 yang memiliki modulus elastisitas sebesar 180 Gpa. Dibutuhkan perhitungan secara analitik untuk mendapatkan *properties* sistem utama yang digunakan untuk menentukan desain RVD. Berikut merupakan beberapa persamaan yang digunakan.

$$I = \frac{\pi \times d^4}{64} \quad (4.1)$$

$$K = \frac{192EI}{l^3} \quad (4.2)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (4.3)$$

Keterangan :

I : *Area of Moment Inertia*

m : Massa Sistem Utama

R : Jari-Jari Poros

l : Panjang Poros

K : *Stiffness Constanta* Sistem Utama

E : Modulus Elastisitas Sistem Utama

ω_n : Frekuensi Natural Sistem Utama

Dari beberapa persamaan diatas, didapatkan *properties* sistem utama sebagai berikut.

Tabel 4.1 *Properties* Sistem Utama

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Massa Sistem Utama	m	0,6598	kg
Diameter Poros	D	0,01	m
Panjang Poros	l	1	m
Konstanta Pegas Sistem Utama	K	22500,86588	N/m
Frekuensi Natural Sistem Utama	ω_n	1764,351319	rpm

4.2.2 Sistem *Radial Vibration Damper*

Pada eksperimen ini dibutuhkan perhitungan secara analitis untuk mendapatkan reduksi getaran yang optimal pada sistem utama. RVD di desain untuk peredaman pada frekuensi operasi 2500rpm. Berikut merupakan persamaan-persamaan yang dibutuhkan untuk mendapatkan nilai *properties* dari RVD.

$$20m_2 = m_1 \quad (4.4)$$

$$2500 \times \frac{2\pi}{60} = \sqrt{\frac{K}{m_2}} \quad (4.5)$$

$$K = \frac{GD^4}{64N_a R^3} \quad (4.6)$$

Keterangan :

$m_2 = m_3 = m_4 = m_5$: Massa tiap peredam

$2500 \times 2 \pi / 60$: Frekuensi operasi sistem utama

G : *Shear Modulus* baja

D : Diameter kawat baja pegas

N_a : Jumlah lilitan bebas pegas RVD

R : Jari-jari pegas RVD

Dari persamaan diatas, didapatkan *properties* sistem RVD sebagai berikut:

Tabel 4.2 *Properties Radial Vibration Damper*

Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
Massa tiap <i>absorber</i>	$m_{(2,3,4,5)}$	0,016	<i>kg</i>
Konstanta pegas tiap <i>absorber</i>	$K_{(2,3,4,5)}$	2260	<i>N/m</i>
Tinggi tiap pegas <i>absorber</i>	h	0,035	<i>m</i>
Jumlah lilitan bebas pegas	N_a	6	-
Total massa RVD 2 pegas	-	0,323	<i>kg</i>
Total massa RVD 4 pegas	-	0,375	<i>kg</i>

4.3 Analisa Hasil Eksperimen

Penelitian tugas akhir ini dilakukan dengan metode eksperimen. Eksperimen dilakukan dengan tujuan melihat respon getaran pada sistem utama sebelum dan setelah ditambahkan *Radial Vibration Damper* pada pusat massa sistem utama. Pergerakan sistem pada eksperimen ini di tinjau pada arah translasi vertikal dan translasi horizontal. Variasi input yang diberikan dalam eksperimen ini berupa frekuensi operasi mesin bubut dan geometri RVD.

Respon getaran yang diinginkan dalam eksperimen ini berupa respon percepatan translasi. namun hasil eksperimen yang terbaca pada *oscilloscope* berupa data *time* dan *voltase*. Sehingga, data hasil eksperimen tersebut harus di konversi menjadi respon percepatan. persamaan (4.7) berikut digunakan untuk mengonversikan data hasil eksperimen arah translasi menjadi respon percepatan *linear*.

$$Response = \frac{G}{V} \cdot g \cdot \frac{f}{20} \left(m/s^2 \right) \quad (4.7)$$

Keterangan :

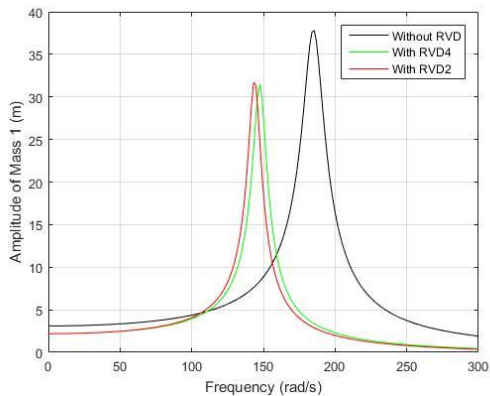
- G : Data pembacaan *oscilloscope* (Volt)
- V : Sensitivitas *accelerometer* (0,002 Volt)
- g : Percepatan gravitasi (9,81 m/s²)
- f : frekuensi eksitasi yang diberikan (Hz)
- 20 : frekuensi kerja *accelerometer* pada 20 MHz

Selanjutnya, proses *filtering* dan *smoothing* dapat dilakukan menggunakan *software* MATLAB terhadap data hasil konversi untuk menghilangkan *noise* yang terjadi selama pengujian. Dari hasil *filtering* dan *smoothing* dapat diketahui nilai RMS (*Root Mean Square*) untuk masing-masing data hasil pengujian yang telah dilakukan. Sehingga, reduksi respon getaran bisa didapatkan

dalam bentuk persen dengan menggunakan persamaan (4.8) berikut.

$$Reduksi = \frac{RMS_1 - RMS_2}{RMS_1} \times 100\% \quad (4.8)$$

Dimana RMS_1 adalah nilai respon getaran sistem utama tanpa RVD, sedangkan RMS_2 merupakan nilai respon getaran sistem utama dengan RVD. Selain nilai RMS dari hasil simulasi didapatkan frekuensi natural sistem utama tanpa dan dengan penambahan RVD, berikut merupakan *bode diagram* dari eksperimen yang dilakukan.



Gambar 4.6 *Bode Diagram* sistem utama tanpa dan dengan penambahan RVD

Terjadi pergeseran frekuensi natural sistem setelah ditambahkan RVD, dimana frekuensi natural sistem tanpa RVD memiliki puncak di frekuensi 178,753 rad/s, sedangkan frekuensi natural sistem utama setelah ditambahkan RVD 2 pegas dan 4 pegas berturut turut sebesar 140,348 rad/s dan 146,552 rad/s.

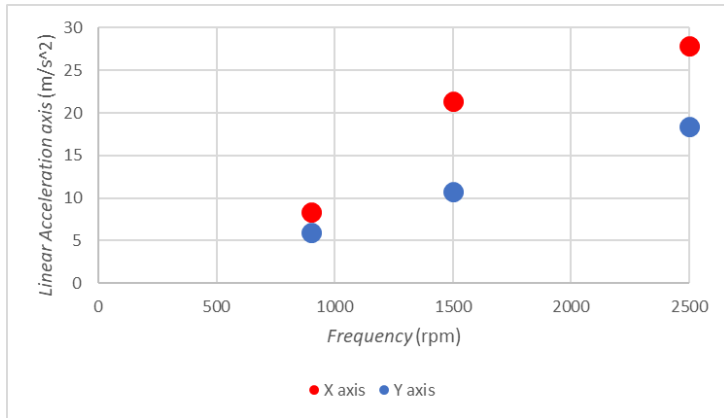
4.3.1 Analisa Eksperimen Sistem Utama tanpa RVD

Eksperimen untuk sistem utama tanpa RVD dilakukan pada frekuensi operasi mesin bubut sebesar 900 rpm, 1500 rpm, dan 2500 rpm atau setara dengan 15 Hz, 25 Hz, dan 41,67 Hz. Pada eksperimen sistem utama tanpa RVD, pengujian menggunakan 2 buah *probe accelerometer*, *probe* diletakkan pada posisi vertikal dan horizontal *tail-stock* mesin bubut, posisi tersebut diharapkan dapat membaca getaran sistem utama arah translasi sumbu x dan sumbu y. Berikut merupakan gambar peletakan *probe* pada eksperimen ini.



Gambar 4.7 Peletakan *probe* pada *tail-stock* mesin bubut

Gambar 4.7 diatas merupakan posisi peletakan *probe* yang diletakan pada *tail-stock* mesin bubut. Sistem utama tanpa RVD ini di analisa dalam sistem 2 DoF. Berikut merupakan grafik RMS sistem utama tanpa RVD yang didapatkan dari eksperimen.



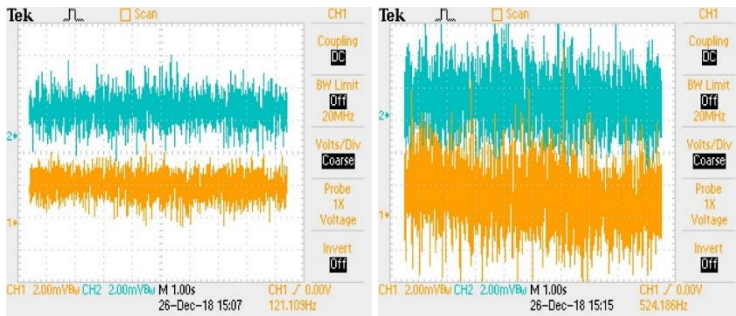
Gambar 4.8 Grafik RMS Sistem Utama tanpa RVD

Gambar 4.8 diatas menunjukkan bahwa nilai percepatan *linear* sistem utama berbanding lurus dengan frekuensi operasi, yaitu semakin tinggi frekuensi operasi, maka semakin tinggi pula nilai percepatan *linear* yang diterima sistem utama. Nilai percepatan *linear* paling tinggi terjadi ketika frekuensi 2500 rpm dengan nilai $27,878 \text{ m/s}^2$ untuk sumbu x dan $18,3718 \text{ m/s}^2$ untuk sumbu y.

Sistem utama memiliki nilai RMS yang lebih tinggi relatif pada sumbu X dibandingkan dengan sumbu Y. Hal tersebut menunjukkan pada saat eksperimen dilakukan getaran translasi yang paling besar ada pada arah sumbu X. Tabel 4.3 berikut menunjukkan nilai RMS hasil eksperimen utama tanpa RVD.

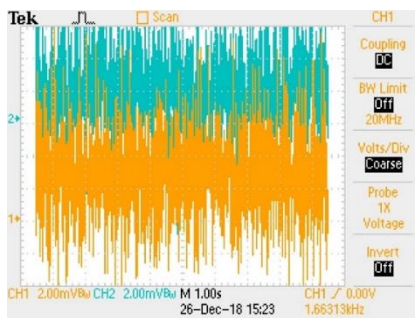
Tabel 4.3 Nilai RMS Hasil Eksperimen Sistem Utama tanpa RVD

Frekuensi (Rpm)	Translasi (m/s^2)	
	X	Y
900	8,3034	5,9559
1500	21,3322	10,7405
2500	27,878	18,3718



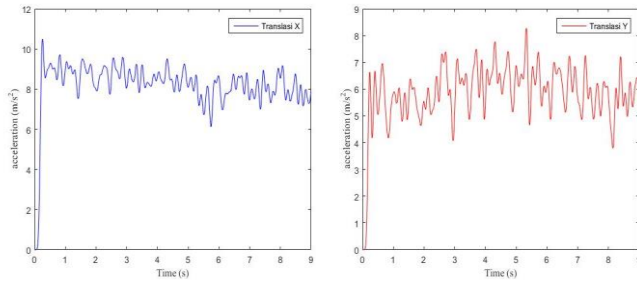
(a)

(b)

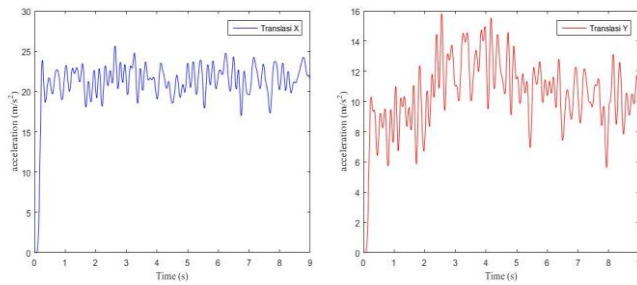


(c)

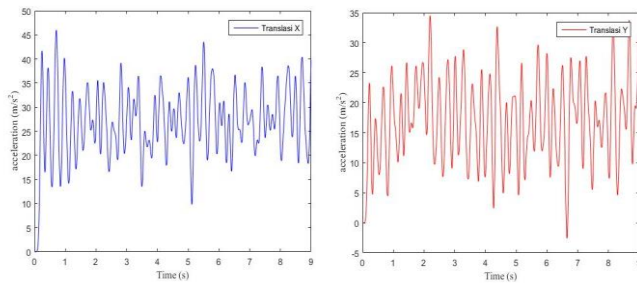
Gambar 4.9 Hasil pembacaan *oscilloscope* pada eksperimen frekuensi (a) 900 Rpm, (b) 1500 Rpm, dan (c) 2500 Rpm



(a)



(b)



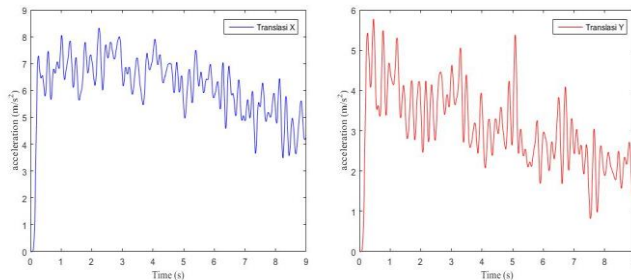
(c)

Gambar 4.10 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* tanpa RVD (a) 900 rpm, (b) 1500 rpm, dan (c) 2500 rpm

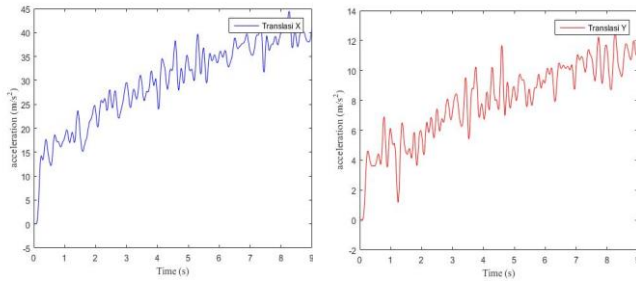
Gambar 4.9 di atas merupakan data sistem utama tanpa RVD dengan variasi frekuensi 900 rpm, 1500 rpm, dan 2500 rpm yang didapatkan oleh *oscilloscope*. Gambar 4.10 merupakan hasil *filtering* dan *smoothing* sistem utama tanpa penambahan RVD pada variasi frekuensi 900 rpm, 1500 rpm, dan 2500 rpm menggunakan MATLAB. Hasil *filtering* dan *smoothing* menunjukkan bahwa sistem beresilasi dan respon getarannya berupa respon percepatan terhadap waktu.

4.3.2 Analisa Eksperimen Sistem Utama dengan RVD 2 Pegas

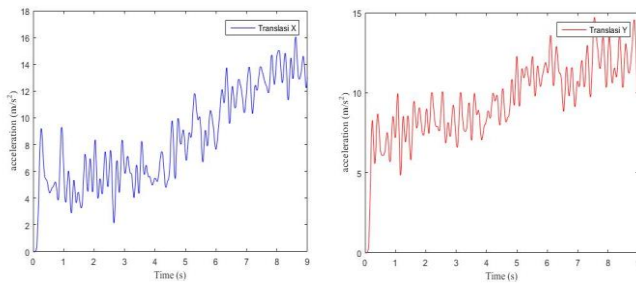
Eksperimen untuk sistem utama dengan RVD 2 pegas dilakukan pada frekuensi operasi mesin bubut sebesar 900 rpm, 1500 rpm, dan 2500 rpm atau setara dengan 15 Hz, 25 Hz, dan 41,67 Hz. Eksperimen ini menggunakan 2 buah *probe accelerometer*, *probe* diletakkan pada posisi vertikal dan horizontal *tail-stock* mesin bubut, posisi tersebut diharapkan dapat membaca getaran sistem utama arah translasi sumbu x dan sumbu y. Skema peletakan *probe* eksperimen ini sama dengan peletakan sistem utama tanpa RVD, hal tersebut untuk meminimalisir galat dan menyetarakan kondisi pada saat pengambilan data eksperimen.



(a)



(b)



(c)

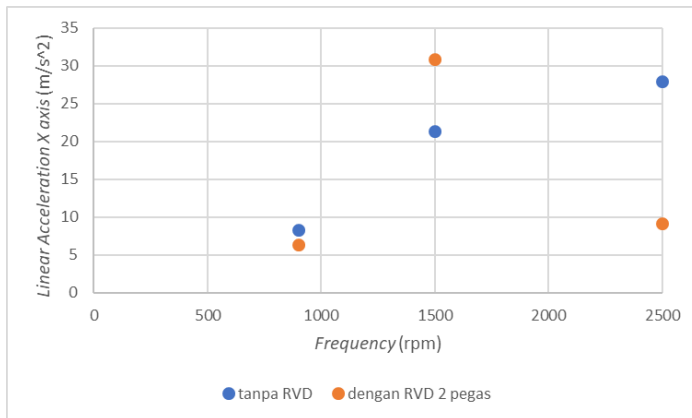
Gambar 4.11 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* sumbu X dan Y Sistem Utama dengan Penambahan RVD 2 Pegas pada Frekuensi (a) 900 rpm, (b) 1500 rpm, dan (c) 2500 rpm

Gambar 4.11 di atas merupakan hasil data eksperimen yang telah dilakukan *filtering* dan *smoothing* menggunakan MATLAB. Data ini diambil dari eksperimen dengan frekuensi proses 900 rpm, 1500 rpm, dan 2500 rpm. Tabel 4.4 berikut menunjukkan nilai RMS sistem utama dengan RVD 2 pegas.

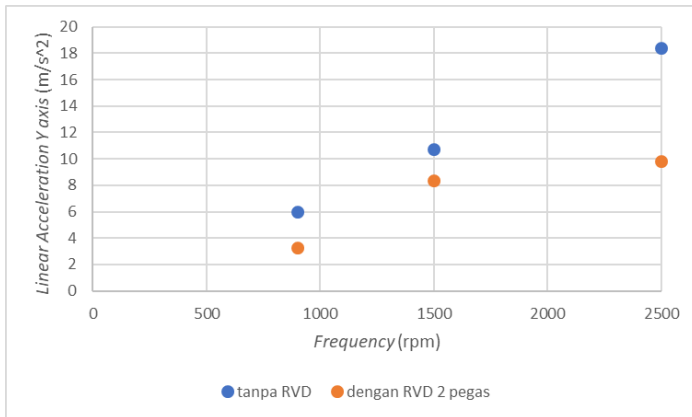
Tabel 4.4 Nilai RMS Hasil Eksperimen Sistem Utama dengan RVD 2 Pegas

Frekuensi (Rpm)	Translasi (m/s ²)	
	X	Y
900	6,24	3,2213
1500	30,7682	8,3319
2500	9,1142	9,808

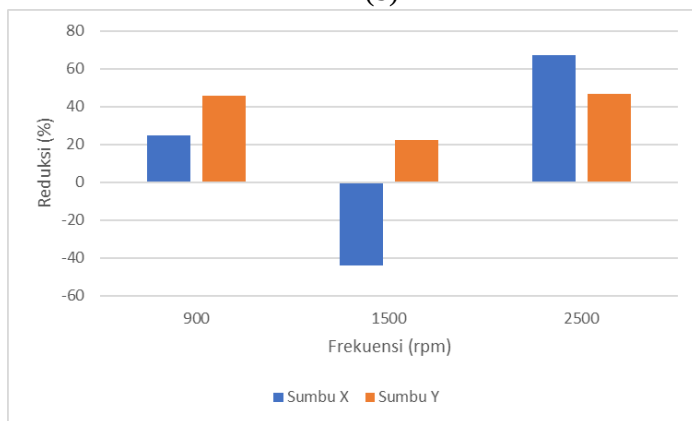
Dari tabel 4.4 diatas dapat dilihat nilai translasi pada sumbu X maupun sumbu Y mengalami perubahan setelah ditambahkan mekanisme RVD. Berikut merupakan perbandingan hasil *linear aceleration* sistem utama sebelum dan sesudah ditambahkan RVD 2 pegas.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.12 Hasil Eksperimen Sistem Utama dengan RVD 2 Pegas: (a) RMS pada sumbu X, (b) RMS pada sumbu Y, dan (c) Besar reduksi sistem utama

Tabel 4.5 Hasil Reduksi Sistem Utama dengan RVD 2 Pegas

Reduksi 2 Pegas		
Frekuensi (Rpm)	X (%)	Y (%)
900	24,85006	45,91414
1500	-44,2336	22,4254
2500	67,30684	46,61383

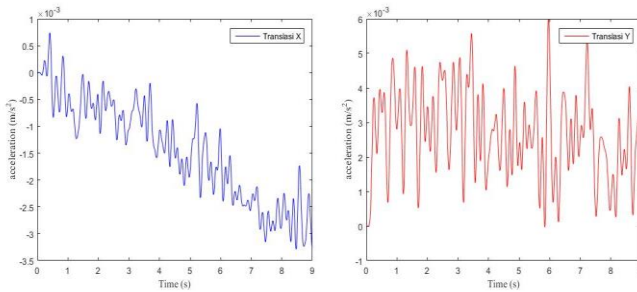
Dari gambar 4.12 diatas dapat dilihat perbedaan respon getaran sistem utama tanpa dan dengan penambahan RVD tiap variasi frekuensi. Sistem utama cenderung mengalami reduksi getaran ketika ditambahkan RVD, reduksi getaran paling tinggi dialami pada frekuensi operasi 2500 rpm, yaitu sebesar 67,31% pada sumbu X dan 46,61% pada sumbu Y, hal tersebut dikarenakan RVD di rancang untuk meredam sistem utama yang di operasikan pada frekuensi 2500 rpm. Hal ini sesuai dengan hasil perhitungan menggunakan teori *dynamic vibration absorber*, dimana hasil reduksi terbesar terjadi pada perencanaan frekuensi operasi untuk desain RVD yang dibuat.

Terdapat penyimpangan data pada frekuensi 1500 rpm relatif pada sumbu X, dimana data yang di dapat memperlihatkan adanya peningkatan getaran sebesar 44,23%. Hal tersebut dapat dikarenakan bergesernya nilai ω_n sistem utama dengan RVD yang menyebabkan getaran pada frekuensi operasi 1500 rpm meningkat.

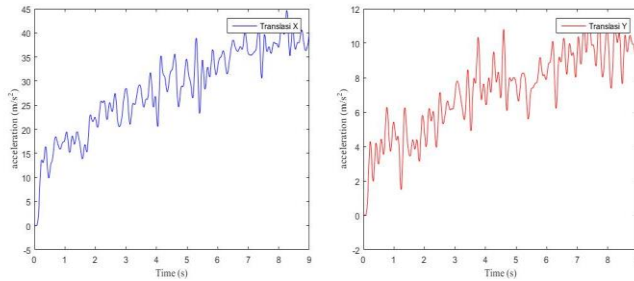
4.3.3 Analisa Eksperimen Sistem Utama dengan RVD 4 Pegas

Eksperimen untuk sistem utama dengan RVD 4 pegas dilakukan pada frekuensi operasi mesin bubut yang sama dengan eksperimen sebelumnya, yaitu sebesar 900 rpm, 1500 rpm, dan 2500 rpm atau setara dengan 15 Hz, 25 Hz, dan 41,67 Hz. Eksperimen ini menggunakan 2 buah *probe accelerometer*, *probe* diletakkan pada posisi vertikal dan horizontal *tail-stock* mesin

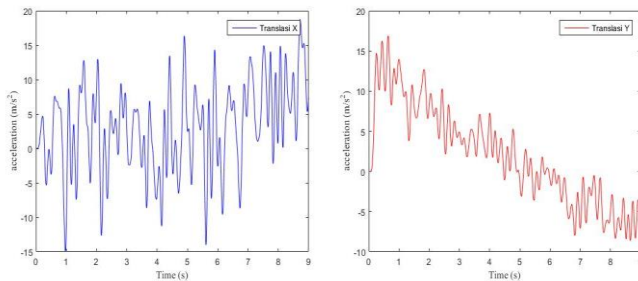
bubut, posisi tersebut diharapkan dapat membaca getaran sistem utama arah translasi sumbu x dan sumbu y. Skema peletakan *probe* eksperimen ini sama dengan peletakan sistem utama tanpa RVD, hal tersebut untuk meminimalisir galat dan menyetarakan kondisi pada saat pengambilan data eksperimen, serta untuk membandingkan hasil yang didapat. Berikut merupakan hasil *filtering* dan *smoothing* eksperimen sistem utama dengan RVD 4 pegas menggunakan *software* MATLAB.



(a)



(b)



(c)

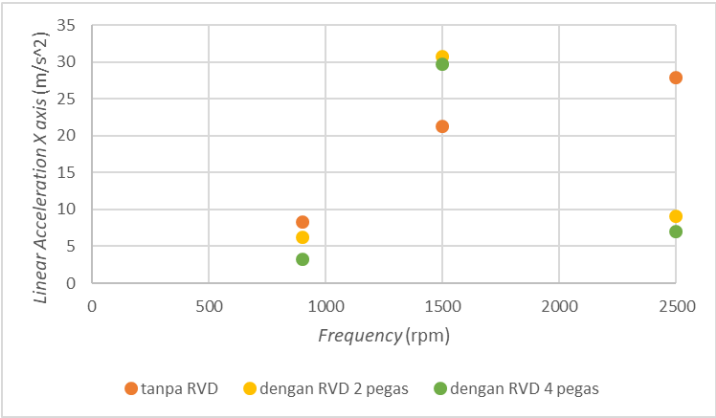
Gambar 4.13 Hasil *Filtering* dan *Smoothing* sumbu X dan Y Sistem Utama dengan Penambahan RVD 4 Pegas pada Frekuensi (a) 900 rpm, (b) 1500 rpm, dan (c) 2500 rpm

Gambar 4.13 di atas merupakan hasil data eksperimen yang telah dilakukan *filtering* dan *smoothing* menggunakan MATLAB. Data ini diambil dari eksperimen dengan frekuensi proses yang sama dengan percobaan sebelumnya, yaitu 900 rpm, 1500 rpm, dan 2500 rpm. Tabel 4.6 berikut menunjukkan nilai RMS sistem utama dengan RVD 4 pegas.

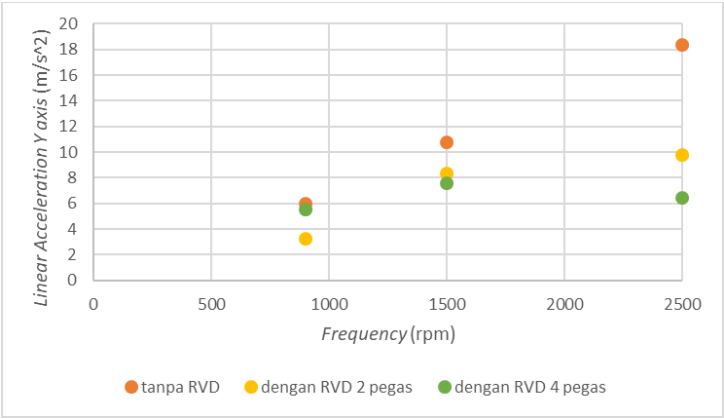
Tabel 4.6 Nilai RMS Hasil Eksperimen Sistem Utama dengan RVD 4 Pegas

Frekuensi (Rpm)	Translasi (m/s^2)	
	X	Y
900	3,2252	5,5102
1500	29,657	7,579
2500	6,9812	6,4033

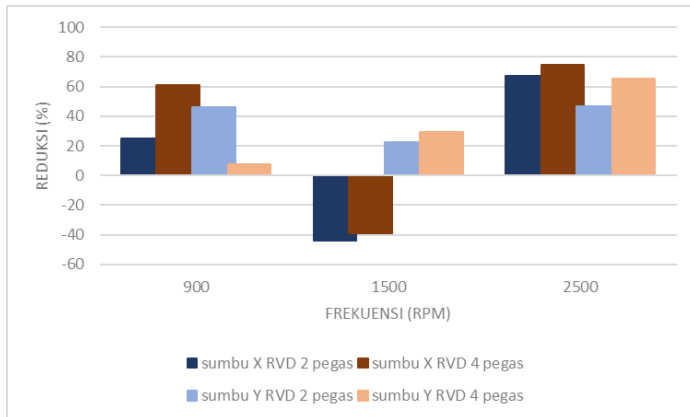
Dari tabel 4.6 diatas dapat dilihat nilai translasi pada sumbu X maupun sumbu Y mengalami perubahan setelah ditambahkan mekanisme RVD 4 pegas. Berikut merupakan perbandingan hasil *linear aceleration* sistem utama tanpa RVD, sistem utama dengan RVD 2 pegas, dan sistem utama dengan RVD 4 pegas.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4.14 Perbandingan Hasil Eksperimen Sistem Utama dengan RVD 2 Pegas dan RVD 4 Pegas: (a) RMS pada sumbu X, (b) RMS pada sumbu Y, dan (c) Besar reduksi sistem utama

Tabel 4.7 Hasil Reduksi Sistem Utama dengan RVD 4 Pegas

Reduksi 4 Pegas		
Frekuensi (Rpm)	X (%)	Y (%)
900	61,15808	7,483336
1500	-39,0246	29,43531
2500	74,95803	65,14604

Dari gambar 4.14 diatas dapat dilihat perbedaan respon getaran sistem utama tanpa RVD, sistem utama dengan penambahan RVD 2 pegas, dan sistem utama dengan penambahan RVD 4 pegas di tiap variasi frekuensi. Sistem utama cenderung mengalami reduksi getaran ketika ditambahkan RVD, jika dibandingkan antara peredaman RVD 2 pegas dengan peredaman

RVD 4 pegas terhadap sistem utama, peredaman paling optimal terjadi pada frekuensi operasi 2500 rpm dengan penambahan RVD 4, yaitu sebesar 74,96% pada sumbu X dan 65,15% pada sumbu Y, hal tersebut dikarenakan RVD di rancang untuk meredam sistem utama yang di operasikan pada frekuensi 2500 rpm, selain itu RVD 4 pegas juga dapat meredam getaran radial dari arah yang lebih beragam dibandingkan RVD 2 pegas, karena RVD 4 pegas memiliki peredam relatif pada arah translasi kedua sumbu, yaitu sumbu X dan sumbu Y. Hal ini sesuai dengan hasil perhitungan menggunakan teori *dynamic vibration absorber*, dimana hasil reduksi terbesar terjadi pada perencanaan frekuensi operasi untuk desain RVD yang dibuat.

Sama halnya dengan hasil penambahan RVD 2 pegas, pada frekuensi 1500 rpm RVD tidak dapat meredam getaran yang terjadi pada translasi sumbu X, dengan penambahan getaran sebesar 39,02%. Hal tersebut dapat di karenakan ω_n sistem utama setelah ditambahkan RVD bergeser dan menyebabkan getaran yang terjadi meningkat pada frekuensi operasi 1500 rpm.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari eksperimen yang telah dilakukan pada penelitian ini, didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah dirancang sebuah peredam yaitu RVD (*Radial Vibration Damper*) yang digunakan untuk meredam getaran radial pada sistem utama berupa poros, yang dioperasikan oleh mesin bubut pada frekuensi tertentu. RVD terdiri dari pegas baja dengan konstanta pegas sebesar 2260 N/m, massa *absorber* berupa tumpukan koin dan plat dengan massa 0,016 kg, dan *cover body* berupa akrilik.
2. Nilai RMS respon percepatan didapatkan dari eksperimen sistem utama tanpa RVD dengan variasi frekuensi operasi sebesar 900 rpm, 1500 rpm, dan 2500 rpm secara berturut-turut sebesar 8,3034 m/s², 21,3322 m/s², dan 27,878 m/s² untuk arah translasi relatif pada sumbu x, serta 5,9559 m/s², 10,7405 m/s², dan 18,3718 m/s² untuk arah translasi relatif pada sumbu y. Semakin tinggi frekuensi yang dioperasikan pada sistem utama, maka nilai RMS yang didapatkan akan semakin besar. Setelah sistem utama ditambahkan mekanisme RVD, nilai RMS yang didapatkan cenderung mengalami penurunan di tiap variasi frekuensi yang di gunakan.
3. Reduksi respon percepatan optimal didapatkan dari eksperimen sistem utama menggunakan RVD 4 pegas dengan variasi frekuensi 2500 rpm, yaitu sebesar 74,95803% untuk arah translasi relatif pada sumbu x dengan nilai RMS percepatan *linear* 6,9812 m/s² dan

65,14604% untuk arah translasi relatif pada sumbu y dengan nilai RMS percepatan *linear* 6,4033 m/s².

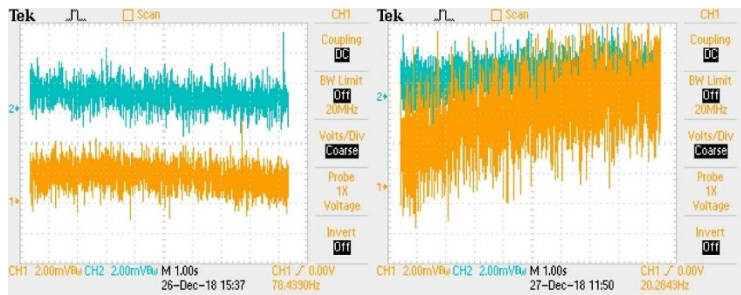
4. Semakin bertambahnya jumlah DoF sistem utama, maka peredaman yang terjadi juga semakin optimal pada frekuensi acuan pembuatan RVD.

5.2 Saran

Adapun saran dari penelitian yang telah dilakukan dengan metode eksperimen adalah sebagai berikut:

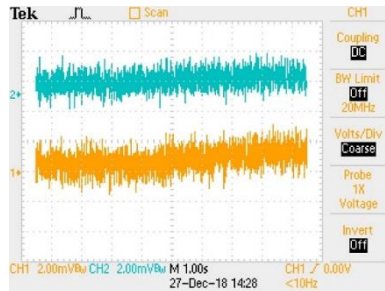
1. Sebaiknya di berikan *safety device* berupa *bearing* di beberapa titik poros sistem utama, untuk membantu menyetarakan kondisi saat pengambilan data dilakukan.
2. Sebaiknya pengambilan data dilakukan dalam kondisi yang stabil dan setara agar data yang didapatkan akurat.
3. Sebaiknya tiap memulai proses pengambilan data dipastikan pemasangan baut dan *chuck* pada sistem utama tidak ada yang longgar, agar tidak mengganggu proses pengambilan data.
4. Sebaiknya *chuck* mesin bubut diganti dengan *collet*, agar hasil yang didapatkan tiap pengambilan data setara.

LAMPIRAN



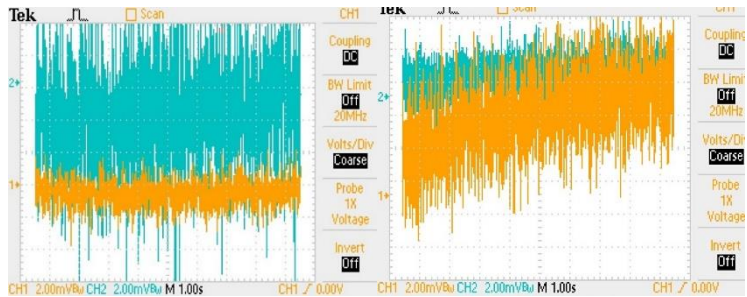
(a)

(b)



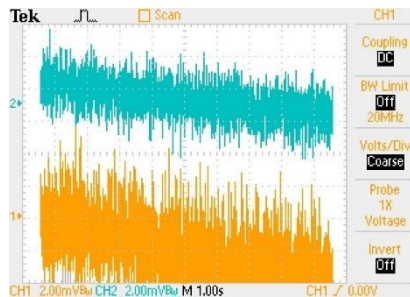
(c)

Gambar 1 Hasil pembacaan *oscilloscope* pada eksperimen sistem utama dengan RVD 2 pegas frekuensi (a) 900 Rpm, (b) 1500 Rpm, dan (c) 2500 Rpm



(a)

(b)



(c)

Gambar 2 Hasil pembacaan *oscilloscope* pada eksperimen sistem utama dengan RVD 4 pegas frekuensi (a) 900 Rpm, (b) 1500 Rpm, dan (c) 2500 Rpm

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Asfarina, N. (2018). *Pemodelan dan Analisa Reduksi Respon Getaran Sistem Utama terhadap Getaran Translasi, Rolling, Pitching dengan Penambahan Translational Multi-Mass Vibration Absorber (TMVA)*. Surabaya: Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [2] Gafsi, W., et. al. (2017). Modelling of a passive absorber in milling tool machine. *Applied Acoustics*, 94-109.
- [3] Hosek, M., et. al. (1997). A Tunable Torsional Vibration Absorber: The Centrifugal Delayed Resonator. *Sound and Vibration*, 151-165.
- [4] Intan, M. (2018). *Studi Eksperimen dan Analisa Reduksi Respon Getaran Translasi, Rolling, dan Pitching menggunakan Sistem Translational Mass Vibration Absorber (TMVA)*. Surabaya: Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [5] Jiang, K., et. al. (2015). Multi-DoF rotor model based measurement of stiffness. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 361-364.
- [6] Lostari, A. (2013). *Studi Perbandingan Pengaruh Penambahan SDVA dan DDVA Tersusun Seri terhadap Sistem Utama*. Surabaya: Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [7] Minggori, D. L. (1973). Stability of Whirling Shafts with Internal and External Damping. *Non-Linear Mechanics*, 155-159.

- [8] Rao, S. (2004). *Mechanical Vibration, Fourth Edition*. United States of America: Pearson Education, Inc.
- [9] Serope, K., & Schmid, R. S. (2009). *Manufacturing Engineering and Technology, sixth edition*. Chicago: Pearson Education, Inc.

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di Bandung, 25 November 1996 yang merupakan anak kedua dari 2 bersaudara. Penulis menempuh pendidikan usia dini di TK At-Taqwa Bandung. Pendidikan formal yang telah ditempuh penulis antara lain: SDN Sukarasa 3 pada tahun 2002-2008, SMP Negeri 12 Bandung pada tahun 2008-2011, dan SMA Negeri 2 Bandung tahun 2011-2014. Kemudian penulis melanjutkan pendidikan ke jenjang perguruan tinggi negeri di Institut Teknologi Sepuluh Nopember, program studi S-2 Teknik Mesin.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non akademik di lingkungan kampus Teknik Mesin. Dalam kegiatan akademik, penulis aktif menjadi Mentor mata kuliah untuk mahasiswa Timor Leste. Dalam kegiatan non akademik, penulis aktif sebagai staff divisi roda empat Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) periode kepengurusan 2015-2016 dan Kabirol Pelatihan dan Perawatan periode kepengurusan 2016-2017. Selain itu penulis juga aktif dalam berbagai kegiatan jurusan hingga institut selama masa perkuliahan.

Motto hidup penulis adalah *"I am strong enough"* yang menjadikan penulis selalu ingin dapat mengerjakan segala sesuatu dan menjadi yang terbaik. Penulis sangat terbuka bila terdapat saran, kritik, serta masukan terkait tugas akhir ini dan dapat menghubungi penulis melalui *email* andribillikita@gmail.com.