

TUGAS AKHIR - TM184835

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI GETARAN *BORING*
BAR AKIBAT PENGARUH VARIASI DVA (MASSA DAN
KEKAKUAN) TIPE BEAM PADA PROSES PENGEBORAN DI
*LATHE MACHINE***

Faishal Daffa Prayudha
NRP. 02111740000170

Dosen Pembimbing

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

NIP. 197004121997032003

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

2022



TUGAS AKHIR - TM184835

PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI GETARAN *BORING BAR* AKIBAT PENGARUH VARIASI DVA (MASSA DAN KEKAKUAN) TIPE BEAM PADA PROSES PENGEBORAN DI *LATHE MACHINE*

Faishal Daffa Prayudha
NRP. 02111740000170

Dosen Pembimbing

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

NIP. 197004121997032003

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

2022



Final Project - TM184835

***MODELING AND ANALYSIS OF BORING BAR VIBRATION
REDUCTION DUE TO THE EFFECT OF DVA VARIATION
(MASS AND STIFFNESS) BEAM TYPE ON THE DRILLING
PROCESS IN LATHE MACHINE***

Faishal Daffa Prayudha
NRP. 02111740000170

Advisory Lecturer

Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.
NIP. 197004121997032003

Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
2022

LEMBAR PENGESAHAN

PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI GETARAN *BORING BAR* AKIBAT
PENGARUH VARIASI DVA (MASSA DAN KEKAKUAN) TIPE BEAM PADA
PROSES PENGEBORAN DI *LATHE MACHINE*

PROPOSAL TUGAS AKHIR

Diajukan untuk Memenuhi Salah Satu Syarat

Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

Faishal Daffa Pravudha

NRP. 02111740000170

Disetujui oleh Tim Penguji Proposal Tugas Akhir :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

2. Prof. Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.

3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T.

4. Dinny Harnaniy S.T., M.Sc.

SURABAYA

2022

APPROVAL SHEET

**MODELING AND ANALYSIS OF BORING BAR VIBRATION REDUCTION DUE TO
THE EFFECT OF DVA VARIATION (MASS AND STIFFNESS) BEAM TYPE ON THE
DRILLING PROCESS IN LATHE MACHINE**

FINAL PROJECT

Submitted to Fulfill One of the Requirements

For Obtaining a Bachelor's Degree in Engineering at

Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering Department

Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

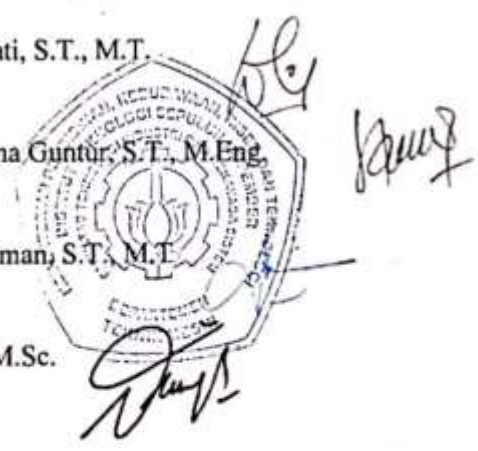
By:

Faishal Daffa Pravudha

NRP. 02111740000170

Approved by Final Project Examiner Team :

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.
2. Prof. Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T.
4. Dinny Harnani, S.T., M.Sc.



SURABAYA, JULY

2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Faishal Daffa Prayudha / 02111740000170

Departemen : Teknik Mesin

Dosen Pembimbing / NIP : Dr. Wiwiek Hendrowati, S. T., M. T. / 197004121997032003

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Pemodelan dan Analisa Reduksi Getaran *Boring Bar* Akibat Pengaruh Variasi DVA (Massa dan Kekakuan) Tipe *Beam* Pada Proses Pengeboran di *Lathe Machine*” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Mengetahui

Dosen Pembimbing

Dr. Wiwiek Hendrowati, S. T., M. T.
NIP. 197004121997032003

Surabaya, 20 Juli 2022

Mahasiswa,

Faishal Daffa Prayudha
NRP. 02111740000170

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of Student / NRP : Faishal Daffa Prayudha / 02111740000170

Department : Teknik Mesin

Advisor / NIP : Dr. Wiwiek Hendrowati, S. T., M. T. / 197004121997032003

hereby declare that the Final Project with the title of "Modeling and Analysis of Boring Bar Vibration Reduction Due to the Effect of Variation of DVA (Mass and Stiffness) Beam Type on Drilling Process at Lathe Machine" is the result of my own work, is original, and is written by following rules of scientific writing.

If in the future there is a discrepancy with this statement, then I am willing to accept sanctions in accordance with the provisions that apply at Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Surabaya, 20 July 2022

*Acknowledged
Advisor*

Dr. Wiwiek Hendrowati, S. T., M. T.
NIP. 197004121997032003

Student,

Faishal Daffa Prayudha
NRP. 02111740000170

**PEMODELAN DAN ANALISA REDUKSI GETARAN *BORING BAR* AKIBAT PENGARUH
VARIASI DVA (MASSA DAN KEKAKUAN) TIPE BEAM PADA PROSES PENGEBORAN DI
*LATHE MACHINE***

Nama Mahasiswa : Faishal Daffa Prayudha

NRP : 02111740000170

Jurusan : Teknik Mesin FTIRS-ITS

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

ABSTRAK

Mesin perkakas adalah suatu mesin yang berfungsi untuk memotong material menjadi sebuah produk. Mesin bubut memiliki beberapa fungsi, yang diantaranya dapat memproses atau membentuk benda kerja dengan bentuk penampang lingkaran. Dalam proses *Boring*, terdapat beberapa faktor yang membuat proses ini menjadi kurang optimal. Salah satu faktor yang dapat terjadi dalam proses *Boring* adalah adanya getaran yang berlebih. Untuk menghindari getaran yang berlebih, maka diperlukan pemasangan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) sebagai pereduksi getaran di mesin bubut (*Lathe Machine*).

Pada penelitian tugas akhir ini telah dilakukan analisa penerapan reduksi getaran pada *boring bar* dengan penambahan DVA. Proses peredaman getaran yang telah dianalisa adalah pada saat proses boring berlangsung. Analisa ini dilakukan dengan mensimulasikan sistem terkait menggunakan *Workbench Ansys Harmonic Response*. *Boring bar* yang telah dianalisa menggunakan material AISI 1045 dengan diameter 32 mm dan Panjang 256 mm. Sedangkan DVA yang digunakan berupa dua 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, yaitu sebesar $\frac{1}{0,09}$, $\frac{1}{0,1}$, $\frac{1}{0,12}$, serta dilakukan variasi rasio konstanta kekakuan DVA terhadap *boring bar* yang didapat dari pengurangan panjang *cantilever*, yaitu sebesar $\frac{1}{23,2}$, $\frac{1}{29,2}$, $\frac{1}{53,2}$, $\frac{1}{20,8}$, $\frac{1}{25,8}$, $\frac{1}{44,2}$, $\frac{1}{18,4}$, $\frac{1}{22,2}$, $\frac{1}{36,1}$. Sehingga memiliki frekuensi natural yang bervariasi mulai dari 229 – 400 Hz yang mana nilai tersebut relative sama dengan nilai frekuensi operasional pada penelitian tugas akhir ini, yaitu 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 putaran spindle mempengaruhi respon reduksi getaran yang terjadi pada masing-masing variasi. Persentase respon reduksi terbesar terdapat pada variasi putaran spindle 920 rpm. Dimana persentase terbesar DVA pada variasi rasio konstanta kekakuan $\frac{1}{23,2}$, $\frac{1}{29,2}$, dan $\frac{1}{53,2}$ ($2k_{a1ma1}$, $2k_{a2ma1}$, $2k_{a3ma1}$) dengan nilai persentase 35% dan respon gerakan DVA sebesar 0,22585, 0,22577, dan 0,22734 mm.

Kata Kunci : Boring Bar, DVA, Reduksi Getaran

MODELING AND ANALYSIS OF BORING BAR VIBRATION REDUCTION DUE TO THE EFFECT OF DVA VARIATION (MASS AND STIFFNESS) BEAM TYPE ON THE DRILLING PROCESS IN LATHE MACHINE

Nama Mahasiswa : Faishal Daffa Prayudha

NRP : 02111740000170

Jurusan : Teknik Mesin FTIRS-ITS

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

ABSTRACT

Machine tool is a machine that serves to cut materials into a product. Lathes have several functions, including being able to process or form workpieces with circular cross sections. In the Boring process, there are several factors that make this process less than optimal. One of the factors that can occur in the boring process is excessive vibration. To avoid excessive vibration, it is necessary to install a Dynamic Vibration Absorber (DVA) as a vibration reducer in the lathe (Lathe Machine).

In this final project, an analysis of the application of vibration reduction on boring bars has been carried out with the addition of DVA. The vibration damping process that has been analyzed is during the boring process. This analysis is carried out by simulating related systems using Workbench Ansys Harmonic Response. Boring bar that has been analyzed uses AISI 1045 material with a diameter of 32 mm and a length of 256 mm. While the DVA used is in the form of two cantilever beams and a mass block with two different cross-sectional areas which are then mounted on the head boring bar. To determine the reduction of the vibration response of the main system, variations of the DVA mass ratio were carried out, which is equal to $\frac{1}{0,09}$, $\frac{1}{0,1}$, $\frac{1}{0,12}$, as well as variations in the ratio of the DVA stiffness constant to the boring bar obtained from the reduction in the length of the cantilever, which is equal to $\frac{1}{23,2}$, $\frac{1}{29,2}$, $\frac{1}{53,2}$, $\frac{1}{20,8}$, $\frac{1}{25,8}$, $\frac{1}{44,2}$, $\frac{1}{18,4}$, $\frac{1}{22,2}$, $\frac{1}{36,1}$. So it has a natural frequency that varies from 229 - 400 Hz, which is relatively the same value as the operational frequency value in this final project, namely 269 Hz, 328 Hz, and 380 Hz. Various operating frequencies are used to determine the maximum

DVA reduction response, where various operating frequencies are obtained by varying the engine spindle speed by 1250 rpm, 920 rpm, and 630 rpm.

From the simulation that has been carried out, it is found that the spindle rotation affects the vibration reduction response that occurs in each variation. The largest percentage of reduction response is found in the 920 rpm spindle rotation variation. Where is the largest percentage of DVA in the variation of the stiffness constant ratio $\frac{1}{23,2}$, $\frac{1}{29,2}$, and $\frac{1}{53,2}$ ($2k_{a1m_{a1}}$, $2k_{a2m_{a1}}$, $2k_{a3m_{a1}}$) with a percentage value of 35% and a DVA movement response of 0.22585, 0.22577, and 0.22734 mm.

Keywords : Boring Bar, DVA, Vibration Reduction

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadirat Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmatnya 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* Akibat Pengaruh Variasi (Massa dan Kekakuan) Tipe *Beam* pada Proses Pengeboran di *Lathe Machine*.**

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

1. Kedua orang tua penulis, Bapak **Erry Prasetyanto, S. Sos., M. M.**, dan Ibu **Maya Ikasari Pudjiastuti S. Mn., M. M.**, serta kakak dan adik penulis, **Nindya Ayuni Prastiti S. Mat** dan **Naurah Shazia Prastianka** yang telah memberikan dukungan dalam segala bentuk dan doa yang tidak ada henti-hentinya agar segala urusan penulis dimudahkan dan dilancarkan oleh Allah SWT.
2. Ibu **Dr. Wiwiek Hendrowati, S. T., M. T.**, selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan dan arahan selama Menyusun Tugas Akhir ini.
3. Bapak **Prof. Dr. Harus Laksana Guntur, S. T., M. Eng.**, Ibu **Aida Annisa Amin Daman, S. T., M. T.**, dan Ibu **Dinny Harnany, S. T., M. Sc.**, selaku dosen penguji dalam sidang Tugas Akhir penulis yang telah memberikan masukan dan saran untuk Tugas Akhir ini.
4. Seluruh teman satu bimbingan (**Muhammad Luthfi Attaka Rizqi, Donatus Probo Adhi S., Najya Rafa Meidina, Ikralhaq Hilliriany Adriardi, Hanifati Dwi Kusuma, Aufa Ulin Nuha, Rianti Ayu Pratiwi**) yang telah menjadi teman bimbingan 1 tahun terakhir ini.
5. **Rizky Kurniawan** dan **Muhammad Ihsan Al Fatone** yang telah menjadi sahabat sedari dulu dan selalu memberikan doa serta dukungan selama pengerjaan Tugas Akhir ini.
6. **Nadia Rizkita, Nafis Rislando, Hairunnisa Febriani, Caesar Puthut Anta Jordan Amiharjo, Fawwaz Irfan Mizhari, Mutiara Firdhausya, Shorim Fauzi, Rizky Kurniawan, dan Shania Shandes Pangestu** selaku teman dari Sekolah Menengah Pertama yang selalu setia memberi nasihat, hiburan, dukungan serta bantuan dalam segala halnya.

7. **Adhevtta Jenta Fadhillah, Attiqi Mazaya Adani Ramadian, Lantif Anggrahita, Reza Dimas, Salman Al Faritsi, Salman Al Ghifari, Sidqi Aqil, dan Trivaldi Antono** selaku teman dari Sekolah Menengah Atas yang selalu setia memberi nasihat, hiburan, dukungan serta bantuan dalam segala halnya.
8. **Muhamad Gamas Oka Nugrawan, Rizal Bagus Prayogo, dan Muhammad Zakiy Hanafi** sahabat yang selalu setia memberi nasihat, dukungan serta bantuan semasa perkuliahan sejak mahasiswa baru hingga sekarang.
9. **Nadia Rizqi Andini, Farras Ahmad Fajari, dan Ihsan Salam Ramadi** yang selalu setia memberi nasihat, dukungan serta bantuan selama proses pengerjaan Tugas Akhir 1 tahun ini.
10. Seluruh teman-teman Angkatan M60 yang telah menemani penulis dalam mengenal dan beradaptasi pada lingkungan baru serta menjadi teman yang terbaik.
11. Seluruh dosen, karyawan, dan civitas akademik Teknik Mesin FTIRS-ITS, terima kasih atas segala bantuan dan kerjasamanya.

Penulis sadar bahwa penulisa Laporan Tugas Akhir ini tidak sempurna, namun semoga laporan ini memberikan kontribusi positif dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi para pembaca.

Surabaya, 20 Juli 2022

Penulis

DAFTAR ISI

PERNYATAAN ORISINALITAS	v
STATEMENT OF ORIGINALITY	vi
ABSTRAK	viii
ABSTRACT	x
DAFTAR ISI.....	xiv
DAFTAR GAMBAR.....	xvi
DAFTAR TABEL.....	xviii
BAB I.....	1
PENDAHULUAN.....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Tujuan.....	3
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB II	5
DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 Dasar Teori.....	5
2.1.1 Multi Derajat Kebebasan (Multi Degree of Freedom).....	5
2.1.2 Dynamic Vibration Absorber (DVA).....	6
2.1.3 Undamped Dynamic Vibration Absorber	7
2.1.4 Damped Dynamic Vibration Absorber	10
2.1.5 Mesin Bubut (Lathe Machine)	13
2.1.6 Prinsip Kerja <i>Boring Bar</i>	16
2.2 Tinjauan Pustaka.....	16
BAB III.....	31
METODOLOGI PENELITIAN	31
3.1 Tahapan Penelitian.....	31
3.2 Metode Penelitian	32
3.2.1 Studi Literatur	32
3.2.2 Identifikasi Masalah	33
3.2.3 Rancangan Sistem	33
3.2.3.1 Geometri <i>Boring Bar</i>	33
3.2.3.2 Mekanisme Dynamic Vibration Absorber (DVA).....	41
3.2.4 Pemodelan Sistem Dinamis.....	44
3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak	45
3.2.6 Penentuan Parameter.....	52
3.2.6.1 Mesin Bubut.....	52
3.2.6.2 Gaya Eksitasi	55
3.3 Dynamic Vibration Absorber (DVA).....	63

3.4	Simulasi	67
3.4.1	Pre-Processing.....	67
3.4.2	<i>Solution</i>	70
3.4.3	Post-Processing	73
3.5	Reduksi Respon Getaran	74
3.6	Analisa Hasil	74
3.7	Kesimpulan	74
BAB IV		75
ANALISA & PEMBAHASAN		75
4.1	Analisa Respon	75
4.1.1	Analisa Respon Getaran Sistem Utama.....	75
.....		77
.....		77
4.1.2	Analisa Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan 78	
4.1.3	Analisa Respon Gerakan DVA.....	91
4.1.4	Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA.....	95
BAB V		101
KESIMPULAN DAN SARAN		101
DAFTAR PUSTAKA		103
LAMPIRAN.....		104

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 <i>System with 3 Degree of Freedom</i> (Rao, 2011).....	5
Gambar 2. 2 <i>Undamped DVA system</i> (Rao, 2011)	7
Gambar 2. 3 <i>Effect of Undamped Dynamic Vibration Absorber on main system response</i> (Rao, 2011).....	9
Gambar 2. 4 <i>Dynamic system modeling with Damped Dynamic Vibration Absorber</i> (Kelly, 2012).....	10
Gambar 2.5 <i>Effect of Damped Vibration Absorber on the response of the main system</i> (Rao, 2011).....	12
Gambar 2. 6 <i>Lathe Machine</i> (Kalpakjian & Schmid, 2009).....	13
Gambar 2. 7 (a) <i>Main System Schematic and DVA</i> , (b) <i>Main system dynamic model without DVA</i> , and (c) <i>main system dynamic model with DVA</i> (Chasanah, 2018)	17
Gambar 2. 8 (a) <i>Comparison of Displacement and Acceleration Response Graphs</i> (b) <i>Translational Vibration of the Main System in the X-Axis Direction with Variations in Drill Bit Diameter</i> (Chasanah, 2018)	17
Gambar 2. 9 (a) <i>Comparison of Displacement and Acceleration Response Graphs</i> (b) <i>Translational Vibration of the Main System in Y Axis Direction with Variations in Drill Bit Diameter</i> (Chasanah, 2018).....	18
Gambar 2. 10 (a) <i>Main system dynamic model</i> and (b) <i>Main system dynamic model with addition of CPVA</i> (Zulfianti, 2019)	19
Gambar 2. 11 (a) <i>Main system vibration response</i> and (b) <i>Absorber system vibration response</i> (Zulfianti, 2019)	20
Gambar 2. 12 <i>Illustration of Boring bar with DVA</i> (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)	21
Gambar 2. 13 <i>Dynamic model for Boring bar with addition of damper DVA</i> (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)	21
Gambar 2. 14 <i>Graph of the ratio of the amplitude to the frequency ratio</i> (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019).....	22
Gambar 2. 15 <i>Comparison of simulation and experimental results</i> (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019).....	23
Gambar 2. 16 <i>Boring bar dynamic illustration and model with VSDVA</i> (Liu, Liu, & Wu, 2018).....	23
Gambar 2. 17 <i>Boring bar and DVA Parameters</i> (Liu, Liu, & Wu, 2018).....	24
Gambar 2. 18 <i>Amplitude Ratio Simulation Graph</i> (Liu, Liu, & Wu, 2018).....	24
Gambar 2. 19 <i>Comparison Graph of Chatter Frequency Based on Experimental Results and Mathematical Calculation Results</i> (Ugochukwu, 2018)	25
Gambar 2. 20 (a) <i>Regular boring bar</i> and (b) <i>Regular hollow bar boring</i> (Safirranika Mulya Nova, 2020)	26
Gambar 2. 21 <i>Body Boring bar</i> (Safirranika Mulya Nova, 2020).....	27
Gambar 2. 22 <i>Head on boring bar</i> (Safirranika Mulya Nova, 2020).....	27
Gambar 2. 23 (a) <i>Insert</i> and (b) <i>Bolt</i> (Safirranika Mulya Nova, 2020)	28
Gambar 2. 24 (a) <i>Excitation force at the insert end</i> and (b) <i>fixed support at the back section of the Boring bar</i> (Safirranika Mulya Nova, 2020)	29
Gambar 2. 25 (a) <i>Simulation of static deformation of regular boring bar</i> and (b) <i>Simulation of static deformation of hollow regular boring bar</i> (Safirranika Mulya Nova, 2020)	29

Gambar 3. 1 <i>Research Flowchart</i>	32
Gambar 3. 2 (a) <i>Regular Boring bar, (b) Customized Boring bar, and (c) Boring bar Technical Drawing</i>	35
Gambar 3. 3 <i>Body Boring bar</i>	36
Gambar 3. 4 <i>Head on boring bar</i>	36
Gambar 3. 5 (a) <i>Insert dan (b) Bolt</i>	38
Gambar 3. 6 (a) <i>Fixed support behind Boring bar section and (b) Excitation force at insert end</i>	39
Gambar 3. 7 (a) <i>Simulation of regular boring bar static deformation and (b) Customized boring bar static deformation simulation</i>	40
Gambar 3. 8 <i>DVA</i>	42
Gambar 3. 9 <i>Assembly DVA on the head</i>	43
Gambar 3. 10 <i>Main system setup with the addition of DVA</i>	43
Gambar 3. 11 <i>Dynamic system modeling without DVA</i>	44
Gambar 3. 12 <i>Main dynamic system modeling with the addition of DVA</i>	45
Gambar 3. 13 <i>Free Body Diagram of main system without DVA</i>	46
Gambar 3. 14 <i>Free Body Diagram of the main system with the addition of DVA</i>	48
Gambar 3. 15 <i>Gaya pada proses pemesinan</i>	55
Gambar 3. 16 (a) <i>Simulation of regular boring bar static deformation and (b) Customized boring bar static deformation simulation</i>	58
Gambar 3. 17 (a) <i>Value of natural frequency & overall mass of regular boring bar and (b) Customized boring bar</i>	60
Gambar 3. 18 <i>Parameters Average Mesh Metric Orthogonal Quality</i>	68
Gambar 3. 19 (a) <i>Meshing, (b) Mesh Quality</i>	69
Gambar 3. 20 <i>Modal Analysis Setup and Harmonic Response Workbench Ansys</i>	70
Gambar 3. 21 <i>Frequency range analysis setting</i>	71
Gambar 3. 22 <i>Boundary Condition & Load</i>	72
Gambar 3. 23 (a) <i>Solution Frequency Response Deformation pada ujung vertex insert dan (b) pada DVA</i>	73
Gambar 4. 1 <i>Main System Bode Diagram without DVA in (a) Radial, (b) Tangential, and (c) Axial directions</i>	77
Gambar 4. 2 <i>Main System Bode Diagram with Variation of Rigidity Constant Ratio at ma_1, ma_2, and ma_3</i>	80
Gambar 4. 3 <i>Main System Amplitude Ratio Response Variation of Rigidity Constant Ratio at ma_1 to Spindle Rotation Variation</i>	83
Gambar 4. 8 <i>Bode Diagram of Absorber Variation in Radial Directions</i>	92
Gambar 4. 9 <i>Diagram of Reduction of Vibration Response at Spindle Rotation Variation 1250 rpm</i>	96

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 <i>Machining Process</i>	13
Tabel 2. 2 <i>Table of Comparison of Experimental Results and Calculation Results</i> (Ugochukwu, 2018)	25
Tabel 3. 1 <i>Cutting parameters</i>	54
Tabel 3. 2 <i>Cutting force</i>	56
Tabel 3. 3 <i>Boring bar Research Parameters</i>	62
Tabel 3. 4 <i>DVA Stiffness Parameters</i>	64
Tabel 3. 5 <i>DVA Mass Parameters</i>	65
Tabel 3. 6 <i>DVA Research Parameters</i>	66
Tabel 3. 7 <i>Material Properties</i>	67
Tabel 4. 1 <i>Main System Amplitude Ratio Response with Variation of Stiffness Constant Ratio</i> <i>at ma_1, ma_2, and ma_3 to Spindle Rotation Variation</i>	82
Tabel 4. 4 <i>Main System Amplitude Ratio Response with Mass Ratio Variation at ka_1, ka_2, and</i> <i>ka_3 to Spindle Rotation Variations</i>	89

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Mesin perkakas adalah suatu mesin yang berfungsi untuk memotong material menjadi sebuah produk. Mesin perkakas memiliki 4 jenis mesin, salah satunya adalah mesin bubut atau *Lathe Machine*. Mesin bubut memiliki beberapa fungsi, yang diantaranya dapat memproses atau membentuk benda kerja dengan bentuk penampang lingkaran. Mesin bubut juga berfungsi untuk memperlebar lubang pada sebuah material atau disebut juga dengan *boring*. Dalam proses *boring*, terdapat beberapa faktor yang membuat proses ini menjadi kurang optimal. Salah satu faktor yang dapat terjadi dalam proses *boring* adalah adanya getaran yang berlebihan. Getaran ini dapat terjadi karena ada gesekan antara benda kerja dengan mata pisau. Jika dalam proses ini terjadi getaran yang berlebihan, maka akan berdampak negatif pada bentuk produk yang sedang dikerjakan dan akan merusak komponen-komponen dalam mesin bubut (*Lathe Machine*). Untuk menghindari getaran yang berlebihan, maka diperlukan pemasangan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) sebagai pereduksi getaran di mesin bubut (*Lathe Machine*).

Penelitian mengenai mereduksi getaran dengan penambahan DVA pernah dilakukan oleh Lie Li, Beibei Sun, dan Haitao Hua dengan melakukan analisa pemodelan *boring bar* dengan penambahan DVA untuk melihat respon reduksi yang dihasilkan. Mereduksi getaran dengan penambahan DVA juga pernah dimodelkan dan disimulasikan oleh Saffiranika Mulya Nova dengan cara memvariasikan putaran *spindle*, berat massa DVA, dan nilai konstanta kekakuan DVA. Material *boring bar* yang digunakan adalah AISI 1045 dengan rasio L/D *Overhang* = 8. DVA yang digunakan pada penelitian ini adalah *cantilever beam* dan *mass block* yang memiliki diameter masing- masing sebesar 6,5 mm dan 18 mm. Panjang *mass block* dan *cantilever beam*

kemudian divariasikan untuk mendapatkan nilai kekakuan dan massa yang bervariasi. Panjang *mass block* (L) sebesar 60 mm, 70 mm, dan 80 mm serta panjang *cantilever beam* (l) sebesar 17 mm, 15 mm, dan 10 mm. Desain tersebut didapatkan dengan mengasumsikan *lumped mass* ditengah. Desain tersebut digunakan agar frekuensi natural DVA berada pada rentang frekuensi operasional. Pada penelitian ini, frekuensi operasionalnya adalah 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 ke dalam bentuk rasio untuk memudahkan perbandingan. Desain pada setiap variasi telah disesuaikan dengan ukuran lubang pada *boring bar*. *Boring bar* yang telah berlubang dirancang setidaknya memiliki nilai konstanta kekakuan sebesar 95% dari *boring bar* reguler. Maka dilakukan simulasi untuk mendapatkan nilai konstanta kekakuan *boring bar* reguler dan *boring bar* 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.

Penelitian terus dilakukan guna meningkatkan performa dari mesin bubut dengan cara mengoptimalkan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA). Dalam penelitian sebelumnya, hanya menganalisa putaran *spindle*, berat massa, dan nilai konstanta dari DVA, sedangkan silinder DVA belum dilakukan analisa lebih lanjut. Oleh karena itu, dalam penelitian ini akan dilakukan simulasi dengan menambahkan beam di bagian belakang mass blok sehingga didapatkan analisa getaran yang optimum di mesin bubut terhadap hasil benda kerja.

1.2 Rumusan Masalah

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

1. Bagaimana rancangan dan mekanisme *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang mampu mereduksi getaran di *boring bar*?
2. Bagaimana pengaruh dari variasi massa silinder dan nilai konstanta DVA yang digunakan terhadap respon reduksi getaran yang dihasilkan?
3. Bagaimana pengaruh variasi kecepatan putar benda kerja terhadap respon reduksi getaran yang dihasilkan?

1.3 Tujuan

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

1. Mengetahui rancangan dan mekanisme *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang mampu mereduksi getaran di *boring bar*
2. Mengetahui pengaruh dari variasi massa silinder dan nilai konstanta 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 ini dapat berjalan lancar adalah sebagai berikut:

1. Mesin bubut yang digunakan adalah 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 pengumpul
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 industri dalam mereduksi getaran yang berlebih
2. Sebagai referensi penelitian menggunakan DVA untuk mereduksi getaran yang terjadi pada mesin bubut
3. Sebagai referensi penelitian penggunaan DVA untuk meningkatkan efisiensi proses pada mesin bubut
4. Sebagai referensi pengembangan DVA dengan variasi-variasi yang akan dilakukan

BAB II DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA

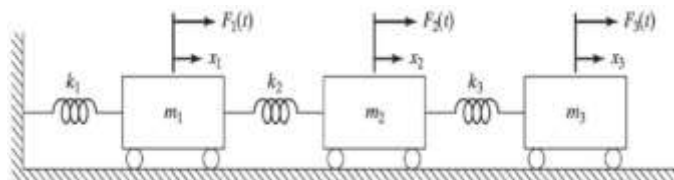
2.1 Dasar Teori

2.1.1 Multi Derajat Kebebasan (Multi Degree of Freedom)

Degree of Freedom atau Derajat Kebebasan merupakan koordinat bebas (*Independent Coordinate*) yang menyatakan posisi di suatu sistem pada setiap waktu. Secara garis besar, derajat kebebasan dibagi menjadi dua, yaitu satu derajat kebebasan (*Single Degree of Freedom*) dan *multi* derajat kebebasan (*Multi Degree of Freedom*). Fungsi dari satu derajat kebebasan (*Single Degree of Freedom*) adalah menyatakan posisi suatu sistem yang berpindah tempat hanya ke satu arah, sedangkan fungsi dari *multi* derajat kebebasan (*Multi Degree of Freedom*) adalah untuk menyatakan posisi suatu sistem yang berpindah tempat ke banyak arah atau lebih lebih dari satu arah. Pada perancangan ini akan menggunakan sistem *Multi Degree of Freedom* (MDOF). Persamaan gerak untuk sistem MDOF didapat dari penurunan Hukum Newton yang kedua, yaitu:

$$\sum f = m \cdot a \quad (2.1)$$

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



Gambar 2. 1 System with 3 Degree of Freedom (Rao, 2011)

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

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum_j F_i \quad (2.2)$$

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

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix}; [k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_2 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix}; [F] = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.3)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.2 dan 2.3, maka didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_2 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2.4)$$

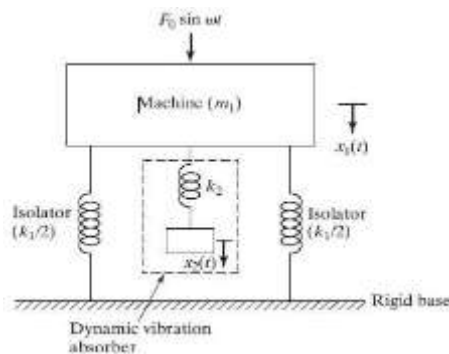
2.1.2 Dynamic Vibration Absorber (DVA)

Dynamic Vibration Absorber atau sering disebut juga dengan DVA, merupakan alat yang digunakan untuk mengurangi atau mereduksi getaran yang tidak diinginkan. Prinsip kerja DVA dalam mereduksi 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 mempunyai 2 frekuensi natural (ω_n). Pada umumnya, DVA digunakan pada mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan secara kontinu. Oleh karena itu, DVA akan lebih efektif jika digunakan

pada mesin yang rentang frekuensinya kecil. Tanpa adanya DVA, getaran yang berlebih pada sistem utama akan menurunkan efisiensi dari sistem itu sendiri.

2.1.3 Undamped Dynamic Vibration Absorber

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



Gambar 2. 2 Undamped DVA system (Rao, 2011)

Dari gambar diatas, dapat diketahui bahwa persamaan gerak yang dituliskan pada persamaan 2.5 dan 2.6.

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.5)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2.6)$$

Dengan mengansumsikan solusi harmonik $x_j(t) = X_j \sin \omega t; j = 1,2$ sehingga amplitudo *steady state* dari massa utama (m_1) dan massa *absorber* (m_2) yang dapat dituliskan sebagai berikut:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.7)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2.8)$$

Untuk membuat amplitudo m_1 sama dengan nol, maka *numerator* dari persamaan (2.7) harus sama dengan nol. Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2.9)$$

Ketika massa utama (m_1) dioperasikan pada daerah resonansi, maka didapatkan:

$$\omega_1 \approx \omega_2 = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.10)$$

Sehingga didapatkan persamaan:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} = \frac{k_1}{m_1} \quad (2.11)$$

Sistem utama yang beroperasi pada frekuensi resonansi, maka amplitudo dari gerakan mesin utama akan menjadi nol, maka dapat dituliskan:

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1} \quad (2.12)$$

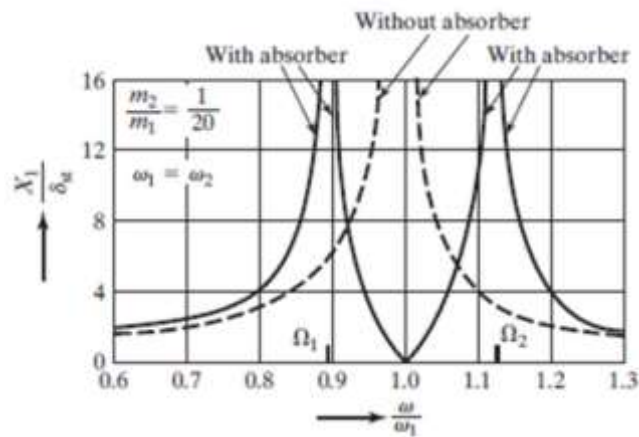
$$\omega_1 = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}} \text{ sebagai frekuensi sistem utama, dan}$$

$$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} \text{ sebagai frekuensi natural sistem utama}$$

Sebagai frekuensi natural pada sistem DVA, maka didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.13)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.14)$$

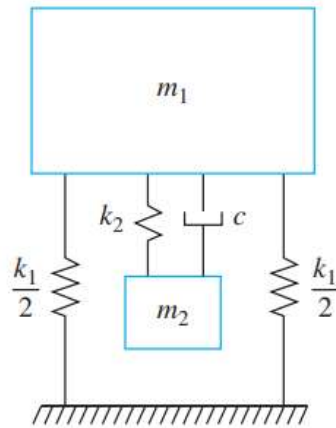


Gambar 2.3 Effect of Undamped Dynamic Vibration Absorber on main system response (Rao, 2011)

Gambar 2.3 yang merupakan skema efek penggunaan DVA pada rasio amplitudo respon getaran terhadap defleksi statis sistem utama dengan rasio frekuensi operasional terhadap frekuensi natural sistem.

2.1.4 Damped Dynamic Vibration Absorber

Damped Dynamic Vibration Absorber merupakan DVA yang berfungsi untuk menghasilkan dua puncak frekuensi natural baru serta mereduksi amplitudo tersebut. Amplitudo yang direduksi dari mesin dilakukan dengan menambahkan komponen peredam seperti skema dibawah ini:



Gambar 2. 4 Dynamic system modeling with Damped Dynamic Vibration Absorber (Kelly, 2012)

Berdasarkan gambar 2.4, didapatkan persamaan gerak dari massa utama (m_1) dan massa absorber (m_2) seperti berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2.15)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = 0 \quad (2.16)$$

Dengan mengansumsikan $x_j(t) = X_j \sin \omega t; j = 1,2$ sehingga didapatkan amplitudo *steady state* dari massa utama (m_1) dan massa absorber (m_2) yang dapat dituliskan sebagai berikut:

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

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 - ic_2\omega^2)}{(k_2 - m_2\omega^2 - ic_2\omega)} \quad (2.18)$$

Dengan:

$$\mu = \frac{m_2}{m_1} = \text{mass ratio}$$

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1} = \text{static deflection of the sistem}$$

$$\omega_a^2 = \frac{k_2}{m_2} = \text{square of natural frequency of the absorber}$$

$$\omega_n^2 = \frac{k_1}{m_1} = \text{square of natural frequency of main mass}$$

$$f = \frac{\omega_a}{\omega_n} = \text{ratio of natural frequency}$$

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

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

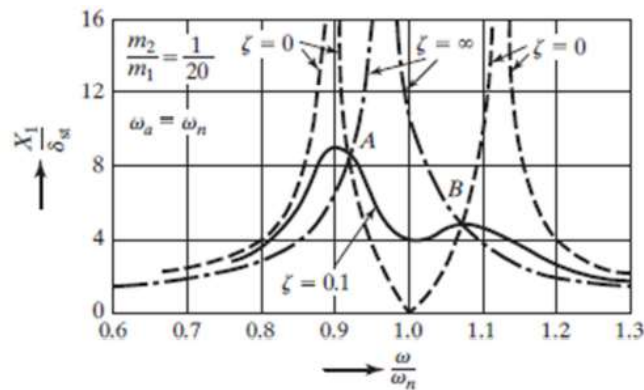
$$\zeta = \frac{c_2}{c_c} = \text{damping ratio}$$

Sehingga nilai X_1 dan X_2 dapat dinyatakan dalam:

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

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

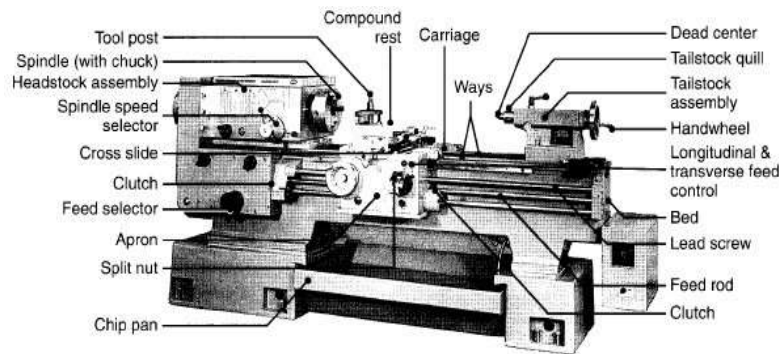
Persamaan diatas menunjukkan bahwa nilai amplitudo vibrasi dari massa utama merupakan fungsi dari μ , f , g , dan ζ . Berdasarkan respon gerak pada persamaan diatas dapat dibentuk grafik hubungan antara rasio amplitudo respon terhadap defleksi statis sistem utama dengan rasio frekuensi operasional terhadap frekuensi natural sistem dengan nilai $\zeta = 0,1$ dapat digambarkan sebagai berikut:



Gambar 2.5 Effect of Damped Vibration Absorber on the response of the main system (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 *Lathe Machine* (Kalpakjian & Schmid, 2009)

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

Tabel 2. 1 *Machining Process*

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 seragam seperti membuat poros, spindle dan pin

<i>Facing</i>	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.
<i>Boring</i>	Proses untuk memperbesar diameter bagian dalam benda kerja/memperbesar lubang.
<i>Drilling</i>	Proses untuk membuat lubang pada benda kerja.
<i>Cutting with form tools</i>	Proses untuk membentuk profil asimetris dengan tujuan tertentu.
<i>Parting</i>	Proses untuk memotong sebagian pada ujung belakang benda kerja.
<i>Threading</i>	Proses untuk membuat ulir dalam dan ulir luar.

<i>Knurling</i>	Proses untuk membuat profil kasar pada permukaan silindris luar. Biasanya untuk membuat knob dan handle.
------------------------	--

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*.

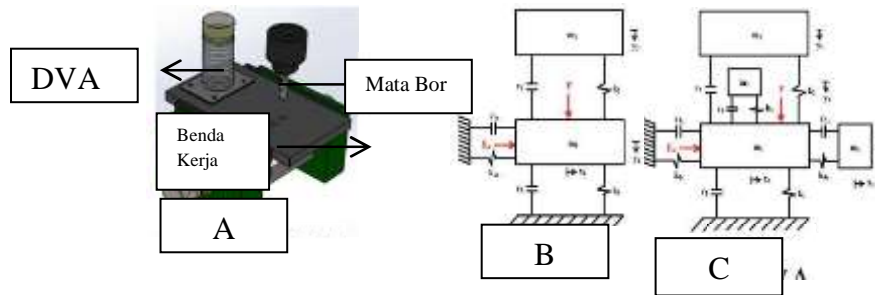
2.1.6 Prinsip Kerja *Boring Bar*

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

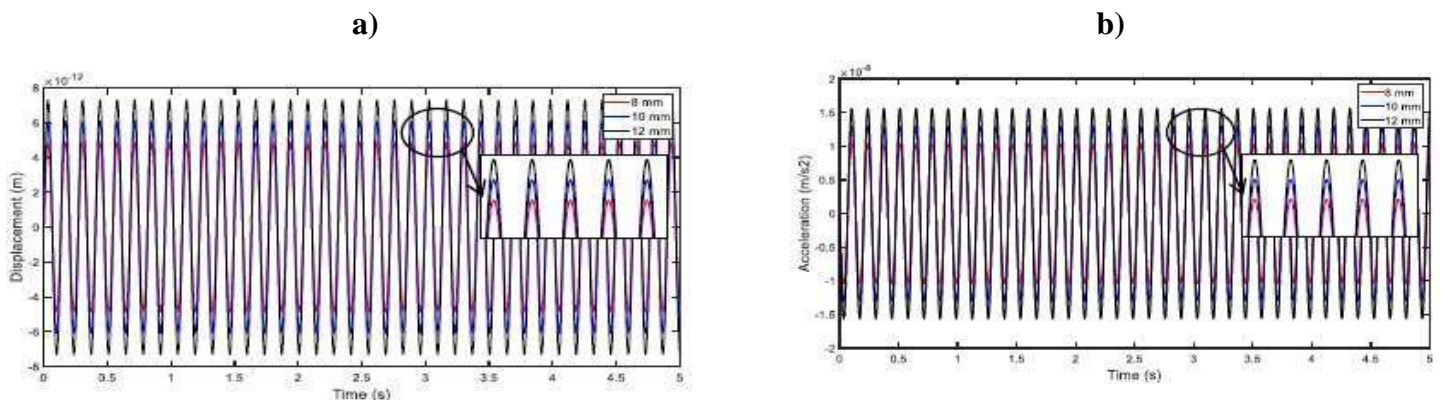
Penelitian yang meninjau tugas akhir ini adalah penelitian yang dilakukan (Chasanah, 2018) dengan judul *Pemodelan dan Analisa Respon Reduksi Getaran Translasi pada Proses Drilling Material Aluminium (Al) dengan Penambahan Sistem Dynamic Vibration Absorber (DVA)*. Penulis menganalisa pengaruh penggunaan 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 2.7a. Dari skema tersebut didapatkan model dinamis sistem utama tanpa DVA 2.7b dan sistem utama dengan DVA 2.7c.

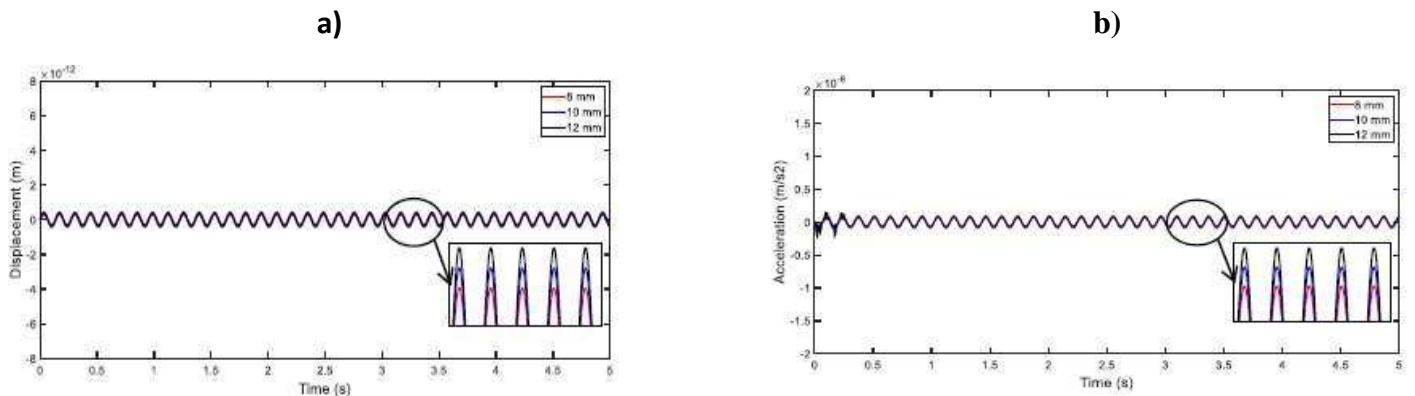


Gambar 2. 7 (a) Main System Schematic and DVA, (b) Main system dynamic model without DVA, and (c) main system dynamic model with DVA (Chasanah, 2018)

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



Gambar 2. 8 (a) Comparison of Displacement and Acceleration Response Graphs (b) Translational Vibration of the Main System in the X-Axis Direction with Variations in Drill Bit Diameter (Chasanah, 2018)



Gambar 2. 9 (a) Comparison of Displacement and Acceleration Response Graphs (b) Translational Vibration of the Main System in Y Axis Direction with Variations in Drill Bit Diameter (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 2.8 merupakan hasil dari grafik perbandingan respon perpindahan dan percepatan getaran translasi sistem utama arah sumbu x. Sedangkan gambar 2.9 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 massa 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.

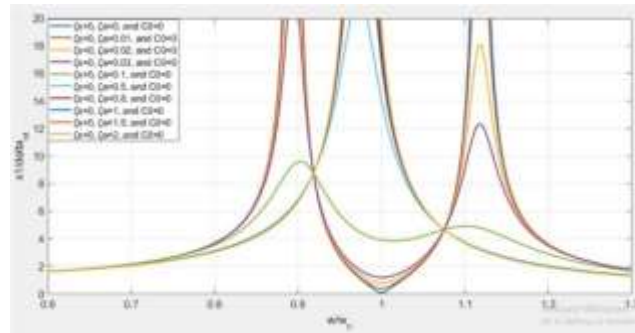
Penelitian yang juga menunjang pengerjaan tugas akhir ini adalah penelitian mengenai DVA yang dilakukan oleh (Zulfianti, 2019) yang berjudul *Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA)*. Pada penelitian ini dilakukan normalisasi dengan cara membuat redaman eksitasi (C_0), rasio redaman sistem utama (ζ_s), rasio redaman *absorber* (ζ_a), dan rasio redaman piezoelektrik (ζ_p) serta mencari respon getaran sistem massa utama dengan CPVA. Model dinamis sistem utama dan Model dinamis sistem utama dengan penambahan CPVA pada gambar 2.10.



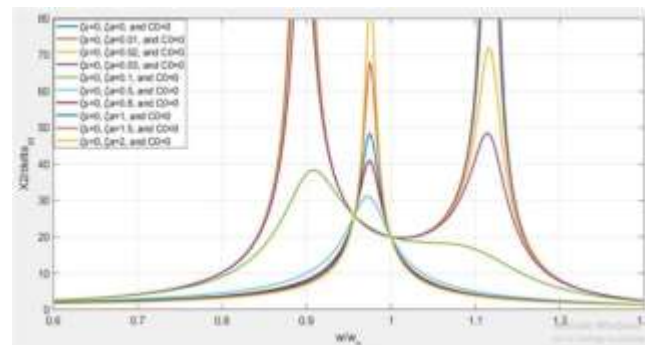
Gambar 2. 10 (a) *Main system dynamic model and (b) Main system dynamic model with addition of CPVA (Zulfianti, 2019)*

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)

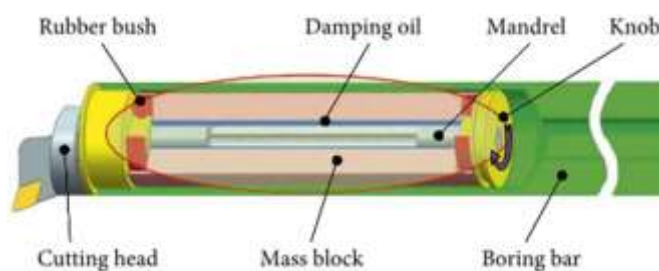


Gambar 2. 11 (a) Main system vibration response and (b) Absorber system vibration response (Zulfianti, 2019)

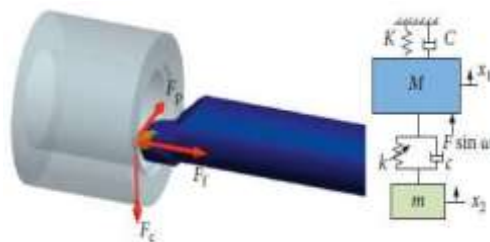
Dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai ζ_a atau ζ_s maka puncak (*peak*) sistem utama dan *absorber* akan semakin kecil, sedangkan daerah antara dua puncak melebar . Hal tersebut berarti dengan penggunaan DVA akan mengurangi efek redaman. Terlihat pada grafik pada gambar 2.11 ketika nilai $\zeta_a = 0,1$ dari sistem utama memiliki respon gerak yang jauh berbeda dengan kondisi ζ 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.



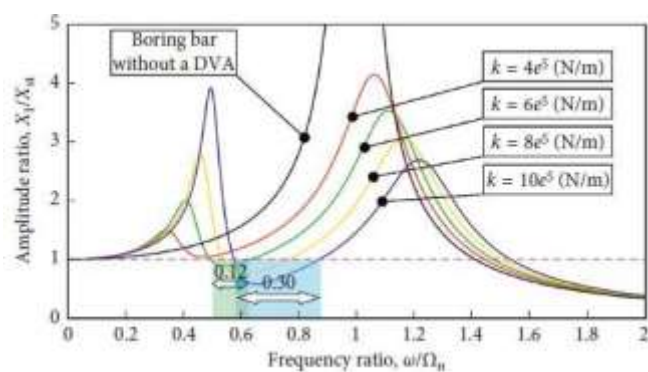
Gambar 2. 12 *Illustration of Boring bar with DVA (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)*



Gambar 2. 13 *Dynamic model for Boring bar with addition of damper DVA (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)*

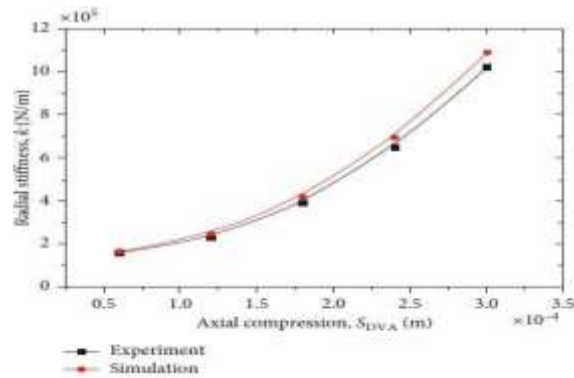
Pada penelitian ini menggunakan 4 variasi nilai kekakuan DVA. Benda kerja memiliki diameter dalam 100 mm dan diameter luar 160. Ilustrasi dan model dinamis sistem ini seperti ditunjukkan pada gambar 2.12. Penelitian ini juga menguji proses peredaman ketika adanya perubahan frekuensi gaya eksitasi dengan 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 2.13.

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 2.14 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.



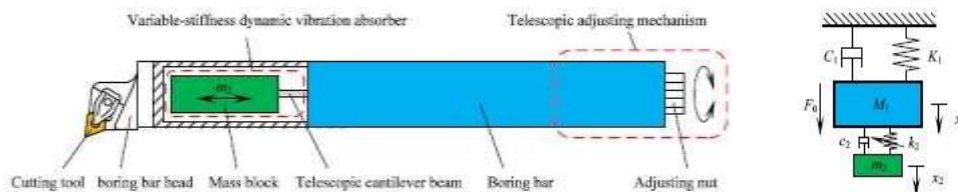
Gambar 2. 14 Graph of the ratio of the amplitude to the frequency ratio (Sun, Beibei; Li, Lie;, 2019)

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 2.15. Berarti simulasi yang dilakukan sebelumnya dapat dikatakan telah valid.



Gambar 2.15 Comparison of simulation and experimental results (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 2.16.

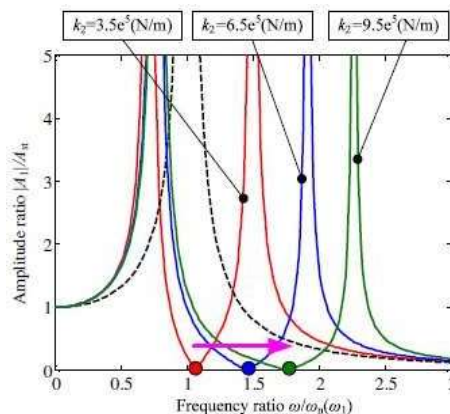


Gambar 2.16 Boring bar dynamic illustration and model with VSDVA (Liu, Liu, & Wu, 2018)

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 2.17.

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. 17 Boring bar and DVA Parameters (Liu, Liu, & Wu, 2018)



Gambar 2. 18 Amplitude Ratio Simulation Graph (Liu, Liu, & Wu, 2018)

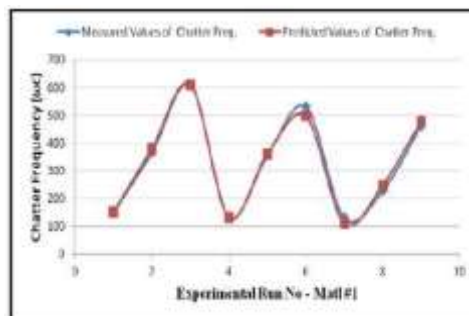
Berdasarkan hasil simulasi yang didapatkan seperti yang terlihat pada gambar 2.18 dimana grafik berwarna hitam menunjukkan rasio amplitudo *regular boring bar* dengan sistem 1 DOF. Sedangkan grafik yang berwarna merah, biru dan hijau menunjukkan rasio amplitudo *boring bar* dengan penambahan DVA sehingga 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 *Okokpujie* dan *Okonkwo equation* seperti yang terlihat pada tabel 2.3.

Tabel 2. 2 Table of Comparison of Experimental Results and Calculation Results (Ugochukwu, 2018)

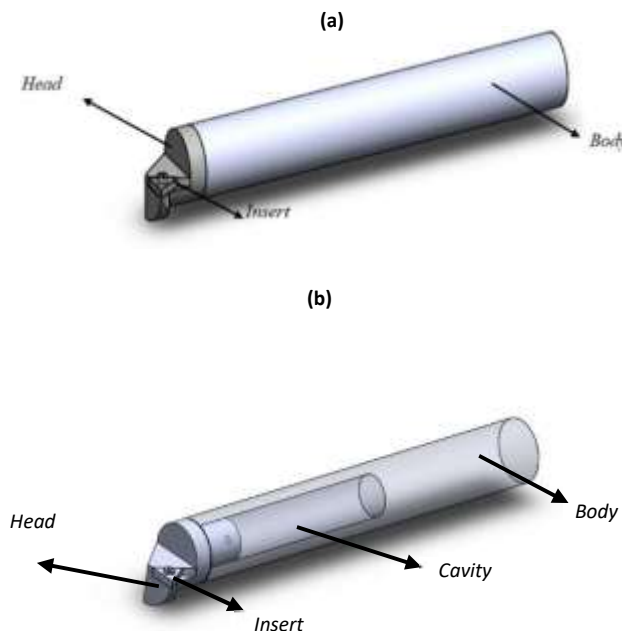
S/N	Speed (v)	Feed Rate (f)	Depth of Cut (d)	Chatter Freq ω_c (e)	Predicted y values ω_c (m)	Percentage deviation (φ_c)
1	140	0.05	0.1	150.25	151.81	-1.038
2	140	0.10	0.3	366.21	381.36	-4.137
3	140	0.15	0.5	610.94	610.91	0.005
4	230	0.05	0.3	135.33	131.87	2.557
5	230	0.10	0.5	355.56	361.42	-1.648
6	230	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. 19 Comparison Graph of Chatter Frequency Based on Experimental Results and Mathematical Calculation Results (Ugochukwu, 2018)

Dari grafik pada gambar 2.19 didapatkan kesimpulan bahwa nilai frekuensi *chatter* dari hasil eksperimen dengan hasil perhitungan matematis hampir mendekati.

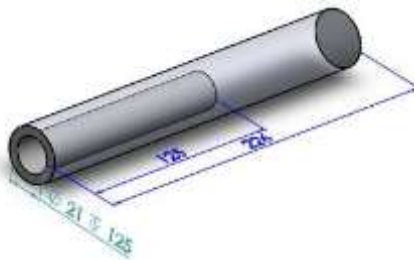
Penelitian selanjutnya yang dilakukan oleh Safirranika Mulya Nova pada tahun 2020 dengan judul “*Pemodelan dan Analisa Reduksi Getaran Boring Bar Pada Proses Permesinan (Lathe Machine) Akibat Pengaruh Variasi DVA (Massa dan Kekakuan) Pada Boring Bar Serta Kecepatan Putar Benda Kerja*”. Penelitian ini juga melakukan penambahan DVA pada *boring bar* dengan cara memvariasikan putaran *spindle*, berat massa DVA, dan nilai konstanta kekakuan DVA. Penelitian ini dilakukan dengan menggunakan *software ANSYS* dengan permodelan seperti gambar 2.20. (Safirranika Mulya Nova, 2020)



Gambar 2. 20 (a) *Regular boring bar* and (b) *Regular hollow bar boring* (Safirranika Mulya Nova, 2020)

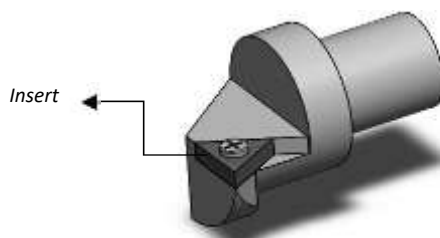
Pada gambar 2.19(a) merupakan desain *boring bar* yang belum diberi lubang sebagai penempatan DVA. Sedangkan pada gambar 2.19(b) merupakan desain *boring bar* setelah diberi lubang yang digunakan sebagai penempatan DVA. Desain *boring bar* terdiri dari *body*, *head*,

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 ≤ 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 2.21.



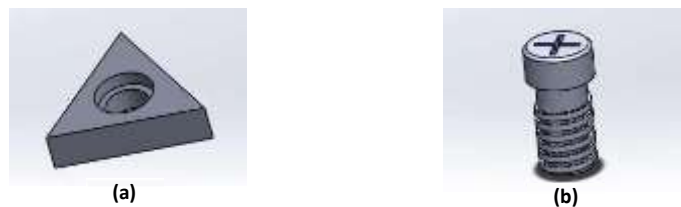
Gambar 2. 21 *Body Boring bar* (Safirranika Mulya Nova, 2020)

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 2.22.



Gambar 2. 22 *Head on boring bar* (Safirranika Mulya Nova, 2020)

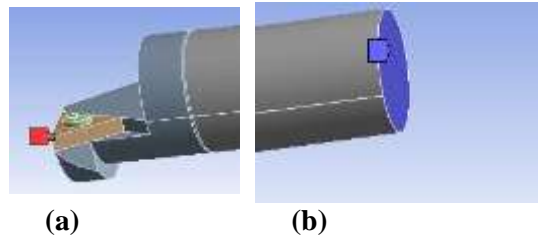
Insert atau mata pisau yang terpasang pada ujung *head* berfungsi sebagai pengikis benda kerja dan penerima gaya eksitasi akibat putaran dari benda kerja. Benda kerja yang digunakan pada penelitian ini adalah baja karbon tipe AISI 4340 dengan sifat mekanik yang tergolong keras. Sehingga material pahat yang digunakan adalah *carbide coating* dengan tipe TCMT 16. *Insert* dipasang pada ujung *head* dengan sudut potong 95° dan sebagai penghubung antara *head* dan *insert* digunakan baut berdiameter 4,4 mm dengan menggunakan material AISI 1045 seperti yang terlihat pada gambar 2.23.



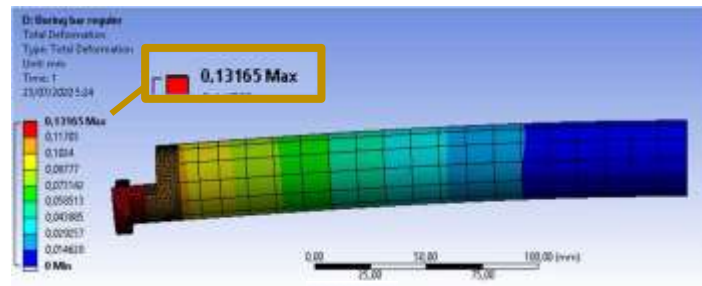
Gambar 2. 23 (a) *Insert* and (b) *Bolt* (Safirranika Mulya Nova, 2020)

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*

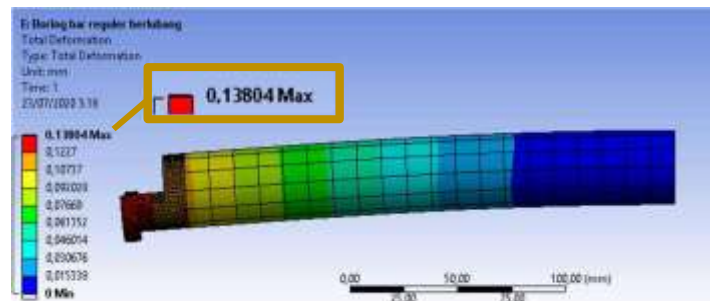
dengan asumsi clamp terpasang rapat seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.24.



Gambar 2. 24 (a) Excitation force at the insert end and (b) fixed support at the back section of the Boring bar (Safirranika Mulya Nova, 2020)



(a)



(b)

Gambar 2. 25 (a) Simulation of static deformation of regular boring bar and (b) Simulation of static deformation of hollow regular boring bar (Safirranika Mulya Nova, 2020)

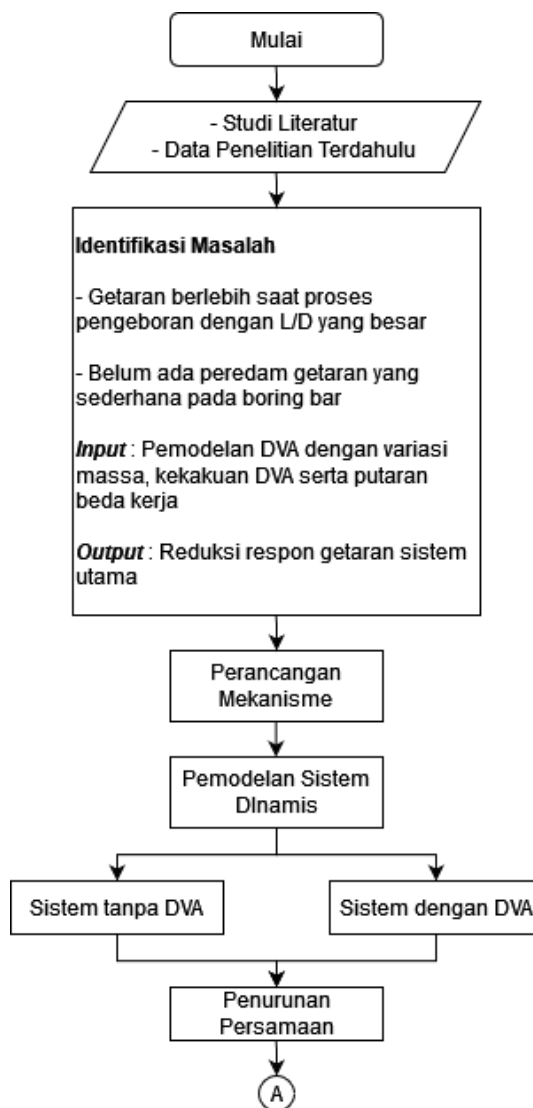
Pada gambar 2.25 dilakukan simulasi terhadap dua desain *boring bar* reguler dan desain *boring bar* reguler berlubang sebagai tempat DVA dengan menggunakan *Workbench Ansys Static Structural*. Dilakukan *meshing* pada masing-masing komponen/*part* seperti yang terlihat

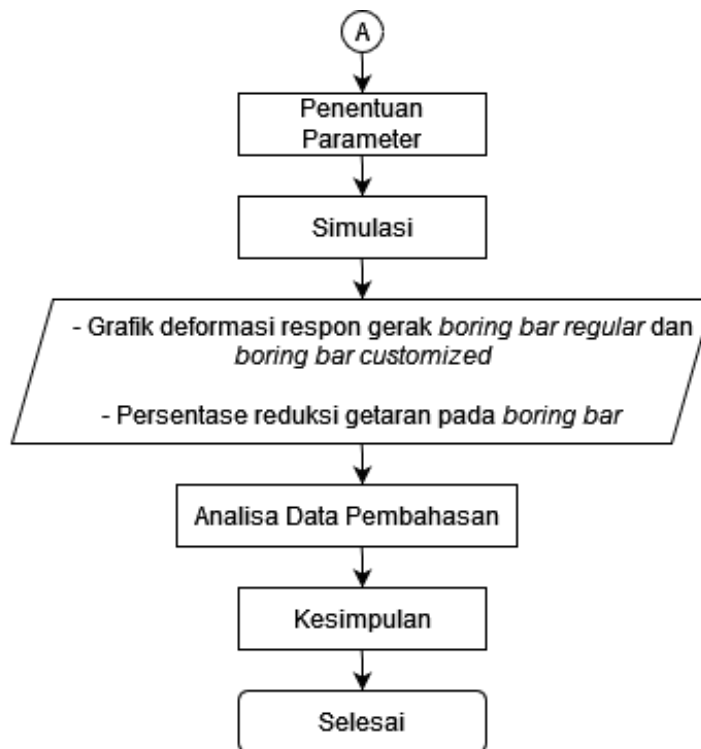
pada gambar. Diberikan gaya sebesar 139,725 N arah sumbu $-x$, 202,5 N arah sumbu $-y$, dan 76,95 N arah sumbu $-z$ dengan resultan sebesar 257,78 N. Gaya yang terdapat ditentukan berdasarkan rata-rata gaya eksitasi pada proses pengeboran saat *finishing* serta diberikan *fixed support* pada penampang 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.

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 *Research Flowchart*

3.2 Metode Penelitian

Pada Gambar 3.1(*Flowchart*) terdapat sepuluh proses utama dalam metode pelaksanaan penelitian. Berikut ini merupakan penjelasan secara detail dari Gambar 3.1 (*Flowchart*) :

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 *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. Masalah yang diidentifikasi dibagi menjadi dua, yaitu *input* dan *output*. *Input* yang diberikan yaitu variasi dari diameter, panjang, dan massa dari cavity serta variasi nilai konstanta kekakuan DVA. Sedangkan *output* yang dihasilkan berupa respon getaran sistem utama yaitu reduksi.

3.2.3 Rancangan Sistem

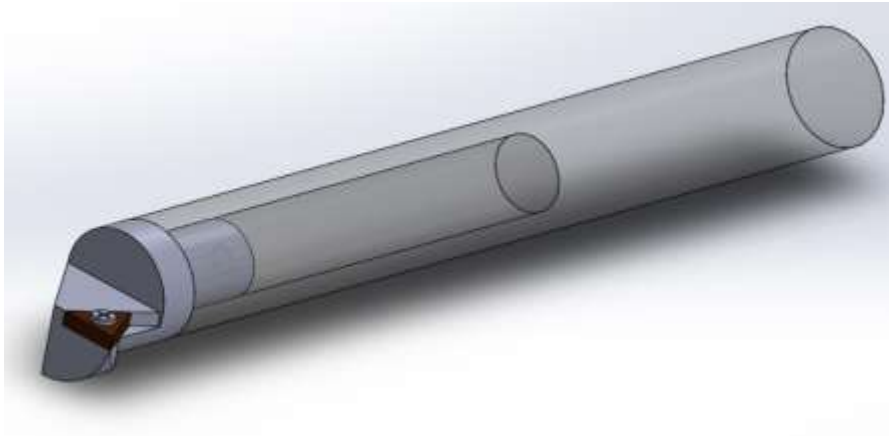
Berikut merupakan penjelasan dari perancangan mekanisme sistem utama (*boring bar*) dan DVA yang digunakan.

3.2.3.1 Geometri Boring Bar

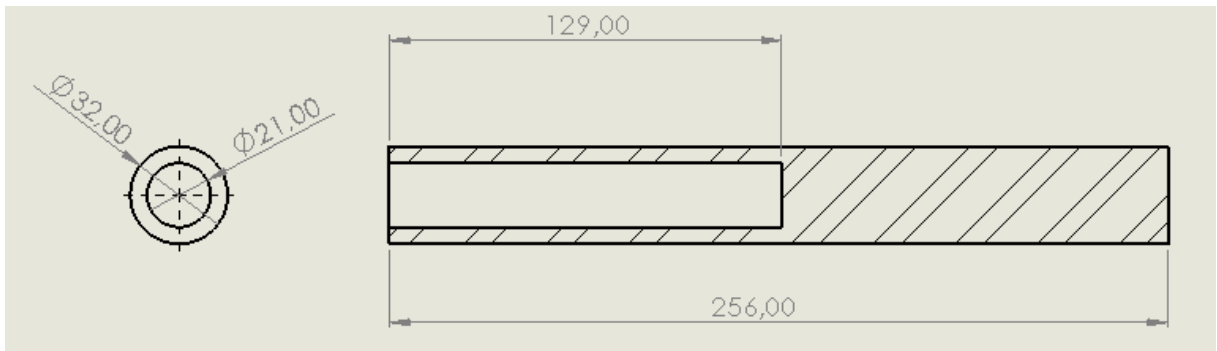
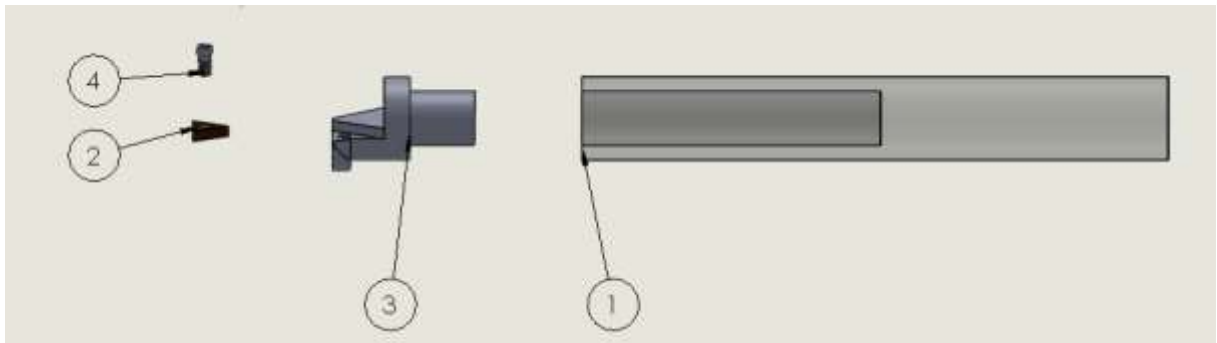
Sistem utama yang dianalisa pada penelitian ini adalah *boring bar*. *Boring bar* pada proses pengeboran memiliki peran yaitu menjadiudukan mata pisau yang digunakan pada proses bubut.



(a)



(b)

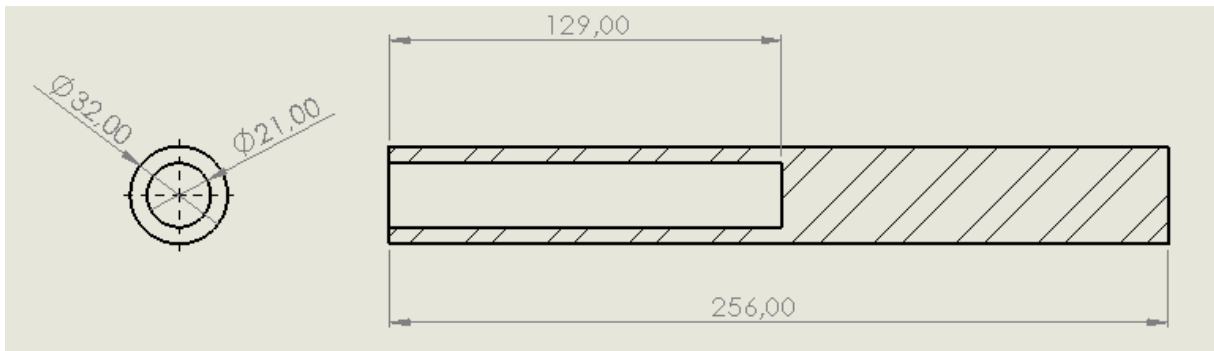


(c)

No.	Komponen	Material
1	Boring Bar	AISI 1045
2	Pahat	Carbide
3	Head	AISI 1045
4	Mur	AISI 1045

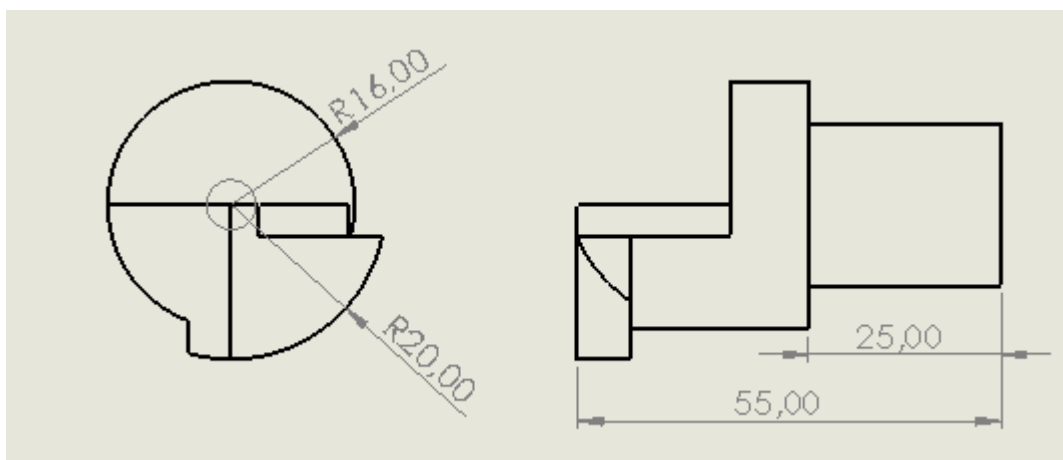
Gambar 3. 2 (a) *Regular Boring bar*, (b) *Customized Boring bar*, and (c) *Boring bar Technical Drawing*

Pada gambar 3.2a merupakan desain *boring bar* yang belum diberi lubang sebagai penempatan DVA. Sedangkan pada gambar 3.2b 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 ≤ 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*

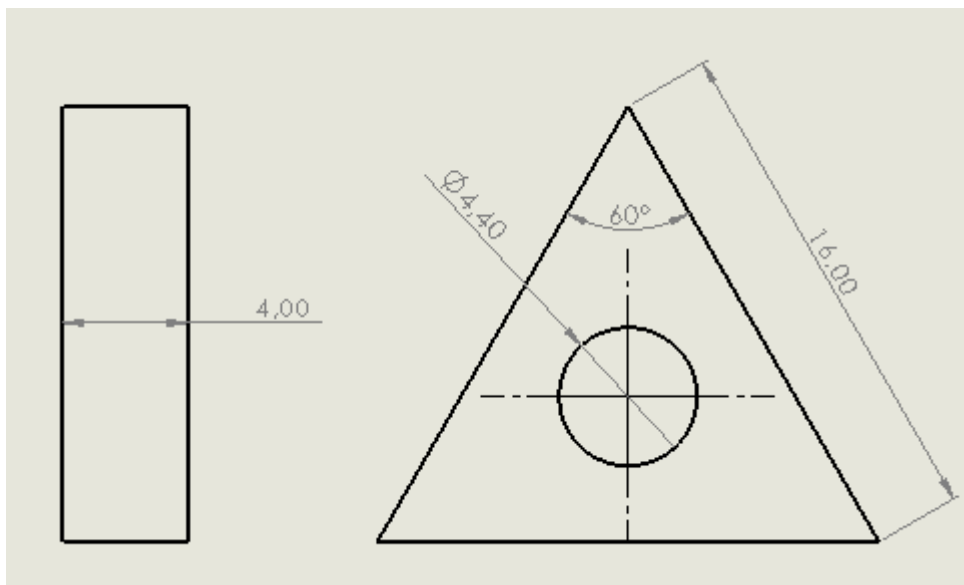
Didalamnya terdapat lubang (*cavity*) sebagai tempat peletakan DVA. Dimensi lubang dibuat sedemikian rupa dengan mempertimbangkan nilai dari konstanta kekakuan *boring bar*. Ujung *body* dipasang *head* sebagai tempat untuk mata pisau dan pada bagian belakang akan terhubung dengan DVA. *Head* berukuran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



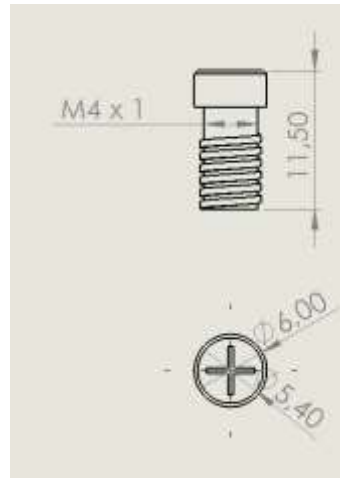
Gambar 3. 4 *Head on boring bar*

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° 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.



(a)

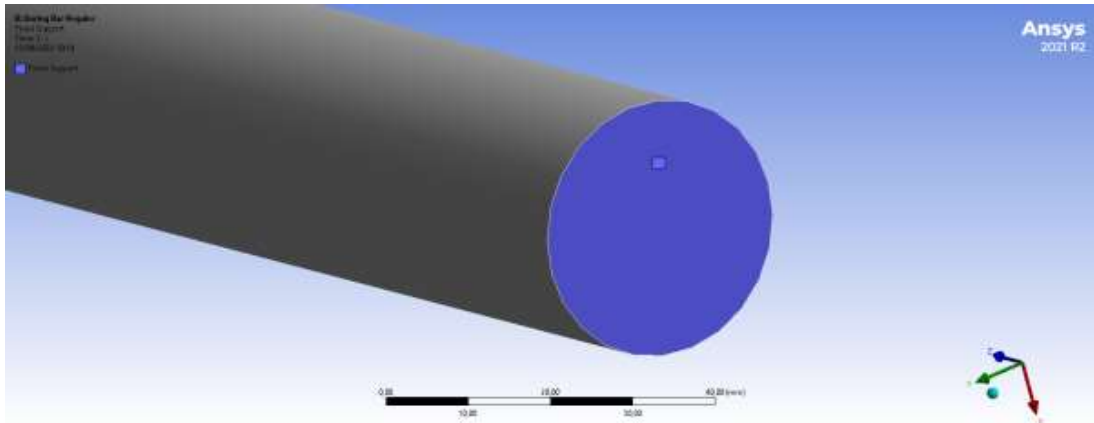


(b)

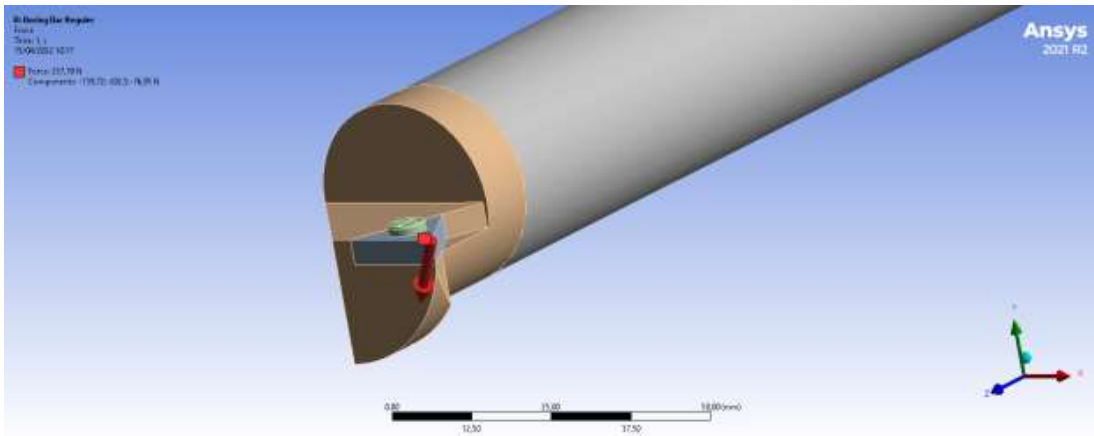
Gambar 3. 5 (a) Insert dan (b) Bolt

- **Gaya yang Diaplikasikan**

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.

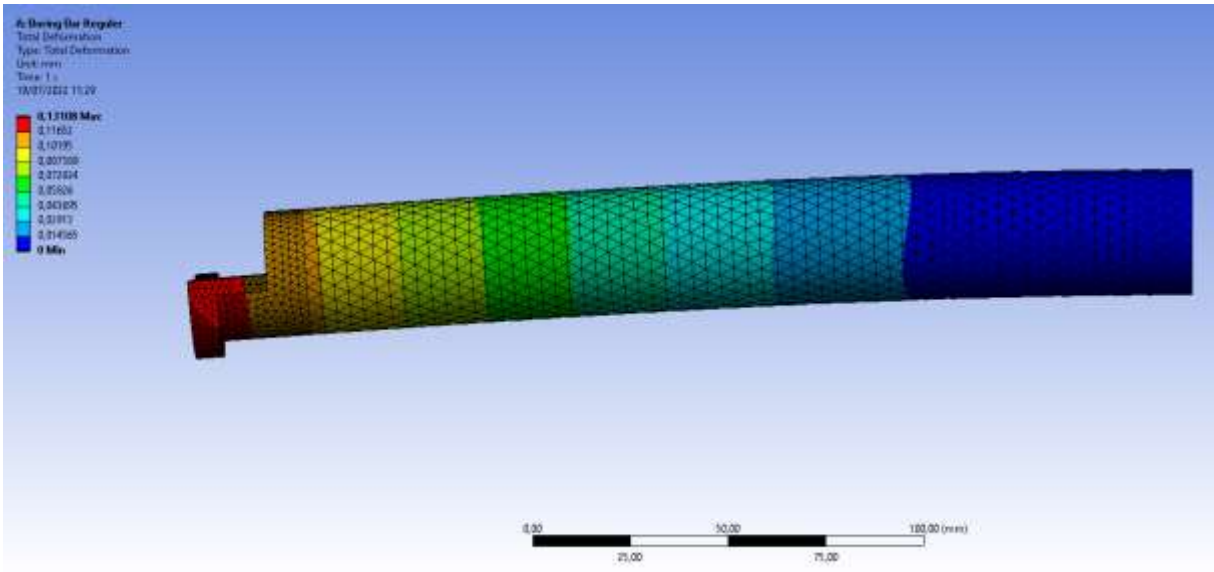


(a)

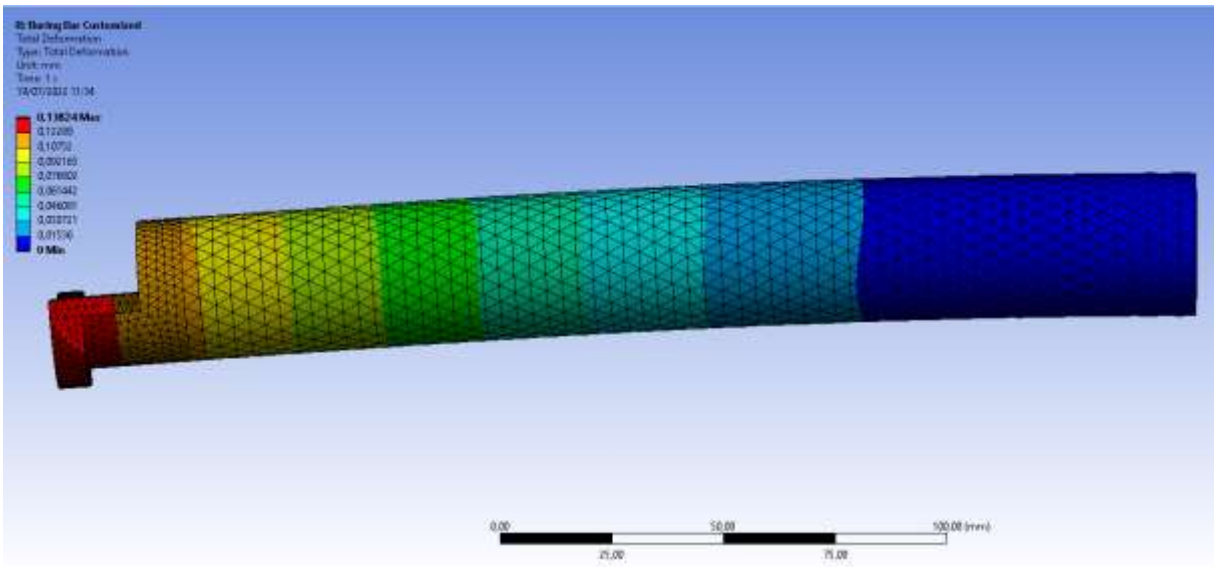


(b)

Gambar 3. 6 (a) Fixed support behind Boring bar section and (b) Excitation force at insert end



(a)



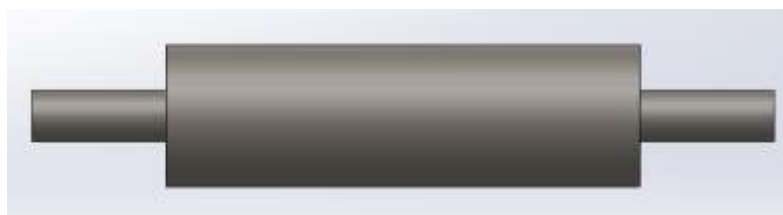
(b)

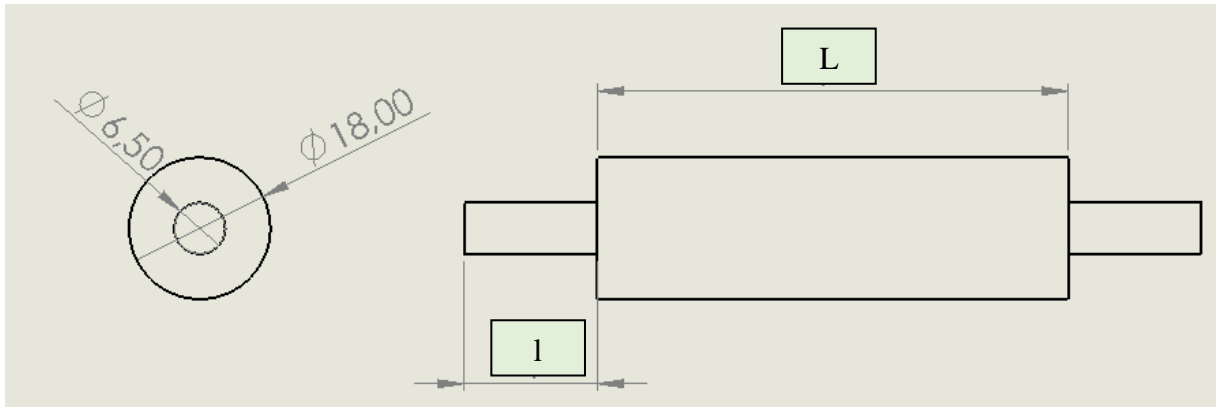
Gambar 3.7 (a) Simulation of regular boring bar static deformation and (b) Customized boring bar static deformation simulation

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 76,9 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 0,13107 mm sehingga didapatkan nilai kekakuan sebesar 1966,735 N/mm sedangkan *boring bar* reguler berlubang mengalami deformasi statis maksimal sebesar 0,13824 mm sehingga didapatkan nilai kekakuan sebesar 1864,728 N/mm. Hal ini didapatkan bahwa nilai konstanta kekakuan *boring bar customized* berkurang 95% atau 5,71 dari *boring bar* reguler.

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 :



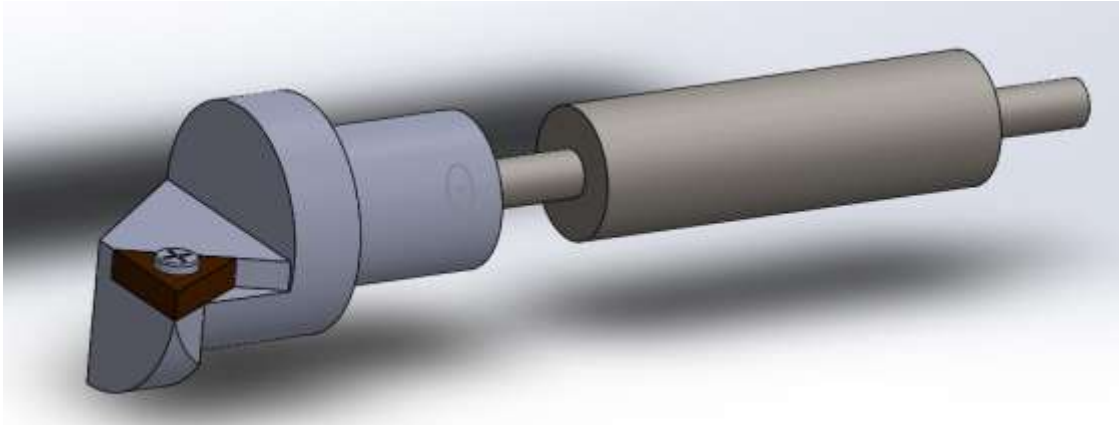


Material DVA	AISI 1045
Diameter (D)	18 mm
Diameter (d)	6,5 mm
Panjang (L)	60 mm, 70 mm, 80 mm
Panjang (l)	17 mm, 15 mm, 10 mm

Gambar 3. 8 DVA

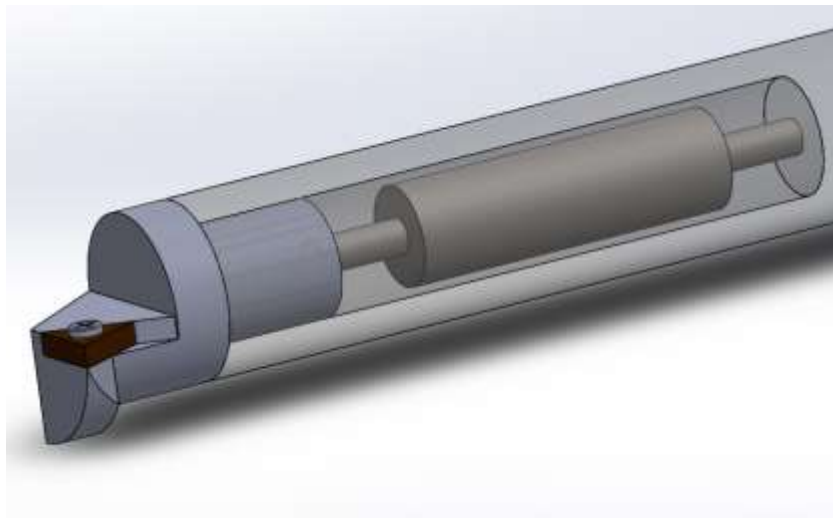
DVA kemudian dipasang pada *head* sepertipada gambar 3.8. Material yang digunakan adalah AISI 1045 dengan massa jenis sebesar $7,85 \text{ gr/cm}^3$. DVA didesain dengan dua luasan penampang yang berbeda dan memiliki diameter masing-masing sebesar 6,5 mm serta 18 mm dan panjang dari *mass blok* dan *beam* akan divariasikan dengan variasi panjang *mass blok* 60, 70, dan 80 mm dan variasi panjang *beam* 17, 15, dan 10 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 on the head*

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



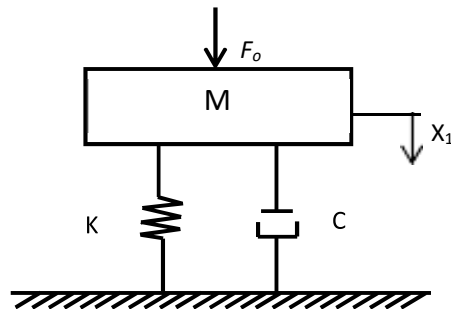
Gambar 3. 10 *Main system setup with the addition of DVA*

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_t) 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 *Dynamic system modeling without DVA*

Keterangan :

M : Massa sistem utama

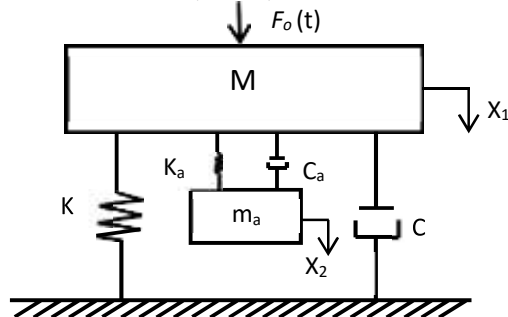
C : Konstanta redaman sistem utama

K : Konstanta kekakuan sistem utama

X₁ : 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 Main dynamic system modeling with the addition of DVA

Keterangan :

M : Massa sistem utama

m_a : Massa 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

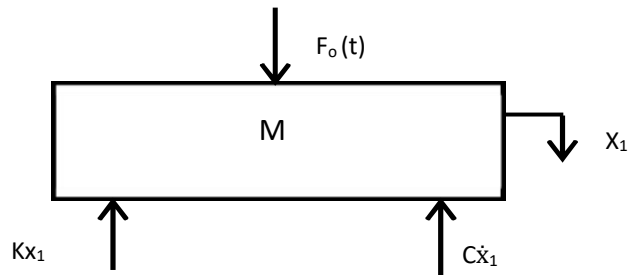
F_o : Gaya eksitasi pada sistem utama

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 of main system without DVA*

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

Dari gambar diatas menunjukkan arah gaya yang dapat diturunkan menjadi persamaan gerak translasi pada *boring bar* M :

$$\begin{aligned}
 +\downarrow \sum F &= M a \\
 -C\dot{x}_1 - Kx_1 + F_o(t) &= M \ddot{x}_1 \\
 M\ddot{x}_1 + C\dot{x}_1 + Kx_1 &= F_o(t)
 \end{aligned}
 \tag{3.1}$$

Getaran yang terjadi diakibatkan oleh *radial force* (F_r), *thrust force* (F_t), dan *cutting force* (F_c), gaya eksitasi yang terjadi pada sistem dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\vec{F}_m = \vec{F}_c + \vec{F}_r + \vec{F}_t
 \tag{3.2}$$

Diasumsikan gaya eksitasi pada sistem:

$$F_o(t) = F_o \sin \omega t
 \tag{3.3}$$

Dengan substitusi, persamaan gerak menjadi:

$$m|\ddot{x}| + k|x| + c|\dot{x}| = F_o \sin \omega t
 \tag{3.4}$$

Apabila gaya eksitasi *boring bar* dinyatakan sebagai $F_m e^{i\omega t}$, perpindahan *boring bar* dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, j = 1, 2 \quad (3.5)$$

Maka persamaan menjadi:

$$m|\ddot{x}| + k|x| + c|\dot{x}| = F_o e^{i\omega t} \quad (3.6)$$

Dimana X_j merupakan amplitudo kompleks dari *boring bar*, maka nilai X_j dapat diturunkan menjadi:

$$\begin{aligned} x_j &= X_j e^{i\omega t} \\ \dot{x}_j &= i\omega X_j e^{i\omega t} \\ \ddot{x}_j(t) &= -\omega^2 X_j e^{i\omega t} \end{aligned} \quad (3.7)$$

Persamaan (3.7) disubstitusikan ke persamaan (3.3) akan menghasilkan persamaan:

$$\begin{aligned} M(-\omega^2 X_1 e^{i\omega t}) + C_1(i\omega X_1 e^{i\omega t}) + K_1(X_1 e^{i\omega t}) \\ = F_o e^{i\omega t} \\ (-M\omega^2 + iC_1\omega + K_1)X_1 e^{i\omega t} = F_o e^{i\omega t} \\ (-M\omega^2 + iC_1\omega + K_1)X_1 = F_o \\ \frac{X_1}{F_o} = \frac{1}{(-M\omega^2 + iC_1\omega + K_1)} \end{aligned} \quad (3.8)$$

Ruas kiri dan kanan dibagi dengan K_1 dan memisahkan bilangan *real* dan imajiner sehingga didapatkan persamaan *steady state* yang dapat dituliskan seperti berikut:

$$\frac{X_1}{F_o K_1} = \frac{1}{-\frac{M}{K_1}\omega^2 + i\frac{C_1}{K_1}\omega + 1} \quad (3.9)$$

Dengan:

$$\Omega_n = \sqrt{\frac{K_1}{M}} = \text{Frekuensi natural sistem utama}$$

$$Z = \frac{C_1}{2M\Omega_n} = \text{Rasio redaman sistem utama}$$

$$X_{st} = \frac{F_o}{K_1} = \text{Defleksi statis}$$

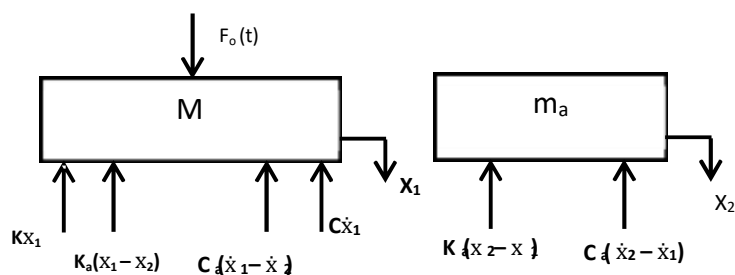
$$|A + iB| = \sqrt{A^2 + B^2}$$

Maka *real steady state* dinyatakan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{1}{\sqrt{\left[\left(\frac{\omega}{\Omega_n} \right)^2 + 1 \right]^2 + 2Z \left(\frac{\omega}{\Omega_n} \right)^2}} \quad (3.10)$$

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 of the main system with the addition of DVA*

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

$$\begin{aligned}
 & +\downarrow \sum F = M a \\
 & -C\dot{x}_1 - C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - Kx_1 - K_2(x_1 - x_2) + F_o = M \ddot{x}_1 \\
 & M\ddot{x}_1 + C\dot{x}_1 + C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + Kx_1 + K_2(x_1 - x_2) = F_o
 \end{aligned} \tag{3.11}$$

$$\begin{aligned}
 & +\downarrow \sum F = M a \\
 & M\ddot{x}_2 - C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - K_2(x_1 - x_2) = 0
 \end{aligned} \tag{3.12}$$

Persamaan (3.12) didistribusikan dengan persamaan (3.5) s.d (3.7) maka didapatkan persamaan seperti dibawah ini:

$$\begin{aligned}
 & M_2(-\omega^2 X_2 e^{i\omega t}) + C_2(i\omega X_2 e^{i\omega t}) - C_2(i\omega X_2 e^{i\omega t}) + K_2(X_2 e^{i\omega t}) \\
 & \quad - K_2(X_2 e^{i\omega t}) = 0 \\
 & (-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2)(X_2 e^{i\omega t}) - (C_2i\omega + K_2)(X_1 e^{i\omega t}) = 0 \\
 & (-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2)X_2 = (C_2i\omega + K_2)X_1 \\
 & X_2 = \frac{(C_2i\omega + K_2)}{(-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2)} X_1
 \end{aligned} \tag{3.13}$$

Persamaan (3.13) disubstitusikan dengan persamaan (3.11) maka didapat persamaan seperti berikut:

$$\begin{aligned}
 & [(-M\omega^2 + C_1i\omega + C_2i\omega + K_1 + K_2)X_1 - (C_2i\omega + K_2)X_2]e^{i\omega t} - K_2(X_2 e^{i\omega t}) \\
 & \quad = F_o e^{i\omega t} \\
 & (-M\omega^2 + C_1i\omega + C_2i\omega + K_1 + K_2)X_1 \\
 & \quad - (C_2i\omega + K_2) \left[\frac{(C_2i\omega + K_2)}{(-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2)} \right] X_1 = F_o
 \end{aligned}$$

$$\left[\frac{(-M\omega^2 + C_1i\omega + C_2i\omega + K_1 + K_2)(-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2) - (-C_2^2\omega^2 + 2C_2i\omega + K_2 + K_2^2)}{(-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2)} \right] X_1 = F_o$$

$$\frac{(-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2)}{[MM_2\omega^4 - (MK_2 + M_2K + M_2K_2 - CC_2)\omega^2 + KK_2] + i[(-MC_2 - M_2C - M_2C_2)\omega^3 + (CK_2 + C_2K)\omega]} = \frac{X_1}{F_o} \quad (3.14)$$

Dilakukan pembagian K pada persamaan (3.14) dalam kedua ruas, menghasilkan persamaan baru:

$$\frac{(-M_2\omega^2 + C_2i\omega + K_2)}{\left[\frac{MM_2\omega^4}{K} - \left(\frac{MK_2}{K} + M_2 + \frac{M_2K_2}{K} - \frac{CC_2}{K} \right) \omega^2 + K_2 \right] + i \left[- \left(\frac{MC_2}{K} + \frac{M_2C}{K} + \frac{M_2C_2}{K} \right) \omega^3 + \left(\frac{CK_2}{K} + \frac{C_2K}{K} \right) \omega \right]} = \frac{X_1}{\frac{F_o}{K}} \quad (3.15)$$

Lalu dilakukan pembagian $\frac{K_2}{M_2}$ pada ruas kiri dari persamaan (3.15) sehingga menjadi:

$$\frac{\left(1 - \frac{M_2\omega^2}{K_2} + i \frac{C_2\omega}{K_2} \right)}{\left[\frac{MM_2\omega^4}{KK_2} - \left(\frac{M}{K} + \frac{M_2}{K_2} + \frac{M_2}{K} - \frac{CC_2}{KK_2} \right) \omega^2 + 1 \right] + i \left[- \left(\frac{MC_2}{KK_2} + \frac{M_2C_1}{KK_2} + \frac{M_2C_2}{KK_2} \right) \omega^3 + \left(\frac{CK_2 + C_2K}{KK_2} \right) \omega \right]} = \frac{X_1}{\frac{F_o}{K}} \quad (3.16)$$

Dengan:

$$\Omega_1 = \sqrt{\frac{K}{M}} = \text{Frekuensi natural sistem massa 1}$$

$$\Omega_2 = \sqrt{\frac{K_2}{M_2}} = \text{Frekuensi natural sistem massa 2}$$

$$\mu = \frac{M_2}{M} = \text{Rasio massa 2 dan massa 1}$$

$$Z = \frac{C}{2M\Omega_n} = \text{Rasio redaman sistem massa 1}$$

$$\zeta = \frac{C_2}{2M_2\omega_n} = \text{Rasio redaman sistem massa 2}$$

Maka disubstitusikan menjadi 4 persamaan:

$$A = 1 - \left(\frac{M_2}{K_2}\right) \omega^2$$

$$= 1 - \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_1}\right)^2$$

$$B = \left(\frac{C_2}{K_2}\right) \omega$$

$$= 2\zeta \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_1}\right)$$

$$C = \left(\frac{MM_2}{KK_2}\right) \omega^4 - \left(\frac{M}{K} + \frac{M_2}{K_2} + \frac{M_2}{K} - \frac{CC_2}{KK_2}\right) \omega^2 + 1$$

$$= \left(\frac{1}{\Omega_1\Omega_2}\right)^2 \omega^4 - \left(\frac{1}{\Omega_1^2} + \frac{1}{\Omega_2^2} + \frac{\mu}{\Omega_1^2} + \frac{2ZM\Omega_1 2\zeta M_2\Omega_2}{KK_2}\right) \omega^2 + 1$$

$$= \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\Omega_1}\right)^4 - \left(1 + \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2 + \mu + 4Z\zeta \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right)^2\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_1}\right)^2 + 1$$

$$D = -\left(\frac{MC_2}{KK_2} + \frac{M_2C}{KK_2} + \frac{M_2C_2}{KK_2}\right) \omega^3 + \left(\frac{CK_2 + C_2K}{KK_2}\right) \omega$$

$$= -\left[\left(\frac{M}{K} + \frac{M_2C}{KK_2} + \frac{M_2}{K}\right) \omega^2 + \left(\frac{CC_2}{KK_2} + 1\right)\right] \left(\frac{C_2}{K_2}\right) \omega$$

$$= -\left[\left(\frac{1}{\Omega_1^2} + \frac{Z}{\zeta\Omega_1\Omega_2} + \frac{\mu}{\Omega_1^2}\right) \omega^2 + \left(\frac{Z\Omega_2}{\zeta\Omega_1} + 1\right)\right] \left(\frac{C_2}{K_2}\right) \omega$$

$$= -\left(1 + \frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right) + \mu\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_1}\right)^2 \left(\frac{Z}{\zeta} \left(\frac{\Omega_2}{\Omega_1}\right) + 1\right) 2\zeta \left(\frac{\Omega_1}{\Omega_2}\right) \left(\frac{\omega}{\Omega_1}\right)$$

Maka didapat persamaan *steady state real* dapat dirumuskan seperti berikut:

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \sqrt{\frac{A^2 + B^2}{C^2 + D^2}} \quad (3.17)$$

3.2.6 Penentuan Parameter

Dalam tahapan simulasi, dibutuhkan beberapa data pendukung untuk mengetahui hasil yang valid dalam proses simulasi. Data tersebut berupa parameter-parameteryang 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 (ω_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 3.18 berikut :

$$V = \pi D N \quad (3.18)$$

– 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 3.19 dengan memasukkan parameter (V), (f) dan (d).

$$\omega_c = 17.0 - 0.566V + 3971f + 155d \quad (3.19)$$

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 :

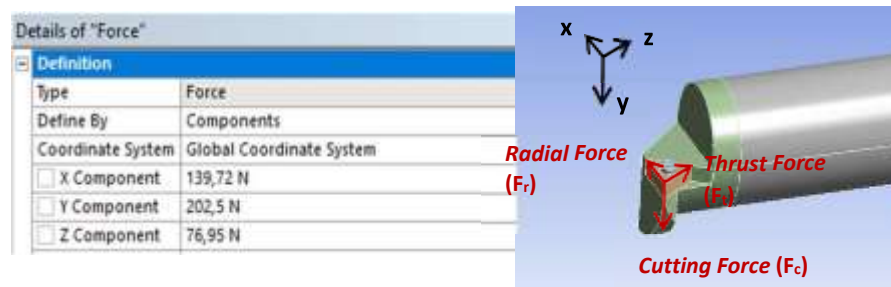
$$\begin{aligned}\omega_c &= 17.0 - 0.566 (197,82 \text{ m/min}) + 3971 (0,1 \\ &\text{mm/rev}) + 155 (0,5 \text{ mm}) \\ &= 380 \text{ Hz}\end{aligned}$$

Tabel 3. 1 *Cutting parameters*

D(m)	f(mm/rev)	d(mm)	Putaran Spindle (rpm)	Kecepatan Potong (m/min)	ω_c (Hz)
0,1	0,1	0,5	1250	392,5	269
			920	288,88	328
			630	197,82	380

3.2.6.2 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 3.20, 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

$$F_c = K_c d f \quad (3.20)$$

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

$$F_r = 0,69 F_c \quad (3.21)$$

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

$$F_t = 0,38 F_c \quad (3.22)$$

$$\begin{aligned}
 F_t &= 0,38 \cdot 202,5 \text{ N} \\
 &= 76,95 \text{ N}
 \end{aligned}
 \tag{3.23}$$

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	76,9
Resultan	F_o	257,78

3.2.6.3 Boring Bar

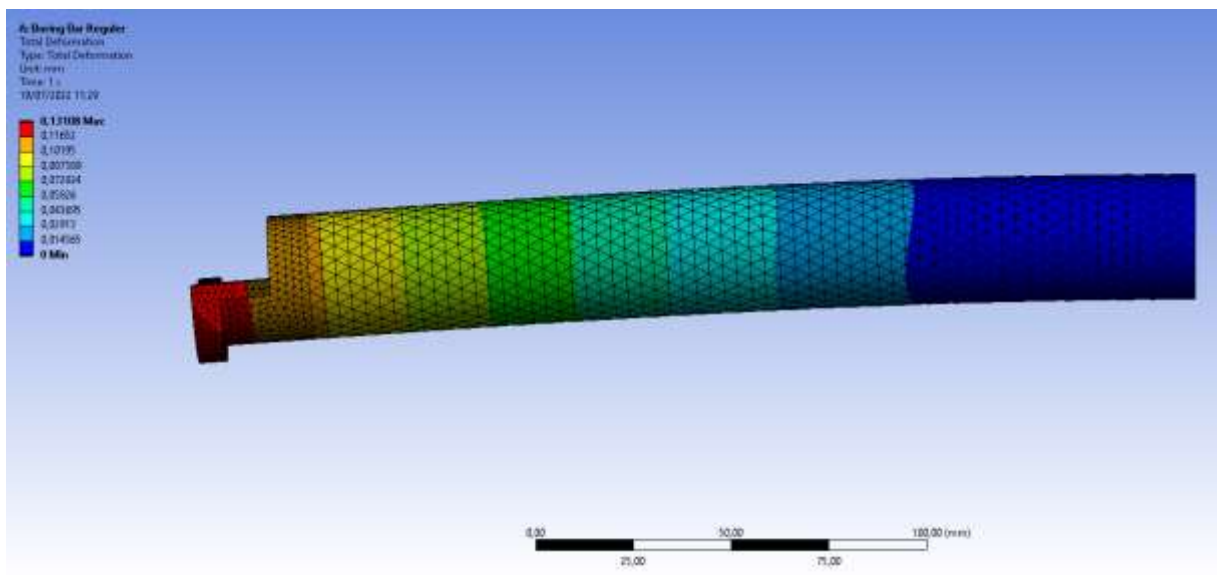
Dari model dinamis yang telah dibuat, sistem utama yang dianalisa adalah *boring bar* reguler dan *boring bar* reguler berlubang. Adapun parameter yang dianalisa pada *boring bar* penelitian ini antara lain sebagai berikut :

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

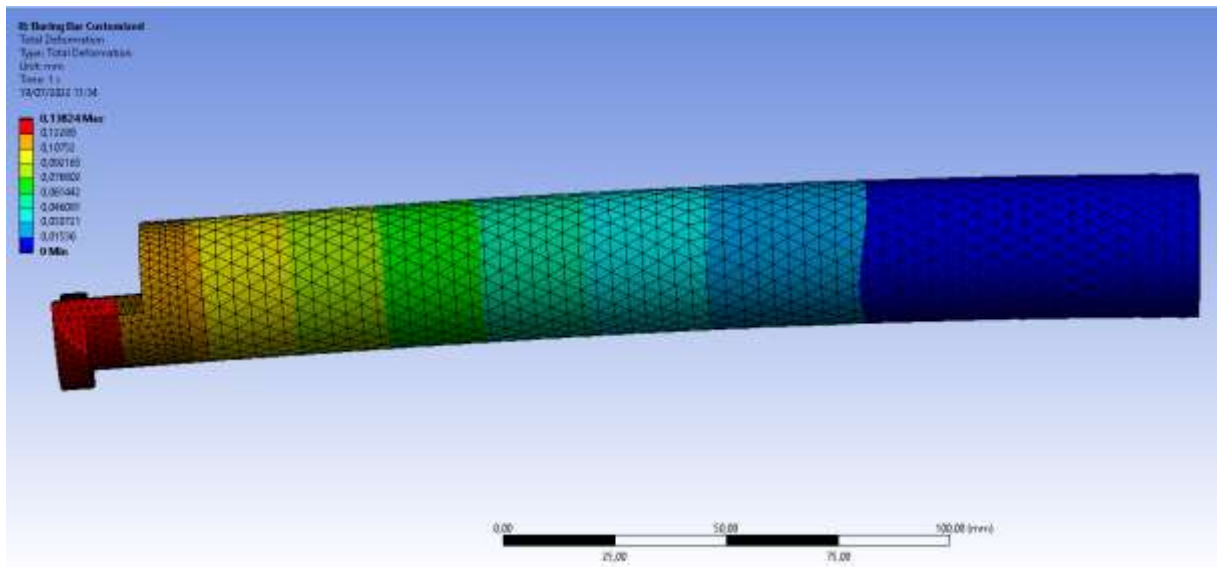
Penentuan nilai konstanta kekakuan ekuivalen *boring bar* terletak pada bagian tepi insert dengan menggunakan simulasi *static structural workbench ansys*. Dengan *meshing* yang telah ditentukan sebelumnya, diberikan *fixed support* pada desain geometri penampang bagian belakang dimana hal ini menunjukkan 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 3.24.

$$k = \frac{F}{\Delta x} = \frac{3EI}{l^3} \quad (3.24)$$

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)

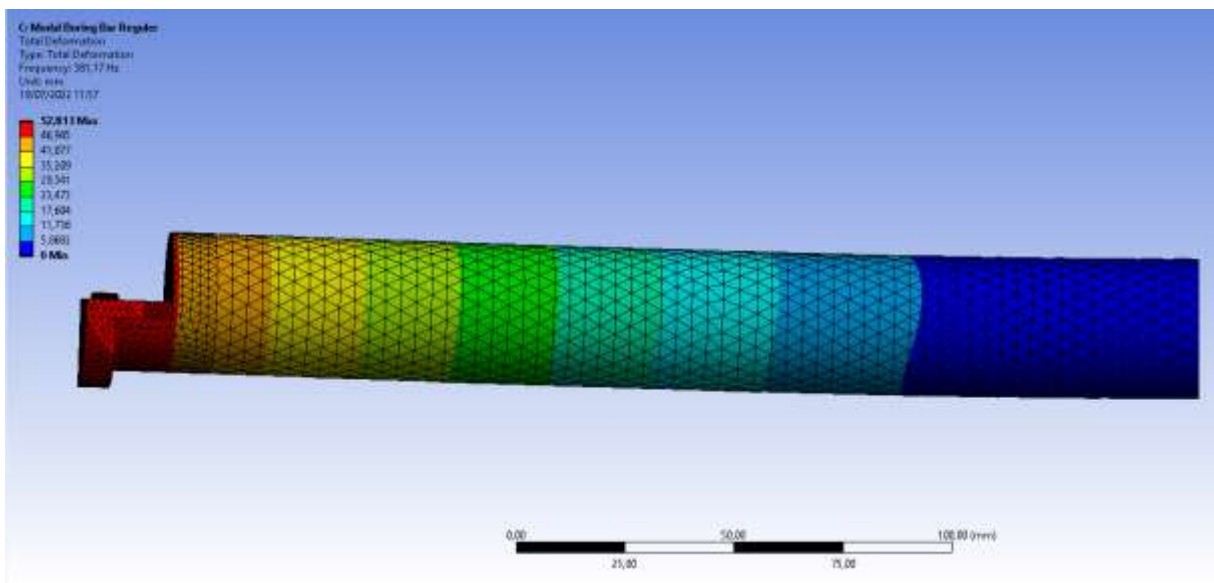
Gambar 3.16 (a) Simulation of regular boring bar static deformation and (b) Customized boring bar static deformation simulation

Pada gambar 3.16 dapat dilihat pada hasil simulasi bahwa *boring bar* reguler mengalami deformasi statis maksimal sebesar 0,13107 mm sehingga didapatkan nilai kekakuan boring bar reguler (K_t) = 1966735 N/m dan *boring bar* reguler berlubang mengalami deformasi statis maksimal sebesar 0,13817 mm sehingga didapatkan nilai boring bar berlubang (K) = 1864728 N/m.

- Nilai berat massa ekuivalen *boring bar* (M_t dan M)

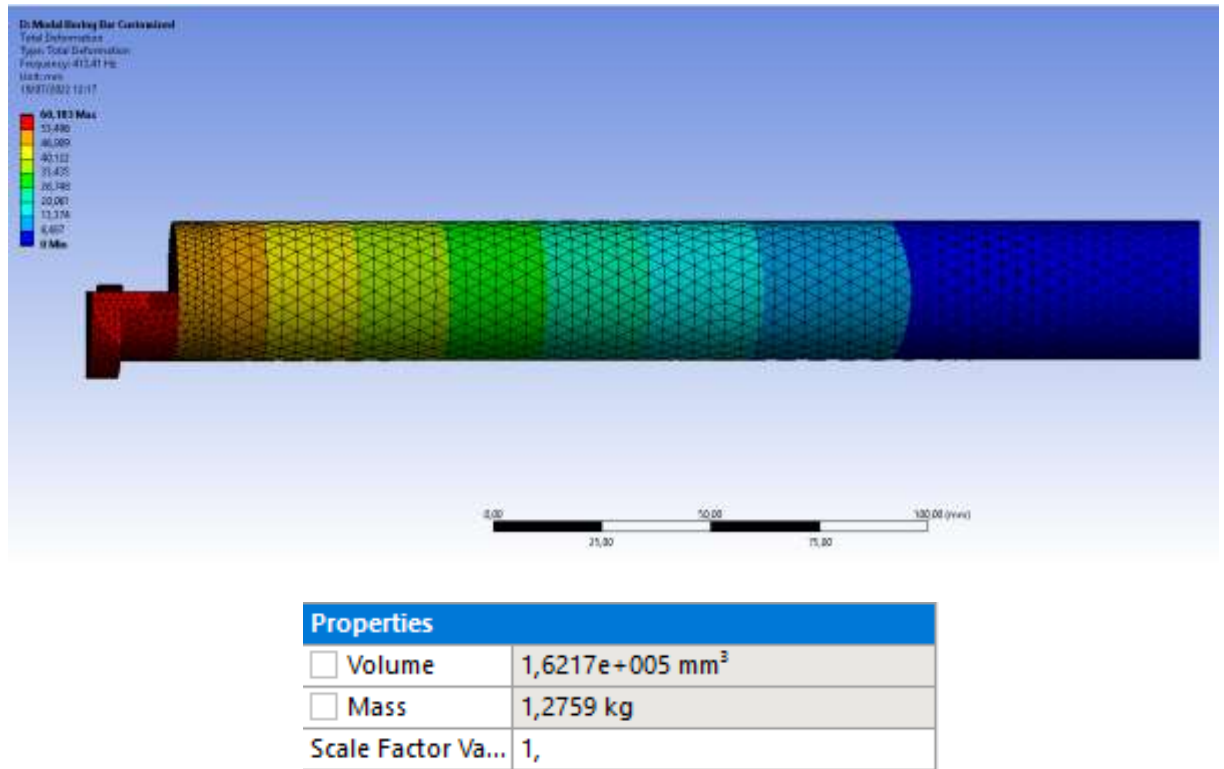
Penentuan nilai berat massa ekuivalen *boring bar* didapatkan dengan menggunakan persamaan 3.25. Dimana pada simulasi menggunakan *modal workbench ansys* didapatkan frekuensi natural sistem dan berat keseluruhan dari *boring bar*. Namun pada perhitungan nilai berat massa ekuivalen yang digunakan pada 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.



Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	2,0546e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	1,6157 kg
Scale Factor Va...	1,

(a)



(b)

Gambar 3. 17 (a) Value of natural frequency & overall mass of regular boring bar and (b) Customized boring bar

Dari hasil simulasi diatas, didapatkan nilai frekuensi natural *boring bar* regular sebesar 381,17 Hz yang setara dengan 2394 rad/s dan didapatkan nilai frekuensi natural *boring bar* regular berlubang sebesar 413,41 Hz yang setara dengan 2597 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 3.25 didapatkan nilai berat massa ekuivalen sebagai berikut :

$$\omega_n^2 = \frac{K}{M} \quad (3.25)$$

- Nilai berat massa ekuivalen *boring bar* reguler :

$$\begin{aligned}
 M_t &= \frac{K_t}{\omega_n^2} \\
 &= \frac{1966735 \text{ N/m}}{(2394)^2 \text{ rad/s}} \\
 &= 0,343 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

- Nilai berat massa ekuivalen *boring bar Customized* :

$$\begin{aligned}
 M &= \frac{K}{\omega_n^2} \\
 &= \frac{1864728 \text{ N/m}}{(2597)^2 \text{ rad/s}} \\
 &= 0,276 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

- 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 (ζ_s), massa sistem dan konstanta kekakuan sistem. Pada jurnal tersebut didapatkan nilai damping rasio (ζ_s) sebesar 0,005 untuk material *steel*. Dengan demikian didapatkan nilai konstanta redaman *boring bar* reguler dan reguler berlubang yang didapat dari persamaan 3.26 berikut :

$$C = 2 \zeta_s \sqrt{M \cdot K} \quad (3.26)$$

Nilai konstanta redaman *boring bar* reguler :

$$\begin{aligned}
 C_t &= 2\zeta_s \sqrt{M_t \cdot K_t} \\
 &= 2 \cdot 0,005 \sqrt{0,343 \cdot 1966735} \\
 &= 8,21 \text{ N.s/m}
 \end{aligned}$$

Nilai konstanta redaman *boring bar Customized* :

$$\begin{aligned}
 C &= 2 \zeta_s \sqrt{M \cdot K} \\
 &= 2 \cdot 0,005 \sqrt{0,276 \cdot 1864728} \\
 &= 7,17 \text{ N.s/m}
 \end{aligned}$$

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

Tabel 3. 3 *Boring bar Research Parameters*

Parameter <i>Boring Bar</i> Reguler	Nilai
Konstanta Kekakuan	1966735(N/m)
Massa	0,342 (kg)
Redaman Konstanta	8,21 (N.s/m)
Frekuensi Natural	381,17 (Hz)

Parameter <i>Boring Bar Customized</i>	Nilai
Konstanta Kekakuan	1864728 (N/m)
Massa	0,276 (kg)
Redaman Konstanta	7,17 (N.s/m)
Frekuensi Natural	413,41 (Hz)

3.3 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 *standard earth gravity* sehingga DVA mengalami defleksi statis. Dengan menggunakan rumus 3.25 maka didapatkan variasi nilai konstanta kekakuan ekuivalen DVA seperti pada tabel 3.4.

Tabel 3. 4 DVA Stiffness Parameters

Simbol	Ka Ekuivalen			
	L1	L2	Rasio Kekakuan	Nilai (N/m)
2ka1ma1	60	17	$\frac{1}{23,2}$	45852557,3
2ka2ma1	60	17	$\frac{1}{29,2}$	57779902,1
2ka3ma1	60	17	$\frac{1}{53,2}$	105074417
2ka1ma2	70	15	$\frac{1}{53,2}$	41068797,4
2ka2ma2	70	15	$\frac{1}{25,8}$	50912001,7
2ka3ma2	70	15	$\frac{1}{44,2}$	87271566,3
2ka1ma3	80	10	$\frac{1}{18,4}$	36290080,4
2ka2ma3	80	10	$\frac{1}{22,2}$	43914773
2ka3ma3	80	10	$\frac{1}{36,1}$	71276653,9

- **Penentuan Nilai Berat Massa (m_a)**

Nilai massa ekuivalen DVA didapatkan dengan simulasi menggunakan *modal workbench ansys*. Dengan memberikan fixed support pada bagian depan dimana halteresbut menunjukkan bahwa DVA fixed dengan head *Boring bar*. Pada simulasi tersebut, didapatkan nilai frekuensi natural DVA. Dengan menggunakan rumus 3.25 maka didapatkan variasi nilai berat massa ekuivalen DVA seperti pada tabel 3.5

:

Tabel 3. 5 DVA Mass Parameters

Simbol	Ka Ekuivalen			Nilai (kg)
	L1	L2	Rasio Massa	
2ka1ma1	60	17	$\frac{1}{0,09}$	0,12
2ka2ma1	60	17	$\frac{1}{0,09}$	0,12
2ka3ma1	60	17	$\frac{1}{0,09}$	0,12
2ka1ma2	70	15	$\frac{1}{0,1}$	0,14
2ka2ma2	70	15	$\frac{1}{0,1}$	0,14
2ka3ma2	70	15	$\frac{1}{0,1}$	0,14
2ka1ma3	80	10	$\frac{1}{0,12}$	0,16
2ka2ma3	80	10	$\frac{1}{0,12}$	0,16
2ka3ma3	80	10	$\frac{1}{0,12}$	0,16

- **Penentuan Nilai Konstanta Redaman (Ca)**

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 ratio* (ζ_s), massa sistem dan konstanta kekakuan sistem. Pada jurnal tersebut didapatkan nilai damping ratio (ζ_s) sebesar 0,005 untuk material *steel*. Dengan menggunakan persamaan 3.26 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 DVA Research Parameters

Simbol	Rasio Kekakuan	Rasio Massa	Ca (Ns/m)	ω_n (Hz)
2ka1ma1	$\frac{1}{23,2}$	$\frac{1}{0,09}$	159,49	457,78
2ka2ma1	$\frac{1}{29,2}$	$\frac{1}{0,09}$	189,37	485,83
2ka3ma1	$\frac{1}{53,2}$	$\frac{1}{0,09}$	285,91	585,19
2ka1ma2	$\frac{1}{53,2}$	$\frac{1}{0,1}$	154,21	424,05
2ka2ma2	$\frac{1}{25,8}$	$\frac{1}{0,1}$	179,98	450,44
2ka3ma2	$\frac{1}{44,2}$	$\frac{1}{0,1}$	255,44	544,02
2ka1ma3	$\frac{1}{18,4}$	$\frac{1}{0,12}$	146,41	394,67
2ka2ma3	$\frac{1}{22,2}$	$\frac{1}{0,12}$	166,26	420,58
2ka3ma3	$\frac{1}{36,1}$	$\frac{1}{0,12}$	223,14	508,62

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 $\frac{K_a}{K_t}$ yang didapat dengan membandingkan nilai konstanta kekakuan DVA dan *boring bar* regular yaitu sebesar : $\frac{1}{23,2}$, $\frac{1}{29,2}$, $\frac{1}{53,2}$, $\frac{1}{20,8}$, $\frac{1}{25,8}$, $\frac{1}{44,2}$, $\frac{1}{18,4}$, $\frac{1}{22,2}$, $\frac{1}{36,1}$ serta rasio massa $\frac{m_a}{m_t}$ yang didapat dengan membandingkan nilai berat massa DVA dan *boring bar* regular yaitu sebesar : $\frac{1}{0,09}$, $\frac{1}{0,1}$, $\frac{1}{0,12}$.

3.4 Simulasi

Simulasi dilakukan dengan metode elemen hingga (*Finite Element Analysis*) menggunakan *Workbench Ansys*. Prosedur umum analisis yang dilakukan dalam simulasi adalah

3.4.1 Pre-Processing

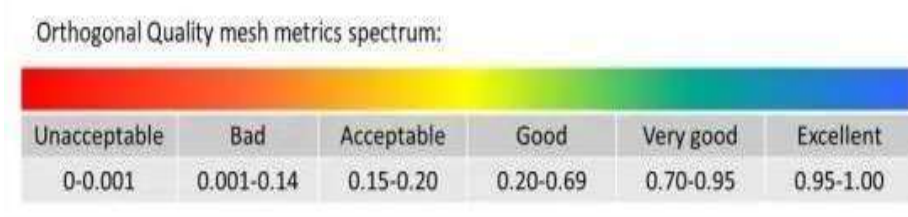
Pada tahapan ini meliputi definisi *material properties*, dan pemodelan serta *meshing*. Terdapat 2 material yang digunakan dalam penelitian yaitu material AISI 1045 dan *carbide*. Berikut tabel 3.7 merupakan *material properties* yang digunakan pada simulasi tugas akhir ini.

Tabel 3. 7 Material Properties

<i>Mechanical Properties</i>	<i>Boring Bar & Cantilever Beam</i>	<i>Insert</i>
<i>Material</i>	AISI 1045	<i>Carbide</i>
<i>Density (Kg/m3)</i>	7850	15630
<i>Young Modulus (GPa)</i>	210	530
<i>Poissons Ratio</i>	0,3	0,31
<i>Bulk Modulus (GPa)</i>	175	465
<i>Shear Modulus (GPa)</i>	80	202
<i>Damping Ratio</i>	0,005	0,005

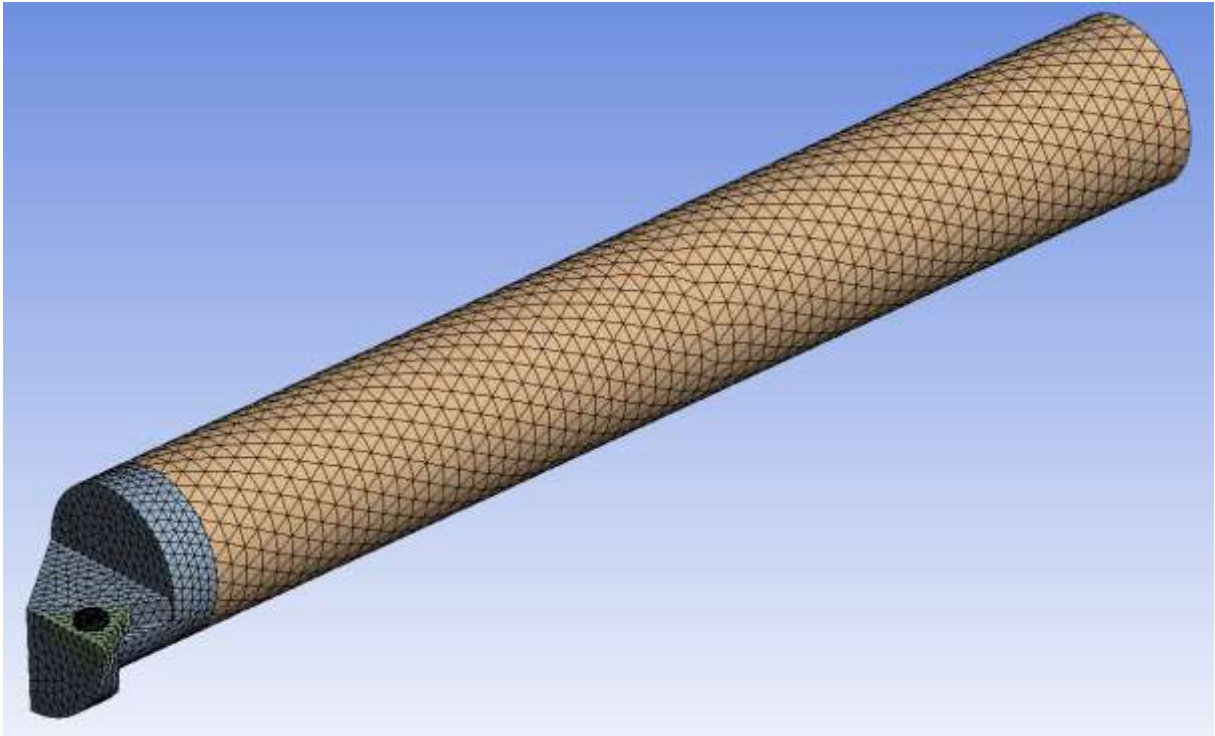
Pemodelan sistem utama dan DVA berupa gambar 3 dimensi yang sebelumnya didesain sesuai geometri yang telah ditentukan dengan menggunakan *software solidwork*. Adapun desain yang terdapat pada simulasi ini antara lain yakni *boring bar* reguler, *boring bar* reguler lubang, *boring bar* dengan penambahan 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* dan *face meshing*. Untuk benda rigid dengan profil sederhana menggunakan *body sizing*, Sedangkan untuk profil benda yang melengkung menambahkan *face meshing* 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 *Parameters Average Mesh Metric Orthogonal Quality*

Body sizing dilakukan pada 4 *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, pada *body boring bar* dengan *element size* 4 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 89972 nodes dan 59838 element pada geometri sistem utama dengan DVA. Dimana *element quality* minimum 0,000205, maksimum 0,98917, dan rata-rata 0,75787 yang mana *meshing* yang didapat termasuk kategori *very good* pada parameter *mesh metric orthogonal quality*.



(a)

Mesh Metric	Orthogonal Quality
<input type="checkbox"/> Min	2,0519e-004
<input type="checkbox"/> Max	0,98917
<input type="checkbox"/> Average	0,75787
<input type="checkbox"/> Standard Devi...	0,15787
Inflation	
Advanced	
Statistics	
<input type="checkbox"/> Nodes	89972
<input type="checkbox"/> Elements	59838

(b)

Gambar 3. 19 (a) *Meshing*, (b) *Mesh Quality*

3.4.2 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 *Modal Analysis Setup and Harmonic Response Workbench Ansys*

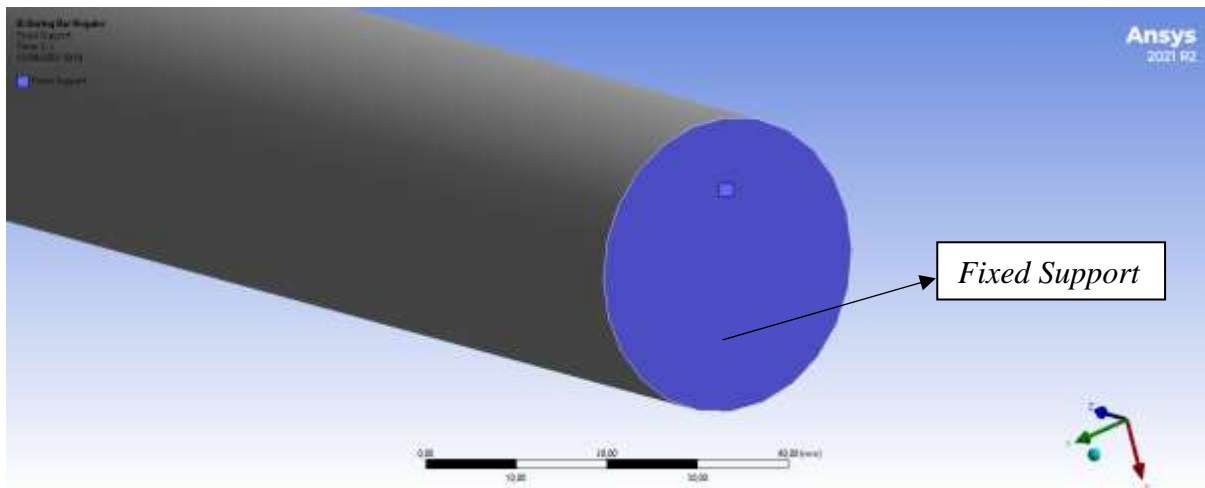
Modal digunakan untuk menginputkan *boundary condition & load* untuk mendefinisikan bahwa *boring bar* terclamp pada penampang bagian belakang. Selain itu, modal juga memiliki fungsi untuk mencari frekuensi natural sistem. Harmonic response memiliki fungsi untuk plotting hasil dari modal seperti deformasi 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.

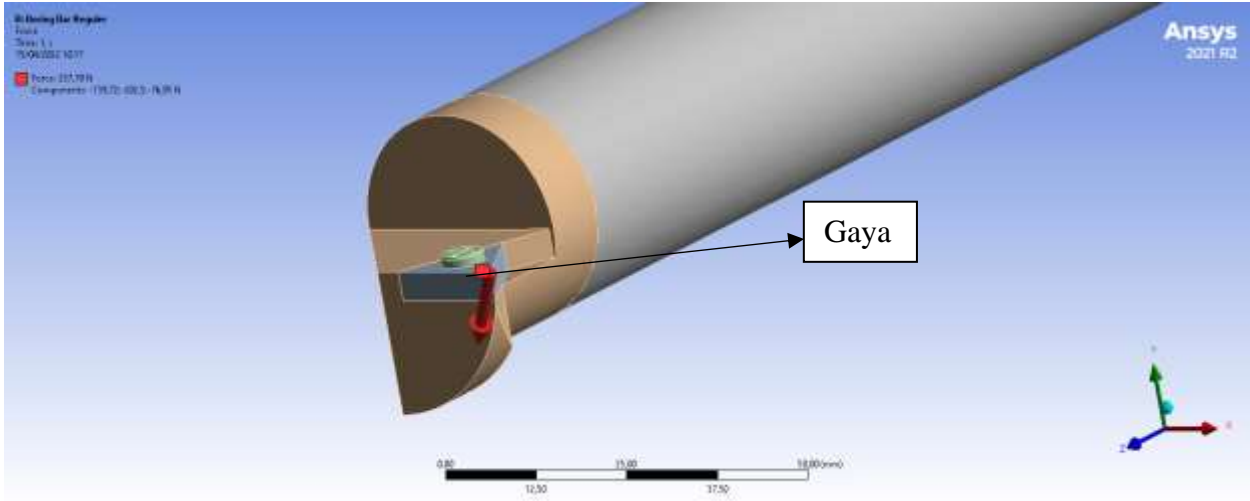
Details of "Analysis Settings" ☰ ☒ 🔍

+ Step Controls	
- Options	
Frequency Spacing	Linear
Range Minimum	100, Hz
Range Maximum	600, Hz
Solution Intervals	500

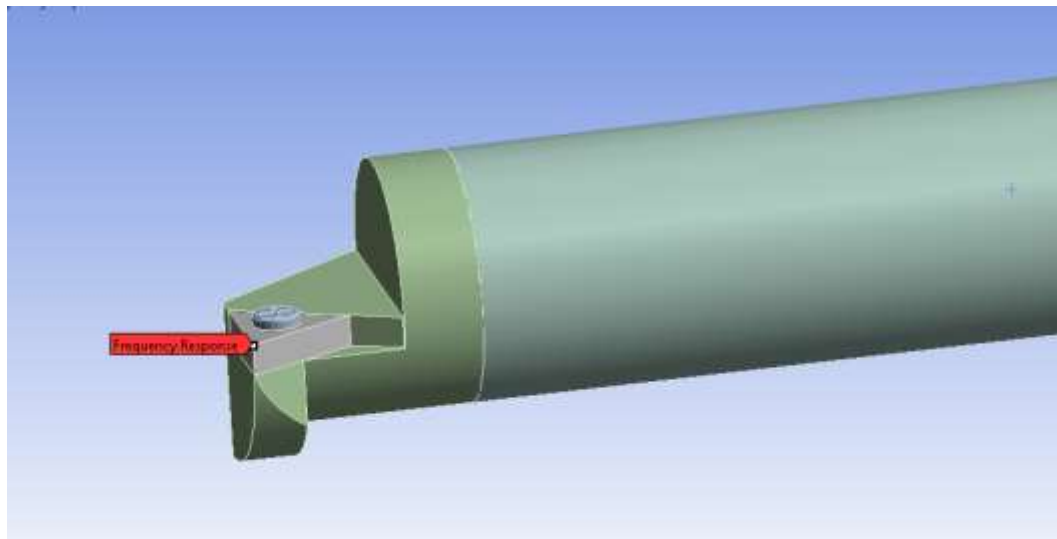
Gambar 3. 21 *Frequency range analysis setting*

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

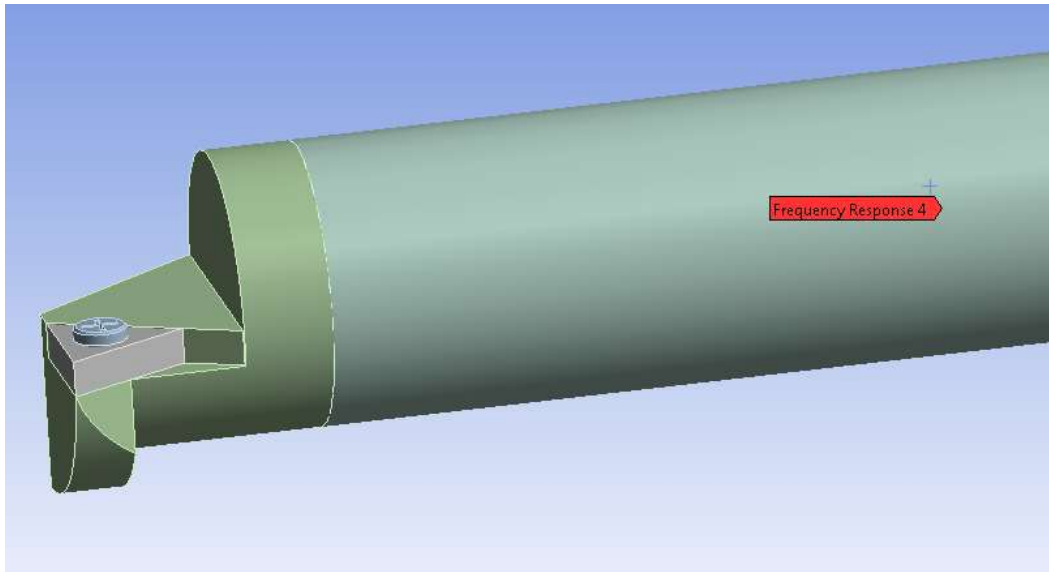




Gambar 3. 22 *Boundary Condition & Load*



(a)



(b)

Gambar 3. 23 (a) *Solution Frequency Response Deformation* pada ujung *vertex insert* dan (b) pada DVA

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*.

3.4.3 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.

3.5 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.

3.6 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 pembahasan 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.

3.7 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.

BAB IV ANALISA & PEMBAHASAN

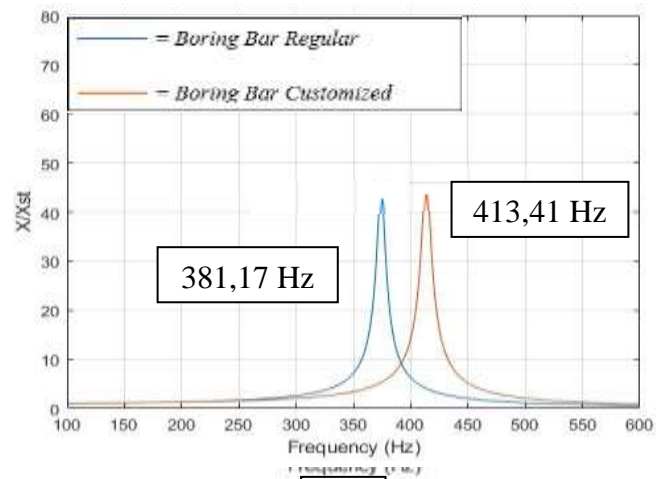
4.1 Analisa Respon

Penelitian pada tugas akhir ini dilakukan dengan mensimulasikan system 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 gaya eksitasi, boring bar, variasi kekakuan DVA, dan variasi massa DVA. Dari simulasi yang telah dilakukan, didapatkan *output* yaitu berupa respon getaran sistem utama pada rasio amplitude arah radial ($\frac{X_1}{X_{st}}$), arah tangensial ($\frac{Y_1}{Y_{st}}$), arah axial ($\frac{Z_1}{Z_{st}}$), respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA pada range frekuensi operasional 100 – 600 Hz, respon gerak DVA pada arah sumbu y (tangensial), serta grafik persentase 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.

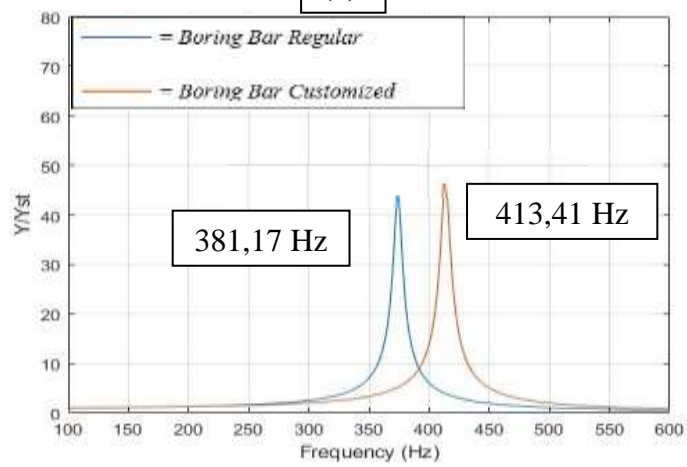
4.1.1 Analisa Respon Getaran Sistem Utama

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, yaitu 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* regular dan *boring bar customized*. Proses simulasi dilakukan untuk mendapatkan respon getaran yang terjadi pada sistem utama dalam bentuk rasio amplitudo terhadap frekuensi yang kemudian diplot pada *matlab* untuk mendapatkan bode diagram. Berikut

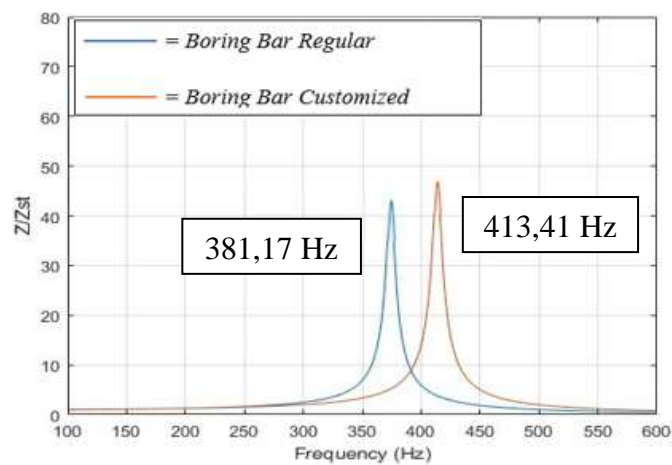
merupakan hasil simulasi respon getaran sistem utama pada rentang frekuensi 100 – 600 Hz untuk masing-masing sumbu.



(a)



(b)



(c)

Gambar 4. 1 Main System Bode Diagram without DVA in (a) Radial, (b) Tangential, and (c) Axial directions

Pada gambar 4.1 a, b, dan c merupakan *frequency domain* pada sistem utama pada arah radial, tangensial, dan axial. Grafik berwarna biru merupakan respon dari *boring bar* regular sebelum diberi lubang, sedangkan grafik berwarna jingga merupakan boring bar setelah diberi lubang pada bagian dalamnya. 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. Grafik ini menunjukkan perbandingan *boring bar regular* dan *boring bar customized* (*cavity* kosong), dimana menunjukkan bahwa *boring bar customized* memiliki nilai kekakuan yang lebih kecil. Maka frekuensi naturalnya lebih besar daripada *boring bar regular*. *Boring bar* regular memiliki nilai frekuensi natural sebesar 381,17 Hz dengan amplitude 45 mm dari arah radial, tangensial, dan axial dan *boring bar customized* memiliki nilai frekuensi natural sebesar 413,41 Hz dengan amplitude 48 mm dari arah radial, tangensial, dan axial. Perbedaan frekuensi natural terjadi karena pengaruh pengurangan dimensi *boring bar* regular untuk

pembuatan lubang pada bagian dalam, yang mana mengakibatkan nilai konstanta kekakuan *boring bar customized* menjadi sedikit berkurang namun nilai berat massa menjadi berkurang drastis. Hal ini sesuai dengan persamaan 3.25 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* regular dan *boring bar customized* 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.

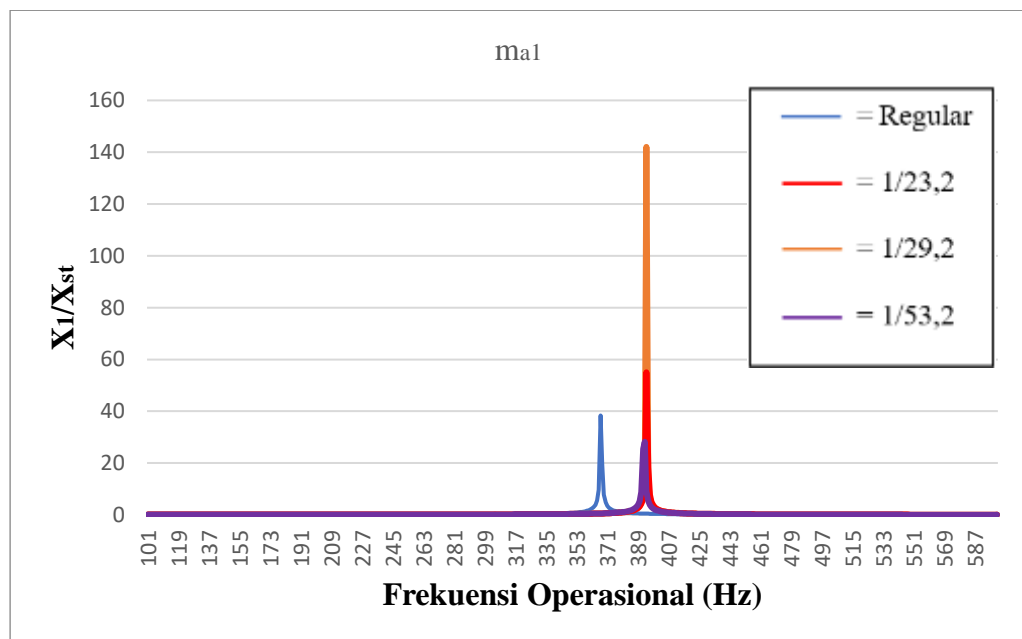
4.1.2 Analisa Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan

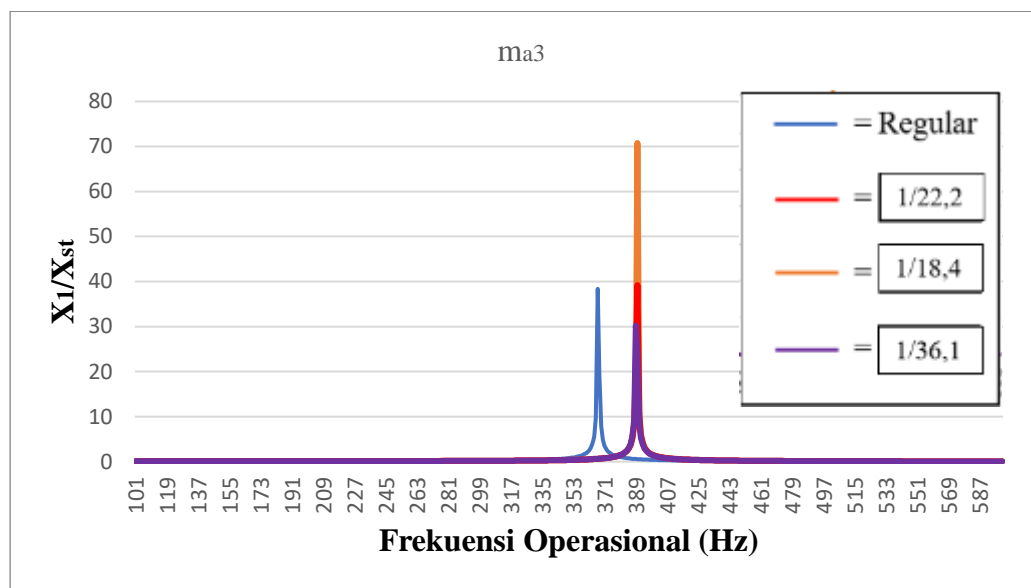
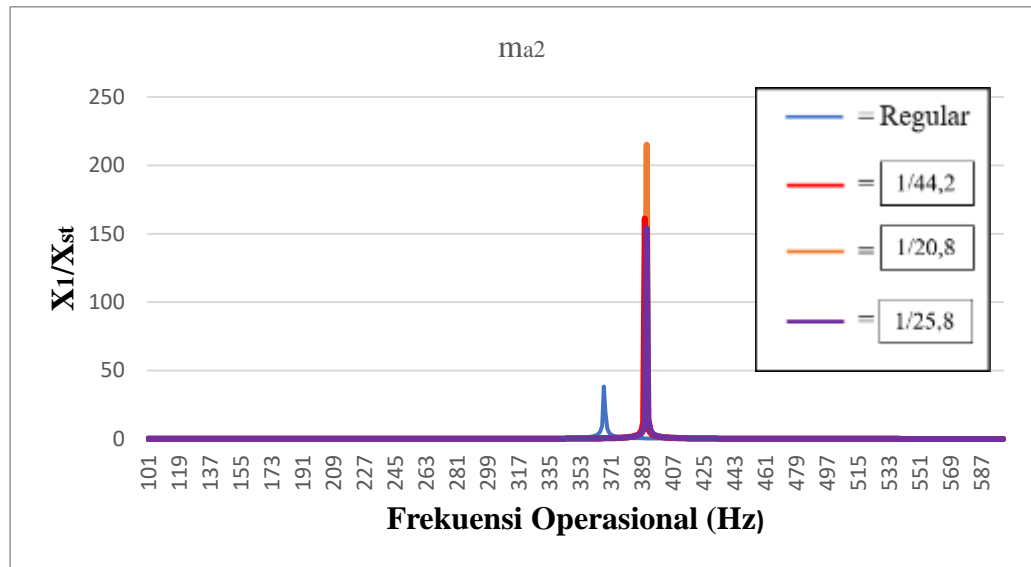
Analisa respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA dilakukan dengan menggunakan tiga macam variasi yaitu, variasi konstanta kekakuan, variasi rasio berat massa DVA terhadap sistem utama serta variasi putaran *spindle* yang mana pada saat pemakanan akan menjadi frekuensi operasional yang mengenai ujung *vertex insert*. Analisa dilakukan pada arah radial saja karena di setiap variasi memiliki tren yang sama, yaitu respon nilai di setiap variasi semakin turun seiring bertambahnya nilai kekakuan DVA. Proses simulasi dilakukan untuk mendapatkan respon getaran sistem utaman dengan penambahan DVA dalam bentuk rasio amplitudo terhadap frekuensi yang kemudian di plot pada *excel* 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 $\frac{1}{23,2}$, $\frac{1}{29,2}$, $\frac{1}{53,2}$. 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 amplitude sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada ma_1 arah tangensial terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz yang kemudian di plot pada excel seperti yang terlihat pada gambar 4.2 berikut :





Gambar 4. 2 Main System Bode Diagram with Variation of Rigidity Constant Ratio at ma_1 , ma_2 , and ma_3

Pada gambar 4.2 merupakan grafik bode diagram rasio amplitudo sistem utama dengan variasi konstanta kekakuan pada ma_1 terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz. Pada gambar bahwa sistem memiliki 1 titik resonansi. Pada grafik axis X

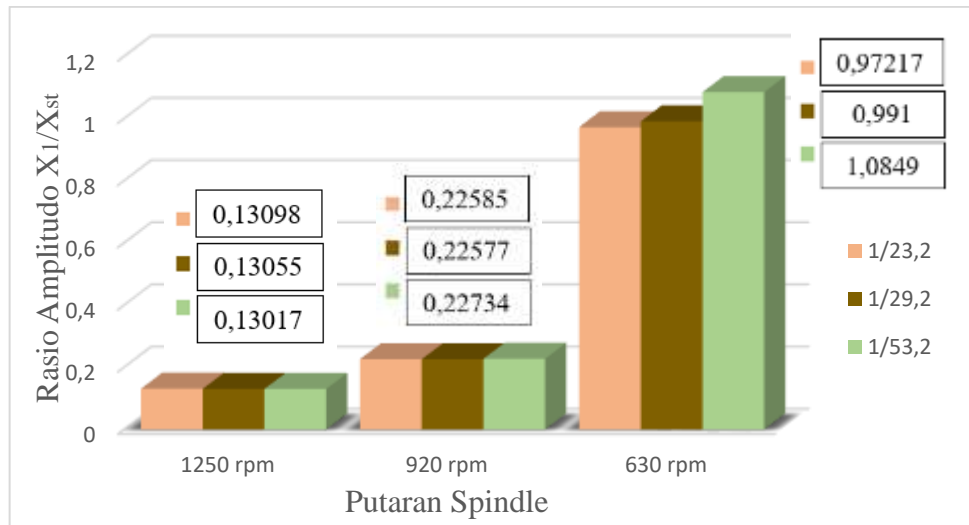
berwarna merah, jingga, dan ungu merupakan grafik *frequency* domain variasi rasio konstanta kekakuan $\frac{1}{23,2}$, $\frac{1}{29,2}$, dan $\frac{1}{53,2}$. Dimana pada grafik terlihat bahwa rasio konstanta $\frac{1}{29,2}$ berada di amplitude 140 mm, dan pada rasio $\frac{1}{23,2}$ berada di sekitar amplitude 55 mm, dan pada rasio $\frac{1}{53,2}$ berada di sekitar amplitude 28 mm. Pada grafik axis X berwarna merah, jingga, dan ungu merupakan grafik *frequency* domain variasi rasio konstanta kekakuan $\frac{1}{20,8}$, $\frac{1}{25,8}$, dan $\frac{1}{44,2}$. Dimana pada grafik terlihat bahwa rasio konstanta $\frac{1}{20,8}$ berada di amplitude 210 mm, dan pada rasio $\frac{1}{44,2}$ berada di sekitar amplitude 165 mm, dan pada rasio $\frac{1}{25,8}$ berada di sekitar amplitude 155 mm. Pada grafik axis X berwarna merah, jingga, dan ungu merupakan grafik *frequency* domain variasi rasio konstanta kekakuan $\frac{1}{18,4}$, $\frac{1}{22,2}$, dan $\frac{1}{36,1}$. Dimana pada grafik terlihat bahwa rasio konstanta $\frac{1}{18,4}$ berada di amplitude 70 mm, dan pada rasio $\frac{1}{22,2}$ berada di sekitar amplitude 38 mm, dan pada rasio $\frac{1}{36,1}$ berada di sekitar amplitude 30 mm.

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 amplitude pada frekuensi operasional 269 Hz, 328 Hz, dan 380 Hz seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.1 berikut :

Tabel 4. 1 Main System Amplitude Ratio Response with Variation of Stiffness Constant Ratio at m_{a1} , m_{a2} , and m_{a3} to Spindle Rotation Variation

	Putaran Spindle (rpm)	ω_c (Hz)	Respon Amplitudo (X_1/X_{st})								
			1/23,2	1/29,2	1/53,2	1/20,8	1/25,8	1/44,2	1/18,4	1/22,2	1/36,1
X_1/X_{st}	1250	269	0,13098	0,13055	0,13017	0,13359	0,133	0,13211	0,1365	0,13592	0,13437
	920	328	0,22585	0,22577	0,22734	0,23396	0,23289	0,23323	0,24324	0,24246	0,24023
	630	380	0,97217	0,991	1,0849	1,1499	1,1424	1,2299	1,425	1,4355	1,4477
	Putaran Spindle (rpm)	ω_c (Hz)	Respon Amplitudo (Y_1/Y_{st})								
			1/23,2	1/29,2	1/53,2	1/20,8	1/25,8	1/44,2	1/18,4	1/22,2	1/36,1
Y_1/Y_{st}	1250	269	0,20253	0,20349	0,20285	0,20624	0,20544	0,20585	0,21044	0,20968	0,2093
	920	328	0,34803	0,34944	0,35177	0,36003	0,35852	0,36075	0,37402	0,37288	0,37138
	630	380	1,48	1,508	1,6492	1,7417	1,732	1,8629	2,1505	2,1637	2,1812
	Putaran Spindle (rpm)	ω_c (Hz)	Respon Amplitudo (Z_1/Z_{st})								
			1/23,2	1/29,2	1/53,2	1/20,8	1/25,8	1/44,2	1/18,4	1/22,2	1/36,1
Z_1/Z_{st}	1250	269	0,01433	0,0143	0,01422	0,01463	0,01455	0,13211	0,01495	0,01488	0,0147
	920	328	0,02436	0,02436	0,02446	0,02525	0,02511	0,23323	0,02625	0,02615	0,02589
	630	380	0,10318	0,10521	0,11477	0,1221	0,12122	1,2299	0,15126	0,15231	0,15344

Hubungan antara kecepatan spindle dan frekuensi operasional adalah untuk mencari frekuensi operasional dibutuhkan variasi putaran spindle. Setelah variasi putaran spindle didapatkan dari rumus $V = \pi D N$, selanjutnya hasil dari variasi dimasukkan kedalam rumus frekuensi operasional $\omega_c = 17.0 - 0.566V + 3971f + 155d$ untuk mendapatkan frekuensi operasional. Nilai yang berada di tabel didapatkan dari hasil *harmonic response ansys* dari setiap variasi m_{a1} , m_{a2} , dan m_{a3} . Untuk memudahkan analisa, tabel diatas diubah kedalam diagram batang seperti pada gambar 4.3.



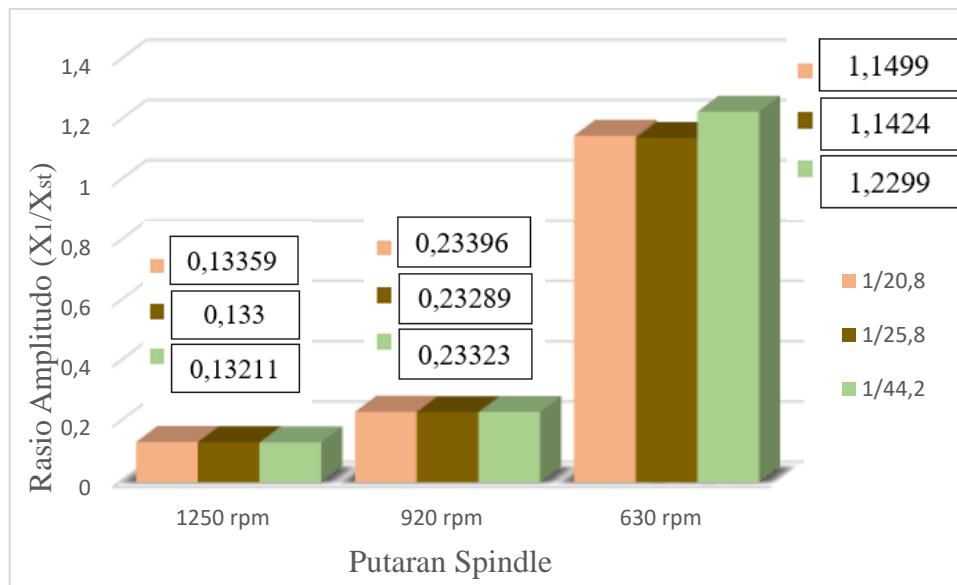
Gambar 4. 3 Main System Amplitude Ratio Response Variation of Rigidity Constant Ratio at ma_1 to Spindle Rotation Variation

Dari gambar 4.3 diatas terlihat bahwa, pada respon rasio amplitudo di putaran spindle 1250 rpm pada variasi rasio konstanta kekakuan tidak memiliki trend. Hal ini diakibatkan saat penggunaan rasio $\frac{1}{29,2}$ memiliki respon rasio amplitudo yang lebih tinggi. Namun pada putaran spindle 920 rpm dan 630 rpm pada setiap variasi rasio konstanta kekakuan terjadi trend. Dari diagram diatas dapat disimpulkan bahwa penggunaan rasio konstanta kekakuan yang paling terkecil pada putaran spindle 1250, 920, dan 630 rpm menggunakan rasio konstanta kekakuan $\frac{1}{23,2}$.

4.1.2.2 Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan pada ma_2 terhadap Variasi Putaran Spindle

Analisa respon getaran sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada ma_2 , dimana nilai rasio konstanta kekakuan sebesar $\frac{1}{20,8}$, $\frac{1}{25,8}$, $\frac{1}{44,2}$. Yang mana semakin besar rasio konstanta maka semakin besar konstanta kekakuan

DVA. Dengan simulasi *Harmonic Response Ansys* maka didapatkan hasil respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada ma_2 arah radial terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz yang kemudian diplot pada excel seperti yang terlihat pada lampiran no.11. Gambar 4.4 dibawah merupakan diagram batang yang nilainya diambil pada tabel 4.1.



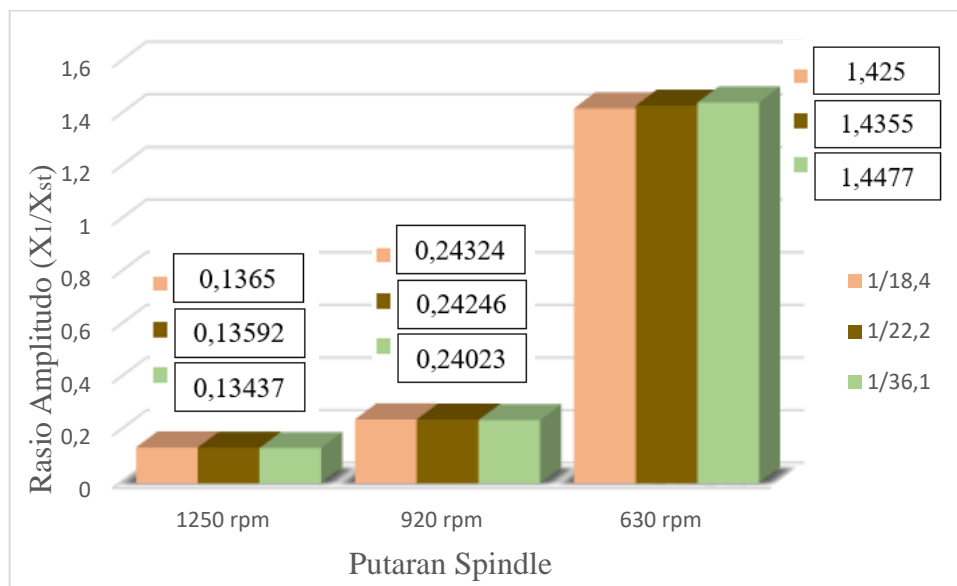
Gambar 4. 4 *Response of Main System Amplitude Ratio Variation of Rigidity Constant Ratio at ma_2 to Spindle Rotation Variation*

Dari gambar 4.4 diatas terlihat bahwa, respon rasio amplitudo pada putaran spindle 1250 rpm tidak terjadi trend pada setiap variasi konstanta kekakuan. Hal ini karena penggunaan rasio konstanta kekakuan $\frac{1}{44,2}$ belum terjadi proses pemakanan, yang mana saat penggunaan rasio konstanta $\frac{1}{20,8}$ dan $\frac{1}{25,8}$ sudah terjadi proses pemakanan serta resonansi. Pada putaran spindle 920 rpm juga tidak terjadi trend pada setiap variasi rasio konstanta kekakuan, hal ini diakibatkan saat penggunaan rasio $\frac{1}{25,8}$ memiliki respon rasio amplitudo yang rendah. Pada putaran spindle 630 rpm tidak terjadi trend pada setiap variasi rasio konstanta kekakuan. Pada diagram batang diatas terlihat bahwa saat variasi putaran spindle 630 rpm respon rasio

amplitudo akan semakin meningkat seiring dengan semakin besarnya rasio konstanta kekakuan pada ma_2 .

4.1.2.3 Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Konstanta Kekakuan pada ma_3 terhadap Variasi Putaran Spindle

Analisa respon getaran sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada ma_3 , dimana nilai rasio konstanta kekakuan sebesar $\frac{1}{18,4}$, $\frac{1}{22,2}$, $\frac{1}{36,1}$. Yang mana semakin besar rasio konstanta kekakuan maka semakin besar konstanta kekakuan DVA. Dengan simulasi menggunakan *Harmonic Response Ansys* maka didapatkan hasil respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi rasio konstanta kekakuan pada ma_3 arah tangensial terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz yang kemudian diplot pada excel seperti yang terlihat pada lampiran no.12. Gambar 4.5 dibawah merupakan diagram batang yang nilainya diambil pada tabel 4.1.

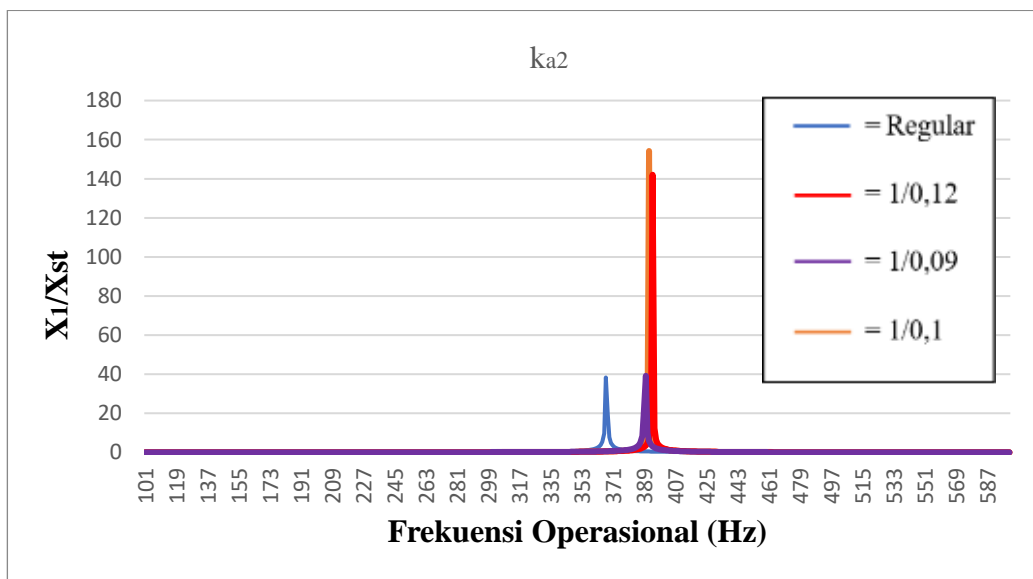
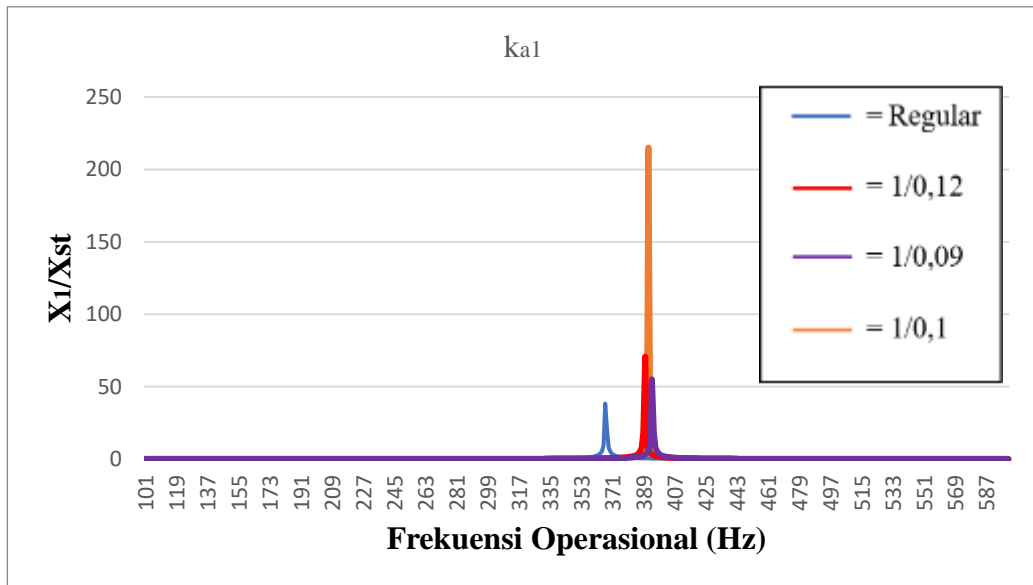


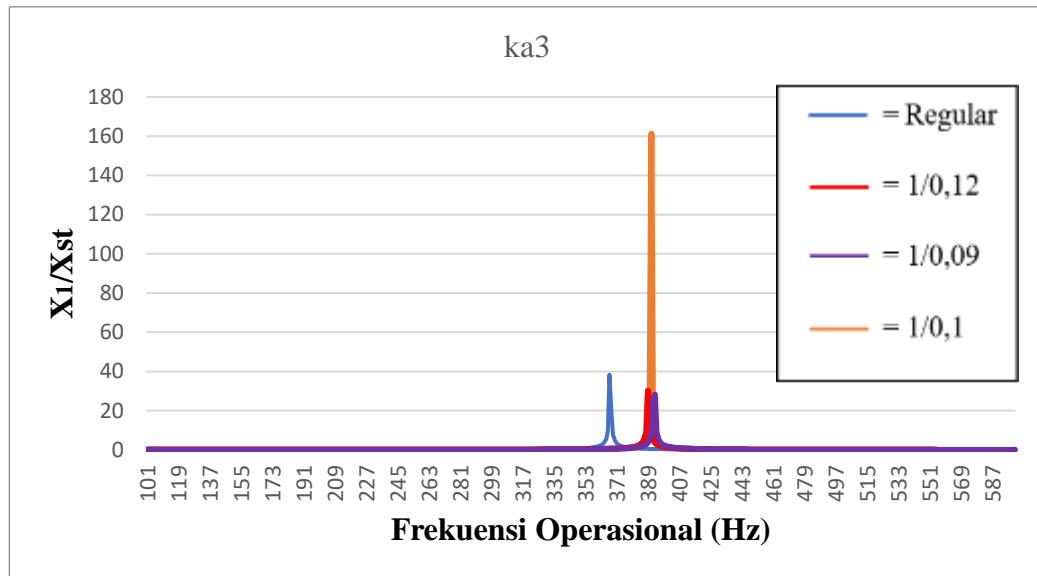
Gambar 4.5 Main System Amplitude Ratio Response Variation of Rigidity Constant Ratio at ma_3 to Spindle Rotation Variation

Dari gambar 4.5 diatas terlihat bahwa, respon rasio amplitudo pada variasi putaran spindle 1250 dan 920 rpm respon rasio amplitudo pada setiap variasi konstanta kekakuan semakin menurun seiring dengan semakin besarnya rasio konstanta kekakuan yang terkecil pada putaran spindle 1250 dan 920 rpm menggunakan rasio konstanta kekakuan $\frac{1}{36,1}$. Untuk putaran spindle 630 rpm menggunakan rasio konstanta kekakuan $\frac{1}{18,4}$.

4.1.2.4 Respon Getaran Sistem Utama dengan Variasi Rasio Massa pada k_{a1} , k_{a2} , dan k_{a3} terhadap Variasi Putaran Spindle

Analisa respon getaran sistem utama dengan variasi rasio massa pada k_{a1} , k_{a2} , dan k_{a3} dimana nilai rasio massa sebesar $\frac{1}{0,09}$, $\frac{1}{0,1}$, dan $\frac{1}{0,12}$. Yang mana semakin besar rasio massa maka semakin besar konstanta kekakuan DVA. Dengan simulasi menggunakan *Harmonic Response Ansys* maka didapatkan hasil respon rasio amplitudo sistem utama dengan variasi massa pada k_{a1} arah radial terhadap frekuensi 100 Hz – 600 Hz yang kemudian diplot pada excel seperti yang terlihat pada gambar. Arah tangensial dan radial terdapat pada lampiran no.13, 14, dan 15. Gambar 4.6 dibawah merupakan diagram batang yang nilainya diambil pada tabel 4.1.





Gambar 4. 6 Main System Bode Diagram with Mass Ratio Variation at ka_1 , ka_2 , and ka_3

Pada variasi nilai rasio massa DVA terhadap sistem utama pada ka_1 seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.6, terlihat bahwa bode diagram memiliki 1 titik resonansi. Pada grafik X axis ka_1 berwarna jingga, merah, dan ungu merupakan *frequency* domain variasi rasio massa $\frac{1}{0,09}$, $\frac{1}{0,1}$, dan $\frac{1}{0,12}$. Pada variasi rasio massa $\frac{1}{0,1}$ amplitudanya berada di sekitar 220 mm, pada $\frac{1}{0,12}$ amplitude berada di 70 mm, dan pada saat variasi $\frac{1}{0,09}$ amplitude berada di 55 mm. Pada grafik X axis ka_2 berwarna jingga, merah, dan ungu merupakan *frequency* domain variasi rasio massa $\frac{1}{0,09}$, $\frac{1}{0,1}$, dan $\frac{1}{0,12}$. Pada variasi rasio massa $\frac{1}{0,1}$ amplitudanya berada di sekitar 150 mm, pada $\frac{1}{0,12}$ amplitude berada di 39 mm, dan pada saat variasi $\frac{1}{0,09}$ amplitude berada di 140 mm. Pada grafik X axis ka_3 berwarna jingga, merah, dan ungu merupakan *frequency* domain variasi rasio massa $\frac{1}{0,09}$, $\frac{1}{0,1}$, dan $\frac{1}{0,12}$. Pada variasi rasio massa $\frac{1}{0,1}$ amplitudanya berada di sekitar 160 mm, pada

$\frac{1}{0,12}$ amplitudo berada di 30 mm, dan pada saat variasi $\frac{1}{0,09}$ amplitudo berada di 28 mm.

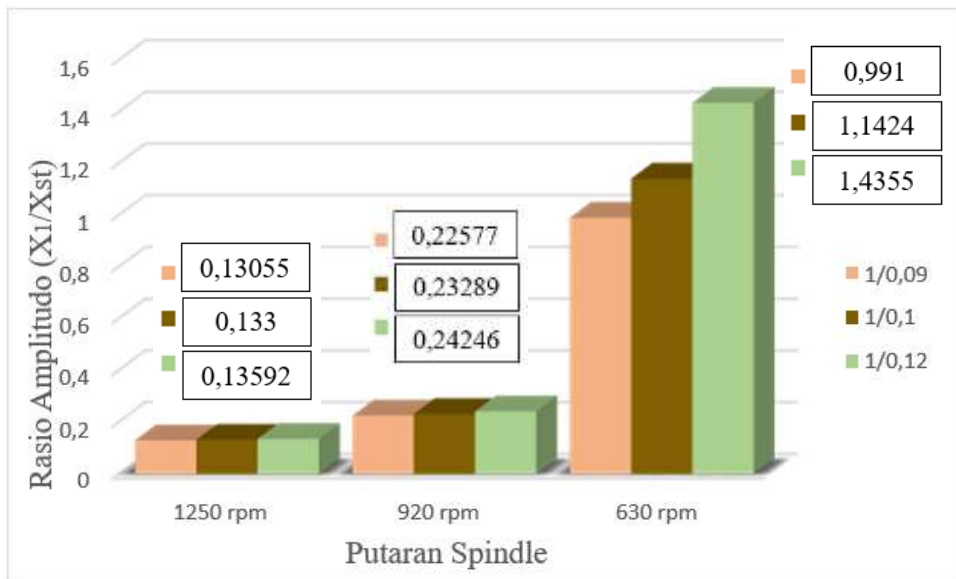
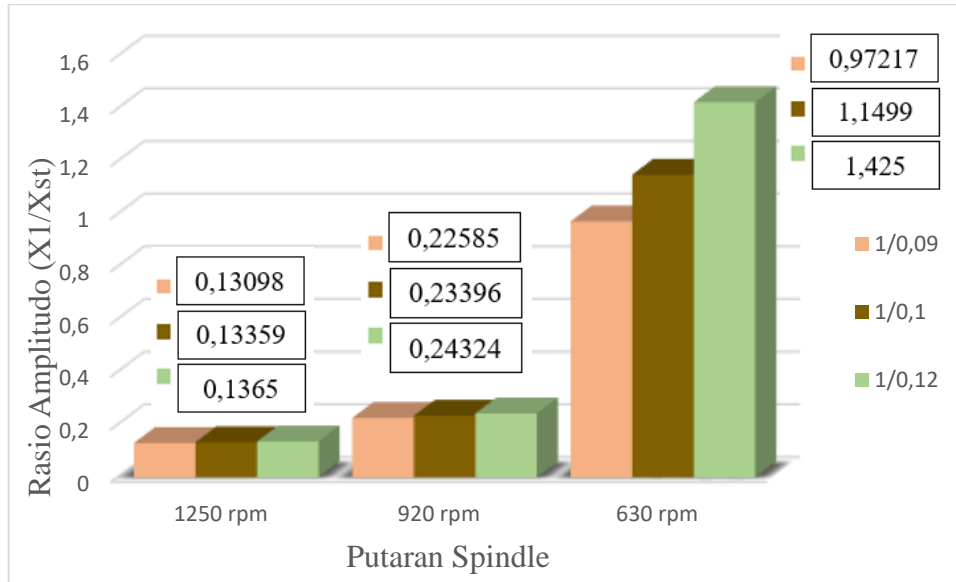
Pada penelitian ini dilakukan variasi putaran spindle, yang mana saat proses pemakanan berlangsung akan timbul frekuensi operasional yang mengenai ujung *vertex insert*. Dari simulasi *Harmonic Response Ansys* didapatkan rasio amplitudo pada frekuensi operasional 269 Hz, 328 Hz, dan 380 Hz seperti yang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

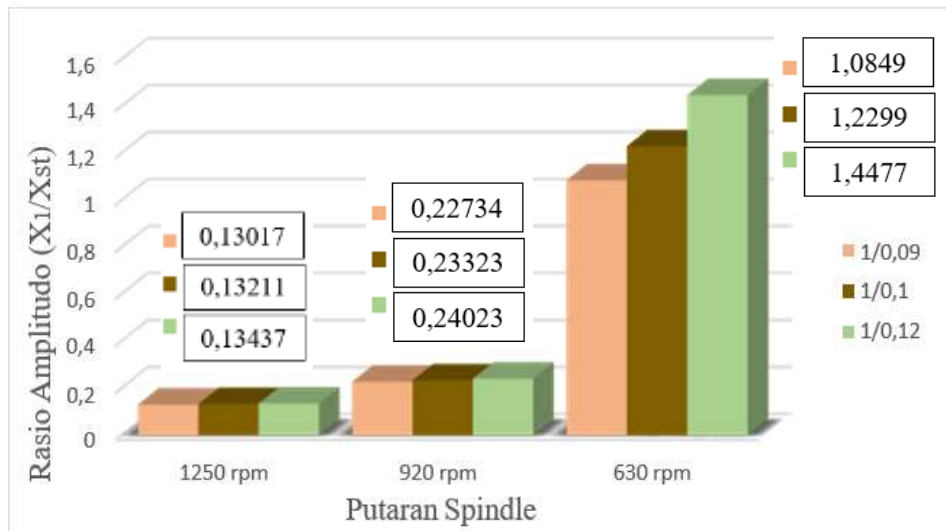
Tabel 4. 2 *Main System Amplitude Ratio Response with Mass Ratio Variation at ka1, ka2, and ka3 to Spindle Rotation Variations*

X1/Xst	Putaran Spindle (rpm)	ω_c (Hz)	Respon Amplitudo (X1/Xst)								
			Ka1			Ka2			Ka3		
			1/0,09	1/0,1	1/0,12	1/0,09	1/0,1	1/0,12	1/0,09	1/0,1	1/0,12
1250	269	0,13098	0,13359	0,1365	0,13055	0,133	0,13592	0,13017	0,13211	0,13437	
920	328	0,22585	0,23396	0,24324	0,22577	0,23289	0,24246	0,22734	0,23323	0,24023	
630	380	0,97217	1,1499	1,425	0,991	1,1424	1,4355	1,0849	1,2299	1,4477	
Y1/Yst	Putaran Spindle (rpm)	ω_c (Hz)	Respon Amplitudo (Y1/Yst)								
			Ka1			Ka2			Ka3		
			1/0,09	1/0,1	1/0,12	1/0,09	1/0,1	1/0,12	1/0,09	1/0,1	1/0,12
1250	269	0,20253	0,20624	0,21044	0,20349	0,20544	0,20968	0,20285	0,20585	0,2093	
920	328	0,34803	0,36003	0,37402	0,34944	0,35852	0,37288	0,35177	0,36075	0,37138	
630	380	1,48	1,7417	2,1505	1,508	1,732	2,1637	1,6492	1,8629	2,1812	
Z1/Zst	Putaran Spindle (rpm)	ω_c (Hz)	Respon Amplitudo (Z1/Zst)								
			Ka1			Ka2			Ka3		
			1/0,09	1/0,1	1/0,12	1/0,09	1/0,1	1/0,12	1/0,09	1/0,1	1/0,12
1250	269	0,01433	0,01463	0,01495	0,0143	0,01455	0,01488	0,01422	0,13211	0,0147	
920	328	0,02436	0,02525	0,02625	0,02436	0,02511	0,02615	0,02446	0,23323	0,02589	
630	380	0,10318	0,1221	0,15126	0,10521	0,12122	0,15231	0,11477	1,2299	0,15344	

Setelah variasi putaran spindle didapatkan dari rumus $V = \pi D N$, selanjutnya hasil dari variasi dimasukkan kedalam rumus frekuensi operasional $\omega_c = 17.0 - 0.566V + 3971f + 155d$ untuk mendapatkan frekuensi operasional. Nilai yang berada di tabel didapatkan dari hasil *harmonic response ansys* dari

setiap variasi ka_1 , ka_2 , dan ka_3 . Untuk memudahkan analisa, tabel diatas diubah kedalam diagram batang seperti pada gambar 4.7 berikut :





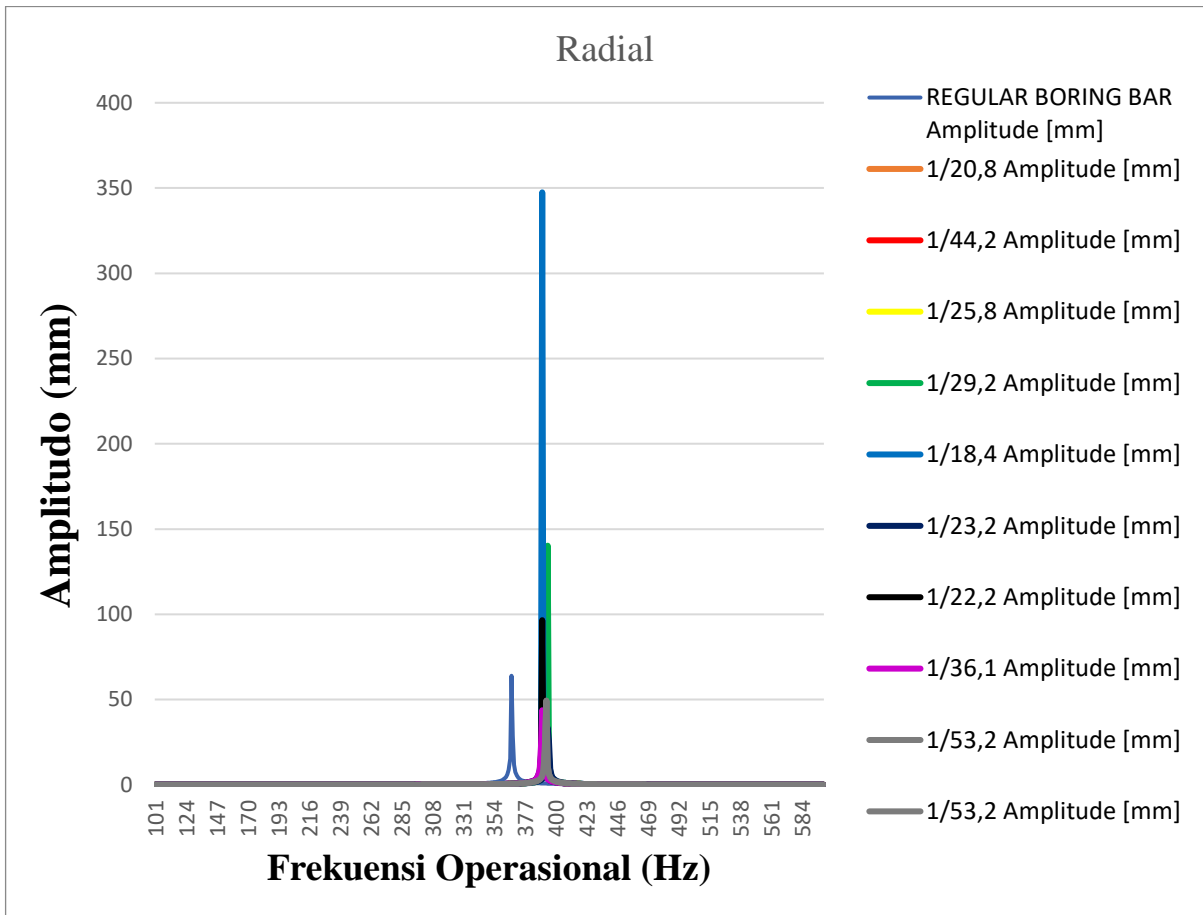
Gambar 4.7 Main System Amplitude Ratio Response Mass Ratio Variation at ka_1 , ka_2 , and ka_3 to Spindle Rotation Variations

Dari gambar 4.7 diatas terlihat bahwa, respon rasio amplitudo pada putaran spindle 1250, 920, dan 630 rpm mengalami trend naik. Hal ini dikarenakan seiring semakin besarnya rasio massa. Dari diagram batang diatas dapat disimpulkan bahwa penggunaan rasio massa yang terkecil yaitu pada putaran spindle 1250, 920, dan 630 rpm menggunakan rasio massa $\frac{1}{0,09}$.

4.1.3 Analisa Respon Gerakan DVA

Analisa respon gerakan DVA digunakan untuk membuktikan bahwa desain DVA yang didesain sudah aman digunakan atau tidak. Analisa 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 radial sudah cukup untuk mewakili respon gerakan dari DVA. Hasil analisa kemudian diplot pada excel untuk mendapatkan bode diagram respon amplitudo DVA dengan frekuensi operasional seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.8 :



Gambar 4. 4 *Bode Diagram of Absorber Variation in Radial Directions*

Pada gambar 4.8 merupakan hasil dari respon gerakan DVA pada rentang frekuensi 100 – 600 Hz yang didapat dari simulasi *harmonic response ansys*. Grafik bode diagram berwarna biru merupakan respon amplitudo dari boring bar regular, sedangkan warna lainnya merupakan respon amplitudo DVA. Terlihat bahwa gerakan DVA sangat bervariasi bergantung pada frekuensi operasional yang bekerja. 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 dan 630 rpm. Berikut merupakan tabel respon gerakan DVA pada variasi putaran spindle 1250 rpm seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.5 berikut :

Tabel 4. 5 *DVA Movement Response At Spindle Rotation 1250 rpm*

Putaran Spindle (rpm)	Frekuensi operasional (Hz)	Variasi DVA	Respon DVA (X2/Xst)	Gerakan DVA
1250	269	1/23,2	0,091025	Aman
		1/29,2	0,090761	Aman
		1/53,2	0,090569	Aman
		1/20,8	0,092804	Aman
		1/25,8	0,092428	Aman
		1/44,2	0,091881	Aman
		1/18,4	0,094809	Aman
		1/22,2	0,094449	Aman
		1/36,1	0,093438	Aman

Berikut merupakan tabel respon gerakan DVA pada variasi putaran spindle 920 rpm seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.6 :

Tabel 4. 6 *DVA Movement Response At Spindle Rotation 920 rpm*

Putaran Spindle (rpm)	Frekuensi operasional (Hz)	Variasi DVA	Respon DVA (X2/Xst)	Gerakan DVA
920	328	2Ka1ma1	0,15789	Aman
		2Ka2ma1	0,15789	Aman
		2Ka3ma1	0,15914	Aman
		2Ka1ma2	0,16352	Aman
		2Ka2ma2	0,16282	Aman
		2Ka3ma2	0,16318	Aman

		2Ka1ma3	0,16999	Aman
		2Ka2ma3	0,1695	Aman
		2Ka3ma3	0,16804	Aman

Berikut merupakan tabel respon gerakan DVA pada variasi putaran spindle 630 rpm seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.7 :

Tabel 4. 7 DVA Movement Response At Spindle Rotation 630 rpm

Putaran Spindle (rpm)	Frekuensi operasional (Hz)	Variasi DVA	Respon DVA (X2/Xst)	Gerakan DVA
630	380	2Ka1ma1	0,68397	Aman
		2Ka2ma1	0,69743	Aman
		2Ka3ma1	0,7644	Aman
		2Ka1ma2	0,80891	Aman
		2Ka2ma2	0,8038	Aman
		2Ka3ma2	0,86609	Aman
		2Ka1ma3	1,0025	Aman
		2Ka2ma3	1,01	Aman
		2Ka3ma3	1,0191	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 aman untuk digunakan. Sama halnya saat menggunakan variasi putaran spindle 920 dan 630 rpm, respon gerakan DVA tidak ada yang membentur dinding lubang boring bar. Sehingga pada variasi putaran spindle 920 dan 630 rpm, desain DVA yang telah dirancang 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 diubah menjadi persentase, sehingga dapat terlihat besar reduksi getaran yang dihasilkan oleh DVA. Dilakukan variasi putaran spindle untuk mengetahui reduksi getaran yang paling optimal.

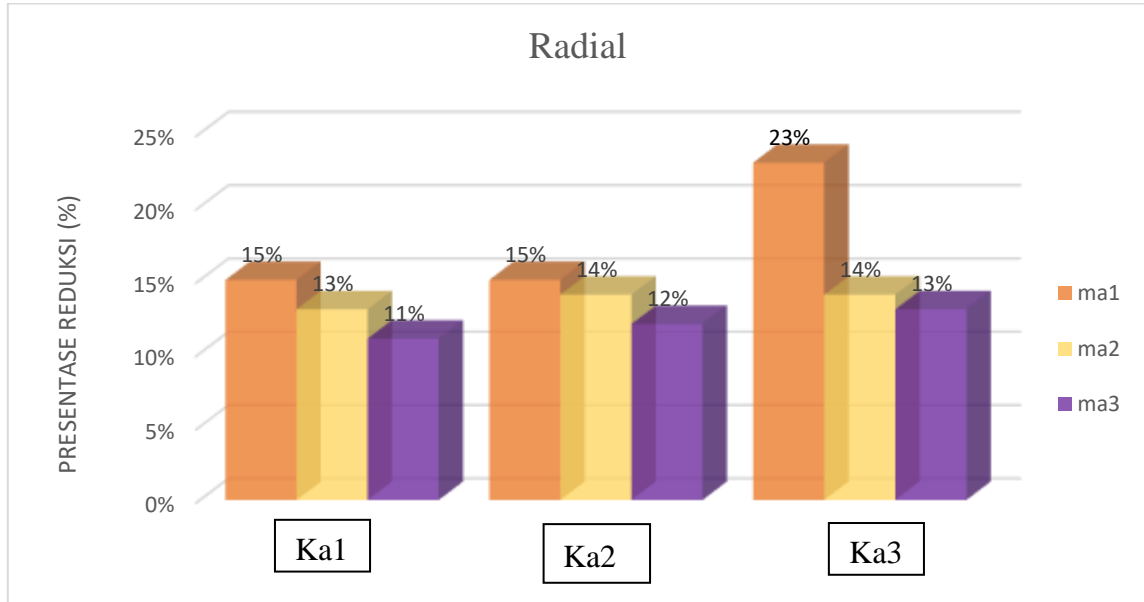
4.1.4.1 Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA pada Putaran Spindle 1250 rpm

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). Tabel reduksi setiap variasi DVA saat putaran spindle 1250 rpm dapat dilihat pada tabel 4.8 berikut :

Tabel 4. 8 *Response of Radial Vibration Reduction at 1250 rpm Spindle Reduction Response of Radial Vibration Reduction at 1250 rpm Spindle Rotation*

Putaran Spindle (rpm)	wc (Hz)	Respon <i>Boring Bar</i> Regular (mm)	Rasio Konstanta Kekakuan	Respon DVA Radial (mm)	% Reduksi
1250	269	0,15384	1/23,2	0,13098	15%
			1/29,2	0,13055	15%
			1/53,2	0,13017	23%
			1/20,8	0,13359	13%
			1/25,8	0,13300	14%
			1/44,2	0,13211	14%
			1/18,4	0,13650	11%
			1/22,2	0,13592	12%
			1/36,1	0,13437	13%

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 4.5 *Diagram of Reduction of Vibration Response at Spindle Rotation Variation 1250 rpm*

Reduksi respon getaran pada variasi penggunaan putaran spindle 1250 rpm seperti yang terlihat pada gambar 4.9 diatas. Dimana diagram batang yang berwarna jingga, kuning, dan ungu merupakan persentase reduksi yang didapatkan dari variasi kekakuan DVA terhadap ma1, ma2, dan ma3 DVA. Persentase reduksi yang didapatkan memiliki nilai yang beragam. Pada arah radial saat putaran spindle 1250 rpm variasi kekakuan DVA terhadap ma1, ma2, dan ma3 memiliki persentase yang berbeda-beda. Untuk ma1 pada ka1 dan ka2 memiliki persentase sebesar 15%, sedangkan ma1 pada ka3 memiliki persentase sebesar 23%. ma2 pada ka2 dan ka3 memiliki persentase sebesar 14%, sedangkan ma2 pada ka1 memiliki persentase sebesar 13%. ma3 pada setiap variasi memiliki persentase trend yang naik, yaitu sebesar 11%, 12%, dan 13%.

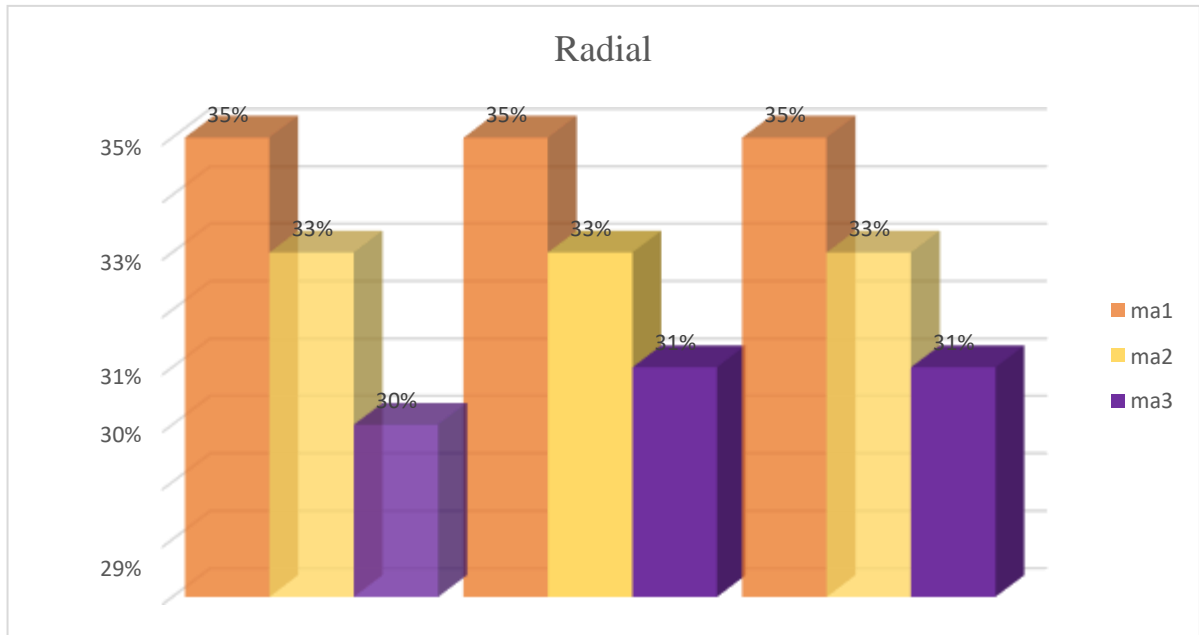
4.1.4.2 Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA pada Putaran Spindle 920 rpm

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 (putaran spindle). Tabel reduksi setiap variasi DVA saat putaran spindle 920 rpm dapat dilihat pada tabel 4.9 berikut :

Tabel 4.9 *Vibration Reduction Response at Spindle Rotation 920 rpm*

Putaran Spindle (rpm)	wc (Hz)	Respon <i>Boring Bar</i> Regular (mm)	Rasio Konstanta Kekakuan	Respon DVA Radial (mm)	% Reduksi
920	328	0,34936	1/23,2	0,225850	35%
			1/29,2	0,225770	35%
			1/53,2	0,227340	35%
			1/20,8	0,233960	33%
			1/25,8	0,232890	33%
			1/44,2	0,233230	33%
			1/18,4	0,243240	30%
			1/22,2	0,242460	31%
			1/36,1	0,240230	31%

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. 10 *Diagram of Reduction of Vibration Response at 920 rpm Spindle Rotation Variation*

Reduksi respon getaran pada variasi penggunaan putaran spindle 920 rpm seperti yang terlihat pada gambar 4.10 diatas. Dimana diagram batang yang berwarna jingga, kuning, dan ungu merupakan persentase reduksi yang didapatkan dari variasi kekakuan DVA terhadap ma1, ma2, dan ma3 DVA. Persentase reduksi yang didapatkan memiliki nilai yang beragam. Pada arah radial saat putaran spindle 920 rpm variasi kekakuan DVA terhadap ma1, ma2, dan ma3 memiliki persentase yang berbeda-beda. Untuk ma1 pada ka1, ka2, dan ka3 memiliki persentase sebesar 35%. ma2 pada ka1, ka2, dan ka3 memiliki persentase sebesar 33%. ma3 pada setiap variasi memiliki persentase trend yang naik, yaitu 30% menjadi 31%. Pada variasi 920 rpm, DVA yang paling baik digunakan pada arah radial memiliki nilai persentase reduksi terbesar yaitu pada variasi 2ka1ma1, 2ka1ma2, dan 2ka1ma3 sebesar 35%.

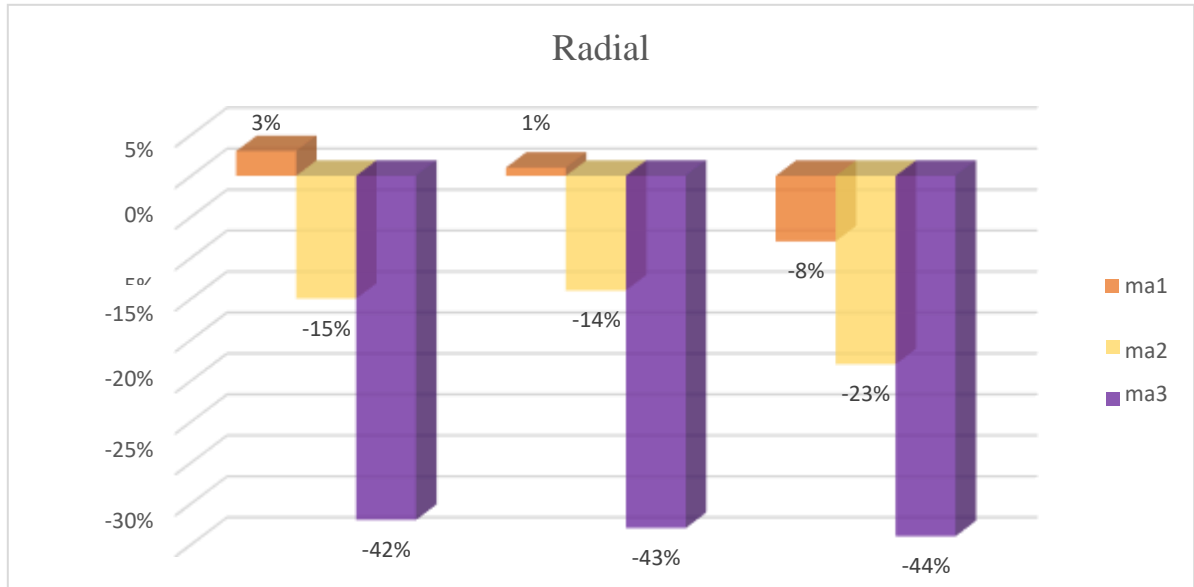
4.1.4.3 Analisa Reduksi Getaran Sistem Utama dengan Penambahan DVA pada Putaran Spindle 630 rpm

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 (putaran spindle). Tabel reduksi setiap variasi DVA saat putaran spindle 630 rpm dapat dilihat pada tabel 4.10 berikut :

Tabel 4. 10 *Vibration Reduction Response at Spindle Rotation 630 rpm*

Putaran Spindle (rpm)	wc (Hz)	Respon <i>Boring Bar</i> Regular (mm)	Rasio Konstanta Kekakuan	Respon DVA Radial (mm)	% Reduksi
630	380	1,0023	1/23,2	0,972170	3%
			1/29,2	0,991000	1%
			1/53,2	1,084900	-8%
			1/20,8	1,149900	-15%
			1/25,8	1,142400	-14%
			1/44,2	1,229900	-23%
			1/18,4	1,425000	-42%
			1/22,2	1,435500	-43%
			1/36,1	1,447700	-44%

Untuk mempermudah membandingkan reduksi dari masing-masing variasi pada saat variasi putaran spindle 630 rpm, tabel 4.12 dapat ditampilkan menjadi diagram batang sebagai berikut :



Gambar 4. 11 Diagram of Reduction of Vibration Response at Spindle Rotation Variation 630 rpm

Reduksi respon getaran pada variasi penggunaan putaran spindle 630 rpm seperti yang terlihat pada gambar 4.11 diatas. Dimana diagram batang yang berwarna jingga, kuning, dan ungu merupakan persentase reduksi yang didapatkan dari variasi kekakuan DVA terhadap ma_1 , ma_2 , dan ma_3 DVA. Persentase reduksi yang didapatkan memiliki nilai yang beragam. Pada arah radial saat putaran spindle 630 rpm variasi kekakuan DVA terhadap ma_1 , ma_2 , dan ma_3 memiliki persentase yang berbeda-beda. Untuk ma_1 mengalami penurunan dari 3% hingga -8%. ma_2 juga mengalami persentase reduksi yang naik turun. Dari -15% naik menjadi -14%, lalu turun kembali hingga menjadi -23%. Pada saat menggunakan variasi kekakuan DVA terhadap ma_3 mengalami penurunan persentase reduksi yang cukup drastis, dimulai dari -42% hingga -44%. Hasil persentase reduksi yang bernilai negatif dapat diartikan bahwa dengan penambahan DVA tersebut tidak meredam getaran yang terjadi melainkan semakin membuat sistem beresonansi. Pada variasi 630 rpm, DVA yang paling baik digunakan pada arah radial adalah yang memiliki persentase reduksi terbesar yaitu pada variasi $2k_{a1}ma_1$ sebesar 3%.

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 yaitu 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 *boring bar* yang sudah diberi lubang dengan diameter 21 mm dan panjang 100 mm.
2. Telah diketahui pada putaran spindle 1250 rpm pada arah radial, bahwa pada penelitian ini semakin besar rasio konstanta kekakuan DVA terhadap boring bar tidak menghasilkan reduksi respon getaran yang semakin kecil, yaitu pada rasio konstanta kekakuan $\frac{1}{36,1}$ pada variasi $2k_{a3m_{a3}}$ dengan persentase reduksi sebesar -44%. Pada rasio massa, bahwa pada penelitian ini semakin besar rasio massa DVA terhadap *boring bar* tidak menghasilkan reduksi respon getaran yang semakin kecil melainkan semakin besar, yaitu pada rasio massa $\frac{1}{0,12}$ bernilai -39%.
3. Putaran spindle mempengaruhi respon reduksi getaran yang terjadi pada masing-masing variasi. Persentase respon reduksi terbesar terdapat pada variasi putaran spindle 920 rpm. Dimana persentase terbesar DVA pada variasi rasio konstanta kekakuan $\frac{1}{23,2}$, $\frac{1}{29,2}$, dan $\frac{1}{53,2}$ ($2k_{a1m_{a1}}$, $2k_{a2m_{a1}}$, $2k_{a3m_{a1}}$) dengan nilai persentase 35% dan respon gerakan DVA sebesar 0,22585, 0,22577, dan 0,22734 mm.

5.2 Saran

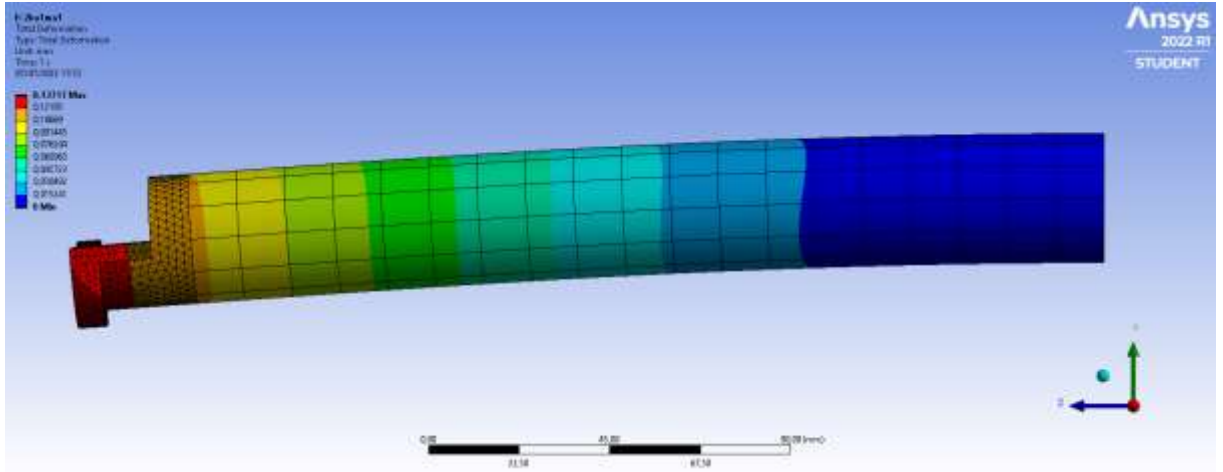
1. Validasi dapat dilakukan dengan pengujian eksperimen.
2. Menambahkan variasi kecepatan pemakanan dan kedalaman potong untuk melihat respon getaran yang terjadi.

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.
- 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).

LAMPIRAN

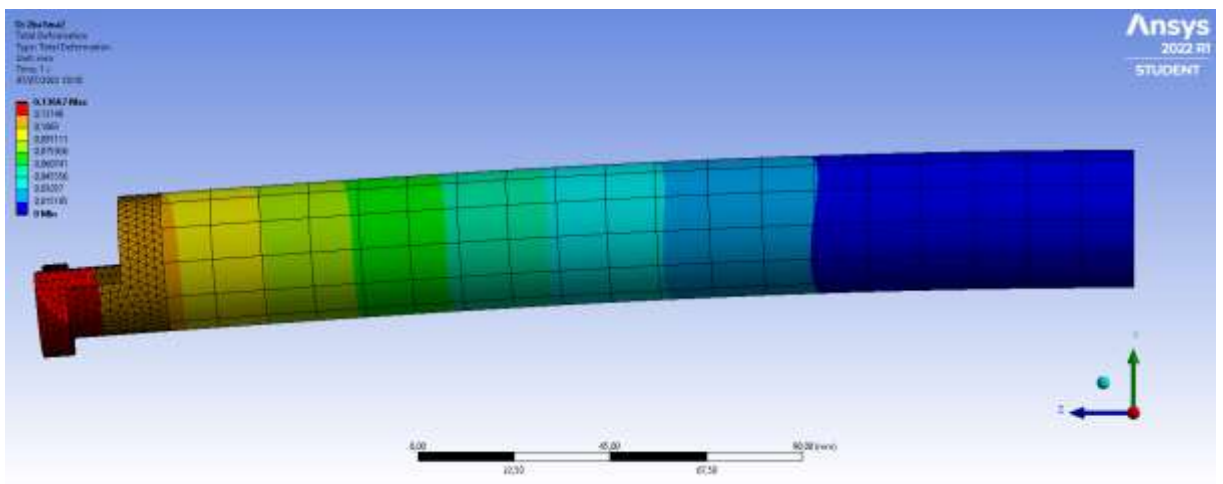
1. Variasi 2ka1ma1



$K = 0,13717 \text{ mm}$

Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	1,8064e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	1,4209 kg
Scale Factor Va...	1,

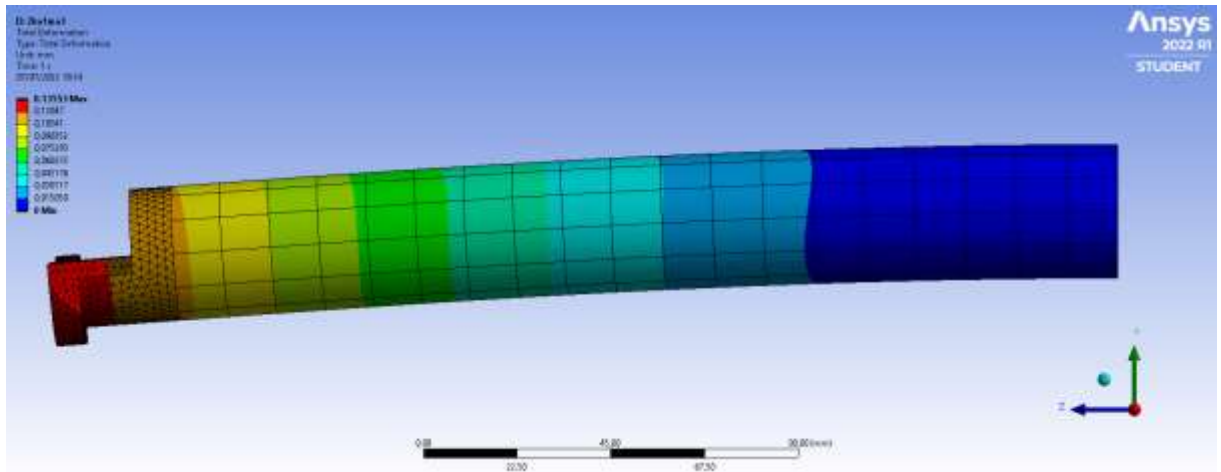
2. Variasi 2ka2ma1



$K = 0,13667 \text{ mm}$

Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	1,8189e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	1,4307 kg
Scale Factor Va...	1,

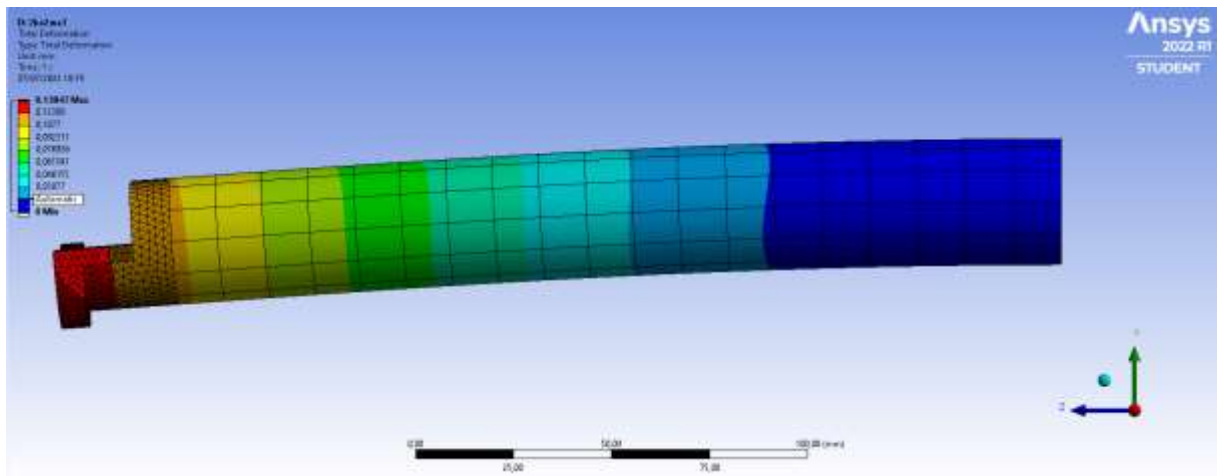
3. Variasi 2ka3ma1



$K = 0,13553 \text{ mm}$

Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	1,8502e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	1,4553 kg
Scale Factor Va...	1,

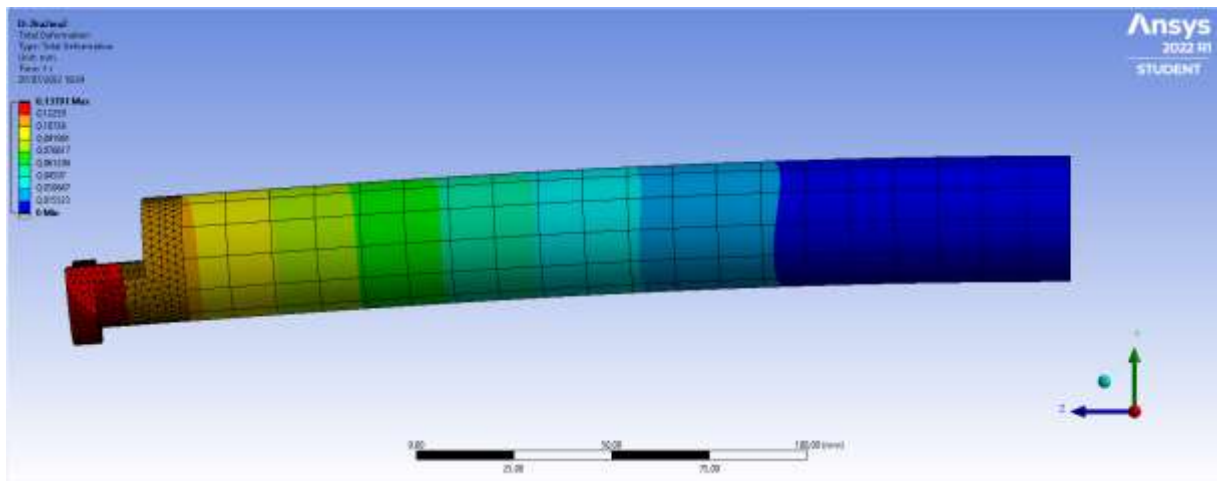
4. Variasi 2ka1ma2



$K = 0,13847 \text{ mm}$

Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	1,7972e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	1,4136 kg
Scale Factor Va...	1,

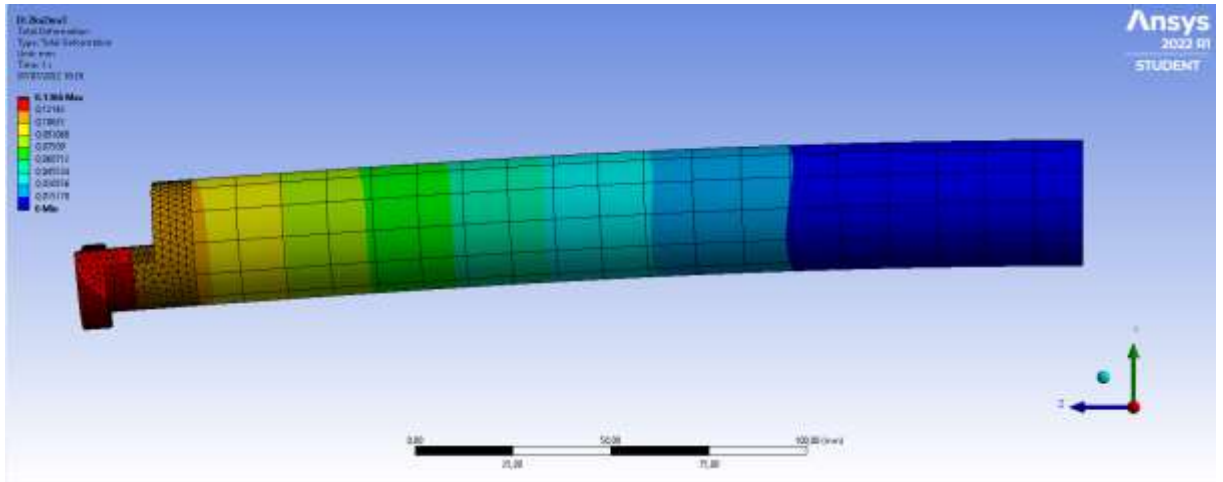
5. Variasi 2ka2ma2



$K = 0,13791 \text{ mm}$

Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	1,8097e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	1,4235 kg
Scale Factor Va...	1,

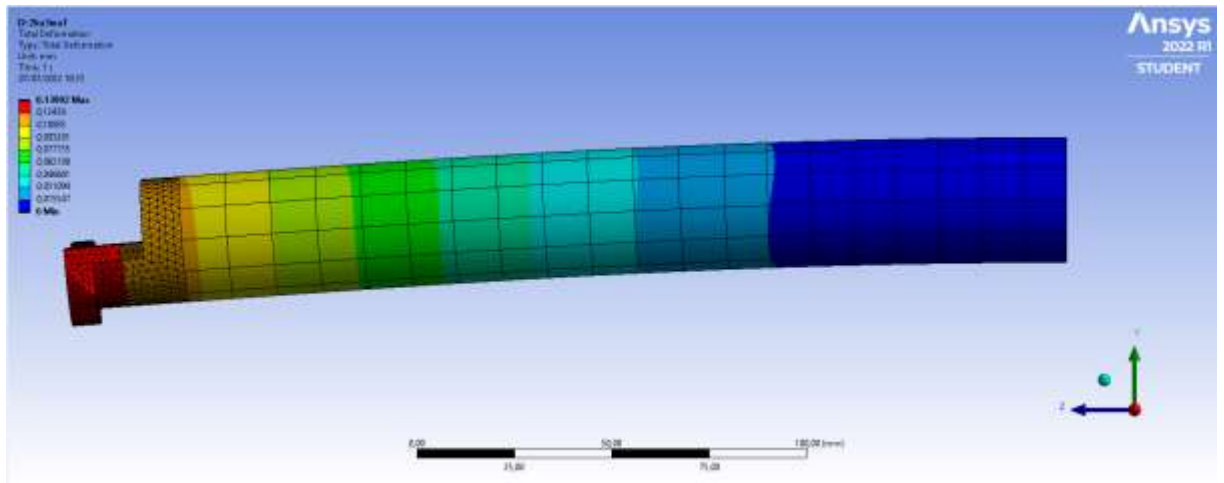
6. Variasi 2ka3ma2



$K = 0,1366 \text{ mm}$

Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	1,8411e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	1,4481 kg
Scale Factor Va...	1,

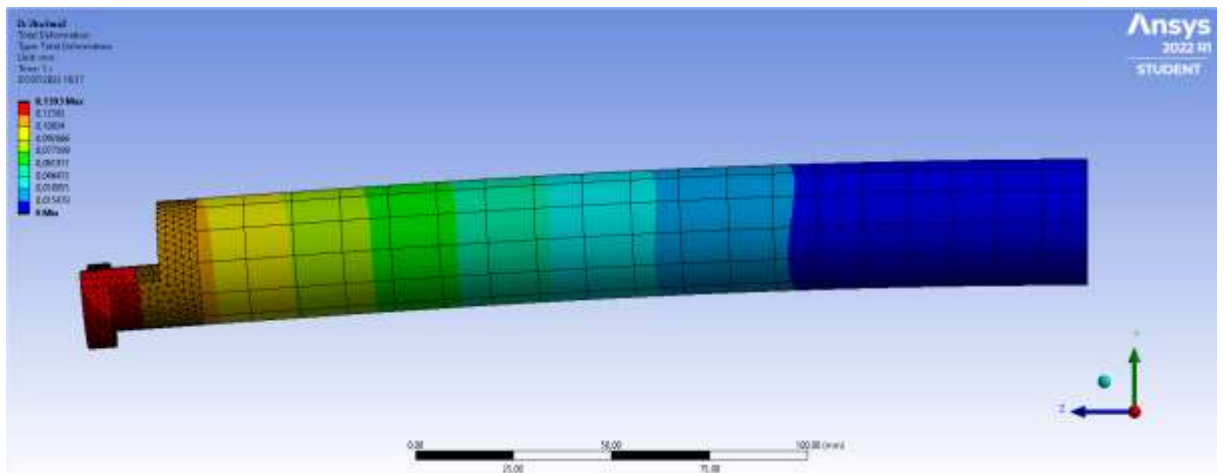
7. Variasi 2ka1ma3



$K = 0,13992 \text{ mm}$

Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	1,788e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	1,4064 kg
Scale Factor Va...	1,

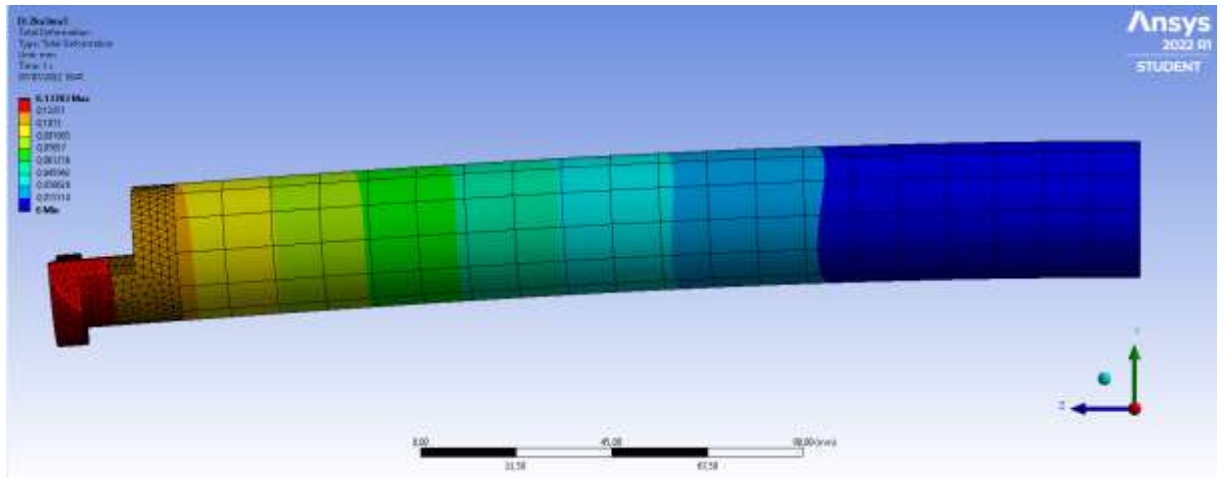
8. Variasi 2ka2ma3



$K = 0,1393 \text{ mm}$

Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	1,8006e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	1,4163 kg
Scale Factor Va...	1,

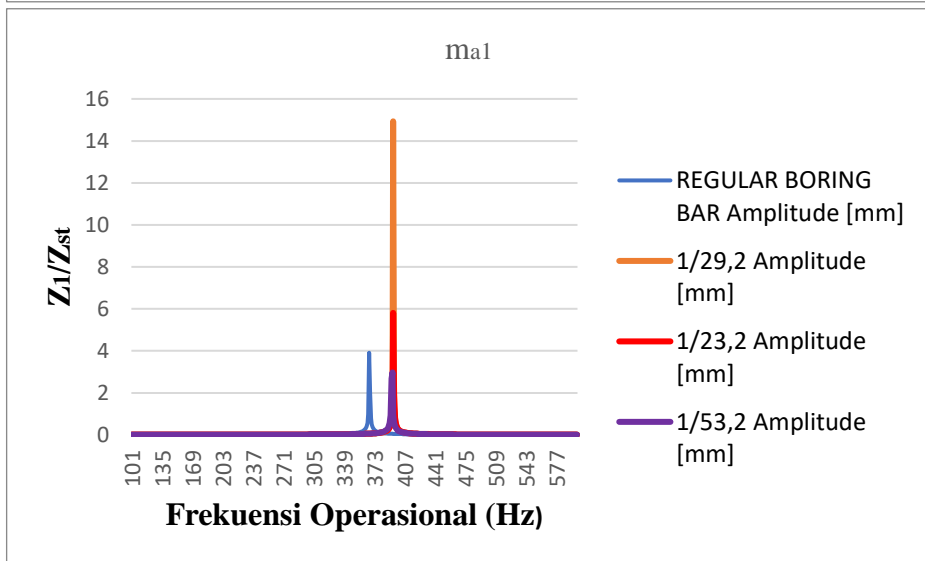
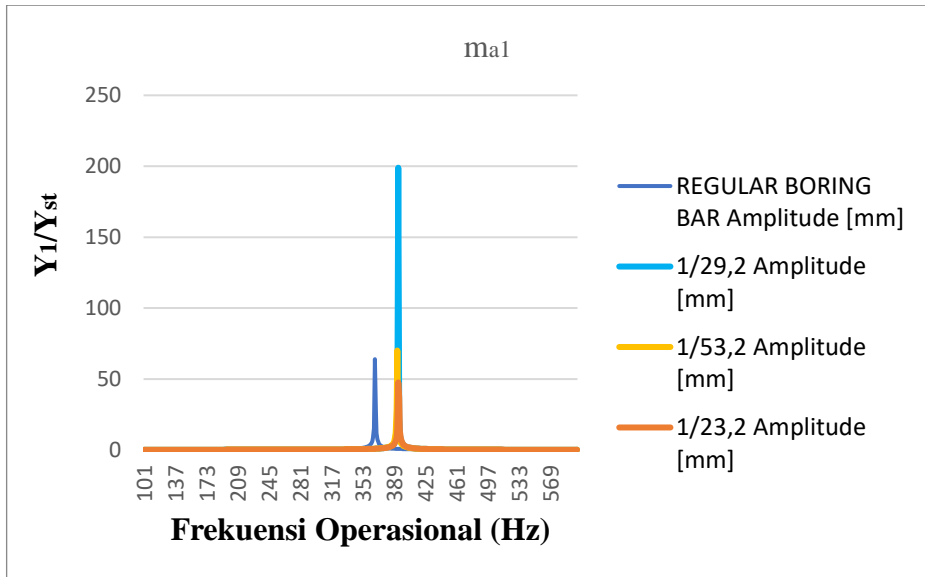
9. Variasi 2ka3ma3



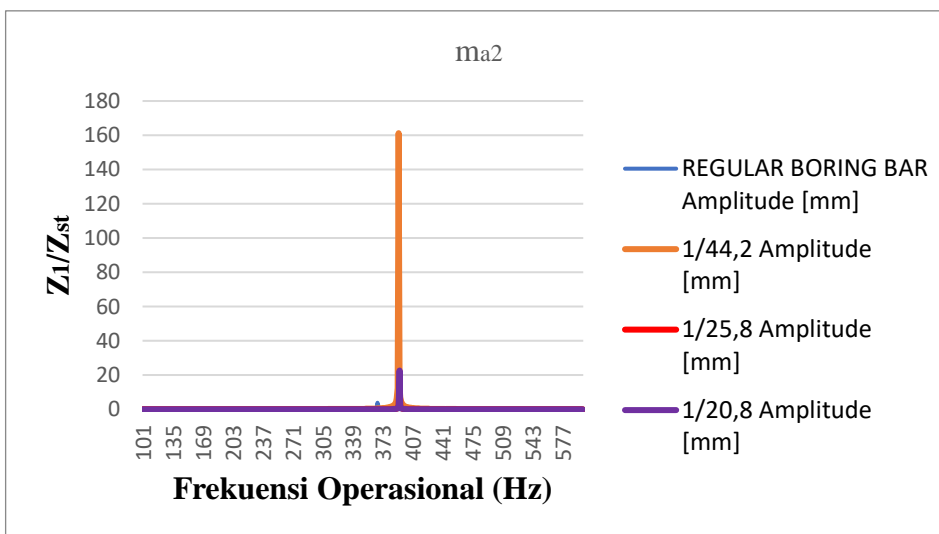
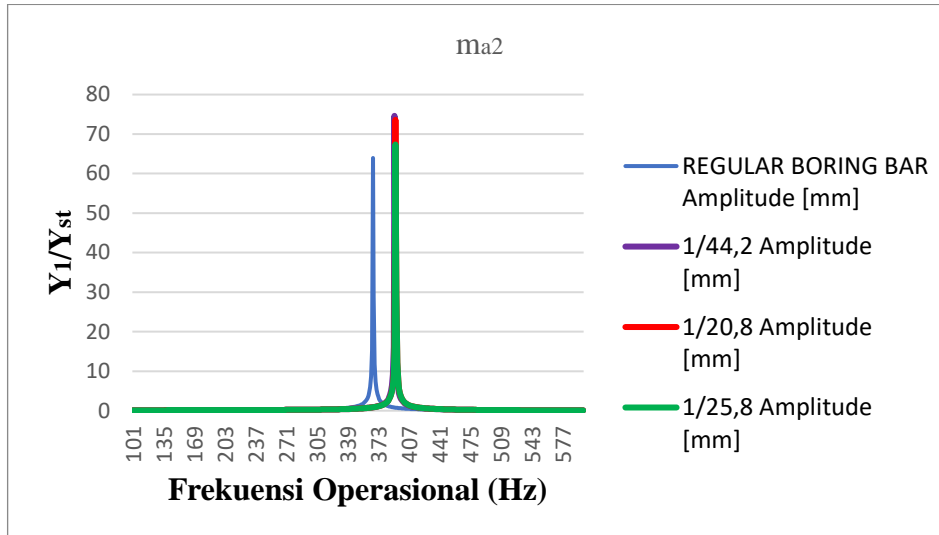
$K = 0,13783 \text{ mm}$

Properties	
<input type="checkbox"/> Volume	1,8319e+005 mm ³
<input type="checkbox"/> Mass	1,4408 kg
Scale Factor Va...	1,

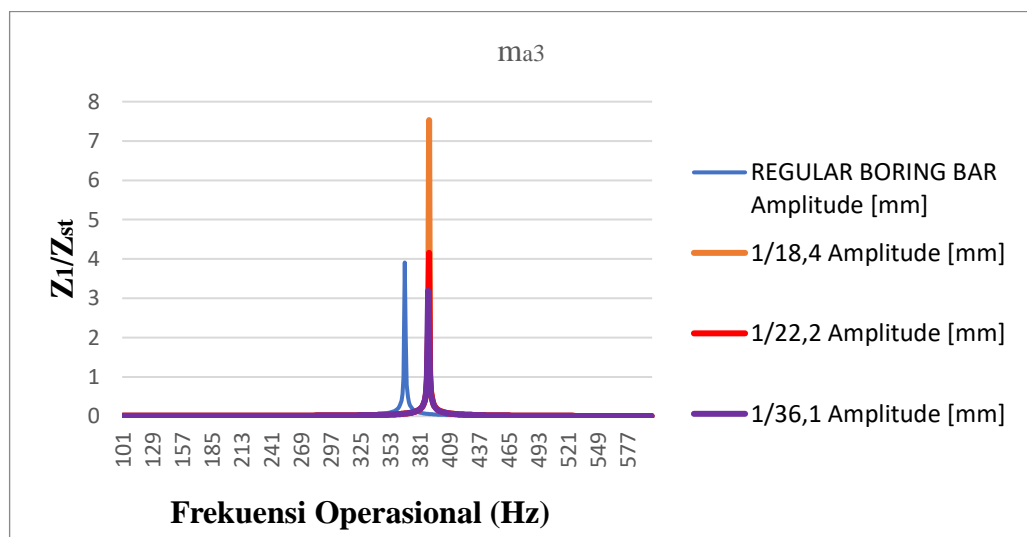
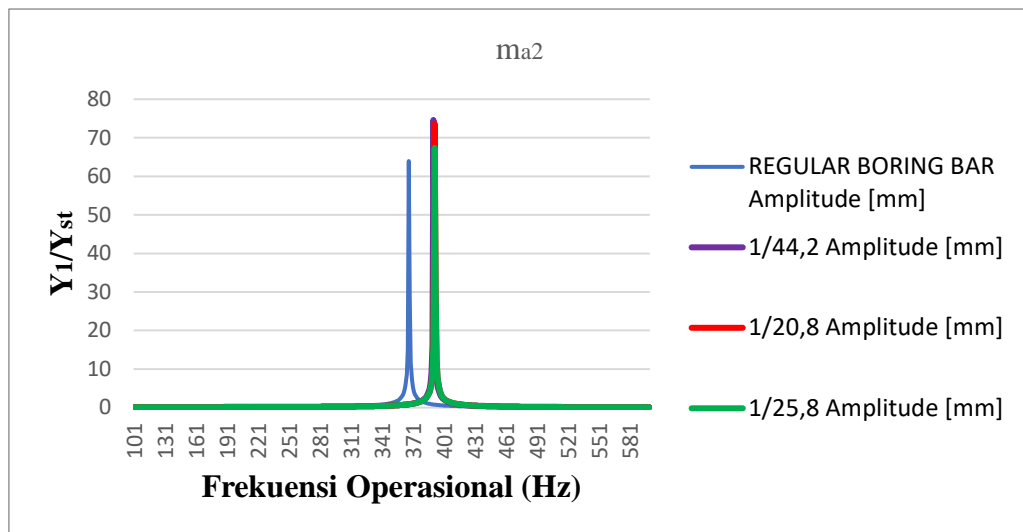
10. Grafik bode diagram Y dan Z ma1 :



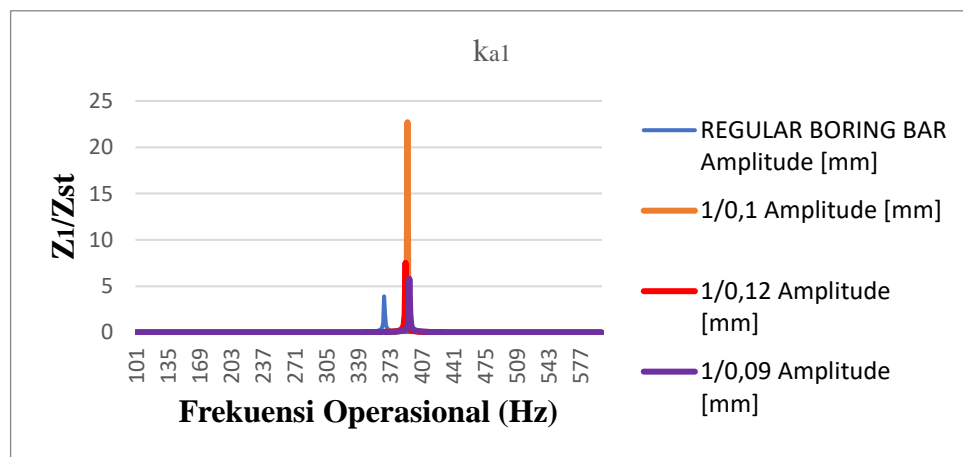
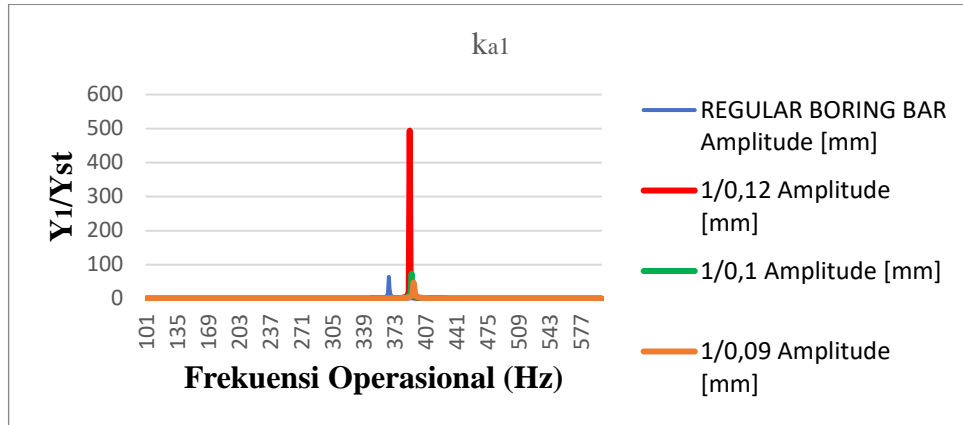
11. Grafik bode diagram Y dan Z ma2 :



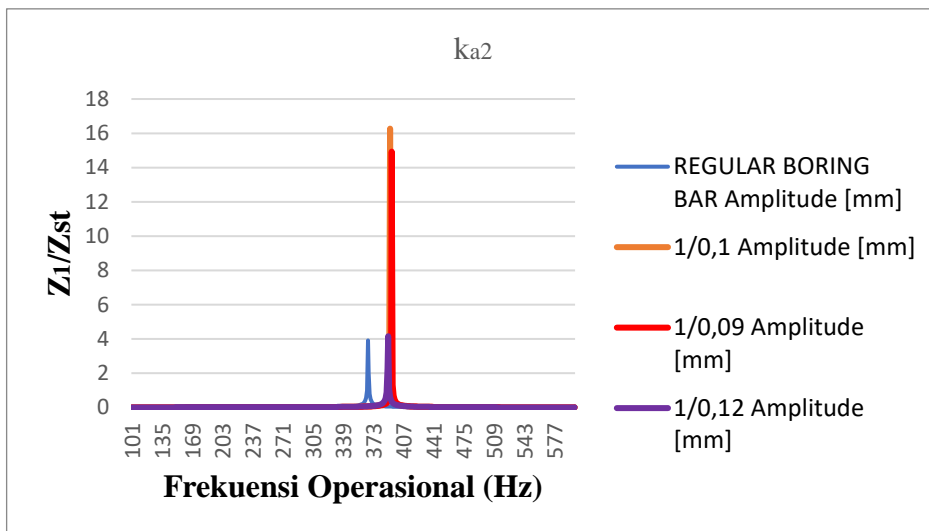
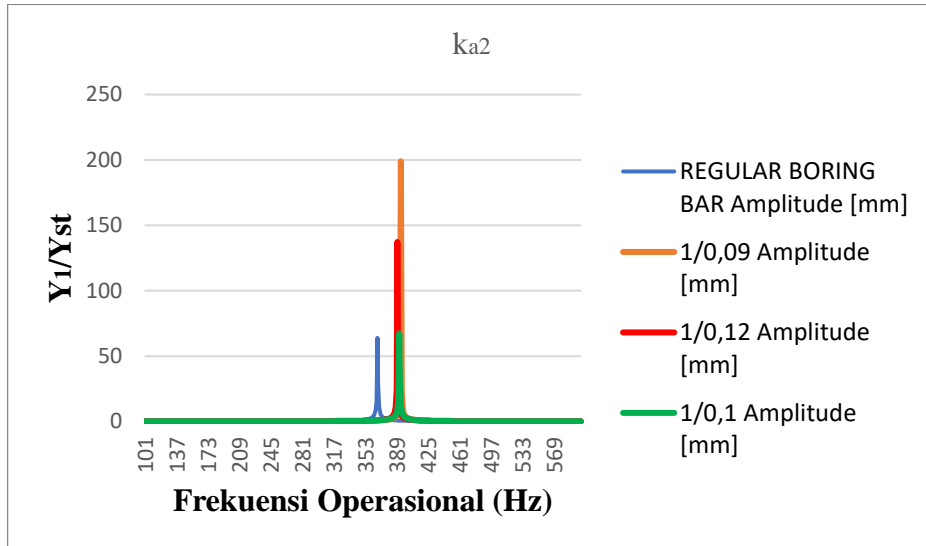
12. Grafik bode diagram Y dan Z ma3 :



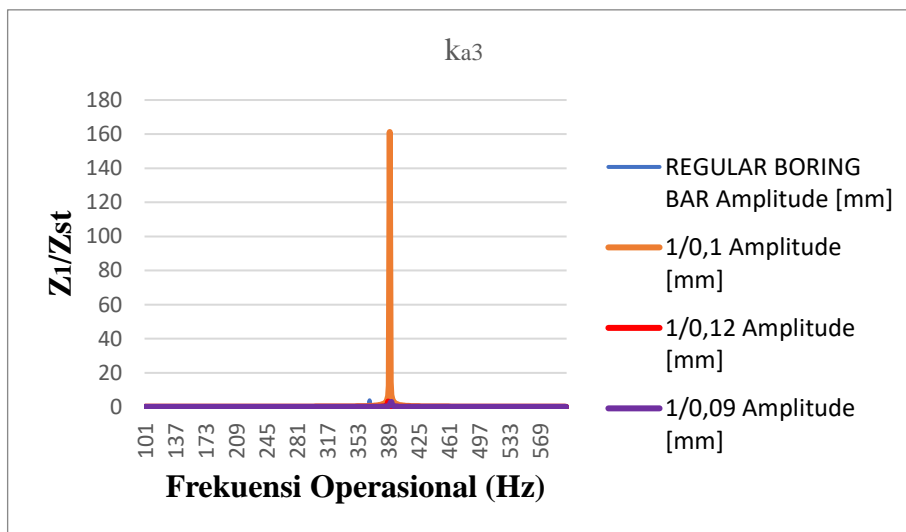
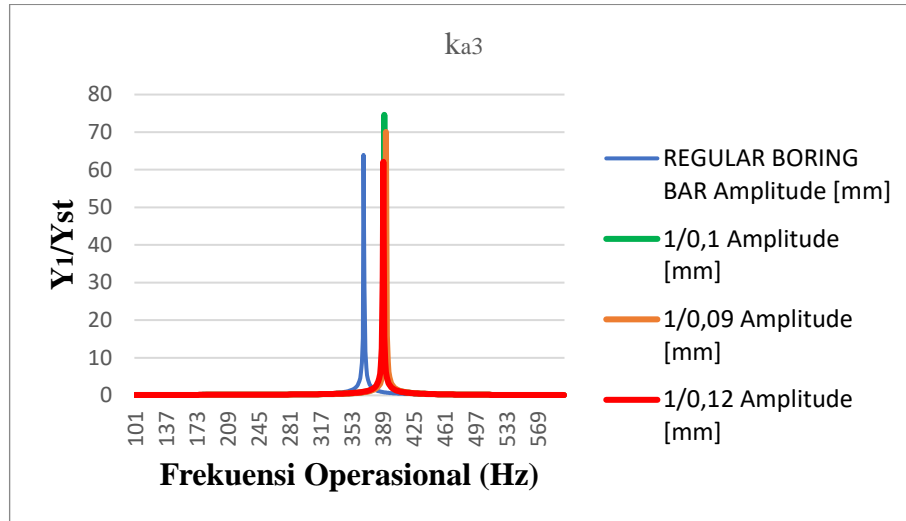
13. Grafik bode diagram Y dan Z ka1 :



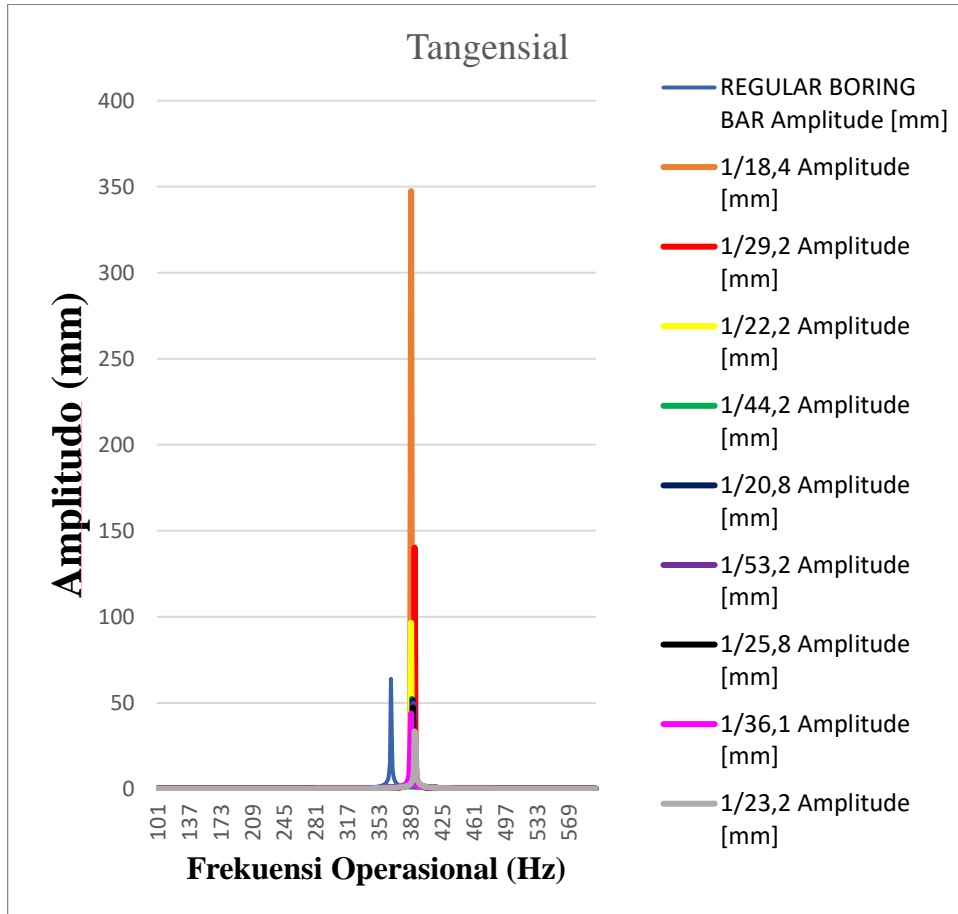
14. Grafik bode diagram Y dan Z ka2 :



15. Grafik bode diagram Y dan Z ka3 :



16. Respon Gerakan DVA Tangensial :



BIODATA PENULIS



Faishal Daffa Prayudha dilahirkan di Bekasi pada tanggal 20 Juli 1999. Terlahir dari Bapak Erry Prasetyanto dan Ibu Maya Ikasari Pudjiastuti, serta memiliki kakak dan adik perempuan bernama Nindya Ayuni Prastiti dan Naurah Shazia Prastianka. Penulis menempuh pendidikan Tingkat Dasar sampai Tingkat Menengah atas di Bekasi dan Perguruan Tinggi di Surabaya. Menyelesaikan kuliah dalam program studi S-1 Departemen Teknik Mesin, FTIRS-ITS pada tahun 2022. Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non-akademik di lingkungan kampus Teknik Mesin FTIRS. Penulis mengambil bidang desain. Penulis pernah menjadi anggota dan pengurus Mesin Music Club, dalam satu periode kepengurusan 2018/2019 sebagai staff divisi *event* dan periode kepengurusan 2019/2020 sebagai Kepala Divisi *event*. Dalam kegiatan akademik penulis pernah menjadi Asisten Praktikum Mekanika Getaran. Penulis bercita-cita memiliki karir yang sukses dan mandiri, serta menjadi panutan sukses untuk adik. Untuk menghubungi penulis dalam rangka pemenuhan kritik dan saran dari pembaca, dapat dilakukan melalui email daffa.prayudha0720@gmail.com. Penulis sangat terbuka dalam segala hal terkait penelitian ini maupun hal lainnya.