



TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISA NILAI OPTIMUM REDUKSI GETARAN
AKIBAT VARIASI KEKAKUAN KARET *DYNAMIC
VIBRATION ABSORBER* DAN KECEPATAN
SPINDLE PADA *BORING BAR* TERHADAP
PROSES PERMESINAN PADA MESIN BUBUT
(*LATHE MACHINE*)**

Neneng Khoirunnisa'
NRP 0211164000017

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

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



TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISA NILAI OPTIMUM REDUKSI GETARAN
AKIBAT VARIASI KEKAKUAN KARET *DYNAMIC
VIBRATION ABSORBER* DAN KECEPATAN
SPINDLE PADA BORING BAR TERHADAP
PROSES PERMESINAN PADA MESIN BUBUT
(*LATHE MACHINE*)**

Neneng Khoirunnisa'
NRP 0211164000017

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

PROGRAM SARJANA
DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI DAN REKAYASA SISTEM
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
SURABAYA, 2020



FINAL PROJECT - TM184835

**OPTIMUM VALUE ANALYSIS OF VIBRATION
RESPONSE REDUCTION DUE TO RUBBER
STIFFNESS OF DYNAMIC VIBRATIONS
ABSORBER AND SPINDLE SPEED VARIATIONS
OF A BORING BAR IN MACHINING PROCESS OF
LATHE MACHINE**

**Neneng Khoirunnisa'
NRP 0211164000017**

**Advisory Lecturer
Dr. Wiwiek Hendrowati, ST, MT.**

**UNDERGRADUATE PROGRAM
MECHANICAL ENGINEERING DEPARTEMEN
FACULTY OF INDUSTRIAL AND SYSTEMS ENGINEERING
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY
Surabaya, 2020**

HALAMAN PENGESAHAN

ANALISA NILAI OPTIMUM REDUKSI GETARAN AKIBAT VARIASI KEKAKUAN KARET *DYNAMIC VIBRATION ABSORBER* DAN KECEPATAN SPINDLE PADA *BORING BAR* TERHADAP PROSES PERMESINAN PADA MESIN BUBUT (*LATHE MACHINE*)

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 :

Neneng Khoirunnisa'
NRP. 0211164000017

Disetujui oleh:

1. Dr. Wiwick Hendrowati, S.T., M.T.
NIP. 197004121997032003 (Pembimbing)
2. Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M. Eng.
NIP. 197505111999031001 (Penguji I)
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T.
NIP. 198907052015042005 (Penguji II)
4. Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T.
NIP. 198905132019032013 (Penguji III)



SURABAYA
AGUSTUS, 2020

ABSTRAK

ANALISA NILAI OPTIMUM REDUKSI GETARAN AKIBAT VARIASI KEKAKUAN KARET *DYNAMIC VIBRATION ABSORBER (DVA)* DAN KECEPATAN *SPINDLE* PADA *BORING BAR* TERHADAP PROSES PERMESINAN PADA MESIN BUBUT (*LATHE MACHINE*)

Nama Mahasiswa : Neneng Khoirunnisa'
NRP : 0211164000017
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

ABSTRAK

Didalam bidang permesinan, mesin bubut merupakan salah satu mesin perkakas yang paling banyak digunakan untuk memproses suatu material. Mesin bubut dapat melakukan beberapa jenis proses permesinan antara lain seperti *turning*, *facing*, *drilling*, dan *boring*. Salah satu proses permesinan yang menimbulkan getaran berlebih adalah *boring*. Pada saat proses pemakanan, getaran umumnya terjadi pada benda kerja maupun alat pemotong. Hal tersebut dapat menyebabkan penurunan kualitas dari hasil pemotongan benda kerja. Selain itu, getaran tersebut dapat diinduksikan kebagian lain yang ada dalam mesin bubut sehingga dapat menimbulkan efek yang buruk pada mesin bubut. Berdasarkan permasalahan tersebut, perlu dilakukan penelitian guna mengetahui bagaimana cara mereduksi getaran pada mesin bubut. Salah satunya adalah dengan menggunakan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*.

Pada penelitian ini, dilakukan studi pemodelan dinamis dan analisa nilai optimum reduksi getaran pada mekanisme *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* yang digunakan untuk pada *boring bar*.

DVA terdiri dari sebuah massa *absorber* dan pegas berupa karet yang diletakkan didalam *boring bar*. Pada penelitian kali ini digunakan variasi kekakuan karet dan variasi kecepatan *spindle*. Dimana terdapat dua buah jenis karet yaitu karet neoprene dan karet natural dengan ketebalan masing-masing karet sebesar 10mm. Karet tersebut akan dikombinasikan agar dapat membentuk panjang 20mm, 30mm, dan 40 mm yang akan dipasang pada sisi kanan dan kiri massa *absorber* sehingga diperoleh kekakuan yang bervariasi. Sementara rpm yang digunakan adalah sebesar 250 rpm, 370 rpm, 630 rpm, dan 920 rpm. Benda kerja yang digunakan berupa AISI 4340 dengan panjang 10 cm dan diameter sebesar 10 cm.

Dari simulasi yang telah dilakukan diperoleh bahwa reduksi getaran paling optimum diperoleh ketika boring bar ditambahkan dengan DVA yang tersusun dari empat buah karet neoprene yang dioperasikan pada 250 rpm. Pada variasi tersebut diperoleh reduksi getaran pada arah radial sebesar 94.91%, arah tangensial sebesar 88.64%, dan arah aksial sebesar 96.96%. Sementara respon perpindahan yang dihasilkan pada arah radial, tangensial, dan aksial adalah sebesar 0.005592 mm, 0.040115 mm, dan 0.000346 mm. Variasi tersebut dipilih dengan mempertimbangkan agar diperoleh hasil pemotongan lebih akurat.

Kata kunci : Getaran, *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*, Mesin Bubut, *Boring Bar*, dan Reduksi Getaran

ABSTRAC

***OPTIMUM VALUE ANALYSIS OF VIBRATION RESPONSE
REDUCTION DUE TO RUBBER STIFFNESS OF DNAMIC
VIBRATIONS ABSORBER AND SPINDLE SPEED
VARIATIONS OF A BORING BAR IN MACHINING
PROCESS OF LATHE MACHINE***

Student Name : Neneng Khoirunnisa'
NRP : 0211164000017
Departemen : Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisory Lecturer : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

ABSTRAC

In machining process, lathe is one of the most widely used to process a material. This machine can do some kind of machining process such as turning, facing, drilling, and boring. One of the machining process that causes exceed vibration is boring process. During machining process, vibration commonly occurs on the specimen as well as on the cutting tool. It can cause decreasing the quality of the cutting result. In addition, that vibration can induced to another part of lathe machine so it gives bad effect to the lathe machine. According to that problems, a research is needed to know how reduce the vibration in lathe machine. One way to reduce the vibration is using Dynamic Vibration Absorber.

This research is done by dynamic modelling and optimum value analysis of vibration response reduction of a boring bar. The Dynamic Vibration Absorber (DVA) consist of mass absorber and rubber as the spring that put inside the boring bar. Variations that used in this research are variable stiffness of the rubber and spindle speed. There are two material of the rubber. Those are natural rubber and neoprene rubber with 10mm of thickness.

The rubber is combined into 20mm, 30mm, and 40mm which be put on the right and left side of the mass absorber. Beside, the spindle speed that used in this research are 250 rpm, 370 rpm, 630 rpm, and 920 rpm. The specimen is made from AISI 4340 and has 10mm in length and 10mm in diameter.

From the simulation that has been done, it can be found that the optimum reduction of vibration can be obtained when boring bar with four neoprene rubber is used in 250rpm of spindle speed. The reduction of vibration produced by this variation are in the amount of and 94.91% in radial direction, and 88.64% in tangential direction, and 96.96% in axial direction. However, the displacement response result are 0.005592 mm in radial direction, 0.040115 mm in tangential direction, and 0.000346 mm in axial direction. This variation is chosen by considering of how to obtain more accurate cutting resut.

Keywords : Vibration, Dynamic Vibration Absorber (DVA), Lathe Machine, Boring Bar, and Reduction of Vibration

KATA PENGANTAR

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis sampaikan kepada Allah SWT, atas berkat dan rahmat-Nya, sehingga penulis dapat menyusun dan menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “Analisa Nilai Optimum Reduksi Getaran Akibat Variasi Kekakuan Karet *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) dan Kecepatan *Spindle* pada *Boring Bar* terhadap Proses Permesinan pada Mesin Bubut (*Lathe Machine*)” dengan lancar. Tujuan dari penyusunan Tugas Akhir ini adalah untuk memenuhi persyaratan kelulusan program studi S-1 (Strata 1) Departemen Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya. Tersusunnya Tugas Akhir ini juga karena bantuan dan dukungan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada semua pihak yang telah membantu dalam penyusunan Tugas Akhir ini, antara lain:

1. Orang tua penulis, Bapak Adi Wasito dan Ibu Tujiati serta saudara kandung penulis, Milatul Afiah dan Muhammad Yusron A. yang senantiasa memberikan dukungan baik moril maupun materiil kepada penulis.
2. Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, ST., MT., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan dan arahan dalam menyusun Tugas Akhir ini.
3. Bapak Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, ST., M.Eng., Bapak Ari Kurniawan Saputra, ST., MT., dan Ibu Aida Annisa Amin Daman, ST., MT., selaku dosen penguji yang telah memberikan kritik, saran, dan masukan dari Seminar Proposal Tugas Akhir hingga Sidang Tugas Akhir.
4. Sahabat penulis selama kuliah, Firda, Nana, Sari, dan Titan yang selalu memberikannya, telah menjadi teman berbagi semua rasa, dan teman berbagi tempat tinggal selama berada di Surabaya.
5. Teman kelompok Tugas Akhir Genap Bu Wiwiek, Firda, Firra, Tiara, Bram, Deka, Reno, dan Vito yang telah

berjuang bersama, berbagi ilmu, dan saling membantu dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

6. Idola penulis, Wanna One, Day6, Valentino Rossi yang telah menjadi penyemangat penulis selama menjalani perkuliahan di ITS.
7. Seluruh pihak yang telah membantu penulis dalam penyusunan Tugas Akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa penyusunan Tugas Akhir ini masih jauh dari kata. Oleh karena itu, penulis mengharapkan pembaca Tugas Akhir ini dapat memberikan saran dan kritik yang membangun agar penulis dapat menjadi lebih baik untuk kedepannya. Akhir kata, semoga Tugas Akhir ini dapat memberi manfaat dan menjadi inspirasi bagi pembaca.

Surabaya, 10 Agustus 2020

Penulis

DAFTAR ISI

DAFTAR ISI

ABSTRAK	iii
ABSTRAC	v
KATA PENGANTAR.....	vii
DAFTAR ISI.....	ix
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xvii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 <i>Multi Degree of Freedom</i>	5
2.2 <i>Dynamic Vibration Absorber</i>	7
2.3.1 <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i>	8
2.3.2 <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i>	12
2.3 Mesin Bubut	15
2.6 Penelitian Terdahulu.....	20
BAB III METODOLOGI PENELITIAN	31
3.1 Diagram Alir Penelitian.....	31
3.2 Penjelasan Tahap Penelitian.....	32

3.2.1	Studi Literatur	32
3.2.2	Identifikasi Masalah	33
3.2.3	Perancangan Mekanisme Sistem Mesin Bubut, Sistem Utama, dan DVA.....	33
3.2.3.1	Perancangan Mekanisme Sistem Mesin Bubut.....	33
3.2.3.2	Perancangan Mekanisme Sistem Utama.....	34
3.2.4	Pemodelan Dinamis	38
3.2.5	Penurunan Persamaan Gerak.....	39
3.2.6	Perencanaan Parameter	47
3.2.6.1	Perencanaan Parameter Mesin Bubut.....	47
3.2.6.2	Perencanaan Parameter Sistem Utama	49
3.2.6.3	Perencanaan Parameter DVA	52
3.2.7	Simulasi.....	55
3.2.8	Reduksi Respon sistem utama.....	59
3.2.9	Analisa Data dan Optimasi.....	59
3.2.10	Kesimpulan	59
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN		61
4.1	Analisa Respon Getaran	61
4.1.1	Respon Getaran Sistem Utama (<i>Boring Bar</i>) tanpa DVA	61
4.1.2	Pengaruh Bahan terhadap Respon Getaran Sistem Utama (<i>Boring Bar</i>) dengan DVA	62
4.1.3	Pengaruh Jumlah Karet terhadap Respon Getaran Sistem Utama (<i>Boring Bar</i>) dengan DVA	65

4.1.4	Daerah dan Frekuensi Redaman Akibat Penambahan DVA pada Boring Bar	66
4.2	Analisa Respon Reduksi Getaran	71
4.2.1	Respon Redaman Getaran <i>Boring Bar</i> terhadap sumbu X	72
4.2.2	Respon Redaman Getaran <i>Boring Bar</i> terhadap Arah Tangensial	73
4.2.3	Respon Redaman Getaran <i>Boring Bar</i> terhadap sumbu Z.....	75
4.3	Analisa Optimasi Reduksi Respon Getaran	76
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		79
5.1	Kesimpulan.....	79
5.2	Saran.....	80
DAFTAR PUSTAKA.....		81
LAMPIRAN		82

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR GAMBAR

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Sistem pegas-massa-peredam (Rao & Singiresu, 2011)	5
Gambar 2. 2 <i>Undamped</i> DVA (Rao & Singiresu, 2011)	8
Gambar 2. 3 Efek <i>Undamped</i> DVA pada mesin (Rao & Singiresu, 2011)	11
Gambar 2. 4 <i>Damped</i> DVA (Rao & Singiresu, 2011)	13
Gambar 2. 5 Efek <i>damped</i> DVA pada respon dari mesin (Rao & Singiresu, 2011)	15
Gambar 2. 6 Bagian-bagian pada mesin bubut (Kalpakjian & Schmid, 2009).....	16
Gambar 2. 7 <i>Boring bar</i> (Atlintas, 2012).....	18
Gambar 2. 8 Gaya pada proses permesinan (Kalpakjian & Schmid, 2009)	18
Gambar 2. 9 Skema Pengujian (Zulfiyanti, 2019)	20
Gambar 2. 10 CPVA (Zulfiyanti, 2019)	21
Gambar 2. 11 (a) Respon getaran sistem utama (b) Respon getaran sistem <i>absorber</i> (Zulfiyanti, 2019)	21
Gambar 2. 12 RVD (Anggitasari, 2019).....	22
Gambar 2. 13 Mesin bubut dengan mekanisme RVD 4 pegas (Anggitasari, 2019).....	23
Gambar 2. 14 Gambar (a) Respon reduksi sumbu X pada 900 rpm hasil simulasi (b) Respon reduksi sumbu Y pada 900 rpm hasil simulasi	23
Gambar 2. 15 Gambar hasil simulasi (a) Respon reduksi sumbu X pada 900 rpm hasil eksperimen (b) Respon reduksi sumbu Y pada 900 rpm hasil eksperimen (Anggitasari, 2019).....	24
Gambar 2. 16 (a) Struktur <i>boring bar</i> dengan VSDVA (b) Model boring bar dengan VSDVA (Liu, Liu, Li, & Gao, 2018).....	24

Gambar 2. 17	Rancang bangun penelitian (Liu, Liu, Li, & Gao, 2018).....	25
Gambar 2. 18	Rasio amplitudo, frekuensi eksitasi, dan panjang <i>overhang</i> (Liu, Liu, Li, & Gao, 2018)	26
Gambar 2. 19	Diagram stabil dan tidak stabil (Liu, Liu, Li, & Gao, 2018).....	26
Gambar 2. 20	Sketsa <i>boring bar</i> dengan penambahan DVA (Sun, Li, & Hua, 2019).....	27
Gambar 2. 21	Pemodelan <i>boring bar</i> dengan penambahan DVA (Sun, Li, & Hua, 2019)	27
Gambar 2. 22	Grafik rasio amplitudo dan frekuensi operasi (Sun, Li, & Hua, 2019).....	28
Gambar 2. 23	Plot antara frekuensi <i>chatter</i> aktual dan prediksi (Obinna, 2017).....	29
Gambar 2. 24	Bode diagram frekuensi natural sistem utama tanpa CPVA dan dengan CPVA pada node 8 dengan jumlah <i>piezoelectric</i> 100 (Firdaus, 2019)	30
Gambar 3. 1	Diagram alir penelitian.....	32
Gambar 3. 2	Mesin Bubut.....	33
Gambar 3. 3	<i>Boring bar</i>	34
Gambar 3. 4	Gambar (a) <i>Head</i> (b) <i>Pin</i>	35
Gambar 3. 5	(a) <i>Insert</i> (b) <i>Bolt</i>	35
Gambar 3. 6	<i>Body</i>	36
Gambar 3. 7	(a) <i>Massa absorber</i> (b) <i>Karet</i>	37
Gambar 3. 8	<i>Assembly boring bar</i> dengan DVA	38
Gambar 3. 9	Model dinamis sistem utama (a) tanpa DVA (b) dengan DVA.....	38
Gambar 3. 10	<i>Free body diagram</i> sistem utama tanpa DVA.....	39
Gambar 3. 11	<i>Free body diagram</i> sistem utama dengan DVA..	41
Gambar 3. 12	<i>Free Body Diagram</i> Sistem DVA	42
Gambar 3. 13	Hasil simulasi deformasi statis <i>boring bar</i> (a) reguler (b) berongga.....	50

Gambar 3. 14	Hasil simulasi frekuensi natural.....	51
Gambar 3. 15	Rancangan <i>boring bar</i> dengan DVA dan tanpa DVA.....	56
Gambar 3. 16	(a) Hasil <i>meshing</i> dan (b) <i>Mesh quality</i>	57
Gambar 3. 17	Analisa pada <i>Ansys</i>	58
Gambar 3. 18	Input gaya eksitasi dan tumpuan pada <i>boring bar</i>	58
Gambar 4. 1	Respon perpindahan <i>boring bar</i> tanpa DVA	61
Gambar 4. 2	Respon perpindahan <i>boring bar</i> terhadap perbedaan material karet pada kombinasi (a) 4 karet (b) 6 karet (c) 8 karet	63
Gambar 4. 3	Respon perpindahan <i>boring bar</i> terhadap perbedaan jumlah karet pada (a) karet natural (b) karet neoprene.....	65
Gambar 4. 4	Respon reduksi <i>boring bar</i> dengan DVA arah radial	72
Gambar 4. 5	Respon reduksi arah radial dan MRR pada tiap variasi RPM.....	73
Gambar 4. 6	Respon reduksi <i>boring bar</i> dengan DVA arah tangensial.....	74
Gambar 4. 7	Respon reduksi arah tangensial dan MRR pada tiap variasi RPM.....	74
Gambar 4. 8	Respon reduksi <i>boring bar</i> dengan DVA arah aksial	75
Gambar 4. 9	Respon reduksi arah aksial dan MRR pada tiap variasi RPM.....	76

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR TABEL

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Hasil eksperimen frekuensi <i>chatter</i> (Obinna, 2017) ..	29
Tabel 3. 1 Parameter Pemotongan Mesin Bubut	48
Tabel 3. 2 Parameter Gaya Permesinan Mesin Bubut	49
Tabel 3. 3 Parameter <i>Boring Bar</i>	52
Tabel 3. 4 Parameter DVA	54
Tabel 3. 5 <i>Material Properties</i>	55
Tabel 4. 1 Frekuensi redaman getaran pada pada arah radial (X)	67
Tabel 4. 2 Frekuensi redaman getaran pada pada arah tangensial (Y).....	67
Tabel 4. 3 Frekuensi redaman getaran pada pada arah aksial (Z)	68
Tabel 4. 4 Presentase Reduksi Rata-Rata Pada Setiap Variasi DVA	69
Tabel 4. 5 Respon Perpindahan Rata-Rata Pada Setiap Variasi DVA.....	70
Tabel 4. 6 Reduksi, Perpindahan, RPM, dan MRR4 Pada Karet 4 Neoprene.....	77

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I
PENDAHULUAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Didalam bidang permesinan, mesin bubut merupakan salah satu mesin perkakas yang paling banyak digunakan untuk memproses suatu material. Hal itu dikarenakan mesin bubut merupakan mesin yang serbaguna dimana dalam satu mesin dapat dilakukan beberapa jenis proses permesinan anatara lain seperti *turning*, *facing*, *drilling*, dan *boring*. Mesin ini bekerja dengan prinsip memutar benda kerja, kemudian dilakukan pemakanan dengan alat pemotong. Pada saat proses pemakanan ini, getaran umumnya terjadi pada benda kerja maupun alat pemotong. Hal tersebut dapat menyebabkan penurunan kualitas dari hasil pemotongan benda kerja. Penurunan kualitas tersebut dapat berupa tingkat kekasaran permukaan yang tinggi maupun keakurasian dimensi yang rendah. Selain itu, getaran tersebut dapat diinduksikan kebagian lain yang ada dalam mesin bubut sehingga dapat menimbulkan efek yang buruk pada mesin bubut. Berdasarkan permasalahan tersebut, perlu dilakukan penelitian guna mengetahui bagaimana cara mereduksi getaran pada mesin bubut.

Salah satu proses permesinan yang menimbulkan getaran berlebih adalah proses memperlebar lubang atau lebih dikenal dengan istilah *boring*. Dalam proses pengerjaannya, terlebih dahulu benda kerja dibor menggunakan *drill* dengan tujuan sebagai inisiasi sebelum dilakukan pemotongan diameter yang lebih besar. Setelah itu, dilakukan pemakanan benda kerja kearah radial (arah luar) dengan menggunakan *boring bar*. Dalam proses pemakanan ini timbul getaran yang diakibatkan adanya gaya-gaya yang diterima oleh ujung mata pisau sehingga menyebabkan *boring bar* bergetar. Getaran yang dihasilkan dari proses pemakanan ini dapat

direduksi dengan cara menambahkan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) pada *boring bar*. Prinsip kerja dari DVA adalah dengan menambahkan massa *absorber* dan pegas pada sistem utama, dimana DVA akan menghasilkan gerakan yang arahnya berlawanan dengan arah gerak sistem utama sehingga getaran yang terjadi dapat direduksi.

Penelitian mengenai DVA yang berada didalam *boring bar* telah dilakukan oleh Xianli Liu, dkk.^[5] mengenai karakteristik getaran dengan variabel kekakuan pegas DVA yang dipasang pada *boring bar*. Jenis DVA yang digunakan pada penelitian ini berupa *Variable Stiffness Vibration Absorber* (VSDVA) dimana terdiri dari sebuah massa *absorber* dan pegas berbentuk beam. Dalam penelitian ini digunakan *boring bar* dengan rasio sebesar 15, dimana *boring bar* memiliki dimensi *overhang length* sebesar 600mm dan diameter sebesar 600mm. Sementara variasi yang dilakukan berupa variasi kekakuan pegas DVA. Benda kerja yang dikerjakan pada penelitian kali ini berupa C45E4 dengan diameter luar sebesar 150mm, diameter dalam sebesar 100mm, dan panjang 350mm. Kemudian penelitian mengenai *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) dilakukan oleh Lie Li, dkk.^[8] mengenai karakteristik getaran dengan penambahan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA). Pada penelitian ini, pegas DVA yang digunakan berupa dua buah karet yang dipasang dikedua ujung masa *absorber*. Pada penelitian kali ini digunakan *boring bar* dengan *overhang length* sebesar 310mm. Material benda kerja yang digunakan sama dengan penelitian sebelumnya yaitu menggunakan C45E4 dengan diameter dalam 100mm dan diameter luar 160mm.

Pada penelitian kali ini telah dilakukan simulasi dengan menambahkan DVA kedalam *boring bar* yang memiliki rasio L/D sebesar 8. DVA yang digunakan terdiri dari sebuah massa *absorber* dan pegas berupa karet berupa karet neoprene dan karet natural.

Variasi yang digunakan adalah variasi kekakuan karet serta kecepatan *spindle*. Diharapkan dengan penelitian ini dapat diperoleh respon reduksi getaran dari DVA pada *boring bar*.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dijelaskan diatas, maka dapat dirumuskan masalah pada penelitian ini sebagai berikut:

1. Bagaimana menegetahui titik optimum melalui variasi kekakuan DVA serta kecepatan *spindle*?
2. Berapakah nai yang mampu dicapai agar reduksi getaran dari sistem meraih nilai optimum?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah:

1. Bagaimana menegetahui titik optimum melalui variasi kekakuan DVA serta kecepatan *spindle*?
2. Berapakah nai yang mampu dicapai agar reduksi getaran dari sistem meraih nilai optimum?

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penelitian ini adalah:

1. Gaya eksitasi dianggap terjadi pada ujung depan *insert*.
2. Material benda kerja adalah AISI 4340.
3. Mata pisau yang digunakan adalah TCMT16 *Carbide Coating*.
4. Getaran dari luar mekanisme diabaikan.
5. Nilai konstanta kekakuan karet dianggap linear.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian tugas akhir ini adalah:

1. Membantu mahasiswa untuk memahami mengenai konsep DVA.
2. Sebagai referensi dan literatur mengenai *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) pada *boring bar* yang diterapkan pada mesin bubut.

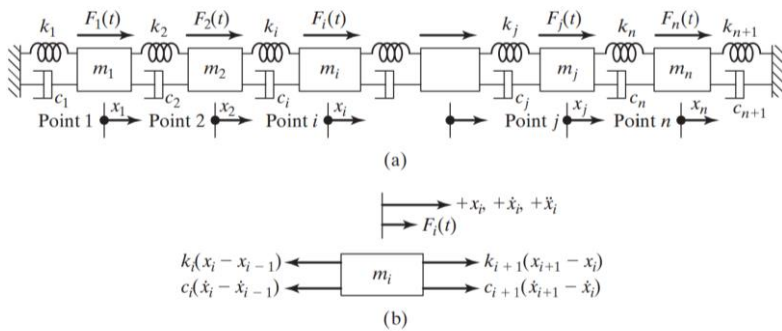
BAB II

DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA

BAB II DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Multi Degree of Freedom

Derajat kebebasan atau *degree of freedom* (DOF) merupakan jumlah minimal dari koordinat independen yang diperlukan untuk menentukan posisi dari setiap bagian dalam suatu sistem mekanisme. Dalam dunia industri, biasanya suatu sistem mekanisme memiliki dua derajat kebebasan atau lebih. Hal ini akan berpengaruh terhadap frekuensi natural yang akan bervariasi bergantung dengan derajat kebebasannya. Gambar 2.1 berikut merupakan contoh suatu sistem mekanisme multi DOF.



Gambar 2. 1 Sistem pegas-massa-peredam (*Rao & Singiresu, 2011*)

Dari diagram diatas diperoleh persamaan gerak dari sistem dari m_i dan m_n dengan menggunakan hukum Newton kedua tentang gerak.

$$m_i \ddot{x}_i - c_i \dot{x}_i + (c_i + c_{i+1}) \dot{x}_i - c_{i+1} \dot{x}_{i+1} - k_i x_{i-1} + (k_i + k_{i+1} x_{i+1}) = F_i; \quad i = 2, 3, \dots, n - 1$$

$$(2.1)$$

Untuk $i=1$ dengan $x_0 = 0$ serta $i=n$ dengan $x_{n+1} = 0$, maka persamaan 2.1 menjadi:

$$m_1\ddot{x}_1 + (c_1 + c_2)\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + (k_1 + k_2)x_1 - k_2x_2 = F_i \quad (2.2)$$

$$m_n\ddot{x}_n - c_n\dot{x}_{n-1} + (c_n + c_{n+1})\dot{x}_n - k_nx_{n-1} + (k_n + k_{n+1})x_n = F_n \quad (2.3)$$

Ketiga persamaan diatas dapat dinyatakan kedalam bentuk matriks seperti persamaan dibawah ini

$$[m]\ddot{\vec{x}} + [c]\dot{\vec{x}} + [k]\vec{x} = \vec{F} \quad (2.4)$$

Dimana $[m]$, $[c]$, dan $[k]$ merupakan matriks massa, damping, dan pegas yang dijabarkan sebagai berikut:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & & & & & \\ 0 & 0 & 0 & \dots & m_n & \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} (c_1+c_2) & -c_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2+c_3) & -c_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3+c_4) & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_n & (c_n+c_{n+1}) \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$[k] = \begin{bmatrix} (k_1+k_2) & -k_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k_2 & (k_2+k_3) & -k_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3+k_4) & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k_n & (k_n+k_{n+1}) \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Variabel \vec{x} , $\dot{\vec{x}}$, $\ddot{\vec{x}}$, dan \vec{F} menyatakan vektor perpindahan, kecepatan, percepatan, dan gaya yang dinyatakan seperti berikut ini:

$$\vec{x} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \vdots \\ x_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \dot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \dot{x}_n(t) \end{Bmatrix},$$

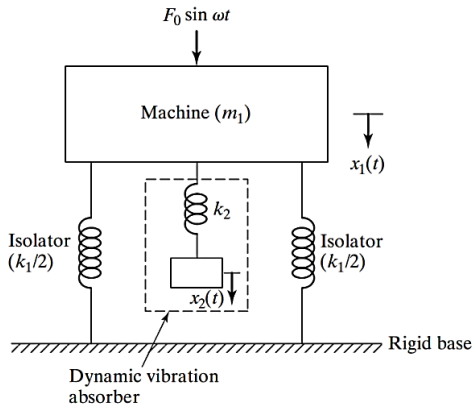
$$\ddot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \vdots \\ \ddot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \text{dan} \quad \vec{F} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \vdots \\ F_n(t) \end{Bmatrix} \quad (2.9)$$

2.2 *Dynamic Vibration Absorber*

Dynamic vibration absorber (DVA) merupakan suatu alat yang digunakan untuk mereduksi atau mengeliminasi getaran yang tidak diinginkan. DVA terdiri dari massa dan pegas yang ditambahkan pada massa utama. Gabungan dari massa utama dan DVA membentuk suatu sistem dua DOF. DVA dapat bekerja secara efektif pada mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan dan memiliki range frekuensi yang sempit. Dalam analisis DVA, kita harus mengidealisasi mesin menjadi sistem satu DOF.

2.3.1 Undamped Dynamic Vibration Absorber

Undamped DVA merupakan DVA dengan bentuk yang paling sederhana. Dimana DVA jenis ini terdiri dari suatu massa *absorber* dengan pegas. Mulanya suatu sistem mesin diidealisasikan menjadi satu DOF, kemudian ditambahkan DVA sehingga sistem tersebut berubah menjadi dua DOF. Gambar 2.2 dibawah ini merupakan pemodelan sari sistem tersebut.



Gambar 2. 2 *Undamped* DVA (Rao & Singiresu, 2011)

Dalam sistem tersebut sebuah massa mesin (m_1) yang bergetar karena gaya yang bervariasi dengan amplitudo F dan frekuensi sudut ω . *Undamped* DVA diwakili oleh massa tambahan (m_2) yang dipasang pada m_1 dengan dihubungkan dengan pegas (k_2). Persamaan gerak dari sistem diatas adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) &= F_0 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.10)$$

Dengan asumsi penyelesaian harmonik,

$$x_j(t) = X \sin \omega t, \quad j = 1, 2 \quad (2.11)$$

Maka,

$$x_1(t) = X_1 \sin \omega t, \quad x_2(t) = X_2 \sin \omega t \quad (2.12)$$

Sehingga dapat diperoleh amplitudo *steady-state* dari massa 1 dan massa 2 :

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.13)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_2 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.14)$$

Reduksi getaran dari massa utama dapat dilakukan dengan memperkecil amplitudonya atau membuatnya menjadi nol. Untuk ini nilai pembilang dari persamaan (2.13) harus bernilai nol untuk mendapatkan amplitudo dari massa utama bernilai nol. Sehingga persamaan (2.13) berubah menjadi:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.15)$$

Jika sistem utama, tanpa penambahan DVA, beroperasi mendekati resonansi, maka frekuensi naturalnya menjadi $\omega^2 \approx \omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1}$. Untuk itu, DVA didesain sehingga beroperasi pada frekuensi natural yang sama dengan frekuensi natural sistem utama.

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.16)$$

Getaran amplitudo mesin akan bernilai nol apabila mesin beroperasi pada frekuensi resonansinya. Dengan mendefinisikan

sebagai ω_1 sebagai frekuensi natural dari sistem utama dan ω_2 sebagai frekuensi natural DVA.

$$\begin{aligned}\delta_{st} &= \frac{F_0}{k_1}, \quad \omega_1 = \left(\frac{k_1}{m_1}\right)^{1/2} \\ \omega_2 &= \left(\frac{k_2}{m_2}\right)^{1/2}\end{aligned}\tag{2.17}$$

Maka persamaan 2.13 dan 2.14 dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[\left(1 - \frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}}\tag{2.18}$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[\left(1 - \frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}}\tag{2.19}$$

Gambar 2.5 menunjukkan variasi amplitudo dari getaran mesin $\left(\frac{X_1}{\delta_{st}}\right)$ dengan kecepatan mesin $\left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)$. Kedua puncak tersebut menunjukkan dua frekuensi natural dari sistem. Seperti yang disebutkan sebelumnya, $X_1 = 0$ pada $\omega = \omega_1$. Pada frekuensi ini, persamaan (2.19) menjadi:

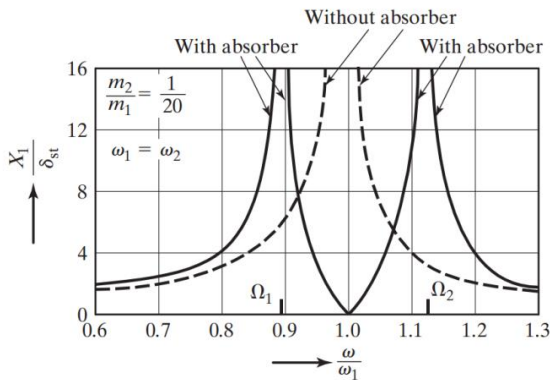
$$X_2 = -\frac{k_1}{k_2} \delta_{st} = \frac{F_0}{k_2}\tag{2.20}$$

Hal ini menunjukkan bahwa gaya yang dihasilkan oleh pegas tambahan melawan gaya $k_2 X_2 = -F_0$ dan menetralkannya hingga

mereduksi X_1 menjadi nol. Ukuran DVA dapat dihitung dengan persamaan (2.20) dan (2.16):

$$k_2 X_2 = k_2 \omega^2 X_2 = -F_0 \quad (2.21)$$

Maka dari itu, nilai k_2 dan m_2 bergantung pada nilai yang diijinkan oleh X_2 .



Gambar 2.3 Efek *Undamped DVA* pada mesin (Rao & Singiresu, 2011)

Berdasarkan gambar 2.3 terlihat dengan penambahan DVA pada sistem utama mengakibatkan frekuensi natural sistem utama tereliminasi, namun muncul dua frekuensi resonansi yaitu Ω_1 dan Ω_2 , dimana amplitudo sistem utama bernilai tak hingga. Dalam operasinya, sistem utama harus dioperasikan menjauhi kedua frekuensi tersebut untuk menghindari getaran berlebih. Nilai dari Ω_1 dan Ω_2 dapat ditemukan dengan cara menjadikan penyebut dari persamaan (2.12) bernilai nol. Dengan catatan sebagai berikut

$$\frac{k_2}{k_1} = \frac{k_2}{m_2} \frac{m_2}{m_1} \frac{m_1}{k_1} = \frac{m_2}{m_1} \left(\frac{\omega_2}{\omega_1} \right)^2 \quad (2.22)$$

Dengan menetapkan penyebut persamaan (2.19) menjadi nol maka,

$$\left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2 \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right] + 1 = 0 \quad (2.23)$$

Akar dari kedua persamaan tersebut yaitu:

$$\left.\begin{array}{l} \left(\frac{\Omega_1}{\omega_2}\right)^2 \\ \left(\frac{\Omega_2}{\omega_2}\right)^2 \end{array}\right\} = \frac{\left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right] \pm \left\{ \left[1 + \left(1 + \frac{m_2}{m_1}\right) \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2\right]^2 - 4 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2 \right\}^{1/2} \right\}}{2 \left(\frac{\omega_2}{\omega_1}\right)^2} \quad (2.24)$$

Dapat dilihat bahwa persamaan (2.24) merupakan fungsi dari (m_2/m_1) dan (ω_2/ω_1) .

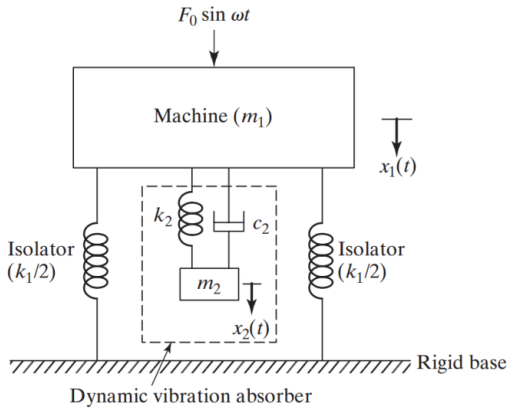
2.3.2 Damped Dynamic Vibration Absorber

Damped DVA terdiri dari tiga komponen yaitu massa *absorber*, pegas, dan peredam yang memiliki nilai konstanta peredaman lebih besar dari nol. DVA jenis ini sesuai digunakan pada mekanisme dengan frekuensi gaya yang bervariasi. Pada *undamped* DVA dihasilkan dua frekuensi resonansi yang akan berbahaya pada operasional baik pada proses *start-up* maupun *stopping*. Amplitudo yang ditimbulkan oleh mesin dapat direduksi dengan menambahkan *damped* DVA seperti pada gambar 2.4 dibawah.

Dengan menggunakan hukum Newton kedua diperoleh persamaan gerak sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.25)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.26)$$



Gambar 2. 4 Damped DVA (Rao & Singiresu, 2011)

Dengan asumsi getaran harmonik

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2 \quad (2.27)$$

Maka,

$$x_1(t) = X_1 e^{i\omega t} \text{ dan } x_2(t) = X_2 e^{i\omega t} \quad (2.28)$$

Solusi *steady state* dari persamaan (2.25) dan (2.26) adalah

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega) F_0}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i c_2 \omega (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (2.29)$$

$$X_2 = \frac{(k_2 + i c_2 \omega) X_1}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)} \quad (2.30)$$

Dimana:

$$\mu = m_2/m_1 \quad : \text{Rasio massa}$$

$$\delta_{st} = F_0/k_1 \quad : \text{Defleksi statis dari sistem}$$

$$\omega_n^2 = k_2/m_2 \quad : \text{Frekuensi natural kuadrat dari DVA}$$

$$\omega_\alpha^2 = k_1/m_1 \quad : \text{Frekuensi natural kuadrat dari mesin}$$

$$f = \omega_\alpha/\omega_n \quad : \text{Rasio frekuensi natural}$$

$$g = \omega/\omega_n \quad : \text{Rasio gaya frekuensi}$$

$$c_c = 2m_2\omega_n \quad : \text{Konstanta } \textit{critical damping}$$

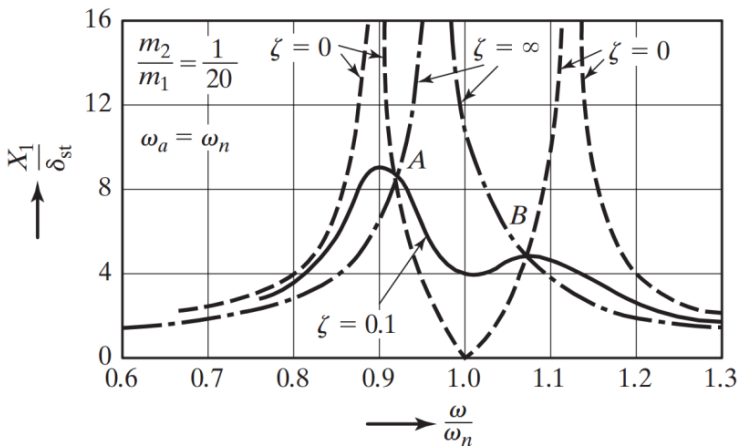
$$\zeta = c_2/c_c \quad : \text{Damping ratio}$$

Sehingga, besar X_1 dan X_2 dapat ditulis menjadi:

$$\frac{x_1}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)^2]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.31)$$

$$\frac{x_2}{\delta_{st}} = \left[\frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2(g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + [\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)^2]} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.32)$$

Persamaan (2.31) dan (2.32) menunjukkan bahwa amplitudo dari getaran pada sistem utama adalah fungsi dari μ , f , g , dan ζ . Grafik dari X_i/δ_{st} terhadap rasio gaya fekuensi ditunjukkan oleh gambar 2.5 dibawah ini.



Gambar 2.5 Efek *damped* DVA pada respon dari mesin (Rao & Singiresu, 2011)

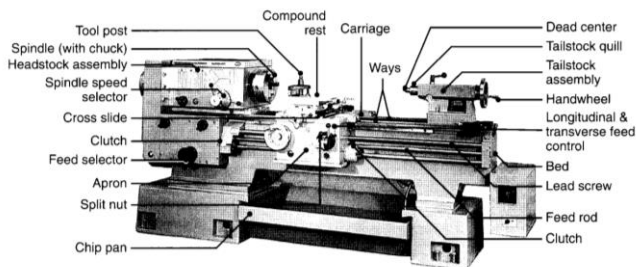
Jika peredam bernilai nol ($c_2 = \zeta = 0$), maka terjadi resonansi pada kedua frekuensi natural sistem. Ketika peredam bernilai tak terhingga nol ($\zeta = \infty$), kedua massa m_1 dan m_2 berubah menjadi sistem satu DOF. Pada $c_2 = 0$ dan $c_2 = \infty$ puncak dari X_1 menjadi tak terhingga. Sedangkan saat peredam bernilai ($0 < \zeta < \infty$), puncak dari X_1 akan menjadi minimum.

2.3 Mesin Bubut

Mesin bubut merupakan mesin yang tertua yang telah diciptakan. Mesin bubut dioperasikan dengan mentransmisikan energi dari mesin menggunakan *belt* dan *pulley*. Biasanya mesin bubut memiliki kecepatan operasi maksimum sebesar 4000 rpm, namun untuk mesin bubut yang besar hanya memiliki kecepatan sampai 200 rpm. Kekurangan dari mesin ini adalah mesin bubut kurang efisien jika digunakan untuk operasi yang berulang kali dan dalam jumlah yang besar.

Mesin bubut terdiri dari beberapa komponen seperti *carriage*, *bed*, *headstock*, *tailstock*, *feed rod*, dan *lead screw*. Bagian-bagian tersebut dapat dilihat pada gambar 2.6 dibawah ini. Berikut merupakan bagian dari mesin bubut beserta fungsinya:

1. *Bed*. *Bed* menopang semua komponen utama dari mesin bubut. Bagian ini didesain dengan kekakuan yang tinggi, biasanya dibuat dari *gray* atau *nodular cast iron*.
2. *Carriage*. *Carriage* terdiri dari *cross-slide*, *tool post*, dan *apron*. Pada *tool post* terdapat mata pisau yang disesuaikan posisinya. *Cross slide* bergerak maju dan mundur, untuk mengontrol posisi radial dari mata pisau.
3. *Headstock*. *Headstock* posisinya tetap pada *bed*, dengan dilengkapi motor, *pulley*, dan *V-belt* yang mensuplai tenaga menuju *spindle* pada dengan kecepatan yang bervariasi
4. *Tailstock*. *Tailstock* dapat bergerak maju dan mundur. *Drill* dan *reamer* dapat dipasang pada *tailstock* untuk membuat lubang pada benda kerja.
5. *Feed rod* dan *lead screw*. *Feed rod* ditenagai oleh serangkaian *gear* melalui *headstock*. Ketika mesin beroperasi, *feed rod* berputar dan menghasilkan pergerakan *carriage* dan *cross-slide*.



Gambar 2. 6 Bagian-bagian pada mesin bubut (*Kalpakjian & Schmid, 2009*)

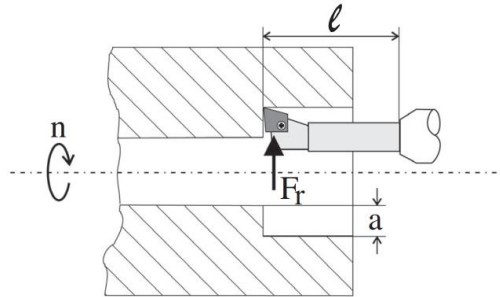
2.4 Boring Bar

Boring bar merupakan alat yang digunakan untuk memperbesar lubang yang sebelumnya telah dibuat dari proses pemesinan yang lain. *Boring bar* memiliki bentuk menyerupai dengan *cantilever beam* elastis, dengan konfigurasi yang bervariasi tergantung dengan material benda kerja dan mata pisau. *Boring bar* yang umum dijumpai dipasaran memiliki rasio dari panjang dan diameter sebesar $\frac{L}{d} \leq 3$, $3 < \frac{L}{d} \leq 6$, dan $\frac{L}{d} > 6$. Karena perbandingan rasio yang cukup berat, sebaiknya *boring bar* mempunyai kekakuan yang cukup guna meminimalisasi defleksi dan untuk memperoleh akurasi dimensi dan menghindari getaran berlebih. Untuk itu digunakan material dengan modulus young yang tinggi seperti *tungsten carbide*.

Apabila panjang dari *boring bar* adalah l , defleksi pada yang terjadi pada alat potong pada saat pemotongan benda kerja adalah

$$\delta = \frac{F_r l^3}{3EI} = \frac{F_r}{k_r} \quad (2.32)$$

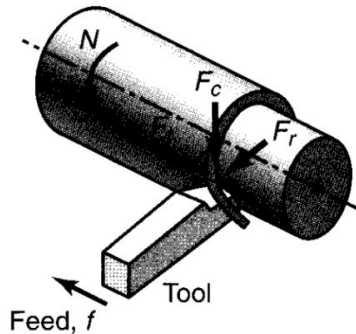
Dimana F_r merupakan gaya radial dan $k_r = (3EI)/l^3$ merupakan kekakuan radial dari *boring bar*. Defleksi radial tersebut menyebabkan *error* pada *bore*, dimana magnitudonya bergantung pada amplitudo gaya potong dan kekakuan pada arah radial. Jika *boring bar* memiliki bentuk silinder maka digunakan $I = \frac{\pi d^4}{64}$ dan $k_r = \frac{3\pi E d^4}{64 l^3}$. Jika penampangnya berbentuk persegi dengan lebar b dan tinggi h , momen inersianya adalah $I = \frac{bh^3}{12}$ dan kekauannya menjadi $k_r = \frac{Eb h^3}{4 l^3}$. Untuk meningkatkan kekakuan arah radial, alat potong *boring bar* harus dicekam pada bagian yang lebarnya sebesar h .



Gambar 2. 7 Boring bar (Atlintas, 2012)

2.5 Gaya pada Proses Permesinan pada Mesin Bubut

Pada saat proses permesinan, ujung mata pisau akan menerima gaya yang diakibatkan dari proses pemakanan tersebut sehingga pahat akan mengalami defleksi kebawah. Terdapat tiga buah gaya yang dialami pahat yaitu gaya pemotongan (*cutting force*, F_c), gaya aksial (*thrust force*, F_t), dan gaya radial (*radial force*, F_r). Gaya tersebut dapat diukur menggunakan alat seperti *dynamometer*, *force transducer*, maupun *load cell* yang dipasang pada pegangan alat pemotong.



Gambar 2. 8 Gaya pada proses permesinan (Kalpakjian & Schmid, 2009)

Selain itu, dimungkinkan untuk menghitung gaya pemotongan dari konsumsi energi selama proses pemotongan. Besarnya tenaga yang dibutuhkan untuk pemotongan adalah sebesar:

$$Power = F_c V = E MRR \quad (2.33)$$

Dimana F_c merupakan gaya pemotongan dan V merupakan kecepatan pemotongan. Ketika benda kerja mengalami pemotongan, maka menghasilkan geram. Besarnya material yang hilang akibat proses pemotongan disebut sebagai *Material Removal Rate* (MRR). MRR dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$MRR = \pi D_{avg} d N \quad (2.34)$$

$$D_{avg} = \frac{D_0 + D_f}{2} \quad (2.35)$$

Keterangan:

- MRR : *Metal removal rate*
- D_{avg} : Diameter ring rata-rata
- d : Kedalaman potong
- f : *Feeding* (Pemakanan)
- N : Kecepatan putar benda kerja
- D_0 : Diameter benda kerja awal
- D_f : Diameter benda kerja setelah pemotongan

Dimana kecepatan potong dinyatakan sebagai berikut $V = \pi DN$. Maka persamaan (2.34) diatas dapat ditulis sebagai berikut

$$MRR = dfV \quad (2.36)$$

Untuk benda kerja sepanjang l dengan *feed rate* sebesar f , maka waktu yang dibutuhkan dapat melakukan pemotongan adalah sebagai berikut:

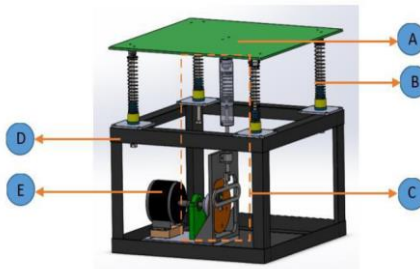
$$t = l/fN \quad (2.37)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan (2.36) kedalam persamaan (2.33) maka diperoleh persamaan untuk menentukan *cutting force* atau gaya potong (F_c):

$$F_c = E d f \quad (2.38)$$

2.6 Penelitian Terdahulu

Penelitian mengenai *dynamic vibration absorber* pernah dilakukan oleh **Zulfiyanti**^[9] dengan judul penelitian yaitu Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme *Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber* (CPVA). Pada penelitian ini dilakukan normalisasi redaman CPVA terhadap respon getaran yang dihasilkan mekanisme CPVA. Gambar 2.9 dan 2.10 dibawah merupakan rangkaian sistem utama dan sistem DVA yang digunakan.



Gambar 2. 9 Skema Pengujian (Zulfiyanti, 2019)

Keterangan:

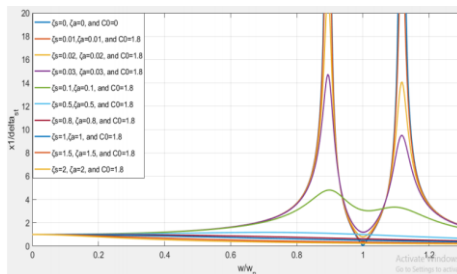
- A. Meja
- B. Sistem Utama
- C. Suspensi Meja
- D. Mekanisme Penggerak
- E. Rangka
- F. Motor



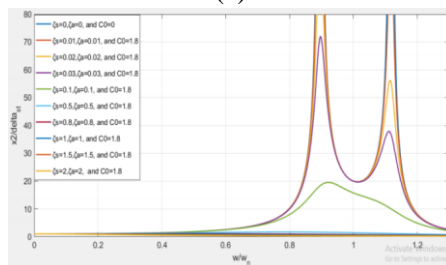
Gambar 2. 10 CPVA (Zulfiyanti, 2019)

Keterangan:

- A. Massa *absorber*
- B. Pegas CPVA
- C. Poros pengarah
- D. *Piezoelectric*
- E. *Box* CPVA



(a)



(b)

Gambar 2. 11 (a) Respon getaran sistem utama (b) Respon getaran sistem *absorber* (Zulfiyanti, 2019)

Pada penelitian ini digunakan variasi redaman sistem utama (ζ_s), redaman *absorber* (ζ_a), dan redaman *piezoelectric* (ζ_p) dengan kondisi sistem *undamped*, *damped*, dan gaya eksitasi. Dari simulasi yang telah dilakukan, diperoleh hasil bahwa semakin besar redaman sistem utama (ζ_s) maka semakin baik peredaman getaran. Sebaliknya semakin kecil redaman sistem utama (ζ_s) maka peredaman getaran semakin buruk. Pada respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA, peredaman terbaik terjadi ketika variasi $\zeta_s = \zeta_a$ pada kondisi 0,1 sampai dengan 2. Sedangkan ketika variasi $\zeta_s = \zeta_a$ pada kondisi 0 sampai dengan 0,03 tidak terjadi peredaman. Sementara pada respon getaran sistem utama dengan penambahan CPVA dengan redaman *piezoelectric* (ζ_p), diperoleh hasil bahwa peredaman terjadi pada kondisi 0.1 sampai dengan 2, sementara pada kondisi 0 sampai dengan 0.03 tidak terjadi peredaman.

Kemudian pada 2019, **Anggitasari**^[1] melakukan penelitian mengenai DVA. Penelitian ini berjudul Validasi Mekanisme *Radial Vibration Damper* (RVD) pada Poros Panjang Langsing yang dioperasikan di Mesin Bubut. Dalam penelitian ini, sebuah sistem utama berupa sebuah poros panjang lasngsing dengan panjang 106 cm dan massa 0.6598 kg. Sementara sistem DVA yang digunakan berupa *Radial Vibration Damper* (RVD) yang terdiri dari empat buah massa *absorber* serta empat buah pegas. Gambar 2.12 dan 2.13 dibawah merupakan pengujian dari penelitian ini.

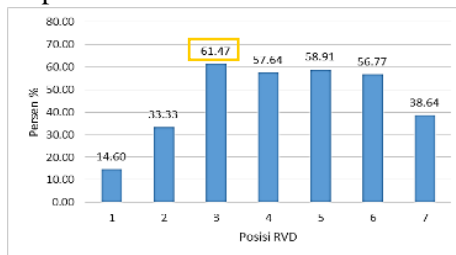


Gambar 2. 12 RVD (Anggitasari, 2019)

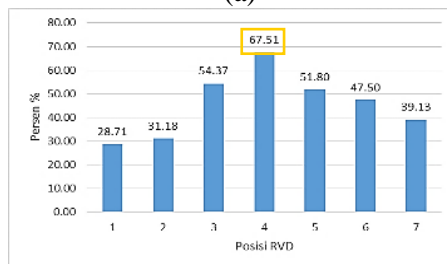


Gambar 2. 13 Mesin bubut dengan mekanisme RVD 4 pegas
(Anggitasari, 2019)

Variasi yang digunakan pada penelitian ini adalah variasi peletakan RVD dimana poros panjang langsing dibagi menjadi tujuh titik, dimana setiap titik memiliki jarak sebesar 11,375 cm. Selain variasi peletakan DVA, digunakan juga variasi putaran mesin sebesar 320, 540, dan 9000 rpm.



(a)



(b)

Gambar 2. 14 Gambar (a) Respon reduksi sumbu X pada 900 rpm hasil simulasi (b) Respon reduksi sumbu Y pada 900 rpm hasil simulasi

Sumbu	Frekuensi (RPM)	Sebelum (m/s ²)	Sesudah (m/s ²)	Reduksi (%)
Y	320	2,7591	1,0494	61,97
	540	2,8618	2,2313	22,03
	900	5,7207	1,3857	75,78

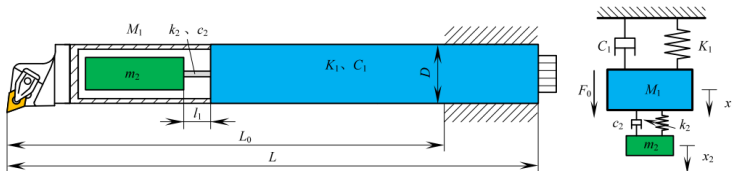
(c)

Sumbu	Frekuensi (RPM)	Sebelum (m/s ²)	Sesudah (m/s ²)	Reduksi (%)
X	320	3,8919	2,7434	29,51
	540	4,4643	4,3850	1,78
	900	6,9835	2,3863	65,83

(d)

Gambar 2. 15 Gambar hasil simulasi (a) Respon reduksi sumbu X pada 900 rpm hasil eksperimen (b) Respon reduksi sumbu Y pada 900 rpm hasil eksperimen (Anggitasari, 2019)

Hasil yang diperoleh pada penelitian adalah hasil antara simulasi dan eksperimen pada sistem utama tanpa RVD dengan menggunakan RVD berupa valid untuk semua frekuensi. Dimana didapatkan hasil $t_{hitung} < t_{tabel}$ dengan nilai t_{tabel} sebesar 2,776. Dengan nilai reduksi terbesar pada peletakkan RVD pada titik ke empat dengan frekuensi operasi 900 rpm dengan reduksi sebesar 67,51% untuk arah sumbu X dan 61,47% untuk arah sumbu Y untuk eksperimen. Sedangkan untuk simulasi, diperoleh hasil reduksi terbesar yang terjadi pada frekuensi operasi 900 rpm dengan nilai reduksi sebesar 65,83% untuk arah sumbu X dan 75,78% untuk arah sumbu Y.

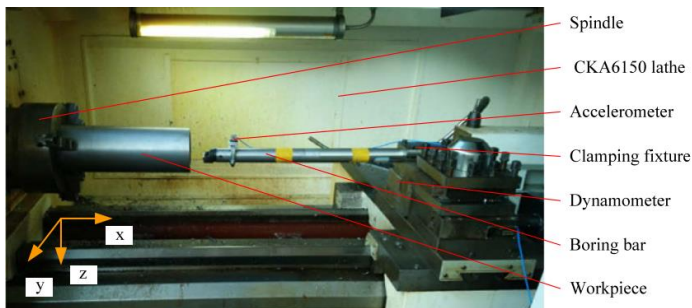


(a)

(b)

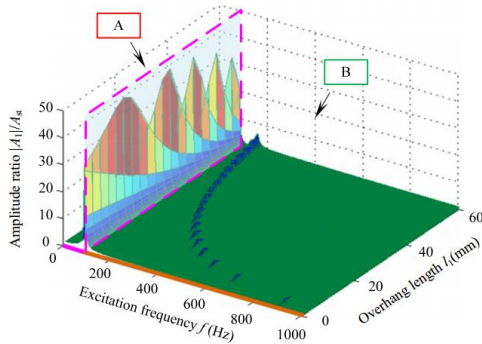
Gambar 2. 16 (a) Struktur boring bar dengan VSDVA (b) Model boring bar dengan VSDVA (Liu, Liu, Li, & Gao, 2018)

Pada tahun 2017, **Xianli Liu**^[5] melakukan penelitian yang berjudul *Analysis of the Vibration Characteristic and Adjustment Method of Boring Bar with a Variable Stiffness Vibration Absorber*. Pada penelitian ini dilakukan simulasi terhadap sistem yang kemudian divalidasi dengan hasil eksperimen. *Boring bar* yang digunakan terdiri dari kepalaboring bar , *boring bar* , VSDVA, dan mekanisme pengaturan teleskopik. Diameter dari *boring bar* adalah sebesar 40 mm, dengan panjang *overhang* 600 mm, dan total panjang 756 mm. VSDVA disini terdiri dari massa *absorber* dengan *telescopic cantilever beam*. Telescopic *cantilever beam* ini terkoneksi dengan mekanisme pengaturan yang terletak pada bagian belakang *boring bar*.

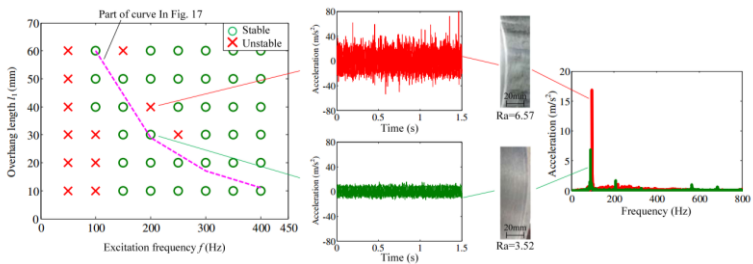


Gambar 2. 17 Rancang bangun penelitian (Liu, Liu, Li, & Gao, 2018)

Hasil dari simulasi yang telah dilakukan diplot kedalam gambar 2.18 dibawah. Dari gambar 2.18 terlihat terdapat dua buah area yaitu area A dan area B. Pada Area A Rasio amplitudo memiliki nilai yang lebih besar daripada satu. Jika rasio amplitudo yang dihasilkan melebihi satu, maka getaran pada mesin akan terjadi. Untuk itu perlu dihindari nilai kurva rasio amplitudo yang lebih besar daripada satu. Sementara pada area B rasio amplitudo memiliki nilai dibawah empat, serta terdapat amplitudo yang memiliki nilai dibawah satu pada frekuensi eksitasi sekitar 600Hz sampai 700Hz.



Gambar 2. 18 Rasio amplitudo, frekuensi eksitasi, dan panjang *overhang* (Liu, Liu, Li, & Gao, 2018)

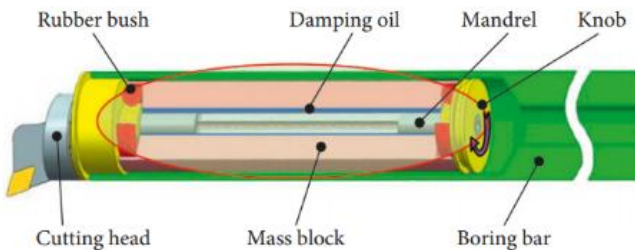


Gambar 2. 19 Diagram stabil dan tidak stabil (Liu, Liu, Li, & Gao, 2018)

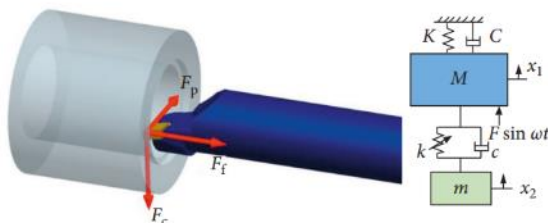
Gambar 2.19 di atas menunjukkan panjang *overhang* dan frekuensi eksitasi yang stabil dan tidak stabil. Tanda silang warna merah menandakan daerah yang tidak stabil. Sementara lingkaran berwarna hijau menunjukkan bahwa daerah tersebut stabil. Kesimpulannya adalah untuk menghindari getaran berlebih maka daerah silang berwarna merah perlu untuk dihindari.

Penelitian selanjutnya dilakukan oleh **Lie Li, Bebei Sun,** dan **Haito Hua**^[8] pada tahun 2018. Penelitian yang dilakukan

mengenai analisis karakteristik getaran dari *boring bar* dengan sebuah *Dynamic Vibration Absorber* yang memiliki variasi kekakuan. Dalam penelitian ini, penulis melakukan eksperimen terhadap *boring bar* dengan empat variasi kekakuan pegas DVA. Benda kerja yang digunakan memiliki dimensi diameter dalam 100mm dan diameter luar sebesar 160mm. Untuk mengetahui gaya potong dan momen digunakan dinamometer. Sementara, frekuensi eksitasi dapat disesuaikan dengan mengubah kecepatan *spindle*. Pemodelan dari *boring bar* dengan penambahan DVA dapat dilihat pada gambar 2.21 dibawah ini.



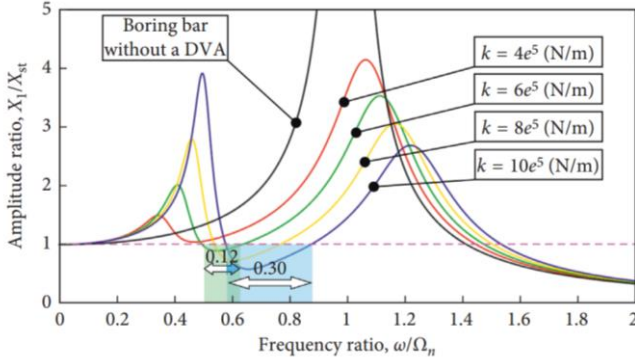
Gambar 2. 20 Sketsa *boring bar* dengan penambahan DVA (Sun, Li, & Hua, 2019)



Gambar 2. 21 Pemodelan *boring bar* dengan penambahan DVA (Sun, Li, & Hua, 2019)

Sistem diatas terdiri dari sistem utama berupa *boring bar* dan sistem tambahan berupa DVA. Sistem tambahan terdiri dari kekakuan k , *dampner* c , dan massa DVA m . Dengan penambahan DVA, diharapkan getaran yang dialami sistem utama dapat diredam.

Dari simulasi diperoleh hasil berupa grafik rasio amplitudo dan rasio frekuensi. Dari grafik 2.21 dibawah diperoleh bahwa pada saat sistem utama tidak diberi DVA maka rasio amplitudonya akan memiliki nilai tak terhingga pada frekuensi naturalnya. Sementara ketika DVA ditambahkan pada sistem utama maka frekuensi natural sistem utama akan terpecah menjadi dua frekuensi natural, dimana nilai amplitudonya akan menurun seperti terlihat pada gambar 2.21 diatas. Rasio amplitudo memiliki nilai yang berbeda seiring dengan perubahan konstanta kekakuan pegas DVA. Dengan memilih kekakuan dari DVA tertentu, maka getaran dapat direduksi.

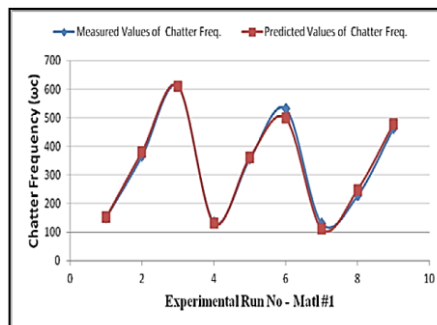


Gambar 2. 22 Grafik rasio amplitudo dan frekuensi operasi (Sun, Li, & Hua, 2019)

Selanjutnya, pada tahun 2017, **Nwoke Obinna N. dkk.**^[6] Meneliti mengenai evaluasi tentang frekuensi getaran *chatter* (ω_c) pada mesin CNC. Dimana material benda kerja yang digunakan berupa AISI 4340 Alloy Steel Material. Pada penelitian ini dilakukan eksperimen dengan variasi frekuensi operasional, *feed rate*, dan *depth of cut*. Hasil dari eksperimen yang diperoleh kemudian dibandingkan dengan hasil perhitungan yang diperoleh dari persamaan Okokpujie dan Okonkwo. Hasil dari penelitian ini dapat dilihat pada tabel 2.1 dibawah ini.

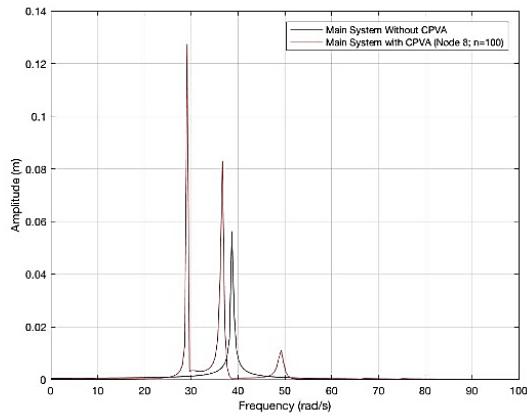
Tabel 2. 1 Hasil eksperimen *frekuensi chatter* (Obinna, 2017)

No	Speed (m/min)	Feed rate (mm/rev)	Depth of Cut (mm)	Chatter Frequency (Hz)
1	140	0.05	0.1	150.25
2	140	0.10	0.3	366.21
3	140	0.15	0.5	610.94
4	230	0.05	0.3	135.33
5	230	0.10	0.5	355.56
6	230	0.15	0.1	532.44
7	320	0.05	0.5	130.00
8	320	0.1	0.1	288.04
9	320	0.15	0.3	463.54

**Gambar 2. 23** Plot antara frekuensi chatter aktual dan prediksi (Obinna, 2017)

Berdasarkan grafik 2.22 diatas dapat disimpulkan bahwa frekuensi *chatter* hasil eksperimen dan hasil perhitungan memiliki nilai yang hampir sama. Maka dapat disimpulkan bahwa model matematis dapat memprediksi besarnya frekuensi *chatter* pada proses *turning* dengan tingkat akurasi sebesar 99.5%. Berdasarkan hasil tersebut, didapatkan bahwa parameter operasi untuk mengoptimasi *chatter* pada mesin diperoleh pada 320 m/min, feed rate 0.05 mm/rev, dan depth of cut 0.5mm dengan nilai optimasi frekuensi *chatter* sebesar 130.00 Hz

Selanjutnya pada 2019 **Firdaus**^[3] telah melakukan penelitian mengenai optimasi reduksi respon getaran sistem utama arah translasi, rolling, dan pitching serta voltase bangkitan yang dihasilkan oleh mekanisme *Cantileverpiezoelectric Vibration Absorber* (CPVA). Variasi yang dilakukan pada penelitian ini adalah variasi peletakan CPVA dari titik pusat massa sistem utama sebanyak 15 titik dan variasi jumlah *piezoelectric* dengan jumlah 1, 2, 10, 50, 100, 500, 1000 hingga 2400 buah dengan interval 100 buah khusus untuk jumlah *piezoelectric* diatas 1000. Rancangan penelitian ini sama dengan penelitian yang dilakukan **Zulfiyanti**^[9].



Gambar 2. 24 Bode diagram frekuensi natural sistem utama tanpa CPVA dan dengan CPVA pada node 8 dengan jumlah *piezoelectric* 100 (Firdaus, 2019)

Dari penelitian ini, diperoleh hasil bahwa reduksi getaran sistem utama yang optimum diperoleh ketika CPVA diletakkan pada node 8 dan dengan jumlah *piezoelectric* sebanyak 100 buah. Reduksi getaran yang diperoleh sebesar 79.814 % untuk getaran arah translasi, 76.174 % untuk getaran arah *rolling*, 79.697 % untuk getaran arah *pitching*. Sementara voltase bangkitan yang dihasilkan sebesar 1.539 volt. Sistem tersebut dioperasikan pada frekuensi operasi 39.595 rad/s dan amplitudo sebesar 0.04 m.

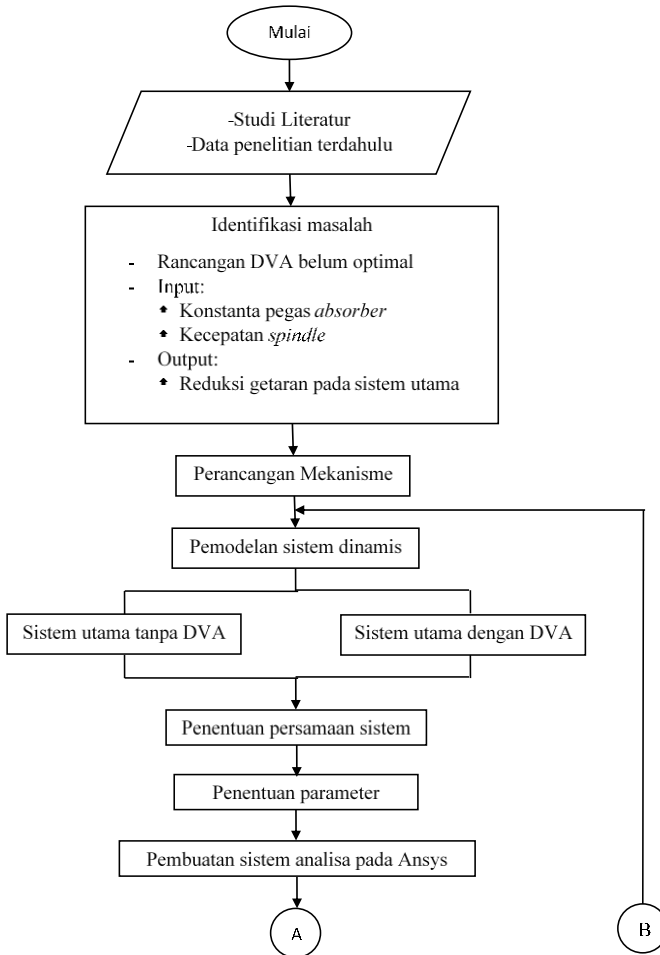
BAB III

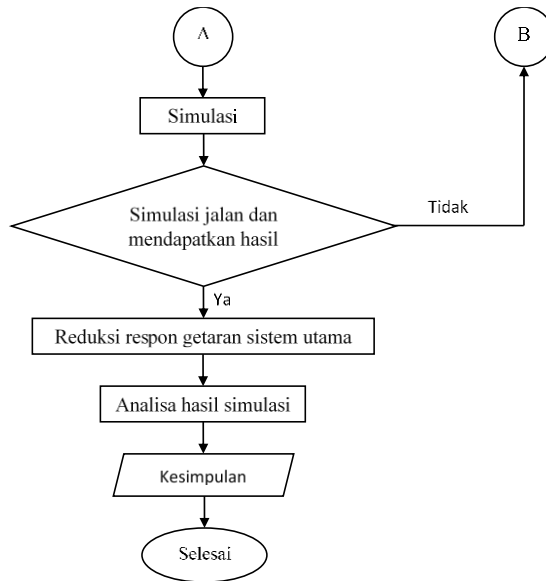
METODOLOGI PENELITIAN

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

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





Gambar 3. 1 Diagram alir penelitian

3.2 Penjelasan Tahap Penelitian

3.2.1 Studi Literatur

Sebelum dilakukan studi optimasi pada tugas akhir ini, terlebih dahulu dilakukan studi literatur yang terkait dengan penelitian ini. Studi literatur dilakukan dengan tujuan untuk menambah wawasan serta sebagai landasan dalam melakukan penulisan tugas akhir ini. Adapun materi yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini berkaitan dengan *Dynamic Vibration Absorber*, *boring bar*, dan sistem multi DOF. Literatur yang digunakan bersumber dari buku, tugas akhir, serta jurnal internasional.

3.2.2 Identifikasi Masalah

Pada tahap ini, masalah yang ada perlu diidentifikasi. Masalah diidentifikasi menjadi dua yaitu input dan output. Input yang diberikan berupa variasi kekakuan karet DVA dan variasi kecepatan *spindle*. Sementara output yang diperoleh dari penelitian ini adalah reduksi getaran dari sistem utama.

3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Mesin Bubut, Sistem Utama, dan DVA

3.2.3.1 Perancangan Mekanisme Sistem Mesin Bubut

Pada penelitian kali ini digunakan mesin bubut sebagai sumber eksitasi pada *boring bar*. Berikut merupakan spesifikasi dari mesin bubut.



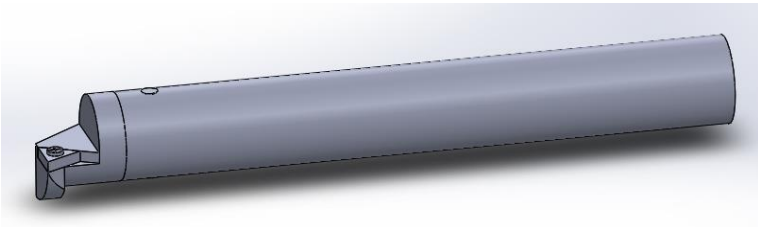
Gambar 3. 2 Mesin Bubut

Jenis Mesin	: <i>Lathe Machine</i>
Merk	: <i>Ann Yang Machinery Co., Ltd</i>
Model	: 97-OSL-SM-046
Nomor Seri	: AY-41-125
Tahun Pembuatan	: 30 September 1999
Negara Pembuat	: Taiwan

Mesin bubut dioperasikan dengan kecepatan putar benda kerja atau kecepatan *spindle* yang telah ditentukan dengan menggunakan persamaan Okokpujie dan Okonkwo. Berdasarkan penelitian tersebut, benda kerja yang digunakan berupa AISI 4340. Untuk itu digunakan AISI 4340 sebagai benda kerja pada penelitian kali ini. Dalam menentukan dimensi benda kerja perlu diperhatikan antara kecepatan putar *spindle* (rpm) yang tersedia mesin bubut, *depth of cut*, dan *feeding*. Penentuan dimensi dari benda kerja akan ditentukan pada subbab selanjutnya.

3.2.3.2 Perancangan Mekanisme Sistem Utama

Sistem utama yang digunakan pada penelitian kali ini berupa *boring bar*. *Boring bar* direncanakan memiliki rasio diameter dengan panjang *overhang* sebesar 1:8. Material yang digunakan berupa AISI 1045 dengan massa jenis sebesar $7,85 \text{ g/m}^3$. Berikut merupakan gambar rancangan *boring bar*. Pada penelitian ini akan dilakukan simulasi dan optimasi pada spesimen berbentuk silinder dengan diameter sebesar 32 mm dengan panjang *overhang* sebesar 256 mm serta panjang area pencekaman sebesar 128 mm.

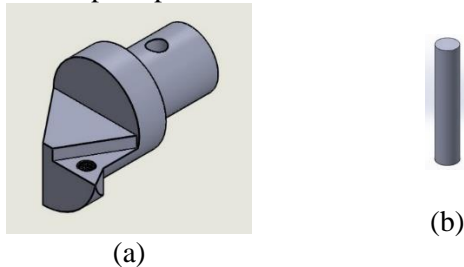


Gambar 3. 3 *Boring bar*

Boring bar yang dirancang terdiri dari beberapa komponen antara lain *head*, *bolt*, *insert*, *pin*, dan *body*. Berikut ini merupakan komponen dari *boring bar*.

1. *Head* dan *pin*
Head merupakan bagian paling terdepan dari DVA. Fungsinya adalah sebagai tempat peletakan dari mata

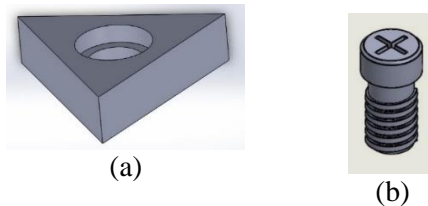
pisau (*insert*). Head direncanakan terbuat dari baja AISI 1045. Head ini dihubungkan dengan *body* dua menggunakan sebuah pin dengan diameter 6mm dan panjang sebesar 32mm. Kedua komponen tersebut terbuat dari material AISI 1045. Pada bagian depan *head* terdapat tempat untuk meletakkan *insert* (mata pisau). Berikut merupakan gambar *head* dan pin yang digunakan pada penelitian ini.



Gambar 3. 4 Gambar (a) *Head* (b) *Pin*

2. *Insert* dan *bolt*

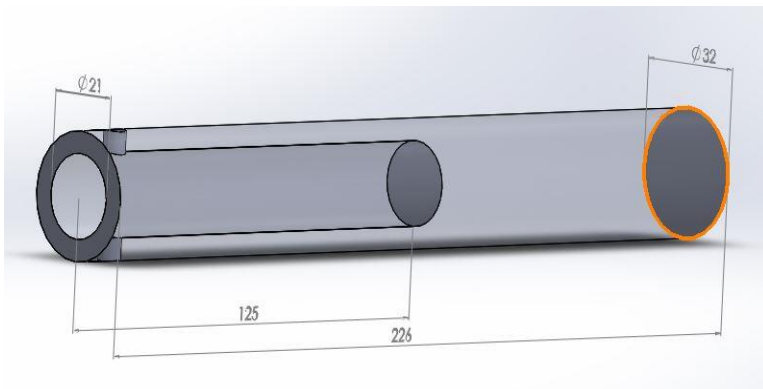
Insert yang digunakan berupa TCMT 16. *Insert* ini terbuat dari material *carbide coated*. Material yang dipilih adalah jenis *carbide* karena benda kerja yang digunakan memiliki tingkat kekerasan yang cukup tinggi. *Insert* ini akan dihubungkan dengan *head* dengan menggunakan *bolt* berukuran 4,4 mm. Gambar 3.5 berikut merupakan gambar *insert* dan *bolt* yang digunakan pada penelitian ini.



Gambar 3. 5 (a) *Insert* (b) *Bolt*

3. *Body*

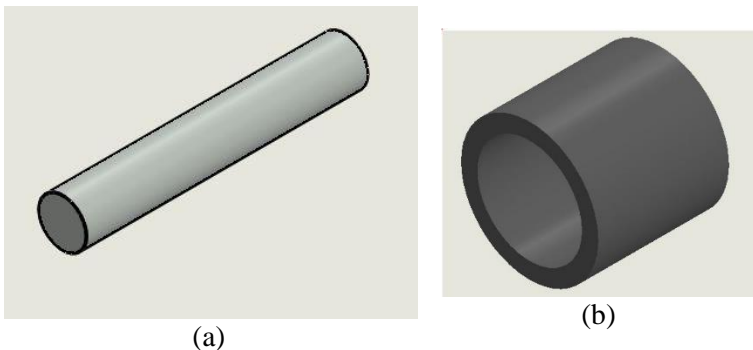
Body boring bar memiliki material yang sama dengan *head* yaitu AISI 1045 dengan massa jenis 7800kg/m³. *Body* mempunyai dimensi diameter sebesar 32mm, panjang sebesar 256mm pada sisi *overhang* dan 128mm pada sisi pencekaman. Pada ujung *body boring bar* terdapat lubang dengan diameter 21mm dan panjang sebesar 125mm seperti terlihat pada gambar 3.6. Lubang ini berfungsi sebagai tempat peletakan DVA. Lubang tersebut didesain dengan mempertimbangkan kekakuan *dari boring bar*. Dimana dengan lubang memiliki nilai kekakuan sebesar 95% dari kekakuan dengan tanpa lubang. Untuk menentukan kekakuan dari dilakukan dengan mensimulasikan geometri *boring bar* dengan lubang dan tanpa lubang. Kedua buah geometri diberikan gaya sebesar 100N pada ujung *insert* dan tumpuan *fixed* pada ujung belakang *boring bar*. Kemudian dilakukan perhitungan menggunakan rumus $F = k \cdot \Delta x$.



Gambar 3. 6 *Body*

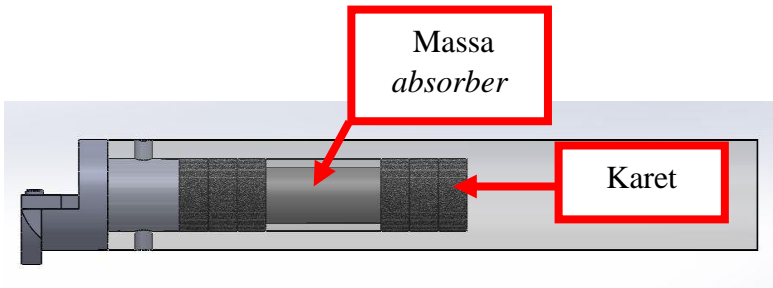
3.2.3.3 Perancangan Mekanisme Sistem DVA

Sistem peredam getaran yang akan digunakan pada penelitian kali ini berupa *Dynamic Vibration Absorber* yang terdiri dari sebuah massa *absorber* serta susunan pegas berupa karet yang akan dipasang didalam *boring bar*. Massa *absorber* terbuat dari AISI 1045 dan pegas berupa karet natural. Massa *absorber* yang dirancang berbentuk silinder pejal. Sementara pegas DVA dirancang berbentuk *ring* yang diletakkan dikedua ujung massa *absorber*. Ketika melakukan pemakanan benda kerja maka timbullah getaran pada *boring bar*. Getaran ini diasumsikan terjadi secara fluktuatif pada setiap waktunya. Rancangan dari sistem DVA pada sistem utama dapat dilihat pada gambar 3.7 dibawah.



Gambar 3. 7 (a) Massa *absorber* (b) Karet

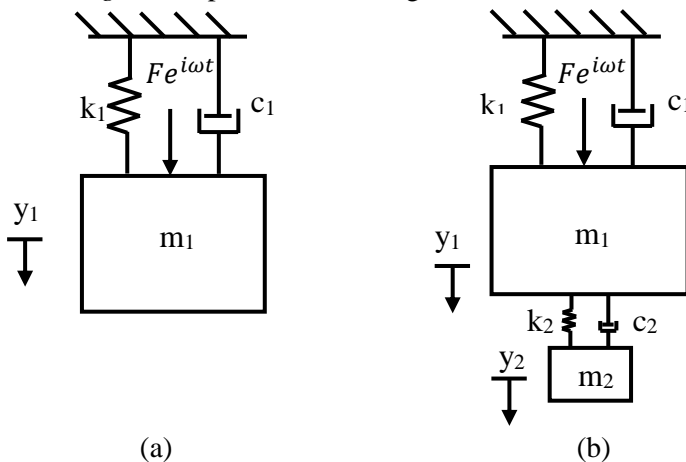
Massa yang digunakan pada penelitian kali ini memiliki dimensi panjang 95 mm dan dengan diameter 16mm. Pada kedua ujung massa ini akan diberikan pegas berupa karet. Karet tersebut memiliki dimensi 21mm diameter luar, 16mm diameter dalam, dan dengan panjang bervariasi yaitu sepanjang 10mm yang akan disusun menjadi panjang 20mm, 30 cm, dan 40mm pada kedua ujung massa absorber. Gambar 3.8 dibawah ini merupakan *assembly* dari sistem utama yang berupa dan sistem DVA.



Gambar 3. 8 *Assembly boring bar dengan DVA*

3.2.4 Pemodelan Dinamis

Setelah mengetahui mekanisme serta peletakan DVA pada sistem utama, tahap selanjutnya adalah menentukan model dinamis dari mekanisme sistem utama tanpa DVA dan menggunakan DVA. Pemodelan ini ditujukan untuk memudahkan dalam penentuan *free body diagram*. Gambar 3.9 berikut merupakan pemodelan dinamis dari *boring bar* tanpa DVA dan dengan DVA.



Gambar 3. 9 Model dinamis sistem utama (a) tanpa DVA (b) dengan DVA

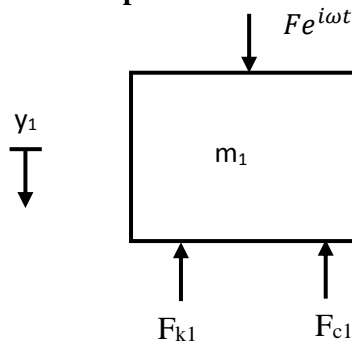
Keterangan:

- m_1 : Massa *boring bar*
- m_2 : Massa *absorber*
- k_1 : Konstanta pegas dari *boring bar*
- k_2 : Konstanta pegas dari DVA
- c_1 : Konstanta redam dari *boring bar*
- c_2 : Konstanta redam dari DVA
- F : Gaya eksitasi dari *boring bar*

3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Dari pemodelan sistem dinamis yang telah diperoleh, selanjutnya dilakukan penentuan persamaan gerak dari sistem utama tanpa DVA dan dengan DVA.

A. Sistem Utama Tanpa DVA



Gambar 3. 10 *Free body* diagram sistem utama tanpa DVA

Keterangan:

- F_{k1} : Gaya eksitasi pegas sistem utama
- F_{c1} : Gaya eksitasi redaman sistem utama
- $F e^{i\omega t}$: Gaya akibat eksitasi

Dimana besarnya masing-masing gaya yaitu:

$$F_{k_1} = k_1 y_1$$

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

Berdasarkan persamaan diatas, maka diperoleh persamaan gerak translasi terhadap sumbu y pada *boring bar* (m_1) sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 +\downarrow \sum F &= m_1 \ddot{y}_1 \\
 F \sin \omega t - F_{c_1} - F_{k_1} &= m_1 \ddot{y}_1 \\
 m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k_1 y_1 &= F e^{i\omega t}
 \end{aligned} \tag{3.1}$$

Dengan:

$$\begin{aligned}
 y_1 &= \bar{y}_1 e^{i\omega t} \\
 \dot{y}_1 &= i\omega \bar{y}_1 e^{i\omega t} \\
 \ddot{y}_1 &= -\omega^2 \bar{y}_1 e^{i\omega t}
 \end{aligned}$$

Maka persamaan (3.1) dapat diubah menjadi:

$$\begin{aligned}
 -m_1(\omega^2 \bar{y}_1 e^{i\omega t}) + c_1(i\omega \bar{y}_1 e^{i\omega t}) + k_1(\bar{y}_1 e^{i\omega t}) &= F e^{i\omega t} \\
 -m_1 \omega^2 \bar{y}_1 + c_1 i\omega \bar{y}_1 + k_1 \bar{y}_1 &= F
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Matriks dari persamaan single DOF diatas adalah sebagai berikut:

$$(-m_1 \omega^2 \quad c_1 i\omega \quad k_1) \{\bar{y}_1\} = \{F\}$$

Respon getaran dari sistem tersebut adalah sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 \bar{y}_1 &= \frac{F}{(-m_1 \omega^2 + c_1 i\omega + k_1)} \\
 \frac{\bar{y}_1}{F} &= \frac{1}{(k_1 - m_1 \omega^2) + i c_1 \omega}
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

Dengan $\frac{F}{k_1} = \bar{y}_{st}$ dan $c = 2\zeta m_1 \omega_n$, maka persamaan (3.3) diatas menjadi:

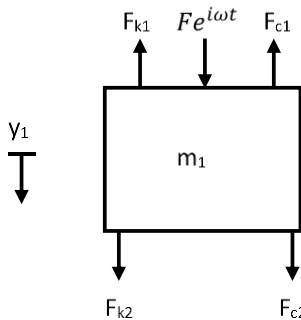
$$\frac{\bar{y}_1}{\bar{y}_{st}} = \frac{1}{\frac{(k_1 - m_1 \omega^2) + i c_1 \omega}{k_1}}$$

$$\begin{aligned} \frac{\bar{y}_1}{y_{st}} &= \frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\Omega_n^2}\right) + i\omega \frac{c_1}{k_1}} \\ \frac{\bar{y}_1}{y_{st}} &= \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\Omega_n^2}\right)^2 - \left(\frac{c_1\omega}{k_1}\right)^2}} \\ \frac{\bar{y}_1}{y_{st}} &= \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\Omega_n^2}\right)^2 - \left(\frac{2Zm_1\Omega_n\omega}{k_1}\right)^2}} \\ \frac{\bar{y}_1}{y_{st}} &= \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\Omega_n^2}\right)^2 - \left(\frac{2Z\Omega_n\omega}{\Omega_n^2}\right)^2}} \\ \frac{\bar{y}_1}{y_{st}} &= \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\Omega_n^2}\right)^2 - \left(2Z \frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2}} \end{aligned} \quad (3.5)$$

B. Sistem Utama dengan DVA

▪ Persamaan Gerak *Boring Bar* (m_1)

Dengan mengasumsikan pergerakan DVA lebih besar daripada pergerakan *boring bar*, maka diperoleh *free body diagram* dari *boring bar* sebagai berikut:



Gambar 3. 11 *Free body diagram* sistem utama dengan DVA

Keterangan:

F_{k1} : Gaya eksitasi pegas sistem utama

F_{k2} : Gaya eksitasi pegas siste DVA

F_{c1} : Gaya eksitasi redaman sistem utama

F_{c2} : Gaya eksitasi redaman sistem DVA

$F \sin \omega t$: Gaya akibat pemakanan benda kerja

Dimana besarnya masing-masing gaya yaitu:

$$F_{k1} = k_1 y_1$$

$$F_{c1} = c_1 \dot{y}_1$$

$$F_{k2} = k_2 (y_2 - y_1)$$

$$F_{c2} = c_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1)$$

Berdasarkan persamaan diatas, maka diperoleh persamaan gerak translasi terhadap sumbu y pada *boring bar* (m_1) sebagai berikut:

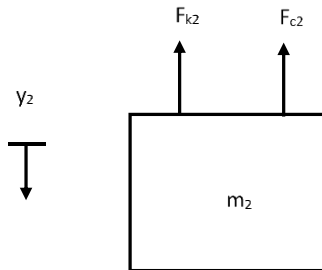
$$+\downarrow \sum F = m_1 \ddot{y}_1$$

$$F e^{i\omega t} - F_{c1} - F_{k1} + F_{k2} + F_{c2} = m_1 \ddot{y}_1$$

$$F e^{i\omega t} - k_1 y_1 - c_1 \dot{y}_1 + k_2 (y_2 - y_1) + c_2 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) = m_1 \ddot{y}_1$$

$$m_1 \ddot{y}_1 + (c_1 + c_2) \dot{y}_1 + (k_1 + k_2) y_1 = F e^{i\omega t} + c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2 \quad (3.6)$$

▪ **Persamaan Gerak DVA (m_2)**



Gambar 3. 12 Free Body Diagram Sistem DVA

Keterangan:

F_{k1} : Gaya eksitasi pegas sistem utama

F_{c2} : Gaya eksitasi redaman sistem DVA

Dimana besarnya masing-masing gaya yaitu:

$$F_{k2} = k_2(y_2 - y_1)$$

$$F_{c2} = c_2(\dot{y}_2 - \dot{y}_1)$$

Berdasarkan persamaan diatas, maka diperoleh persamaan gerak translasi terhadap sumbu y pada *boring bar* (m_1) sebagai berikut:

$$\begin{aligned} +\downarrow \sum F &= m_2 \ddot{y}_2 \\ -F_{k_2} - F_{c_2} &= m_2 \ddot{y}_2 \\ -k_1(y_2 - y_1) - c_1(\dot{y}_2 - \dot{y}_1) &= m_2 \ddot{y}_2 \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 + k_2 y_2 &= c_2 \dot{y}_1 + k_2 y_1 \end{aligned} \quad (3.7)$$

▪ **Persamaan Respon Getaran (Y_1)**

Dengan mengasumsikan bahwa:

$$y_n = \bar{y}_n e^{i\omega t}$$

$$\dot{y}_n = i\omega \bar{y}_n e^{i\omega t}$$

$$\ddot{y}_n = -\omega^2 \bar{y}_n e^{i\omega t}$$

$$n = 1,2$$

Maka persamaan (3.6) dan (3.7) dapat diubah menjadi berikut:

$$\begin{aligned} m_1(-\omega^2 \bar{y}_1 e^{i\omega t}) + (c_1 + c_2)(i\omega \bar{y}_1 e^{i\omega t}) + (k_1 + k_2)(\bar{y}_1 e^{i\omega t}) \\ = F e^{i\omega t} + c_2(i\omega \bar{y}_2 e^{i\omega t}) + k_2(\bar{y}_2 e^{i\omega t}) \\ (-m_1 \omega^2 + (c_1 + c_2)i\omega + (k_1 + k_2)) (\bar{y}_1 e^{i\omega t}) \\ = F e^{i\omega t} + (ic_2 \omega + k_2)(\bar{y}_2 e^{i\omega t}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& (-m_1\omega^2 + i(c_1 + c_2)\omega + (k_1 + k_2))\bar{y}_1 \\
& = F + (ic_2\omega + k_2)\bar{y}_2
\end{aligned} \tag{3.8}$$

$$\begin{aligned}
& m_2(-\omega^2\bar{y}_2e^{i\omega t}) + c_2(i\omega\bar{y}_2e^{i\omega t}) + k_2(\bar{y}_2e^{i\omega t}) \\
& = c_2(i\omega\bar{y}_1e^{i\omega t}) + k_2(\bar{y}_1e^{i\omega t}) \\
& (-m_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)(\bar{y}_2e^{i\omega t}) = (ic_2\omega + k_2)(\bar{y}_1e^{i\omega t}) \\
& (-m_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)\bar{y}_2 = (ic_2\omega + k_2)\bar{y}_1 \\
& \bar{y}_2 = \frac{(ic_2\omega + k_2)\bar{y}_1}{(-m_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)}
\end{aligned} \tag{3.9}$$

Substitusi persamaan (3.2) kedalam persamaan (3.1)

$$\begin{aligned}
& (-m_1\omega^2 + i(c_1 + c_2)\omega + (k_1 + k_2))\bar{y}_1 - (ic_2\omega + \\
& k_2)\left(\frac{(ic_2\omega + k_2)\bar{y}_1}{(-m_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)}\right) = F \\
& \left(\frac{(-m_1\omega^2 + (c_1 + c_2)i\omega + (k_1 + k_2))(-m_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2) - (ic_2\omega + k_2)^2}{(-m_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)}\right)\bar{y}_1 = F \\
& \bar{y}_1 = \frac{F(-m_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)}{m_1m_2\omega^4 + im_2(c_1 + c_2)\omega^3 - m_2(k_1 + k_2)\omega^2 - im_1c_2\omega^3 - c_2(c_1 + c_2)\omega^2 \\
& + ic_2(k_1 + k_2)\omega - m_1k_2\omega^2 + ik_2(c_1 + c_2)\omega + k_2(k_1 + k_2) \\
& - (k_2^2 + 2ic_2k_2\omega - c_2^2\omega^2)} \\
& \bar{y}_1 = \frac{F(-m_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)}{(m_1m_2)\omega^4 - (im_2c_1 + im_2c_2 + im_1c_2)\omega^3 \\
& - (m_2k_1 + m_2k_2 + c_1c_2 + c_2c_2 + m_1k_2 - c_2c_2)\omega^2 \\
& + (ic_2k_1 + ic_2k_2 + ik_2c_1 + ik_2c_2 - 2ic_2k_2\omega)\omega + (k_2k_1 + k_2k_2 - k_2k_2)} \\
& \bar{y}_1 = \frac{F(-m_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)}{(m_1m_2)\omega^4 - (im_2c_1 + im_2c_2 + im_1c_2)\omega^3 \\
& - (m_2k_1 + m_2k_2 + m_1k_2 + c_1c_2)\omega^2 \\
& + (ic_2k_1 + ik_2c_1)\omega + (k_1k_2)} \times \frac{1/k_1}{1/k_1}
\end{aligned}$$

Dimana $\frac{F}{k_1} = y_{st}$, maka persamaan diatas dapat menjadi

$$\frac{\bar{y}_1}{y_{st}} = \frac{(k_2 - m_2\omega^2) + ic_2\omega}{(m_1m_2)\omega^4 - (m_2k_1 + m_2k_2 + m_1k_2 + c_1c_2)\omega^2 + (k_2k_1) + i(-m_2c_1 + m_2c_2 + m_1c_2)\omega^3 + (c_2k_1 + k_2c_1)\omega} \times \frac{1}{1/k_1} \times \frac{1/k_2}{1/k_2}$$

Untuk memudahkan perhitungan maka dilakukan permisalan untuk persamaan diatas dimana:

$$A = k_2 - m_2\omega^2$$

$$B = ic_2\omega$$

$$C = (m_1m_2)\omega^4 - (m_2k_1 + m_2k_2 + m_1k_2 + c_1c_2)\omega^2 + (k_2k_1)$$

$$D = -(m_2c_1 + m_2c_2 + m_1c_2)\omega^3 + (c_2k_1 + k_2c_1)\omega$$

Maka persamaan diatas dapat diubah menjadi:

$$\frac{\bar{y}_1}{y_{st}} = \frac{\frac{A}{k_2} + i\frac{B}{k_2}}{\frac{C}{k_1k_2} + i\frac{D}{k_1k_2} \times \frac{c_2}{c_2}}$$

$$\frac{\bar{y}_1}{y_{st}} = \frac{\frac{k_2 - m_2}{k_2}\omega^2 + i\frac{c_2}{k_2}\omega}{\frac{(m_1m_2)}{k_1k_2}\omega^4 - \left(\frac{m_2}{k_2} + \frac{m_2}{k_1} + \frac{m_1}{k_1} + \frac{c_1c_2}{k_1k_2}\right)\omega^2 + 1 + i\left(-\left(\frac{m_2c_1c_2}{k_1k_2} + \frac{m_2c_2^2}{k_1k_2} + \frac{m_1c_2^2}{k_1k_2}\right)\omega^3 + \left(\frac{k_1c_2^2}{k_1k_2} + \frac{k_2c_1c_2}{k_1k_2}\right)\omega\right)}$$

$$\frac{\bar{y}_1}{y_{st}} = \frac{\frac{k_2 - m_2}{k_2}\omega^2 + i\frac{c_2}{k_2}\omega}{\frac{(m_1m_2)}{k_1k_2}\omega^4 - \left(\frac{m_2}{k_2} + \frac{m_2}{k_1} + \frac{m_1}{k_1} + \frac{c_1c_2}{k_1k_2}\right)\omega^2 + 1 + i\left(-\left(\frac{m_2c_1}{k_1c_2} + \frac{m_2}{k_1} + \frac{m_1}{k_1}\right)\omega^3 + \left(1 + \frac{k_2c_1}{k_1c_2}\right)\right)\left(\frac{c_2}{k_2}\omega\right)}$$

$$\frac{y_1}{y_{st}} = \frac{\sqrt{\left(\frac{k_2 - m_2}{k_2} \omega^2\right)^2 + \left(\frac{c_2}{k_2} \omega\right)^2}}{\sqrt{\left(\frac{(m_1 m_2)}{k_1 k_2} \omega^4 - \left(\frac{m_2}{k_2} + \frac{m_2}{k_1} + \frac{m_1}{k_1} + \frac{c_1 c_2}{k_1 k_2}\right) \omega^2 + 1\right)^2 + \left(\left(-\left(\frac{m_2 c_1}{k_1 c_2} + \frac{m_2}{k_1} + \frac{m_1}{k_1}\right) \omega^3 + \left(1 + \frac{k_2 c_1}{k_1 c_2}\right)\right) \left(\frac{c_2}{k_2} \omega\right)\right)^2}}$$

Dengan: $\omega_n = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$; $\Omega_n = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$; $\mu = \frac{m_2}{m_1}$; $\zeta = c_2 / 2m_2\omega_n$; $Z = c_1 / 2m_1\Omega_n$. Maka persamaan diatas dapat diubah menjadi:

$$\frac{y_1}{y_{st}} = \frac{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + \left(\frac{2\zeta\omega}{\omega_n}\right)^2}}{\sqrt{\left(\frac{\omega^4}{\omega_n^2 \Omega_n^2} - \left(\frac{1}{\omega_n^2} + \frac{\mu}{\Omega_n^2} + \frac{1}{\Omega_n^2} + \frac{4\zeta Z}{\omega_n \Omega_n}\right) \omega^2 + 1\right)^2 + \left(\left(-\left(\frac{Z\Omega_n}{\zeta\omega_n} + \mu + 1\right) \frac{\omega^2}{\Omega_n^2} + \left(1 + \frac{Z\omega_n}{\zeta\Omega_n}\right)\right) \left(\frac{2\zeta\omega}{\omega_n}\right)\right)^2}}$$

$$\frac{y_1}{y_{st}} = \frac{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)\right]^2}}{\sqrt{\left\{\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^4 - \left[\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 + \mu + 1 + 4\zeta Z \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)\right] \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 1\right\}^2 + \left\{-\left(\frac{Z\Omega_n}{\zeta\omega_n} + \mu + 1\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + \left[1 + \frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\omega_n}{\Omega_n}\right)\right]\right\}^2 \left(2\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)\right)^2}}$$

Persamaan diatas dapat ditulis kembali menjadi persamaan berikut ini:

$$\frac{y_1}{y_{st}} = \frac{\sqrt{A^2 + B^2}}{\sqrt{C^2 + D^2 B^2}} \quad (3.10)$$

Dimana:

$$A = 1 - \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2$$

$$B = 2\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)$$

$$C = \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^4 - \left[\left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 + \mu + 1 + 4\zeta Z \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)\right] \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 1$$

$$D = -\left(\frac{Z\Omega_n}{\zeta\omega_n} + \mu + 1\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + \left[1 + \frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\omega_n}{\Omega_n}\right)\right]$$

3.2.6 Perencanaan Parameter

Sebelum dilakukan penelitian, perlu ditentukan parameter-parameter terkait dengan penelitian. Tujuannya adalah untuk mengetahui respon reduksi getaran yang terjadi pada *boring bar*. Parameter tersebut meliputi massa, konstanta kekakuan pegas, konstanta redaman pada sistem utama serta pada DVA.

3.2.6.1 Perencanaan Parameter Mesin Bubut

A. Putaran *Spindle* (v)

Penentuan putaran *spindle* didasarkan pada perhitungan serta putaran *spindle* yang tersedia pada mesin bubut merek Ann Yang. Putaran *spindle* dapat dicari dengan menggunakan persamaan dibawah ini

$$v = \pi DN \tag{3.11}$$

Dimana kecepatan *spindle* (v) diperoleh dengan menggunakan persamaan yang telah dihasilkan oleh Okokpujie dan Okonkwo^[6], yaitu:

$$\omega_c = 17 - 0.566v + 3971f + 155d \tag{3.12}$$

$$v = (17 + 3971f + 155d - \omega_c)/0.566 \tag{3.13}$$

Keterangan:

- ω_c = frekuensi *chatter*/ frekuensi operasi
- v = kecepatan *spindle*
- f = *feed rate*
- d = *depth of cut*
- D = diameter benda kerja
- N = kecepatan putar *spindle*

Pada penelitian ini digunakan diameter benda kerja, *depth of cut*, dan *feed rate* yang sama yaitu sebesar 100mm, 0,1 mm, dan 0,1mm/rev. Sementara kecepatan putar *spindle* yang digunakan bervariasi yaitu sebesar 250 rpm, 370 rpm, 630 rpm, dan 920 rpm. Hasil dari perhitungan kecepatan putar *spindle* disajikan kedalam tabel 3.1 dibawah ini.

Tabel 3. 1 Parameter Pemotongan Mesin Bubut

No	v (m/s)	f (mm/rev)	d (mm)	K_c	ω_c (Hz)	N (rpm)
1	78.51	0.1	0.25	4050	408.41	250
2	116.18	0.1	0.25	4050	387.09	370
3	197.83	0.1	0.25	4050	340.88	630
4	288.89	0.1	0.25	4050	289.34	920

B. Gaya Permesinan

Gaya permesinan yang akan dianalisa terdiri dari tiga buah gaya yaitu gaya radial (F_r), gaya pemakanan (F_c), dan gaya *thrust* atau aksial (F_t). Dimana gaya pemakanan dapat diperoleh menggunakan rumus dibawah ini

$$F_c = K_c \cdot d \cdot f \quad (3.14)$$

Cutting force diperoleh dari perkalian *specific cutting force* (K_c), *depth of cut* (d), dan *feed rate* (f). Dimana nilai K_c diperoleh dari *technical data* ISO 13399 Standard. Sementara

untuk mendapatkan gaya radial dan gaya *thrust* dapat menggunakan persamaan (3.15) dan berikut yang diperoleh dari eksperimen oleh Sadilek.

$$\begin{aligned} F_r &= 0,69 F_c \\ F_t &= 0,38 F_c \end{aligned} \quad (3.15)$$

Setelah menemukan nilai dari F_r , F_c , dan F_t maka dapat diperoleh gaya permesinan total (F_m) dengan menghitung resultan ketiga gaya tersebut menggunakan persamaan dibawah ini.

$$F_m = \sqrt{F_c^2 + F_r^2 + F_t^2} \quad (3.16)$$

Tabel 3.2 dibawah ini merupakan hasil perhitungan parameter gaya permesinan.

Tabel 3. 2 Parameter Gaya Permesinan Mesin Bubut

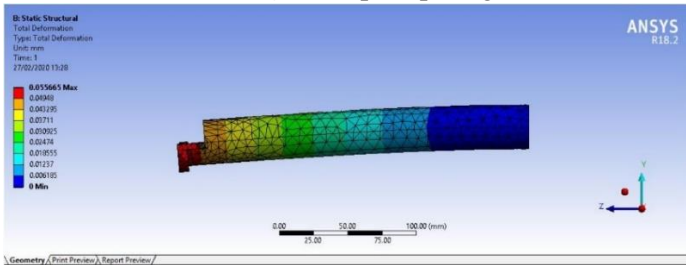
No	Kc	Fc (N)	Fr (N)	Ft (N)	Fm (N)
1	4050	101.25	69.8625	38.475	128.8901

Gaya eksitasi yang digunakan pada penelitian kali ini hanya berasal dari *feed rate* sebesar 0.1 mm/rev. Gaya eksitasi akan memiliki nilai yang bervariasi apabila digunakan variasi *feed rate* maupun variasi *depth of cut*. Gaya tersebut diaplikasikan pada ujung *insert* dari *boring bar*.

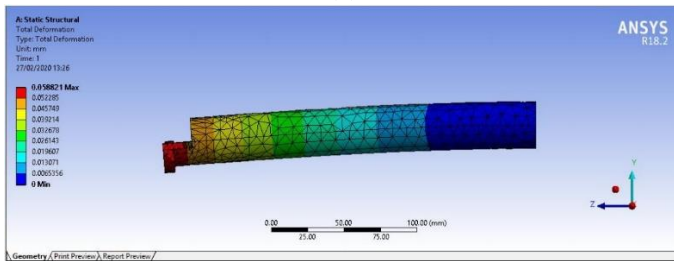
3.2.6.2 Perencanaan Parameter Sistem Utama

Dalam merencanakan parameter *boring bar* digunakan *software* Ansys untuk mensimulasikan rancangan dari *boring bar* yang telah dibuat. Sementara dalam penelitian digunakan eksperimen untuk menentukan parameter yang sebenarnya.

- Penentuan nilai konstanta kekakuan *boring bar* (K_1)
 Untuk mendapatkan nilai K_1 , terlebih dahulu *boring bar* disimulasikan menggunakan *software Ansys* dengan menggunakan analisa *static structural*. Simulasi dilakukan dengan memberikan tumpuan *fixed* pada ujung belakang *boring bar*. Sementara ujung depan *boring bar* diberikan gaya sebesar 100N. Setelah dilakukan simulasi diperoleh defleksi dari *boring bar* seperti pada gambar 3.13 dibawah.



(a)



(b)

Gambar 3. 13 Hasil simulasi deformasi statis *boring bar* (a) reguler (b) berongga

Kemudian dilakukan perhitungan nilai konstanta kekakuan *boring bar* dengan persamaan berikut ini:

$$K_1 = F/X_1$$

(3.17)

Kekakuan *boring bar* reguler:

$$K_1 = 100 / (0.055655 \times 10^{-3}) \\ = 1796783.757 \text{ N/m}$$

Kekakuan *boring bar* berongga:

$$K_1 = 100 / (0.058821 \times 10^{-3}) \\ = 1700073.103 \text{ N/m}$$

% Kekakuan *boring bar* berongga terhadap regular:

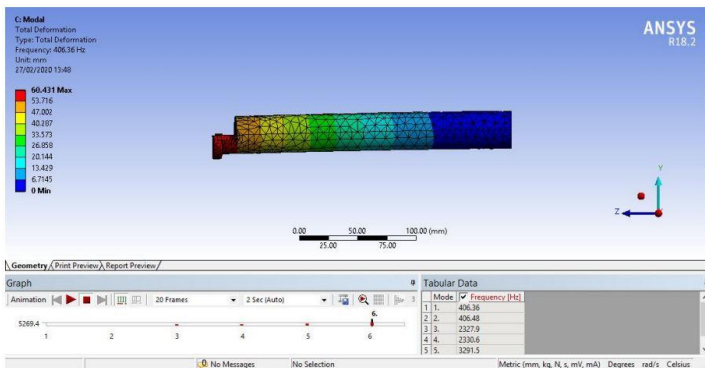
$$= (1796783.757 - 1700073.103) \times 100\% \\ = 95\%$$

Dari hasil perhitungan diperoleh bahwa besar kekakuan *boring bar* berongga memiliki nilai sebesar 95% dari kekakuan *boring bar* regular sehingga desain *boring bar* berongga dapat digunakan dalam penelitian ini.

- Penentuan nilai massa *boring bar* (M_1)

Penentuan nilai massa *boring bar* dilakukan dengan analisa Modal menggunakan software Ansys. Dari simulasi diperoleh frekuensi natural dari yang dapat dilihat pada gambar 3.14 dibawah ini. Kemudian dilakukan perhitungan menggunakan rumus $\omega_n = \sqrt{K_1/M_1}$ untuk mencari massa *boring bar*.

$$M_1 = K_1 / \omega_n^2 \\ = \frac{1700073,103}{406,36^2} \\ = 0,26$$



Gambar 3. 14 Hasil simulasi frekuensi natural

- Penentuan nilai konstanta damping *boring bar* (C_1)
Pada penelitian ini, digunakan *damping ratio*(ζ) yang berasal dari penelitian terdahulu Li,Liu^[8]. Nilai *damping ratio* dari material *steel* adalah sebesar 0,005. Dengan menggunakan rumus (3.18) dibawah ini maka akan diperoleh konstanta redaman sistem utama (C_1)

$$C_1 = 2\zeta \sqrt{M_1 K_1} \quad (3.18)$$

Tabel 3. 3 Parameter *Boring Bar*

Parameter	Nilai	Satuan
K_1	1700073,103	N/m
M_1	0.26	Kg
C_1	6,65	Ns/m
ζ	0,005	-

3.2.6.3 Perencanaan Parameter DVA

Dalam menentukan parameter DVA digunakan *software* Ansys untuk mensimulasikan rancangan dari DVA yang telah dibuat.

- Penentuan nilai konstanta kekakuan *equivalent DVA* (K_2)
Untuk mendapatkan nilai K_2 , terlebih dahulu *assembly* DVA disimulasikan menggunakan *software* Ansys dengan menggunakan analisa *static structural*. Assembly DVA terdiri dari sebuah massa *absorber* dengan diberikan karet dikedua ujungnya. Simulasi dilakukan dengan memberikan tumpuan *fixed* pada sisi luar karet serta menggunakan *Standard Earth Gravity* sebagai beban awal pada DVA. Nilai *Standard Earth Gravity* ini sebesar massa *assembly* DVA x konstanta gravitasi. Setelah dilakukan simulasi diperoleh defleksi dari DVA. Kemudian dilakukan perhitungan nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA dengan persamaan berikut ini:

$$K_2 = W_2 / \delta_{st} \quad (3.19)$$

Hasil dari simulasi dan perhitungan konstanta kekakuan ini dapat dilihat pada table 3.4 dibawah.

- Penentuan nilai massa *Absorber* (M_2)
 Penentuan nilai massa dilakukan dengan analisa Modal menggunakan software Ansys. Dari simulasi diperoleh frekuensi natural dari DVA. Dengan memberikan tumpuan *fixed* di selubung karet bagian luar. Setelah dilakukan simulasi, dilakukan perhitungan massa ekuivalen DVA dengan menggunakan rumus $\omega_n = \sqrt{K/M}$. Hasil dari simulasi dan perhitungan konstanta kekakuan ini dapat dilihat pada tabel 3.4 dibawah.
- Penentuan konstanta *damping* boring bar (C_2)
 Penentuan nilai konstanta damping berasal dari pengujian *impact* untuk mendapatkan nilai ζ . Konstanta redaman pada DVA didapatkan dari rasio damping (ζ) dari penelitian terdahulu, yang mana memiliki nilai beragam antara 0,01 hingga 0,2. Namun pada penelitian kali ini digunakan damping ratio sebesar 0,02 untuk karet. Dengan menggunakan rumus (3.20) dibawah ini maka akan diperoleh konstanta redaman sistem DVA (C_2)

$$C_2 = 2\zeta\sqrt{M_2K_2} \quad (3.20)$$

Hasil dari perhitungan konstanta kekakuan ini dapat dilihat pada table 3.4 dibawah ini.

Tabel 3. 4 Parameter DVA

No	Parameter	K_2 (N/m)	ω_n (Hz)	M_2 (kg)	C_2 (N.s/m)
1	2 Neo 2 Nat	479952.43	196.85	0.30485	2.400
2	4 Neo	409006.91	181.03	0.30581	2.214
3	4 Nat	583303.09	216.85	0.30389	2.636
4	2 Neo 4 Nat	784394.10	255.58	0.30753	3.144
5	4 Neo 2 Nat	695424.51	238.14	0.30849	2.938
6	6 Neo	630015.07	225.72	0.30944	2.794
7	6 Nat	871549.00	270.86	0.30657	3.321
8	6 Neo 2 Nat	877193.14	272.49	0.31212	3.402
9	4 Neo 4 Nat	961861.39	287.66	0.31116	3.580
10	2 Neo 6 Nat	1038140.01	302.15	0.3102	3.749
11	8 Neo	821735.71	261.96	0.31308	3.281
12	8 Nat	1126430.27	315.04	0.30924	3.897

3.2.7 Simulasi

3.2.7.1 Engineering Data

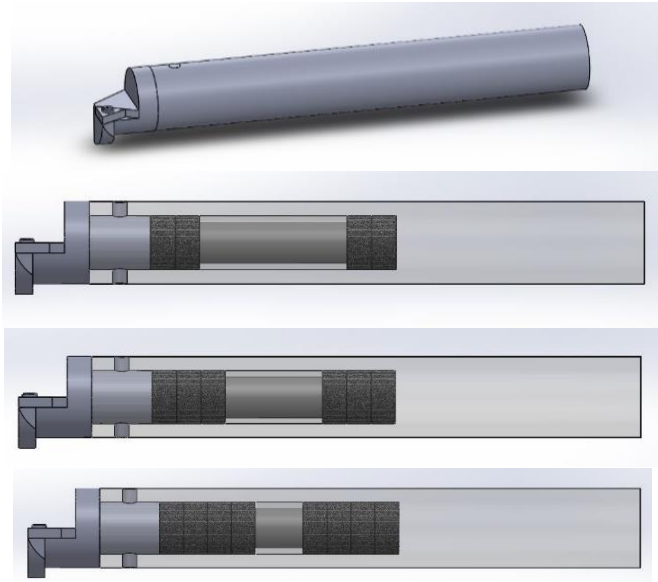
Sebelum melakukan simulasi, terlebih dahulu perlu didefinisikan material dan properties dari *boring bar*, massa *absorber*, serta karet. *Property* dari setiap material yang diinput kedalam menu *engineering data* dapat dilihat pada tabel 3.5.

Tabel 3. 5 Material Properties

<i>Mechanical Properties</i>	<i>Body, Pin, Head, dan Bolt</i>	<i>Insert dan Massa Absorber</i>	<i>Karet 1</i>	<i>Karet 2</i>
<i>Material</i>	AISI 1045	Carbide / Tungseen	<i>Natural Rubber</i>	<i>Neoprene Rubber</i>
<i>Density (kg/m³)</i>	7850	15630	920	1250
<i>Young Modulus (GPa)</i>	210	530	0,0015	0,0005
<i>Poissons Ratio</i>	0,3	0,31	0,49	0,49
<i>Bulk Modulus (GPa)</i>	175	465	0,025	0,0083
<i>Shear Modulus (Gpa)</i>	81	202	0,0005	0,000167
<i>Damping Ratio</i>	0,005	0,005	0,02	0,02

3.2.7.2 Geometri

Geometri yang digunakan berupa *assembly* dari DVA dengan sistem utama serta sistem utama tanpa DVA. Gambar 3.15 dibawah ini merupakan geometri yang disimulasikan menggunakan *Ansys*.



Gambar 3. 15 Rancangan *boring bar* dengan DVA dan tanpa DVA

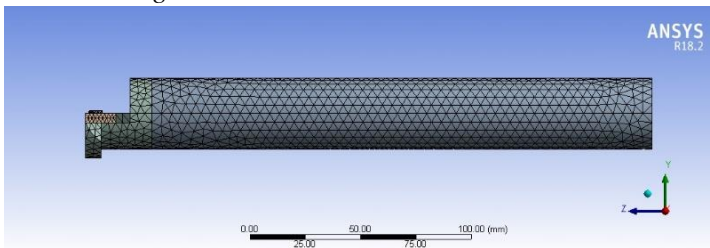
3.2.7.3 *Connection*

Dalam penelitian kali ini digunakan dua jenis *connection* yang akan digunakan yaitu *rough* dan *bonded*. Pada *rough connection* kedua permukaan benda yang mengalami kontak tidak dapat bergerak bebas pada arah tangensial namun dapat bergerak kearah normal. Koneksi ini diterapkan permukaan karet dengan metal yang saling kontak. Sedangkan pada *bonded connection* kedua permukaan benda yang mengalami kontak tidak dapat bergerak terhadap kedua arah Koneksi ini digunakan untuk dua buah permukaan logam yang mengalami kontak serta pada permukaan karet yang saling kontak.

3.2.7.4 *Meshing*

Pada geometri penelitian ini digunakan 2 teknik *meshing* sederhana yakni *body sizing* dan *face meshing*. *Body sizing* sendiri

dibagi menjadi 5 bagian yakni , *insert*, *bolt*, massa *absorber* dan *rubber* yang mana memiliki *element size* berbeda-beda sesuai dengan geometrinya. Untuk digunakan *element size* 6 mm, *insert* 2 mm, *bolt* 1 mm, mass *absorber* 4 mm, dan *rubber* 2 mm. *Face meshing* dilakukan pada profil permukaan melengkung pada boring bar guna mendapatkan profil *hexahedral* yang menyesuaikan *body sizing* yang digunakan. *Element node quality* minimum 0,006128, maksimum 0,99975, dan rata-rata 0,73357. Berikut ini adalah boring bar yang telah dilakukan *meshing* dan kualitas *meshing*.



(a)

+	Sizing
-	Quality
	Check Mesh Qua... Yes, Errors
	Error Limits Standard Mechanical
	<input type="checkbox"/> Target Quality Default (0.050000)
	Smoothing High
	Mesh Metric Element Quality
	<input type="checkbox"/> Min 6.128e-003
	<input type="checkbox"/> Max 0.99975
	<input type="checkbox"/> Average 0.73357
	<input type="checkbox"/> Standard Devi... 0.17034
+	Inflation

(b)

Gambar 3. 16 (a) Hasil *meshing* dan (b) *Mesh quality*

3.2.7.5 Analisa

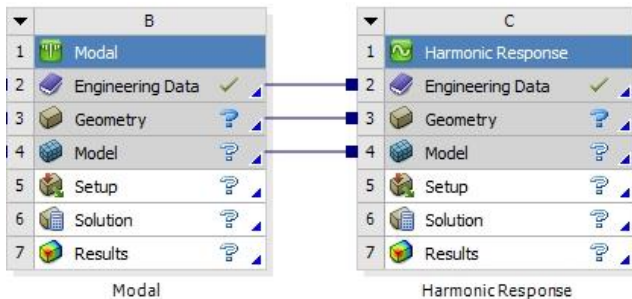
Pada penelitian kali ini, akan dilakukan dua buah analisa menggunakan *software* Ansys. Berikut uraian singkat dari analisis yang akan dilakukan.

A. Modal

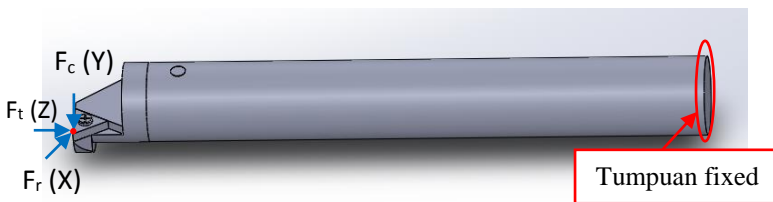
Pada analisa *modal*, akan diperoleh frekuensi natural dari *boring bar*. Frekuensi natural tersebut akan digunakan untuk analisa selanjutnya yaitu analisa *harmonic frequency*. Analisa dilakukan dengan memberikan tumpuan *fixed* pada ujung belakang *boring bar*.

B. Harmonic Frequency

Analisa *harmonic frequency* digunakan untuk mengetahui respon getaran dari *boring bar*. Pada analisa ini diberikan tumpuan *fixed* pada ujung belakang *boring bar* kemudian diberikan gaya pada ujung *insert* dengan geometri berupa titik seperti terlihat pada gambar 3.18 dibawah ini. Gaya yang diberikan sesuai dengan tabel yang ada pada tabel 3.2. Output dari analisa ini adalah *directional deformation* arah x, y, dan z dan *frequency response* dengan *display mode* diagram.



Gambar 3. 17 Analisa pada *Ansys*



Gambar 3. 18 Input gaya eksitasi dan tumpuan pada *boring bar*

3.2.8 Reduksi Respon sistem utama

Setelah simulasi dijalankan pada tiap variasinya, maka akan diperoleh respon getaran sistem pada rasio frekuensi terhadap rasio amplitudo. Dari hasil simulasi tersebut dapat diperoleh reduksi getaran akibat adanya penambahan DVA pada *boring bar* pada arah x, y, dan z. Hasil ini kemudian diolah menjadi grafik reduksi respon getaran sistem utama dimana selanjutnya akan dianalisa mengenai reduksi getaran yang paling optimum.

3.2.9 Analisa Data dan Optimasi

Berdasarkan grafik yang telah diperoleh dari simulasi menggunakan *software* Ansys, dilakukan analisa data dan optimasi berdasarkan teori-teori yang digunakan. Validasi yang dilakukan untuk mengetahui bahwa sistem simulasi sudah benar atau sesuai dengan metodologi penelitian adalah dengan cara membandingkan hasil simulasi pada penelitian ini dengan penelitian terdahulu yang menjadi tinjauan pustaka yaitu penelitian oleh Xianli Liu, dkk.^[5] dan Lie Li, dkk.^[8]. Dari analisa dan optimasi yang dilakukan dapat diketahui reduksi getaran dari penambahan *Dynamic Vibration Absorber* pada serta nilai kekakuan pegas dan *feed rate* yang optimum. Analisa data dan optimasi ini akan digunakan untuk menarik kesimpulan dari penelitian ini.

3.2.10 Kesimpulan

Berdasarkan hasil simulasi dan analisa yang telah dilakukan, dapat ditarik kesimpulan yang didasarkan pada rumusan masalah yang telah dirumuskan pada Bab I. Sehingga tujuan penelitian kali ini dapat terjawab. Kemudian akan ditambahkan saran untuk penelitian selanjutnya agar memperoleh hasil yang lebih baik.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN

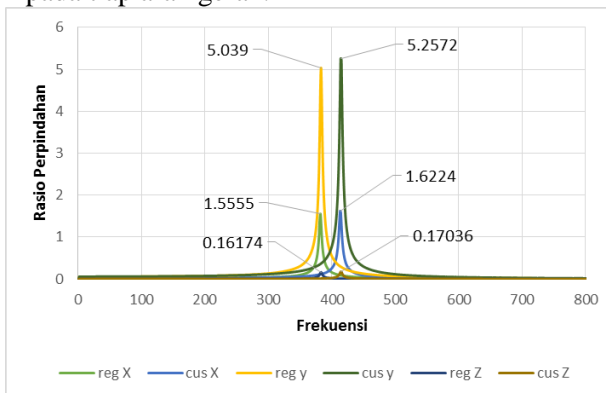
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Respon Getaran

Penelitian tugas akhir ini dilakukan simulasi dengan menggunakan *software* Ansys Workbench sesuai dengan langkah percobaan yang telah dijelaskan pada bab 3.2 sebelumnya. Dari simulasi yang telah dilakukan diperoleh output berupa reduksi respon getaran terhadap penambahan DVA pada sistem utama berupa *boring bar* terhadap arah aksial, radial, dan tangensial.

4.1.1 Respon Getaran Sistem Utama (*Boring Bar*) tanpa DVA

Simulasi ini dilakukan dengan menggunakan mensimulasikan *boring bar* dengan menggunakan input berupa gaya radial (X), gaya tangensial (Y), dan gaya *thrust* atau aksial (Z) sebesar 69,86 N, 101,25 N, dan 38,47 N pada *boring bar* reguler (tanpa lubang) dan *boring bar customize*. Proses simulasi dilakukan untuk mendapatkan respon getaran sistem utama dalam bentuk perpindahan pada tiap frekuensi pada arah aksial, radial, dan tangensial. Dari simulasi menggunakan ansys diperoleh bode diagram pada tiap arah gerak.

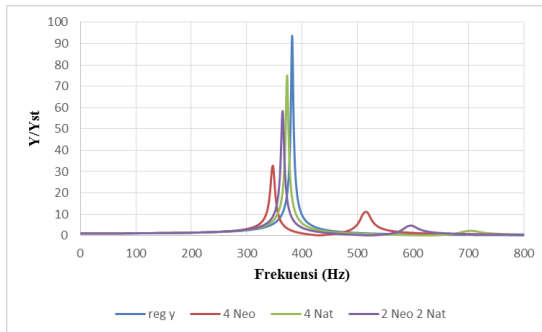


Gambar 4. 1 Respon perpindahan boring bar tanpa DVA

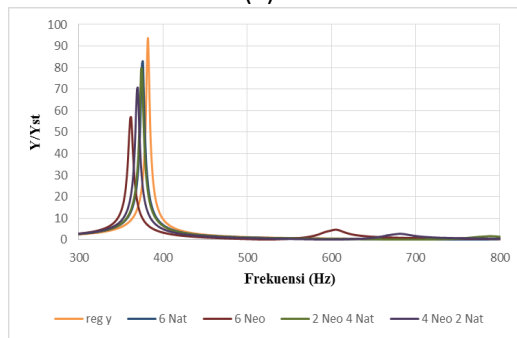
Berdasarkan grafik 4.1 diatas terlihat bahwa *boring bar customize* memiliki frekuensi natural yang lebih tinggi daripada *boring bar* reguler. Hal tersebut karena ketika *boring bar* dilubangi, massa dari *boring bar* menjadi berkurang sementara nilai kekakuan berkurang sebesar 5%, akibatnya frekuensi natural akan meningkat. Dari grafik diatas dapat dilihat respon perpindahan arah tangensial memiliki amplitudo tertinggi. Sementara amplitudo tertinggi kedua terjadi pada respon getaran arah radial dan amplitudo terendah terjadi pada respon getaran arah aksial. Hal tersebut terjadi karena pada arah aksial, *boring bar* memiliki kekakuan yang lebih tinggi daripada kekakuan pada arahradial dan tangensial *bending*. Sebaliknya boring bar memiliki kekakuan pada arah arah torsional yang lebih tinggi daripada pada *bending*. Sehingga gaya yang mempengaruhi getaran pada *boring bar* terjadi pada arah tangensial dan radial. Sementara gaya pada arah aksial dapat diabaikan karena tidak memiliki pengaruh yang signifikan.

4.1.2 Pengaruh Bahan terhadap Respon Getaran Sistem Utama (Boring Bar) dengan DVA

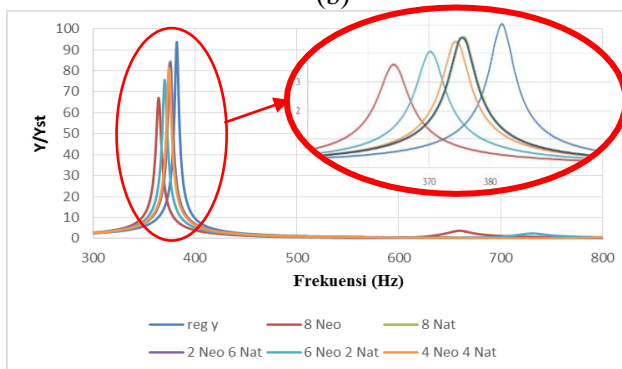
Pada subbab 3.2 telah dipaparkan mengenai variasi kekakuan karet pada sistem DVA berupa karet berbentuk ring yang disusun menjadi panjang 20 mm, 30 mm, dan 40mm. Kemudian variasi tersebut akan disimulasikan untuk mengetahui karakteristik grafik nilai reduksi, yang nantinya akan diketahui pada variasi mana yang akan mereduksi sistem utama paling baik pada setiap frekuensi operasi. Pada penelitian ini digunakan empat buah variasi kecepatan *spindle* yaitu 250, 370, 630, dan 920 rpm. Hal itu didasarkan pada tujuan awal ditambahkannya DVA kedalam boring bar yaitu untuk meredam getaran pada sekitar frekuensi eksitasi dari *boring bar*. Dimana dari keempat buah kecepatan *spindle* diatas diperoleh nilai frekuensi operasi sebesar 408Hz, 387Hz, 340Hz, dan 287Hz. Hasil dari simulasi tersebut diperoleh bode diagram pada ketiga arah gerak yaitu arah radial, tangensial, dan aksial.



(a)



(b)

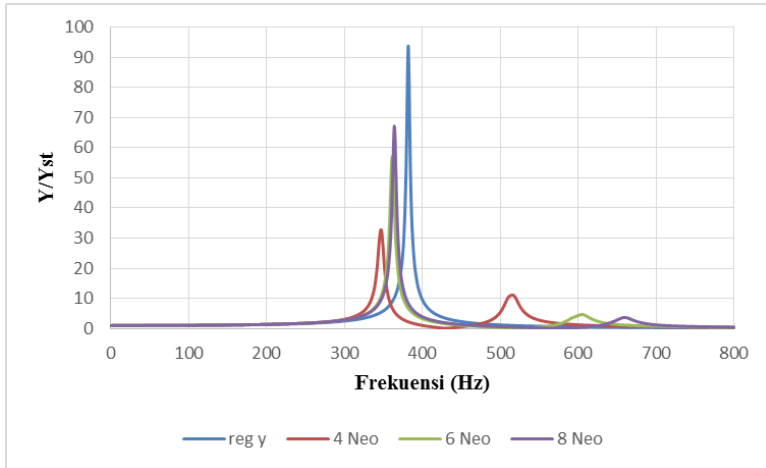


(c)

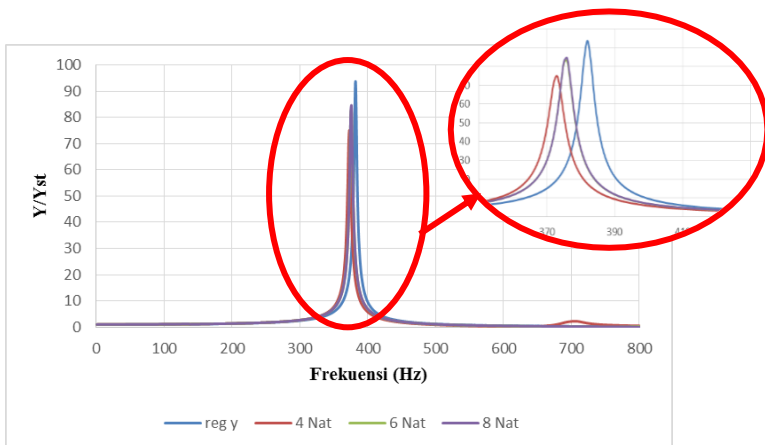
Gambar 4. 2 Respon perpindahan *boring bar* terhadap perbedaan material karet pada kombinasi (a) 4 karet (b) 6 karet (c) 8 karet

Gambar 4.2 merupakan respon perpindahan *boring bar* terhadap kombinasi material karet dengan jumlah karet sebesar empat, enam, dan delapan buah pada arah tangensial. Terlihat bahwa *trendline* grafik cenderung sama pada setiap jumlah karet. Berdasarkan gambar 4.2 diatas terlihat bahwa *boring bar* reguler memiliki satu buah frekuensi natural yaitu sebesar 382 Hz dengan amplitudo sebesar 5mm. Ketika *boring bar* ditambahkan dengan DVA maka boring bar menjadi memiliki dua buah frekuensi natural. Dari grafik terlihat bahwa semakin banyak karet natural yang digunakan maka grafik akan semakin bergeser kekanan. Pada *peak* (puncak) yang pertama terlihat bahwa semakin banyak jumlah karet natural yang digunakan maka amplitudonya akan semakin meninggi. Sebaliknya, semakin banyak karet natural yang digunakan maka amplitudonya akan semakin menurun. Sementara itu, semakin banyak karet natural yang digunakan maka akan menghasilkan daerah redaman yang semakin besar. Hal tersebut dikarenakan karet natural memiliki nilai kekakuan yang lebih tinggi daripada karet neoprene. Sehingga semakin banyak jumlah dari karet natural yang digunakan akan menghasilkan nilai kekakuan karet ekuivalen yang semakin tinggi. Berdasarkan jurnal Lie Li, semakin besar nilai kekakuan karet maka daerah redamannya akan menjadi semakin lebar. Respon getaran terhadap jumlah karet pada setiap arah memiliki *trendline* yang serupa. Perbedaannya terletak pada amplitudonya. Dimana amplitudo getaran pada arah tangensial memiliki nilai tertinggi sementara pada arah aksial memiliki nilai terendah. Hal tersebut dikarenakan pada arah aksial boring bar memiliki nilai kekakuan yang besar daripada pada arah tangensial dan radial.

4.1.3 Pengaruh Jumlah Karet terhadap Respon Getaran Sistem Utama (Boring Bar) dengan DVA



(a)



(b)

Gambar 4. 3 Respon perpindahan *boring bar* terhadap perbedaan jumlah karet pada (a) karet neoprene (b) karet natural

Dari gambar 4.3 terlihat bahwa semakin banyak jumlah karet, dengan material yang sama, yang digunakan maka grafik akan semakin bergeser kekanan. Pada *peak* yang pertama terlihat bahwa semakin banyak jumlah karet yang digunakan maka amplitudonya akan semakin meninggi. Sebaliknya, semakin banyak jumlah karet yang digunakan maka puncak keduanya akan semakin menurun. Sementara itu, semakin banyak karet yang digunakan maka akan menghasilkan daerah redaman yang semakin besar. Hal tersebut dikarenakan semakin banyak jumlah karet yang digunakan akan menghasilkan nilai kekakuan karet ekuivalen yang semakin tinggi. Hal tersebut sesuai dengan jurnal Lie Li yaitu semakin besar nilai kekakuan karet maka daerah redamannya akan menjadi semakin lebar. Respon getaran terhadap jumlah karet pada setiap arah memiliki trendline yang serupa. Perbedaannya terletak pada amplitudonya. Dimana amplitudo getaran pada arah tangensial memiliki nilai tertinggi sementara pada arah aksial memiliki nilai terendah. Hal tersebut dikarenakan pada arah aksial boring bar memiliki nilai kekakuan yang besar daripada pada arah tangensial dan radial.

4.1.4 Daerah dan Frekuensi Redaman Akibat Penambahan DVA pada Boring Bar

Setiap variasi kekakuan karet memiliki daerah redaman yang berbeda-beda pada tiap-tiap arah gerak. Berdasarkan penelitian yang dilakukan oleh Lie Li, getaran pada *boring bar* mengalami peredaman ketika nilai perpindahan *boring bar* pada gerakan harmonik dibandingkan dengan perpindahan statis *boring bar* memiliki nilai yang lebih kecil daripada satu. Maka dari itu, daerah redaman didefinisikan sebagai daerah yang memiliki nilai rasio perpindahan lebih kecil daripada satu yang terletak diantara dua buah *peak* grafik. Besarnya daerah redaman setiap variasi kekakuan DVA dapat diketahui pada tabel 4.1 hingga 4.3 dibawah.

Tabel 4. 1 Frekuensi redaman getaran pada pada arah radial (X)

No	Susunan Karet	Range Frekuensi Redaman	Lebar daerah redaman
1	4 Neo	393-446	53
2	2 Nat 2 Neo	454-548	94
3	4 Nat	494-662	168
4	6 Neo	447-547	100
5	4 Neo 2 Nat	483-635	152
6	2 Nao 4Nat	507-745	238
7	8 Neo	466-609	143
8	6 Nat	514-800	286
9	6 Neo 2 Nat	493-800	307
10	4 Neo 4 Nat	511-791	280
11	2 Neo 6 Nat	516-800	284
12	8 Nat	518-800	282

Tabel 4. 2 Frekuensi redaman getaran pada pada arah tangensial (Y)

No	Susunan Karet	Range Frekuensi Redaman	Lebar daerah redaman
1	4 Neo	402-461	59
2	2 Nat 2 Neo	457-560	103
3	4 Nat	493-677	184
4	6 Neo	455-565	110
5	4 Neo 2 Nat	484-651	167
6	2 Nao 4Nat	504-763	259
7	8 Neo	472-626	154
8	6 Nat	510-800	290
9	6 Neo 2 Nat	491-704	213
10	4 Neo 4 Nat	507-800	293
11	2 Neo 6 Nat	512-800	288
12	8 Nat	513-800	287

Tabel 4. 3 Frekuensi redaman getaran pada pada arah aksial (Z)

No	Susunan Karet	Range Frekuensi Redaman	Lebar daerah redaman
1	4 Neo	390-440	50
2	2 Nat 2 Neo	451-545	94
3	4 Nat	488-658	170
4	6 Neo	439-541	102
5	4 Neo 2 Nat	478-631	153
6	2 Nao 4Nat	501-740	239
7	8 Neo	457-602	145
8	6 Nat	507-800	293
9	6 Neo 2 Nat	487-683	196
10	4 Neo 4 Nat	504-786	282
11	2 Neo 6 Nat	509-800	291
12	8 Nat	511-800	289

Dari tabel 4.1 hingga 4.3 diatas terlihat bahwa semakin besar nilai kekakuan dari DVA maka daerah redamannya akan menjadi semakin luas. Selain itu, frekuensi dimana peredaman getaran mulai terjadi semakin bergeser kekanan. Hal itu berarti semakin besar kekakuan dari DVA maka daerah redamannya akan semakin lebar serta peredaman terjadi pada frekuensi yang semakin tinggi. Hal ini sesuai dengan penelitian Lie Li, bahwa semakin besar nilai konstanta kekakuan pegas maka daerah redaman akan semakin lebar serta peak akan semakin bergeser kekanan. Akibatnya frekuensi daerah redaman akan semakin besar seiring dengan meningkatnya kekakuan karet. Berdasarkan tabel 4.1 hingga 4.3 terlihat bahwa beberapa kombinasi karet yang tersusun dari karet natural memiliki daerah redaman yang cukup lebar dibandingkan dengan kombinasi tanpa karet natural. Hal tersebut dapat terjadi karena karet natural memiliki nilai kekakuan yang lebih besar daripada nilai kekakuan karet neoprene.

Tabel 4. 4 Presentase Reduksi Rata-Rata Pada Setiap Variasi DVA

Susunan Karet	%Reduksi			Kekakaun Karet (N/mm)
	X	Y	Z	
	Radial	Tangensial	Aksial	
4 Neo	89.15%	84.92%	90.19%	409006.91
2 Neo 2 Nat	67.32%	80.53%	38.65%	479952.43
4 Nat	53.34%	44.25%	45.62%	583303.09
6 Neo	69.34%	60.91%	69.72%	630015.07
4 Neo 2 Nat	57.93%	53.76%	59.33%	695424.51
2 Neo 4 Nat	46.14%	40.17%	49.46%	784394.1
8 Neo	64.19%	59.04%	66.71%	821735.71
6 Nat	41.87%	35.20%	46.04%	871549
6 Neo 2 Nat	53.55%	49.10%	55.97%	877193.14
4 Neo 4 Nat	43.93%	37.87%	47.86%	961861.39
2 Neo 6 Nat	40.79%	32.18%	45.41%	1038140.01
8 Nat	34.88%	25.47%	45.49%	1126430.27

Tabel 4. 5 Respon Perpindahan Rata-Rata Pada Setiap Variasi DVA

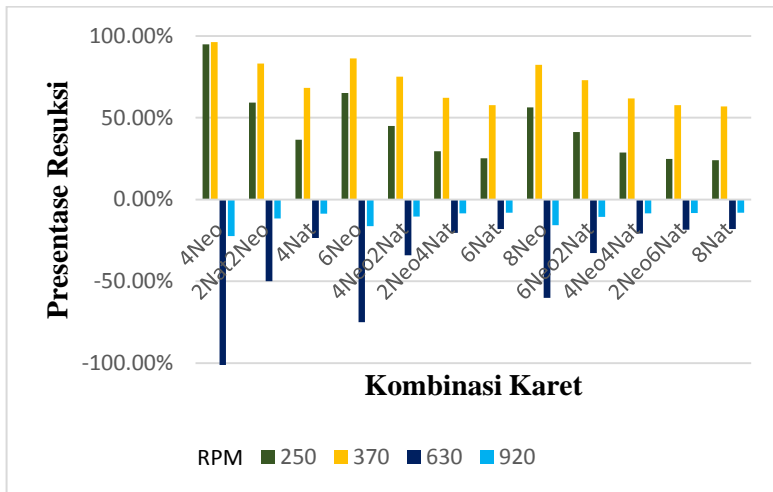
Susunan Karet	Perpindahan (mm)			Kekakaun Karet (N/mm)
	X	Y	Z	
	Radial	Tangensial	Aksial	
4 Neo	0.00787	0.02654	0.000829	409006.91
2 Neo 2 Nat	0.0074	0.02533	0.001105	479952.43
4 Nat	0.00669	0.02251	0.000993	583303.09
6 Neo	0.00715	0.02473	0.000756	630015.07
4 Neo 2 Nat	0.00673	0.02214	0.000684	695424.51
2 Neo 4 Nat	0.0063	0.02078	0.0006274	784394.1
8 Neo	0.00656	0.02199	0.0006528	821735.71
6 Nat	0.00598	0.01957	0.000592	871549
6 Neo 2 Nat	0.0064	0.02115	0.0006436	877193.14
4 Neo 4 Nat	0.00601	0.01968	0.000596	961861.39
2 Neo 6 Nat	0.00593	0.01994	0.000563	1038140.01
8 Nat	0.00628	0.02102	0.000571	1126430.27

Tabel 4.4 dan 4.5 diatas merupakan presentase reduksi rata-rata dan respon perpindahan rata-rata dari frekuensi redaman yang diperoleh pada tabel 4.1 hingga 4.3 pada tiap variasi karet. Dari tabel 4.4 dan 4.5 diatas dapat dilihat bahwa pada DVA dengan kombinasi karet yang terdiri dari karet neoprene saja dan yang terdiri dari karet neoprene yang memiliki jumlah daripada karet natural memiliki nilai reduksi redaman yang lebih besar daripada ketika digunakan karet dengan jenis karet natural saja maupun karet natural yang jumlahnya lebih besar daripada karet natural. Berdasarkan tabel 4.1 dan 4.3 dapat dipilih kombinasi karet yang memiliki *range* redaman terbesar serta pada tabel 4.5 dapat dipilih kombinasi karet yang memiliki perpindahan rata-rata yang paling kecil yaitu pada karet 6 Natural. Dimana pada karet 6 Natural diperoleh perpindahan rata-rata sebesar 0.00598 mm, 0.01957 mm, dan 0.000592 mm untuk arah radial, tangensial, dan aksial.

4.2 Analisa Respon Reduksi Getaran

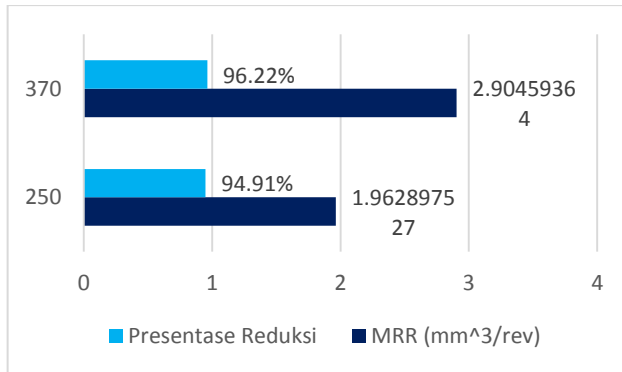
Dalam analisa reduksi respon getaran akibat penambahan DVA pada sistem utama dilakukan dengan cara membandingkan hasil respon getaran antara sistem utama sebelum dan sesudah penambahan DVA. Analisa tersebut dilakukan terhadap respon reduksi getaran untuk arah sumbu radial, tangensial, dan aksial. Selisih dari respon getaran antara sebelum dan sesudah penambahan DVA diubah kedalam bentuk presentase, sehingga dapat diketahui nilai redaman akibat penambahan DVA pada sistem utama. Analisa respon reduksi getaran dilakukan pada tiap-tiap arah untuk mempermudah analisa dan pembahasan. Pada simulasi kali ini digunakan empat buah variasi putaran *spindle* sebesar 250 rpm, 370 rpm, 630 rpm, dan 920 rpm.

4.2.1 Respon Redaman Getaran *Boring Bar* terhadap Arah Sumbu X



Gambar 4. 4 Respon reduksi *boring bar* dengan DVA arah radial

Dari gambar 4.4 terlihat bahwa redaman getaran terjadi pada kecepatan putar *spindle* sebesar 370 rpm memiliki redaman yang lebih tinggi daripada pada saat boring bar dioperasikan pada kecepatan putar *spindle* sebesar 250 rpm. Dimana reduksi terbesar terjadi ketika pada variasi empat karet neoprene dimana reduksi yang diperoleh sebesar 96,22% untuk variasi 370 rpm dengan nilai perpindahan sebesar 0.020528mm. Sementara untuk variasi 250 rpm diperoleh reduksi terbesar pada variasi empat karet neoprene dengan nilai reduksi sebesar 94,91% dan dengan nilai perpindahan dari *boring bar* sebesar 0.0055917mm. Peredaman getaran tidak terjadi ketika digunakan kecepatan *spindle* sebesar 630 rpm dan 920 rpm. Dengan begitu menunjukkan bahwa mekanisme DVA dapat meredam dengan baik pada kecepatan *spindle* sebesar 250 rpm dan 370 rpm.



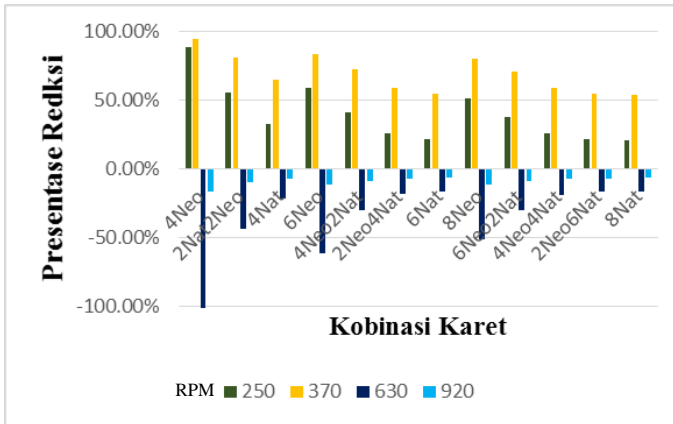
Gambar 4.5 Respon reduksi arah radial dan MRR pada tiap variasi RPM

Berdasarkan gambar 4.5 diatas terlihat bahwa semakin besar rpm yang digunakan maka nilai *material removal rate* (MRR) akan semakin meningkat. Maka untuk mencapai perdaman optimum digunakan variasi pada 370rpm agar laju pemakanan benda kerja semakin meningkat yang berarti bahwa waktu permesinan semakin sedikit serta reduksi getaran semakin besar.

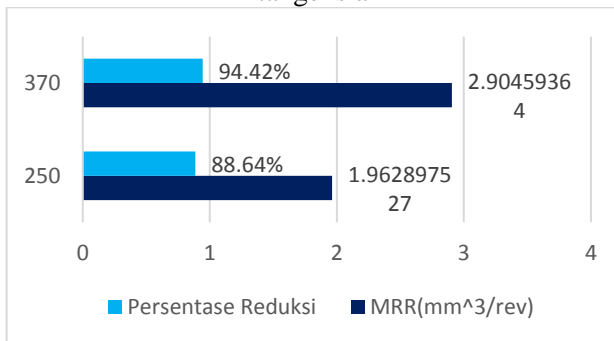
4.2.2 Respon Redaman Getaran *Boring Bar* terhadap Arah Sumbu Y

Berdasarkan gambar 4.6 dibawah terlihat bahwa redaman pada kecepatan putar *spindle* sebesar 370 rpm memiliki redaman yang lebih tinggi daripada pada saat *boring bar* dioperasikan pada kecepatan putar *spindle* sebesar 250 rpm. Dimana reduksi terbesar terjadi ketika pada variasi empat karet neoprene dengan reduksi yang diperoleh sebesar 94.42% untuk variasi 370 rpm dengan nilai perpindahan *boring bar* sebesar 0.098726mm. Sementara untuk variasi 250 rpm diperoleh reduksi terbesar pada variasi empat karet neoprene dengan nilai reduksi sebesar 88,64% dengan nilai perpindahan *boring bar* sebesar 0.040115. Peredaman getaran

tidak terjadi untuk variasi 630 rpm dan 920 rpm. Hal itu menunjukkan bahwa mekanisme DVA dapat meredam dengan baik pada kecepatan *spindle* sebesar 250 rpm dan 370 rpm.



Gambar 4. 6 Respon reduksi *boring bar* dengan DVA arah tangensial

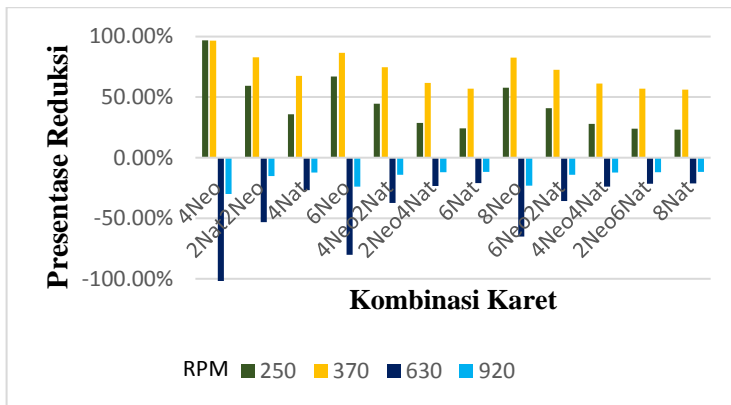


Gambar 4. 7 Respon reduksi arah tangensial dan MRR pada tiap variasi RPM

Sama halnya dengan respon arah radial, terlihat bahwa semakin besar rpm yang digunakan maka nilai *material removal rate* (MRR) akan semakin meningkat. Maka untuk mencapai

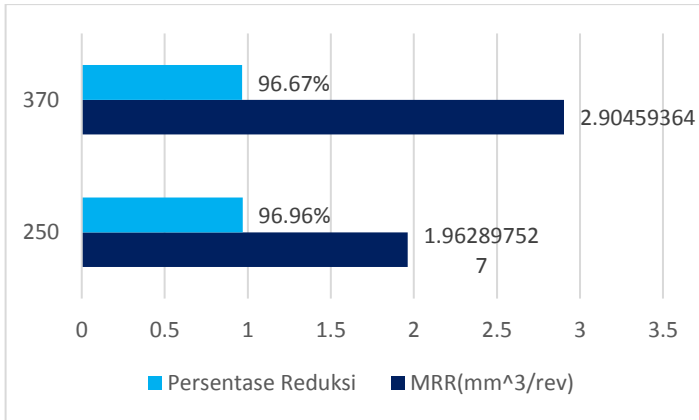
peredaman dan reduksi maksimal digunakan variasi pada 370rpm agar laju pemakanan benda kerja semakin meningkat yang berarti bahwa waktu permesinan semakin sedikit serta reduksi getaran semakin besar.

4.2.3 Respon Redaman Getaran *Boring Bar* terhadap Arah Sumbu Z



Gambar 4. 8 Respon reduksi *boring bar* dengan DVA arah aksial

Dari gambar 4.8 terlihat bahwa pada kecepatan putar *spindle* sebesar 370 rpm memiliki redaman yang lebih tinggi daripada pada saat boring bar dioperasikan pada kecepatan putar *spindle* sebesar 250 rpm. Dimana reduksi terbesar terjadi ketika pada variasi empat karet neoprene dimana reduksi yang diperoleh sebesar 96,96% untuk variasi 250 rpm dengan nilai perpindahan *boring bar* sebesar 0.0018813mm. Sementara untuk variasi 370 rpm diperoleh reduksi terbesar pada variasi empat karet neoprene dengan nilai reduksi sebesar 96,67% dengan nilai perpindahan *boring bar* sebesar 0.00034567mm. Peredaman getaran tidak terjadi ketika digunakan kecepatan *spindle* sebesar 630 rpm dan 920 rpm. Dengan begitu menunjukkan bahwa mekanisme DVA dapat meredam dengan baik pada kecepatan *spindle* sebesar 250 rpm dan 370 rpm.



Gambar 4. 9 Respon reduksi arah aksial dan MRR pada tiap variasi RPM

Berdasarkan grafik diatas terlihat bahwa semakin besar rpm yang digunakan maka nilai *material removal rate* (MRR) akan semakin meningkat. Maka untuk menapai perdaman dan reduksi maksimal digunakan variasi pada 370rpm agar laju pemakanan benda kerja semakin meningkat yang berarti bahwa waktu permesinan semakin sedikit serta reduksi getaran akan semakin besar.

4.3 Analisa Optimasi Reduksi Respon Getaran

Analisa ini dilakukan untuk mengetahui reduksi getaran yang paling optimum. Nilai optimum dapat dicapai ketika respon perpindahan *boring bar* setelah ditambahkan DVA memiliki nilai yang minimum, reduksi getaran yang maksimum, dan nilai MRR yang maksimum. Berdasarkan simulasi dan analisa respon yang telah dilakukan reduksi getaran terbaik terjadi ketika digunakan DVA berupa empat buah karet neoprene yang dipasang dikanan dan kiri massa *absorber*. Berikut merupakan DVA dengan nilai redaman paling optimum.

Tabel 4. 6 Reduksi, Perpindahan, RPM, dan MRR Pada Karet 4 Neoprene

	4Neo X	4Neo Y	4Neo Z	RPM	MRR $\left(\frac{mm^3}{rev}\right)$
Reduksi	94.91%	88.64%	96.96%	250	1.963
Perpindahan (mm)	0.00559	0.04011	0.00034		
Reduksi	96.22%	94.42%	96.67%	370	2.905
Perpindahan (mm)	0.02052	0.09872	0.00188		

Agar diperoleh hasil pemotongan yang lebih akurat maka dipilih kombinasi karet yang memiliki nilai perpindahan *boring bar* paling kecil yaitu pada kecepatan *spindle* 250 rpm dengan nilai MRR sebesar 1.963 mm³/min. Pada variasi kecepatan *spindle* 370 diperoleh redaman yang tinggi dan MRR yang besar namun respon getaran pada tiap arah memiliki nilai yang lebih besar daripada variasi 250 rpm. Variasi empat karet neoprene dapat digunakan ketika keakurasian yang tinggi dari hasil pemotongan tidak diperlukan.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, maka dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah dilakukan simulasi untuk mengetahui titik optimum dari redaman getaran melalui variasi kekakuan karet dua serta kecepatan putar *spindle*. Peredaman getaran terjadi ketika *boring bar* dioperasikan pada kecepatan *spindle* sebesar 250 rpm dan 370 rpm. Sementara pada variasi kecepatan *spindle* sebesar 630 rpm dan 920 rpm tidak terjadi peredaman getaran. Reduksi getaran dari sistem mencapai nilai maksimum ketika digunakan variasi karet berupa empat buah karet neoprene yang dioperasikan pada kecepatan putar *spindle* sebesar 250 rpm dan 370 rpm.
2. Berdasarkan analisa dan pembahasan yang telah dilakukan diperoleh bahwa semakin banyak jumlah karet natural yang digunakan pada variasi material karet maka akan diperoleh daerah redaman yang semakin besar. Sementara pada variasi jumlah karet dengan material karet yang sama diperoleh hasil bahwa semakin banyak jumlah karet yang digunakan maka diperoleh daerah redaman yang semakin besar. Kombinasi karet yang memiliki *range* redaman terbesar dan perpindahan rata-rata yang paling kecil diperoleh ketika digunakan karet 6 Natural. Dimana pada karet 6 Natural diperoleh respon perpindahan

- rata-rata sebesar 0.00598 mm, 0.01957 mm, dan 0.000592 mm untuk arah radial, tangensial, dan aksial
3. Peredaman getaran mencapai nilai optimum ketika *boring bar* ditambahkan dengan DVA berupa empat buah karet neoprene dan sebuah massa yang dioperasikan pada kecepatan spindle sebesar 250 rpm dengan nilai MRR sebesar 1.963 mm³/min. Pada variasi tersebut diperoleh reduksi getaran pada arah radial sebesar 94.91%, arah tangensial sebesar 88.64%, dan arah aksial sebesar 96.96%. Sementara respon perpindahan yang dihasilkan pada arah radial, tangensial, dan aksial adalah sebesar 0.005592 mm, 0.040115 mm, dan 0.000346 mm. Variasi tersebut dipilih dengan mempertimbangkan agar diperoleh hasil pemotongan lebih akurat.

5.2 Saran

Dari penelitian yang telah dilakukan, maka didapatkan saran sebagai berikut:

1. Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, disarankan untuk tidak mengoperasikan *boring bar* pada frekuensi natural sistem yang telah ditambahkan DVA untuk menghindari terjadinya resonansi.
2. Dalam penentuan parameter kekakuan karet lebih baik dilakukan dengan eksperimen agar diperoleh hasil yang lebih valid.
3. Disarankan untuk melakukan penelitian dengan metode eksperimen agar diperoleh hasil yang valid.

DAFTAR PUSTAKA

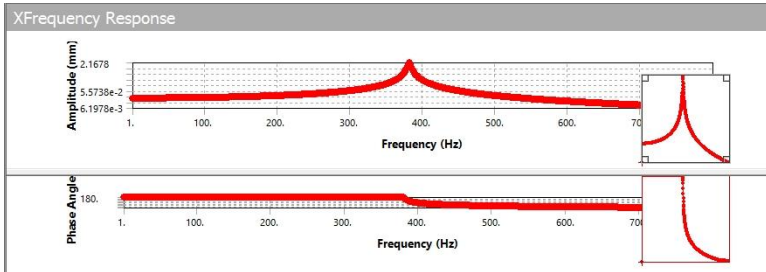
DAFTAR PUSTAKA

- [1] Anggitasari, D. (2019). *Validasi Mekanisme Radial Vibration Damper (RVD) pada Poros Panjang Langsing yang Dioperasikan di Mesin Bubut*. Surabaya: Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [2] Atlintas, Y. (2012). *Manufacturing Automation: Metal Cutting Mechanics, Machine Tool Vibration and CNC 2nd Edition*. Cambridge Shire: Cambridge University Press.
- [3] Fridaus, A. M. (2019). *Analisa Nilai Optimum Reduksi Respon Getaran Sistem Utama Arah Translasi, Rolling, dan Pitching serta Voltase Bangkitan yang Dihasilkan oleh Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber*. Surabaya: Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- [4] Kalpakjian, S., & Schmid, S. R. (2009). *Manufacturing Engineering and Technology Sixth Edition in SI Units*. Chicago: Pearson.
- [5] Liu, X., Liu, Q., Li, R., & Gao, H. (2018). Analysis of the Vibration Characteristics and Adjustment Method of Boring Bar with a Variable Stiffness Vibration Absorber.
- [6] Obinna, N. (2017). Evaluation of Chatter Vibration Frequency in CNC Turning 4340nAlloy Steel Material.
- [7] Rao, D., & Singiresu. (2011). *Mechanical Vibration*. Singapore: Prentice Hall.
- [8] Sun, B., Li, L., & Hua, H. (2019). Analysis of the Vibration Characteristics of a Boring Bar with a Variable Stiffness Dynamic Vibration Absorber.
- [9] Zulfiyanti, P. K. (2019). *Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*. Surabaya: Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember .

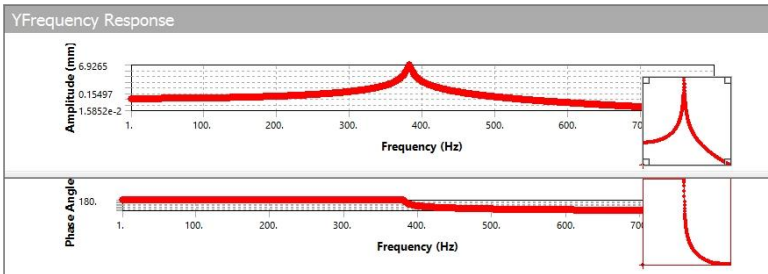
“Halaman ini sengaja dikosongkan”

LAMPIRAN

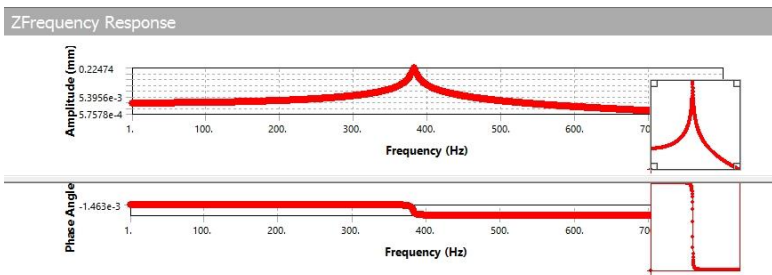
LAMPIRAN



(a)

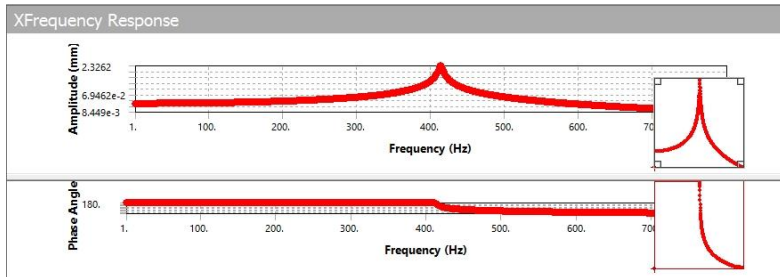


(b)

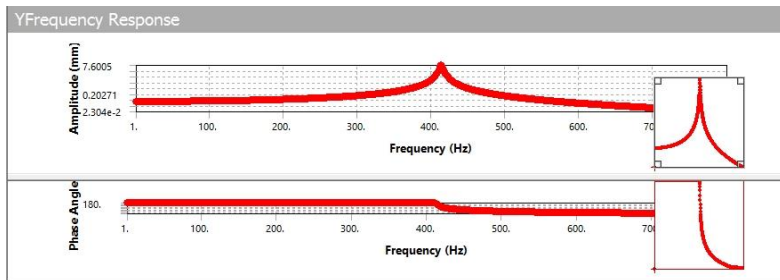


(c)

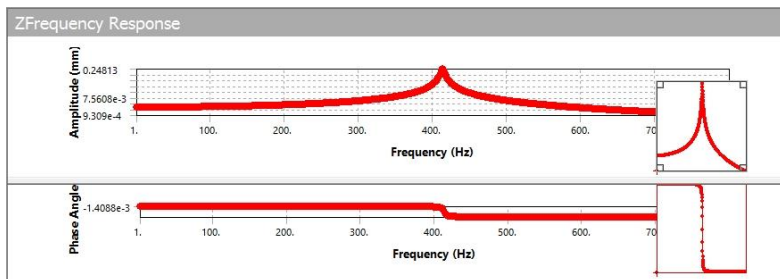
Gambar 1. Respon Perpindahan (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial Sistem Utama (Reguler) tanpa CPVA



(a)

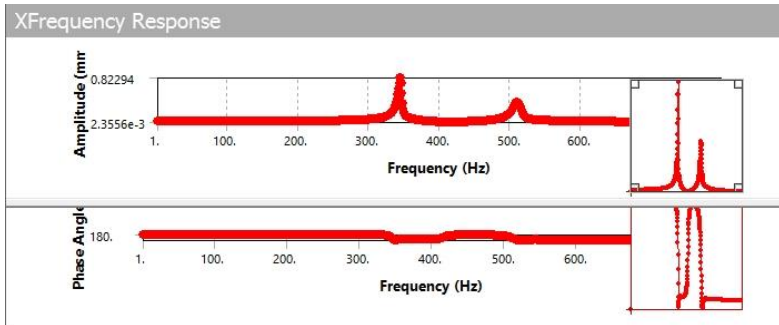


(b)

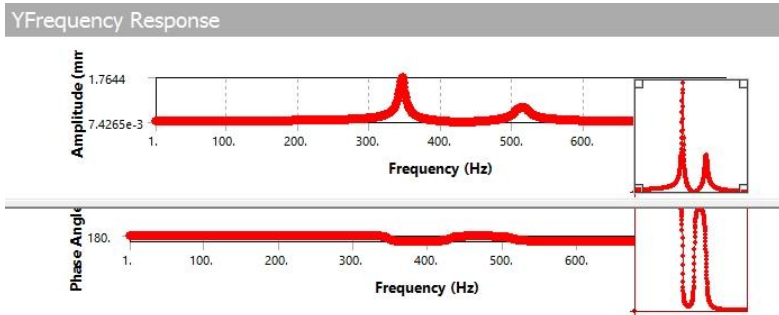


(c)

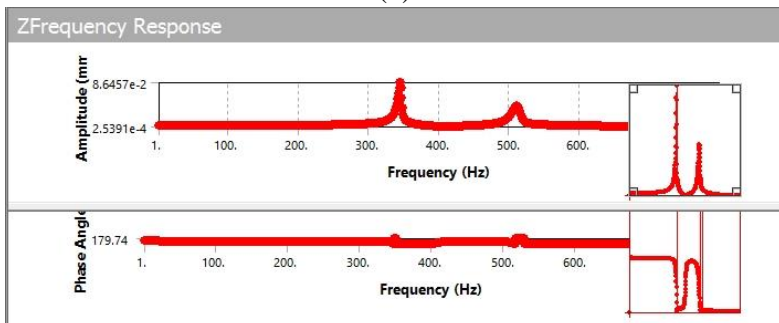
Gambar 2. Respon Perpindahan (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial Sistem Utama (*Customize*) tanpa CPVA



(a)

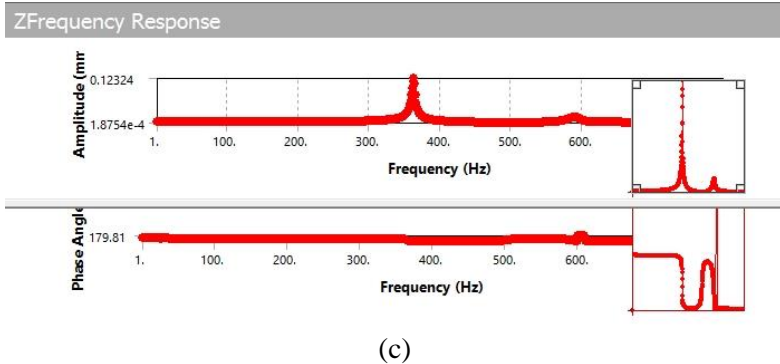
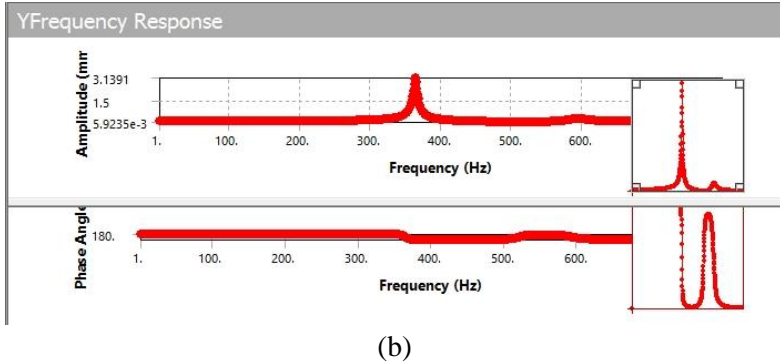
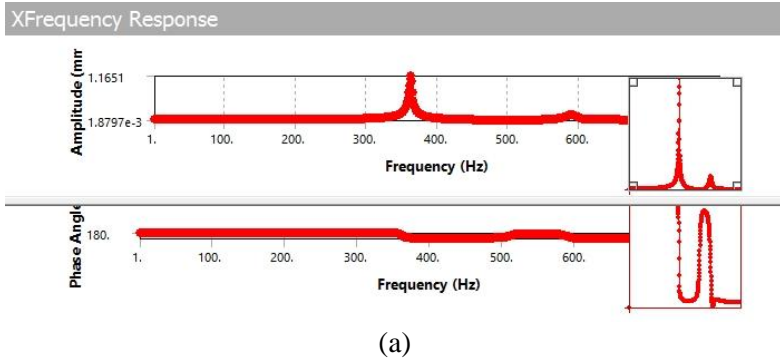


(b)

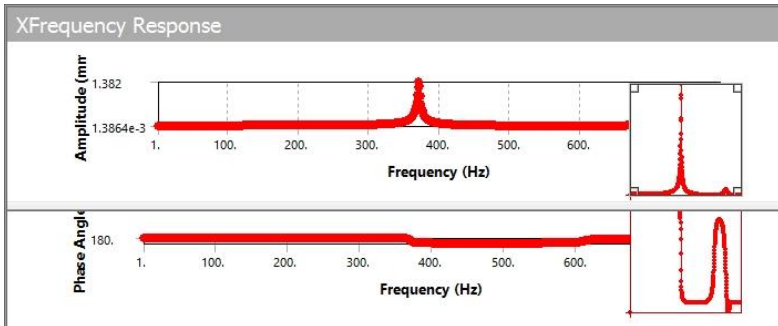


(c)

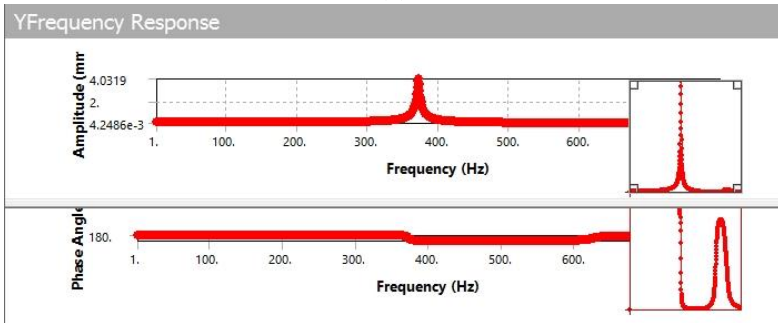
Gambar 3 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 4 karet *neoprene* (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



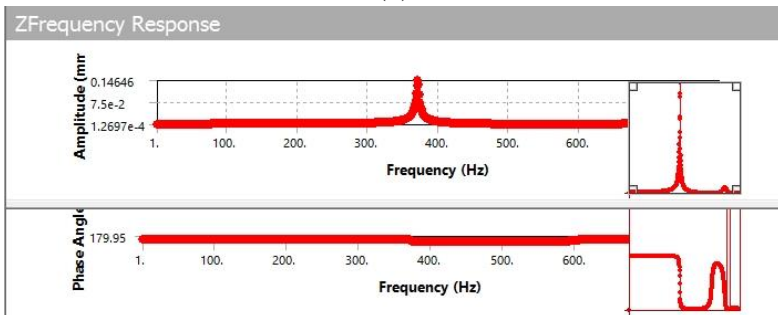
Gambar 4 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 2 karet neoprene dan 2 karet natural (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



(a)

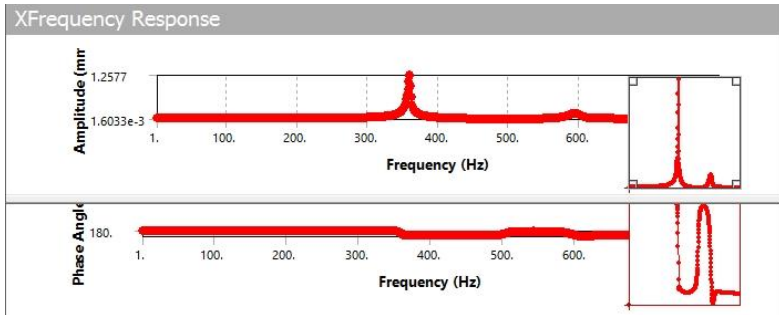


(b)

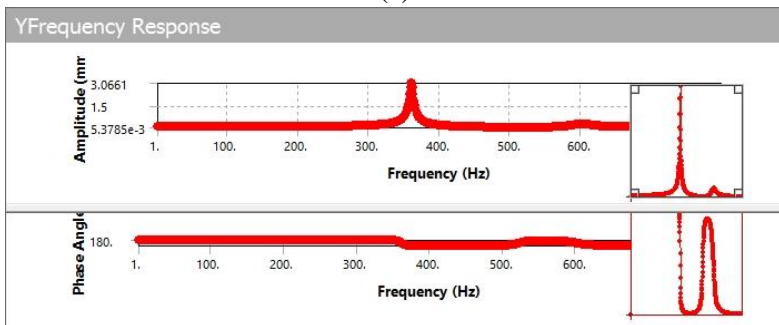


(c)

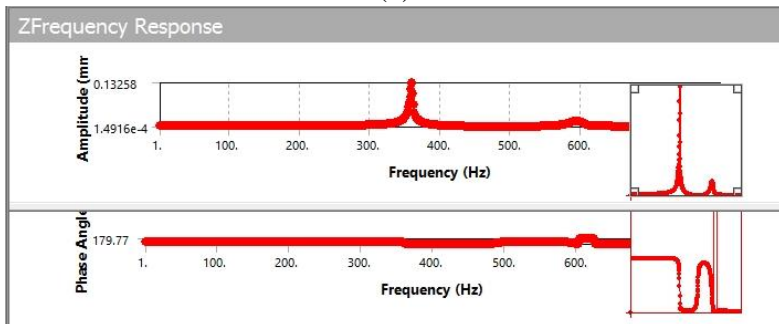
Gambar 5 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 4 karet natural (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



(a)

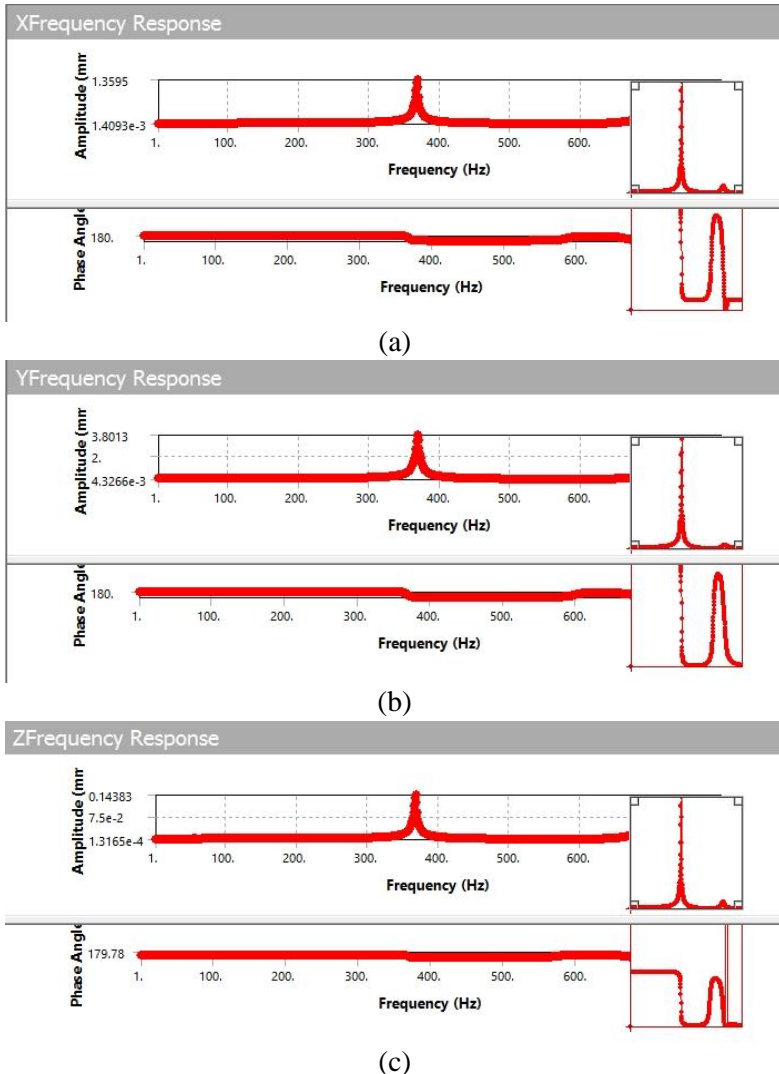


(b)

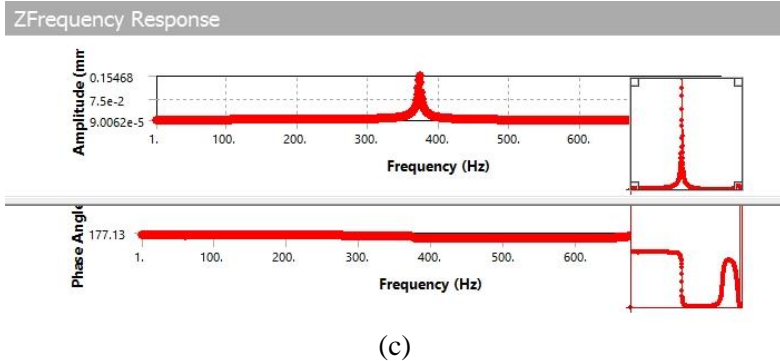
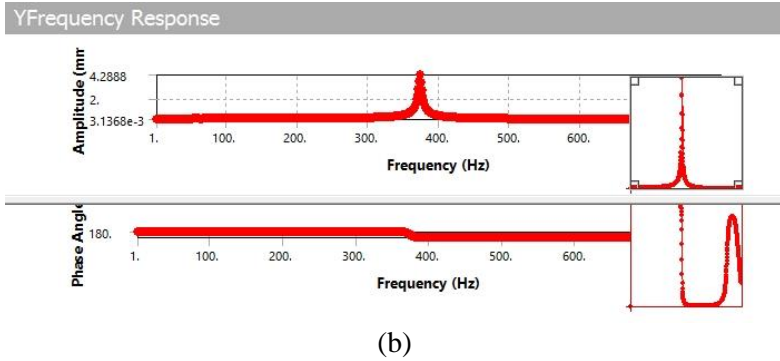
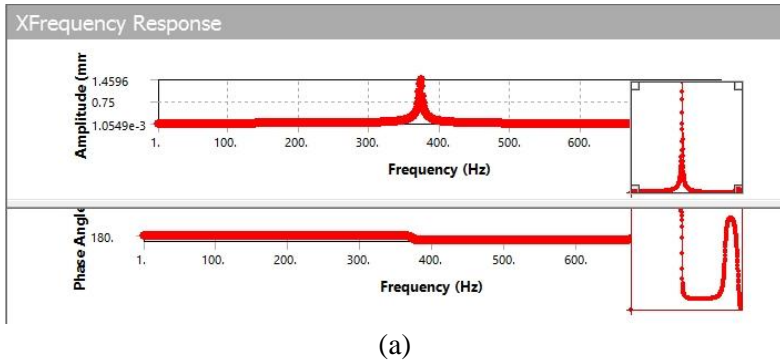


(c)

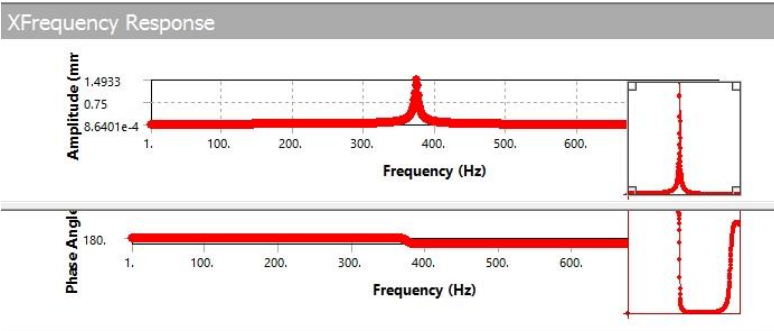
Gambar 6 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 6 karet neoprene (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



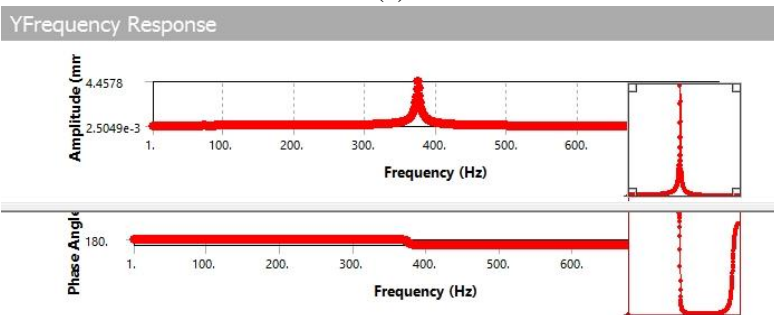
Gambar 7 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 4 karet neoprene dan 2 karet natural (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



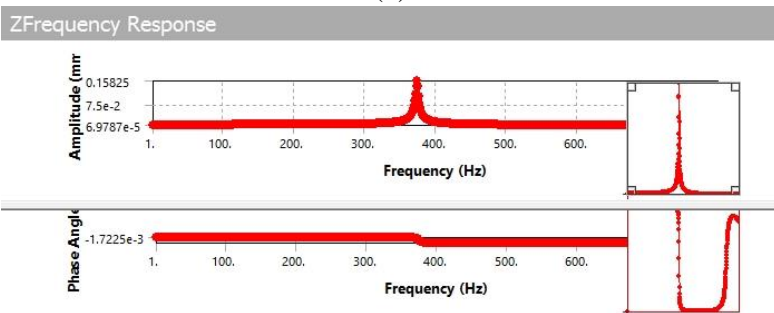
Gambar 8 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 2 karet neoprene dan 4 karet natural (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



(a)

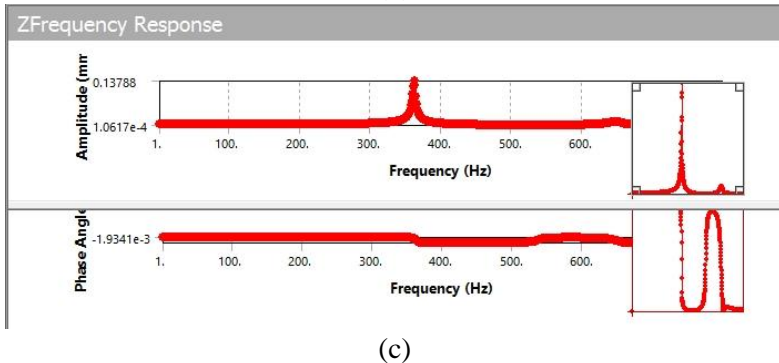
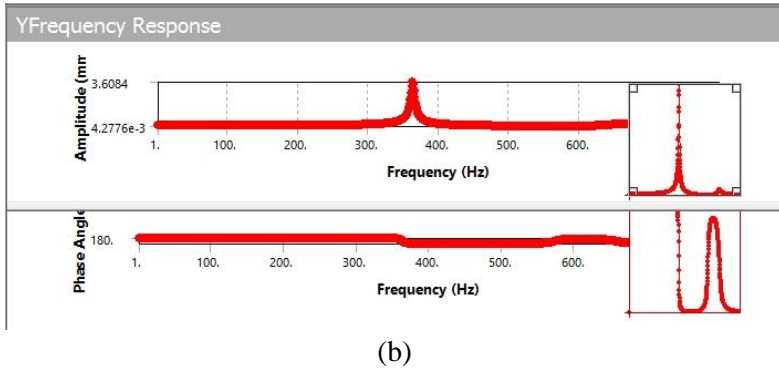
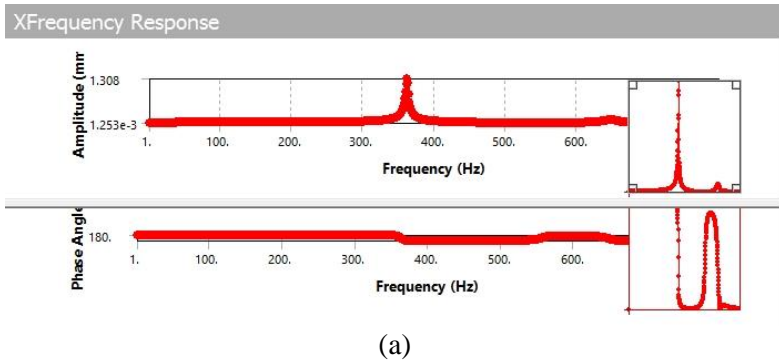


(b)

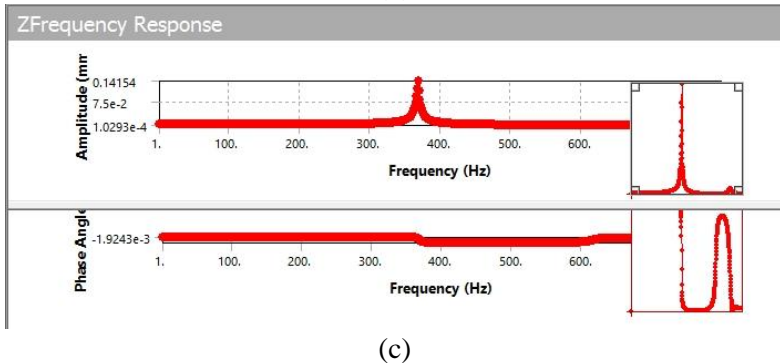
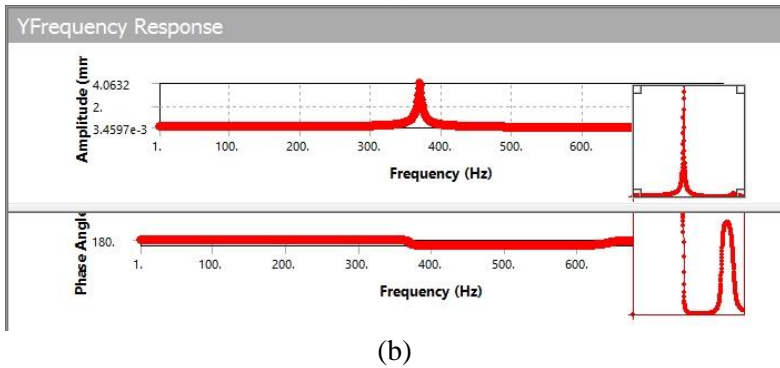
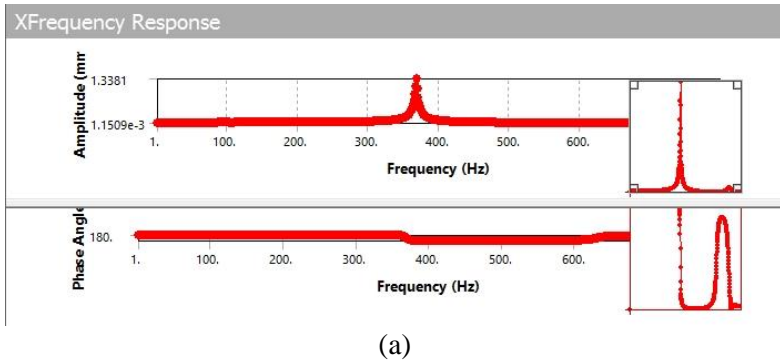


(c)

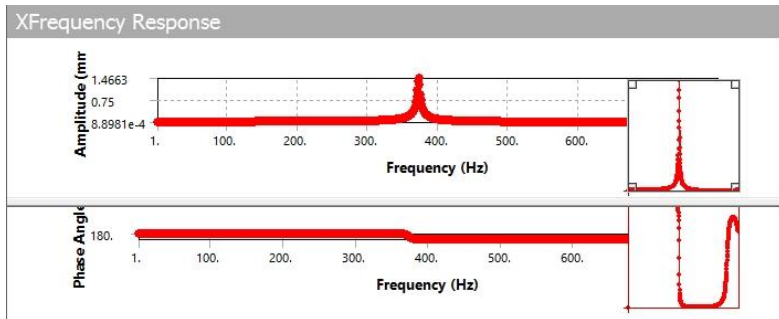
Gambar 9 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 6 karet natural (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



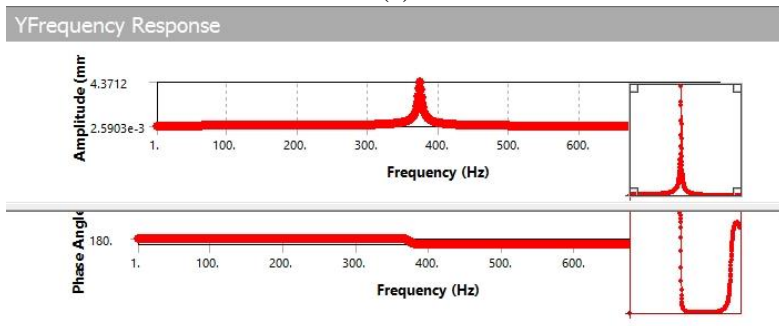
Gambar10 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 8 karet neoprene (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



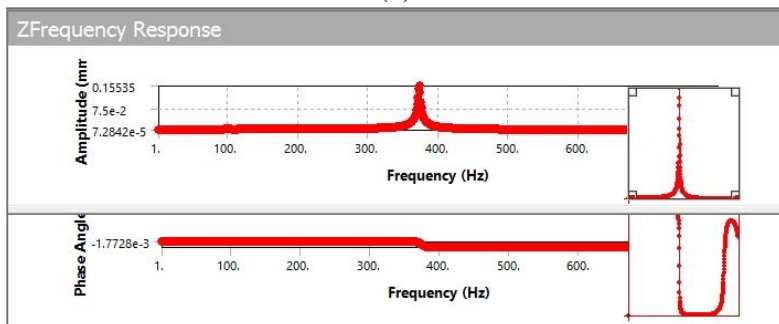
Gambar 11 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 6 karet neoprene dan 2 karet natural (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



(a)

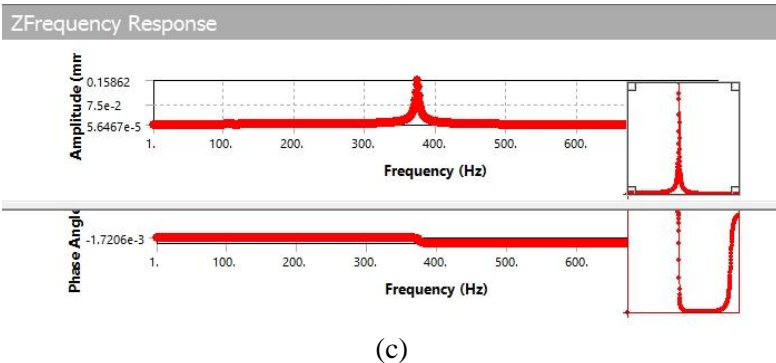
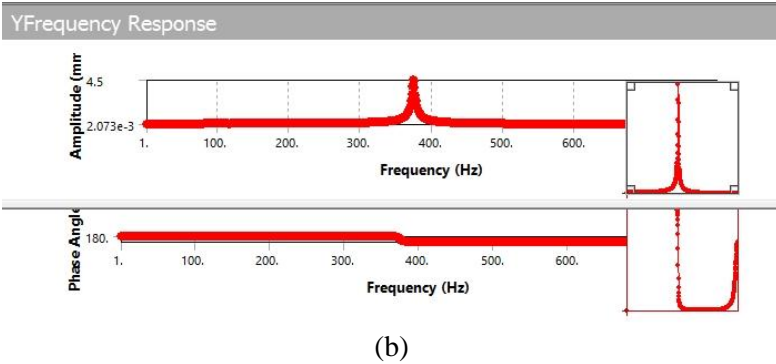
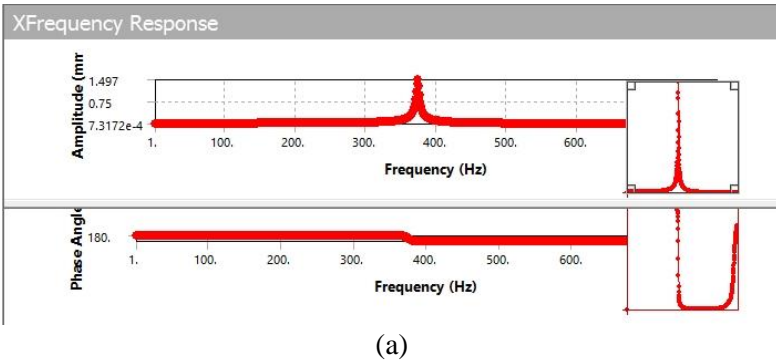


(b)

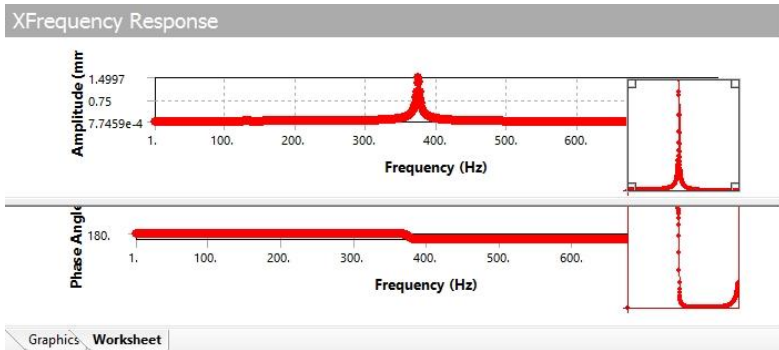


(c)

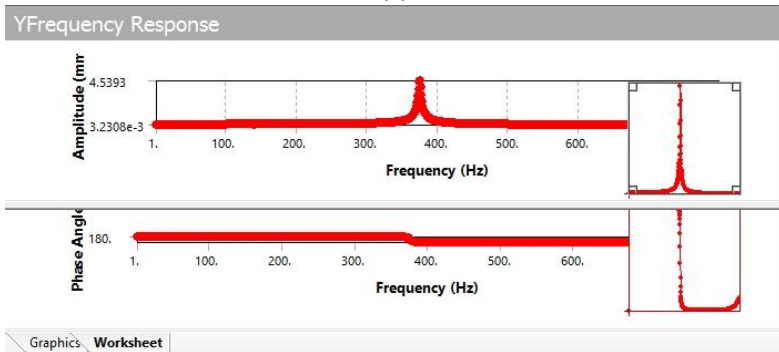
Gambar 12 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 4 karet neoprene dan 4 karet natural (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



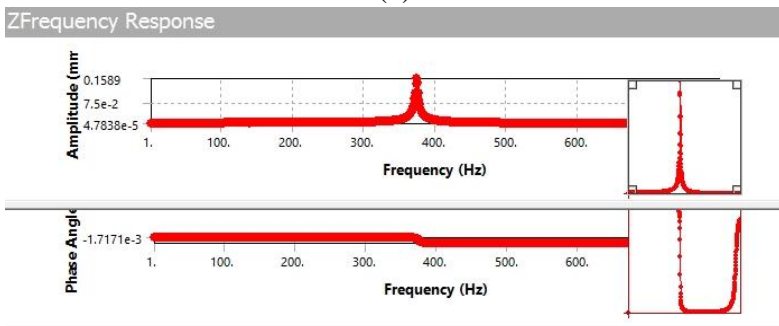
Gambar 13 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 2 karet neoprene dan 6 karet natural (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



(a)

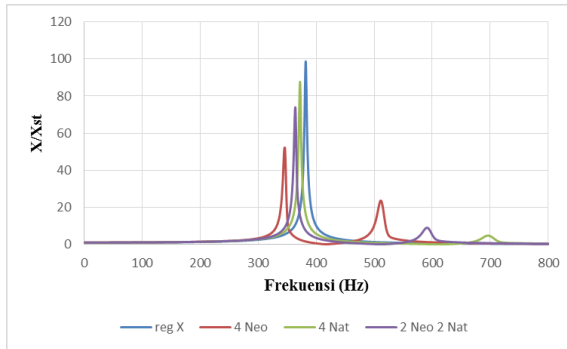


(b)

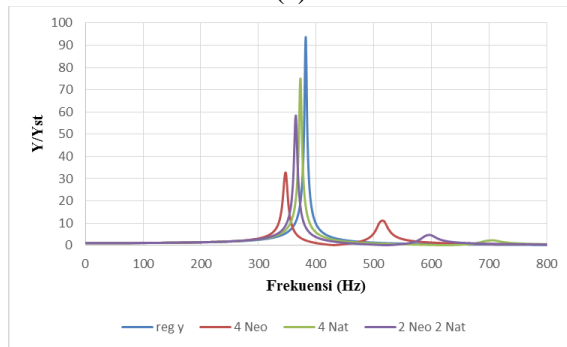


(c)

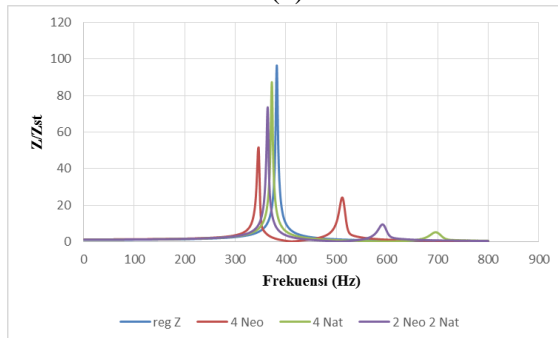
Gambar 14 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 8 karet natural (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



(a)

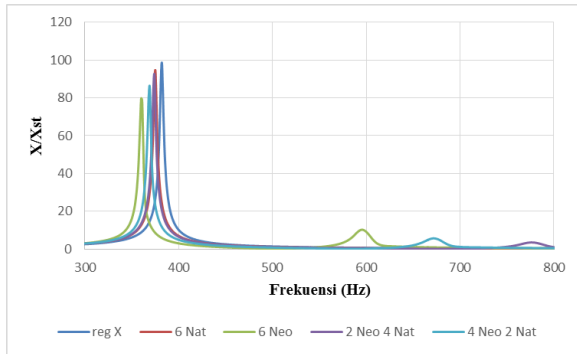


(b)

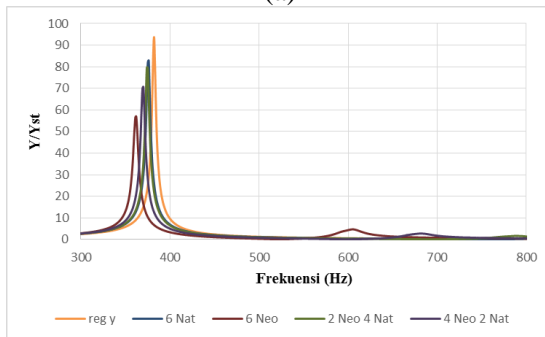


(c)

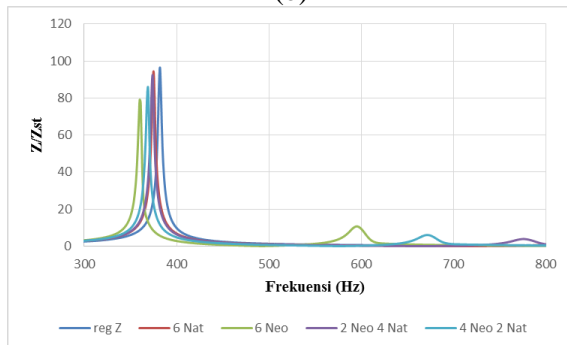
Gambar 15 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 4 karet pada arah (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



(a)

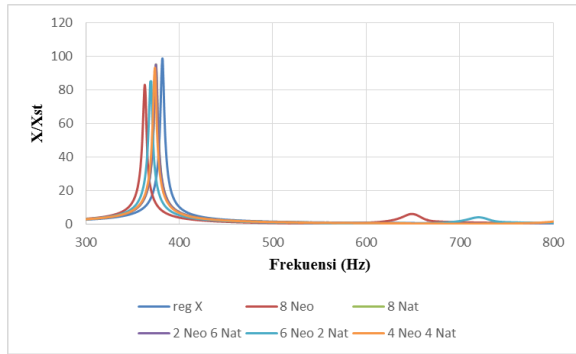


(b)

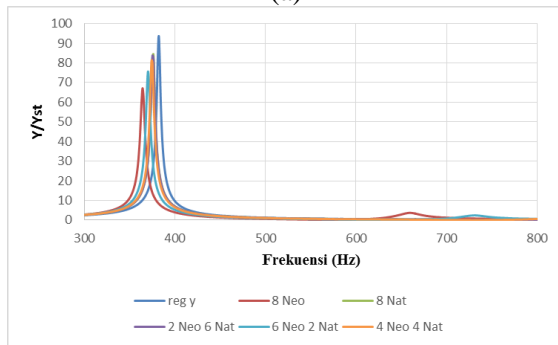


(c)

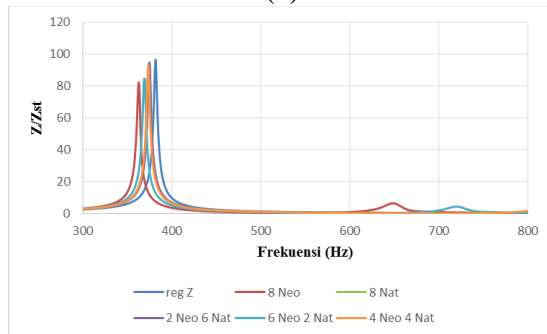
Gambar 15 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 6 karet pada arah (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



(a)

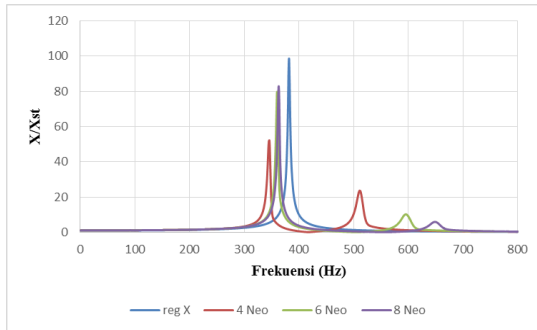


(b)

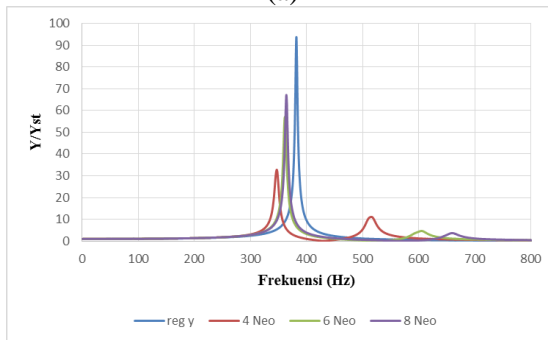


(c)

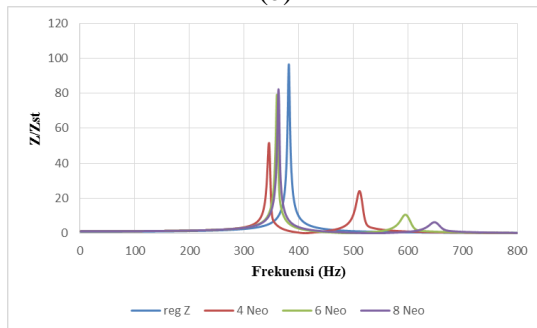
Gambar 15 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi 8 karet pada arah (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



(a)

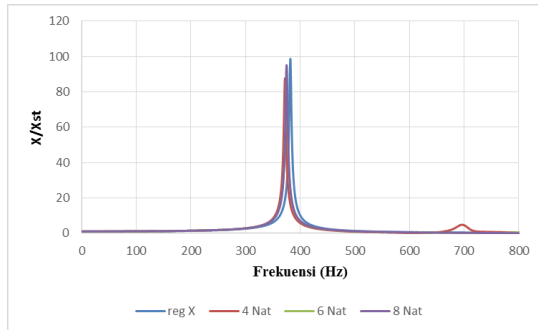


(b)

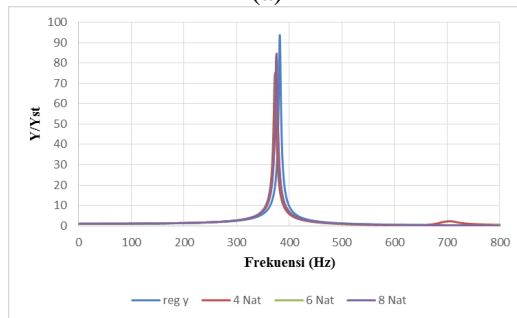


(c)

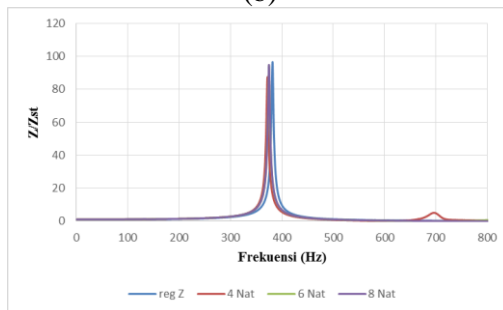
Gambar 15 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi jumlah karet bermaterial karet neoprene pada arah (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial



(a)



(b)



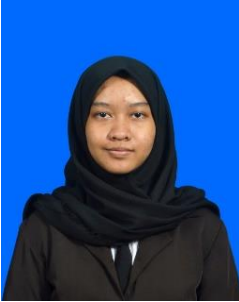
(c)

Gambar 15 Respon Perpindahan Sistem Utama dengan DVA variasi jumlah karet bermaterial karet natural pada arah (a) Radial, (b) Tangensial, dan (c) Aksial

“Halaman ini sengaja dikosongkan “

BIODATA PENULIS

BIODATA PENULIS



Neneng Khoirunnisa' dilahirkan di Ponorogo, 29 Desember 1997. Menyelesaikan kuliah dalam program studi S-1 Departemen Teknik Mesin, FTI, ITS pada tahun 2020. Penulis menempuh pendidikan Tingkat Dasar sampai Sekolah Menengah Atas di Ponorogo, Jawa Timur. Terlahir dari pasangan Adi Wasito dan Tujiati serta memiliki dua kakak yang bernama Milatul Afiah dan Muhammad Yusron Arrosyid.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik upun non-akademik di lingkungan kampus Teknik Mesin. Penulis tergabung dalam organisasi DIMENSI dan ASH-SHAFF pada tahun ke-2 dan ke-3 perkuliahan. Dalam kegiatan akademik, penulis aktif menjadi asisten laboratorium Vibrasi dan Sistem Dinamis khususnya untuk praktikum mata kuliah mekanika getaran serta menjadi grader untuk mata kuliah Kinematika dan Dinamika Teknik. Penulis bercita-cita menjadi wanita karir yang sukses dan bermanfaat bagi orang lain. Untuk menghubungi penulis dalam rangka pemenuhan kritik dan saran dari pembaca, dapat dilakukan melalui email khoirunnisaneneng9@gmail.com.