



**TUGAS AKHIR - TM184835**

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI GETARAN  
*BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN (*LATHE  
MACHINE*) AKIBAT PENGARUH VARIASI DVA (MASSA  
DAN KEKAKUAN) PADA *BORING BAR* SERTA  
KECEPATAN PUTAR BENDA KERJA**

Safirranika Mulya Nova  
NRP. 02111640000059

Dosen Pembimbing  
Dr. Wiwiek Hendrowato, S.T., M.T.  
NIP. 19700412 199703 2 003

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





TUGAS AKHIR - TM184835

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI GETARAN  
*BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN  
(*LATHE MACHINE*) AKIBAT PENGARUH  
VARIASI DVA (MASSA DAN KEKAKUAN) PADA  
*BORING BAR* SERTA KECEPATAN PUTAR  
BENDA KERJA**

SAFIRRIANI MULYA NOVA  
NRP. 0211164000059

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

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





FINAL PROJECT - TM184835

***MODELING AND ANALYSIS OF VIBRATION  
REDUCTION RESPONSE BORING BAR IN  
MACHINING PROCESS (LATHE MACHINE)  
ABOUT ADDING VARIATION DVA  
(STIFFNESS AND MASS) AND SPINDLE SPEED***

SAFIRRIANIKA MULYA NOVA  
NRP. 0211164000059

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

UNDERGRADUATE PROGRAM  
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF INDUSTRIAL TECHNOLOGY AND SYSTEM  
ENGINEERING  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER  
SURABAYA - 2020

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## HALAMAN PENGESAHAN

# PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI GETARAN *BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN (*LATHE MACHINE*) AKIBAT PENGARUH VARIASI DVA (*MASSA DAN KEKAKUAN*) PADA *BORING BAR* SERTA KECEPATAN PUTAR BENDA KERJA

### TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh  
Gelara Sarjana Teknik

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin Fakultas  
Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

**Safirranika Mulya Nova**  
NRP. 0211164000059

Disetujui oleh:

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.  
NIP. 19700412 199703 2 003  (Pembimbing)
2. Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M. Eng.  
NIP. 19750511 199903 1 001  (Penguji I)
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T.  
NIP. 1989070 520154 2 005  (Penguji II)
4. Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T.  
NIP. 1986041 201504 1 001  (Penguji III)

**SURABAYA**  
**AGUSTUS 2020**

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI GETARAN  
*BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN (*LATHE  
MACHINE*) AKIBAT PENGARUH VARIASI DVA  
(MASSA DAN KEKAKUAN) PADA *BORING BAR*  
SERTA KECEPATAN PUTAR BENDA KERJA**

Nama Mahasiswa : Safirranika Mulya Nova  
NRP : 02111640000059  
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

**ABSTRAK**

Mesin perkakas adalah mesin yang digunakan untuk membentuk suatu produk menjadi produk yang diinginkan dengan proses pemotongan atau pembuangan sebagian material. Mesin bubut (*turning*) adalah mesin yang digunakan untuk memproses atau membentuk benda kerja dengan bentuk penampang lingkaran. Dalam prosesnya, pemotongan material pada mesin bubut menggunakan mata pisau yang terpasang pada *boring bar* dan dicekam oleh pencekam (*chuck*), serta benda kerja yang berputar dengan kecepatan tertentu. Ketika proses bubut berlangsung, timbul getaran yang dapat berpengaruh pada bentuk produk yang dihasilkan dan dapat merusak komponen mesin bubut. Untuk menghindari resonansi yang terjadi maka diperlukan pemasangan *dynamic vibration absorber* (DVA) sebagai pereduksi getaran yang terjadi di mesin bubut.

Pada penelitian tugas akhir ini, dilakukan analisa penerapan reduksi getaran pada *boring bar* dengan penambahan DVA. Proses peredaman getaran yang dianalisa saat proses *boring* berlangsung. Analisa ini dilakukan dengan mensimulasikan sistem terkait menggunakan *Workbench Ansys*

*Harmonic Response. Boring bar* yang dianalisa menggunakan material AISI 1045 dengan diameter 32 mm dan panjang 256 mm. Sedangkan DVA yang digunakan berupa cantilever *beam* dan *mass blok* dengan dua luasan penampang berbeda yang kemudian dipasang pada *head boring bar*. Untuk mengetahui reduksi respon getaran sistem utama dilakukan variasi rasio massa DVA terhadap *boring bar* yang didapat dari penambahan panjang massa DVA, yakni sebesar  $1/4,4$ ,  $1/3,6$ ,  $1/3,2$ . Serta dilakukan variasi rasio konstanta kekakuan DVA terhadap *boring bar* yang didapat dari pengurangan panjang cantilever, yakni sebesar  $1/4,7$ ,  $1/4,2$ ,  $1/3$ ,  $1/6,4$ ,  $1/5,5$ ,  $1/3,5$ ,  $1/7$ ,  $1/8$ ,  $1/4,5$ . Sehingga memiliki frekuensi natural yang bervariasi mulai dari 229 – 400 Hz yang mana nilai tersebut relatif sama dengan nilai frekuensi operasional pada penelitian ini yakni 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz. Frekuensi operasional yang beragam digunakan untuk menentukan respon reduksi maksimal DVA, dimana frekuensi operasional yang beragam didapatkan dengan memvariasikan putaran spindle mesin sebesar 1250 rpm, 920 rpm dan 630 rpm.

Dari simulasi yang telah dilakukan, didapatkan respon reduksi getaran sistem utama paling besar ketika dilakukan proses pengeboran saat putaran spindle 630 rpm dengan variasi rasio konstanta kekakuan DVA  $1/3,5$  dan rasio massa DVA  $1/3,6$  terhadap sistem utama senilai 91% dan respon gerakan DVA yang dihasilkan sebesar 0,250480 mm.

**Kata Kunci : Boring bar, DVA, Reduksi Getaran**

**MODELING AND ANALYSIS OF VIBRATION  
REDUCTION RESPONSE BORING BAR IN  
MACHINING PROCESS (LATHE MACHINE) ABOUT  
ADDING VARIATION DVA (STIFFNESS AND MASS)  
AND SPINDLE SPEED**

Nama Mahasiswa : Safirranika Mulya Nova  
NRP : 0211164000059  
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

**ABSTRACT**

*Machine tools are used to make a product by cutting or removing part of the material to the desired product. Lathe machine is used to process or make a workpiece with a circular cross-section. In the process, cutting material on a lathe is using an insert which is fixed in front section boring bar area and the tails are gripped by clamp (chuck) then the workpiece rotating certainly. When the boring process takes place, vibrations are generated certainly has an impact on the quality of the product and also damage various engine component that exist in boring process. Therefore to avoid the resonance, the installation of dynamic vibration absorber (DVA) is really needed to reduce vibration in boring process.*

*In this final project research, modeling and analysis the vibration reduction with installing dynamic vibration absorber (DVA). This analysis is done by simulating the related system using workbench harmonic response. The boring bar in this research has design from AISI 1045 materials with a diameter of 32 mm and overhang length of 256 mm. DVA is added inside the boring bar to reduce the vibration, the DVA consisting of a mass block and cantilever beam with two different cross*

sectional-areas. To improve the performance of reducing vibration in the main system by using DVA, the mass ratio DVA to boring bar was varied by changing the overhang length which is equal to  $1/4,4$ ,  $1/3,6$ ,  $1/3,2$ . As well as mass ratio, the stiffness ratio DVA to boring bar was varied too which is equal to  $1/4,7$ ,  $1/4,2$ ,  $1/3$ ,  $1/6,4$ ,  $1/5,5$ ,  $1/3,5$ ,  $1/7$ ,  $1/8$ ,  $1/4,5$ . So DVA also has various natural frequency in the range 229 Hz – 400 Hz which is same with operational frequency in this research are 269 Hz, 328 Hz and 380 Hz. The various operational frequency used to determine DVA maximal reduction response, where is the various are obtained by varying the spindle speed rotation are 1250 rpm, 920 rpm and 630 rpm.

The results of this study found that the main system vibration reduction response was greatest when using 630 rpm of spindle speed rotation with stiffness ratio  $1/3,5$  and mass ratio  $1/3,6$  DVA to main system. The vibration reduction response produced was 91% and has vibration response DVA with a value of 0,250480 mm.

**Kata Kunci : Boring bar, DVA, Vibration Reduction**

## KATA PENGANTAR

Puji Syukur kehadiran Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW, hingga terselesaikannya Tugas Akhir beserta Laporan Tugas Akhir yang berjudul **Pemodelan dan Analisa Reduksi Getaran *Boring Bar* pada Proses Permesinan (*Lathe Machine*) Akibat Pengaruh Variasi DVA (Massa dan Kekakuan) Pada *Boring Bar* serta Kecepatan Putar Benda Kerja.**

Penulis telah banyak memperoleh dukungan serta bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian Tugas Akhir dan Laporan Tugas Akhir ini. Penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Bapak **Mulyono (Alm.)** selaku Ayah serta panutan bagi penulis yang telah memberikan motivasi dan memberi saran hingga penulis dapat selalu mewujudkan segala hal yang beliau harapkan.
2. Keluarga (Ibu **Novia Dian Indriani, Dinar Jovita, Nenek dan Kakek**) yang telah memberikan dukungan dan doa yang tidak ada henti-hentinya agar segala urusan penulis dimudahkan dan dilancarkan oleh Allah SWT.
3. Ibu **Dr. Wiwiek Hendrowati , S.T., M.T.** selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan ilmu, petunjuk, nasihat, doa serta motivasi dalam pengerjaan Tugas Akhir ini.
4. **Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. , Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T., dan Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T.** selaku dosen penguji dalam sidang Tugas Akhir Penulis yang telah memberikan masukan dan saran untuk Tugas Akhir ini.

5. **Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc** selaku dosen wali yang telah membimbing selama perkuliahan.
6. Bapak **Andika Mulya Putra** , Ibu **Iin** dan **Tita Adelia** sebagai kerabat serta keluarga yang selalu memberi dukungan, wawasan serta doa kepada penulis semasa di perkuliahan.
7. Seluruh teman Tugas Akhir (**Neneng Khairunnisa'** , **Firda Ramadhanti**, **Nugraha Merdekawan**, **Reno Hari Pratikto**, **Bramantya Adhi Nugraha** dan **Vito Hanif Addinuri**) terima kasih selalu membantu dan menemani penulis dalam mengerjakan Tugas Akhir ini.
8. **Adima Nabila Rahmah** selaku teman dekat penulis yang selalu setia memberi nasihat, dukungan serta memotivasi dalam dunia perkuliahan sejak mahasiwa baru hingga saat ini.
9. **Amanda Rosalina** selalu kakak tingkat yang selalu meluangkan waktunya untuk membantu penulis baik akademis maupun non akademis serta selalu memberikan nasihat, kritik dan saran penulis selama perkuliahan.
10. Teman penulis (**Ririn**, **Burhan**, **Teofilus**, **Naufal**, **Ghusti**, **Fatir**, **Bagus**, **Vinca**, **Rheza**, **Yoda**, **Alin**, **Vika**, **Novia**, **Aldy**, **Bobby**, **Mahendra**, **Melvien**, **CA**, **Rizky**) terima kasih atas candaan, pujian, caciian serta semangat yang tiada henti yang kalian berikan untuk penulis. Tanpamu aku tidak berarti rek.
11. Seluruh teman-teman angkatan M59 yang telah menemani selama menempuh pendidikan di Teknik Mesin ITS.
12. Seluruh dosen, karyawan dan civitas akademik Teknik Mesin FTI-ITS, terima kasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.

13. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu, terima kasih atas bantuan serta doa baiknya.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidak sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi positif dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Mesin khususnya, dan civitas akademik ITS pada umumnya. Selain itu, semoga dapat bermanfaat sebagai referensi pengerjaan laporan Tugas Akhir bagi mahasiswa yang akan mengerjakan.

Surabaya, 08 Agustus 2020

Penulis

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN PENGESAHAN .....</b>	<b>vi</b>
<b>ABSTRAK.....</b>	<b>ix</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>xi</b>
<b>KATA PENGANTAR.....</b>	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR ISI.....</b>	<b>xvii</b>
<b>DAFTAR GAMBAR.....</b>	<b>xxi</b>
<b>DAFTAR TABEL .....</b>	<b>xxvii</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN.....</b>	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan.....	2
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	3
<b>BAB II DASAR TEORI &amp; TINJAUAN PUSTAKA.....</b>	<b>5</b>
2.1 Dasar Teori .....	5
2.1.1 Derajat Kebebasan ( <i>Degree of Freedom</i> ) .....	5
2.1.2 Dynamic Vibration Absorber (DVA).....	6
2.1.3 <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i> .....	7
2.1.4 <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i> .....	9
2.1.5 Mesin Bubut (Lathe Machine) .....	12
2.1.6 Gaya pada Permesinan (Mesin Bubut) .....	15
2.1.7 Prinsip Kerja <i>Boring bar</i> .....	19
2.2 Tinjauan Pustaka .....	19
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....</b>	<b>35</b>
3.1 Tahapan Penelitian .....	35
3.2 Metode Penelitian.....	36
3.2.1 Studi Literatur .....	37
3.2.2 Identifikasi Masalah .....	37
3.2.3 Rancangan Sistem.....	37
3.2.3.1 Mekanisme Sistem Utama .....	37

3.2.3.2 Mekanisme <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA) .....	42
3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis .....	44
3.2.4.1 Pemodelan Sistem Dinamis pada Sistem Utama tanpa penambahan <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA) .....	44
3.2.4.2 Pemodelan Sistem Dinamis pada Sistem Utama dengan Penambahan <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA) .....	45
3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak .....	46
3.2.5.1 Sistem Utama tanpa Penambahan <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA) .....	46
3.2.5.2 Sistem Utama dengan Penambahan <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA) .....	48
3.2.6 Penentuan Parameter .....	52
3.2.6.1 Mesin Bubut .....	52
3.2.6.2 <i>Boring bar</i> .....	57
3.2.6.3 <i>Dynamic Vibration Absorber</i> (DVA).....	63
3.2.7 Simulasi.....	67
3.2.7.1 Pre-Processing .....	67
3.2.7.2 Solution .....	70
3.2.7.3 Post-Processing.....	72
3.2.8 Reduksi Respon Getaran.....	73
3.2.9 Analisa Hasil.....	73
3.2.10Kesimpulan .....	73
<b>BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>75</b>
4.1. Analisa Respon .....	75
4.1.1. Analisa Respon Getaran Sistem Utama .....	75
4.1.2. Analisa Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan.....	78

4.1.2.1. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan pada $m_{a1}$ terhadap variasi Putaran Spindle .....	79
4.1.2.2. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan pada $m_{a2}$ terhadap Variasi Putaran Spindle .....	82
4.1.2.3. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan pada $m_{a3}$ terhadap Variasi Putaran Spindle .....	86
4.1.2.4. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio massa pada $k_{a1}$ terhadap Variasi Putaran Spindle	90
4.1.2.5. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio massa pada $k_{a2}$ terhadap Variasi Putaran Spindle	94
4.1.2.6. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio massa pada $k_{a3}$ terhadap Variasi Putaran Spindle	98
4.1.3. Analisa Respon Gerakan DVA .....	102
4.1.4. Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA .....	107
4.1.4.1. Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA pada putaran spindle 1250 rpm.....	107
4.1.4.2. Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA pada putaran spindle 920 rpm.....	110
4.1.4.3. Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA pada putaran spindle 630 rpm.....	113
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>	<b>117</b>
5.1. Kesimpulan .....	117
5.2. Saran.....	118
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>119</b>

<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>121</b>
<b>BIODATA PENULIS.....</b>	<b>131</b>

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2.1</b>	Sistem dengan 3 <i>Degree of Freedom</i> (Rao, 2011).....	5
<b>Gambar 2.2</b>	Skema DVA Tidak Tereadam (Rao, 2011) .....	7
<b>Gambar 2.3</b>	Pengaruh Penggunaan <i>Undamped Vibration Absorber</i> terhadap Rasio Frekuensi Natural Sistem (Rao, 2011).....	9
<b>Gambar 2.4</b>	<i>Damped dynamic vibration absorber</i> (Rao, 2011).....	10
<b>Gambar 2.5</b>	Pengaruh dari <i>damped vibration absorber</i> terhadap respon sistem utama (Rao, 2011) .....	12
<b>Gambar 2.6</b>	Mesin bubut standar (Kalpakjian & Schmid, 2009) .....	13
<b>Gambar 2.7</b>	Skematik pada proses permesinan (Kalpakjian & Schmid, 2009) .....	16
<b>Gambar 2.8</b>	Gaya pada proses permesinan (Kalpakjian & Schmid, 2009) .....	16
<b>Gambar 2.9</b>	Model dinamis sistem dengan DVA (Pachpute) .....	20
<b>Gambar 2.10</b>	Respon sistem dengan penambahan <i>undamped</i> DVA (Pachpute) .....	21
<b>Gambar 2.11</b>	Respon sistem dengan penambahan <i>damped</i> DVA (Pachpute) .....	21
<b>Gambar 2.12</b>	Skema Sistem utama dan DVA (a) , Model dinamis sistem utama tanpa DVA (b) ,dan model dinamis sistem utama dengan DVA (c) (Chasanah, 2018).....	22
<b>Gambar 2.13</b>	Perbandingan Grafik Respon Perpindahan (a) dan Percepatan (b) Getaran Translasi Sistem Utama Arah Sumbu $x$ dengan Variasi Ukuran Diameter Mata Bor (Chasanah, 2018) .....	23

<b>Gambar 2.14</b>	Perbandingan Grafik Respon Perpindahan (a) dan Percepatan (b) Getaran Translasi Sistem Utama Arah Sumbu $y$ dengan Variasi Ukuran Diameter Mata Bor (Chasanah, 2018).....	24
<b>Gambar 2.15</b>	Model dinamis sistem utama (a) dan Model dinamis sistem utama dengan penambahan CPVA (b) (Zulfianti, 2019).....	26
<b>Gambar 2.16</b>	Respon getaran sistem utama (a) dan Respon getaran sistem absorber (b) (Zulfianti, 2019)..	27
<b>Gambar 2.17</b>	Ilustrasi <i>Boring bar</i> dengan DVA (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) .....	28
<b>Gambar 2.18</b>	Model dinamis untuk <i>Boring bar</i> dengan penambahan DVA peredam (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019).....	29
<b>Gambar 2.19</b>	Grafik rasio amplitudo dengan rasio frekuensi (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) .....	30
<b>Gambar 2.20</b>	Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) .....	31
<b>Gambar 2.21</b>	Ilustrasi dan model dinamis <i>Boring bar</i> dengan VSDVA (Liu, Liu, & Wu, 2018).....	32
<b>Gambar 2.22</b>	Parameter <i>Boring bar</i> dan DVA (Liu, Liu, & Wu, 2018).....	32
<b>Gambar 2. 23</b>	Grafik simulasi rasio amplitudo (Liu, Liu, & Wu, 2018) .....	33
<b>Gambar 2.24</b>	Grafik Perbandingan Frekuensi <i>Chatter</i> Berdasarkan Hasil Eksperimen dan Hasil Perhitungan Matematis. (Ugochukwu, 2018)..	34
<b>Gambar 3.1</b>	<i>Flowchart</i> Penelitian .....	36
<b>Gambar 3.2</b>	<i>Boring bar</i> reguler (a) dan <i>boring bar</i> reguler berlubang (b) .....	38
<b>Gambar 3.3</b>	<i>Body Boring bar</i> .....	39
<b>Gambar 3.4</b>	<i>Head</i> pada <i>Boring bar</i> .....	39

<b>Gambar 3.5</b>	<i>Insert (a) dan Baut (b)</i> .....	40
<b>Gambar 3.6</b>	Gaya eksitasi pada ujung insert (a) dan <i>fixed support</i> pada penampang belakang <i>Boring bar</i> (b) .....	41
<b>Gambar 3.7</b>	Simulasi deformasi statis <i>boring bar</i> reguler (a) dan Simulasi deformasi statis <i>boring bar</i> reguler berlubang (b) .....	41
<b>Gambar 3.8</b>	DVA .....	43
<b>Gambar 3.9</b>	<i>Assembly DVA</i> pada <i>head</i> .....	43
<b>Gambar 3.10</b>	Susunan sistem utama dengan penambahan DVA .....	44
<b>Gambar 3.11</b>	Pemodelan dinamis sistem utama tanpa DVA	45
<b>Gambar 3.12</b>	Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan DVA .....	45
<b>Gambar 3.13</b>	<i>free body diagram</i> sistem utama tanpa DVA..	46
<b>Gambar 3.14</b>	<i>free body diagram</i> dari sistem utama dengan penambahan DVA .....	49
<b>Gambar 3.15</b>	Gaya pada proses permesinan .....	56
<b>Gambar 3.16</b>	Simulasi deformasi statis <i>boring bar</i> reguler (a) dan simulasi deformasi statis <i>boring bar</i> reguler berlubang (b) .....	58
<b>Gambar 3.17</b>	Nilai frekuensi natural & massa keseluruhan <i>boring bar</i> reguler (a) dan <i>boring bar</i> reguler berlubang (b) .....	60
<b>Gambar 3.18</b>	Parameter average mesh metric orthogonal quality .....	68
<b>Gambar 3.19</b>	<i>meshing (a) mesh quality (b)</i> .....	69
<b>Gambar 3.20</b>	Setup analisa <i>modal</i> dan <i>harmonic response workbench Ansys</i> .....	70
<b>Gambar 3.21</b>	Setting analisa range frekuensi.....	71
<b>Gambar 3.22</b>	<i>boundary condition &amp; load</i> .....	71

<b>Gambar 3.23</b>	<i>Solution frequency response deformation</i> pada ujung <i>vertex insert</i> (a) dan pada DVA (b).....	72
<b>Gambar 4.1</b>	Bode diagram sistem utama tanpa DVA pada arah radial (a), tangensial (b), axial (c).....	77
<b>Gambar 4.2</b>	Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada $m_{a1}$ .....	79
<b>Gambar 4.3</b>	Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio konstanta kekakuan pada $m_{a1}$ terhadap variasi putaran spindle.....	81
<b>Gambar 4.4</b>	Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada $m_{a2}$ .....	83
<b>Gambar 4.5</b>	Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio konstanta kekakuan pada $m_{a2}$ terhadap variasi putaran spindle.....	85
<b>Gambar 4.6</b>	Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada $m_{a3}$ .....	87
<b>Gambar 4.7</b>	Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio konstanta kekakuan pada $m_{a3}$ terhadap variasi putaran spindle.....	89
<b>Gambar 4.8</b>	Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio massa pada $k_{a1}$ .....	91
<b>Gambar 4.9</b>	Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio massa pada $k_{a3}$ terhadap variasi putaran spindle	93
<b>Gambar 4.10</b>	Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio massa pada $k_{a2}$ .....	94
<b>Gambar 4.11</b>	Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio massa pada $k_{a2}$ terhadap variasi putaran spindle .....	97
<b>Gambar 4.12</b>	Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio massa pada $k_{a3}$ .....	99

<b>Gambar 4.13</b>	Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio massa pada $k_{a3}$ terhadap variasi putaran spindle .....	101
<b>Gambar 4.14</b>	Bode diagram variasi absorber pada arah tangensial.....	103
<b>Gambar 4.15</b>	Diagram reduksi respon getaran pada variasi putaran spindle 1250 rpm .....	109
<b>Gambar 4.16</b>	Diagram reduksi respon getaran pada variasi putaran spindle 920 rpm .....	112
<b>Gambar 4.17</b>	Diagram reduksi respon getaran pada variasi putaran spindle 630 rpm .....	115

***Halaman ini sengaja dikosongkan***

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2.1</b> Proses pemesinan menurut kegunaannya.....	13
<b>Tabel 2.2</b> Tabel <i>General recommendation for turning operation</i> .....	18
<b>Tabel 2.3</b> Tabel Perbandingan Data Hasil Eksperimen dan Hasil Perhitungan (Ugochukwu, 2018).....	34
<b>Tabel 3.1</b> Parameter pemotongan.....	55
<b>Tabel 3.2</b> <i>Cutting force</i> .....	57
<b>Tabel 3.3</b> Parameter Penelitian <i>boring bar</i> .....	62
<b>Tabel 3.4</b> Parameter Kekakuan DVA .....	64
<b>Tabel 3.5</b> Parameter Massa DVA.....	65
<b>Tabel 3.6</b> Parameter Penelitian DVA .....	66
<b>Tabel 3.7</b> Material Properties .....	67
<b>Tabel 4.1</b> Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada $m_{a1}$ terhadap variasi Putaran Spindle.....	81
<b>Tabel 4.2</b> Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada $m_{a2}$ terhadap variasi Putaran Spindle.....	84
<b>Tabel 4.3</b> Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada $m_{a3}$ terhadap variasi Putaran Spindle.....	88
<b>Tabel 4.4</b> Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio massa pada $k_{a1}$ terhadap variasi Putaran Spindle .....	92
<b>Tabel 4.5</b> Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio massa pada $k_{a2}$ terhadap variasi Putaran Spindle .....	96
<b>Tabel 4.6</b> Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio massa pada $k_{a3}$ terhadap variasi Putaran Spindle .....	101

<b>Tabel 4.7</b> Respon gerakan DVA pada putaran spindle 1250 rpm , 920 rpm dan 630 rpm.....	104
<b>Tabel 4.8</b> Respon Reduksi Getaran pada putaran spindle 1250 rpm .....	108
<b>Tabel 4.9</b> Respon Reduksi Getaran pada putaran spindle 920 rpm .....	111
<b>Tabel 4.10</b> Respon Reduksi Getaran pada putaran spindle 630 rpm .....	114

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Mesin perkakas adalah mesin yang digunakan untuk membentuk suatu produk melalui proses pemotongan atau pembuangan sebagian material. Terdapat beberapa jenis mesin perkakas, salah satunya yang sering digunakan adalah mesin bubut (*turning*). Mesin bubut (*turning*) adalah mesin yang digunakan untuk memproses atau membentuk benda kerja dengan bentuk penampang lingkaran. Terdapat beberapa manfaat mesin bubut, salah satunya untuk memperbesar lubang atau yang dikenal dengan *boring*. Dalam prosesnya, pemotongan material pada mesin bubut menggunakan mata pisau yang terpasang pada *boring bar* dan dicekam oleh pencekam (*chuck*), serta benda kerja yang berputar dengan kecepatan tertentu. Ketika proses bubut berlangsung, akan timbul getaran yang disebabkan oleh gesekan antara benda kerja yang berputar dengan mata pisau. Jika getaran yang terjadi memiliki amplitudo yang sangat tinggi akan berdampak negatif pada bentuk produk yang dihasilkan. Selain itu, getaran yang terjadi juga dapat merusak komponen yang terdapat pada mesin bubut. Untuk menghindari resonansi yang terjadi akibat amplitudo yang terlalu tinggi maka diperlukan pemasangan *dynamic vibration absorber* (DVA) sebagai pereduksi getaran yang terjadi di mesin bubut.

Mereduksi getaran dengan penambahan DVA sudah pernah dilakukan sebelumnya oleh Lie Li , Beibei Sun , dan Haitao Hua yakni melakukan analisa pemodelan *Boring bar* dengan penambahan DVA untuk melihat respon reduksi yang dihasilkan. Penelitian ini menggunakan *Boring bar* dengan L/D 8 sedangkan DVA yang digunakan terdiri dari *mass block* dan dua karet yang diletakkan pada bagian ujungnya serta *damping oil*. Nilai kekakuan DVA divariasikan untuk mendapatkan

DVA yang optimal ketika dioperasikan pada frekuensi eksitasi tertentu. Variasi kekakuan DVA didapat dari memutar *knob* yang menyebabkan kompresi arah aksial pada karet, sehingga bernilai sebesar  $4 \times 10^5$  N/m ,  $6 \times 10^5$  N/m ,  $8 \times 10^5$  N/m dan  $10^6$  N/m.

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan, maka dilakukan pemodelan analisa reduksi getaran menggunakan DVA pada mesin perkakas, yaitu mesin bubut. Analisa ini dilakukan dengan mensimulasikan sistem terkait menggunakan *Workbench Ansys Harmonic Response*.

Hasil dari penelitian ini adalah untuk mengetahui analisa pengaruh penambahan DVA terhadap respon getaran yang dihasilkan serta untuk mengetahui reduksi getaran sistem utama dengan memvariasikan berat massa dan kekakuan DVA pada setiap putaran spindle.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Berdasarkan latar belakang yang ada, didapatkan rumusan masalah penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana model dinamis sistem utama dan DVA yang merepresentasikan getaran saat proses pengeboran?
2. Bagaimana pengaruh variasi berat massa dan variasi kekakuan DVA yang digunakan terhadap respon reduksi getaran yang dihasilkan?
3. Bagaimana pengaruh variasi kecepatan putar benda kerja terhadap reduksi respon getaran yang dihasilkan?

## **1.3 Tujuan**

Berdasarkan rumusan masalah yang ada, didapatkan tujuan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui model dinamis sistem utama dan DVA yang merepresentasikan getaran saat proses pengeboran.
2. Mengetahui pengaruh variasi berat massa dan kekakuan DVA yang digunakan terhadap respon reduksi getaran yang dihasilkan
3. Mengetahui pengaruh variasi kecepatan putar benda kerja terhadap reduksi respon getaran yang dihasilkan.

#### **1.4 Batasan Masalah**

Adapun batasan masalah yang digunakan agar penelitian dapat berjalan lancar adalah sebagai berikut:

1. Mesin bubut yang digunakan merupakan mesin bubut konvensional
2. Getaran dari komponen mesin *boring* yang mempengaruhi proses pengeboran diabaikan.
3. Material benda kerja yang digunakan adalah AISI 4340
4. Mata bor yang digunakan adalah TCMT16 *carbide coating*
5. Kecepatan pemakanan (*feeding rate*) dan kedalaman potong (*depth of cut*) bernilai konstan
6. Analisa massa DVA merupakan massa mengumpul
7. Gerakan DVA dibatasi oleh clearance 1,5 mm

#### **1.5 Manfaat Penelitian**

Manfaat dari penelitian ini adalah :

1. Sebagai penerapan ilmu pengetahuan untuk perkembangan teknologi khususnya di bidang industry dalam mereduksi getaran berlebih.
2. Sebagai referensi penelitian penggunaan DVA untuk mereduksi getaran yang terjadi pada mesin perkakas.

3. Sebagai referensi penelitian penggunaan DVA untuk meningkatkan efisiensi proses pada mesin perkakas.
4. Sebagai referensi pengembangan DVA dengan variasi-variasi yang akan dilakukan.

## BAB II DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA

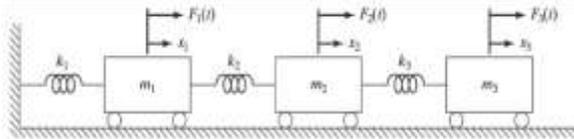
### 2.1 Dasar Teori

#### 2.1.1 Derajat Kebebasan (*Degree of Freedom*)

Derajat kebebasan atau *degree of freedom* merupakan koordinat bebas (*Independent coordinate*) yang menyatakan posisi suatu sistem pada setiap waktu. Secara umum derajat kebebasan dibagi menjadi dua, yakni satu derajat kebebasan (*Single Degree of Freedom*) dan multi derajat kebebasan (*Multi Degree of Freedom*). Satu derajat kebebasan (*Single Degree of Freedom*) untuk menyatakan posisi suatu sistem yang berpindah tempat dalam satu arah sedangkan multi derajat kebebasan (*Multi Degree of Freedom*) untuk menyatakan posisi suatu sistem yang berpindah tempat dalam banyak arah atau lebih dari satu arah. Pada perancangan ini akan digunakan sistem *Multi Degree of Freedom* (M.D.O.F). Persamaan gerak untuk sistem MDOF didapat dari penurunan Hukum Newton kedua, yaitu

$$\sum f = m a$$

Pada sistem MDOF menggunakan persamaan matriks untuk mempresentasikan sistem karena memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks. Secara sederhana, sistem MDOF dapat dimodelkan melalui sistem massa-pegas yang ditarik oleh gaya seperti pada gambar 2.1.



**Gambar 2.1** Sistem dengan 3 *Degree of Freedom* (Rao, 2011)

Dari gambar diatas, maka didapatkan persamaan gerak sesuai dengan hukum newton kedua untuk masing-masing massa.

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum_j F_{ij} \quad (2.1)$$

Persamaan diatas terdiri dari  $i=1$ ,  $i=2$ , dan  $i=3$  sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks sebagai berikut:

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}, [k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}, [F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.2)$$

Dengan mensubstitusi persamaan 2.1 ke persamaan 2.2, maka didapatkan persamaan :

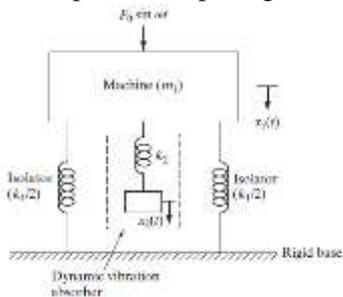
$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

### 2.1.2 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

*Dynamic Vibration Absorber* (DVA) merupakan sebuah alat yang terdiri dari massa dan pegas yang digunakan untuk mengurangi atau menghilangkan getaran yang tidak diinginkan. Prinsip kerja DVA dalam mengurangi getaran dengan cara bergetar sesuai dengan arah eksitasi dari sistem utama yang kemudian mengambil energi. Penambahan DVA pada sistem utama menyebabkan sistem menjadi *2 degree of freedom*, dimana sistem tersebut memiliki 2 frekuensi natural ( $\omega_n$ ). Umumnya, DVA digunakan pada mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan secara kontinu. Oleh karena itu, DVA lebih efektif jika digunakan pada mesin yang rentang frekuensi operasinya kecil. Tanpa adanya DVA, getaran yang berlebihan pada sistem utama dapat menurunkan efisiensi dari sistem itu sendiri.

### 2.1.3 Undamped Dynamic Vibration Absorber

Skema dari sistem utama yang dipasangi DVA tidak teredam dapat dilihat pada gambar 2.2.



**Gambar 2.2** Skema DVA Tidak Teredam (Rao, 2011)

Dari gambar 2.2 diatas, dapat diketahui persamaan gerak yang dituliskan pada persamaan (2.4) dan (2.5) berikut

$$m\ddot{x}_1 + k_1x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.4)$$

$$m\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \quad (2.5)$$

Dengan mengasumsikan solusi harmonik yaitu  $X_j(t) = X_j \sin \omega t$ ,  $j=1,2$  sehingga *amplitudo steady state* dari  $m_1$  dan  $m_2$  adalah

$$X_1 = \frac{(k_1 - m_2 \omega^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.6)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.7)$$

Untuk membuat amplitudo  $m_1$  nol maka *numerator* dari persamaan (2.6) harus sama dengan nol, sehingga persamaan tersebut menjadi

$$\omega^2 = \frac{K_2}{m_2} \quad (2.8)$$

Massa utama tanpa DVA memiliki resonansi natural  $\omega_2 \cong \omega_{12} = k_1 m_1$ , maka desain dari *absorber* persamaannya menjadi

$$\omega^2 = \frac{K_2}{m_2} = \frac{K_1}{m_1} \quad (2.9)$$

Amplitudo getaran mesin akan sama dengan nol apabila beroperasi pada frekuensi resonansi dengan mendefinisikan menjadi

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \omega_1 = \left(\frac{K_1}{m_1}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.10)$$

Persamaan (2.10) sebagai frekuensi natural sistem utama

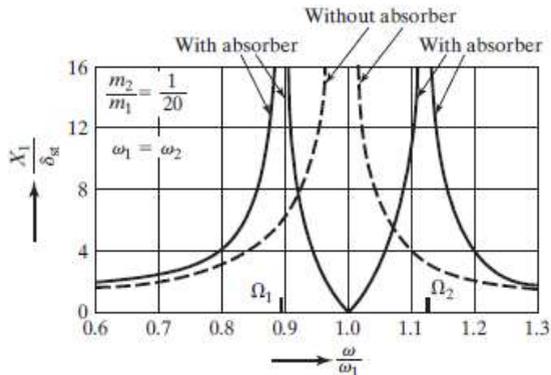
$$\omega_2 = \left(\frac{K_2}{m_2}\right)^{\frac{1}{2}} \quad (2.11)$$

Persamaan (2.11) sebagai frekuensi natural sistem DVA. Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{x_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.12)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.13)$$

Penggunaan DVA pada sistem utama akan berdampak pada respon getaran yang akan tereduksi. Penambahan DVA pada sistem utama juga akan membagi dan mereduksi rasio frekuensi natural sistem menjadi dua bagian yang mana akan menimbulkan rasio frekuensi natural yang berbeda. Skema efek penggunaan DVA pada rasio amplitudo respon sistem terhadap rasio frekuensi natural sistem terdapat pada gambar 2.3.

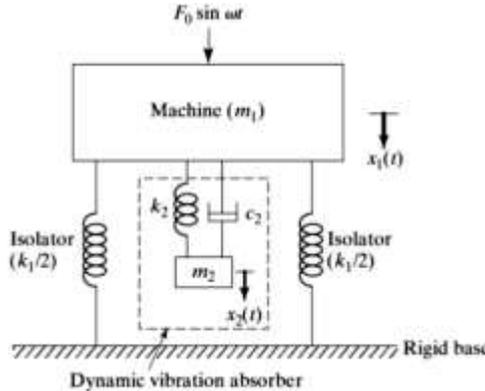


**Gambar 2.3** Pengaruh Penggunaan *Undamped Vibration Absorber* terhadap Rasio Frekuensi Natural Sistem (**Rao, 2011**)

#### 2.1.4 *Damped Dynamic Vibration Absorber*

Jenis *undamped* DVA, menjelaskan bahwa puncak resonansi pada grafik respon sistem utama dapat dihilangkan. Hal ini dilakukan dengan cara penambahan *undamped* DVA pada sistem utama sehingga didapatkan

2 puncak baru. Namun, nilai amplitudo pada puncak tersebut sangat besar, sehingga perlu direduksi lagi dengan penambahan peredam. Gambar 2.4 dibawah ini merupakan sistem DVA dengan peredam (*damped dynamic vibration absorber*).



**Gambar 2.4** *Damped dynamic vibration absorber* (Rao, 2011)

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

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

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.15)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, \quad j = 1, 2 \quad (2.16)$$

Sehingga didapatkan amplitudo *steady state* dari persamaan 2.14 dan 2.15 menjadi:

$$X_1 \frac{F_0(k_2 - m_2\omega^2 + ic_2\omega)}{[(k_1 - m_1\omega^2)(k_2 - m_2\omega^2) - m_2k_2\omega^2] + i\omega c_2(k_1 - m_1\omega^2 - m_2\omega^2)} \quad (2.17)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + i\omega c_2)}{(k_2 - m_2\omega^2 + i\omega c_2)} \quad (2.18)$$

Dimana:

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

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

$$\omega_a^2 = \frac{k_2}{m_2} =$$

*Square of natural frequency of the asorber*

$$\omega_n^2 = \frac{k_1}{m_1} =$$

*Square of natural frequency of main mass*

$$f = \frac{\omega_a}{\omega_n} = \text{Ratio of natural frequencies}$$

$$g = \frac{\omega}{\omega_n} = \text{Forced frequency ratio}$$

$$cc = 2m\omega_n = \text{Critical damping constant}$$

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

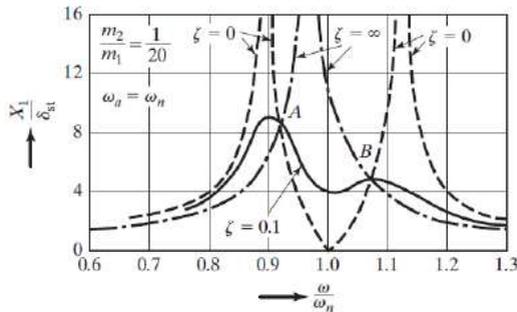
Sehingga nilai  $X_1$  dan  $X_2$  dapat dinyatakan dalam persamaan berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.19)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.20)$$

Persamaan 2.19 menunjukkan nilai amplitudo getaran dari massa utama yang merupakan fungsi dari  $\mu$ ,  $f$ ,  $g$ , dan  $\zeta$ . Gambar 2.8 di bawah ini menunjukkan grafik hubungan antara  $\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$  terhadap *forced frequency ratio* ( $g$ ) dengan nilai  $f = 1$ ,  $\mu = \frac{1}{20}$ , dan variasi  $\zeta$  adalah 0, 0.1, dan  $\infty$ .

Gambar 2.5 di bawah ini menunjukkan bahwa, ketika redaman bernilai nol ( $\zeta = 0$ ), maka resonansi terjadi pada dua frekuensi natural yang tidak teredam dari sistem. Ketika redaman tak terhingga ( $\zeta = \infty$ ), massa utama dan massa *absorber* bekerja bersama-sama seolah-olah menjadi SDOF. Sedangkan saat redaman bernilai ( $\zeta = 0.1$ ), maka puncak dari  $X_1$  bernilai minimum.

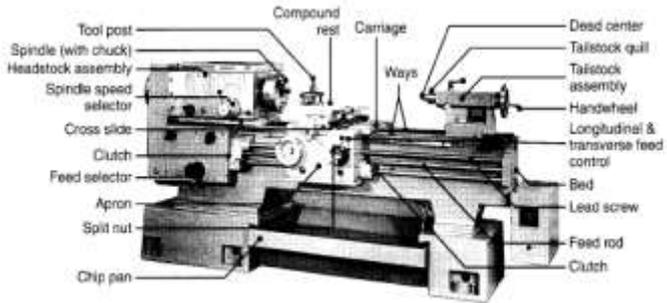


**Gambar 2.5** Pengaruh dari *damped vibration absorber* terhadap respon sistem utama (Rao, 2011)

### 2.1.5 Mesin Bubut (Lathe Machine)

Mesin bubut (*Lathe Machine*) adalah mesin yang digunakan untuk memproses atau membentuk benda kerja dengan bentuk penampang lingkaran. Mesin bubut adalah salah satu jenis mesin yang paling banyak digunakan pada bengkel-bengkel permesinan baik dalam industri manufaktur, lembaga pelatihan dan lembaga

pendidikan. Pada prinsipnya, mesin bubut berfungsi untuk membubut muka/*facing*, rata lurus/*bertingkat*, tirus, alur, ulir, mengebor, memperbesar lubang, dan memotong. (Gambar 2.6).



**Gambar 2.6** Mesin bubut standar (Kalpakjian & Schmid, 2009)

Proses bubut umumnya adalah proses pengurangan material yang dilakukan pada benda kerja yang berputar dengan alat pahat yang bergerak secara linear (melintang, memanjang atau membentuk sudut). Mesin bubut terdapat berbagai macam proses menurut kegunaannya seperti yang terdapat pada tabel 2.1

**Tabel 2.1** Proses permesinan menurut kegunaannya

Proses	Kegunaan
<i>Turning</i>	Proses untuk membuat benda kerja dengan profil lurus, curve dan cone dimana gerakan pahat bubut sejajar dengan benda kerja. Biasanya digunakan untuk membentuk dengan diameter beragam seperti membuat poros, spindle dan pin

<b><i>Facing</i></b>	Proses untuk mengurangi sisi penampang depan (mengurangi panjang benda kerja) dimana gerakan pahat bubut tegak lurus dengan benda kerja (radial). Biasanya digunakan untuk komponen yang akan dihubungkan dengan komponen lain.
<b><i>Boring</i></b>	Proses untuk memperbesar diameter bagian dalam benda kerja / memperbesar lubang.
<b><i>Drilling</i></b>	Proses untuk membuat lubang pada benda kerja.
<b><i>Cutting with form tools</i></b>	Proses untuk membentuk profil asimetris dengan tujuan tertentu.
<b><i>Parting</i></b>	Proses untuk memotong sebagian pada ujung belakang benda kerja.
<b><i>Threading</i></b>	Proses untuk membuat ulir dalam dan ulir luar.
<b><i>Knurling</i></b>	Proses untuk membuat profil kasar pada permukaan silindris luar. Biasanya untuk membuat <i>knob</i> dan <i>handle</i> .

Dalam prosesnya, pemotongan material pada mesin bubut menggunakan mata pisau yang terpasang pada *boring bar* dan dicekam oleh pencekam (*chuck*), serta benda kerja yang berputar dengan kecepatan tertentu. Saat proses pemesinan berlangsung, akan timbul getaran yang disebabkan dari gesekan antara benda kerja yang berputar dengan mata pisau. Mesin bubut dilengkapi dengan beragam komponen dan aksesoris, komponen-komponen dari mesin bubut, untuk fungsinya adalah sebagai berikut:

**Bed.** Komponen ini berfungsi untuk menyokong semua komponen mesin bubut. *Bed* memiliki konstruksi yang berat dan rigid. Bagian utama dari *bed* didesain agar tidak cepat aus.

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

**Head Stock,** sebenarnya merupakan bagian dari *bed* dan dilengkapi dengan *motor*, *pulley*, dan *V-belts* yang mentransmisikan daya ke *spindle* dengan berbagai variasi kecepatan putar. Komponen ini berfungsi sebagai perangkat penahan untuk rantai gigi, spindel, penggerak puli, dan lain sebagainya.

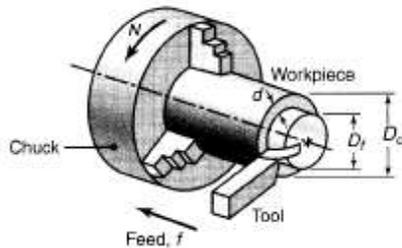
**Chuck.** Digunakan untuk memegang dan mengunci benda kerja.

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

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

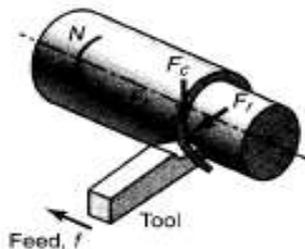
### 2.1.6 Gaya pada Permesinan (Mesin Bubut)

Pada proses permesinan terdapat tiga parameter penting yang harus diperhatikan agar mendapat hasil yang maksimal. Tiga parameter tersebut antara lain kecepatan potong ( $v$ ), gerak pemakanan ( $f$ ), dan kedalaman potong / *depth of cut* ( $d$ ). Gambar 2.7 adalah skematik dari sebuah proses bubut.



**Gambar 2.7** Skematik pada proses permesinan (Kalpakjian & Schmid, 2009)

Kecepatan potong adalah kecepatan pahat melintasi benda kerja untuk mendapatkan hasil yang paling baik dengan satuan (m/min). Kecepatan potong ditentukan oleh material pahat dan material benda kerja. Gerak pemakanan adalah perpindahan atau jarak yang ditempuh oleh pahat setiap satu putaran benda kerja (mm/rev). Gerak pemakanan ditentukan berdasarkan oleh kekuatan mesin, material pahat, material benda kerja, bentuk pahat dan tingkat kehalusan permukaan yang diinginkan. Kedalaman potong / *depth of cut* merupakan tebal material yang terbuang pada arah radial (mm).



**Gambar 2.8** Gaya pada proses permesinan (Kalpakjian & Schmid, 2009)

Saat proses permesinan berlangsung terdapat tiga jenis gaya yang bekerja pada pahat bubut seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.8. Gaya yang terjadi pada proses bubut diterima langsung oleh pahat. Pahat dan komponen mesin harus didesain agar gaya yang diterima tanpa mengalami defleksi, getaran dan chatter pada saat proses permesinan berlangsung.

Gaya pada proses permesinan adalah gaya pemotongan / *cutting force* ( $F_c$ ), gaya axial / *thrust force* ( $F_t$ ) dan gaya radial / *radial force* ( $F_r$ ). *Cutting force* ( $F_c$ ) arah kerjanya kearah bawah pada ujung pahat yang dapat mengakibatkan pahat terdefleksi ke arah bawah sedangkan benda kerja terdefleksi ke arah atas. *Cutting force* memberikan energy yang dibutuhkan pada proses pemakanan benda kerja. Penentuan *cutting force* didapat dari perkalian antara spesifik energi per unit volume tiap material dengan *material removal rate* ( $MRR$ ).

$$P = F_c V = E MRR \quad (2.21)$$

*Material removal rate* ( $MRR$ ) merupakan volume material yang termakan dalam satuan waktu ( $\text{mm}^3/\text{min}$ ).

$$MRR = \pi D_{avg} d f N \quad (2.22)$$

$$MRR = d f V \quad (2.23)$$

Dimana :

$D_{avg}$  = Diameter rata-rata (mm)

$d$  = *depth of cut* (mm)

$f$  = *feeds* / gerak pemakanan (mm/rev)

$N$  = Kecepatan putar (rev/min)

$V = \text{cutting speed} / \text{kecepatan pemotongan}$   
(m/min)

Gaya aksial atau *Thrust force* ( $F_t$ ) adalah gaya yang bekerja pada arah pemakanan pahat (arah longitudinal). Gaya aksial yang menyebabkan pahat menerima gaya berlawanan dengan arah pemakanan. Gaya radial atau *radial force* ( $F_r$ ) adalah gaya yang bekerja pada arah radial dan menyebabkan pahat menjauhi benda kerja. Gambar 2.9 berikut merupakan spesifik rekomendasi parameter pemotongan proses bubut untuk berbagai material benda kerja dan pahat.

**Tabel 2.2** Tabel *General recommendation for turning operation*

General Recommendations for Turning Operations							
Workpiece material	Cutting tool	General purpose turning conditions			Range for roughing and finishing		
		Depth of cut, mm	Feed, mm/rev	Cutting speed, m/min	Depth of cut, mm	Feed, mm/rev	Cutting speed, m/min
Low-C and fine machining steels	Uncoated carbide	1.5-4.5	0.30	90	0.5-7.0	0.15-1.1	60-330
	Carbide-coated carbide	"	"	240-275	"	"	120-420
	Typh-coated carbide	"	"	180-210	"	"	90-240
	TN-coated carbide	"	"	105-130	"	"	60-230
	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ceramic	"	0.25	195-440	"	"	165-330
	Cermet	"	0.30	255-280	"	"	105-410
Medium and high-C steels	Uncoated carbide	1.2-4.0	0.30	75	1.5-7.0	0.10-0.75	40-320
	Carbide-coated carbide	"	"	180-210	"	"	120-410
	Typh-coated carbide	"	"	120-130	"	"	75-210
	TN-coated carbide	"	"	90-200	"	"	45-210
	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ceramic	"	0.25	330	"	"	240-410
	Cermet	"	0.25	170-240	"	"	100-300

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.21, 2.22 dan 2.23 maka didapatkan persamaan untuk *cutting force* ( $F_c$ ) :

$$F_c = E d f \quad (2.24)$$

Dimana :

- $F_c$  = *cutting force* (N)  
 $E$  = energi spesifik ( $J/mm^3$ )  
 $d$  = *depth of cut* (mm)  
 $f$  = *feed* (mm/rev)

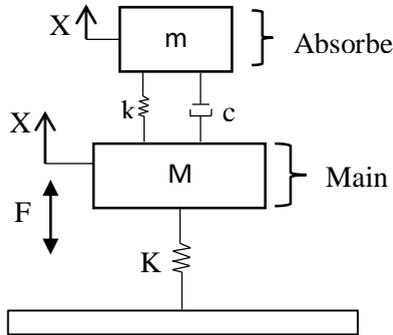
### 2.1.7 Prinsip Kerja *Boring bar*

*Boring bar* adalah silinder yang digunakan untuk meletakkan mata pisau pada salah satu ujungnya. Umumnya, *Boring bar* berbentuk silinder pejal dan pengaplikasiannya yaitu untuk proses melubangi benda kerja. Sehingga ukuran perbandingan panjang dan diameter sangat diperhitungkan untuk menghindari patah ketika proses permesinan berlangsung. Patah yang terjadi ini timbul karena adanya getaran berlebihan pada proses permesinan. Getaran berlebih dapat terjadi ketika perbandingan panjang dan diameternya sangat besar, karena semakin besar perbandingan panjang dan diameter maka akan semakin besar pula getaran yang ditimbulkan. Belakangan ini mulai muncul *Boring bar* dengan berbagai desain yang berfungsi untuk meredam getaran berlebih yang terjadi.

## 2.2 Tinjauan Pustaka

Penelitian Tugas Akhir ini menggunakan beberapa referensi penelitian yang telah dilakukan sebelumnya. Penelitian yang berjudul “*Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber- A Simulation Approach*” melakukan simulasi *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) untuk mengetahui respon dari suatu sistem dalam keadaan tertentu dan membandingkan respon antara penambahan *undamped* dan *damping absorber* dengan tidak ditambahkan. Penelitian ini dilakukan oleh, (Pachpute) *Damped Dynamic Vibration*

*Absorber* (DDVA) adalah salah satu perangkat mekanik yang digunakan untuk mereduksi atau mengurangi getaran yang tidak diinginkan. DDVA terdiri dari massa, pegas serta peredam yang ditempelkan pada sistem utama yang ingin diminimalisir getarannya. Dengan demikian, keseluruhan sistem menjadi sistem 2 DOF dan mempunyai 2 natural frekuensi. Umumnya, penambahan DVA dapat digunakan secara efektif jika getaran pada sistem utama dengan rentang frekuensi yang sempit. Model dinamis dari penelitian ini seperti terlihat pada gambar 2.9.

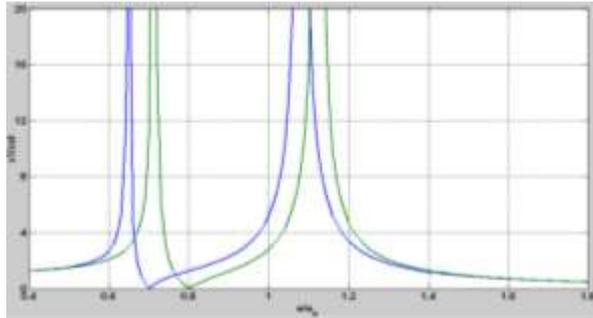


**Gambar 2.9** Model dinamis sistem dengan DVA (**Pachpute**)

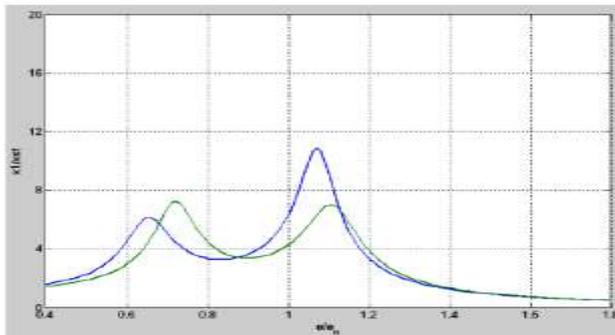
Dari penurunan rumus yang dilakukan, didapatkan bahwa reduksi getaran pada sistem utama dipengaruhi oleh tiga parameter, yaitu *mass ratio* ( $\mu$ ), *damping ratio* ( $\zeta$ ) dan *tuning ratio* ( $f$ ) atau perbandingan antara  $\omega$  dan  $\omega_n$ . Dengan melakukan simulasi menggunakan *software matlab simulink* didapatkan beberapa hasil grafik dan data seperti pada gambar 2.10 dan 2.11

Respon sistem setelah ditambahkan *undamped* DVA dengan *mass ratio* ( $\mu$ ) = 0.2 dan pada *tuning ratio* ( $f$ ) = 0.7 hingga 0.8 didapatkan hasil respon grafik pada gambar 2.10. terlihat bahwa sistem mengalami penurunan respon perpindahan yang sangat signifikan, akan tetapi sistem

memiliki dua frekuensi natural yang berada dibawah frekuensi natural awal sistem.



**Gambar 2.10** Respon sistem dengan penambahan *undamped* DVA (**Pachpute**)

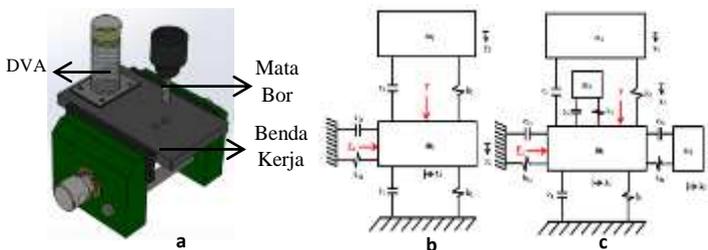


**Gambar 2.11** Respon sistem dengan penambahan *damped* DVA (**Pachpute**)

Massa DVA yang lebih besar akan membuat jarak antara frekuensi natural pertama dengan frekuensi natural kedua menjadi semakin lebar, sehingga frekuensi kerja dari mesin menjadi lebih aman. Tetapi, massa DVA yang lebih besar tidak efektif untuk mesin yang berukuran besar. Maka, diperlukan

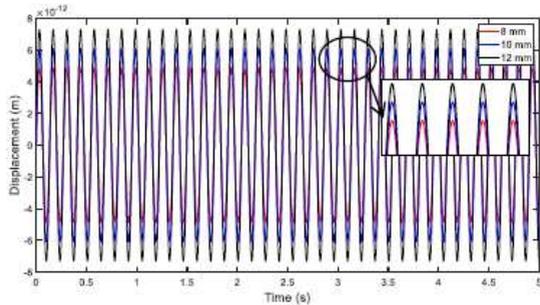
peredam tambahan untuk menciptakan redaman getaran yang lebih efektif dengan frekuensi operasi yang lebih lebar dan aman. Seperti pada gambar 2.11 yang menunjukkan grafik respon sistem ketika diberikan  $\mu = 0.2$  ,  $\zeta = 0.125$  dan  $f = 0.7$  hingga 0.8.

Penelitian yang meninjau tugas akhir ini adalah penelitian yang dilakukan (Chasanah, 2018) dengan judul *Pemodelan dan Analisa Respon Reduksi Getaran Translasi pada Proses Drilling Material Aluminium (Al) dengan Penambahan Sistem Dynamic Vibration Absorber (DVA)*. Penulis menganalisa pengaruh penggunaan DVA pada mesin perkakas, yakni mesin *drill*. Mesin *drill* adalah mesin yang digunakan untuk melubangi benda kerja. Sistem utama yang dianalisa pada penelitian ini terdiri dari benda kerja dan mata bor selaku bagian utama yang menghasilkan getaran secara langsung ketika proses *drilling* dilakukan. DVA yang digunakan berupa massa dan pegas yang dirancang untuk meredam getaran pada sistem utama kearah translasi sumbu x dan y. Susunan sistem utama beserta DVA yang digunakan dapat dilihat pada gambar 2.12a. Dari skema tersebut didapatkan model dinamis sistem utama tanpa DVA 2.12b dan sistem utama dengan DVA 2.12c.

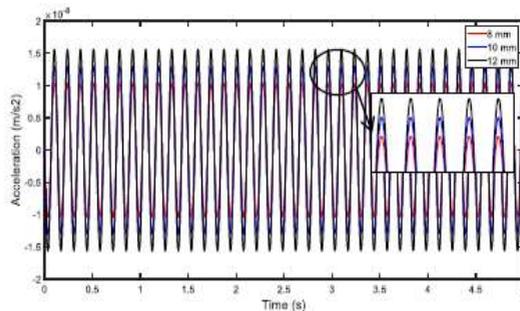


**Gambar 2.12** Skema Sistem utama dan DVA (a) , Model dinamis sistem utama tanpa DVA (b) ,dan model dinamis sistem utama dengan DVA (c) (Chasanah, 2018)

Analisa getaran dilakukan dengan mensimulasikan sistem menggunakan *software matlab Simulink*. Penelitian ini bertujuan untuk melihat pengaruh penambahan DVA terhadap reduksi getaran yang dihasilkan.

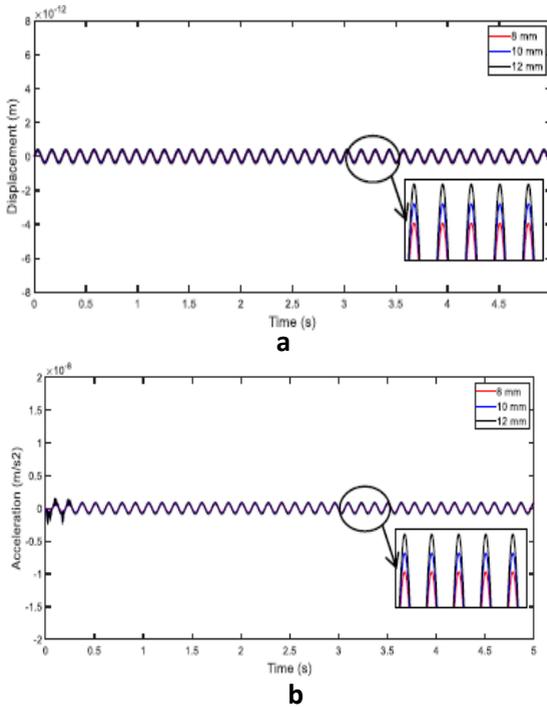


**a**



**b**

**Gambar 2.13** Perbandingan Grafik Respon Perpindahan (a) dan Percepatan (b) Getaran Translasi Sistem Utama Arah Sumbu  $x$  dengan Variasi Ukuran Diameter Mata Bor (Chasanah, 2018)



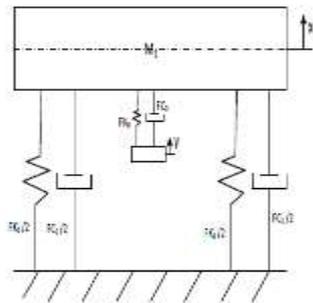
**Gambar 2.14** Perbandingan Grafik Respon Perpindahan (a) dan Percepatan (b) Getaran Translasi Sistem Utama Arah Sumbu y dengan Variasi Ukuran Diameter Mata Bor (Chasanah, 2018)

Penelitian ini menggunakan dua variasi, yaitu variasi penggunaan ukuran mata bor (8 mm, 10 mm, 12 mm) untuk mengetahui respon getaran terhadap sistem utama dan variasi rasio massa DVA (1/40, 2/40, 3/40) untuk mengetahui respon reduksi getaran yang dihasilkan. Gambar 2.13 merupakan hasil dari grafik perbandingan respon perpindahan dan percepatan getaran translasi sistem utama arah sumbu x. Sedangkan gambar 2.14 merupakan hasil dari grafik perbandingan respon

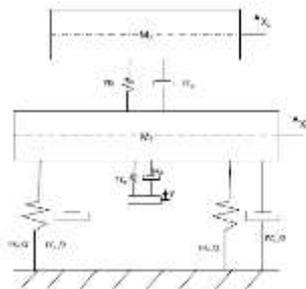
perpindahan dan percepatan getaran translasi sistem utama arah sumbu y. Dari hasil simulasi diatas didapatkan bahwa grafik respon perpindahan dan percepatan selalu konstan pada masing-masing variasi mata bor. Hal tersebut menunjukkan bahwa getaran yang terjadi selalu konstan saat proses *drilling* karena saat proses pemakanan material yang dilakukan selalu konstan. Dalam variasi pada penelitian ini respon perpindahan dan percepatan paling besar dihasilkan saat menggunakan mata bor dengan diameter terbesar yaitu 12 mm.

Simulasi kedua menggunakan variasi rasio masa DVA didapatkan respon perpindahan dan percepatan getaran translasi arah x dan y. Hasil respon yang didapatkan lalu dibandingkan dengan analisa respon perpindahan dan percepatan tanpa penambahan DVA. Berdasarkan analisa yang dilakukan, didapatkan hasil bahwa dengan variasi rasio massa DVA 1/20 terhadap massa sistem utama menghasilkan respon getaran paling kecil . Hal tersebut mengindikasikan bahwa getaran pada sistem utama dapat teredam optimal ketika dilakukan penambahan DVA dengan rasio massa 1/20 terhadap massa sistem utama. Didapatkan hasil reduksi maksimal pada saat penambahan DVA dengan rasio massa 1/20 terhadap sistem utama untuk masing-masing variasi ukuran mata bor.

Penelitian yang juga menunjang pengerjaan tugas akhir ini adalah penelitian mengenai DVA yang dilakukan oleh (Zulfianti, 2019) yang berjudul *Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*. Pada penelitian ini dilakukan normalisasi dengan cara membuat redaman eksitasi ( $C_0$ ), rasio redaman sistem utama ( $\zeta_s$ ), rasio redaman *absorber* ( $\zeta_a$ ), dan rasio redaman piezoelectrik ( $\zeta_p$ ) serta mencari respon getaran sistem massa utama dengan CPVA. Model dinamis sistem utama dan Model dinamis sistem utama dengan penambahan CPVA pada gambar 2.15



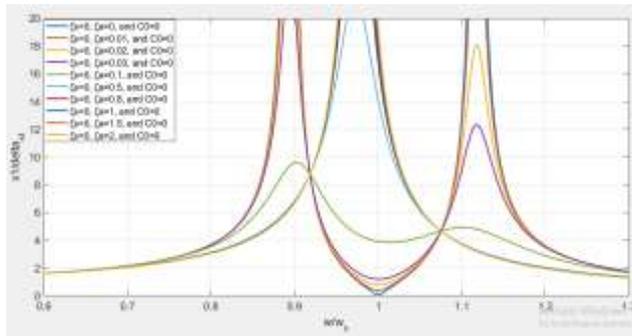
a



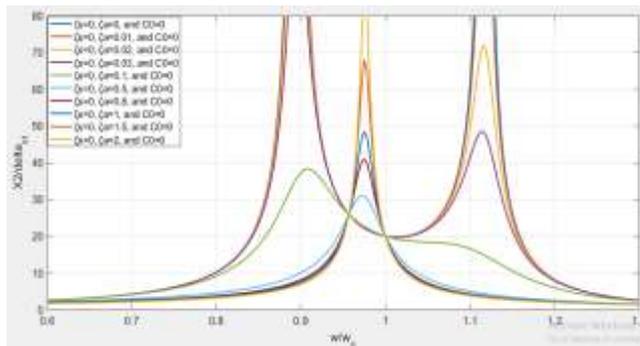
b

**Gambar 2.15** Model dinamis sistem utama (a) dan Model dinamis sistem utama dengan penambahan CPVA (b) (Zulfianti, 2019)

Pada penelitiannya massa dan nilai konstanta kekakuan DVA memiliki nilai  $1/20$  dari nilai massa dan konstanta kekakuan sistem utama. Rasio redaman DVA divariasikan pada nilai  $\zeta_a = 0$  sampai  $\zeta_a = 2$ . Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, didapatkan respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA pada rasio amplitudo terhadap rasio frekuensi.



(a)



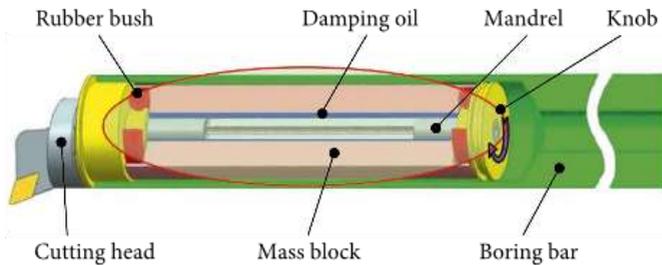
(b)

**Gambar 2.16** Respon getaran sistem utama (a) dan Respon getaran sistem absorber (b) (Zulfianti, 2019)

Dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai  $\zeta_a$  atau  $\zeta_s$  maka puncak (*peak*) sistem utama dan *absorber* akan semakin kecil, sedangkan daerah antara dua puncak melebar. Hal tersebut berarti dengan penggunaan DVA akan mengurangi efek redaman. Terlihat pada grafik pada gambar 2.16 ketika nilai  $\zeta_a = 0,1$  dari sistem utama memiliki respon gerak yang jauh

berbeda dengan kondisi  $\zeta$  yang lain. Dari kedua grafik diatas juga dapat disimpulkan bahwa antara respon getaran yang ditinjau pada sistem utama lebih rendah daripada respon getaran yang ditinjau pada sistem absorber. Hal tersebut berarti redaman pada sistem utama dapat dikatakan menyerap redaman absorber.

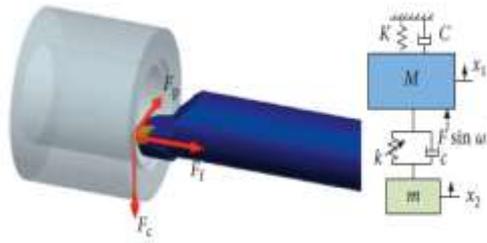
Penelitian selanjutnya dengan fokus penambahan *dynamic vibration absorber* (DVA) pada mesin perkakas oleh, (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019) mahasiswa asal *School of Mechanical Engineering, Southeast University, Nanjing 211189, China* melakukan studi eksperimen yaitu menganalisa respon reduksi getaran sistem utama tanpa DVA dan tanpa DVA. Penelitian ini bertujuan untuk mengurangi adanya getaran yang terjadi akibat gesekan antara mata pahat dan benda kerja sehingga dapat meningkatkan efektifitas kerja dari mesin perkakas dan mengurangi *chatter* yang terjadi.



**Gambar 2.17** Ilustrasi *Boring bar* dengan DVA (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)

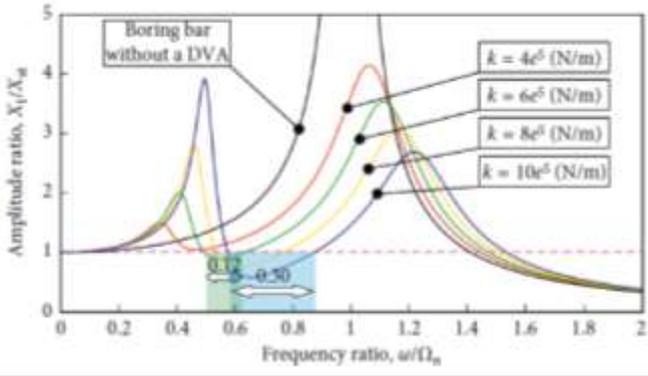
Pada penelitian ini menggunakan 4 variasi nilai kekakuan DVA. Benda kerja memiliki diameter dalam 100 mm dan diameter luar 160. Ilustrasi dan model dinamis sistem ini seperti ditunjukkan pada gambar 2.17. Penelitian ini juga menguji proses peredaman ketika adanya perubahan frekuensi gaya

eksitasi dengan cara merubah kecepatan putaran spindle. *Boring bar* dengan penambahan *damped dynamic vibration absorber* pada penelitian ini menggunakan 2 sistem DOF dimana terdapat sistem untuk massa utama dan massa DVA itu sendiri dengan model dinamis seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.18.



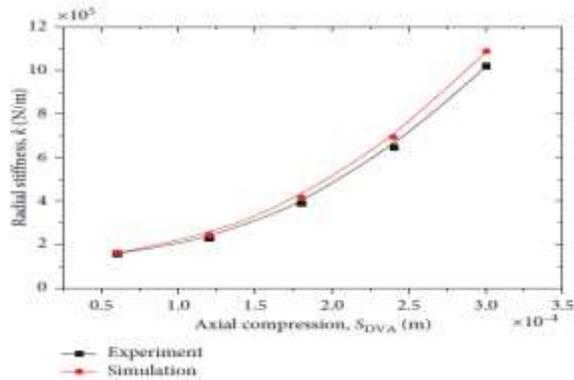
**Gambar 2.18** Model dinamis untuk *Boring bar* dengan penambahan DVA peredam (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)

Dari hasil simulasi dapat dilihat bahwa grafik warna hitam merupakan grafik sistem utama tanpa ditambahkan DVA dan menunjukkan rasio amplitudonya memiliki nilai tak terhingga pada frekuensi naturalnya (resonansi). Sementara ketika sistem utama ditambahkan DVA maka frekuensi natural terpecah menjadi dua frekuensi natural (*2 peak*), dimana nilai amplitudonya akan lebih turun seperti pada gambar 2.19 hal ini membuktikan bahwa DVA berhasil meredam getaran pada sistem utama. Semakin tinggi nilai konstanta kekakuan DVA maka peredaman terhadap getaran sistem utama akan semakin tinggi.



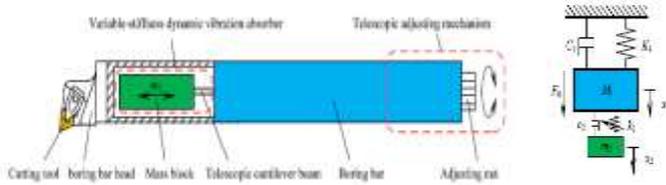
**Gambar 2.19** Grafik rasio amplitudo dengan rasio frekuensi (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)

Untuk memvalidasi penelitian ini dilakukan juga eksperimen. Nilai massa, konstanta kekakuan dan konstanta peredam sistem utama dilakukan dengan beberapa pengujian eksperimen. Massa absorber dibuat dari material *high density cemented carbide* agar nilainya besar, nantinya akan berpengaruh untuk melebarkan daerah frekuensi operasional yang aman. Nilai konstanta kekakuan absorber divariasikan sama seperti simulasi. Penelitian ini menggunakan benda kerja C45E4 dengan dimensi 150 x 350 mm. Berdasarkan hasil pengujian eksperimen didapatkan semakin besar nilai konstanta absorber, maka daerah peredaman akan semakin bergeser kekanan. Serta semakin besar massa absorber, daerah aman / daerah yang teredam juga semakin lebar. Jika dibandingkan dengan hasil simulasi, hasilnya berbanding lurus atau mendekati sama seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.20. Berarti simulasi yang dilakukan sebelumnya dapat dikatakan telah valid.



**Gambar 2.20** Perbandingan hasil simulasi dan eksperimen (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)

Penelitian selanjutnya yang dilakukan oleh (Liu, Liu, & Wu, 2018) dengan judul “*Analysis Vibration Characteristics and adjustment method of Boring bar with a variable stiffness vibration absorber (VSDVA)*”. Penelitian ini juga melakukan penambahan DVA pada *Boring bar* dengan tujuan meneliti pengaruh nilai konstanta kekakuan pada DVA terhadap reduksi getaran sistem utama. *Boring bar* yang digunakan menggunakan material *carbide* dengan nilai  $L/D$  overhang = 12 dengan terdapat lubang didalamnya sebagai tempat peletakan DVA. DVA yang digunakan adalah balok massa serta *telescopic adjusting mechanism* yang kemudian divariasikan panjangnya dengan memutar knob pada bagian belakang *Boring bar* untuk mendapatkan nilai konstanta pegas yang bervariasi. Ilustrasi dan model dinamis seperti pada gambar 2.21

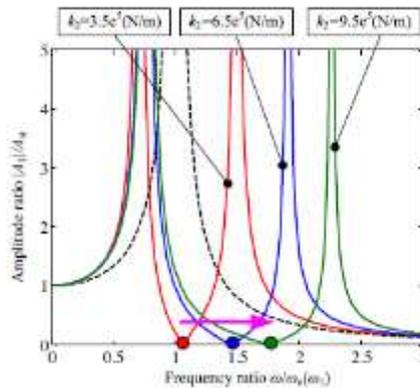


**Gambar 2.21** Ilustrasi dan model dinamis *Boring bar* dengan VSDVA (Liu, Liu, & Wu, 2018)

. Nilai parameter penelitian seperti nilai berat massa, nilai konstanta kekakuan dan konstanta peredam untuk *Boring bar* dan DVA didapatkan dari pengukuran dan pengujian eksperimen, parameter yang digunakan seperti terlihat pada gambar 2.22.

Boring bars	Equivalent mass of boring bar $M_1$ (kg)	Equivalent mass of VSDVA $m_2$ (kg)	Equivalent stiffness of boring bar $K_1$ ( $10^5$ N/m)	Equivalent stiffness of VSDVA $k_2$ ( $10^5$ N/m)	Damping constant $C_1$ (N s/m)	Damping constant $c_2$ (N s/m)
Boring bar with VSDVA	1.48	0.8	5.76	3.5	8.52	5.28
Regular boring bar	2	-	5.95	-	8.52	-

**Gambar 2.22** Parameter *Boring bar* dan DVA (Liu, Liu, & Wu, 2018)



**Gambar 2. 23** Grafik simulasi rasio amplitudo  
(Liu, Liu, & Wu, 2018)

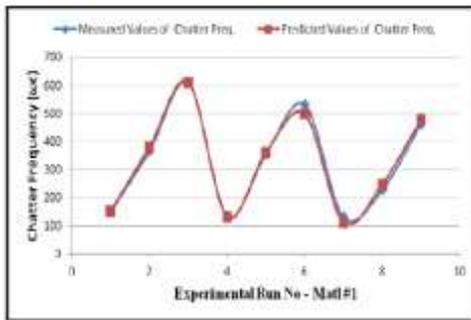
Berdasarkan hasil simulasi yang didapatkan seperti yang terlihat pada gambar 2.23 dimana grafik berwarna hitam menunjukkan rasio amplitudo *reguler boring bar* dengan sistem 1 DOF. Sedangkan grafik yang berwarna merah, biru dan hijau menunjukkan rasio amplitudo *boring bar* dengan penambahan DVA sehingga menjadi sistem 2 DOF. Pada grafik tersebut, terlihat bahwa semakin bertambahnya nilai konstanta kekakuan DVA, maka daerah redaman akan semakin bergeser kekanan. Hal ini menandakan bahwa penting untuk menentukan parameter pemotongan yang mana nantinya akan mempengaruhi frekuensi operasional *boring bar* agar dapat menghindari daerah tak teredam.

Penelitian selanjutnya yang menjadi acuan dalam tugas akhir ini adalah penelitian yang dilakukan oleh (Ugochukwu, 2018). Penelitian yang berjudul “*Evaluation of Chatter Vibration Frequency in CNC Turning of 4340 Alloy Steel Material*”. Penelitian ini menunjukkan hasil perbandingan berdasarkan frekuensi *chatter* yang didapat dari hasil eksperimen dengan hasil perhitungan matematis menggunakan

*Okokpuije* dan *Okonkwo equation* seperti yang terlihat pada tabel 2.3.

**Tabel 2.3** Tabel Perbandingan Data Hasil Eksperimen dan Hasil Perhitungan (Ugochukwu, 2018)

S/N	Speed (v)	Feed Rate (f)	Depth of Cut (d)	Chatter Freq $\omega_c$ (e)	Predicted $\gamma$ values $\omega_c$ (m)	Percentage deviation ( $\varphi_j$ )
1	140	0.05	0.1	150.25	151.81	-1.038
2	140	0.10	0.3	366.21	381.36	-4.137
3	140	0.15	0.5	610.94	610.91	0.005
4	230	0.05	0.3	135.33	131.87	2.557
5	230	0.10	0.5	355.56	361.42	-1.648
6	230	0.15	0.1	532.44	497.97	6.474
7	320	0.05	0.5	130.00	111.93	13.900
8	320	0.10	0.1	228.04	248.48	-8.963
9	320	0.15	0.3	463.54	478.03	-3.126



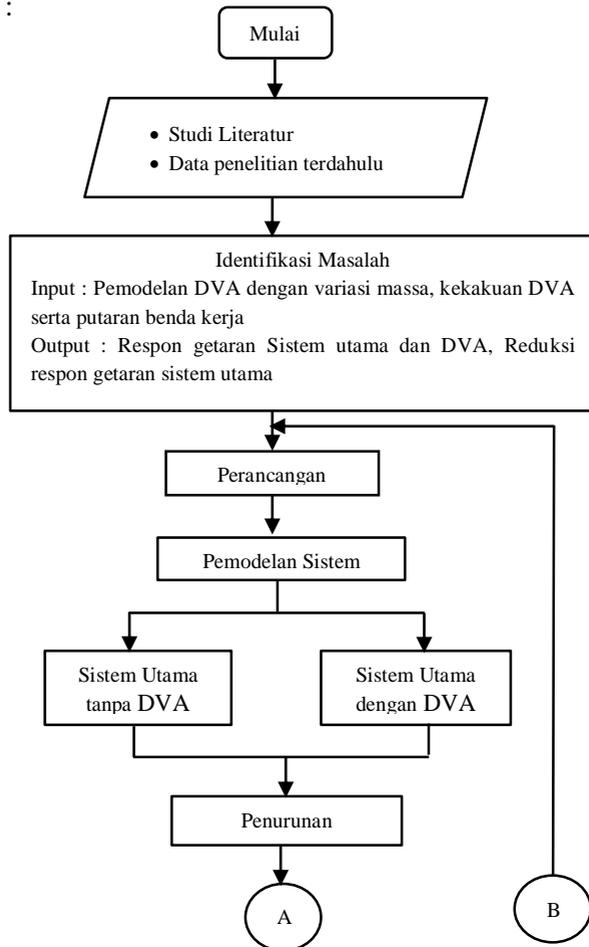
**Gambar 2.24** Grafik Perbandingan Frekuensi *Chatter* Berdasarkan Hasil Eksperimen dan Hasil Perhitungan Matematis. (Ugochukwu, 2018)

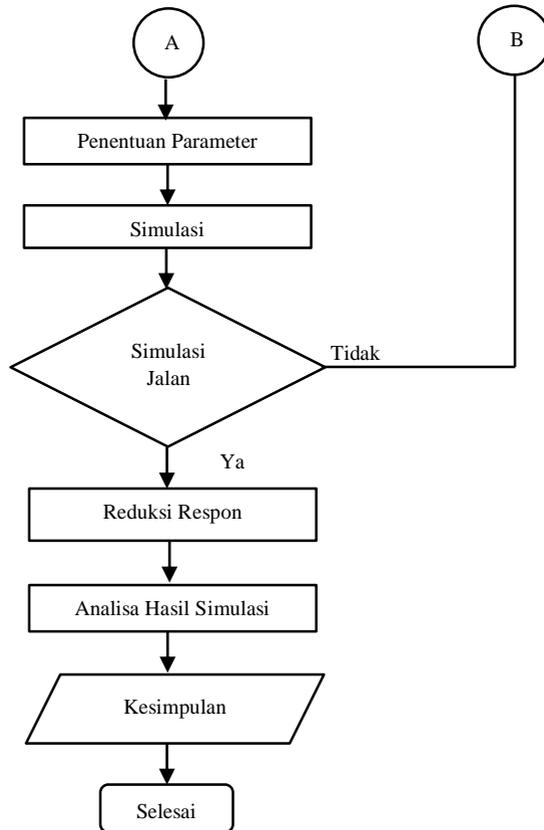
Dari grafik pada gambar 2.24 didapatkan kesimpulan bahwa nilai frekuensi *chatter* dari hasil eksperimen dengan hasil perhitungan matematis hampir mendekati.

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 Tahapan Penelitian

Langkah – langkah yang dilakukan dalam penelitian tugas akhir ini adalah seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.1 berikut :





**Gambar 3.1** *Flowchart* Penelitian

### 3.2 Metode Penelitian

Pada Gambar 3.1 terdapat sepuluh proses utama dalam metode pelaksanaan penelitian. Berikut ini merupakan penjelasan secara detail dari Gambar 3.1

### 3.2.1 Studi Literatur

Sebelum dilakukan simulasi pada penelitian tugas akhir ini, sebelumnya telah dilakukan studi literatur dan referensi yang berkaitan dengan terlaksananya penelitian tugas akhir ini. Yaitu teori getaran Multi *degree of freedom*, *dynamic vibration absorber*, penggunaan *Matlab*, penggunaan *Solidwork*, penggunaan *Ansys Static Structural*, teori mesin bubut. Sumber dari literatur adalah buku, tugas akhir sebelumnya, dan jurnal internasional.

### 3.2.2 Identifikasi Masalah

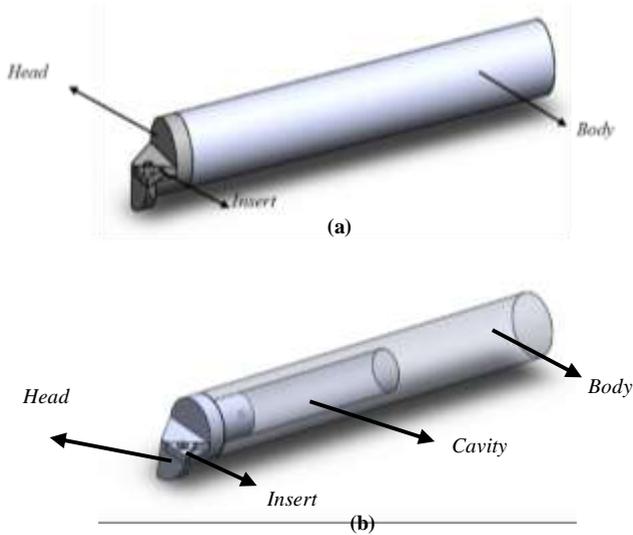
Pada tugas akhir ini akan dimodelkan serta disimulasikan peredam getaran untuk mengatasi getaran yang timbul pada proses bubut berkecepatan tinggi, khususnya saat proses melubangi sebuah silinder pejal. Masalah yang diidentifikasi dibagi menjadi dua, yaitu *input* dan *output*. *Input* yang diberikan yaitu variasi putaran *spindle*, variasi berat massa DVA dan variasi nilai konstanta kekakuan DVA. Sedangkan *output* yang dihasilkan berupa respon getaran sistem utama, reduksi

### 3.2.3 Rancangan Sistem

Berikut merupakan penjelasan dari perancangan mekanisme sistem utama (*boring bar*) dan DVA yang digunakan.

#### 3.2.3.1 Mekanisme Sistem Utama

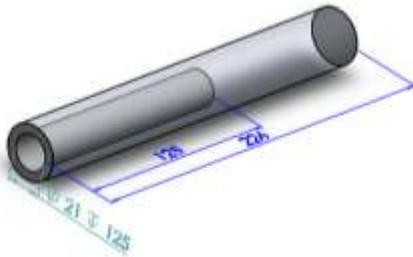
Sistem utama yang dianalisa pada penelitian ini adalah *boring bar*. *Boring bar* pada proses pengeboran memiliki peran yaitu menjadi kedudukan mata pisau yang digunakan pada proses bubut.



**Gambar 3.2** *Boring bar* reguler (a) dan *boring bar* reguler berlubang (b)

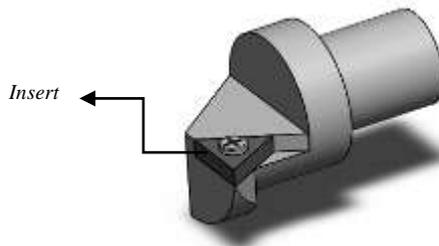
Pada gambar 3.2 a merupakan desain *boring bar* yang belum diberi lubang sebagai penempatan DVA. Sedangkan pada gambar 3.2 b merupakan desain *boring bar* setelah diberi lubang yang digunakan sebagai penempatan DVA. Desain *boring bar* terdiri dari *body*, *head*, dan *insert*. *Body* merupakan bagian paling penting dalam penelitian ini, umumnya *boring bar* dengan material *carbon steel* hanya mampu stabil saat proses pengeboran dengan rasio  $L/D$  overhang  $\leq 4$  dimana kedalaman lubang benda kerja yang dihasilkan terbatas pada ukuran tersebut. Untuk mendapatkan kedalaman lubang benda kerja yang lebih dan tetap mampu stabil saat proses pengeboran, biasanya digunakan material *carbide* dengan rasio  $L/D$  overhang = 8 . Namun *boring bar* dengan material *carbide*

memiliki harga yang sangat mahal dan material *carbide* merupakan material yang sulit untuk di machining. Oleh karena itu dilakukan penelitian *boring bar* dengan material AISI 1045 dengan rasio L/D overhang = 8. Dimensi dari *boring bar* setelah diberi lubang seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.3 dibawah ini



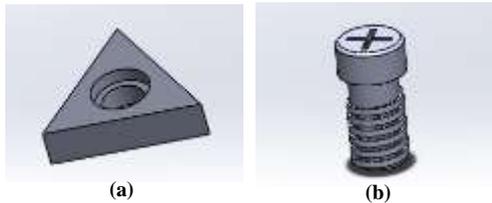
**Gambar 3.3** *Body Boring bar*

Didalamnya terdapat lubang (*cavity*) sebagai tempat peletakan DVA. Dimensi lubang dibuat sedemikian rupa dengan mempertimbangkan nilai dari konstanta kekakuan *boring bar*. Ujung *body* dipasang *head* sebagai tempat untuk mata pisau dan pada bagian belakang akan terhubung dengan DVA. *Head* berukuran  $\text{Ø}32 \times 55$  mm dengan terdapat lubang sebagai tempat peletakan mata pisau seperti pada gambar 3.4 dibawah ini.



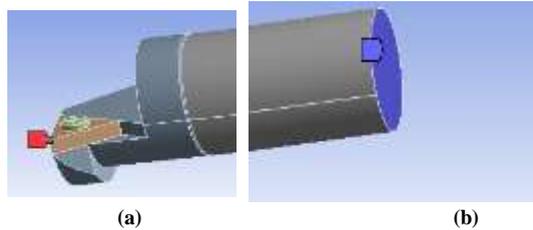
**Gambar 3.4** *Head pada boring bar*

*Insert* atau mata pisau yang terpasang pada ujung *head* berfungsi sebagai pengikis benda kerja dan penerima gaya eksitasi akibat putaran dari benda kerja. Benda kerja yang digunakan pada penelitian ini adalah baja karbon tipe AISI 4340 dengan sifat mekanik yang tergolong keras. Sehingga material pahat yang digunakan adalah *carbide coating* dengan tipe TCMT 16. *Insert* dipasang pada ujung *head* dengan sudut potong  $95^\circ$  dan sebagai penghubung antara *head* dan *insert* digunakan baut berdiameter 4,4 mm dengan menggunakan material AISI 1045 seperti yang terlihat pada gambar 3.5.



**Gambar 3.5** *Insert* (a) dan Baut (b)

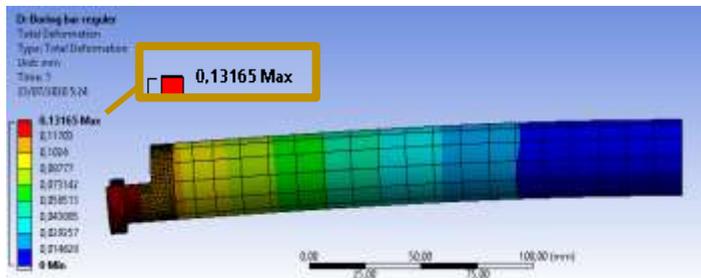
*Boring bar* dengan lubang dirancang setidaknya memiliki nilai konstanta kekakuan sebesar 95% dari *Boring bar* reguler. Maka dilakukan simulasi pada *Workbench Ansys Static Structural* untuk mendapatkan nilai konstanta kekakuan *boring bar* reguler dan *boring bar* reguler berlubang. Hal ini dilakukan karena penelitian ini bertujuan untuk membuat *boring bar* panjang langsing yang stabil. Sehingga saat diberi lubang, *boring bar* didesain tidak boleh mengalami penurunan nilai kekakuan yang drastis. Gaya eksitasi yang diterima oleh pahat diasumsikan terpusat 1 vertex dan pada permukaan penampang belakang diberi *fixed support* dengan asumsi clamp terpasang rapat seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.6



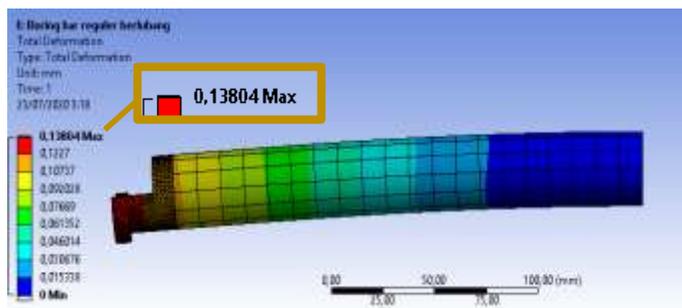
(a)

(b)

**Gambar 3.6** Gaya eksitasi pada ujung insert (a) dan *fixed support* pada penampang belakang *Boring bar* (b)



(a)



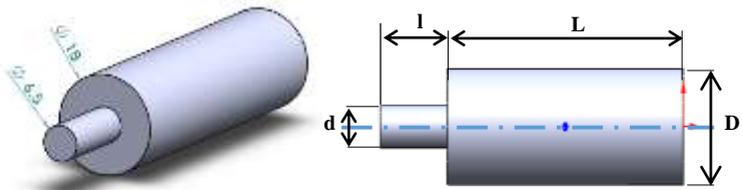
(b)

**Gambar 3.7** Simulasi deformasi statis *boring bar* reguler (a) dan Simulasi deformasi statis *boring bar* reguler berlubang (b)

Pada gambar 3.7 dilakukan simulasi terhadap dua desain *boring bar* reguler dan desain *boring bar* reguler berlubang sebagai tempat DVA dengan menggunakan *Workbench Ansys Static Structural*. Dilakukan *meshing* pada masing-masing komponen/*part* seperti yang terlihat pada gambar. Diberikan gaya sebesar 139,725 N arah sumbu  $-x$ , 202,5 N arah sumbu  $-y$ , dan 76,95 N arah sumbu  $-z$  dengan resultan sebesar 257,78 N. Gaya yang terdapat ditentukan berdasarkan rata-rata gaya eksitasi pada proses pengeboran saat *finishing* serta diberikan *fixed support* pada penampang bagian belakang seperti yang telah dijelaskan sebelumnya. Dapat dilihat pada hasil simulasi bahwa *boring bar* reguler mengalami deformasi statis maksimal sebesar 0,13165 mm sehingga didapatkan nilai kekakuan sebesar 1958,0706 N/mm sedangkan *boring bar* reguler berlubang mengalami deformasi statis maksimal sebesar 0,13804 mm sehingga didapatkan nilai kekakuan sebesar 1867,429 N/mm. Hal ini didapatkan bahwa nilai konstanta kekakuan *boring bar* reguler berlubang 95% dari *boring bar* reguler, sehingga desain dari dimensi lubang yang telah dibuat layak untuk digunakan.

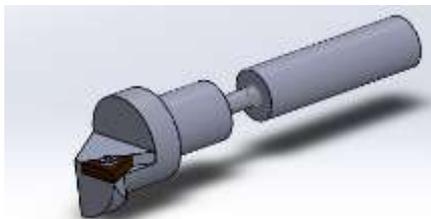
### 3.2.3.2 Mekanisme *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

Penelitian ini menggunakan *dynamic vibration absorber* (DVA) sebagai sistem tambahan yang berfungsi untuk meredam getaran yang dihasilkan oleh sistem utama pada saat proses pembubutan. DVA yang digunakan berupa cantilever *beam* dan *mass blok* seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.8



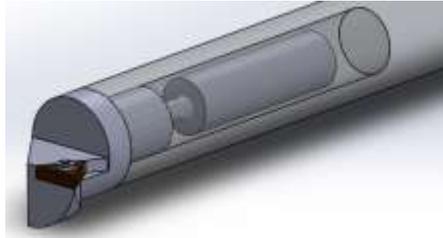
**Gambar 3.8** DVA

DVA kemudian dipasang pada *head* seperti pada gambar 3.9. Material yang digunakan adalah AISI 1045 dengan massa jenis sebesar  $7,85 \text{ gr/cm}^3$ . DVA didesain dengan dua luasan penampang yang berbeda dan memiliki diameter masing-masing sebesar 6,5 mm serta 18 mm. Desain dengan dua luasan penampang dibuat agar massa ekuivalen yang didapat sekecil mungkin dan tidak terlalu kaku. Hal ini dilakukan, guna mendapatkan frekuensi natural DVA yang berada pada rentang frekuensi operasional yang telah ditentukan dari parameter pemotongan. Dimensi DVA kemudian divariasikan pada masing-masing kedua luasan penampang dengan tidak melebihi ukuran lubang (*cavity*) pada *Boring bar*.



**Gambar 3.9** Assembly DVA pada *head*

Setelah dilakukan perancangan DVA pada sistem utama, susunan sistem menjadi seperti pada gambar 3.10



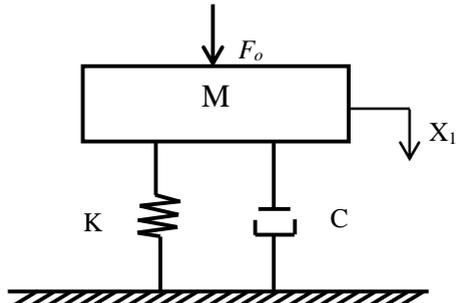
**Gambar 3.10** Susunan sistem utama dengan penambahan DVA

### **3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis**

Dilakukan pemodelan sistem dinamis sistem utama tanpa penambahan DVA dan pemodelan sistem dinamis sistem utama dengan penambahan DVA.

#### **3.2.4.1 Pemodelan Sistem Dinamis pada Sistem Utama tanpa penambahan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)***

Dari gambar 3.2 dilakukan pemodelan sistem dinamis saat sistem utama tanpa penambahan DVA. Saat proses bubut berlangsung, sistem utama mendapatkan gaya eksitasi ( $F_i$ ) berupa gesekan antara mata pisau dan penampang benda kerja. Pada gambar 3.11 merupakan pemodelan sistem dinamis dari sistem utama tanpa penambahan DVA dengan arah gerak translasi ke arah sumbu  $x$ .



**Gambar 3.11** Pemodelan dinamis sistem utama tanpa DVA

Keterangan :

$M$  : Massa sistem utama

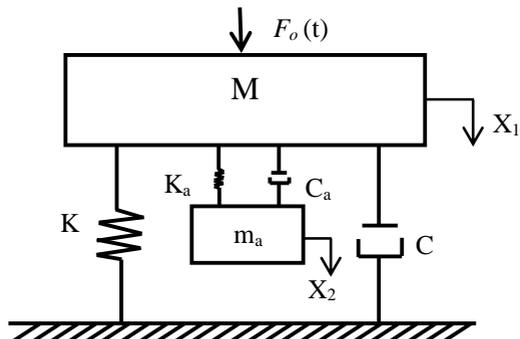
$C$  : Konstanta redaman sistem utama

$K$  : Konstanta kekakuan sistem utama

$X_1$  : perpindahan massa sistem utama

$F_o$ : Gaya eksitasi pada sistem utama

### 3.2.4.2 Pemodelan Sistem Dinamis pada Sistem Utama dengan Penambahan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*



**Gambar 3.12** Pemodelan dinamis sistem utama dengan penambahan DVA

Keterangan :

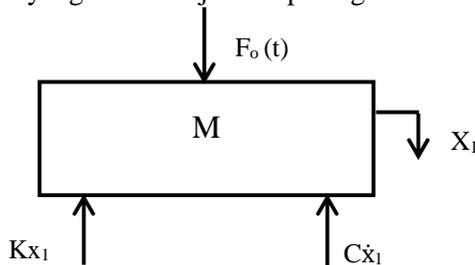
- M : Massa sistem utama
- $m_a$  : Massaa DVA
- C : Konstanta redaman sistem utama
- $C_a$  : Konstanta redaman DVA
- K : Konstanta kekakuan sistem utama
- $K_a$  : Konstanta kekakuan DVA
- $X_1$  : perpindahan massa sistem utama
- $X_2$  : perpindahan massa DVA
- $F_o$  : Gaya eksitasi pada sistem utama

### 3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Berdasarkan model dinamis yang telah diketahui pada sub bab sebelumnya, maka didapatkan *free body diagram* (FBD) dari sistem utama tanpa penambahan DVA dan sistem utama dengan penambahan DVA. *Free body diagram* digunakan untuk menentukan persamaan gerak.

#### 3.2.5.1 Sistem Utama tanpa Penambahan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA)

Berdasarkan model dinamis yang telah dibuat sebelumnya, maka didapatkan *free body diagram* (FBD) dari massa yang ada ditunjukkan pada gambar 3.13



**Gambar 3.13** *free body diagram* sistem utama tanpa DVA

Berdasarkan *free body diagram* pada gambar 3.13 didapatkan persamaan gerak translasi pada *boring bar* sebagai berikut :

$$+\uparrow \Sigma F = M a \quad (3.1)$$

$$C\dot{x}_1 + Kx_1 - F_o = -M\ddot{x}_1 \quad (3.2)$$

$$M\ddot{x}_1 + C\dot{x}_1 + Kx_1 = F_o(t) \quad (3.3)$$

Dimana gaya eksitasi yang terjadi adalah akibat adanya *cutting force* ( $F_c$ ) , *radial force* ( $F_r$ ) , dan *thrust force* ( $F_t$ ), maka dapat dirumuskan sebagai berikut

$$\vec{F}_o = \vec{F}_c + \vec{F}_r + \vec{F}_t \quad (3.4)$$

Ketika gaya eksitasi *boring bar* dinyatakan sebagai  $F_o e^{i\omega t}$ . maka perpindahan  $x_1$  dapat juga dinyatakan sebagai berikut :

$$x_1 = \bar{X}_1 e^{i\omega t} \quad (3.5)$$

Dimana  $\bar{X}_1$  adalah amplitudo kompleks dari *boring bar*, maka :

$$x_1 = \bar{X}_1 e^{i\omega t} \quad (3.6)$$

$$\dot{x}_1 = i\omega \bar{X}_1 e^{i\omega t} \quad (3.7)$$

$$\ddot{x}_1 = -\omega^2 \bar{X}_1 e^{i\omega t} \quad (3.8)$$

Dengan mensubstitusi  $x_1$  ke dalam persamaan (3.3) maka didapatkan persamaan *steady state* sebagai berikut :

$$M (-\omega^2 \bar{X}_1 e^{i\omega t}) + C (i\omega \bar{X}_1 e^{i\omega t}) + K (\bar{X}_1 e^{i\omega t}) = F_o e^{i\omega t} \quad (3.9)$$

$$(-M\omega^2 + iC\omega + K) \bar{X}_1 e^{i\omega t} = F_o e^{i\omega t} \quad (3.10)$$

$$(-M\omega^2 + iC\omega + K) = F_o \quad (3.11)$$

$$\frac{X_1}{F_o} = \frac{1}{\sqrt{(K-M\omega^2)^2 + (C\omega)^2}} \quad (3.12)$$

Dengan mendefinisikan :

$$\Omega_n = \sqrt{K_1/M_1} = \text{Frekuensi natural sistem utama}$$

$$Z = C_1/2M\Omega_n = \text{Rasio peredam Sistem Utama}$$

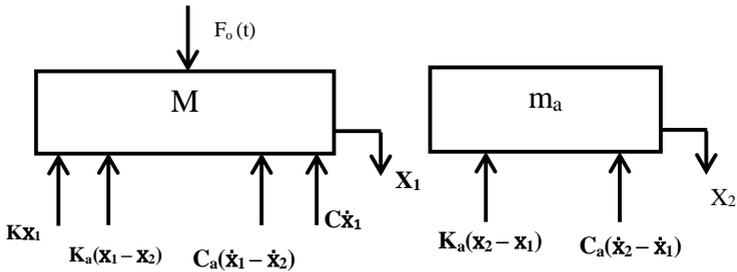
$$X_{st} = F_o/K = \text{Defleksi statis}$$

Maka persamaan respon *steady state* dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{1}{\sqrt{\left[\left(\frac{\omega^2}{\Omega_n^2}\right) + 2Z\left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) + 1\right]^2}}$$

### 3.2.5.2 Sistem Utama dengan Penambahan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*

Berdasarkan model dinamis yang telah diketahui, maka didapatkan *free body diagram* (FBD) dari sistem utama dengan penambahan DVA tinjau massa *boring bar* ditunjukkan pada gambar 3.14



**Gambar 3.14** *free body diagram* dari sistem utama dengan penambahan DVA

Berdasarkan *free body diagram* pada gambar 3.14 didapatkan persamaan gerak sebagai berikut :

$$+\uparrow \Sigma F = M a \quad (3.13)$$

$$C\dot{x}_1 + C_a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + Kx_1 + K_a(x_1 - x_2) - F_o = -M\ddot{x}_1 \quad (3.14)$$

$$M\ddot{x}_1 + C\dot{x}_1 + C_a(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + Kx_1 + K_a(x_1 - x_2) = F_o \quad (3.15)$$

$$+\uparrow \Sigma F = M a \quad (3.16)$$

$$C_a(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + K_a(x_2 - x_1) = -m_a\ddot{x}_2 \quad (3.17)$$

$$m_a\ddot{x}_2 + C_a(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) + K_a(x_2 - x_1) = 0 \quad (3.18)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 3.6 – 3.8 dengan persamaan 3.19 dan 3.16, maka didapatkan persamaan :

$$m_a(-\omega^2 \bar{X}_2 e^{i\omega t}) + C_a(i\omega \bar{X}_2 e^{i\omega t}) - C_a(i\omega \bar{X}_1 e^{i\omega t}) + K_a(\bar{X}_2 e^{i\omega t}) - K_a(\bar{X}_1 e^{i\omega t}) = 0 \quad (3.20)$$

$$(-m_a\omega^2 + C_a i\omega + K_a)(\bar{X}_2 e^{i\omega t}) - (C_a i\omega + K_a)(\bar{X}_1 e^{i\omega t}) = 0 \quad (3.21)$$

$$(-m_a\omega^2 + C_a i\omega + K_a) \bar{X}_2 = (C_a i\omega + K_a) \bar{X}_1 \quad (3.22)$$

$$\bar{X}_2 = \frac{(C_a i\omega + K_a)}{(-m_a\omega^2 + C_a i\omega + K_a)} \bar{X}_1 \quad (3.23)$$

Sehingga persamaan 3.16 menjadi :

$$(-M\omega^2 + Ci\omega + C_a i\omega + K + K_a) \bar{X}_1 e^{i\omega t} - (C_a i\omega + K_a) \bar{X}_2 e^{i\omega t} = F_0 e^{i\omega t} \quad (3.24)$$

$$(-M\omega^2 + Ci\omega + C_a i\omega + K + K_a) \bar{X}_1 - (C_a i\omega + K_a) \bar{X}_2 = F_0 \quad (3.25)$$

$$(-M\omega^2 + Ci\omega + C_a i\omega + K + K_a) \bar{X}_1 - (C_a i\omega + K_a) \left[ \frac{(C_a i\omega + K_a) \bar{X}_1}{(-m_a\omega^2 + C_a i\omega + K_a)} \right] = F_0 \quad (3.26)$$

$$\left[ \frac{(-M\omega^2 + Ci\omega + C_a i\omega + K + K_a)(K_a - m_a\omega^2 + C_a i\omega) - (C_a^2 \omega^2 + 2iC_a\omega K_a + K_a^2)}{(K_a - m_a\omega^2 + C_a i\omega)} \right] \bar{X}_1 = F_0 \quad (3.27)$$

$$\frac{\bar{X}_1}{F_0} = \frac{(K_a - m_a\omega^2 + C_a i\omega)}{[Mm_a\omega^4 - (MK_a + m_a K + m_a K_a - CC_a)\omega^2 + KK_a] + [(-MC_a - m_a C - m_a C_a)\omega^3 + (CK_a + C_a K)\omega]i} \quad (3.28)$$

$$\frac{\bar{X}_1}{F_0/K} = \frac{(K_a - m_a\omega^2 + C_a i\omega)}{\left[ \frac{Mm_a\omega^4}{K} - \left( \frac{M}{K} + m_a + \frac{m_a K_a}{K} - \frac{CC_a}{K} \right) \omega^2 + K_a \right] + \left[ -\left( \frac{MC_a}{K} + \frac{m_a C}{K} + \frac{m_a C_a}{K} \right) \omega^3 + \left( \frac{CK_a}{K} + \frac{C_a K}{K} \right) \omega \right] i} \quad (3.29)$$

$$\frac{\bar{X}_1}{F_0/K} = \frac{\left( 1 - \frac{m_a\omega^2}{K_a} + \frac{iC_a\omega}{K_a} \right)}{\left[ \frac{Mm_a\omega^4}{KK_a} - \left( \frac{M}{K} + \frac{m_a}{K_a} + \frac{m_a}{K} - \frac{CC_a}{KK_a} \right) \omega^2 + 1 \right] + \left[ -\left( \frac{MC_a}{KK_a} + \frac{m_a C}{KK_a} + \frac{m_a C_a}{KK_a} \right) \omega^3 + \left( \frac{CK_a}{KK_a} + \frac{C_a K}{KK_a} \right) \omega \right] i} \quad (3.30)$$

Dengan mendefinisikan :

$$\Omega_n = \sqrt{K/M} \quad = \text{Frekuensi natural sistem utama}$$

$$\omega_n = \sqrt{K_a/m_a} \quad = \text{Frekuensi natural DVA}$$

$$\mu = \frac{m_a}{M} \quad = \text{Rasio massa DVA dan sistem utama}$$

$$Z = \frac{C}{2M\Omega_n} \quad = \text{Rasio peredam Sistem Utama}$$

$$\zeta = \frac{C_a}{2m_a\omega_n} \quad = \text{Rasio peredam DVA}$$

$$X_{st} = F/K \quad = \text{Defleksi statis sistem utama}$$

$$\omega/\Omega_n \quad = \text{Rasio frekuensi gaya eksitasi dengan sistem utama}$$

$$|a + bi| = \sqrt{a^2 + b^2}$$

$$\begin{aligned} A &= -\left(\frac{m_a}{K_a}\right)\omega^2 + 1 \\ &= 1 - \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 \end{aligned} \quad (3.31)$$

$$\begin{aligned} B &= \left(\frac{C_a}{K_a}\right)\omega \\ &= 2\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) \end{aligned} \quad (3.32)$$

$$\begin{aligned} D &= \left(\frac{Mm_a}{KK_a}\right)\omega^4 - \left(\frac{M}{K} + \frac{m_a}{K_a} + \frac{m_a}{K} + \frac{CC_a}{KK_a}\right)\omega^2 + 1 \\ &= \left(\frac{1}{\Omega_n\omega_n}\right)^2 \omega^4 - \left(\frac{1}{\Omega_n^2} + \frac{1}{\omega_n^2} + \frac{\mu}{\Omega_n^2} + \frac{2ZM\Omega_n 2\zeta m_a\omega_n}{KK_a} \omega^2\right) + 1 \\ &= \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^4 - \left(1 + \frac{\Omega_n^2}{\omega_n^2} + \mu + 4Z\zeta \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right)^2\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + 1 \end{aligned} \quad (3.33)$$

$$\begin{aligned}
E &= -\left(\frac{MC_a}{KK_a} + \frac{m_a C}{KK_a} + \frac{m_a C_a}{KK_a}\right) \omega^3 + \left(\frac{CK_a}{KK_a} + \frac{C_a K}{KK_a}\right) \omega \\
&= -\left[\left(\frac{M}{K} + \frac{m_a C}{KC_a} + \frac{m_a}{K}\right) \omega^2 + \left(1 + \frac{CK_a}{C_a K}\right)\right] \left(\frac{C_a}{K_a}\right) \omega \\
&= -\left[\left(\frac{1}{\Omega_n^2}\right) + \left(\frac{Z}{\zeta \Omega_n \omega_n} + \frac{\mu}{\Omega_n^2}\right) \omega^2 + \left(1 + \frac{Z \omega_n}{\zeta \Omega_n}\right)\right] \left(\frac{C_a}{K_a}\right) \omega \\
&= -\left(1 + \frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) + \mu\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right)^2 + \left(\frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\omega_n}{\Omega_n}\right) + 1\right) 2\zeta \\
&\quad \left(\frac{\Omega_n}{\omega_n}\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_n}\right) \tag{3.34}
\end{aligned}$$

Sehingga persamaan *steady state real* dapat ditulis menjadi :

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{A^2 + B^2}}{\sqrt{D^2 + E^2}} \tag{3.35}$$

### 3.2.6 Penentuan Parameter

Dalam tahapan simulasi, dibutuhkan beberapa data pendukung untuk mengetahui hasil yang valid dalam proses simulasi. Data tersebut berupa parameter-parameter yang digunakan meliputi cutting parameter, gaya eksitasi, massa, konstanta kekakuan serta konstanta peredam pada sistem utama dan DVA.

#### 3.2.6.1 Mesin Bubut

- *Cutting Parameter*

Pada proses permesinan dibutuhkan parameter pemotongan sesuai kebutuhan. *Cutting parameter* meliputi putaran spindle (N) , kecepatan potong (v), *depth of cut* (d) , *feeding rate* (f), frekuensi operasional ( $\omega_c$ ), diameter dan material benda kerja. Pada penelitian ini menggunakan parameter pemotongan yang terdapat

pada jurnal proses permesinan. Putaran spindle dipilih dengan mempertimbangkan diameter benda kerja, yakni 100 mm dan kemampuan putaran spindle yang terdapat pada mesin bubut workshop teknik mesin. Putaran spindle yang dipilih bervariasi yakni 1250 rpm, 920 rpm dan 630 rpm. Sehingga diperoleh kecepatan potong yang bervariasi dengan menggunakan persamaan 3.36 berikut

$$V = \pi D N \quad (3.36)$$

- Variasi putaran spindle 1:

$$V = \pi D N$$

$$V_1 = \pi 0,1 \text{ m } 1250 \text{ rpm}$$

$$V_1 = 392,5 \text{ m/min}$$

- Variasi putaran spindle 2:

$$V = \pi D N$$

$$V_1 = \pi 0,1 \text{ m } 920 \text{ rpm}$$

$$V_1 = 288,88 \text{ m/min}$$

- Variasi putaran spindle 3 :

$$V = \pi D N$$

$$V_1 = \pi 0,1 \text{ m } 630 \text{ rpm}$$

$$V_1 = 197,82 \text{ m/min}$$

Setelah mengetahui nilai kecepatan potong, dengan menggunakan persamaan yang terdapat pada penelitian (Ugochukwu, 2018). Pada penelitian ini menggunakan parameter *feed rate* (f) yang mana dipilih berdasarkan rekomendasi pada jurnal yakni 0,1 mm/rev. Kemudian *depth of cut* (d) disesuaikan dengan nilai (f) yakni 0,5 mm. Saat proses pemakanan benda kerja berlangsung

pada putaran spindle, *feed rate* dan *depth of cut* tertentu, akan timbul frekuensi operasional yang mengenai *boring bar*. Dimana nilai frekuensi operasional tersebut dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 3.7 dengan memasukkan parameter (V), (f) dan (d).

$$\omega_c = 17.0 - 0.566V + 3971f + 155d \quad (3.37)$$

Berdasarkan persamaan diatas didapatkan variasi frekuensi operasional sebagai berikut :

- Variasi frekuensi operasional 1 :
 
$$\begin{aligned} \omega_c &= 17.0 - 0.566 (392,5 \text{ m/min}) + 3971 (0,1 \\ &\text{mm/rev}) + 155 (0,5 \text{ mm}) \\ &= 269 \text{ Hz} \end{aligned}$$
- Variasi frekuensi operasional 2 :
 
$$\begin{aligned} \omega_c &= 17.0 - 0.566 (288,88 \text{ m/min}) + 3971 (0,1 \\ &\text{mm/rev}) + 155 (0,5 \text{ mm}) \\ &= 328 \text{ Hz} \end{aligned}$$
- Variasi frekuensi operasional 3 :
 
$$\begin{aligned} \omega_c &= 17.0 - 0.566 (197,82 \text{ m/min}) + 3971 (0,1 \\ &\text{mm/rev}) + 155 (0,5 \text{ mm}) \\ &= 380 \text{ Hz} \end{aligned}$$

Berikut merupakan tabel parameter pemotongan yang digunakan pada penelitian ini:

**Tabel 3.1** Parameter pemotongan

D (m)	f (mm/re v)	d (mm)	Putaran Spindle (rpm)	Kecepatan potong (m/min)	$\omega_c$ (Hz)
0,1	0,1	0,5	1250	392,5	269
			920	288,88	328
			630	197,82	380

- **Gaya Eksitasi**

Gaya eksitasi yang dianalisa merupakan resultan gaya pada proses permesinan, yakni terdiri dari cutting force ( $F_c$ ), radial force ( $F_r$ ) dan thrust force ( $F_t$ ). Pada simulasi dengan menggunakan *Workbench Ansys* ketiga gaya tersebut merupakan input yang terletak pada ujung vertex pisau pahat, dimana masing-masing gaya didefinisikan menjadi gaya pada arah sumbu x (radial), sumbu y (tangensial) dan sumbu z (axial) seperti yang terlihat pada gambar 3.15 berikut. Parameter nilai cutting force didapatkan dari hasil perhitungan pada persamaan 3.38, dimana specific cutting force ( $K_c$ ) didapatkan dari technical data ISO 13399 standard yakni pada  $f = 0,1$  mm/rev,  $K_c$  4050 Mpa. Sedangkan *radial force* dan *thrust force* didapatkan dari hasil pendekatan dengan perkalian antara *cutting force* dan *correction factor*.



**Gambar 3.15** Gaya pada proses permesinan

Berikut merupakan perhitungan gaya eksitasi yang digunakan pada penelitian ini

$$F_c = K_c d f \quad (3.38)$$

$$\begin{aligned} F_c &= 4050 \text{ Mpa } 0,5 \text{ mm } 0,1 \text{ mm/rev} \\ &= 202,5 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_r = 0,69 F_c \quad (3.39)$$

$$\begin{aligned} F_r &= 0,69 \cdot 202,5 \text{ N} \\ &= 139,725 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_t = 0,38 F_c \quad (3.40)$$

$$\begin{aligned} F_t &= 0,38 \cdot 202,5 \text{ N} \\ &= 76,95 \text{ N} \end{aligned}$$

Berikut adalah tabel dari gaya eksitasi yang digunakan pada penelitian ini :

**Tabel 3.2** *Cutting force*

Gaya Eksitasi	Simbol	Nilai (N)
<i>Cutting</i>	$F_c$	202,5
<i>Radial</i>	$F_r$	139,725
<i>Thrust</i>	$F_t$	76,95
Resultan	$F_o$	257,78

### 3.2.6.2 *Boring bar*

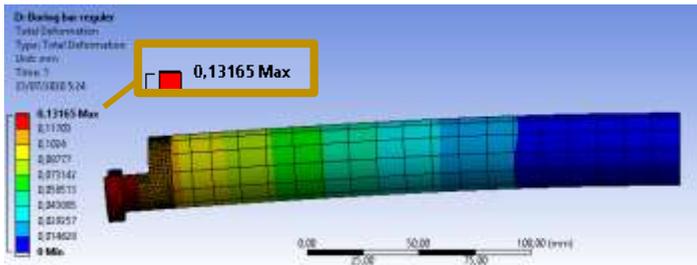
Dari model dinamis yang telah dibuat, sistem utama yang dianalisa adalah *boring bar* reguler dan *boring bar* reguler berlubang. Adapun parameter yang dianalisa pada *boring bar* penelitian ini antara lain sebagai berikut :

- Nilai konstanta kekakuan ekuivalen *boring bar* ( $K_t$  dan  $K$ )

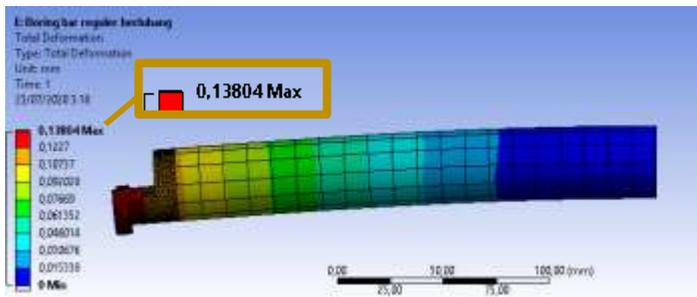
Penentuan nilai konstanta kekakuan ekuivalen *boring bar* terletak pada bagian tepi insert dengan menggunakan simulasi *static structural workbench ansys*. Dengan *meshing* yang telah ditentukan sebelumnya, diberikan *fixed support* pada desain geometri penampang bagian belakang dimana hal ini menunjukkan bahwa *boring bar* di clamp pada bagian belakang. Serta diberikan gaya terpusat pada bagian ujung insert sebagaimana seperti pada gambar 3.6 pada sub bab sebelumnya. Gaya yang diterima pisau pahat mengakibatkan *boring bar* mengalami defleksi statis sehingga nilai konstanta kekakuan bisa didapatkan dengan menggunakan persamaan 3.41.

$$F = K \Delta x \quad (3.41)$$

Dengan menggunakan *static structural workbench ansys* dan dilakukan *meshing* pada masing-masing komponen/*part*. Didapatkan nilai defleksi seperti pada gambar 3.16 berikut ini :



(a)



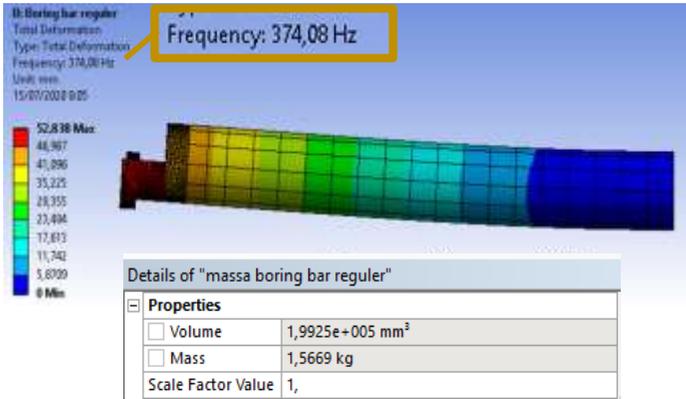
(b)

**Gambar 3.16** Simulasi deformasi statis *boring bar* reguler (a) dan simulasi deformasi statis *boring bar* reguler berlubang (b)

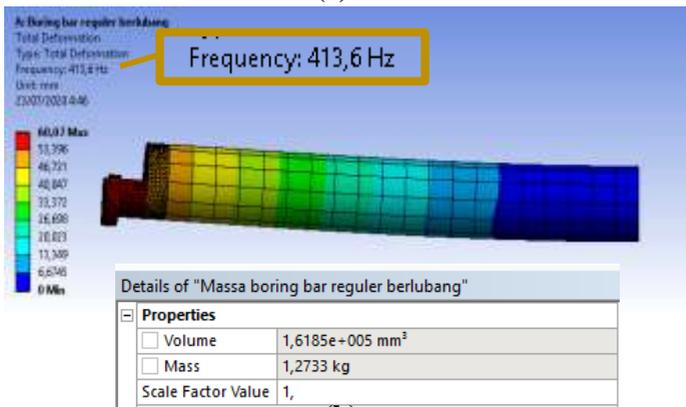
Pada gambar 3.16 dapat dilihat pada hasil simulasi bahwa *boring bar* reguler mengalami deformasi statis maksimal sebesar 0,13165 mm sehingga didapatkan nilai

kekakuan *boring bar* reguler ( $K_r$ ) = 1958070 N/m dan *boring bar* reguler berlubang mengalami deformasi statis maksimal sebesar 0,13804 mm sehingga didapatkan nilai kekakuan *boring bar* berlubang ( $K_l$ ) = 1867429 N/m .

- Nilai berat massa ekuivalen *boring bar* ( $M_l$  dan  $M_r$ )  
Penentuan nilai berat massa ekuivalen *boring bar* didapatkan dengan menggunakan persamaan 3.42. Dimana pada simulasi menggunakan *modal workbench ansys* didapatkan frekuensi natural sistem dan berat keseluruhan dari *boring bar*. Namun pada perhitungan nilai berat massa ekuivalen yang digunakan pada penelitian ini adalah massa yang ditinjau pada bagian ujung *vertex insert* dimana massa tersebut merepresentasikan gerak massa yang terdapat pada bagian ujung *vertex insert*. Dengan memberikan *fixed support* pada desain geometri penampang bagian belakang dimana hal ini menunjukkan bahwa *boring bar* di clamp pada bagian belakang. Didapatkan frekuensi natural fundamental serta berat massa keseluruhan pada *boring bar* reguler dan *boring bar* reguler berlubang seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.17



(a)



(b)

**Gambar 3.17** Nilai frekuensi natural & massa keseluruhan *boring bar* reguler (a) dan *boring bar* reguler berlubang (b)

Dari hasil simulasi diatas, didapatkan nilai frekuensi natural *boring bar* reguler sebesar 374,08 hz yang setara dengan 2350,41 rad/s dan didapatkan nilai frekuensi natural *boring bar* reguler berlubang sebesar 413,6 hz yang setara dengan 2598,72 rad/s. Dari simulasi juga

didapatkan *properties* yakni volume dan massa yang didapatkan dari perkalian massa jenis dengan volume nya. Massa tersebut berbeda dengan massa efektif yang bekerja pada sistem DVA. Sehingga dengan menggunakan persamaan 3.42 didapatkan nilai berat massa ekuivalen sebagai berikut :

$$\omega_n^2 = \frac{K}{M} \quad (3.42)$$

- Nilai berat massa ekuivalen *boring bar* reguler :

$$\begin{aligned} M_t &= K_t / \omega_n^2 \\ &= (1958070 \text{ N/m}) / (2350,41 \text{ rad/s})^2 \\ &= 0,354 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Nilai berat massa ekuivalen *boring bar* reguler berlubang :

$$\begin{aligned} M &= K / \omega_n^2 \\ &= (1867429 \text{ N/m}) / (2598,72 \text{ rad/s})^2 \\ &= 0,276 \text{ kg} \end{aligned}$$

- Nilai konstanta redaman *boring bar* ( $C_t$  dan  $C$ )

Untuk penentuan nilai konstanta redaman didapat dari penelitian sebelumnya pada jurnal (Liu, Liu, & Wu, 2018) . Dalam jurnalnya dijelaskan bahwa nilai konstanta redaman *boring bar* dipengaruhi oleh damping rasio ( $\zeta_s$ ) , massa sistem dan konstanta kekakuan sistem. Pada jurnal tersebut didapatkan nilai damping rasio ( $\zeta_s$ ) sebesar 0,005 untuk material *steel*. Dengan demikian didapatkan nilai konstanta redaman *boring bar* reguler

dan reguler berlubang yang didapat dari persamaan 3.43 berikut :

$$C = 2\zeta_s \sqrt{M K} \quad (3.43)$$

- Nilai konstanta redaman *boring bar* reguler :

$$\begin{aligned} C_t &= 2\zeta_s \sqrt{M_t K_t} \\ &= 2 \cdot 0,005 \cdot \sqrt{0,354 \text{ kg } 1958070 \text{ N/m}} \\ &= 8,32 \text{ N.s/m} \end{aligned}$$

- Nilai konstanta redaman *boring bar* reguler berlubang :

$$\begin{aligned} C &= 2\zeta_s \sqrt{M K} \\ &= 2 \cdot 0,005 \cdot \sqrt{0,276 \text{ kg } 1867429 \text{ N/m}} \\ &= 7,17 \text{ N.s/m} \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan nilai-nilai parameter untuk sistem utama seperti pada tabel 3.3 berikut ini :

**Tabel 3.3** Parameter Penelitian *boring bar*

Parameter <i>Boring bar</i>		Nilai
Konstanta Kekakuan	reguler ( $K_t$ )	1958070 (N/m)
	reguler berlubang (K)	1867429 (N/m)
Massa	reguler ( $M_t$ )	0,354 (kg)
	reguler berlubang (M)	0,276 (kg)
Konstanta Redaman	reguler ( $C_t$ )	8,32 (Ns/m)
	reguler berlubang (C)	7,17 (Ns/m)
Frekuensi Natural	reguler ( $\omega_{nt}$ )	374,08 (Hz)
	reguler berlubang ( $\omega_n$ )	413,6 (Hz)

### 3.2.6.3 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

DVA yang digunakan pada penelitian ini adalah *cantilever beam* dan *mass blok* yang memiliki diameter masing- masing sebesar 6,5 mm serta 18 mm. Panjang *mass blok* dan *cantilever* kemudian divariasikan untuk mendapatkan nilai kekakuan dan massa yang bervariasi, yakni panjang *mass blok* ( $L$ ) sebesar 60 mm, 70 mm dan 80 mm serta panjang *cantilever* ( $l$ ) sebesar 17 mm, 15 mm dan 10 mm. Dimana desain tersebut didapatkan dengan mengasumsikan *lumped mass* ditengah. Desain tersebut digunakan agar frekuensi natural DVA berada pada rentang frekuensi operasional penelitian ini, yakni pada frekuensi operasional 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz. Panjang DVA kemudian divariasikan pada masing- masing luasan penampang untuk mendapatkan nilai berat massa, konstanta kekakuan, konstanta redaman serta frekuensi natural DVA yang bervariasi. Kemudian diubah kedalam bentuk rasio untuk memudahkan perbandingan. Desain pada setiap variasi telah disesuaikan dengan ukuran lubang pada *boring bar*. Desain DVA seperti yang ditunjukkan oleh Gambar 3.8 pada subbab rancangan mekanisme sistem DVA. Adapun parameter DVA yang dianalisa pada penelitian ini antara lain sebagai berikut :

- Penentuan nilai konstanta kekakuan ekuivalen ( $K_a$ )

Nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA didapatkan dengan simulasi menggunakan *static structural workbench ansys*. Dengan *meshing* yang telah ditentukan sebelumnya, diberikan *fixed support* pada penampang bagian depan dimana hal ini menunjukkan bahwa DVA terpasang dengan *head boring bar*. Serta diberikan *standart earth gravity* sehingga DVA mengalami

defleksi statis. Dengan menggunakan rumus 3.41 maka didapatkan variasi nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA seperti pada tabel 3.4

**Tabel 3.4** Parameter Kekakuan DVA

SIMBOL	K <sub>a</sub> ekuivalen		
	l (mm)	Rasio Kekakuan	Nilai (N/m)
k <sub>a1</sub> m <sub>a1</sub>	17	$\frac{1}{4,7}$	395749,5
k <sub>a2</sub> m <sub>a1</sub>	15	$\frac{1}{4,2}$	461956,5
k <sub>a3</sub> m <sub>a1</sub>	10	$\frac{1}{3}$	735846,7

k <sub>a1</sub> m <sub>a2</sub>	17	$\frac{1}{6,4}$	304257,2
k <sub>a2</sub> m <sub>a2</sub>	15	$\frac{1}{5,5}$	353282,9
k <sub>a3</sub> m <sub>a2</sub>	10	$\frac{1}{3,5}$	555558,4

k <sub>a1</sub> m <sub>a3</sub>	17	$\frac{1}{8}$	237324,5
k <sub>a2</sub> m <sub>a3</sub>	15	$\frac{1}{7}$	274290,7
k <sub>a3</sub> m <sub>a3</sub>	10	$\frac{1}{4,5}$	429742,4

- Penentuan nilai berat massa (m<sub>a</sub>)

Nilai massa ekuivalen DVA didapatkan dengan simulasi menggunakan *modal workbench ansys*. Dengan memberikan fixed support pada bagian depan dimana hal tersebut menunjukkan bahwa DVA fixed dengan head *Boring bar*. Pada simulasi tersebut, didapatkan nilai frekuensi natural DVA. Dengan menggunakan rumus 3.42 maka didapatkan variasi nilai berat massa ekuivalen DVA seperti pada tabel 3.5

**Tabel 3.5** Parameter Massa DVA

SIMBOL	m <sub>a</sub> ekuivalen		
	L (mm)	Rasio massa	Nilai (Kg)
k <sub>a1</sub> m <sub>a1</sub>	60	1/4,4	0,08
k <sub>a2</sub> m <sub>a1</sub>	60	1/4,4	0,08
k <sub>a3</sub> m <sub>a1</sub>	60	1/4,4	0,08

k <sub>a1</sub> m <sub>a2</sub>	70	1/3,6	0,09
k <sub>a2</sub> m <sub>a2</sub>	70	1/3,6	0,09
k <sub>a3</sub> m <sub>a2</sub>	70	1/3,6	0,09

k <sub>a1</sub> m <sub>a3</sub>	80	1/3	0,11
k <sub>a2</sub> m <sub>a3</sub>	80	1/3	0,11
k <sub>a3</sub> m <sub>a3</sub>	80	1/3	0,11

- Penentuan nilai konstanta redaman (C<sub>a</sub>)

Nilai konstanta redaman DVA didapat dari penelitian sebelumnya pada jurnal (Liu, Liu, & Wu, 2018) . Dalam jurnalnya dijelaskan bahwa nilai konstanta redaman DVA dipengaruhi oleh damping rasio ( $\zeta_s$ ) , massa sistem dan konstanta kekakuan sistem. Pada jurnal tersebut didapatkan nilai damping rasio ( $\zeta_s$ ) sebesar 0,005 untuk material *steel*. Dengan menggunakan persamaan 3.43 maka didapatkan nilai konstanta redaman DVA sehingga tabel parameter penelitian DVA dapat dilihat pada tabel 3.6. Berikut merupakan tabel parameter penelitian DVA :

**Tabel 3.6** Parameter Penelitian DVA

Simbol	Rasio Kekakuan	Rasio massa	$C_a$ (Ns/m)	$\omega_n$ (Hz)
$k_{a1}m_{a1}$	$1/4,7$	$1/4,4$	1,82	345,77
$k_{a2}m_{a1}$	$1/4,2$	$1/4,4$	1,96	374,56
$k_{a3}m_{a1}$	$1/3$	$1/4,4$	2,46	475,78
$k_{a1}m_{a2}$	$1/6,4$	$1/3,6$	1,71	281,81
$k_{a2}m_{a2}$	$1/5,5$	$1/3,6$	1,84	304,47
$k_{a3}m_{a2}$	$1/3,5$	$1/3,6$	2,3	383,67
$k_{a1}m_{a3}$	$1/8$	$1/3$	1,61	233,58
$k_{a2}m_{a3}$	$1/7$	$1/3$	1,73	251,69
$k_{a3}m_{a3}$	$1/4,5$	$1/3$	2,15	317,31

Dari tabel diatas terlihat bahwa nilai konstanta kekakuan dari pengurangan panjang *cantilever* menghasilkan nilai yang bervariasi. Hal tersebut dikarenakan pada simulasi menggunakan *workbench ansys* asumsi *lumped mass* tidak berlaku. Sehingga nilai konstanta kekakuan yang didapat juga dipengaruhi oleh konstanta kekakuan dari *mass blok* DVA. Dan berlaku juga untuk penambahan panjang *mass blok* akan menghasilkan nilai berat massa ekuivalen yang bervariasi. Nilai konstanta kekakuan dan nilai berat massa kemudian diubah kedalam bentuk rasio konstanta

kekakuan ( $K_a/K_t$ ) yang didapat dengan membandingkan nilai konstanta kekakuan DVA dan *boring bar* reguler yakni sebesar  $\frac{1}{4,7}$ ,  $\frac{1}{4,2}$ ,  $\frac{1}{3}$ ,  $\frac{1}{6,4}$ ,  $\frac{1}{5,5}$ ,  $\frac{1}{3,5}$ ,  $\frac{1}{8}$ ,  $\frac{1}{8}$ ,  $\frac{1}{4,5}$ , serta rasio massa ( $M_a/M_t$ ) yang didapat dengan membandingkan nilai berat massa DVA dan *boring bar* reguler yakni  $\frac{1}{4,4}$ ,  $\frac{1}{3,6}$ ,  $\frac{1}{3,2}$ .

### 3.2.7 Simulasi

Simulasi dilakukan dengan metode elemen hingga (*finite element analysis*) menggunakan *Workbench Ansys*. Prosedur umum analisis yang dilakukan dalam simulasi adalah

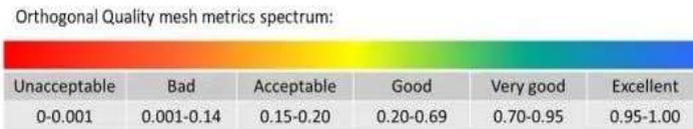
#### 3.2.7.1 Pre-Processing

Pada tahapan ini meliputi definisi *material properties*, dan pemodelan serta *meshing*. Terdapat 2 material yang digunakan dalam penelitian yaitu material AISI 1045 dan *carbide*. Berikut tabel 3.7 merupakan *material properties* yang digunakan pada simulasi tugas akhir ini.

**Tabel 3.7** Material Properties

Mechanical Properties	<i>Boring bar &amp; cantilever beam</i>	<i>Insert</i>
Material	AISI 1045	Carbide
Density (kg/m <sup>3</sup> )	7850	15630
Young Modulus (GPa)	210	530
Poissons Ratio	0,3	0,31
Bulk Modulus (GPa)	175	465
Shear Modulus (Gpa)	80	202
Damping Ratio	0,005	0,005

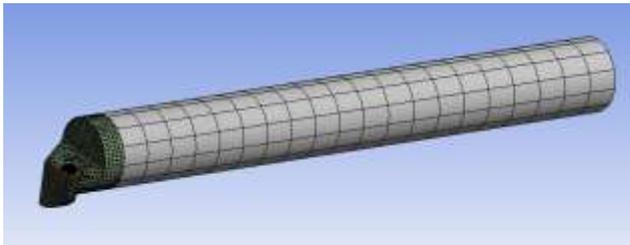
Pemodelan sistem utama dan DVA berupa gambar 3 dimensi yang sebelumnya didesain sesuai geometri yang telah ditentukan dengan menggunakan *software solidwork*. Adapun desain yang terdapat pada simulasi ini antara lain yakni *boring bar* reguler , *boring bar* reguler lubang, *boring bar* dengan penambahan DVA dan DVA. Setelah membuat desain geometrinya dilakukan *meshing*, dimana pada penggunaan analisa metode elemen hingga (*finite element method*) *meshing* merupakan pendekatan geometri yang ada pada wujud asli. Dilakukan beberapa teknik *meshing* sederhana yakni *body sizing*, *method tipe multizone*, dan *face meshing*. Untuk benda rigid dengan profil sederhana menggunakan *body sizing*, Sedangkan untuk profil benda yang melengkung menambahkan *face sizing* pada permukaannya agar tetap mendapatkan profil hexahedral. Hal yang perlu diperhatikan saat *meshing* adalah pada bagian *element quality* seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.18, yakni menunjukkan parameter *average mesh metric orthogonal quality*



**Gambar 3.18** Parameter *average mesh metric orthogonal quality*

Multizone diinputkan pada *body boring bar* dan DVA agar mendapatkan profil hexahedral. *Body sizing* dilakukan pada 3 *body*, yakni pada *head* dengan *element size* 2,2 mm, pada pahat dengan *element size* 2 mm, pada *bolt* dengan *element size* 0,5 mm. Dan menambahkan *face*

*meshing* untuk penampang melingkar pada *head boring bar*. Sehingga didapatkan hasil *meshing* seperti yang terlihat pada gambar 3.19a dan *mesh metric orthogonal quality* seperti yang terlihat pada gambar 3.19b, yang mana menunjukkan *mesh metric* dari *meshing* yang telah dibuat yakni terdapat 63049 nodes dan 40299 element pada geometri sistem utama dengan DVA. Dimana element quality minimum 0,0000421, maksimum 0,995, dan rata-rata 0,72543 yang mana *meshing* yang didapat termasuk kategori *very good* pada parameter *mesh metric orthogonal quality*.



(a)

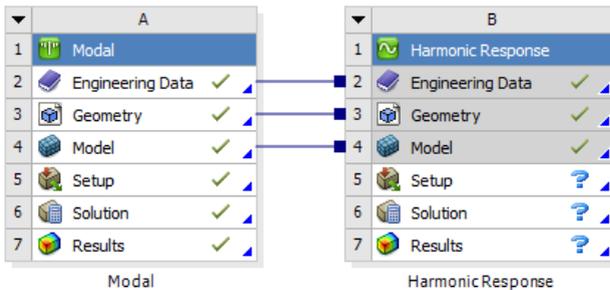
Mesh Metric	Orthogonal Quality
<input type="checkbox"/> Min	4,2111e-006
<input type="checkbox"/> Max	0,995
<input type="checkbox"/> Average	0,72543
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,1734
} Inflation	
} Advanced	
} Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	63049
<input type="checkbox"/> Elements	40299

(b)

**Gambar 3.19** *meshing* (a) *mesh quality* (b)

### 3.2.7.2 Solution

Pada tahapan ini meliputi *apply boundary condition & load* dan menetapkan tipe analisa yakni *modal workbench ansys* dan *harmonic response workbench ansys*. Tipe analisa yang digunakan adalah modal dan kemudian dihubungkan dengan harmonic response seperti yang terlihat pada gambar 3.20.



**Gambar 3.20** Setup analisa *modal* dan *harmonic response workbench Ansys*

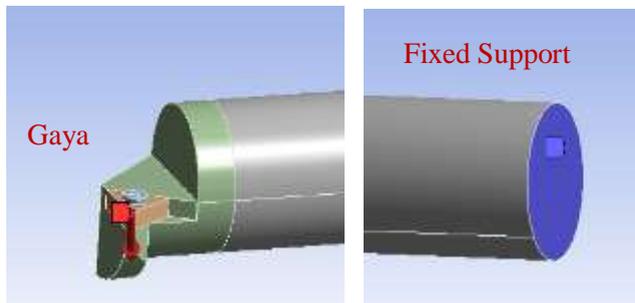
Modal digunakan untuk menginputkan *boundary condition & load* untuk mendefinisikan bahwa *boring bar* terclamp pada penampang bagian belakang. Selain itu, modal juga memiliki fungsi untuk mencari frekuensi natural sistem. Harmonic response memiliki fungsi untuk plotting hasil dari modal seperti deformasi pada frekuensi dan gaya tertentu. Harmonic response juga dapat menghasilkan bode diagram. Dimana dalam menampilkan bode diagram perlu diatur model maksimal terlebih dahulu, untuk memberi batas range frekuensi pada bode diagram. Pada penelitian ini, range frekuensi yang digunakan adalah 100 Hz hingga 600 Hz dan menggunakan interval 500 agar terlihat respon amplitudo

pada setiap frekuensi operasional yang mengenai *boring bar* seperti yang ditunjukkan oleh gambar 3.21.

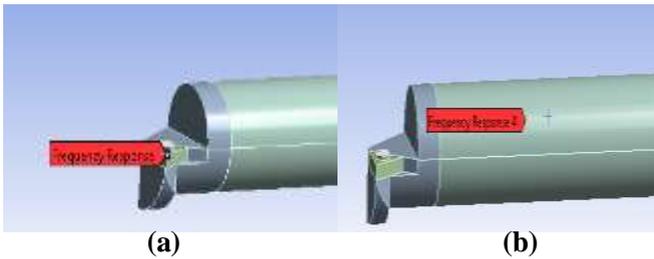
Details of "Analysis Settings"	
[-] Options	
Frequency Spacing	Linear
<input type="checkbox"/> Range Minimum	100, Hz
<input type="checkbox"/> Range Maximum	600, Hz
<input type="checkbox"/> Solution Intervals	500

**Gambar 3.21** Setting analisa range frekuensi

Pada geometri penampang bagian belakang diberikan *fixed support* untuk mendefinisikan bahwa *boring bar* di clamp pada bagian belakang. Serta pada bagian depan diinputkan gaya resultan yang terletak pada ujung vertex pisau pahat, dimana gaya resultan didapatkan dari gaya pada arah sumbu x (radial) , sumbu y (tangensial) dan sumbu z (axial) seperti yang telah dijelaskan pada sub bab sebelumnya. Geometri saat diberikan *boundary condition & load* terlihat seperti pada gambar 3.22



**Gambar 3.22** *boundary condition & load*



**Gambar 3.23** *Solution frequency response deformation* pada ujung *vertex insert* (a) dan pada DVA (b)

Sementara itu, pada harmonic response solution yang digunakan adalah *frequency response deformation* arah sumbu x (radial), sumbu y (tangensial), dan sumbu z (axial) yang terletak pada ujung *vertex insert* seperti terlihat pada gambar 3.23a untuk mendapatkan grafik respon amplitudo sistem utama dan *solution frequency response deformation* arah sumbu x (radial), sumbu y (tangensial) serta sumbu z (axial) pada DVA untuk mendapatkan grafik respon amplitudo DVA seperti yang terlihat pada gambar 3.23b. Dari respon amplitudo yang didapat, kemudian dapat diplot menjadi bentuk *frequency domain* dengan menggunakan *matlab*.

### 3.2.7.3 Post-Processing

Pada tahapan ini dilakukan pengolahan data pada hasil yang didapat dari *Modal* dan *Harmonic Response Ansys Workbench* dan di plot pada *Microsoft excel* dan *Matlab* untuk mendapatkan grafik *frequency domain* sistem utama tanpa DVA, grafik *frequency domain* sistem utama dengan DVA, grafik presentase reduksi respon getaran sistem utama dengan DVA.

### 3.2.8 Reduksi Respon Getaran

Setelah dilakukan proses simulasi, maka akan didapatkan nilai reduksi respon getaran sistem utama. Hasil ini kemudian diolah menjadi grafik reduksi respon getaran terhadap variasi yang dilakukan. Grafik yang didapatkan adalah berupa grafik *frequency domain* respon getaran sistem utama, grafik *frequency domain* respon getaran sistem utama setelah penambahan DVA, respon gerakan DVA untuk menunjukkan bahwa DVA aman, serta grafik reduksi respon getaran DVA terhadap sistem utama pada frekuensi operasional tertentu.

### 3.2.9 Analisa Hasil

Grafik simulasi yang didapatkan kemudian dilakukan analisa data dan pembahasan sesuai dasar teori yang ada sebelumnya. Sehingga dapat diketahui variable-variabel yang mempengaruhi reduksi respon getaran pada sistem utama. Data hasil analisa dan pembahasannya kemudian dibandingkan dengan penelitian sebelumnya terkait penambahan DVA pada *boring bar* oleh (Liu, Liu, & Wu, 2018) sebagai validasi hasil penelitian. Analisa dan pembahasan tersebut dapat digunakan sebagai acuan untuk menarik kesimpulan pada penelitian ini.

### 3.2.10 Kesimpulan

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan, dapat ditarik kesimpulan dan saran dari simulasi yang telah dilakukan. Kesimpulan yang didapatkan yaitu berkaitan dengan poin – poin pembahasan dari hasil simulasi yang telah dilakukan serta menjawab dari rumusan masalah yang ada. Saran yang dibuat merupakan saran yang bersifat membangun agar penelitian ini berjalan lebih baik.

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## **BAB IV**

### **ANALISA DAN PEMBAHASAN**

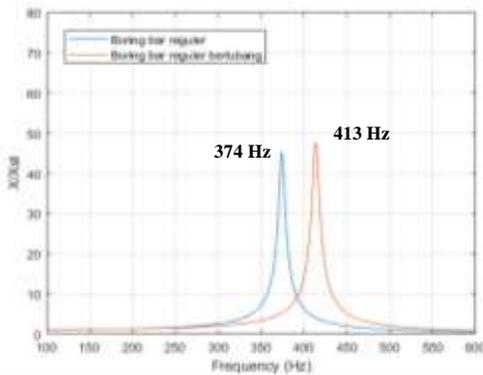
#### **4.1. Analisa Respon**

Penelitian pada tugas akhir ini dilakukan dengan mensimulasikan sistem terkait dengan metode elemen hingga (*finite element*) menggunakan *Modal* dan *Harmonic Response Workbench Ansys*. Simulasi diawali dengan mendesain sistem terkait menggunakan *Solidwork* dengan geometri yang telah ditentukan sebelumnya. Desain geometri diberikan *meshing* sehingga dapat mewakili sistem terkait. Input yang diberikan pada penelitian ini adalah gaya eksitasi, *boring bar*, variasi kekakuan DVA, variasi massa DVA. Dari simulasi yang telah dilakukan, didapatkan output yakni berupa respon getaran sistem utama pada rasio amplitudo arah radial ( $X_1/X_{st}$ ), arah tangensial ( $Y_1/Y_{st}$ ), arah axial ( $Z_1/Z_{st}$ ), respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA pada range frekuensi operasional 100 Hz - 600 Hz, respon gerak DVA pada arah sumbu y (tangensial), serta grafik presentase reduksi getaran pada frekuensi operasional 269 Hz, 320 Hz dan 380 Hz. Hasil simulasi diplot menggunakan *matlab* dan ditampilkan dalam bentuk grafik *frequency domain* yang menggambarkan respon getaran pada arah axial, radial dan tangensial.

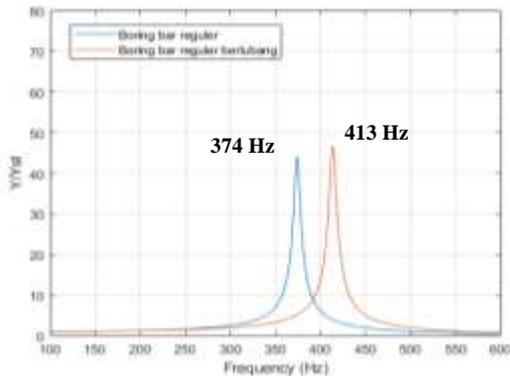
##### **4.1.1. Analisa Respon Getaran Sistem Utama**

Analisa respon getaran sistem utama dilakukan pada arah sumbu radial, axial dan tangensial. Dimana analisa tersebut didapatkan akibat adanya gaya eksitasi pada ujung vertex pisau pahat, yakni pada arah axial merupakan akibat adanya *thrust force* ( $F_t$ ), pada arah radial merupakan akibat adanya *radial force* ( $F_r$ ), sedangkan pada arah tangensial

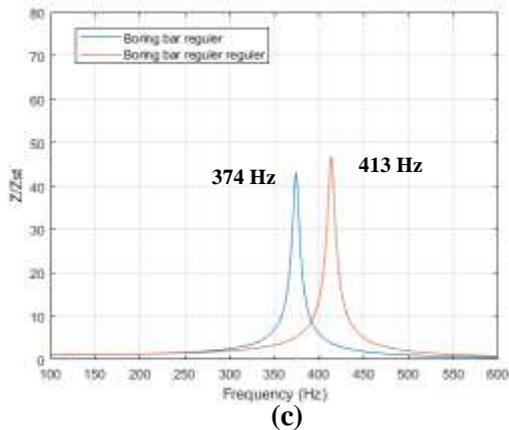
merupakan akibat adanya *cutting force* ( $F_c$ ). Sistem utama pada penelitian ini adalah *boring bar* reguler dan *boring bar* reguler berlubang. Proses simulasi dilakukan untuk mendapatkan respon getaran yang terjadi pada sistem utama dalam bentuk rasio amplitudo terhadap frekuensi yang kemudian di plot pada matlab untuk mendapatkan bode diagram. Berikut merupakan hasil simulasi respon getaran sistem utama pada rentang frekuensi 100 – 600 Hz untuk masing-masing sumbu.



(a)



(b)



**Gambar 4.1** Bode diagram sistem utama tanpa DVA pada arah radial (a), tangensial (b), axial (c)

Pada gambar 4.1a,b, dan c merupakan *frequency domain* sistem utama pada arah radial, tangensial dan axial. Grafik berwarna biru merupakan respon dari *boring bar* reguler sebelum diberi lubang, sedangkan grafik berwarna orange merupakan *boring bar* setelah diberi lubang pada bagian dalam. Terlihat bahwa *boring bar* memiliki satu puncak (*peak*) yang mana hal ini menunjukkan bahwa sebelum dilakukan penambahan DVA, sistem memiliki satu titik resonansi yang terjadi pada frekuensi naturalnya. *Boring bar* reguler memiliki nilai frekuensi natural sebesar 374 Hz dan *boring bar* reguler berlubang memiliki nilai frekuensi natural sebesar 413 Hz. Perbedaan frekuensi natural terjadi karena pengaruh pengurangan dimensi *boring bar* reguler untuk pembuatan lubang pada bagian dalam, yang mana mengakibatkan nilai konstanta kekakuan *boring bar* reguler berlubang menjadi sedikit berkurang namun nilai berat massa menjadi berkurang drastis. Hal ini sesuai

dengan persamaan 3.42, dimana nilai frekuensi natural sistem dipengaruhi oleh konstanta kekakuan dan berat massa.

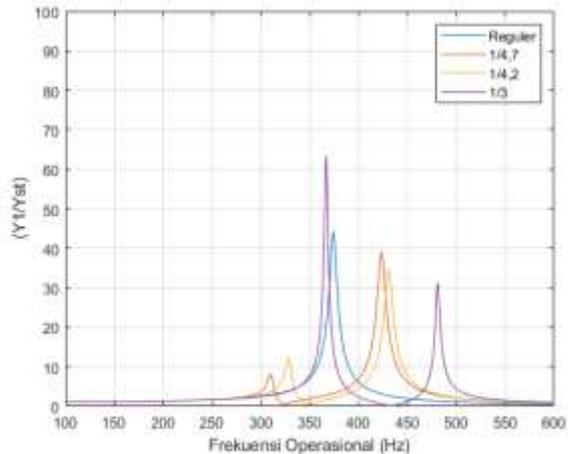
Pada ketiga *frequency domain* diatas memiliki nilai frekuensi natural sistem utama yang sama pada arah axial, radial dan tangensial. Namun berbeda pada arah axial yang mana memiliki nilai rasio amplitudo *boring bar reguler & boring bar reguler* berlubang yang lebih rendah daripada arah radial dan tangensial. Hal ini diakibatkan karena analisa respon getaran ditinjau pada ujung *vertex insert* dan *insert* mengikis benda kerja dengan gaya terbesar pada arah radial dan tangensial seperti yang dijelaskan pada sub bab sebelumnya.

#### **4.1.2. Analisa Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan**

Analisa respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA dilakukan dengan menggunakan tiga macam variasi yaitu, variasi rasio konstanta kekakuan, variasi rasio berat massa DVA terhadap sistem utama serta variasi putaran spindle yang mana saat pemakanan akan menjadi frekuensi operasional yang mengenai ujung *vertex insert*. Analisa dilakukan pada arah axial, radial dan tangensial. Namun arah tangensial sudah cukup merepresentasikan respon getaran yang terjadi pada proses pemakanan. Proses simulasi dilakukan untuk mendapatkan respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA dalam bentuk rasio amplitudo terhadap frekuensi yang kemudian di plot pada matlab untuk mendapatkan grafik *frequency domain*.

#### 4.1.2.1. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan pada $m_{a1}$ terhadap variasi Putaran Spindle

Analisa respon getaran sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a1}$ , dimana nilai rasio konstanta kekakuan sebesar  $\frac{1}{4,7}$ ,  $\frac{1}{4,2}$ ,  $\frac{1}{3}$ . Yang mana semakin besar rasio konstanta kekakuan maka semakin besar konstanta kekakuan DVA. Dengan simulasi menggunakan *harmonic response workbench ansys* maka didapatkan hasil respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a1}$  arah tangensial terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz yang kemudian di plot pada matlab seperti yang terlihat pada gambar 4.2 berikut:



**Gambar 4.2** Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a1}$

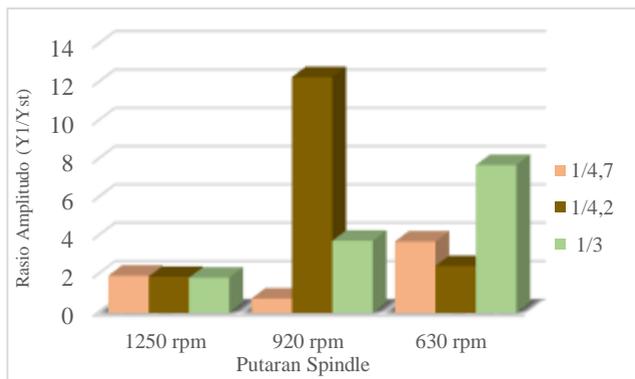
Pada gambar 4.2 merupakan grafik bode diagram rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a1}$  terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz. Terlihat pada gambar bahwa sistem memiliki 2 titik resonansi yang berarti bahwa sistem utama dengan penambahan DVA menjadi sistem 2DOF. Pada grafik berwarna merah, kuning dan ungu merupakan grafik *frequency domain* variasi rasio konstanta kekakuan  $\frac{1}{4,7}$ ,  $\frac{1}{4,2}$ ,  $\frac{1}{3}$ . Dimana pada grafik terlihat bahwa semakin kecil rasio konstanta kekakuan maka posisi *peak* pertama dan *peak* kedua akan semakin bergeser kekanan. Grafik diatas menunjukkan pada *peak* pertama respon amplitudo akan semakin naik dan pada *peak* kedua respon rasio amplitudo akan semakin menurun. Hal ini sesuai dengan penelitian yang sebelumnya dilakukan oleh (Liu, Liu, & Wu, 2018) dan (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019), dimana penelitian tersebut menyimpulkan bahwa semakin besar konstanta kekakuan DVA maka respon rasio amplitudo akan semakin meningkat pada *peak* pertama dan sebaliknya pada *peak* kedua akan semakin menurun.

Pada penelitian ini dilakukan variasi putaran spindle, yang mana saat proses pemakanan berlangsung akan timbul frekuensi operasional yang mengenai ujung *vertex insert*. Dari simulasi *harmonic response ansys* didapatkan nilai rasio amplitudo pada frekuensi operasional 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.1 berikut :

**Tabel 4.1** Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a1}$  terhadap variasi Putaran Spindle

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Respon Rasio Amplitudo ( $Y_1/Y_{st}$ )		
		1/4,7	1/4,2	1/3
1250	269	1,941438	1,885573	1,842586
920	328	0,754847	12,30421	3,762879
630	380	3,723112	2,44953	7,712409

Untuk memudahkan analisa tabel diatas diubah kedalam diagram batang seperti pada gambar 4.3 berikut :



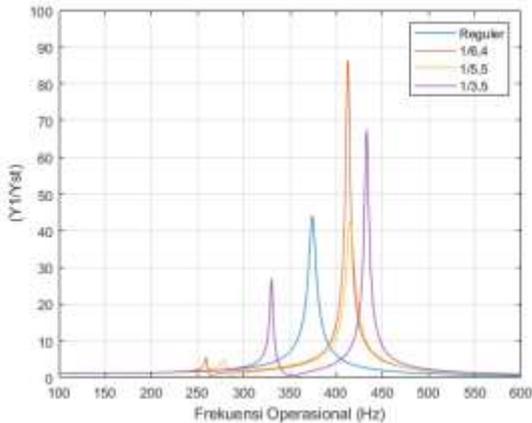
**Gambar 4.3** Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a1}$  terhadap variasi putaran spindle

Dari gambar 4.3 diatas terlihat bahwa, respon rasio amplitudo pada putaran spindle 1250 rpm akan semakin menurun saat rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a1}$  juga menurun. Namun pada putaran spindle 920 rpm dan 630 rpm respon rasio amplitudo pada setiap variasi rasio konstanta kekakuan tidak terjadi trend. Hal ini diakibatkan saat penggunaan rasio  $1/4,2$  memiliki respon rasio amplitudo yang sangat tinggi pada putaran spindle 920 rpm yakni sebesar 12,30421. Dari diagram batang diatas dapat disimpulkan bahwa penggunaan rasio konstanta kekakuan yang paling optimum adalah pada putaran spindle 1250 rpm menggunakan rasio konstanta kekakuan  $1/3$ . Pada putaran spindle 920 rpm menggunakan rasio konstanta kekakuan  $1/4,7$ . Sedangkan pada variasi putaran spindle 630 rpm menggunakan rasio konstanta kekakuan  $1/4,2$ .

#### **4.1.2.2. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan pada $m_{a2}$ terhadap Variasi Putaran Spindle**

Analisa respon getaran sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a2}$ , dimana nilai rasio konstanta kekakuan sebesar  $\frac{1}{6,4}$ ,  $\frac{1}{5,5}$ ,  $\frac{1}{3,5}$ . Yang mana semakin besar rasio konstanta kekakuan maka semakin besar konstanta kekakuan DVA. Dengan simulasi menggunakan *harmonic response workbench ansys* maka didapatkan hasil respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a2}$  arah tangensial terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz yang

kemudian di plot pada matlab seperti yang terlihat pada gambar 4.4 berikut:



**Gambar 4.4** Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a2}$

Pada gambar 4.4 merupakan grafik bode diagram rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a2}$  terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz. Terlihat pada gambar bahwa sistem memiliki 2 titik resonansi yang berarti bahwa sistem utama dengan penambahan DVA menjadi sistem 2DOF. Pada grafik berwarna merah, kuning dan ungu merupakan *frequency* domain variasi rasio konstanta kekakuan  $\frac{1}{6,4}$ ,  $\frac{1}{5,5}$ ,  $\frac{1}{3,5}$ . Dimana pada grafik terlihat bahwa semakin kecil rasio konstanta kekakuan maka posisi *peak* pertama akan semakin bergeser kekanan. Berbeda dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a1}$  sebelumnya, pada  $m_{a2}$  menunjukkan bahwa *peak* kedua tidak terjadi trend pergeseran. Hal ini diakibatkan karena adanya pengaruh

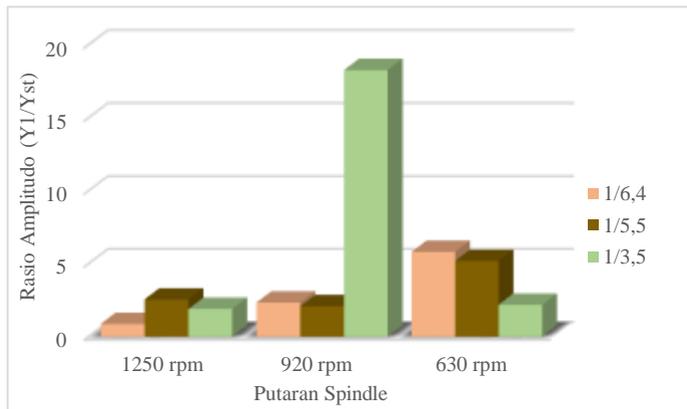
kekakuan dari  $m_{a2}$  yang mana pada simulasi *static structural ansys* untuk mendapatkan nilai konstanta kekakuan tidak berlaku asumsi *lumped mass*. Terlihat pada *peak* kedua grafik berwarna merah berhimpit dengan grafik berwarna kuning, hal ini disebabkan nilai rasio konstanta kekakuan yang tidak terlalu jauh antara keduanya daripada saat rasio konstanta kekakuan grafik berwarna ungu.

Pada penelitian ini dilakukan variasi putaran spindle, yang mana saat proses pemakanan berlangsung akan timbul frekuensi operasional yang mengenai ujung *vertex insert*. Dari simulasi *harmonic response ansys* didapatkan nilai rasio amplitudo pada frekuensi operasional 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.2 berikut

**Tabel 4.2** Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a2}$  terhadap variasi Putaran Spindle

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Respon Rasio Amplitudo ( $Y_1/Y_{st}$ )		
		1/6,4	1/5,5	1/3,5
1250	269	0,860181	2,545771	1,89775
920	328	2,331361	2,085799	18,2605
630	380	5,800818	5,176384	2,17960

Untuk memudahkan analisa tabel diatas diubah kedalam diagram batang seperti pada gambar 4.5 berikut :



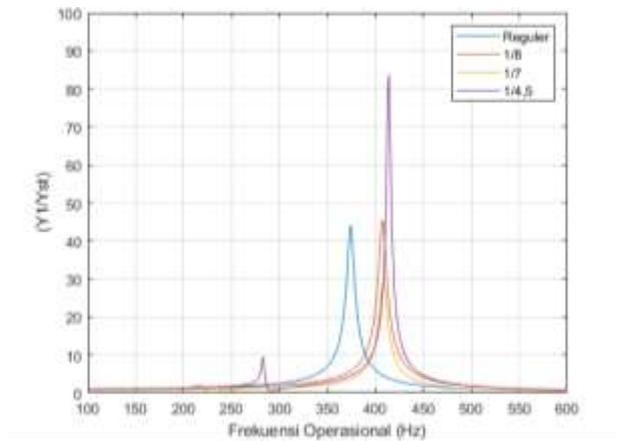
**Gambar 4.5** Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a2}$  terhadap variasi putaran spindle

Dari gambar 4.5 diatas terlihat bahwa, respon rasio amplitudo pada putaran spindle 1250 rpm tidak terjadi trend pada setiap variasi rasio konstanta kekakuan. Hal ini dikarenakan penggunaan rasio konstanta kekakuan  $1/3,5$  belum terjadi proses pemakanan yang mana saat penggunaan rasio konstanta  $1/6,4$  dan  $1/5,5$  sudah terjadi proses pemakanan serta resonansi pada frekuensi operasional 253 Hz dan 280 Hz. Pada diagram batang diatas terlihat jelas bahwa saat variasi putaran spindle 920 rpm respon rasio amplitudo akan semakin meningkat seiring dengan semakin besarnya rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a2}$ . Namun pada putaran spindle 630 rpm respon rasio amplitudo pada setiap variasi rasio konstanta kekakuan semakin menurun seiring dengan semakin besarnya rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a2}$ . Dari diagram

batang diatas dapat disimpulkan bahwa penggunaan rasio konstanta kekakuan yang paling optimum adalah pada putaran spindle 1250 rpm menggunakan rasio konstanta kekakuan  $1/6,4$ . Pada putaran spindle 920 rpm menggunakan rasio konstanta kekakuan  $1/5,5$ . Sedangkan pada variasi putaran spindle 630 rpm menggunakan rasio konstanta kekakuan  $1/3,5$ .

#### **4.1.2.3. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan pada $m_{a3}$ terhadap Variasi Putaran Spindle**

Analisa respon getaran sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a3}$ , dimana nilai rasio konstanta kekakuan sebesar  $\frac{1}{8}$ ,  $\frac{1}{7}$ ,  $\frac{1}{4,5}$ . Yang mana semakin besar rasio konstanta kekakuan maka semakin besar konstanta kekakuan DVA. Dengan simulasi menggunakan *harmonic response workbench ansys* maka didapatkan hasil respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a3}$  arah tangensial terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz yang kemudian di plot pada matlab seperti yang terlihat pada gambar 4.6 berikut:



**Gambar 4.6** Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a3}$

Pada gambar 4.6 merupakan grafik bode diagram rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a2}$  terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz. Terlihat pada gambar bahwa sistem memiliki 2 titik resonansi yang berarti bahwa sistem utama dengan penambahan DVA menjadi sistem 2DOF. Pada grafik berwarna merah, kuning dan ungu merupakan *frequency domain* variasi rasio konstanta kekakuan  $\frac{1}{8}$ ,  $\frac{1}{7}$ ,  $\frac{1}{4,5}$ . Dimana saat penggunaan rasio konstanta kekakuan  $\frac{1}{8}$  dan  $\frac{1}{7}$  sistem hampir mendekati sistem 1DOF, hal ini dikarenakan rasio konstanta kekakuan yang semakin kecil membuat nilai konstanta kekakuan DVA akan semakin kecil pula. Sedangkan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a3}$  dipengaruhi oleh berat massa yang terlalu besar namun

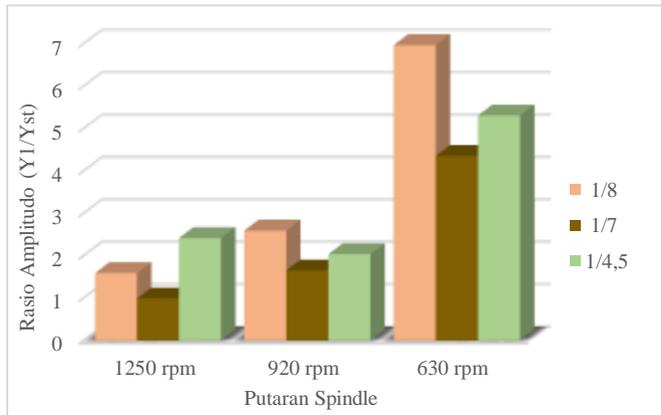
dengan nilai konstanta kekakuan DVA yang sangat kecil daripada konstanta kekakuan *boring bar*.

Pada penelitian ini dilakukan variasi putaran spindle, yang mana saat proses pemakanan berlangsung akan timbul frekuensi operasional yang mengenai ujung *vertex insert*. Dari simulasi *harmonic response ansys* didapatkan nilai rasio amplitudo pada frekuensi operasional 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.3 berikut

**Tabel 4.3** Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a3}$  terhadap variasi Putaran Spindle

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Respon Rasio Amplitudo ( $Y_1/Y_{st}$ )		
		1/8	1/7	1/4,5
1250	269	1,59015	0,989123	2,41481
920	328	2,59162	1,650888	2,03541
630	380	6,96884	4,355813	5,30830

Untuk memudahkan analisa tabel diatas diubah kedalam diagram batang seperti pada gambar 4.7 berikut :



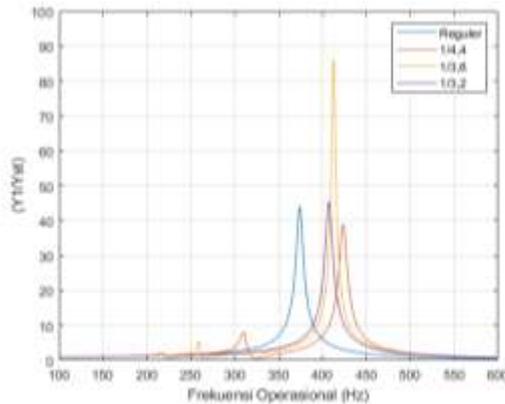
**Gambar 4.7** Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio konstanta kekakuan pada  $m_{a3}$  terhadap variasi putaran spindle

Dari gambar 4.7 diatas terlihat bahwa, respon rasio amplitudo pada tiap variasi putaran spindle tidak terjadi trend di setiap variasi rasio konstanta kekakuan. Namun pada penggunaan rasio konstanta kekakuan  $1/8$  dan  $1/7$  memiliki respon rasio amplitudo yang semakin meningkat saat variasi putaran spindle semakin kecil, hal ini dikarenakan penggunaan rasio konstanta kekakuan yang kecil akan membuat nilai konstanta kekakuan DVA kecil pula. Nilai konstanta kekakuan yang kecil namun dengan massa yang besar akan membuat sistem memiliki frekuensi natural yang kecil. Sehingga hasil pada diagram batang diatas telah sesuai dengan teori yang ada bahwa saat sistem

dijalankan pada putaran spindle tinggi yang mana menghasilkan frekuensi operasional yang rendah akan mendapatkan respon rasio amplitudo yang rendah pula. Dari diagram batang diatas dapat disimpulkan bahwa penggunaan rasio konstanta kekakuan yang paling optimum adalah dengan menggunakan rasio konstanta kekakuan  $1/7$  pada setiap variasi putaran spindle.

#### **4.1.2.4. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio massa pada $k_{a1}$ terhadap Variasi Putaran Spindle**

Analisa respon getaran sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a1}$ , dimana nilai rasio massa sebesar  $\frac{1}{4,4}$ ,  $\frac{1}{3,6}$ ,  $\frac{1}{3,2}$ . Yang mana semakin besar rasio massa maka semakin besar konstanta kekakuan DVA. Dengan simulasi menggunakan *harmonic response workbench ansys* maka didapatkan hasil respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a1}$  arah tangensial terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz yang kemudian di plot pada matlab seperti yang terlihat pada gambar 4.8 berikut:



**Gambar 4.8** Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a1}$

Pada variasi nilai rasio massa DVA terhadap sistem utama pada  $k_{a1}$  seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.8. Terlihat bahwa bode diagram memiliki dua titik resonansi yang berarti sistem utama dengan DVA merupakan sistem 2DOF. Pada grafik berwarna merah, kuning dan ungu merupakan *frequency* domain variasi rasio massa  $\frac{1}{4,4}$ ,  $\frac{1}{3,6}$ ,  $\frac{1}{3,2}$ . Trend grafik pada setiap variasi massa diatas relative hampir sama yakni dengan *peak* pertama yang memiliki respon rasio amplitudo yang sangat rendah dibandingkan dengan respon rasio amplitudo pada *peak* kedua. Pada *peak* pertama terlihat bahwa semakin besar rasio massa akan menyebabkan puncak resonansi semakin bergeser kekiri karena semakin besar rasio massa berarti massa DVA yang digunakan juga akan semakin besar. Umumnya rasio massa DVA terhadap sistem utama yang paling optimal adalah sebesar  $\frac{1}{20}$ . Namun pada penelitian ini tidak dapat menggunakan rasio massa DVA optimal, karena

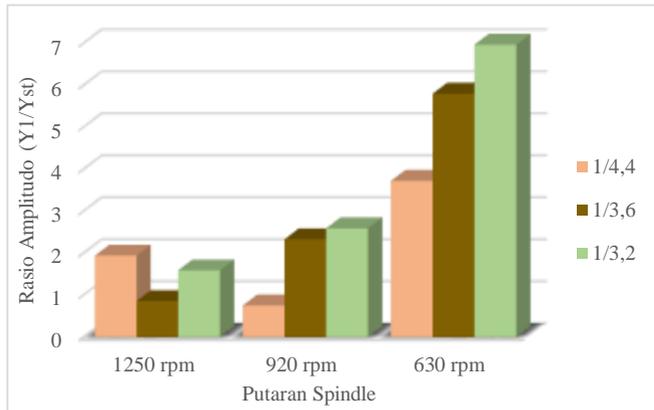
rasio tersebut mengakibatkan jarak antara dua titik resonansi (daerah lembah) semakin menyempit dan semakin tajam sehingga daerah redaman menjadi semakin sempit pula. Sedangkan pada proses pemesinan memerlukan daerah redaman yang lebar agar sistem dapat dilakukan pada frekuensi operasional yang bervariasi. Sesuai dengan teori yang ada grafik diatas menunjukkan bahwa dengan rasio massa yang besar yakni  $1/3,2$  dapat membuat jarak antara dua titik resonansi (daerah lembah) menjadi semakin lebar namun tidak tajam.

Pada penelitian ini dilakukan variasi putaran spindle, yang mana saat proses pemakanan berlangsung akan timbul frekuensi operasional yang mengenai ujung *vertex insert*. Dari simulasi *harmonic response ansys* didapatkan nilai rasio amplitudo pada frekuensi operasional 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.4 berikut:

**Tabel 4.4** Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a1}$  terhadap variasi Putaran Spindle

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Respon Rasio Amplitudo ( $Y_1/Y_{st}$ )		
		$1/4,4$	$1/3,6$	$1/3,2$
1250	269	1,94143	0,86018	1,59015
920	328	0,75484	2,33361	2,591629
630	380	3,72311	5,80081	6,968848

Untuk memudahkan analisa tabel diatas diubah kedalam diagram batang seperti pada gambar 4.9 berikut :



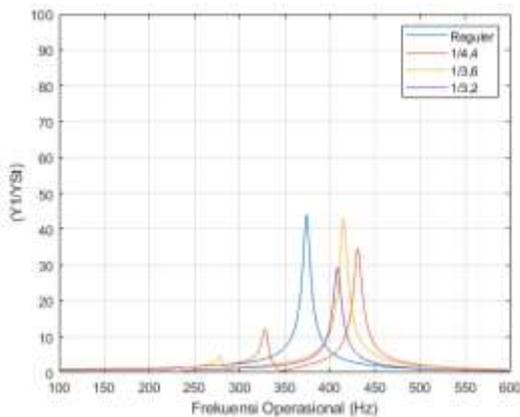
**Gambar 4.9** Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio massa pada  $k_{a1}$  terhadap variasi putaran spindle

Dari gambar 4.9 diatas terlihat bahwa, respon rasio amplitudo pada putaran spindle 1250 rpm mengalami trend yang naik turun pada setiap variasi rasio massa. Hal ini dikarenakan saat putaran spindle 1250 rpm saat penggunaan variasi rasio massa  $1/4,4$  belum terjadi proses pemakanan yang mana saat penggunaan rasio massa  $1/4,2$  dan  $1/3,2$  sudah terjadi proses pemakanan material dan resonansi pada frekuensi operasional 255 Hz dan 210 Hz. Terlihat bahwa saat putaran spindle 920 rpm dan 630 rpm terjadi kenaikan respon rasio amplitudo pada masing-masing variasi rasio massa. Dari diagram batang diatas dapat disimpulkan bahwa penggunaan rasio massa yang paling optimum yakni pada putaran spindle 1250 rpm

menggunakan rasio massa  $1/4,2$ , Sedangkan pada putaran spindle 920 rpm dan 630 rpm menggunakan rasio massa  $1/4,4$ .

#### 4.1.2.5. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio massa pada $k_{a2}$ terhadap Variasi Putaran Spindle

Analisa respon getaran sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a2}$ , dimana nilai rasio massa sebesar  $\frac{1}{4,4}$ ,  $\frac{1}{3,6}$ ,  $\frac{1}{3,2}$ . Yang mana semakin besar rasio massa maka semakin besar konstanta kekakuan DVA. Dengan simulasi menggunakan *harmonic response workbench ansys* maka didapatkan hasil respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a2}$  arah tangensial terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz yang kemudian di plot pada matlab seperti yang terlihat pada gambar 4.10 berikut :



**Gambar 4.10** Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a2}$

Sama halnya dengan respon getaran sistem utama menggunakan variasi rasio massa pada  $k_{a1}$ . Gambar 4.10 menunjukkan bahwa bode diagram memiliki dua titik resonansi yang berarti sistem utama dengan DVA merupakan sistem 2DOF. Pada grafik berwarna merah, kuning dan ungu merupakan *frequency* domain variasi rasio massa  $\frac{1}{4,4}$ ,  $\frac{1}{3,6}$ ,  $\frac{1}{3,2}$ . Pada sub bab ini dengan rasio massa yang sama akan memiliki respon rasio amplitudo yang berbeda, karena rasio massa ini dipengaruhi oleh rasio konstanta kekakuan juga. Trend grafik pada setiap variasi massa diatas relative hampir sama yakni dengan *peak* pertama yang memiliki respon rasio amplitudo yang sangat rendah dibandingkan dengan respon rasio amplitudo pada *peak* kedua. Pada *peak* pertama terlihat bahwa semakin besar rasio massa akan menyebabkan puncak resonansi semakin bergeser kekiri karena semakin besar rasio massa berarti massa DVA yang digunakan juga akan semakin besar. Umumnya rasio massa DVA terhadap sistem utama yang paling optimal adalah sebesar  $1/20$ . Namun pada penelitian ini tidak dapat menggunakan rasio massa DVA optimal, karena rasio tersebut mengakibatkan jarak antara dua titik resonansi (daerah lembah) semakin menyempit dan semakin tajam sehingga daerah redaman menjadi semakin sempit pula. Sedangkan pada proses permesinan memerlukan daerah redaman yang lebar agar sistem dapat dilakukan pada frekuensi operasional yang bervariasi. Sesuai dengan teori yang ada grafik diatas menunjukkan bahwa dengan rasio massa yang besar yakni  $1/3,2$  dapat membuat jarak antara dua titik resonansi

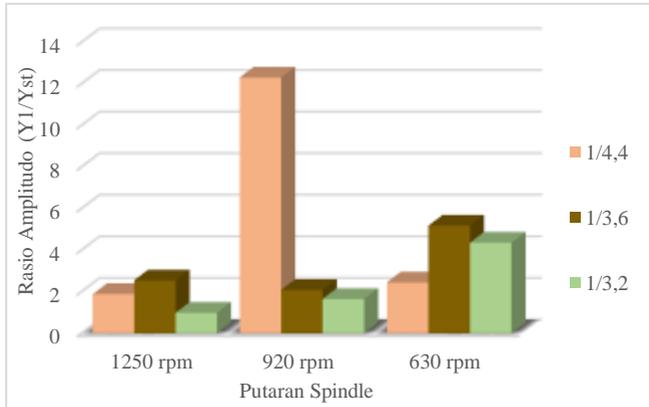
(daerah lembah) menjadi semakin lebar namun tidak tajam. Tetapi *frequency domain* hampir mendekati sistem 1DOF, karena nilai berat massa yang digunakan terlalu besar dan tidak sebanding dengan nilai konstanta kekakuannya sehingga membuat *peak* pertama bernilai sangat rendah dan kemudian akan hilang saat diberikan nilai berat massa yang lebih besar.

Pada penelitian ini dilakukan variasi putaran spindle, yang mana saat proses pemakanan berlangsung akan timbul frekuensi operasional yang mengenai ujung *vertex insert*. Dari simulasi *harmonic response ansys* didapatkan nilai rasio amplitudo pada frekuensi operasional 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.5 berikut:

**Tabel 4.5** Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a2}$  terhadap variasi Putaran Spindle

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Respon Rasio Amplitudo ( $Y_1/Y_{st}$ )		
		1/4,4	1/3,6	1/3,2
1250	269	1,885573	2,545771	0,989123
920	328	12,30421	2,085799	1,650888
630	380	2,44953	5,176384	4,355813

Untuk memudahkan analisa tabel diatas diubah kedalam diagram batang seperti pada gambar 4.11 berikut :



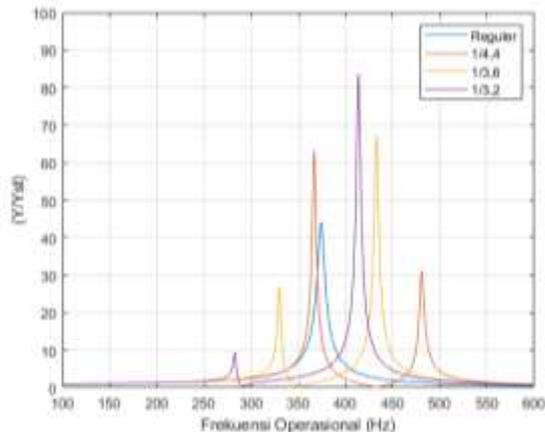
**Gambar 4.11** Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio massa pada  $k_{a2}$  terhadap variasi putaran spindle

Dari gambar 4.11 diatas terlihat bahwa, respon rasio amplitudo pada putaran spindle 1250 rpm mengalami trend yang naik turun pada setiap variasi rasio massa. Hal ini dikarenakan saat putaran spindle 1250 rpm saat penggunaan variasi rasio massa  $1/4,4$  belum terjadi proses pemakanan yang mana saat penggunaan rasio massa  $1/4,2$  dan  $1/3,2$  sudah terjadi proses pemakanan material dan resonansi pada frekuensi operasional 240 Hz dan 270 Hz. Terlihat bahwa saat putaran spindle 920 rpm terjadi penurunan respon rasio amplitudo pada variasi rasio massa. Serta kembali tidak membentuk trend saat putaran spindle 630 rpm, dapat dilihat pada bode diagram bahwa saat putaran spindle 630 rpm yang mana akan terjadi resonansi pada frekuensi operasional 328 Hz saat

menggunakan rasio massa  $1/4,4$  sehingga rasio tersebut tidak cocok jika digunakan pada putaran spindle 630 rpm karena akan terjadi resonansi. Dari diagram batang diatas dapat disimpulkan bahwa penggunaan rasio massa yang paling optimum yakni pada putaran spindle 1250 rpm menggunakan rasio massa  $1/3,2$  , Pada putaran spindle 920 rpm menggunakan rasio massa  $1/3,2$ . Sedangkan pada 630 rpm menggunakan rasio massa  $1/4,4$ .

#### **4.1.2.6. Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio massa pada $k_{a3}$ terhadap Variasi Putaran Spindle**

Analisa respon getaran sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a3}$ , dimana nilai rasio massa sebesar  $\frac{1}{4,4}$ ,  $\frac{1}{3,6}$ ,  $\frac{1}{3,2}$ . Yang mana semakin besar rasio massa maka semakin besar konstanta kekakuan DVA. Dengan simulasi menggunakan *harmonic response workbench ansys* maka didapatkan hasil respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a3}$  arah tangensial terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz yang kemudian di plot pada matlab seperti yang terlihat pada gambar 4.12 berikut



**Gambar 4.12** Bode diagram sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a3}$

Gambar 4.12 menunjukkan bahwa bode diagram memiliki dua titik resonansi yang berarti sistem utama dengan DVA merupakan sistem 2DOF. Pada grafik berwarna merah, kuning dan ungu merupakan *frequency domain* variasi rasio massa  $\frac{1}{4,4}$ ,  $\frac{1}{3,6}$ ,  $\frac{1}{3,2}$ . Pada sub bab ini dengan rasio massa yang sama akan memiliki respon rasio amplitudo yang berbeda, karena rasio massa ini dipengaruhi oleh rasio konstanta kekakuan juga. Trend grafik menunjukkan respon rasio amplitudo pada *peak* pertama akan semakin rendah seiring dengan semakin besarnya rasio massa. Dan sebaliknya pada *peak* kedua, yang mana menunjukkan respon rasio amplitudo akan semakin tinggi seiring dengan semakin besarnya rasio massa. Pada *peak* pertama terlihat bahwa semakin besar rasio massa akan menyebabkan puncak resonansi semakin bergeser ke kiri karena semakin besar rasio massa berarti

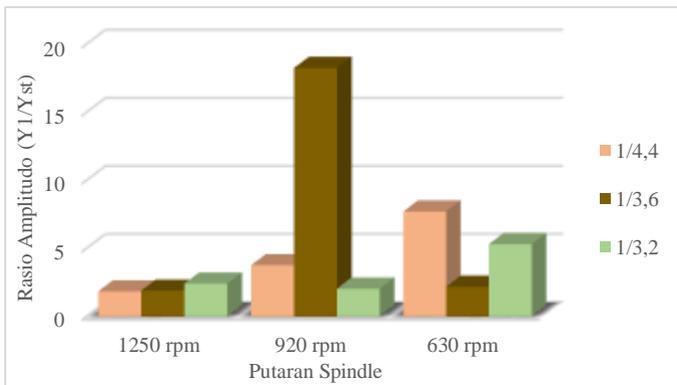
massa DVA yang digunakan juga akan semakin besar. Umumnya rasio massa DVA terhadap sistem utama yang paling optimal adalah sebesar  $1/20$ . Namun pada penelitian ini tidak dapat menggunakan rasio massa DVA optimal, karena rasio tersebut mengakibatkan jarak antara dua titik resonansi (daerah lembah) semakin menyempit dan semakin tajam sehingga daerah redaman menjadi semakin sempit pula. Sedangkan pada proses permesinan memerlukan daerah redaman yang lebar agar sistem dapat dilakukan pada frekuensi operasional yang bervariasi. Sesuai dengan teori yang ada grafik diatas menunjukkan bahwa dengan rasio massa yang besar yakni  $1/3,2$  dapat membuat jarak antara dua titik resonansi (daerah lembah) menjadi semakin lebar namun tidak tajam.

Pada penelitian ini dilakukan variasi putaran spindle, yang mana saat proses pemakanan berlangsung akan timbul frekuensi operasional yang mengenai ujung *vertex insert*. Dari simulasi *harmonic response ansys* didapatkan nilai rasio amplitudo pada frekuensi operasional 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.6 berikut:

**Tabel 4.6** Respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio massa pada  $k_{a3}$  terhadap variasi Putaran Spindle

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Respon Rasio Amplitudo ( $Y_1/Y_{st}$ )		
		1/4,4	1/3,6	1/3,2
1250	269	1,84258	1,89775	2,41481
920	328	3,76287	18,2605	2,035416
630	380	7,71240	2,17960	5,308301

Untuk memudahkan analisa tabel diatas diubah kedalam diagram batang seperti pada gambar 4.13 berikut :



**Gambar 4.13** Respon rasio amplitudo sistem utama variasi rasio massa pada  $k_{a3}$  terhadap variasi putaran spindle

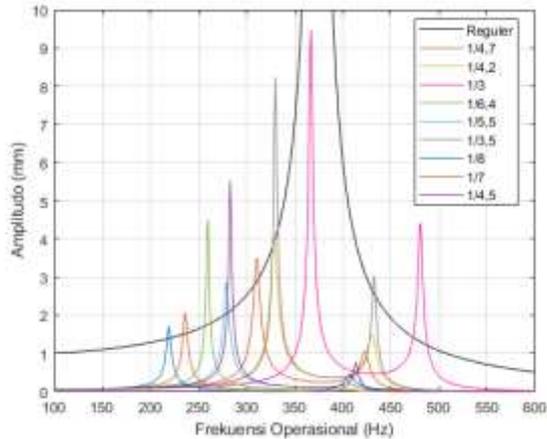
Dari gambar 4.13 diatas terlihat bahwa, respon rasio amplitudo pada putaran spindle 1250 rpm mengalami trend

yang naik seiring semakin besarnya rasio massa. Namun saat putaran spindle 920 rpm dan 630 rpm tidak terjadi trend grafik. Hal tersebut dikarenakan nilai rasio massa DVA terhadap sistem utama dipengaruhi oleh berat massa pada *cantilever beam*. Dari diagram batang diatas dapat disimpulkan bahwa penggunaan rasio massa yang paling optimum yakni pada putaran spindle 1250 rpm menggunakan rasio massa  $1/4,4$  , Pada putaran spindle 920 rpm menggunakan rasio massa  $1/3,2$ . Sedangkan pada 630 rpm menggunakan rasio massa  $1/3,6$ . Masing-masing variasi rasio massa dapat meredam getaran yang terjadi bergantung pada putaran spindle yang ditentukan.

#### **4.1.3. Analisa Respon Gerakan DVA**

Analisa respon gerakan DVA digunakan untuk membuktikan bahwa desain DVA yang didesain sudah aman untuk digunakan atau tidak. Analisa ini didapatkan dari mensimulasikan sistem utama dengan penambahan DVA menggunakan *Harmonic Response Workbench Ansys*. Hasil yang didapat adalah respon amplitudo DVA didalam *Boring bar*. Lubang *Boring bar* memiliki *clearance* sebesar 1,5 mm, yang berarti DVA akan aman ketika respon amplitudo yang dihasilkan  $\leq 1,5$  mm. Analisa gerakan DVA hanya dilakukan pada arah radial dan tangensial, karena analisa respon getaran ditinjau pada ujung vertex pisau pahat dan pahat mengikis benda kerja dengan gaya terbesar pada arah radial dan tangensial. Namun arah tangensial sudah mewakili respon gerakan dari DVA. Hasil analisa kemudian di plot pada matlab untuk mendapatkan bode diagram respon amplitudo DVA

dengan frekuensi operasional. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.14 berikut:



**Gambar 4.14** Bode diagram variasi absorber pada arah tangensial

Pada gambar 4.14 merupakan hasil dari respon gerakan DVA pada rentang frekuensi 100 - 600 Hz yang didapat dari simulasi menggunakan *harmonic response ansys*. Grafik bode diagram berwarna hitam merupakan respon amplitudo dari *boring bar* reguler, sedangkan grafik berwarna orange, kuning, magenta, hijau, biru muda, abu-abu, biru tua, merah dan ungu merupakan respon amplitudo DVA. Terlihat bahwa gerakan DVA sangat bervariasi bergantung pada frekuensi operasional yang bekerja. Oleh sebab itu, respon gerakan DVA pada penelitian ini ditinjau berdasarkan frekuensi operasional 269 Hz, 328 Hz dan 380 Hz yang mana nilai tersebut didapatkan dari variasi putaran spindle 1250 rpm, 920 rpm dan 630 rpm. Dalam proses permesinan, putaran spindle diatur terlebih dahulu pada 1250 rpm dan kemudian dilakukan

proses pemakanan benda kerja oleh *boring bar*. Frekuensi operasional akan muncul saat proses pemakanan berlangsung . Begitu juga pada putaran spindle 920 rpm dan 630 rpm. Berikut merupakan tabel respon gerakan DVA pada variasi putaran spindle 1250 rpm seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.7:

**Tabel 4.7** Respon gerakan DVA pada putaran spindle 1250 rpm

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Variasi DVA	Respon DVA (mm)	Gerakan DVA
1250	269	$1/4,7$	0,244010	Aman
		$1/4,2$	0,193610	Aman
		$1/3$	0,142980	Aman
		$1/6,4$	0,628860	Aman
		$1/5,5$	0,718830	Aman
		$1/3,5$	0,186620	Aman
		$1/8$	0,051590	Aman
		$1/7$	0,125080	Aman
		$1/4,5$	0,537830	Aman

Berikut merupakan tabel respon gerakan DVA pada variasi putaran spindle 920 rpm seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.8:

**Tabel 4.8** Respon gerakan DVA pada putaran spindle 920 rpm

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Variasi DVA	Respon DVA (mm)	Gerakan DVA
920	328	$1/4,7$	0,650480	Aman
		$1/4,2$	3,947500	Tidak aman
		$1/3$	0,393710	Aman
		$1/6,4$	0,079926	Aman
		$1/5,5$	0,167610	Aman
		$1/3,5$	5,100400	Tidak aman
		$1/8$	0,002734	Aman
		$1/7$	0,030922	Aman
		$1/4,5$	0,176320	Aman

Berikut merupakan tabel respon gerakan DVA pada variasi putaran spindle 920 rpm seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.9:

**Tabel 4.9** Respon gerakan DVA pada putaran spindle 630 rpm

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Variasi DVA	Respon DVA (mm)	Gerakan DVA
630	380	$1/4,7$	0,248400	Aman
		$1/4,2$	0,374070	Aman
		$1/3$	1,389000	Aman
		$1/6,4$	0,045137	Aman
		$1/5,5$	0,118600	Aman
		$1/3,5$	0,375280	Aman
		$1/8$	0,052017	Aman
		$1/7$	0,006755	Aman
		$1/4,5$	0,115300	Aman

Terlihat bahwa tabel diatas menunjukkan respon pergerakan DVA pada masing-masing variasi putaran spindle. Saat menggunakan variasi putaran spindle 1250 rpm, respon gerakan DVA tidak ada yang membentur dinding lubang *boring bar*. Sehingga pada variasi putaran spindle 1250 rpm, desain DVA yang telah dirancang dapat aman digunakan. Namun saat menggunakan variasi putaran spindle 920 rpm, respon gerakan DVA pada rasio konstanta kekakuan  $1/4,2$

dan  $1/3,5$  memiliki respon amplitudo  $\geq 1,5$  mm, yakni sebesar 3,94 mm dan 5,1 mm. Sehingga untuk variasi rasio konstanta kekakuan  $1/4,2$  dan  $1/3,5$  tidak cocok jika dioperasikan saat putaran spindle 920 rpm. Sedangkan untuk variasi putaran spindle 630 rpm, respon DVA bernilai dibawah 1,5 mm, hal ini menunjukkan bahwa pada variasi putaran spindle 630 rpm desain DVA yang telah dirancang sudah aman untuk digunakan.

#### **4.1.4. Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA**

Analisa respon reduksi getaran dilakukan dengan membandingkan hasil respon getaran antara sebelum dan sesudah penambahan DVA pada arah tangensial. Selisih dari respon getaran antara sebelum dan sesudah penambahan DVA yang kemudian diubah menjadi persentase. Sehingga dapat terlihat besar reduksi getaran yang dihasilkan oleh DVA. Dilakukan variasi putaran spindle untuk mengetahui reduksi getaran yang paling optimal.

##### **4.1.4.1. Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA pada putaran spindle 1250 rpm**

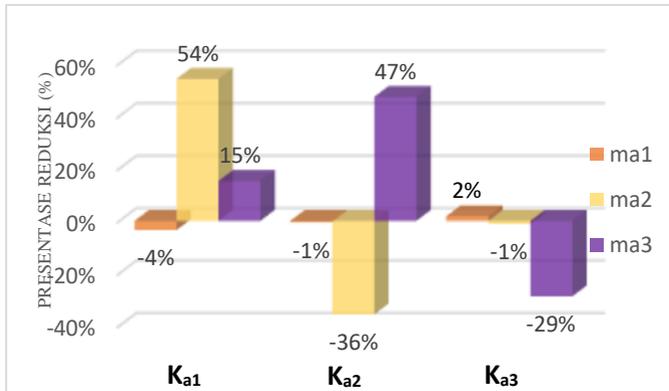
Pada proses permesinan, frekuensi operasional yang terjadi cenderung tidak konstan atau berubah-ubah sesuai dengan parameter pemotongan yang telah ditentukan. Dimana kecepatan pemotongan dipengaruhi oleh putaran dari benda kerja (putaran spindle). Pada sub bab ini melihat reduksi yang dihasilkan oleh variasi putaran spindle 1250 rpm. Tabel reduksi setiap variasi

DVA saat putaran spindle 1250 rpm dapat dilihat pada tabel 4.10 berikut ini :

**Tabel 4.10** Respon Reduksi Getaran pada putaran spindle 1250 rpm

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Respon <i>Boring bar</i> reguler (mm)	Rasio konstanta Kekakuan	Respon DVA (mm)	% Reduksi
1250	269	0,21554	$1/4,7$	0,22311	-4%
			$1/4,2$	0,21669	-1%
			$1/3$	0,21175	2%
			$1/6,4$	0,09885	54%
			$1/5,5$	0,29256	-36%
			$1/3,5$	0,21809	-1%
			$1/8$	0,18274	15%
			$1/7$	0,11367	47%
			$1/4,5$	0,27751	-29%

Untuk mempermudah membandingkan reduksi dari masing-masing variasi pada saat variasi putaran spindle 1250 rpm, tabel 4.8 dapat ditampilkan menjadi diagram batang sebagai berikut :



**Gambar 4.15** Diagram reduksi respon getaran pada variasi putaran spindle 1250 rpm

Reduksi respon getaran pada variasi penggunaan putaran spindle 1250 rpm seperti yang terlihat pada gambar 4.15 diatas. Dimana diagram batang yang berwarna orange, kuning dan ungu merupakan presentase reduksi yang didapatkan dari variasi kekakuan DVA terhadap  $m_{a1}$ ,  $m_{a2}$  dan  $m_{a3}$  DVA. Presentase reduksi yang didapatkan memiliki nilai yang beragam. Saat putaran spindle sebesar 1250 rpm, pada saat variasi kekakuan DVA terhadap  $m_{a1}$  mengalami kenaikan yakni dari yang semula -4% hingga 2% . Namun saat meninjau variasi kekakuan DVA terhadap  $m_{a2}$ , reduksi yang didapatkan akan semakin turun seiring bertambah besarnya nilai konstanta kekakuan DVA yakni dari 54% hingga -1%. Presentase reduksi

getaran mengalami kenaikan lalu turun ketika ditinjau dari variasi kekakuan DVA terhadap  $m_{a3}$ . Penambahan DVA pada variasi putaran spindle 1250 rpm tidak menghasilkan reduksi getaran yang baik, hal ini terjadi karena frekuensi natural sistem bernilai sangat jauh dari frekuensi operasional pada putaran spindle 1250 rpm. Hasil presentase reduksi yang bernilai negative dapat diartikan, bahwa dengan penambahan DVA tersebut tidak meredam getaran yang terjadi melainkan semakin membuat sistem beresonansi. Pada variasi 1250 rpm, DVA yang paling baik digunakan adalah yang memiliki nilai presentase reduksi terbesar yakni pada variasi  $k_{a1}m_{a2}$  sebesar 54%

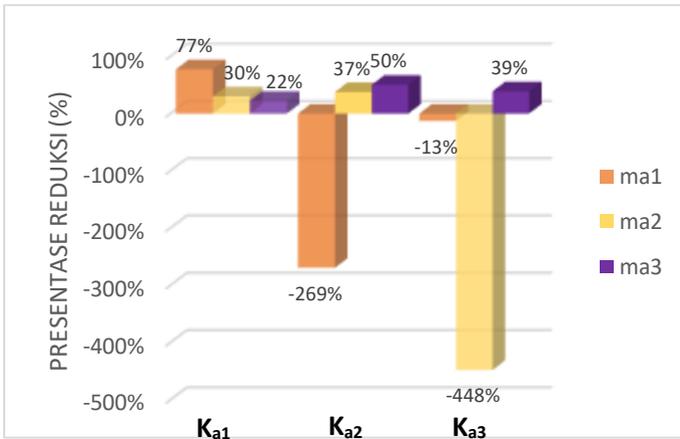
#### **4.1.4.2. Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA pada putaran spindle 920 rpm**

Pada proses permesinan, frekuensi operasional yang terjadi cenderung tidak konstan atau berubah-ubah sesuai dengan parameter pemotongan yang telah ditentukan. Dimana kecepatan pemotongan dipengaruhi oleh putaran dari benda kerja. Pada sub bab ini melihat reduksi yang dihasilkan oleh variasi putaran spindle 920 rpm. Dengan variasi putaran spindle 920 rpm dihasilkan presentase reduksi seperti yang terlihat pada tabel 4.9 berikut :

**Tabel 4.11** Respon Reduksi Getaran pada putaran spindle 920 rpm

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Respon <i>Boring bar</i> reguler (mm)	Rasio Konstanta Kekakuan	Respon DVA (mm)	% Reduksi
920	328	$0,3830$ $2$	$1/4,7$	0,086747	77%
			$1/4,2$	1,414000	-269%
			$1/3$	0,432430	-13%
			$1/6,4$	0,267920	30%
			$1/5,5$	0,239700	37%
			$1/3,5$	2,098500	-448%
			$1/8$	0,297830	22%
			$1/7$	0,189720	50%
			$1/4,5$	0,233910	39%

Untuk mempermudah membandingkan reduksi dari masing-masing variasi pada saat variasi putaran spindle 920 rpm, tabel 4.9 dapat ditampilkan menjadi diagram batang sebagai berikut :



**Gambar 4.16** Diagram reduksi respon getaran pada variasi putaran spindle 920 rpm

Reduksi respon getaran pada variasi penggunaan putaran spindle 920 rpm seperti yang terlihat pada gambar 4.16 diatas. Dimana diagram batang yang berwarna orange, kuning dan ungu merupakan presentase reduksi yang didapatkan dari variasi kekakuan DVA terhadap ma1, ma2 dan ma3 DVA. Presentase reduksi yang didapatkan memiliki nilai yang beragam. Saat putaran spindle sebesar 920 rpm, pada saat menggunakan variasi kekakuan DVA terhadap ma<sub>1</sub> mengalami penurunan lalu naik kembali yakni dari yang semula 77% turun menjadi -269% pada variasi k<sub>a2</sub>ma<sub>1</sub> dan naik kembali menjadi -13%. Sama halnya dengan meninjau pada saat menggunakan

variasi kekakuan DVA terhadap  $m_{a2}$ , dimana presentase reduksi mengalami kenaikan lalu turun kembali dari 30% ke 37% menjadi -348%. Presentase bernilai minus ini berarti dengan penambahan variasi DVA tersebut, sistem akan mengalami resonansi yang tinggi. Sehingga hasil presentase reduksi dari DVA yang bernilai minus tidak dapat dioperasikan pada putaran spindle 920 rpm. Jika presentase reduksi ditinjau dari variasi kekakuan DVA terhadap  $m_{a3}$ , tidak terdapat hasil yang minus. Hal ini berarti bahwa variasi kekakuan DVA terhadap  $m_{a3}$  dapat meredam getaran yang terjadi pada putaran spindle 920 rpm. Pada variasi 920 rpm, DVA yang paling baik digunakan adalah yang memiliki nilai presentase reduksi terbesar yakni pada variasi  $k_{a1}m_{a1}$  sebesar 77%.

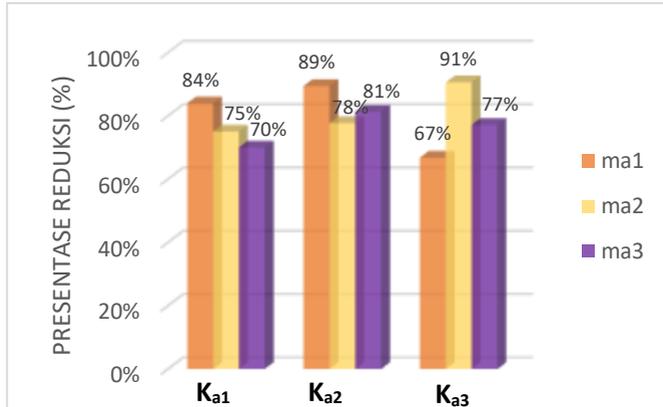
#### **4.1.4.3. Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA pada putaran spindle 630 rpm**

Pada proses permesinan, frekuensi operasional yang terjadi cenderung tidak konstan atau berubah-ubah sesuai dengan parameter pemotongan yang telah ditentukan. Dimana kecepatan pemotongan dipengaruhi oleh putaran dari benda kerja. Pada sub bab ini melihat reduksi yang dihasilkan oleh variasi putaran spindle 630 rpm. Dengan variasi putaran spindle 630 rpm dihasilkan presentase reduksi seperti yang terlihat pada tabel 4.10 berikut :

**Tabel 4.12** Respon Reduksi Getaran pada putaran spindle 630 rpm

Putaran Spindle (rpm)	$\omega_c$ (Hz)	Respon <i>Boring bar</i> reguler (mm)	Rasio Konstanta Kekakuan	Respon DVA (mm)	% Reduksi
630	380	2,6736	$1/4,7$	0,427860	84%
			$1/4,2$	0,281500	89%
			$1/3$	0,886310	67%
			$1/6,4$	0,666630	75%
			$1/5,5$	0,594870	78%
			$1/3,5$	0,250480	91%
			$1/8$	0,800860	70%
			$1/7$	0,500570	81%
			$1/4,5$	0,610030	77%

Untuk mempermudah membandingkan reduksi dari masing-masing variasi pada saat variasi putaran spindle 630 rpm, tabel 4.10 dapat ditampilkan menjadi diagram batang sebagai berikut :



**Gambar 4.17** Diagram reduksi respon getaran pada variasi putaran spindle 630 rpm

Reduksi respon getaran pada variasi penggunaan putaran spindle 630 rpm seperti yang terlihat pada gambar 4.17 diatas. Dimana diagram batang yang berwarna orange, kuning dan ungu merupakan presentase reduksi yang didapatkan dari variasi kekakuan DVA terhadap  $m_{a1}$ ,  $m_{a2}$  dan  $m_{a3}$  DVA. Berbeda dengan dua variasi putaran spindle sebelumnya, seperti yang ditunjukkan pada gambar diatas yakni presentase reduksi yang dihasilkan secara keseluruhan bernilai positif. Hal ini menandakan bahwa berbagai desain DVA yang terdapat pada penelitian ini sangat cocok jika dioperasikan pada putaran spindle sebesar 630 rpm. Presentase reduksi yang dihasilkan secara keseluruhan bernilai lebih dari 50%. Reduksi terbesar pada pengoperasian putaran spindle 630 rp terdapat pada variasi  $k_{a3}m_{a2}$  dengan presentase reduksi sebesar 91%

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1. Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan, didapatkan beberapa kesimpulan antara lain :

1. Telah dirancang *Boring bar* berbahan AISI 1045 dengan rasio L/D 8 menggunakan mekanisme *dynamic vibration absorber* (DVA) berbahan AISI 1045 yang terdiri dari mass blok dan cantilever beam. Dimensi mass blok yakni diameter sebesar 18 mm dan variasi panjang 60 mm, 70 mm dan 80 mm serta cantilever beam dengan diameter sebesar 6,5 mm dan variasi panjang 17 mm, 15 mm dan 10 mm. DVA ditempelkan pada head *Boring bar* kemudian dimasukkan kedalam lubang *Boring bar* yang sudah diberi lubang dengan diameter 21 mm dan panjang 100 mm . *Boring bar* dengan menggunakan mekanisme DVA memiliki sistem 2DOF.
2. Telah diketahui pada putaran spindle 630 rpm, bahwa semakin besar rasio konstanta kekakuan DVA terhadap *boring bar* menghasilkan reduksi respon getaran yang semakin kecil pada rasio konstanta kekakuan  $\frac{1}{3}$  ( $k_{a3}m_{a1}$ ) bernilai 67%. Diketahui juga bahwa semakin besar rasio massa DVA terhadap *boring bar* menghasilkan reduksi respon getaran yang semakin kecil pada rasio massa  $\frac{1}{3,2}$  bernilai 70%
3. Putaran spindle mempengaruhi respon reduksi getaran yang terjadi pada masing-masing variasi. Presentase respon reduksi terbesar terdapat pada variasi putaran spindle 630 rpm. Dimana presentase terbesar DVA pada variasi rasio konstanta kekakuan  $\frac{1}{3,5}$  dengan nilai

presentase sebesar 91% dan respon gerakan DVA sebesar 0,250480 mm.

## **5.2. Saran**

1. Validasi dapat dilakukuan dengan pengujian eksperimen.
2. Menambahkan variasi kecepatan pemakanan dan kedalaman potong untuk melihat respon getaran yang terjadi.
3. Penelitian penggunaan DVA jenis akan lebih baik jika terdapat salah satu variabel yang tetap.

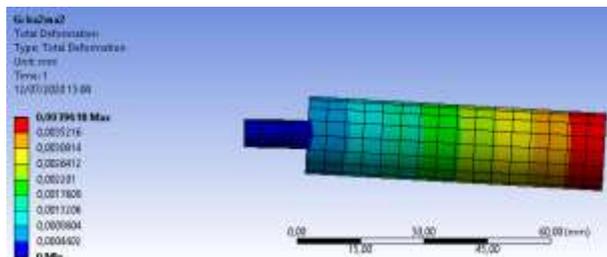
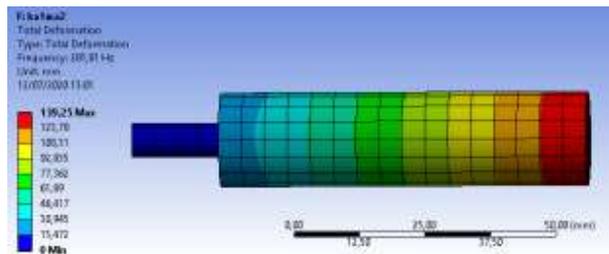
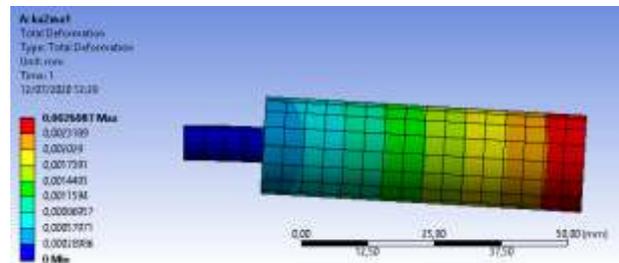
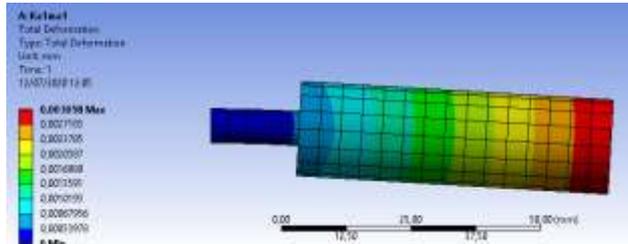
## DAFTAR PUSTAKA

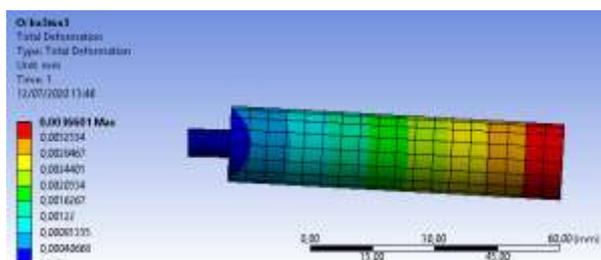
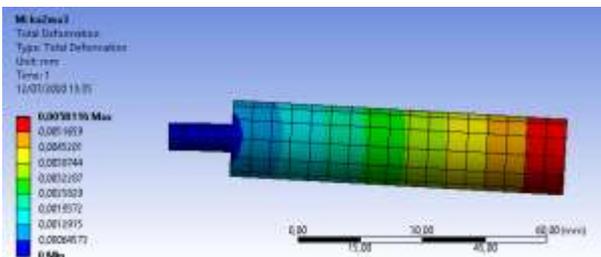
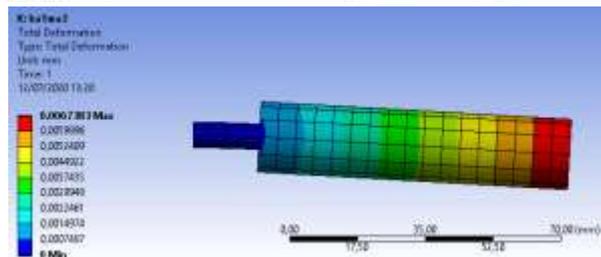
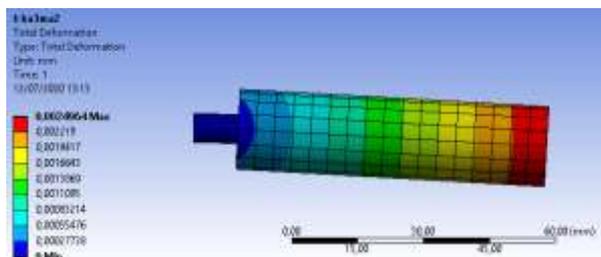
- Chasanah, N. M. (2018). Pemodelan dan Analisa Respon Reduksi Getaran Translasi pada Proses Drilling Material Aluminium (Al) dengan Penambahan Sistem Dynamic Vibration Absorber (DVA). Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Kalpakjian, S., & Schmid, S. R. (2009). *Manufacturing Engineering and Technology Sixth Edition in SI Units*. Chicago: Pearson.
- Liu, X., Liu, Q., & Wu, S. (2018). Analysis Vibration Characteristic and Adjustment Method of Boring Bar with a Variable Stiffness Vibration Absorber.
- Pachpute, A. (n.d.). Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber A Simulation Approach. Internal Journal of Recent Engineering Research and Development.
- Rao, S. S. (2011). *Mechanical Vibration Fifth Edition*. Amerika: Prentice Hall.
- Sun, Beibei; Li, Lie;. (2019). Analysis of the Vibration Characteristics of a Boring Bar with a Stiffness Variable. 14.
- Ugochukwu, O. (2018). Evaluation of Chatter Vibration Frequency in CNC Turning of 4340 Alloy Steel Material. 9.
- Zulfianti, P. K. (2019). Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA).

*Halaman ini sengaja dikosongkan*

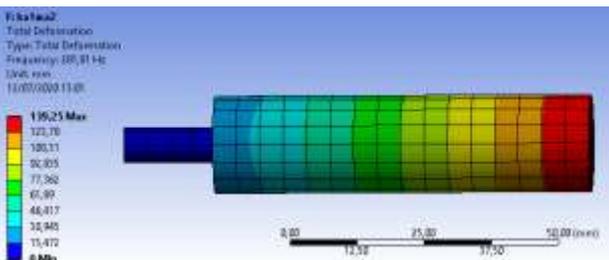
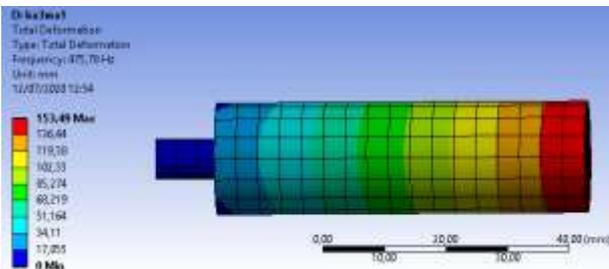
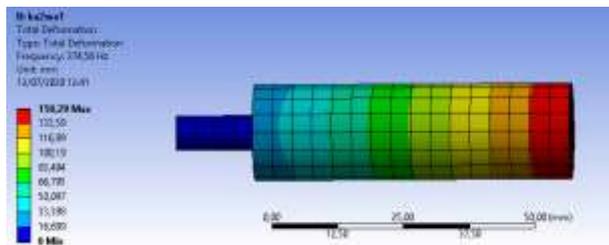
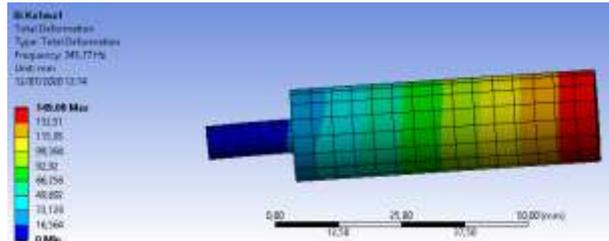
## LAMPIRAN

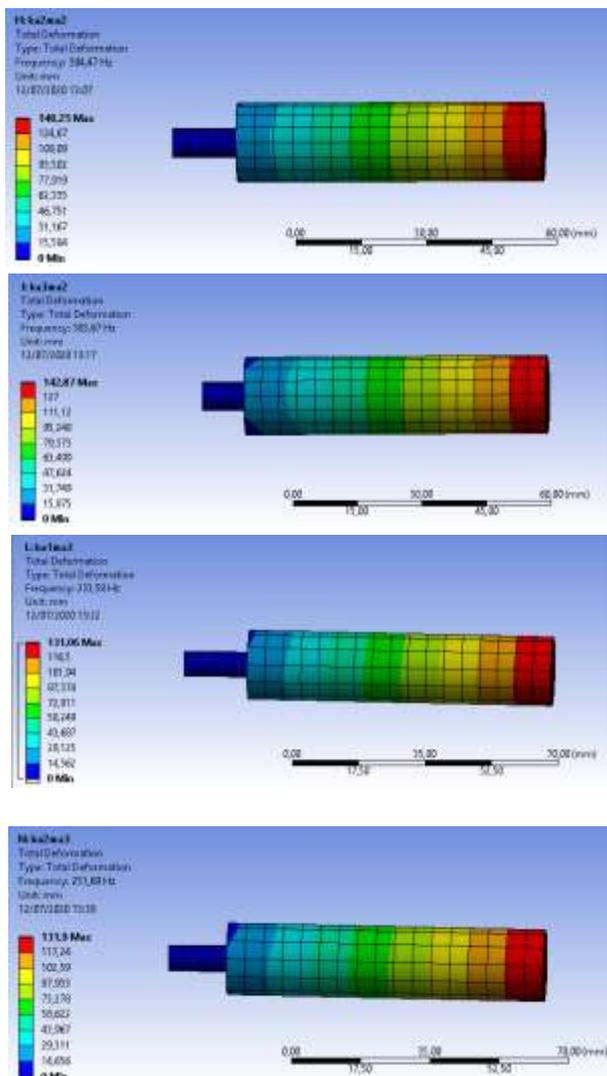
- Simulasi defleksi statis DVA

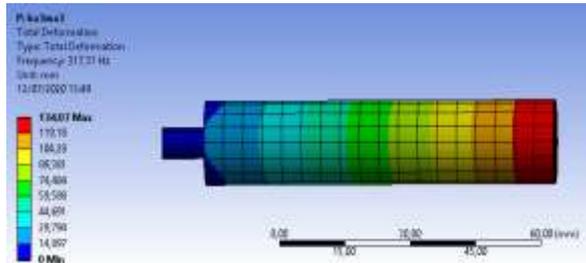




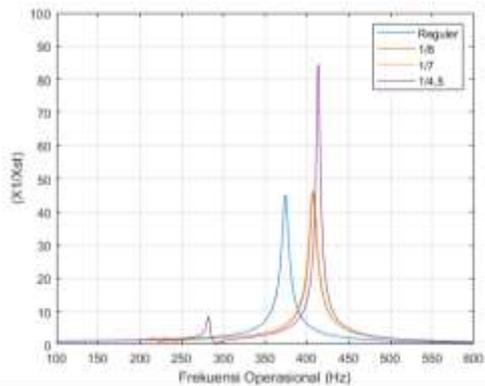
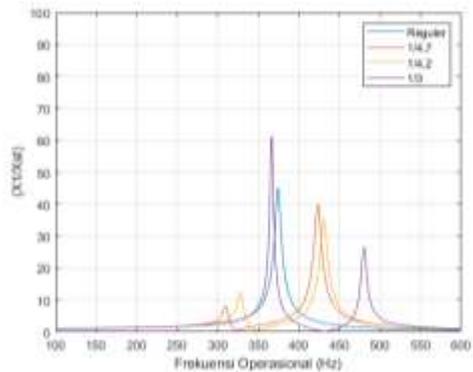
- Simulasi frekuensi natural DVA

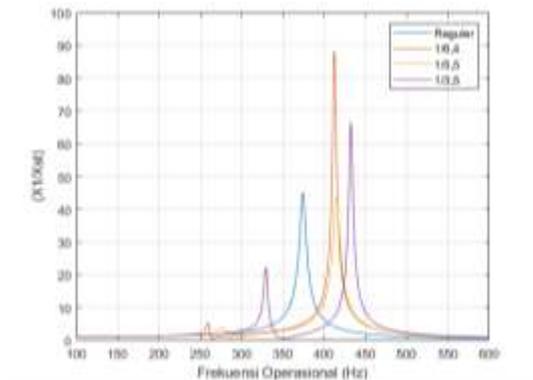




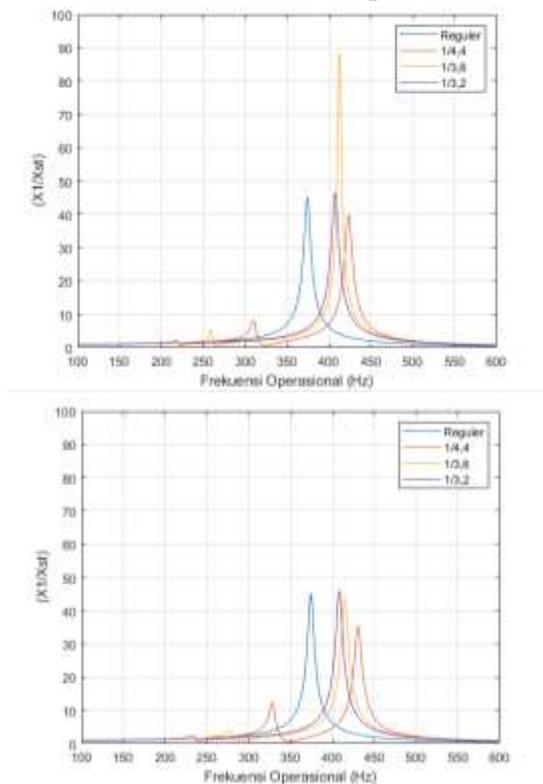


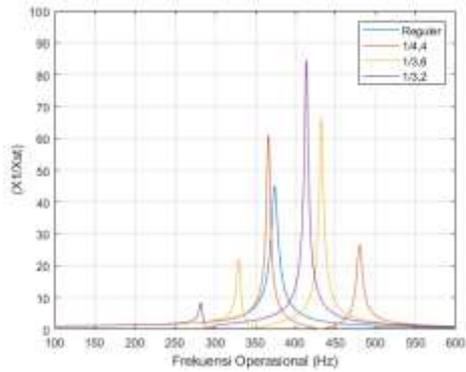
- Respon getaran sistem utama pada arah radial**  
 Variasi rasio konstanta kekakuan DVA terhadap sistem utama



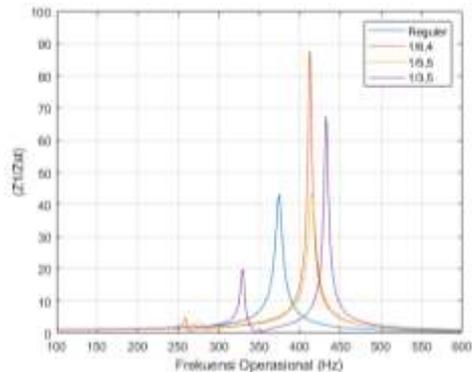
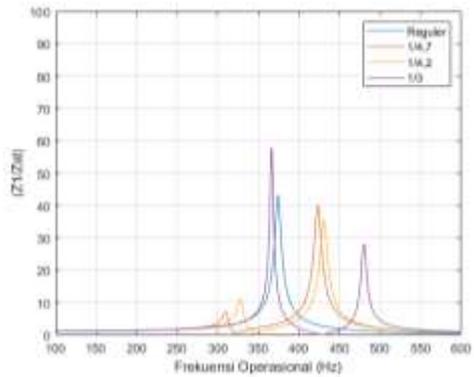


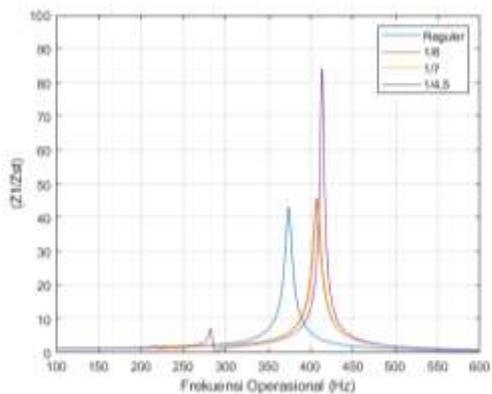
Variasi rasio massa DVA terhadap sistem utama



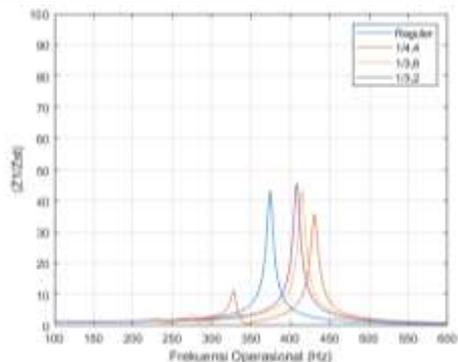
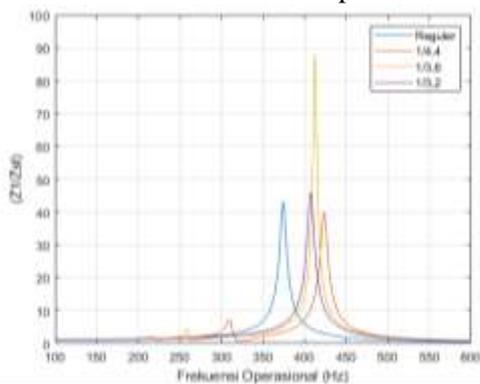


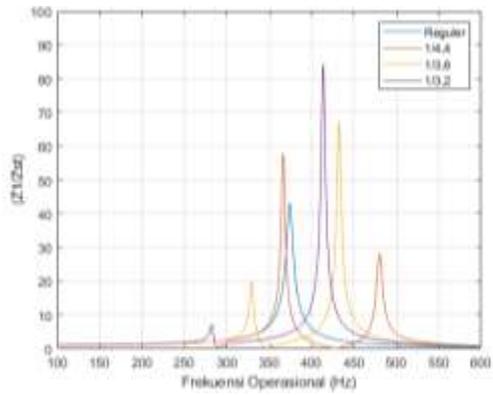
- **Respon getaran sistem utama pada arah axial**  
Variasi rasio konstanta kekakuan DVA terhadap sistem utama



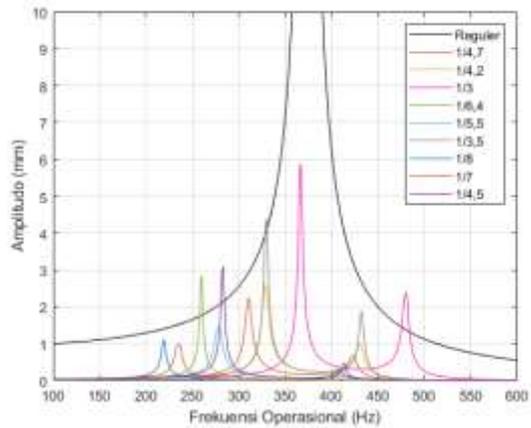


Variasi rasio massa DVA terhadap sistem utama





- Respon gerakan DVA pada arah radial



*Halaman ini sengaja dikosongkan*

## BIODATA PENULIS



**Safirranika Mulya Nova** dilahirkan di Situbondo pada tanggal 11 Desember 1998. Terlahir dari pasangan Bapak Mulyono (Alm) dan Ibu Novia Dian Indriany, serta memiliki adik perempuan bernama Dinar Jovita Ayu Dewati. Penulis menempuh pendidikan Tingkat Dasar sampai Perguruan Tinggi di Surabaya. Menyelesaikan kuliah dalam program studi S-1 Departemen Teknik Mesin, FTIRS – ITS pada tahun 2020. Penulis aktif dalam

kegiatan akademik maupun non akademik di lingkungan kampus Teknik Mesin FTIRS. Penulis mengambil bidang Desain. Penulis pernah menjadi anggota dan pengurus Himpunan Mahasiswa Mesin, dalam satu periode kepengurusan 2017/2018 sebagai staff departemen pengembangan profesi dan keilmimiah mahasiswa dan periode kepengurusan 2018/2019 sebagai sekretaris departemen kewirausahaan. Penulis juga pernah menjadi staf divisi eksternal dalam *Mesin Music Club* pada periode kepengurusan 2018/2019. Dalam kegiatan akademik, penulis aktif menjadi Asisten Praktikum Mekanika Getaran dan menjadi grader mata kuliah Mekanika Getaran. Penulis bercita – cita menjadi wanita karir yang sukses dan mandiri, baik dalam dunia kerja maupun keluarga. Untuk menghubungi penulis dalam rangka pemenuhan kritik dan saran dari pembaca, dapat dilakukan melalui email [safirramulya@gmail.com](mailto:safirramulya@gmail.com). Penulis sangat terbuka dalam segala hal terkait penelitian ini, maupun hal lainnya.