

**TUGAS AKHIR - TM184835**

**VALIDASI PENGARUH PENAMBAHAN *RUBBER MASS-DVA*  
(*INNER DVA*) TERHADAP REDUKSI RESPON GETARAN  
DARI *BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN (*LATHE  
MACHINE*)**

**HANIFATI DWI KUSUMA DIAH TANTRI**  
NRP 0211184000027

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

Program Studi S-1 Teknik Mesin  
Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2022



**TUGAS AKHIR - TM184835**

**VALIDASI PENGARUH PENAMBAHAN *RUBBER MASS-DVA*  
(*INNER DVA*) TERHADAP REDUKSI RESPON GETARAN  
DARI *BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN (*LATHE  
MACHINE*)**

**HANIFATI DWI KUSUMA DIAH TANTRI**

**NRP 0211184000027**

Dosen Pembimbing

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

**NIP 197004121997032003**

**Program Studi S-1 Teknik Mesin**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



**FINAL PROJECT - TM184835**

**VALIDATION OF THE EFFECT OF ADDING RUBBER  
MASS-DVA (INNER DVA) ON VIBRATION RESPONSE  
REDUCTION FROM BORING BAR IN MACHINERY  
PROCESS (LATHE MACHINE)**

**HANIFATI DWI KUSUMA DIAH TANTRI**

**NRP 02111840000027**

*Advisor Lecturer*

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

**NIP 197004121997032003**

***Study Program S-1 Teknik Mesin***

*Departement of Mechanical Engineering*

*Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering*

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022

## LEMBAR PENGESAHAN

### VALIDASI PENGARUH PENAMBAHAN *RUBBER MASS-DVA (INNER DVA)* TERHADAP REDUKSI RESPON GETARAN DARI *BORING BAR* PADA PROSES PERMESINAN (*LATHE MACHINE*)

#### 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:

**Hanifati Dwi Kusuma Diah Tantri**

NRP. 021118410000027

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. Pembimbing
2. Prof. Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. Penguji
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T. Penguji
4. Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T. Penguji

SURABAYA  
JULI, 2022



**APPROVAL SHEET**

**VALIDATION OF THE EFFECT OF ADDING RUBBER MASS-DVA (INNER DVA)  
ON VIBRATION RESPONSE REDUCTION FROM BORING BAR IN MACHINERY  
PROCESS (LATHE MACHINE)**

**FINAL PROJECT**






Submitted to fulfill one of the requirements  
for obtaining a degree Sarjana Teknik at  
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By:

**Hanifati Dwi Kusuma Diah Tantri**

NRP. 021118410000027

*Approved by Final Project Examiner Team:*

- |   |  |                 |
|---|--|-----------------|
| 1. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.            |  | <i>Advisor</i>  |
| 2. Prof. Dr. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng. |  | <i>Examiner</i> |
| 3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T.           |  | <i>Examiner</i> |
| 4. Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T.            |  | <i>Examiner</i> |
- 

**SURABAYA  
JULY, 2022**

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Hanifati Dwi Kusuma Diah Tantri / 0211184000027  
Program studi : Teknik Mesin  
Dosen Pembimbing / NIP : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T./ 197004121997032003

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “Validasi Pengaruh Penambahan *Rubber Mass-DVA (Inner DVA)* terhadap Reduksi Respon Getaran dari *Boring Bar* pada Proses Permesinan (*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.

Surabaya, 20, Juli 2022

Mahasiswa

Mengetahui

Dosen Pembimbing



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

A handwritten signature in black ink, which appears to be 'Hanifati Dwi Kusuma Diah Tantri', written in a cursive style.

Hanifati Dwi Kusuma Diah Tantri  
NRP. 0211184000027

## **STATEMENT OF ORIGINALITY**

*The undersigned bellow:*

*Name of student / NRP : Hanifati Dwi Kusuma Diah Tantri / 0211184000027*  
*Department : Teknik Mesin*  
*Advisor / NIP : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T./ 197004121997032003*

*Hereby declare that the Final project with the title of “Validation of The Effect of Adding Rubber Mass-DVA (Inner DVA) on Vibration Response Reduction From Boring Bar In Machinery Process (Lathe Machine)” is the result of my own work, is original, and is written by following the 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.*

*Acknowledged  
Advisor*



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

Surabaya, 20 July 2022

*Student*



Hanifati Dwi Kusuma Diah Tantri  
NRP. 0211184000027

**VALIDASI PENGARUH PENAMBAHAN *RUBBER MASS-DVA (INNER DVA)*  
TERHADAP REDUKSI RESPON GETARAN DARI *BORING BAR* PADA PROSES  
PERMESINAN (*LATHE MACHINE*)**

**Nama Mahasiswa** : Hanifati Dwi Kusuma Diah Tantri  
**NRP** : 0211184000027  
**Departemen** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

**ABSTRAK**

Proses *boring* adalah proses memperbesar diameter bagian dalam benda kerja ke arah radial (arah luar) dengan menggunakan perkakas mata tunggal yang disebut dengan *boring bar*. Dalam proses pelebaran lubang tersebut, umumnya terjadi getaran pada benda kerja maupun alat pemotong. Ketika amplitudo getaran yang dihasilkan besar maka akan menyebabkan getaran berlebih (*chatter*). *Chatter* dapat menyebabkan penurunan kualitas pengeboran berupa hasil permukaan tidak rata, akurasi dimensi yang buruk, mempercepat keausan pahat, dan patah dini. Dari masalah tersebut maka perlu adanya penambahan komponen reduksi getaran yang dapat meningkatkan kinerja mesin dan kualitas hasil pengeboran berupa *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang diletakan didalam *boring bar*. Prinsip kerja dari DVA adalah dengan menambahkan massa dan kekakuan pada sistem utama, dimana DVA akan bergerak naik turun berlawanan dengan gerak sistem utama sehingga getaran yang terjadi dapat direduksi.

Dalam penelitian tugas akhir ini, dilakukan dengan metode simulasi dan dengan parameter dan kondisi yang disesuaikan dengan studi eksperimental yang telah dilakukan oleh (Wibowo, 2021). Penelitian ini bertujuan untuk melakukan validasi terhadap hasil dari studi eksperimental dengan studi simulasi akurat dan tidak terjadi *error* yang terlalu besar. Selain itu, pada penelitian ini juga digunakan validasi menggunakan metode statistik yaitu metode *independent sample* uji-T. *Boring bar* yang digunakan menggunakan material AISI 4340 untuk *regular boring bar* dan AISI 1045 untuk *customized boring bar*. Desain *boring bar* memiliki dimensi sesuai dengan model eksperimen yaitu panjang *overall* 256 mm dan panjang *overhang* 150 mm. Diameter luar sebesar 32 mm dan diameter dalam sebesar 21 mm dengan terdapat lubang didalam sebagai tempat peletakan DVA sepanjang 125 mm. DVA yang digunakan dalam penelitian ini terdiri dari *mass absorber* berbentuk *cylinder* dengan material tungsten carbide. Pada kedua ujung *mass absorber* dilapisi karet dengan material *natural rubber* sebagai kekakuan DVA. Adapun variasi yang diberikan pada penelitian ini, yaitu variasi kekakuan berdasarkan panjang karet (15 mm, 30 mm, dan 45 mm) dan variasi permesinan berupa *depth of cut* (0,2 mm, 0,3 mm, dan 0,4 mm) dan putaran *spindle* (320 rpm, 450 rpm, dan 720 rpm).

Dari simulasi yang telah dilakukan, didapatkan hasil validasi antara simulasi dan eksperimen untuk nilai reduksi respon getaran valid pada *cutting* parameter B2 sampai B9 untuk variasi karet 15 mm dan karet 30 mm. Sedangkan untuk variasi karet 45 mm valid pada *cutting* parameter B3 sampai B9. Sehingga hasil simulasi telah merepresentasikan hasil dari eksperimen. Dengan catatan tiap langkah yang digunakan saat melakukan simulasi harus selalu disesuaikan dengan kondisi *real system* baik dari desain hingga parameter yang digunakan. Nilai reduksi respon getaran paling optimum dilihat dari nilai tertinggi reduksi getaran pada sumbu-X (*axial*), sumbu-Y (*tangential*), dan sumbu-Z (*radial*) terdapat pada penggunaan DVA dengan karet 30 mm dan variasi *cutting* parameter B9, yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,4 mm. Nilai reduksi getarannya sebesar 91% pada sumbu-X (*axial*), 87% pada sumbu-Y (*tangential*), dan 87% pada sumbu-Z (*radial*).

**Kata kunci:** Getaran, *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*, *Boring bar*, Validasi

**VALIDATION OF THE EFFECT OF ADDING RUBBER MASS-DVA (INNER DVA)  
ON VIBRATION RESPONSE REDUCTION FROM BORING BAR IN MACHINERY  
PROCESS (LATHE MACHINE)**

**Student Name** : Hanifati Dwi Kusuma Diah Tantri  
**NRP** : 0211184000027  
**Department** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Advisor** : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

**ABSTRACT**

*The boring process is the process of increasing the inner diameter of the workpiece in a radial direction (outside) by using a boring bar. In the process of widening the hole, vibrations generally occur in the workpiece or cutting tool. The vibration that occurs is normal if the vibration amplitude is not too large. However, when the vibration amplitude is large, it will cause excessive vibration (chatter). Chatter can cause a decrease in drilling quality in the form of uneven surface results, poor dimensional accuracy, accelerated tool wear, and fracture. From these problems, it is necessary to add vibration reduction components that can improve machine performance and the quality of drilling results in the form of a Dynamic Vibration Absorber (DVA) which is placed inside the boring bar. The working principle of the DVA is to add mass and stiffness to the main system, where the DVA will move up and down against the motion of the main system so that the vibrations that occur can be reduced.*

*This final project research uses the simulation method with parameters and conditions adapted to the experimental studies that had been conducted (Wibowo, 2021). This study aims to validate the results of experimental studies with accurate simulation studies and no errors that are too large. In addition, this study also used validation using statistical methods, namely the independent sample T-test method. The boring bar used AISI 4340 for regular bring bar and AISI 1045 for customized boring bar, The boring bar design has dimensions according to the experimental model. The boring bar has an overall length of 256 mm and overhang length of 150 mm. The outer diameter is 32 mm and the inner diameter is 21 mm and there is a cavity as a place to the DVA with a length of 125 mm. The DVA consist of a cylindrical mass absorber with tungsten carbide material. At both ends of absorber mass coated with natural rubber material as DVA stiffness. The variations given in this study are variations in stiffness based on the length of the rubber (15 mm, 30 mm, dan 45 mm) and variations in machining in the form of depth of cut (0,2 mm, 0,3 mm, dan 0,4 mm) and spindle speed (320 rpm, 450 rpm, dan 720 rpm).*

*From the simulation, we get that the results of validation between simulation and experiment for the vibration response reduction value are valid for cutting parameters B2 to B9 for variations of rubber 15 mm and rubber 30 mm. However, for variations rubber 45 mm, is valid for cutting parameters B3 to B9. So that the simulation results have represented the results of the experiment. With a note that every step used when conducting simulations must always be adjusted to the real system conditions. The most optimum vibration response reduction value seen from the highest value of vibration reduction on the X-axis (axial), Y-axis (tangential), and Z-axis (radial) was found in the use of DVA with 30 mm rubber and variations in the cutting parameter B9, when spindle speed 720 RPM and depth of cut 0.4 mm. The vibration reduction value is 91% on the X-axis (axial), 87% on the Y-axis (tangential), and 87% on the Z-axis (radial).*

**Keywords:** *Vibration, Dynamic Vibration Absorber (DVA), Boring bar, Validation*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “**Validasi Pengaruh Penambahan Rubber Mass-Dva (Inner Dva) terhadap Reduksi Respon Getaran dari Boring Bar pada Proses Permesinan (Lathe Machine)**”.

Dalam proses penyusunan Tugas Akhir, penulis telah memperoleh dukungan serta bantuan dari berbagai pihak hingga akhirnya Tugas Akhir ini dapat terselesaikan dengan baik. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Kedua orang tua penulis, Bapak **Agus Sugeng Purwanto** selaku Papa dan Ibu **Yuti Handayani Agustina** selaku Mama, serta saudara kandung penulis **Rifqi Hadyan Eka Pramudita** yang telah memberikan dukungan dalam segala bentuk baik itu materi maupun doa yang tiada 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 ilmu, petunjuk, nasihat, serta motivasi selama penyusunan Tugas Akhir ini.
3. Bapak **Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng.**, Ibu **Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T.**, dan Bapak **Ari Kurniawan Saputra, S.T., M.T.**, selaku dosen penguji dalam sidang Tugas Akhir penulis yang telah memberikan masukan dan saran untuk Tugas Akhir ini.
4. Bapak **Dr. Wawan Aries Widodo, S.T., M.T.** selaku dosen wali yang telah membimbing selama perkuliahan.
5. Seluruh teman bimbingan Tugas Akhir (Aufa Ulin Nuha, Dika Andini Suryandari, Donatus Probo Adhi Sanjaya, Faishal Daffa Prayudha, Ikralhaq Hilliriany Adriadi, Muhammad Luthfi Attaka Rizqi, Najya Rafa Meidina, dan Rianti Ayu Pratiwi) terima kasih telah berjuang bersama, berbagi ilmu, dan saling membantu untuk menyelesaikan Tugas Akhir ini.
6. Teman Madiun-ITS (Afifah Rofidayanti dan Lisa Chandra) yang selalu memberi dukungan satu sama lain, dan menjadi teman bercerita tentang dunia perteknikan ini.
7. Seluruh teman-teman satu Angkatan M61 yang telah menemani dan mau belajar bersama selama menempuh Pendidikan di Departemen Teknik Mesin ITS.
8. Seluruh pihak yang telah membantu penulis dalam penyusunan Tugas Akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu.

Penulis menyadari bahwa penyusunan laporan Tugas Akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Namun, penulis memiliki harapan semoga Tugas Akhir ini dapat memberikan kontribusi positif dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi para pembaca, keluarga besar Departemen Teknik Mesin khususnya, dan civitas akademik ITS pada umumnya.

Surabaya, 20 Juli 2021

**Penulis**

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	<b>ii</b>
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	<b>iv</b>
<b>APPROVAL SHEET</b> .....	<b>v</b>
<b>PERNYATAAN ORISINALITAS</b> .....	<b>vi</b>
<b>STATEMENT OF ORIGINALITY</b> .....	<b>vii</b>
<b>ABSTRAK</b> .....	<b>viii</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>ix</b>
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	<b>x</b>
<b>DAFTAR ISI</b> .....	<b>xi</b>
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	<b>xiii</b>
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	<b>xvi</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	<b>1</b>
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	1
1.3 Batasan Masalah.....	1
1.4 Tujuan Penelitian.....	2
1.5 Manfaat Penelitian.....	2
<b>BAB II DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA</b> .....	<b>3</b>
2.2 Dasar Teori.....	3
2.1.1 <i>Multi Degree of Freedom</i> (MDOF).....	3
2.1.2 <i>Base Motion Vibration</i> .....	3
2.1.3 <i>Dynamic Vibration Absorber</i> .....	5
2.1.4 Mesin Bubut.....	8
2.1.5 Vibrasi dan <i>Chatter</i> pada Proses Pengeboran.....	9
2.1.6 Gaya pada Proses Pengeboran.....	10
2.1.7 Validasi.....	11
2.1 Tinjauan Pustaka.....	12
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN</b> .....	<b>25</b>
3.1 <i>Flowchart</i> Penelitian.....	25
3.2 Metode Penelitian.....	27
3.2.1 Studi Literatur.....	27
3.2.2 Identifikasi Masalah.....	27
3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama dan DVA.....	27
3.2.4 Permodelan Sistem Dinamis.....	31
3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak.....	33
3.2.6 Perencanaan Parameter.....	37
3.2.7 Simulasi.....	51
3.2.8 Reduksi Respon Getaran.....	57
3.2.9 Analisis Data dan Pembahasan.....	58
3.2.10 Validasi Hasil.....	58
3.2.11 Kesimpulan.....	60
<b>BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN</b> .....	<b>61</b>
4.1 <i>Flowchart</i> Analisis Data.....	61
4.2 Analisis Respon Getaran.....	62
4.2.1 Analisis Respon Getaran <i>Regular Boring Bar</i> (tanpa DVA).....	62
4.2.2 Analisis Respon Getaran <i>Boring Bar</i> dengan DVA Arah Sumbu X ( <i>Axial</i> ).....	64



4.2.3	Analisis Respon Getaran <i>Boring Bar</i> dengan DVA Arah Sumbu Y ( <i>Tangential</i> ).	65
4.2.4	Analisis Respon Getaran <i>Boring Bar</i> dengan DVA Arah Sumbu Z ( <i>Radial</i> )....	66
4.3	Analisis Pengaruh Variasi Putaran <i>Spindle</i> (RPM) dan <i>Depth of Cut</i> terhadap Respon Getaran.....	68
4.4	Analisis Deformasi dari <i>Regular Boring Bar</i> dan <i>Customized Boring Bar</i> dengan Penambahan DVA .....	69
4.5	Analisis Reduksi Getaran <i>Boring Bar</i> .....	72
4.5.1	Analisis Reduksi Getaran <i>Boring Bar</i> Arah Sumbu X ( <i>Axial</i> ).....	72
4.5.2	Analisis Reduksi Getaran <i>Boring Bar</i> Arah Sumbu Y ( <i>Tangential</i> ).....	73
4.5.3	Analisis Reduksi Getaran <i>Boring Bar</i> Arah Sumbu Z ( <i>Radial</i> ) .....	74
4.6	Analisis Pengaruh Variasi Panjang Karet DVA terhadap Reduksi Respon Getaran.	75
4.7	Validasi Hasil Simulasi dengan Eksperimen .....	76
4.7.1	Validasi dengan Metode Subjektif (Grafik Perbandingan Hasil).....	76
4.7.2	Validasi dengan Metode Objektif ( <i>Independent sample uji-t</i> ) .....	79
<b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....</b>		<b>81</b>
5.1	Kesimpulan .....	81
5.2	Saran .....	81
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>		<b>82</b>
<b>LAMPIRAN .....</b>		<b>83</b>



## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2. 1</b> <i>A Three-Degree-of-Freedom Spring Mass System</i> (Rao, 2011) .....	3
<b>Gambar 2. 2</b> <i>Base Excitation</i> (Rao, 2011) .....	3
<b>Gambar 2. 3</b> <i>Graph of Relationship Between (a) Displacement Transmissibility with Frequency Ratio, (b) Phase Angle with Frequency Ratio</i> (Rao, 2011).....	4
<b>Gambar 2. 4</b> <i>Undamped Dynamic Vibration Absorber</i> (Rao, 2011) .....	5
<b>Gambar 2. 5</b> <i>The Effect of Using Undamped Vibration Absorber on Natural Frequency Ratio</i> (Rao, 2011) .....	6
<b>Gambar 2. 6</b> <i>Damped Dynamic Vibration Absorber</i> (Rao, 2011) .....	7
<b>Gambar 2. 7</b> <i>The Effect of Using Damped Vibration Absorber on Response Ratio of The Main System</i> (Rao, 2011) .....	8
<b>Gambar 2.8</b> <i>Lathe Machine Components Schematic</i> (Kalpakjian & Schmid, 2009).....	8
<b>Gambar 2.9</b> <i>Chatter Marks on The Surface of a Turned Part</i> .....	9
<b>Gambar 2. 10</b> <i>Forces on Machining Process</i> (Kalpakjian & Schmid, 2009) .....	10
<b>Gambar 2. 11</b> <i>General Recommendation for Turning Operation</i> .....	11
<b>Gambar 2. 12</b> <i>Design Boring Bar</i> (Pratikto, 2020).....	13
<b>Gambar 2. 13</b> <i>Bode Diagram Boring Bar (a) Y-Direction (Tangential), (b) Z-Direction (Axial), and (c) X-Direction (Radial)</i> (Pratikto, 2020).....	14
<b>Gambar 2. 14</b> <i>Customized Boring Bar</i> (Wibowo, 2021).....	14
<b>Gambar 2. 15</b> (a) <i>Installation of ST-41 Test Specimen and Boring Bar on CDL 6241 Lathe Machine, and (b) Equipment for Data Reading</i> (Wibowo, 2021).....	15
<b>Gambar 2. 16</b> <i>The Results of The Reduction on Vibration Response in Each Variation (a) X-Direction, and (b) Y-Direction</i> (Wibowo, 2021) .....	16
<b>Gambar 2. 17</b> <i>ST-41 Test Specimen Results</i> (Wibowo, 2021).....	17
<b>Gambar 2. 18</b> <i>Boring Bar Sketch with The Addition of DVA</i> (Li et al., 2019).....	17
<b>Gambar 2. 19</b> <i>Boring Bar Modeling with The Addition of DVA</i> (Li et al., 2019).....	18
<b>Gambar 2. 20</b> <i>Amplitude and Frequency Ratio Graph</i> (Li et al., 2019) .....	18
<b>Gambar 2. 21</b> <i>Stable and Unstable Cutting Experimental Results</i> (Li et al., 2019) .....	19
<b>Gambar 2. 22</b> (a) <i>Boring Bar Structure with VSDVA (b) Dynamic Model Boring Bar with VSDVA</i> (Liu et al., 2018) .....	19
<b>Gambar 2. 23</b> <i>Area Curve of Amplitude Ratio</i> (Liu et al., 2018).....	19
<b>Gambar 2. 24</b> <i>Area Curve A</i> (Liu et al., 2018) .....	20
<b>Gambar 2. 25</b> <i>Area Curve B</i> (Liu et al., 2018).....	20
<b>Gambar 2. 26</b> <i>Stable and Unstable Diagram</i> (Liu et al., 2018).....	21
<b>Gambar 2. 27</b> <i>Comparison of Data Based on Experimental Results and Predictive Results</i> .	21
<b>Gambar 2. 28</b> <i>Chatter Frequency Graph Based on Experimental Results and Prediction Results</i> (Obinna et al., 2017) .....	21
<b>Gambar 2. 29</b> <i>Schematic Representation of Experimental Setup Used</i> (Prasad & Babu, 2017) .....	22
<b>Gambar 2. 30</b> <i>Schematic Representation of Experimental Setup Used</i> (Prasad & Babu, 2017) .....	23
<b>Gambar 2. 31</b> <i>The Model Development Iterative Process</i> (Sargent, 2015) .....	23
<b>Gambar 2. 32</b> <i>Graphical Comparisons of Data</i> (Sargent, 2015).....	24
<b>Gambar 3. 1</b> <i>Research Flowchart</i> .....	26
<b>Gambar 3. 2</b> <i>Design Regular Boring Bar</i> .....	27
<b>Gambar 3. 3</b> <i>Design Customized Boring Bar</i> .....	28
<b>Gambar 3. 4</b> <i>Customized Boring Bar Top View</i> .....	28
<b>Gambar 3. 5</b> <i>Body Boring Bar</i> .....	28

<b>Gambar 3. 6</b> <i>Dimension Body Boring Bar</i> .....	28
<b>Gambar 3. 7</b> <i>Head</i> .....	29
<b>Gambar 3. 8</b> <i>Dimension Head</i> .....	29
<b>Gambar 3. 9</b> (a) <i>Insert</i> (b) <i>Dimension Insert</i> .....	30
<b>Gambar 3. 10</b> (a) <i>Bolt</i> (b) <i>Dimension Bolt</i> .....	30
<b>Gambar 3. 11</b> (a) <i>Mass Absorber</i> (b) <i>Dimension Mass Absorber</i> .....	31
<b>Gambar 3. 12</b> <i>Rubber Bush</i> .....	31
<b>Gambar 3. 13</b> <i>Dynamic Model System Without DVA</i> .....	32
<b>Gambar 3. 14</b> <i>Dynamic Model System With DVA</i> .....	32
<b>Gambar 3. 15</b> <i>Free Body Diagram System Without DVA</i> .....	33
<b>Gambar 3. 16</b> <i>Free Body Diagram System With DVA</i> .....	34
<b>Gambar 3. 17</b> <i>Simulation Static Deflection of Y-Direction</i> (a) <i>Regular Boring Bar</i> , and .....	38
<b>Gambar 3. 18</b> <i>Properties Massa</i> (a) <i>Regular Boring Bar</i> , and (b) <i>Customized Boring Bar</i> .....	39
<b>Gambar 3. 19</b> <i>Simulation Natural Frequency with Modal Analysis</i> (a) <i>Regular Boring Bar</i> , and (b) <i>Customized Boring Bar</i> .....	40
<b>Gambar 3. 20</b> <i>Mass Calculation Result</i> (a) <i>Regular Boring Bar</i> , and (b) <i>Customized Boring</i> <i>Bar with Experiment Method</i> (Wibowo, 2021) .....	41
<b>Gambar 3. 21</b> <i>Rubber with Variation Length</i> (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm .....	42
<b>Gambar 3. 22</b> <i>Outer Diameter of Rubber with Length</i> (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm .....	43
<b>Gambar 3. 23</b> <i>Inner Diameter of Rubber with Length</i> (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm .....	43
<b>Gambar 3. 24</b> <i>Shore Hardness Testing of Rubber with Length</i> (a) 15 mm, (b) 30 mm, .....	44
<b>Gambar 3. 25</b> <i>Simulation Static Deflection of Y-Direction</i> (a) <i>Rubber 15 mm</i> , (b) <i>Rubber 30</i> <i>mm</i> , And (c) <i>Rubber 45 mm</i> .....	46
<b>Gambar 3. 26</b> <i>Simulation Natural Frequency with Modal Analysis</i> (a) <i>Rubber 15 mm</i> , .....	47
<b>Gambar 3. 27</b> <i>Mass Calculation Result of Rubber with Length</i> (a) 15 mm, (b) 30 mm, .....	48
<b>Gambar 3. 28</b> <i>Mass Calculation Result of Mass Absorber</i> (Wibowo, 2021) .....	48
<b>Gambar 3. 29</b> <i>Excitation Forces on Boring Process</i> .....	51
<b>Gambar 3. 30</b> <i>Design Boring Bar</i> (1) <i>without DVA diameter 23 mm</i> , (2) <i>without DVA</i> <i>diameter 32 mm</i> , (3) <i>with DVA rubber 15 mm</i> , (4) <i>with DVA rubber 30 mm</i> , .....	52
<b>Gambar 3. 31</b> (a) <i>Bonded Connection</i> (b) <i>Rough Connection</i> .....	55
<b>Gambar 3. 32</b> (a) <i>Mesh</i> (b) <i>Mesh quality</i> (c) <i>Orthogonal Quality Mesh Metrics</i> .....	56
<b>Gambar 3. 33</b> (a) <i>Excitation Force at The Vertex Insert</i> (b) <i>Fixed Support Boring Bar Top</i> <i>View</i> , and (c) <i>Fixed Support Boring Bar Bottom View</i> .....	56
<b>Gambar 3. 34</b> (a) <i>Static Structural, Modal, And Harmonic Response</i> (b) <i>Frequency Response</i> <i>on The Edge of Insert</i> .....	57
<b>Gambar 3. 35</b> <i>Validation Flowchart</i> .....	59
<b>Gambar 4. 1</b> <i>Flowchart Data Analysis</i> .....	62
<b>Gambar 4. 2</b> <i>Bode Diagram of Regular Boring bar in</i> (a) <i>X-axis (Axial)</i> (b) <i>Y-axis</i> <i>(Tangential)</i> (c) <i>Z-axis (Radial)</i> .....	63
<b>Gambar 4. 3</b> <i>Bode Aiagram of Boring Bar in X-axis (Axial)</i> .....	64
<b>Gambar 4. 4</b> <i>Bode Diagram of Boring Bar in Y-axis (Tangential)</i> .....	65
<b>Gambar 4. 5</b> <i>Bode Diagram of Boring Bar in Z-axis (Radial)</i> .....	67
<b>Gambar 4. 6</b> <i>The Effect of Variations in Machining Parameter on Vibration Response of</i> <i>DVA with Rubber</i> (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm .....	68
<b>Gambar 4. 7</b> <i>Regular Boring Bar Deformation Value</i> .....	70
<b>Gambar 4. 8</b> <i>Deformation Value of</i> (a) <i>Customized Boring Bar</i> (b) <i>DVA with Rubber 15 mm</i> .....	70

<b>Gambar 4. 9</b>	<i>Deformation Value of (a) Customized Boring Bar with Rubber 30 mm, .....</i>	<i>71</i>
<b>Gambar 4. 10</b>	<i>The Effect of Rubber Length Variation on The Reduction of Vibration .....</i>	<i>75</i>
<b>Gambar 4. 11</b>	<i>Comparison of Vibration Reduction Values Between Simulation and Experimental Results in Tangential Direction (Y-Axis) for Rubber (a) 15 mm, (b) 30 mm,...</i>	<i>76</i>
<b>Gambar 4. 12</b>	<i>Comparison of Vibration Reduction Values Between Simulation and Experimental Results in Radial Direction for Rubber (a) 15 mm, (b) 30 mm, (c) 45 mm .....</i>	<i>78</i>

## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 3. 1</b> <i>Stiffness Value Parameter of Boring Bar</i> .....	39
<b>Tabel 3. 2</b> <i>Mass Value Parameter of Boring Bar</i> .....	41
<b>Tabel 3. 3</b> <i>Shore Hardness Value</i> .....	44
<b>Tabel 3. 4</b> <i>Rubber Stiffness</i> .....	45
<b>Tabel 3. 5</b> <i>Stiffness Value Parameter of Rubber</i> .....	46
<b>Tabel 3. 6</b> <i>Mass Calculation of DVA</i> .....	48
<b>Tabel 3. 7</b> <i>Mass Value Parameter of Rubber</i> .....	49
<b>Tabel 3. 8</b> <i>Cutting Parameter</i> .....	50
<b>Tabel 3. 9</b> <i>Excitation force</i> .....	51
<b>Tabel 3. 10</b> <i>Material Properties</i> .....	51
<b>Tabel 4. 1</b> <i>The Frequency of The Damping Area of The Boring Bar in The Axial Direction</i> .	65
<b>Tabel 4. 2</b> <i>The Frequency of The Damping Area of The Boring Bar in The Tangential Direction</i> .....	66
<b>Tabel 4. 3</b> <i>The Frequency of The Damping Area of The Boring Bar in The Radial Direction</i>	68
<b>Tabel 4. 4</b> <i>The Result of The Reduction of The Vibration Response in Each Variation</i> .....	72
<b>Tabel 4. 5</b> <i>The Result of The Reduction of The Vibration Response in Each Variation</i> .....	73
<b>Tabel 4. 6</b> <i>The Result of The Reduction of The Vibration Response in Each Variation</i> .....	74
<b>Tabel 4. 7</b> <i>Percentage Error of Vibration Reduction in The Tangential Direction Between Simulation and Experiment</i> .....	77
<b>Tabel 4. 8</b> <i>Percentage Error of Vibration Reduction in The Radial Direction Between Simulation and Experiment</i> .....	78
<b>Tabel 4. 9</b> <i>The Results of Testing the Value of Vibration Reduction In Tangential (Y-Axis) Direction Using The Independent T Test</i> .....	80
<b>Tabel 4. 10</b> <i>The Results of Testing the Value of Vibration Reduction In Radial (Z-Axis) Direction Using The Independent T Test</i> .....	80

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Proses *boring* adalah proses memperbesar diameter bagian dalam benda kerja ke arah radial (arah luar) dengan menggunakan perkakas mata tunggal yang disebut dengan *boring bar*. Dalam proses pelebaran lubang tersebut, umumnya terjadi getaran pada benda kerja maupun alat pemotong. Getaran timbul karena mata bor bersinggungan dengan benda kerja, serta aspek dari kedalaman potong (*deep of cut*), kecepatan putar (*spindle speed*), dan kecepatan pemakanan (*feed rate*). Selain itu, rasio panjang / diameter yang besar pada *boring bar* juga menyebabkan getaran karena kecilnya nilai kekakuan pada *boring bar* itu sendiri. Getaran yang terjadi merupakan hal wajar apabila amplitudo getaran tidak terlalu besar. Namun, ketika amplitudo getaran yang dihasilkan besar maka akan menyebabkan getaran berlebih (*chatter*). *Chatter* dapat menyebabkan penurunan kualitas pengeboran berupa hasil permukaan tidak rata, akurasi dimensi yang buruk, mempercepat keausan pahat, dan patah dini. Dari masalah tersebut maka perlu adanya penambahan komponen reduksi getaran yang dapat meningkatkan kinerja mesin dan kualitas hasil pengeboran berupa *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*. Prinsip kerja dari DVA adalah dengan menambahkan massa dan kekakuan pada sistem utama, dimana DVA akan bergerak naik turun berlawanan dengan gerak sistem utama sehingga getaran yang terjadi dapat direduksi.

Penelitian mengenai penambahan DVA yang diletakan didalam *boring bar* sudah pernah dilakukan sebelumnya oleh (Pratikto, 2020) dengan metode simulasi dan (Wibowo, 2021) dengan metode eksperimen. Dari hasil simulasi dan eksperimen didapatkan perbedaan hasil respon getaran dan presentase reduksi getaran pada sumbu x. Hal tersebut dikarenakan data yang didapatkan dari hasil simulasi merupakan kondisi ideal tanpa adanya faktor-faktor yang dapat mempengaruhi dalam memperoleh data, sementara hasil eksperimen merupakan data yang diperoleh dari pengujian secara langsung, yang dapat dipengaruhi oleh faktor-faktor dari peralatan, lingkungan atau faktor dari manusia itu sendiri.

Dari hasil penelitian sebelumnya dapat disimpulkan bahwa masih terdapat kekurangan yang dibuktikan dengan hasil simulasi dan eksperimen yang berbeda. Hal itu yang mendasari pada penelitian ini untuk dilakukan validasi mengenai penambahan DVA yang diletakan didalam *boring bar* agar perbandingan antara nilai dari hasil simulasi dengan eksperimen akurat dan tidak terjadi *error* yang terlalu besar. Penelitian ini dilakukan dengan metode simulasi dimana parameter yang digunakan disesuaikan dengan kondisi eksperimen. Variasi yang diberikan pada penelitian ini yaitu variasi kekakuan berdasarkan panjang karet dan variasi permesinan berupa *deep of cut* dan *spindle speed*. Diharapkan dengan penelitian ini dapat diperoleh perbandingan antara nilai dari hasil simulasi dengan eksperimen yang akurat dengan mengurangi *error* serendah mungkin.

## 1.2 Rumusan Masalah

Adapun rumusan masalah pada penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana pengaruh variasi panjang karet sebagai kekakuan DVA terhadap reduksi respon getaran pada *boring bar*?
2. Bagaimana pengaruh variasi parameter pemotongan terhadap respon getaran pada *boring bar*?
3. Bagaimana hasil validasi nilai reduksi respon getaran antara eskperimen dan simulasi?

## 1.3 Batasan Masalah

Beberapa batasan masalah yang ada pada penelitian ini adalah:

1. Parameter yang didapat berdasarkan hasil eksperimen sebelumnya.
2. Sumber getaran terletak pada ujung *head boring bar*.
3. Tidak ada slip antara *clamp* dan *boring bar*.
4. Getaran dari luar mekanisme diabaikan, dalam hal ini hanya getaran pada *boring bar* yang diteliti.
5. Benda kerja dianggap tidak bergetar.
6. Asumsi *body regular boring bar* memiliki penampang lingkaran dan *customized boring bar* memiliki penampang lingkaran berlubang.

#### **1.4 Tujuan Penelitian**

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Mengetahui pengaruh variasi panjang karet sebagai kekakuan DVA terhadap reduksi respon getaran pada *boring bar*.
2. Mengetahui pengaruh variasi parameter pemotongan terhadap respon getaran pada *boring bar*.
3. Mengetahui hasil validasi nilai reduksi respon getaran antara eskperimen dan simulasi.

#### **1.5 Manfaat Penelitian**

Adapun manfaat dari penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

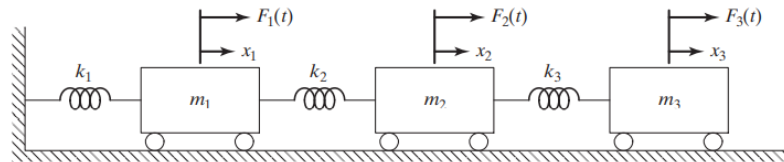
1. Menyempurnakan hasil penelitian sebelumnya terkait penggunaan DVA pada boring bar, sehingga dapat mempermudah penelitian getaran dengan *error* sekecil mungkin terhadap hasil simulasi.
2. Dapat dijadikan sebagai referensi untuk penelitian yang berhubungan dengan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) pada boring bar yang diterapkan pada mesin bubut.

## BAB II DASAR TEORI & TINJAUAN PUSTAKA

### 2.2 Dasar Teori

#### 2.1.1 Multi Degree of Freedom (MDOF)

Derajat kebebasan atau *degree of freedom* (DOF) merupakan jumlah minimum dari koordinat independen yang digunakan untuk menentukan secara lengkap posisi dari semua bagian dalam suatu sistem pada setiap saat. Pada perancangan ini akan digunakan sistem yang gerakannya dapat digambarkan dengan lebih dari satu koordinat atau yang disebut dengan multi derajat kebebasan (*Multi degree of freedom*). Persamaan gerak sistem multi derajat kebebasan menggunakan Hukum Newton Kedua. Penyelesaian persamaan gerak sistem MDOF memiliki penyelesaian cukup kompleks jika diselesaikan dalam bentuk aljabar, maka digunakan matriks untuk merepresentasikan sistem ini. Sistem mekanisme MDOF dapat dimodelkan seperti pada gambar 2.1 berikut:



**Gambar 2. 1** A Three-Degree-of-Freedom Spring Mass System (Rao, 2011)

Pada gambar 2.1 diatas merupakan skema dari sistem massa dan pegas dengan tiga derajat kebebasan yang bergerak akibat adanya gaya F. Untuk mendapatkan persamaan gerak dari sistem diatas digunakan Hukum Newton II untuk setiap massa, yaitu :

$$m_i \ddot{x}_i + k_i x_i = \sum F_i \quad (2. 1)$$

Dengan mensubstitusikan nilai  $i = 1, 2, 3$  dan  $k_{n+1} = 0$  pada persamaan 2.1, maka didapatkan matriks dari persamaan gerak untuk sistem pada gambar 2.1 sebagai berikut:

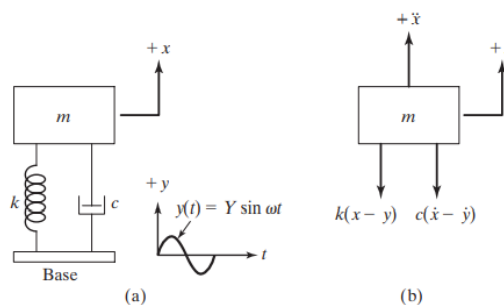
$$[m] \ddot{x} + [k] x = [F] \quad (2. 2)$$

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

Sehingga didapatkan persamaan matriks seperti berikut:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 & 0 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ 0 & -k_3 & k_3 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ F_3(t) \end{Bmatrix} \quad (2. 3)$$

#### 2.1.2 Base Motion Vibration



**Gambar 2. 2** Base Excitation (Rao, 2011)

Base dari sebuah sistem pegas-massa-peredam terkadang mengalami gerak harmonik seperti yang ditunjukkan gambar 2.2 (a). Dimana  $y(t)$  menyatakan *displacement* dari *base* dan  $x(t)$  menyatakan *displacement* massa terhadap posisi ekuilibrium pada waktu  $t$ . Kemudian total simpangan dari pegas adalah  $x - y$  dan kecepatan relative dari damper adalah  $\dot{x} - \dot{y}$ . Dari *free body diagram* pada gambar 2.2 (b), dapat diturunkan persamaan gerak sebagai berikut:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.4)$$

Jika  $y(t) = Y \sin \omega t$ , maka persamaan 2.4 menjadi:

$$\begin{aligned} m\ddot{x} + c\dot{x} + kx &= c\dot{y} + ky \\ &= kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t \\ &= A \sin(\omega t - \alpha) \end{aligned} \quad (2.5)$$

Dimana  $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$  dan  $\alpha = \tan^{-1} \left[ -\frac{c\omega}{k} \right]$  maka *steady-state response* dari massa,  $x_p(t)$  menjadi:

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.6)$$

Dimana

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left( -\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right) \quad (2.7)$$

Dengan menggunakan identitas trigonometri, maka persamaan 2.6 dapat ditulis sebagai berikut:

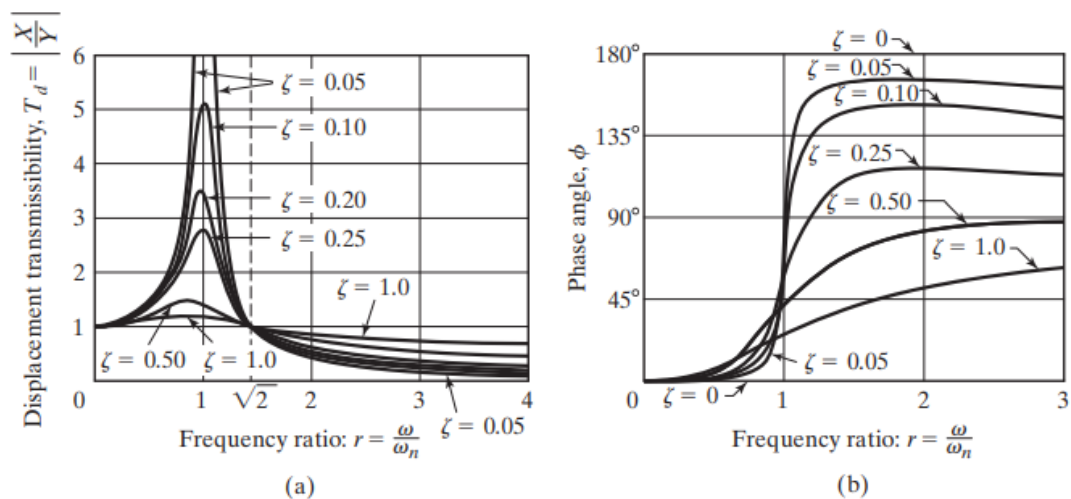
$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.8)$$

Dimana, nilai  $X$  dan  $\phi$  didapat dari:

$$\frac{X}{Y} = \frac{\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (2.9)$$

$$\phi = \tan^{-1} \left( -\frac{mc\omega^2}{k(k - m\omega^2) - (c\omega)^2} \right) \quad (2.10)$$

$\frac{X}{Y}$  adalah *displacement transmissibility*. Grafik hubungan *displacement transmissibility* dan sudut fase dengan rasio frekuensi pada sistem *base motion vibration* ditunjukkan pada gambar 2.3.



**Gambar 2.3** Graph of Relationship Between (a) Displacement Transmissibility with Frequency Ratio, (b) Phase Angle with Frequency Ratio (Rao, 2011)

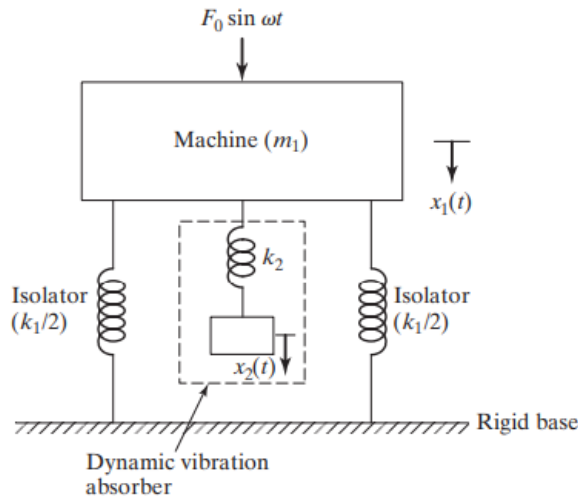


### 2.1.3 Dynamic Vibration Absorber

*Dynamic Vibration Absorber* (DVA) merupakan suatu alat mekanis yang digunakan untuk mereduksi atau mengurangi getaran yang tidak diinginkan. DVA terdiri dari massa dan kekakuan yang ditambahkan pada massa utama. Massa utama dan massa *absorber* yang terpasang membentuk sistem dua derajat kebebasan, sehingga akan memiliki dua frekuensi natural. DVA biasa digunakan pada mesin yang beroperasi pada kecepatan konstan, karena DVA diatur untuk satu frekuensi tertentu dan DVA bekerja secara efektif pada *range* frekuensi yang sempit. Suatu sistem dapat mengalami getaran yang berlebih jika frekuensi eksitasi berhimpit dengan frekuensi natural sistem utama. DVA dirancang sedemikian rupa sehingga frekuensi natural dari sistem utama jauh dari frekuensi eksitasi. Berdasarkan peredam, DVA dapat dibagi menjadi dua yaitu *Undamped Dynamic Vibration Absorber* (DVA tidak teredam) dan *Damped Dynamic Vibration Absorber* (DVA teredam).

#### 2.1.3.1 Undamped Dynamic Vibration Absorber

*Undamped* DVA digambarkan sebagai penambahan massa *absorber*  $m_2$  dan kekakuan  $k_2$  pada sebuah sistem utama  $m_1$  yang memiliki pegas dengan kekakuan  $k_1$ . Gambar 2.4 dibawah ini merupakan permodelan dari sistem *undamped* DVA tersebut.



**Gambar 2. 4** *Undamped Dynamic Vibration Absorber* (Rao, 2011)

Dari gambar 2.4, didapatkan persamaan gerak dari massa utama ( $m_1$ ) dan massa *absorber* ( $m_2$ ) sebagai berikut:

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2 (x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \quad (2. 11)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) = 0 \quad (2. 12)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik  $x_j(t) = X \sin \omega t$ ;  $j = 1,2$  maka didapatkan amplitudo *steady state* dari massa utama ( $m_1$ ) dan massa *absorber* ( $m_2$ ) sebagai berikut:

$$X_1 = \frac{(k_2 - m_2 \omega^2) F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2. 13)$$

$$X_2 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (2. 14)$$

Reduksi getaran dari massa utama dapat dilakukan dengan mengurangi amplitudo dari massa utama ( $X_1$ ) atau membuatnya menjadi nol. Untuk membuat amplitudo  $m_1$  nol maka numerator dari persamaan 2.13 harus bernilai nol. Sehingga persamaan 2.13 menjadi:

$$\omega^2 = \frac{k_2}{m_2} \quad (2. 15)$$

Sebelum ditambahkan DVA, sistem utama ( $m_1$ ) akan beroperasi mendekati daerah resonansi, sehingga frekuensi naturalnya menjadi  $\omega^2 \approx \omega_1^2 = \frac{k_1}{m_1}$ . Maka persamaan 2.15 menjadi:

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

Getaran amplitudo sistem utama akan bernilai nol apabila mesin beroperasi pada frekuensi resonansinya, dengan mendefinisikan menjadi:

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1} \quad (2.17)$$

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

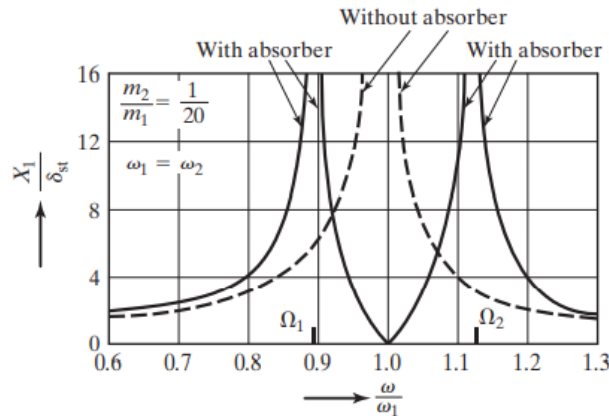
$\omega_2 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$  sebagai frekuensi natural DVA

Maka persamaan 2.13 dan 2.14 dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_2}\right)^2}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.18)$$

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \frac{1}{\left[1 + \frac{k_2}{k_1} - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] \left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_1}\right)^2\right] - \frac{k_2}{k_1}} \quad (2.19)$$

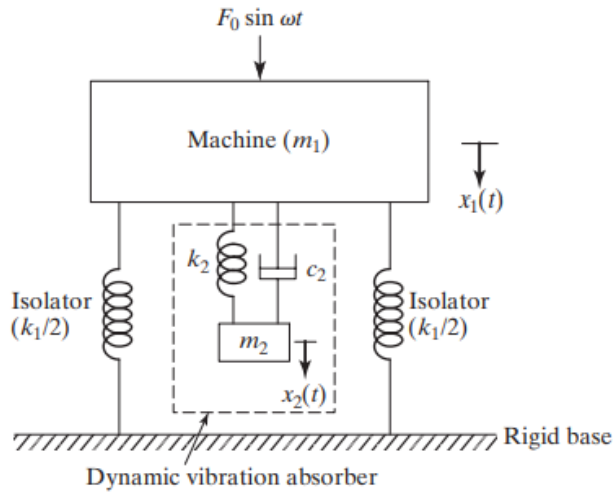
Gambar 2.5 menunjukkan variasi amplitudo dari getaran sistem utama ( $X_1/\delta_{st}$ ) terhadap kecepatan sistem ( $\omega/\omega_1$ ). Penambahan DVA pada sistem utama akan mengakibatkan frekuensi natural sistem utama tereduksi, namun muncul dua frekuensi resonansi yaitu  $\Omega_1$  dan  $\Omega_2$ , dimana amplitudo sistem utama bernilai tak hingga. Dalam operasinya, sistem utama harus dioperasikan menjauhi kedua frekuensi tersebut untuk menghindari getaran berlebih.



**Gambar 2.5** The Effect of Using Undamped Vibration Absorber on Natural Frequency Ratio (Rao, 2011)

### 2.1.3.2 Damped Dynamic Vibration Absorber

Pada *undamped-dynamic vibration absorber* seperti yang dijelaskan sebelumnya akan mengurangi puncak resonansi sistem utama, namun menghasilkan dua pucak baru sehingga massa sistem utama mengalami amplitudo yang besar di puncak pertama selama *start-up* dan *stopping*. Amplitudo yang besar ini dapat direduksi dengan menambahkan *damped dynamic vibration absorber*. *Damped DVA* terdiri dari tiga komponen yaitu massa absorber, pegas, dan peredam yang memiliki nilai konstanta peredaman lebih besar dari nol. Gambar 2.6 dibawah ini merupakan permodelan dari sistem *damped DVA*.



**Gambar 2. 6** *Damped Dynamic Vibration Absorber* (Rao, 2011)

Dari gambar 2.6, didapatkan persamaan gerak dari massa utama ( $m_1$ ) dan massa *absorber* ( $m_2$ ) sebagai berikut:

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

$$m_2 \ddot{x}_2 + k_2 (x_2 - x_1) + c_2 (\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = 0 \quad (2.21)$$

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik  $x_j(t) = X_j e^{i\omega t}$ ;  $j = 1,2$  maka didapatkan amplitudo *steady state* dari massa utama ( $m_1$ ) dan massa *absorber* ( $m_2$ ) sebagai berikut:

$$X_1 = \frac{F_0 (k_2 - m_2 \omega^2 + i c_2 \omega)}{[(k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 k_2 \omega^2] + i \omega c_2 (k_1 - m_1 \omega^2 - m_2 \omega^2)} \quad (2.22)$$

$$X_2 = \frac{X_1 (k_2 + i \omega c_2)}{(k_2 - m_2 \omega^2 + i \omega c_2)} \quad (2.23)$$

Dengan:

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

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

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

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

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

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

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

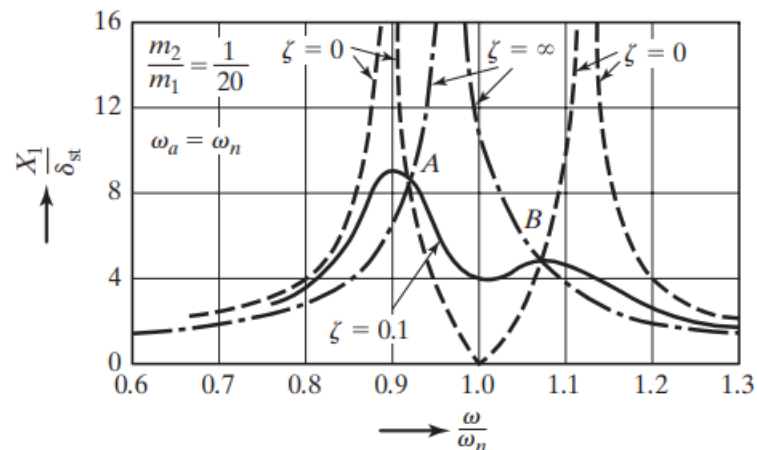
$$\zeta = \frac{c_2}{c_c} = \text{damping ratio}$$

Sehingga  $X_1$  dan  $X_2$  dapat dinyatakan dalam:

$$\frac{X_1}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + (g^2 - f^2)^2}{\{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu^2 g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2\}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.24)$$

$$\frac{X_2}{\delta_{st}} = \left[ \frac{(2\zeta g)^2 + f^4}{\{(2\zeta g)^2 (g^2 - 1 + \mu^2 g^2)^2 + \{\mu f^2 g^2 - (g^2 - 1)(g^2 - f^2)\}^2\}} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (2.25)$$

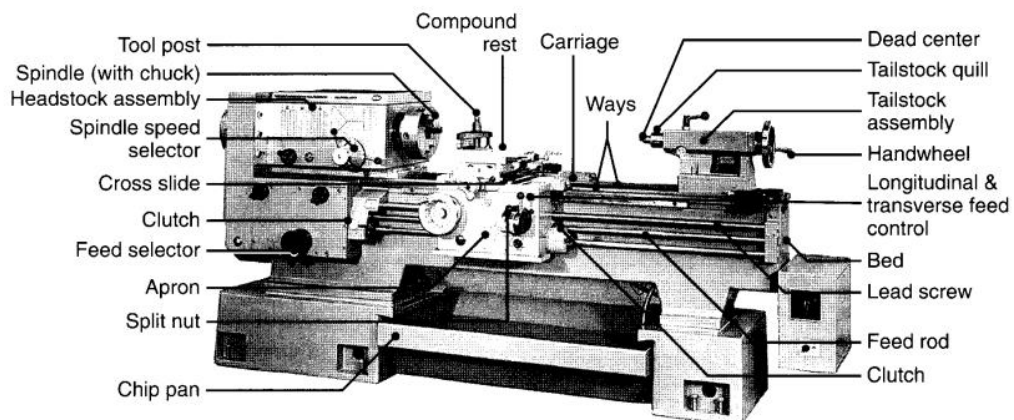
Persamaan 2.24 dan 2.25 menunjukkan bahwa amplitude getaran dari sistem utama adalah fungsi dari  $\mu$ ,  $f$ ,  $g$ , dan  $\zeta$ . Grafik hubungan antara  $\left| \frac{X_1}{\delta_{st}} \right|$  terhadap *forced frequency ratio* ( $g = \omega/\omega_n$ ) dengan nilai  $f = 1$ ,  $\mu = \frac{1}{20}$ , dan variasi  $\zeta$  adalah 0, 0.1, dan  $\infty$  ditunjukkan pada gambar 2.7 dibawah.



**Gambar 2.7** *The Effect of Using Damped Vibration Absorber on Response Ratio of The Main System (Rao, 2011)*

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

## 2.1.4 Mesin Bubut



**Gambar 2.8** *Lathe Machine Components Schematic (Kalpakjian & Schmid, 2009)*

Mesin bubut dilengkapi dengan berbagai komponen seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.8. Fungsi dari tiap komponen tersebut sebagai berikut:

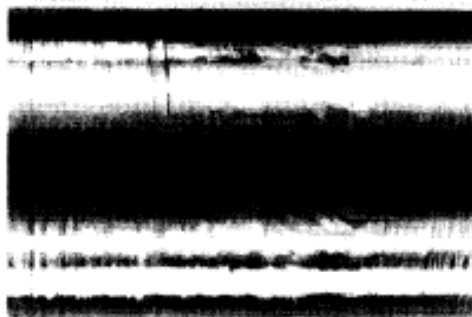
1. *Bed*. *Bed* menopang semua komponen utama dari mesin bubut. Bagian ini memiliki massa besar dengan kekakuan yang tinggi, biasanya dibuat dari *gray* atau *nodular cast iron*.
2. *Carriage*. *Carriage* terdiri dari *cross-slide*, *tool post*, dan *apron*. Pada *tool post* terdapat mata pisau yang disesuaikan posisinya. *Cross slide* bergerak maju dan mundur, untuk mengontrol posisi radial dari mata pisau.

3. *Headstock*. *Headstock* posisinya tetap pada *bed*, dengan dilengkapi motor, *pulley*, dan *V-belt* yang mentransmisikan tenaga menuju spindle pada kecepatan yang bervariasi. Sebagian besar *headstock* dilengkapi dengan satu set roda gigi, dan beberapa memiliki berbagai penggerak untuk memberikan rentang kecepatan yang bervariasi ke spindle.
4. *Tailstock*. *Tailstock* dapat bergerak maju dan mundur. *Drill* dan *reamer* dapat dipasang pada *tailstock quill* untuk membuat lubang pada benda kerja.
5. *Feed rod* dan *lead screw*. *Feed rod* digerakan oleh satu set roda gigi melalui *headstock*. Ketika mesin beroperasi, *feed rod* berputar dan menghasilkan pergerakan *carriage* dan *cross-slide*.

### 2.1.5 Vibrasi dan *Chatter* pada Proses Pengeboran

Dalam mendefinisikan proses dan peralatan permesinan, *machine stiffness* merupakan suatu hal yang sama pentingnya dengan parameter lain pada permesinan. Kecilnya nilai *stiffness* dapat menyebabkan vibrasi dan *chatter* pada pahat dan komponen mesin, yang mana akan berdampak buruk pada kualitas produk. Vibrasi yang tidak terkontrol dan *chatter* dapat menyebabkan masalah berikut

- *Finishing* permukaan yang buruk, sebagaimana pada gambar 2.9.
- Akurasi dimensi benda kerja berkurang.
- *Premature wear*, *chipping*, dan kegagalan pahat pada material yang terlalu getas, seperti keramik, beberapa jenis carbide, dan diamond.
- Kemungkinan kerusakan pada komponen mesin akibat getaran berlebih.
- Kebisingan, terutama jika memiliki frekuensi yang tinggi, seperti pada proses *turning* pada kuningan.



**Gambar 2.9** *Chatter Marks on The Surface of a Turned Part*  
(Kalpakjian & Schmid, 2009)

Vibrasi dan *chatter* pada permesinan merupakan fenomena yang kompleks. Terdapat dua tipe dasar vibrasi yang terjadi pada proses permesinan yakni: *forced vibration* dan *self-excited vibration*.

**Forced Vibration.** Terjadi akibat gaya berkala yang diterima oleh peralatan permesinan, gaya yang diterima berasal dari gear penggerak, imbalance komponen mesin, misalignment, motor, dan pompa. Pada proses milling atau turning pada poros dengan alur atau lubang, *forced vibration* terjadi akibat kontak berkala pada pahat dan permukaan benda kerja yang tidak rata.

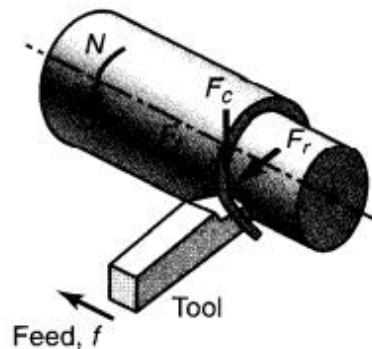
**Self-Excited Vibration.** Biasa disebut dengan *chatter*, terjadi akibat interaksi dari proses *chip-removal* dengan struktur komponen mesin. *Self-excited vibration* biasanya memiliki amplitudo yang sangat besar. *Chatter* biasanya dimulai dengan gangguan pada zona pemotongan; diantara lain yakni (a) jenis chip yang dihasilkan, (b) *inhomogeneities* pada

benda kerja atau kondisi permukaan yang tidak rata, dan (c) variasi kondisi gesekan pada *tool-chip interface*, sebagaimana juga dipengaruhi oleh *cuttingfluid* dan efektifitas dari masing-masing kondisi pemotongan. Berikut panduan mereduksi getaran dan *chatter*:

- Meminimalisir *tool overhang*.
- Menaikkan kekakuan dari *work-holding devices* dan *support workpiece*.
- Mengubah geometri pahat dan pisau untuk meminimalisir atau menyeragamkan gaya.
- Mengubah parameter pemotongan, seperti *cuttingspeed*, *feed*, *depth of cut*, dan *cuttingfluids*.
- Meningkatkan kekakuan dari komponen mesin dengan dimensi yang besar dan menggunakan material dengan modulus elastisitas yang tinggi.
- Menaikkan nilai redaman pada sistem.

### 2.1.6 Gaya pada Proses Pengeboran

Pada proses pengeboran terdapat tiga buah gaya yang bekerja seperti pada gambar 2.10, yaitu gaya pemotongan (*cutting force*,  $F_c$ ), gaya aksial (*thrust force*,  $F_t$ ), dan gaya radial (*radial force*,  $F_r$ ). Gaya tersebut sangat penting dalam proses mendesain sebuah mesin, dikarenakan mesin perkakas dan komponen-komponennya harus mampu menahan gaya-gaya tersebut tanpa menyebabkan defleksi dan getaran yang signifikan saat beroperasi.



**Gambar 2. 10** *Forces on Machining Process* (Kalpakjian & Schmid, 2009)

*Cutting force* ( $F_c$ ) arah kerjanya ke arah bawah pada ujung pahat yang dapat mengakibatkan pahat terdefleksi ke arah bawah sedangkan benda kerja terdefleksi ke arah atas. Gaya tangensial/*cutting force* menyebabkan momen putar pada boring bar sehingga dianggap sebagai gaya eksitasi vibrasi yang bekerja pada ujung boring bar. *Cutting force* memberikan energi yang dibutuhkan pada proses pemakanan benda kerja.

Gaya radial ( $F_r$ ) adalah gaya yang kerjanya searah dengan jari-jari boring bar. Gaya radial juga dianggap sebagai gaya eksitasi vibrasi yang bekerja pada boring bar dan menyebabkan pahat menjauhi benda kerja. Lalu yang ketiga gaya aksial atau *thrust force* ( $F_t$ ) adalah gaya yang bekerja pada arah pemakanan pahat (arah longitudinal) atau gaya yang bekerja ke arah sumbu putar dari benda. Gaya aksial menyebabkan pahat menerima gaya berlawanan dengan arah pemakanan. Gaya aksial dianggap diabaikan karena nilai gaya ini relatif kecil.

Selain itu, untuk menghitung besarnya tenaga yang dibutuhkan untuk pemotongan adalah sebesar:

$$\text{Power} = F_c V = E \text{ MRR} \quad (2. 26)$$

Dimana  $F_c$  merupakan gaya pemotongan dan  $V$  merupakan kecepatan pemotongan. Ketika benda kerja mengalami pemotongan, maka menghasilkan geram. Besarnya material yang

hilang akibat proses pemotongan disebut sebagai *Material Removal Rate* (MRR). MRR dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$MRR = \pi D_{avg} d N \quad (2.27)$$

$$D_{avg} = \frac{D_o + D_f}{2} \quad (2.28)$$

Keterangan:

- MRR : *Material Removal Rate*
- $D_{avg}$  : Diameter ring rata-rata
- $d$  : Kedalaman potong
- $f$  : *Feeding* (Pemakanan)
- $N$  : Kecepatan putar benda kerja
- $D_o$  : Diameter benda kerja awal
- $D_f$  : Diameter benda kerja setelah pemotongan

Karena kecepatan potong dapat dinyatakan sebagai  $V = \pi d N$ , maka persamaan 2.27 dapat ditulis menjadi:

$$MRR = d f V \quad (2.29)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan 2.29 kedalam persamaan 2.26 maka diperoleh persamaan untuk menentukan *cutting force* ( $F_c$ ) sebagai berikut:

$$F_c = E d f \quad (2.30)$$

*Depth of cut*, *feed*, dan *cutting speed* memiliki rekomendasi parameter pemotongan seperti pada gambar dibawah ini:

General Recommendations for Turning Operations							
Workpiece material	Cutting tool	General-purpose starting conditions			Range for roughing and finishing		
		Depth of cut, mm	Feed, mm/rev	Cutting speed, m/min	Depth of cut, mm	Feed, mm/rev	Cutting speed, m/min
Low-C and free machining steels	Uncoated carbide	1.5–6.3	0.35	90	0.5–7.6	0.15–1.1	60–135
	Ceramic-coated carbide	"	"	245–275	"	"	120–425
	Triple-coated carbide	"	"	185–200	"	"	90–245
	TiN-coated carbide	"	"	105–150	"	"	60–230
	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ceramic	"	0.25	395–440	"	"	365–550
	Cermet	"	0.30	215–290	"	"	105–455
Medium and high-C steels	Uncoated carbide	1.2–4.0	0.30	75	2.5–7.6	0.15–0.75	45–120
	Ceramic-coated carbide	"	"	185–230	"	"	120–410
	Triple-coated carbide	"	"	120–150	"	"	75–215
	TiN-coated carbide	"	"	90–200	"	"	45–215
	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ceramic	"	0.25	335	"	"	245–455
	Cermet	"	0.25	170–245	"	"	105–305
Cast iron, gray	Uncoated carbide	1.25–6.3	0.32	90	0.4–12.7	0.1–0.75	75–185
	Ceramic-coated carbide	"	"	200	"	"	120–365
	TiN-coated carbide	"	"	90–135	"	"	60–215
	Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> ceramic	"	0.25	455–490	"	"	365–855
	SiN ceramic	"	0.32	730	"	"	200–990

**Gambar 2. 11** *General Recommendation for Turning Operation* (Kalpakjian & Schmid, 2009)

### 2.1.7 Validasi

Validasi didefinisikan sebagai penentuan bahwa teori dan asumsi yang mendasari model konseptual adalah benar dan bahwa representasi model dari entitas masalah adalah "*reasonable*" untuk tujuan model yang dimaksudkan (Sargent, 2015).

Uji *independent sample t-test* digunakan untuk mengetahui perbedaan rata-rata dua populasi/kelompok data yang independent. (Nuryadi et al., 2017). Pada metode ini pengambilan data antara kelompok pertama ( $n_1$ ) dan kelompok kedua ( $n_2$ ) diasumsikan kurang dari 30 ( $n_1$  dan  $n_2 < 30$ ). Hipotesa yang digunakan sebagai berikut:

$$H_0: \mu_1 = \mu_2$$

$$H_i: \mu_1 \neq \mu_2$$

Dengan  $H_0$  mempunyai arti bahawa terdapat hubungan antara distribusi data kelompok pertama dan kedua, sementara  $H_i$  tidak terdapat hubungan antara data dan rata-rata kelompok pertama dan kedua.

Uji T *independent* ini memiliki asumsi/syarat yang harus dipenuhi, yaitu:

- Data berdistribusi normal
- Kedua kelompok data independent (bebas)
- Variabel yang dihubungkan berbentuk numerik dan kategorik (hanya dengan 2 kelompok)

Adapun rumus dari *Independent sample t-test*, yaitu:

$$t_{hit} = \frac{\mu_A - \mu_B}{\sqrt{\left[ \frac{\left( \sum A^2 - \frac{(\sum A)^2}{n_A} \right) + \left( \sum B^2 - \frac{(\sum B)^2}{n_B} \right)}{n_A + n_B - 2} \right]} \times \left[ \frac{1}{n_A} + \frac{1}{n_B} \right]} \quad (2.31)$$

Dimana,

- $\mu_A$  = Rata-rata hasil simulasi
- $\mu_B$  = Rata-rata hasil eksperimen
- $(\sum A)^2$  = Kuadrat jumlah dari data simulasi
- $(\sum B)^2$  = Kuadrat jumlah dari data eksperimen
- $n_A$  = Jumlah sampel dari data simulasi
- $n_B$  = Jumlah sampel dari data eksperimen
- $\sum A^2$  = Jumlah kuadrat dari data simulasi
- $\sum B^2$  = Jumlah kuadrat dari data eksperimen

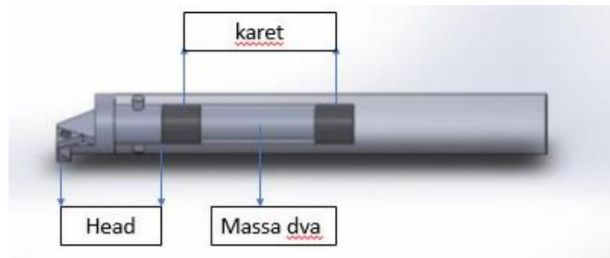
Interpretasi:

- Untuk menginterpretasikan uji-t, terlebih dahulu harus ditentukan:
  - Nilai signifikansi  $\alpha$
  - Interval confidence =  $1 - \alpha$
  - Df (*degree of freedom*) =  $N - K$ , khusus untuk *independent t-test*,  
 $Df = (n_1 + n_2) - 2$
- Bandingkan nilai  $t_{hit} - t_{tab}$
- Apabila:
  - $t_{hit} > t_{tab}$  → berbeda signifikansi ( $H_0$  ditolak)
  - $t_{hit} < t_{tab}$  → tidak berbeda secara signifikansi ( $H_0$  diterima)

## 2.1 Tinjauan Pustaka

Pada tahun 2020 dilakukan penelitian mengenai aplikasi *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) pada *boring bar* mesin bubut untuk meningkatkan kinerja mesin dan kualitas hasil boring (Pratikto, 2020). Penelitian dengan judul “Permodelan dan Simulasi Pengaruh Kekakuan Karet DVA pada Boring Bar terhadap Reduksi Getaran Boring Bar pada Proses Permesinan” ini dilakukan dengan simulasi menggunakan *software* ANSYS dengan permodelan seperti ditunjukkan pada gambar 2.12 berikut.

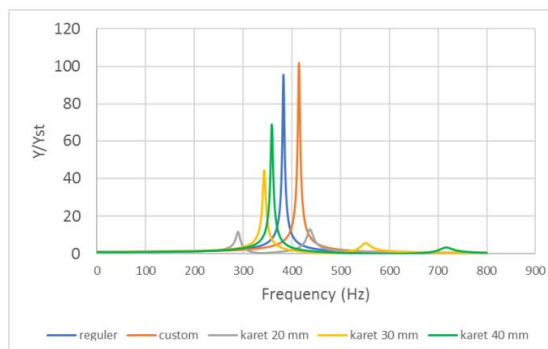




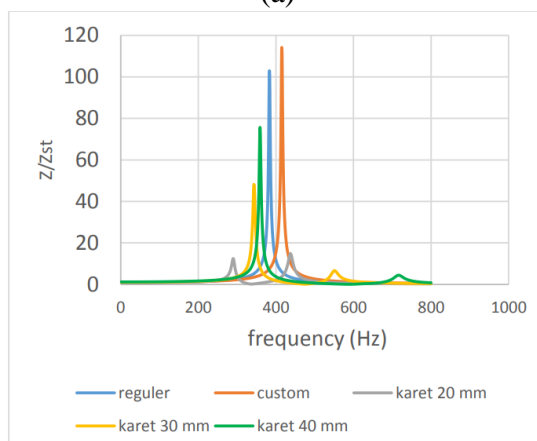
**Gambar 2. 12** Design Boring Bar (Pratikto, 2020)

Simulasi dilakukan dengan model *boring bar* material AISI 1045 L/D 8 dengan panjang 256 mm dan diameter 32 mm dengan DVA dan tanpa DVA. DVA diletakkan didalam *boring bar* dengan desain massa absorber berbentuk *cylinder* dengan material tungsten carbide, panjang 90 mm dan diameter 16 mm, pada pada kedua ujung massa *absorber* dilapisi karet bermaterial *natural rubber* sebagai kekakuan DVA dengan diameter luar 21 mm dengan variasi panjang karet 20 mm, 30 mm, 40 mm seperti pada gambar berikut:

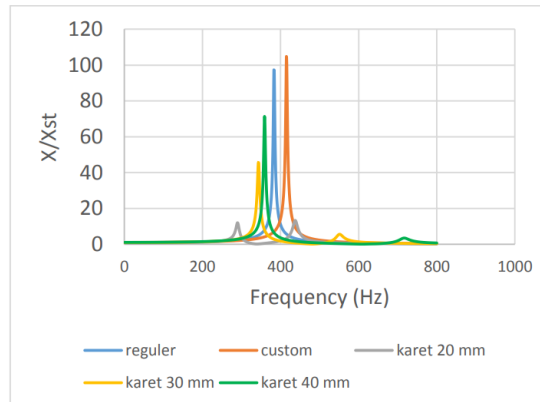
Pada penelitian ini diberikan variasi putaran spindle 250 rpm, 370 rpm, 630 rpm, 920 rpm dengan gaya  $F_c$ ,  $F_t$ ,  $F_r$  pada ujung *insert boring bar*, *depth of cut* 0.4 mm dan *feed rate* 0.1 mm. Penelitian ini digunakan simulasi *modal* yang dihubungkan dengan *harmonic response* pada software ANSYS workbench dengan beberapa inputan seperti *Engineering Data* dan *Geometry* diuji dengan *output deformation frequency response* pada tepi insert arah sumbu-x, sumbu-y, sumbu-z, dan *frequency response* pada *body mass ring* arah sumbu-y.



(a)



(b)



(c)

**Gambar 2. 13** Bode Diagram Boring Bar (a) Y-Direction (Tangential), (b) Z-Direction (Axial), and (c) X-Direction (Radial) (Pratikto, 2020)

Dari simulasi yang telah dilakukan, diperoleh grafik *bode diagram* seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.13 diatas. Dari grafik didapatkan jika hasil semakin besar nilai konstanta kekakuan DVA maka akan membuat grafik *bode diagram* semakin bergeser kekanan. Bertambahnya nilai konstanta kekakuan DVA juga menyebabkan daerah redaman dan daerah stabil semakin lebar. Grafik juga menunjukkan semakin besar konstanta kekakuan DVA maka frekuensi operasi yang dapat digunakan semakin tinggi. Pada DVA karet 20 mm memiliki range 305 – 421 Hz, pada DVA dengan karet 30 mm memiliki range 359 – 519 Hz, dan pada DVA dengan karet 40 mm memiliki range 371 – 658 Hz dimana daerah reduksi paling luas sebesar 288 frekuensi. Sedangkan, untuk hasil reduksi paling optimum didapatkan pada DVA dengan variasi karet 30 mm dimana mampu mereduksi getaran sebesar 79% ketika sistem bekerja pada putaran spindel 370 rpm dengan frekuensi operasi 410 Hz yang mendekati frekuensi natural sistem utamanya.

Kemudian pada tahun 2021 dilakukan penelitian mengenai studi eksperimen analisa reduksi respon getaran pada *boring bar* yang dimodifikasi dengan penambahan DVA dan analisa *chatter* dari permukaan spesimen hasil dari proses permesinan pada *lathe machine* CDL 6241 (Wibowo, 2021).

Penelitian ini menggunakan *boring bar* dengan material AISI 1045 dengan rasio L/D 8, panjang *overall* 256 mm dan panjang *overhang* 150 mm. Memiliki diameter luar 32 mm dan diameter dalam 21 mm, memiliki kedalaman lubang pada bagian depan sepanjang 125 mm sebagai tempat peletakan DVA. Permodelan boring bar yang digunakan dalam eksperimen ini ditunjukkan pada gambar 2.14 berikut.

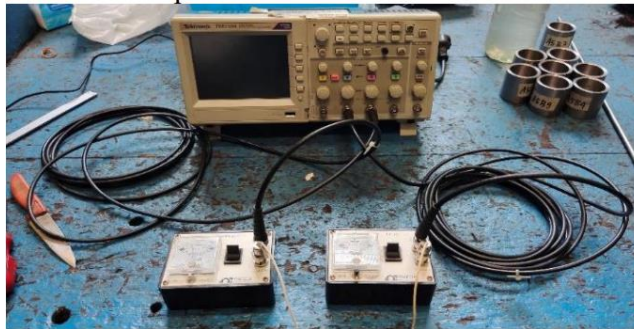


**Gambar 2. 14** Customized Boring Bar (Wibowo, 2021)

Dalam eksperimen ini digunakan variasi berupa kekakuan berdasarkan panjang DVA yang berupa rubber 20 mm, 30 mm, dan 40 mm. Diterapkan juga variasi parameter permesinan dengan memvariasikan putaran *spindle* 320 rpm, 450 rpm, dan 720 rpm; *depth of cut* (d) = 0,05 mm, 0,15 mm, 0,25 mm, dan *feed rate* (f) = 0,1 mm/rev. Gambar 2.15 merupakan instalasi dari eksperimen yang dilakukan.



(a)



(b)

**Gambar 2. 15** (a) *Installation of ST-41 Test Specimen and Boring Bar on CDL 6241 Lathe Machine, and (b) Equipment for Data Reading (Wibowo, 2021)*

Setelah melaksanakan eksperimen, didapatkan beberapa kesimpulan yaitu semakin besar nilai kekakuan DVA maka semakin besar juga kemampuan untuk mereduksi terhadap respon getaran. Pada gambar 2.16 menunjukkan nilai reduksi getaran untuk tiap variasi karet pada sumbu x, y, dan z. Selain itu, semakin besar nilai variasi RPM dan nilai variasi *Depth of Cut* maka semakin besar juga respon getaran yang ditimbulkan.

Variation			Vibration Response NON DVA (m/s <sup>2</sup> )	Vibration Response Using DVA (m/s <sup>2</sup> )					
Code	RPM	Depth Of Cut (mm)	Reguler	20 mm	Reduction	30 mm	Reduction	40 mm	Reduction
B1	320	0,2	0,1076	0,1221	-13%	0,0872	19%	0,0902	16%
B2		0,3	0,1281	0,103	20%	0,1109	13%	0,0992	23%
B3		0,4	0,1675	0,1116	33%	0,122	27%	0,0955	43%
B4	450	0,2	0,1095	0,0951	13%	0,0957	13%	0,0847	23%
B5		0,3	0,1439	0,1008	30%	0,0892	38%	0,108	25%

Variation			Vibration Response NON DVA (m/s <sup>2</sup> )	Vibration Response Using DVA (m/s <sup>2</sup> )					
Code	RPM	Depth Of Cut (mm)	Reguler	20 mm	Reduction	30 mm	Reduction	40 mm	Reduction
B6		0,4	0,1776	0,1055	41%	0,0873	51%	0,1582	11%
B7	720	0,2	0,1285	0,0936	27%	0,0767	40%	0,0848	34%
B8		0,3	0,5472	0,1068	80%	0,1072	80%	0,1004	82%
B9		0,4	0,8	0,1019	87%	0,0925	88%	0,1393	83%

(a)

Variation			Vibration Response NON DVA (m/s <sup>2</sup> )	Vibration Response Using DVA (m/s <sup>2</sup> )					
Code	RPM	Depth Of Cut (mm)	Reguler	20 mm	Reduction	30 mm	Reduction	40 mm	Reduction
B1	320	0,2	0,1071	0,1306	-22%	0,0103	4%	0,0891	17%
B2		0,3	0,1190	0,1129	5%	0,0962	19%	0,0725	39%
B3		0,4	0,1656	0,1115	33%	0,0845	49%	0,101	39%
B4	450	0,2	0,1103	0,103	7%	0,0887	20%	0,0848	23%
B5		0,3	0,2315	0,0873	62%	0,0851	63%	0,0789	66%
B6		0,4	0,3262	0,1022	69%	0,0844	74%	0,1134	65%
B7	720	0,2	0,1234	0,0952	23%	0,0851	31%	0,079	36%
B8		0,3	0,6493	0,0965	85%	0,1163	82%	0,1073	83%
B9		0,4	0,9007	0,0982	89%	0,1002	89%	0,1577	82%

(b)

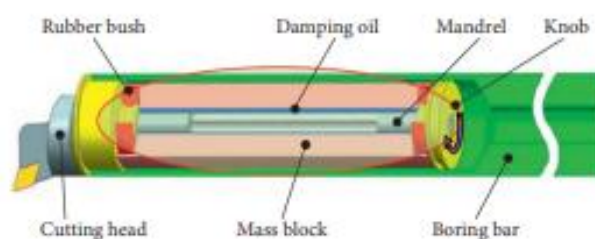
**Gambar 2. 16** The Results of The Reduction on Vibration Response in Each Variation (a) X-Direction, and (b) Y-Direction (Wibowo, 2021)

Gambar 2.17 menunjukkan hasil specimen setelah dilakukan proses *boring* menggunakan *boring bar* dengan penambahan DVA. Penambahan variasi kekakuan DVA terbukti efektif dikarenakan dari 27 spesimen uji dari *boring bar* yang menggunakan DVA terdapat 26 Menjadi halus dan 1 Kasar yaitu pada Variasi B1, Spindle speed 320, DoC 0.2 mm dan dengan nilai reduksi di X-Axis -13% dan Y Axis -22%.

Variasi	Parameter Permesinan		Hasil Permukaan Specimen per Variasi			
	Spindle speed	Depth of Cut	Regular	DVA 20mm	DVA 30mm	DVA 40mm
B <sub>1</sub>	320	0,2				
B <sub>2</sub>	320	0,3				
B <sub>3</sub>	320	0,4				
B <sub>4</sub>	450	0,2				
B <sub>5</sub>	450	0,3				
B <sub>6</sub>	450	0,4				
B <sub>7</sub>	720	0,2				
B <sub>8</sub>	720	0,3				
B <sub>9</sub>	720	0,4				

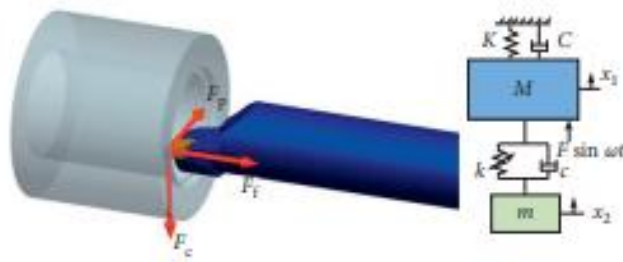
**Gambar 2. 17** ST-41 Test Specimen Results (Wibowo, 2021)

Lalu pada jurnal (Li et al., 2019) melakukan penelitian yang berjudul “*Analysis of the Vibration Characteristics of a Boring Bar with a Variable Stiffness Dynamic Vibration Absorber*”. Dalam penelitian ini, dilakukan simulasi mengenai proses peredaman getaran *boring bar* dengan pemasangan DVA yang terdiri dari *mass block*, *rubber bush*, dan *damping oil* yang ditempatkan di dalam *boring bar*. Sementara itu, untuk parameter seperti massa, konstanta kekakuan, dan frekuensi natural sistem didapatkan dari pengujian yang selanjutnya dimasukkan ke dalam sebuah persamaan kinetik. Permodelan dari boring bar dengan penambahan DVA pada penelitian ini dapat dilihat pada gambar 2.18 dan gambar 2.19.



**Gambar 2. 18** Boring Bar Sketch with The Addition of DVA (Li et al., 2019)

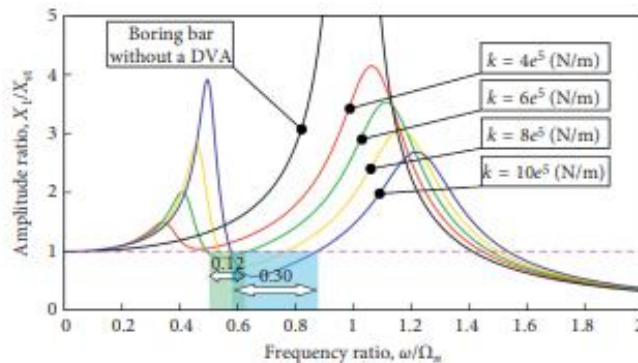




**Gambar 2. 19** Boring Bar Modeling with The Addition of DVA (Li et al., 2019)

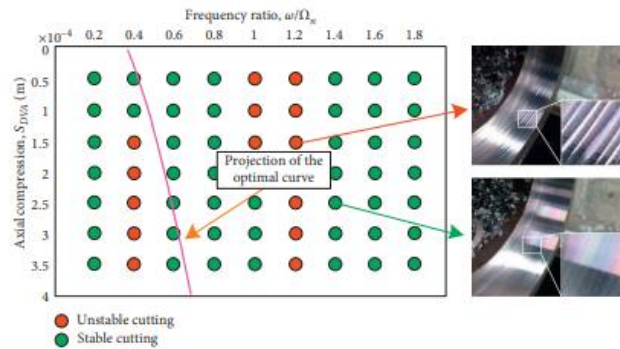
Pada sistem diatas terdapat *mandrel* yang dipasangkan pada *boring bar* dengan tujuan ketika getaran terjadi, energi getaran akan ditransmisikan dari *mandrel* ke *mass block* melalui *rubber bush* dan *damping oil*. Selain itu terdapat *knob* yang berfungsi untuk mengatur kekakuan DVA pada arah radial. Ketika *knob* diputar *clockwise* maka kekakuan DVA pada arah radial meningkat dan sebaliknya ketika diputar *counterclockwise* maka kekakuan DVA pada arah radial akan menurun.

Gambar 2.20 menunjukkan grafik hasil simulasi. Dari grafik, kurva hitam menunjukkan rasio amplitudo sistem utama tanpa DVA, sedangkan kurva merah, hijau, kuning, dan biru menunjukkan sistem utama setelah penambahan DVA. Untuk *boring bar* tanpa DVA, rasio amplitudonya akan memiliki nilai tak hingga pada frekuensi naturalnya yang berarti *boring bar* bekerja dalam keadaan resonansi. Sementara, ketika DVA ditambahkan pada sistem utama maka frekuensi natural terpecah menjadi dua puncak dan nilai amplitudonya akan menurun. Dengan meningkatnya nilai konstanta kekakuan DVA maka kedua puncak akan bergerak ke kanan, rasio amplitudo puncak kiri meningkat, dan rasio amplitudo puncak kanan akan menurun.



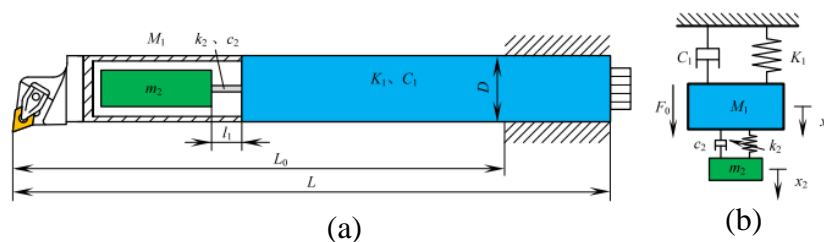
**Gambar 2. 20** Amplitude and Frequency Ratio Graph (Li et al., 2019)

Pada penelitian ini juga digunakan eksperimen untuk divalidasi dengan hasil simulasi. Benda kerja yang digunakan menggunakan material C45E4 dengan dimensi diameter dalam 100 mm dan diameter luar 160 mm. Untuk mengetahui gaya potong dan momen digunakan dinamometer. Sementara, frekuensi eksitasi dapat disesuaikan dengan mengubah kecepatan *spindle*. Dari eksperimen diperoleh gambar seperti pada gambar 2.21 dibawah yang menunjukkan pemotongan stabil dan tidak stabil. Pada gambar 2.21 terdapat garis berwarna merah muda merupakan kurva optimal dari sistem. Sehingga ketika parameter pemotongan dipilih mendekati kurva optimal tersebut, maka *boring bar* akan bekerja stabil.



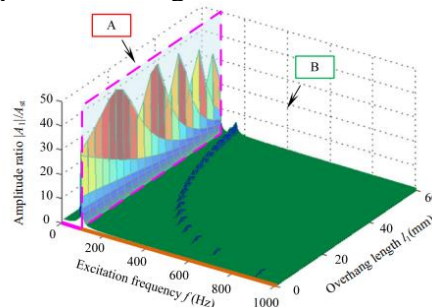
**Gambar 2. 21** Stable and Unstable Cutting Experimental Results (Li et al., 2019)

Selanjutnya, pada jurnal (Liu et al., 2018) yang berjudul “Analysis of The Vibration Characteristics and Adjustment Method of Boring Bar With A Variable Stiffness Vibration Absorber” dilakukan simulasi untuk mengetahui karakteristik getaran dari boring bar dengan penambahan variable stiffness dynamic vibration absorber (VSDVA). Kemudian, performa reduksi getaran hasil dari simulasi divalidasi dengan hasil eksperimen. VSDVA dipasang pada cavity yang terletak diujung depan dari boring bar. VSDVA terdiri dari massa absorber dan telescopic cantilever beam. Telescopic cantilever beam ini terkoneksi dengan mekanisme pengaturan yang terletak pada bagian belakang boring bar. Untuk mendapatkan reduksi getaran yang optimal dapat dilakukan dengan mengatur kekakuan dari VSDVA. Gambar 2.22 menunjukkan permodelan boring bar yang digunakan dalam penelitian ini. Boring bar memiliki diameter 40 mm, dengan panjang overhang 600 mm, dan total panjang 756 mm.



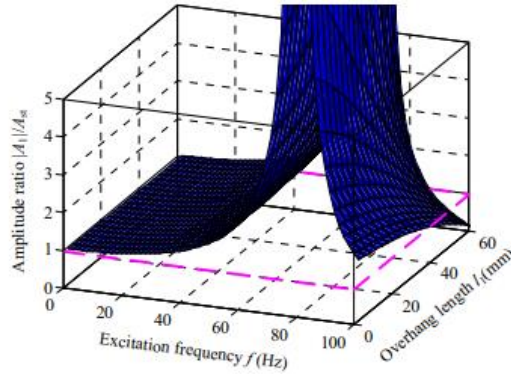
**Gambar 2. 22** (a) Boring Bar Structure with VSDVA (b) Dynamic Model Boring Bar with VSDVA (Liu et al., 2018)

Hasil dari simulasi didapatkan kurva luasan dari rasio amplitudo yang ditunjukkan pada gambar 2.23. Performa dari reduksi getaran dipengaruhi oleh dua faktor utama, yaitu frekuensi eksitasi ( $f$ ) dan panjang overhang ( $l$ ) dari VSDVA. Dari grafik terdapat dua daerah yang ditunjukkan, A dan B. Puncak-puncak pada daerah A secara signifikan lebih besar dari puncak-puncak wilayah B. Ketika rasio amplitudo lebih dari satu maka getaran pada mesin akan terjadi. Sementara itu, ketika rasio amplitudo kurang dari satu, maka akan terjadi reduksi getaran.

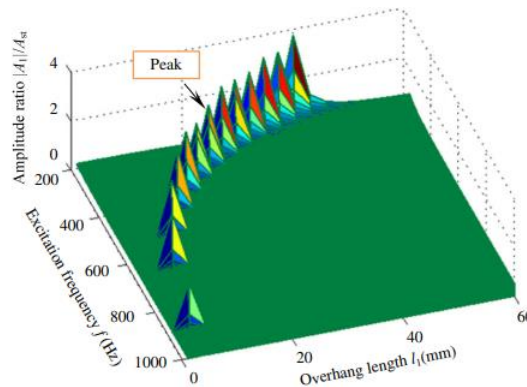


**Gambar 2. 23** Area Curve of Amplitude Ratio (Liu et al., 2018)

Gambar 2.24 menunjukkan kurva luasan daerah A yang diperbesar. Dari grafik tersebut dapat diketahui ketika frekuensi eksitasi meningkat maka rasio amplitudo juga meningkat kemudian menurun. Nilai rasio amplitudo hamper selalu lebih dari 1, yang berarti pada boring bar terjadi getaran. Oleh karena itu daerah A adalah daerah yang harus dihindari. Gambar 2.25 menunjukkan kurva luasan daerah B yang diperbesar. Pada daerah B puncak akan bergeser ke kanan dan menjadi lebih kecil dengan meningkatnya frekuensi eksitasi.



**Gambar 2. 24 Area Curve A** (Liu et al., 2018)

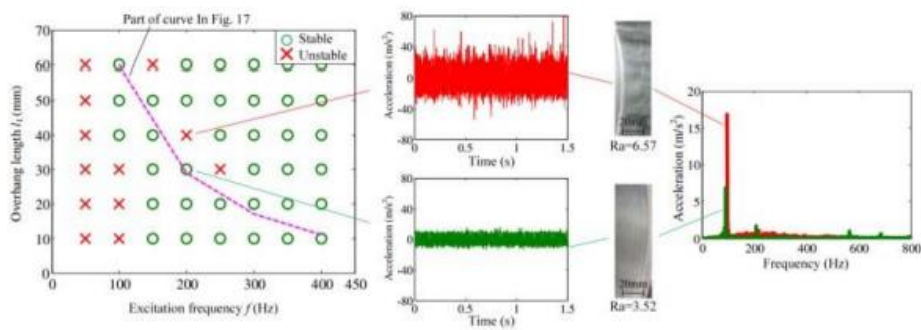


**Gambar 2. 25 Area Curve B** (Liu et al., 2018)

Selanjutnya eksperimen dilakukan pada CNC lathe CKA6150 dengan material benda kerja C45E4, panjang 350 mm, diameter luar 150 mm, diameter dalam 100 mm. Dalam percobaan, gaya potong ( $F_z$ ) diukur untuk mendapatkan frekuensi eksitasi. Kemudian penyesuaian frekuensi eksitasi untuk boring bar diatur dengan mengubah kecepatan spindle. Parameter yang digunakan dalam eksperimen adalah *feed rate* sebesar 0,2 mm/rev dan *depth of cut* sebesar 0,15 mm. Sedangkan untuk variasi yang digunakan adalah frekuensi eksitasi dengan rentang 50-400 Hz dan panjang *overhang* VSDVA dengan rentang 0-60 mm.

Dari hasil eksperimen didapatkan diagram stabil dan tidak stabil seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.26. Pada gambar 2.26 tanda silang warna merah menandakan daerah yang tidak stabil. Sementara lingkaran berwarna hijau menunjukkan daerah stabil. Terdapat garis berwarna merah muda merupakan kurva optimal dari sistem. Sehingga ketika parameter pemotongan dipilih mendekati kurva optimal tersebut, maka *boring bar* akan bekerja stabil dan getaran berebih dapat dihindari.





**Gambar 2. 26** *Stable and Unstable Diagram* (Liu et al., 2018)

Pada tahun 2017, penelitian mengenai *chatter* pada proses *turning* diteliti oleh (Obinna et al., 2017) pada penelitiannya yang berjudul “*Evaluation of Chatter Vibration Frequency in CNC Turning of 4340 Alloy Steel Material*”. Penelitian ini menggunakan metode eksperimen menggunakan insert karbida TPG 322 pada Fancu 0i TC CNC *lathe*. Hasil dari eksperimen diukur dengan menggunakan DTO 32105 *frequency analyzer* dan MXC-1600 *digital frequency counter*. Selain itu, dilakukan juga perhitungan model matematis menggunakan persamaan (Okokpujie and Okonkwo, 2015) sebagai berikut:

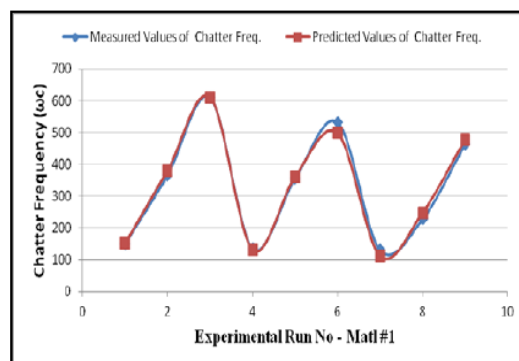
$$\omega_c = 17.0 - 0.566 v + 3971 f + 155 d \quad (2.32)$$

Frekuensi *chatter* yang didapat dari hasil eksperimen dan perhitungan matematis dilakukan perbandingan dan dihitung besar persentase deviasi menggunakan persamaan:

$$\varphi_i = \left( \frac{F_{ch(m)} - F_{ch(e)}}{F_{ch(e)}} \right) \times 100\% \quad (2.33)$$

S/N	Speed (v)	Feed Rate (f)	Depth of Cut (d)	Chatter Freq $\omega_c$ (e)	Predicted y values $\omega_c$ (m)	Percentage deviation ( $\varphi_i$ )
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

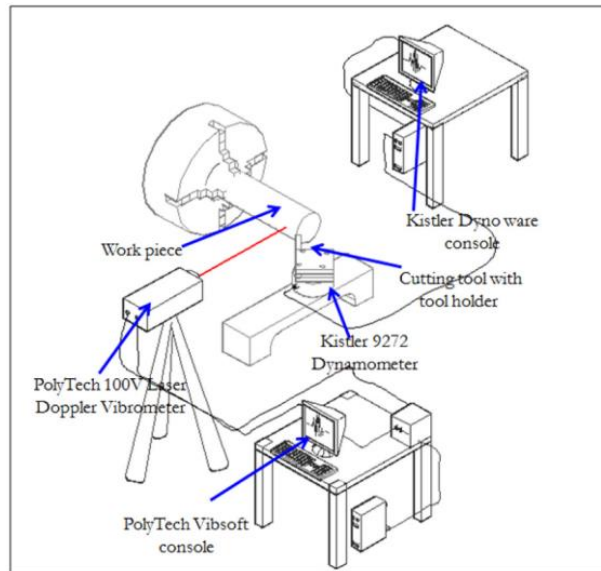
**Gambar 2. 27** *Comparison of Data Based on Experimental Results and Predictive Results* (Obinna et al., 2017)



**Gambar 2. 28** *Chatter Frequency Graph Based on Experimental Results and Prediction Results* (Obinna et al., 2017)

Dari penelitian tersebut didapat kesimpulan bahwa model matematika dapat memprediksi frekuensi *chatter* dengan akurasi sebesar 99,5%. Kombinasi parameter permesinan yang memiliki nilai frekuensi *chatter* yang paling optimal yaitu dengan *spindle speed* 320 m/min, *feed rate* 0,05 mm/rev, *depth of cut* 0,5 mm, dengan nilai frekuensi *chatter* sebesar 130 Hz. Selain itu, parameter permesinan yang paling mempengaruhi hasil frekuensi *chatter* adalah *feed rate* sebesar 89,94%. Sedangkan untuk parameter *cutting speed* berdampak sebesar 5,79% dan *depth of cut* sebesar 3,92%.

Tinjauan pustaka selanjutnya terkait pengaruh variasi parameter proses terhadap amplitudo perpindahan getaran dan keausan pahat yaitu jurnal penelitian dari (Prasad & Babu, 2017) yang berjudul “*Correlation Between Vibration Amplitude and Tool Wear in Turning: Numerical and Experimental Analysis*”. Penelitian ini dilakukan pada proses pembubutan baja AISI 4140 dengan menggunakan *uncoated carbide insert* DNMA 432 dengan menggunakan metode eksperimen dan analisa numerik. Gambar 2.29 merupakan instalasi dari eksperimen yang dilakukan.



**Gambar 2. 29** *Schematic Representation of Experimental Setup Used* (Prasad & Babu, 2017)

Dalam penelitian dijelaskan bahwa analisis pengaruh amplitudo perpindahan dan keausan pahat merupakan fungsi dari *input* parameter berupa *rotational speed* (N), *feed rate* (f), *depth of cut* (d), dan *workpiece hardness* (H). Analisis numerik dilakukan menggunakan persamaan matematis yang didapatkan dengan metode regresi. Persamaan 2.34 menunjukkan persamaan matematis untuk menghitung amplitudo perpindahan dan untuk persamaan 2.35 menunjukkan persamaan matematis untuk menghitung keausan pahat.

$$\begin{aligned}
 Disp_{num} = & 43.92 + 4.8N + 2.11f + 2.36d + 26.1H - 20.22N^2 + 8.1f^2 \\
 & - 1.24d^2 + 13.54H^2 - 6.1(N.f) - 3.22(N.d) + 32.28(N.H) \\
 & + 2.10(f.d) - 22.78(f.H) - 1.12(d.H)
 \end{aligned} \tag{2.34}$$

$$\begin{aligned}
 VB_{num} = & 0.267 + 0.09N + 0.02f + 0.011d + 0.054H - 0.03N^2 + 0.021f^2 \\
 & - 0.002d^2 + 0.06H^2 - 0.058(N.f) - 0.025(N.d) + 0.201(N.H) \\
 & + 0.0225(f.d) - 0.109(f.H) - 0.026(d.H)
 \end{aligned} \tag{2.35}$$

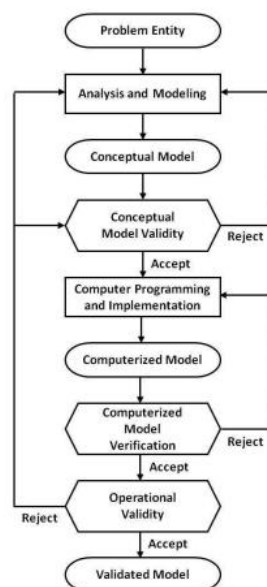
Gambar 3.20 menunjukkan hasil dari metode eksperimen dan analisis numerik didapatkan.

Test condition	Cutting speed (N)	Feed rate (f)	Depth of cut (d)	Hard-ness (H)	Displacement, Disp (μm)		Flank wear, VB (mm)	
					Experimental	FE predicted	Experimental	FE predicted
TC 1-1	538	0.08	0.5	152.5	12	11.60	0.08	0.074
TC 1-2	538	0.08	0.8	153.5	14	13.88	0.10	0.092
TC 1-3	538	0.08	1.5	155.5	16	15.80	0.12	0.1260
TC 1-4	538	0.4	0.5	157	18	17.56	0.14	0.1288
TC 1-5	538	0.4	0.8	158.5	21	20.05	0.17	0.1685
TC 1-6	538	0.4	1.5	160	26	24.92	0.19	0.1748
TC 1-7	538	0.8	0.5	161.5	28	27.40	0.2	0.197
TC 1-8	538	0.8	0.8	164	30	29.60	0.24	0.228
TC 1-9	538	0.8	1.5	167	32	31.60	0.26	0.263
TC 2-1	836	0.08	0.5	153.5	16	15.72	0.15	0.138
TC 2-2	836	0.08	0.8	153	20	19.69	0.15	0.145
TC 2-3	836	0.08	1.5	155	22	21.24	0.17	0.164
TC 2-4	836	0.4	0.5	157	24	23.20	0.21	0.205
TC 2-5	836	0.4	0.8	158.5	32	30.44	0.26	0.249
TC 2-6	836	0.4	1.5	160	42	41.25	0.31	0.305
TC 2-7	836	0.8	0.5	162	50	47.50	0.32	0.314
TC 2-8	836	0.8	0.8	164	60	58.58	0.32	0.319
TC 2-9	836	0.8	1.5	169	72	70.24	0.33	0.320
TC 3-1	1135	0.8	0.5	155	12	11.71	0.21	0.209
TC 3-2	1135	0.8	0.8	158	16	14.72	0.24	0.225
TC 3-3	1135	0.8	1.5	159	22	21.10	0.26	0.262
TC 3-4	1135	0.4	0.5	162	26	24.92	0.36	0.332
TC 3-5	1135	0.4	0.8	164	38	37.90	0.39	0.395
TC 3-6	1135	0.4	1.5	165	48	47.16	0.41	0.392
TC 3-7	1135	0.8	0.5	168	60	58.55	0.43	0.428
TC 3-8	1135	0.8	0.8	170	72	70.24	0.46	0.453
TC 3-9	1135	0.8	1.5	173	84	83.20	0.49	0.485

**Gambar 2. 30** Schematic Representation of Experimental Setup Used (Prasad & Babu, 2017)

Kesimpulan akhir dari penelitian ini yaitu persamaan matematis yang didapat dengan menggunakan metode regresi linier berganda yang dikembangkan untuk menetapkan korelasi antara parameter pemotongan terhadap amplitudo perpindahan dan keausan pahat sangat akurat dan efektif dengan nilai koefisien regresi sebesar 0,9. Dari pengamatan ekperimental menunjukkan bahwa nilai amplitudo perpindahan meningkat seiring dengan tingkat kekerasan benda kerja (H), kedalaman potong (d), dan kecepatan putar (N). *Trendline* serupa juga didapatkan pada nilai keausan pahat. Pada metode numerik juga didapatkan hasil yang serupa, yaitu amplitudo perpindahan dan keausan pahat sangat dipengaruhi oleh faktor-faktor parameter permesinan.

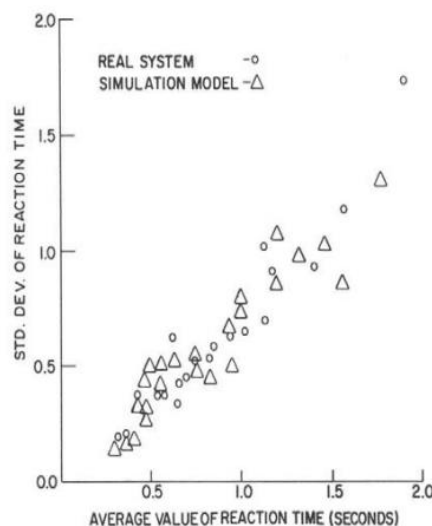
Selanjutnya terkait validasi ada pada jurnal yang berjudul “An Introductory Tutorial on Verification and Validation of Simulation Models” dijelaskan terkait verifikasi dan validasi model simulasi dengan tujuan untuk menentukan apakah model yang dibuat sudah benar untuk penggunaan atau tujuan tertentu (Sargent, 2015). Dalam proses pengembangan model, verifikasi dan validasi berhubungan satu sama lain, untuk menjelaskan hubungan tersebut dapat dijelaskan pada gambar 2.29 berikut.



**Gambar 2. 31** The Model Development Iterative Process (Sargent, 2015)

Pada grafik proses pengembangan model, hal yang pertama dilakukan adalah entitas masalah yang didapatkan dari suatu sistem nyata, situasi, kebijakan, atau fenomena. Setelah itu, menyusun *conceptual model*, yaitu model representasi matematis/logis/grafis dari entitas masalah. Dalam penyusunan *conceptual model* diperlukan validasi untuk menentukan bahwa teori dan asumsi yang digunakan benar. *Conceptual model* akan dikembangkan melalui pemrograman komputer untuk mendapatkan model *computerized model*. *Computerized model* perlu dilakukan verifikasi untuk memastikan bahwa pemrograman komputer dan implementasi dari model konseptual sudah benar. Dari simulasi yang dilakukan komputer akan didapatkan kesimpulan tentang entitas masalah. Ketika menjalankan pemrograman pada komputer, perlu dipastikan bahwa output dari model memiliki akurasi sesuai dengan tujuan model tersebut (*operational validation*). Semua data yang digunakan dalam membangun model, evaluasi/pengujian model, dan simulasi harus sudah memadai dan benar (*data validity*). Jika semua proses telah dilakukan maka akan didapatkan model yang valid.

Ada tiga pendekatan dasar yang digunakan untuk membandingkan *output* dari model simulasi agar sesuai dengan *real system*: (1) penggunaan grafik perbandingan data untuk membuat keputusan subjektif, (2) penggunaan interval keyakinan untuk membuat tujuan atau keputusan, dan (3) penggunaan uji hipotesis untuk membuat keputusan yang objektif. Contoh dari grafik perbandingan antara model simulasi dan *real system* dapat dilihat pada gambar 2.30 berikut.



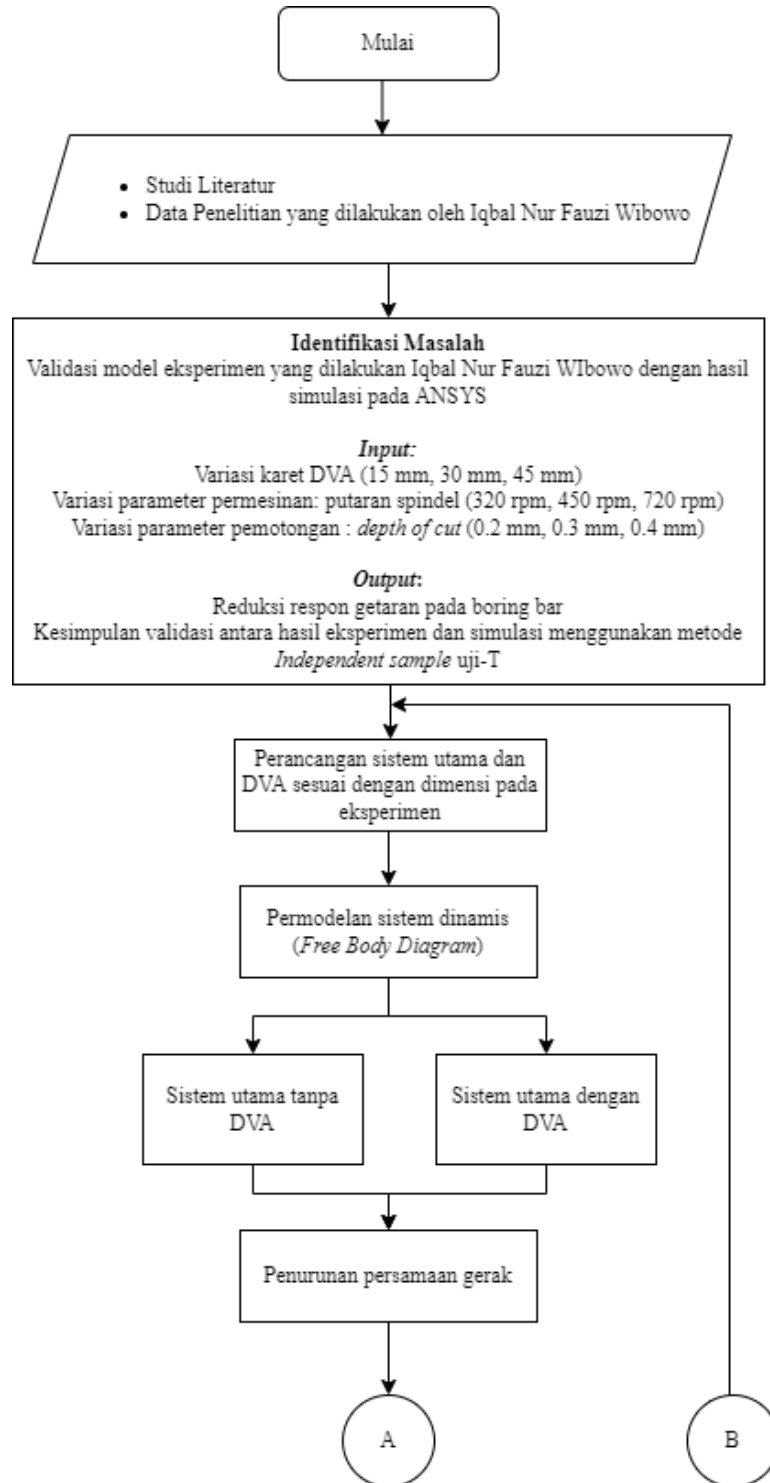
**Gambar 2. 32** *Graphical Comparisons of Data* (Sargent, 2015)

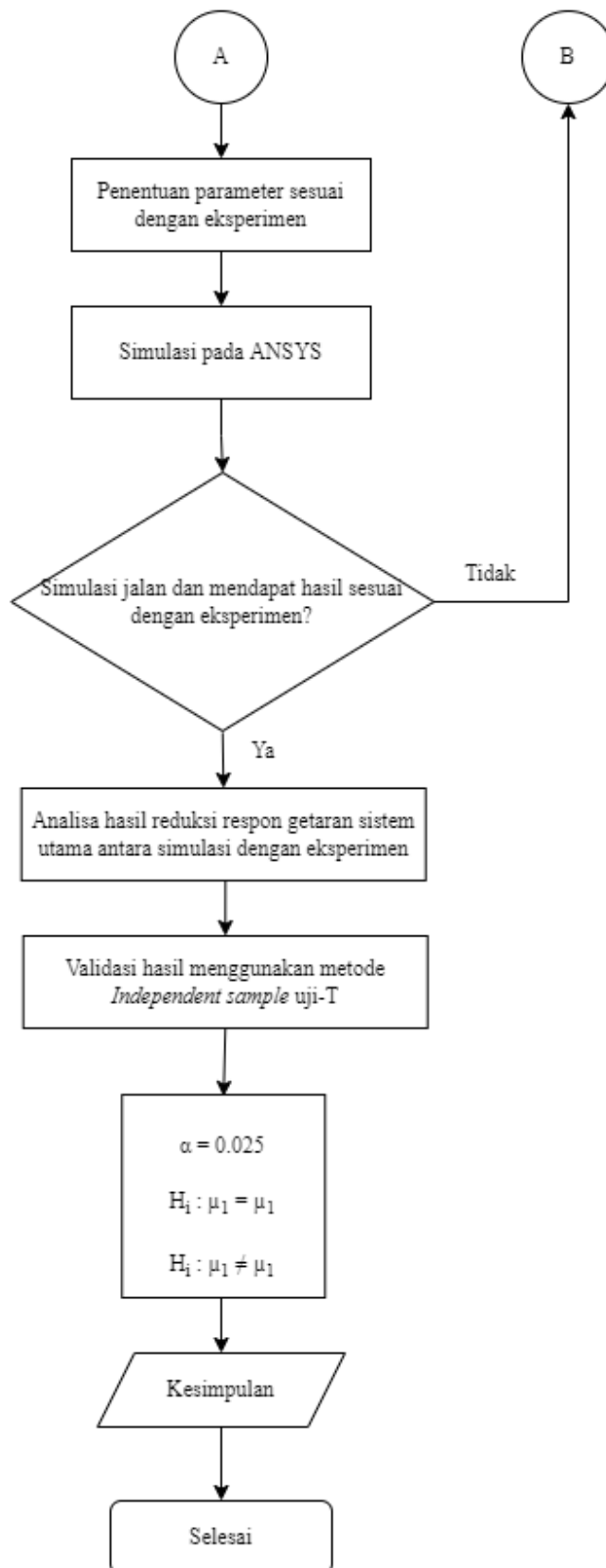
Interval keyakinan (c.i.), dapat diperoleh dari perbedaan antara rata-rata, varians, dan distribusi model simulasi yang berbeda dan keluaran sistem untuk setiap rangkaian kondisi eksperimental. Sedangkan, uji hipotesis dapat digunakan dalam perbandingan rata-rata, varians, distribusi, dan deret waktu dari variabel *output* model dan sistem untuk setiap rangkaian kondisi eksperimental untuk menentukan apakah hasil *output* model simulasi memiliki kisaran akurasi yang dapat diterima. Setelah melakukan verifikasi dan validasi model maka dibuat dokumentasi untuk meyakinkan terkait “kebenaran” model dan hasilnya.

## BAB III METODOLOGI PENELITIAN

### 3.1 *Flowchart* Penelitian

Dalam penulisan tugas akhir ini terdapat langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian yang ditunjukkan melalui *flowchart* pada gambar 3.1.





**Gambar 3. 1** Research Flowchart

### 3.2 Metode Penelitian

Berikut adalah penjelasan dari *flowchart* penelitian seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.1 diatas.

#### 3.2.1 Studi Literatur

Pada tahap ini dilakukan pengumpulan teori yang berhubungan dengan *multi degree of freedom*, *base motion vibration*, *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*, mesin bubut. dan mengenai penerapan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)* di mesin perkakas. Studi literatur didapat dari buku, jurnal ilmiah, maupun penelitian-penelitian terdahulu.

#### 3.2.2 Identifikasi Masalah

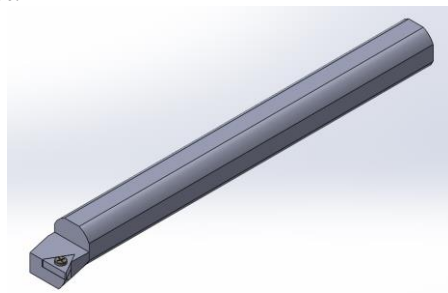
Pada Tugas Akhir ini masalah diidentifikasi dari hasil penelitian terdahulu yang dilakukan oleh Iqbal Nur Fauzi Wibowo mengenai studi eksperimental dan analisis reduksi respon getaran pada boring bar dengan DVA jenis rubber serta efek chatter pada proses pengeboran dengan mesin bubut. Dari hasil penelitian terdahulu tersebut akan dilakukan validasi antara hasil eksperimen dan simulasi menggunakan metode validasi *Independent Sample T-Test*. Dalam identifikasi masalah ini terdapat *input* dan *output* yang digunakan, *Input* berupa variasi kekakuan karet DVA berdasarkan panjangnya (15 mm, 30 mm, 45 mm), putaran spindle (320 rpm, 450 rpm, 720 rpm), dan *Depth of cut* (0.2mm, 0.3mm, 0.4mm). Sedangkan *output* merupakan hasil yang didapatkan dalam penelitian ini, yaitu berupa reduksi respon getaran sistem utama terhadap *boring bar*.

#### 3.2.3 Perancangan Mekanisme Sistem Utama dan DVA

Rancangan sistem pada penelitian ini terdiri dari sistem utama yaitu *boring bar* dan *Dynamic Vibration Absorber (DVA)*.

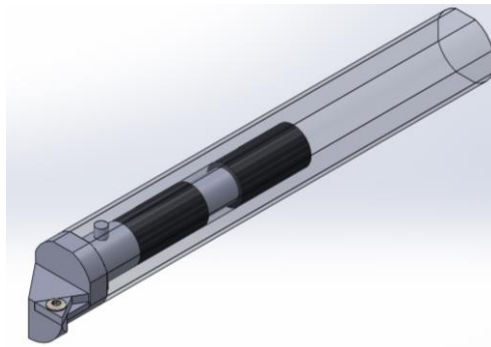
##### 3.2.3.1 Mekanisme Sistem Utama

Sistem utama yang digunakan pada penelitian ini berupa *boring bar*. *Boring bar* yang digunakan ada dua, yaitu *regular boring bar* dan *customized boring bar*. Rancangan sistem *regular boring* memiliki dimensi diameter 23 mm, panjang total 250 mm, dan panjang overhang 150 mm. Material dari *regular boring bar* adalah AISI 4340. Desain *regular boring bar* dapat dilihat pada gambar 3.2 berikut.



**Gambar 3. 2** *Design Regular Boring Bar*

Ketika proses pengeboran *boring bar* akan menerima gaya eksitasi pada bagian depan. Gaya eksitasi tersebut berasal dari gesekan antara *insert* pada *boring bar* dengan benda kerja yang berputar. Untuk meredam getaran yang terjadi pada arah radial boring bar maka dibuat desain *customized boring bar* dengan adanya penambahan DVA yang diletakkan pada *cavity* yang ada di bagian depan *boring bar*. *Customized boring bar* terdiri dari beberapa komponen antara lain *body*, *head*, *insert*, *bolt*, dan *pin*. Rancangan sistem *customized boring bar* yang sudah dipasangkan DVA ditunjukkan pada gambar 3.3 berikut.

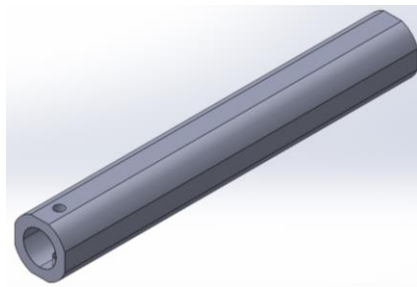


**Gambar 3. 3** *Design Customized Boring Bar*

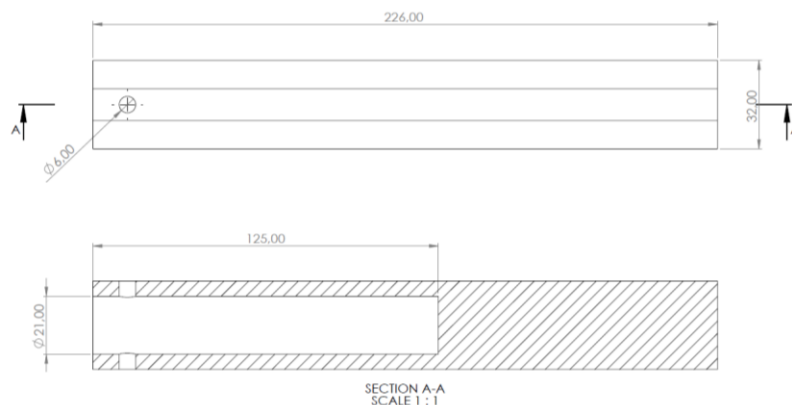


**Gambar 3. 4** *Customized Boring Bar Top View*

Komponen *customized boring bar* yang pertama adalah *body*, bagian ini dibuat dengan material AISI 1045. *Body* tersebut mempunyai panjang overhang 150 mm dan diameter sebesar 32 mm. Pada bagian depan diberi *cavity* dengan panjang 125 mm dan diameter 21 mm. Pada bagian depan *cavity* terdapat lubang dengan diameter 6 mm sebagai tempat masuknya pin, untuk mengunci bagian *head* dengan *body*. Desain dimensi *cavity* dibuat dengan mempertimbangkan nilai kekakuan *boring bar*. Dimana kekakuan *boring bar* dengan *cavity* tidak berkurang lebih dari 5% dari kekakuan *boring bar* tanpa *cavity*. Ilustrasi model *body customized boring bar* dapat dilihat pada gambar 3.5 berikut.



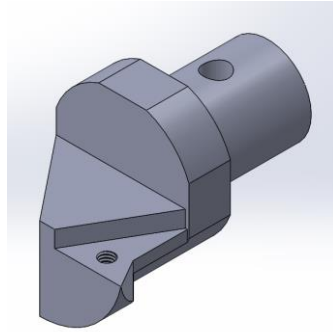
**Gambar 3. 5** *Body Boring Bar*



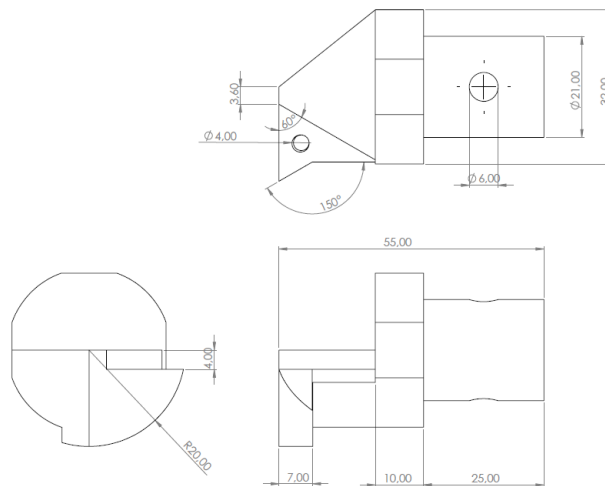
**Gambar 3. 6** *Dimension Body Boring Bar*



Bagian *head* dibuat dengan material AISI 1045. Head memiliki diameter 32 mm dengan panjang keseluruhan 55 mm. Bagian belakang *head* memiliki diameter yang lebih kecil, yaitu 21 mm dengan panjang 25 mm. Pada bagian ini terdapat lubang dengan diameter 6 mm sebagai tempat masuknya pin. Sedangkan, pada bagian ujung depan terdapat tempat untuk meletakkan *insert* berbentuk segitiga. Ilustrasi model *head* dapat dilihat pada gambar 3.7 berikut.

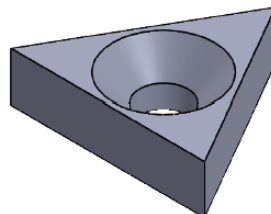


**Gambar 3.7 Head**

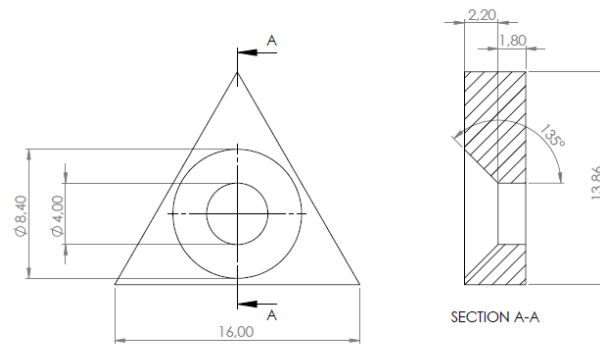


**Gambar 3.8 Dimension Head**

*Insert*, merupakan pisau pahat yang digunakan sebagai pemotong benda kerja. Material yang digunakan adalah *coated carbide* dengan model TCMT 16 dan sudut pemotongan 95°. Pada bagian tengah *insert* terdapat lubang tempat baut sebagai *fitting head* dengan *insert*. Baut yang digunakan adalah jenis *Hexalobular Countersunk Raised Head Screw ISO 14584 M4×10* dengan material AISI 1045. Ilustrasi model *insert* dan baut dapat dilihat pada gambar 3.8 berikut.

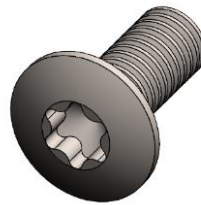


(a)

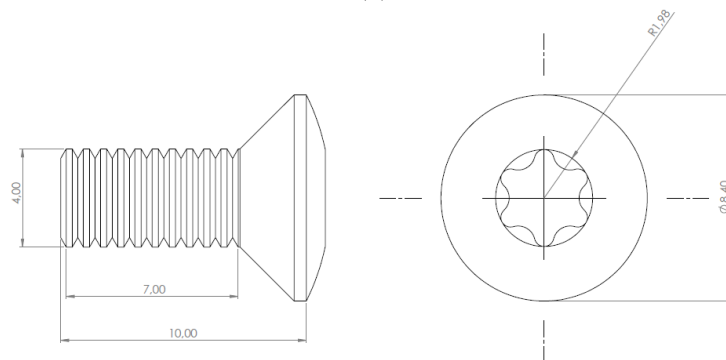


(b)

**Gambar 3. 9** (a) *Insert* (b) *Dimension Insert*



(a)



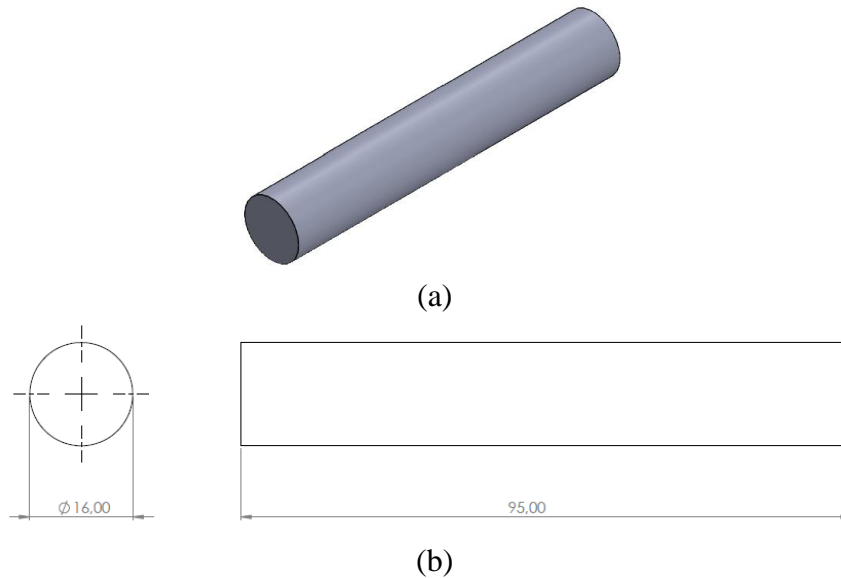
(b)

**Gambar 3. 10** (a) *Bolt* (b) *Dimension Bolt*

### 3.2.3.2 Mekanisme DVA

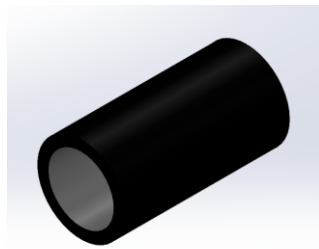
*Dynamic Vibration Absorber* (DVA) pada penelitian ini terdiri dari sebuah massa *absorber* dan kekakuan *absorber* berupa *rubber bush*. DVA diletakkan didalam boring bar. DVA ini akan meredam getaran pada arah radial dengan cara bergerak berlawanan arah dengan arah boring bar ketika gaya eksitasi diberikan.

Gambar 3.11 menunjukan desain dari massa *absorber*. Massa *absorber* terbuat dari material tungsten carbide agar mendapatkan massa yang besar sehingga memperoleh daerah operasional aman yang lebih luas. Massa *absorber* memiliki massa jenis  $15,63 \text{ g/cm}^3$  dan didesain memiliki diameter 16 mm dengan panjang 95 mm. Massa *absorber* akan diletakkan pada bagian *cavity* dari boring bar.



**Gambar 3. 11** (a) *Mass Absorber* (b) *Dimension Mass Absorber*

Kemudian untuk kekakuan *absorber* yang digunakan pada penelitian ini berupa *rubber bush* bebrbentuk *ring* yang diletakkan pada kedua ujung massa *absorber* seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.12. *Rubber bush* memiliki diameter dalam 16 mm dan diameter luar 21 mm dengan panjang yang divariasikan sebesar 15, 30, dan 45 mm. Pada tepi *rubber bush* dan massa *absorber* diberi *clearance* sebesar 2,5 mm guna menghindari gesekan antara massa *absorber* dengan *boring bar*.



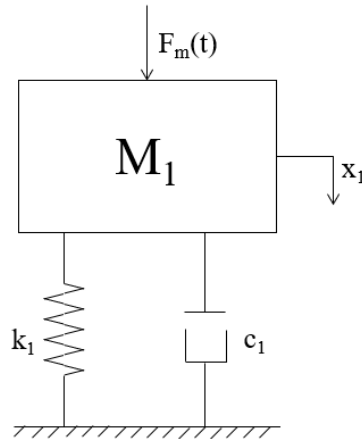
**Gambar 3. 12** *Rubber Bush*

### 3.2.4 Permodelan Sistem Dinamis

Dalam penelitian ini dilakukan permodelan sistem dinamis untuk sistem utama tanpa DVA dan sistem utama dengan DVA. Model yang digambarkan memiliki arah sumbu-X yang searah dengan gaya pengeboran ( $F_m$ ).

#### 3.2.4.1 Sistem Utama Tanpa DVA

Pada gambar 3.13 merupakan permodelan sistem dinamis dari sistem utama tanpa penambahan DVA.



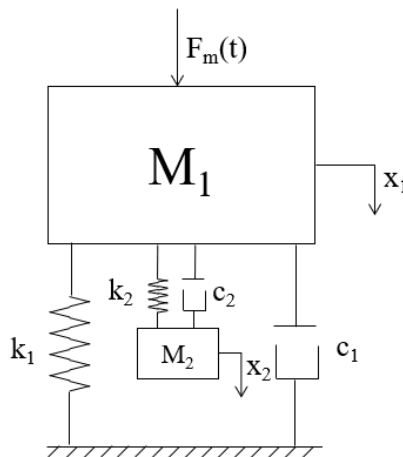
**Gambar 3. 13** *Dynamic Model System Without DVA*

Keterangan:

- $M_1$  : Massa sistem utama
- $C_1$  : Konstanta redam dari sistem utama
- $K_1$  : Konstanta kekakuan dari sistem utama
- $X_1$  : Perpindahan massa dari sistem utama
- $F_m$  : Gaya eksitasi pada sistem utama

### 3.2.4.2 Sistem Utama dengan DVA

Gambar 3.14 merupakan permodelan dinamis dari *boring bar* dengan penambahan DVA.



**Gambar 3. 14** *Dynamic Model System With DVA*

Keterangan:

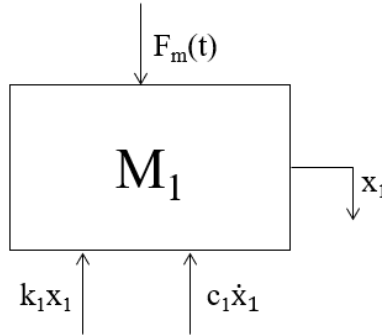
- $M_1$  : Massa sistem utama
- $M_2$  : Massa DVA
- $C_1$  : Konstanta redam dari sistem utama
- $C_2$  : Konstanta redam dari DVA
- $K_1$  : Konstanta kekakuan dari sistem utama
- $K_2$  : Konstanta kekakuan dari DVA
- $X_1$  : Perpindahan massa dari sistem utama
- $X_2$  : Perpindahan massa dari DVA
- $F_m$  : Gaya eksitasi pada sistem utama

### 3.2.5 Penurunan Persamaan Gerak

Berdasarkan model sistem dinamis, dapat dicari persamaan gerak dari sistem utama tanpa DVA dan sistem utama dengan DVA.

#### 3.2.5.1 Sistem Utama Tanpa DVA

Berdasarkan model dinamis pada gambar 3.13 didapat *free body diagram* (FBD) dari sistem utama tanpa DVA.



**Gambar 3. 15** *Free Body Diagram System Without DVA*

Berdasarkan FBD pada gambar 3.15 didapat persamaan gerak translasi boring bar ( $M_1$ ) arah sumbu X untuk sistem utama tanpa DVA sebagai berikut :

$$\sum F = M a \quad (3. 1)$$

$$-k_1x_1 - c_1\dot{x}_1 + F_m(t) = M_1\ddot{x}_1 \quad (3. 2)$$

$$M_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 = F_m(t) \quad (3. 3)$$

Dimana gaya eksitasi merupakan hasil dari gaya tangential/*cutting force* ( $F_c$ ), gaya *radial* ( $F_r$ ), dan gaya aksial/*thrust force* ( $F_t$ ) sehingga dapat didefinisikan sebagai berikut:

$$\vec{F}_m = \vec{F}_a + \vec{F}_r + \vec{F}_t \quad (3. 4)$$

Dalam perhitungan, gaya eksitasi dapat didefinisikan sebagai:

$$F_m(t) = F_m \sin \omega t \quad (3. 5)$$

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

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t}, j = 1,2,3 \quad (3. 6)$$

Dimana  $X_j$  adalah amplitudo kompleks dari sistem utama, maka persamaannya menjadi:

$$M_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + k_1x_1 = F_m e^{i\omega t} \quad (3. 7)$$

Dari persamaan 3.6 dapat diturunkan menjadi:

$$x_j(t) = X_j e^{i\omega t} \quad (3. 8)$$

$$\dot{x}_j(t) = i\omega X_j e^{i\omega t} \quad (3. 9)$$

$$\ddot{x}_j(t) = -\omega^2 X_j e^{i\omega t} \quad (3. 10)$$

Kemudian substitusi ke persamaan 3.3 maka didapatkan *steady state* amplitude:

$$M_1(-\omega^2 X_1 e^{i\omega t}) + c_1(i\omega X_1 e^{i\omega t}) + k_1(X_1 e^{i\omega t}) = F_m e^{i\omega t} \quad (3. 11)$$

$$(-M_1\omega^2 + ic_1\omega + k_1)(X_1 e^{i\omega t}) = F_m e^{i\omega t} \quad (3. 12)$$

$$\frac{X_1}{F_m} = \frac{1}{(-M_1\omega^2 + ic_1\omega + k_1)} \quad (3. 13)$$

$$\frac{X_1}{F_m/k_1} = \frac{1}{\left(-\frac{M_1}{k_1}\omega^2 + i\frac{c_1}{k_1}\omega + 1\right)} \quad (3. 14)$$

Dengan mendefinisikan:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_1}{M_1}} = \text{Frekuensi natural sistem utama}$$

$$\zeta_1 = \frac{c_1}{2M_1\omega_n} = \text{Rasio redaman sistem utama}$$

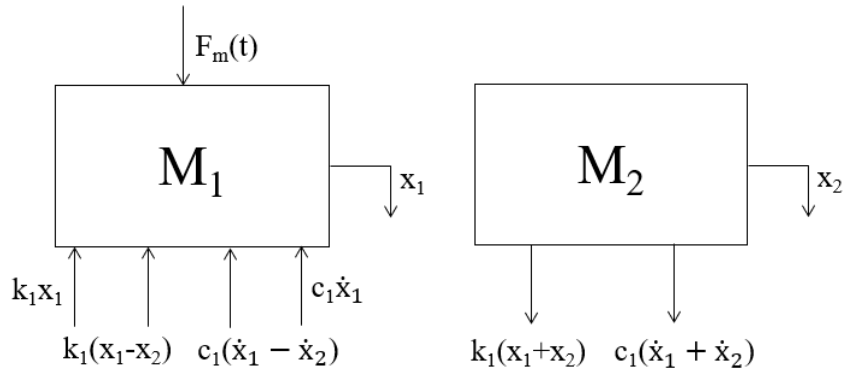
$$X_{st} = \frac{F_m}{k_1} = \text{Defleksi statis sistem utama}$$

Maka persamaan 3.14 menjadi:

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right]^2}} \quad (3.15)$$

### 3.2.5.2 Sistem Utama dengan DVA

Berdasarkan model dinamis pada gambar 3.14 didapat *free body diagram* (FBD) dari sistem utama dengan DVA.



**Gambar 3.16** *Free Body Diagram System With DVA*

Berdasarkan FBD pada gambar 3.16 didapat persamaan gerak translasi boring bar ( $M_1$ ) arah sumbu X untuk sistem utama dengan DVA sebagai berikut:

$$\sum F = M a \quad (3.16)$$

$$-k_1x_1 - k_2(x_1 - x_2) - c_1\dot{x}_1 - c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + F_m(t) = M_1\ddot{x}_1 \quad (3.17)$$

$$M_1\ddot{x}_1 + c_1\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 + k_1x_1 + k_2x_1 - k_2x_2 = F_m(t) \quad (3.18)$$

$$\sum F = M a \quad (3.19)$$

$$k_2(x_1 - x_2) + c_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) = M_2\ddot{x}_2 \quad (3.20)$$

$$M_2\ddot{x}_2 - c_2\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 - k_2x_1 + k_2x_2 = 0 \quad (3.21)$$

Dari persamaan 3.21 diatas yang telah disubstitusikan dengan persamaan 3.6 dan 3.8 - 3.10 didapatkan persamaan *steady state* sebagai berikut:

$$M_2(-\omega^2 X_2 e^{i\omega t}) - c_2(i\omega X_1 e^{i\omega t}) + c_2(i\omega X_2 e^{i\omega t}) - k_2(X_1 e^{i\omega t}) + k_2(X_2 e^{i\omega t}) = 0 \quad (3.22)$$

$$(-M_2\omega^2 + ic_2\omega - k_2)(X_2 e^{i\omega t}) - (k_2 + ic_2\omega)(X_1 e^{i\omega t}) = 0 \quad (3.23)$$

$$(-M_2\omega^2 + ic_2\omega + k_2)(X_2 e^{i\omega t}) = (k_2 + ic_2\omega)(X_1 e^{i\omega t}) \quad (3.24)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2 + ic_2\omega)}{(k_2 + ic_2\omega - M_2\omega^2)} \quad (3.25)$$

Kemudian persamaan 3.25 disubstitusikan ke persamaan 3.18

$$M_1(-\omega^2 X_1 e^{i\omega t}) + c_1(i\omega X_1 e^{i\omega t}) + c_2(i\omega X_1 e^{i\omega t}) - c_2(i\omega X_2 e^{i\omega t}) + k_1(X_1 e^{i\omega t}) + k_2(X_1 e^{i\omega t}) - k_2(X_2 e^{i\omega t}) = F_m e^{i\omega t} \quad (3.26)$$

$$(-M_1\omega^2 + ic_1\omega + ic_2\omega + k_1 + k_2)(X_1) - (ic_2\omega + k_2)(X_2) = F_m \quad (3.27)$$

$$(-M_1\omega^2 + ic_1\omega + ic_2\omega + k_1 + k_2)(X_1) - (ic_2\omega + k_2) \left( \frac{X_1(k_2 + ic_2\omega)}{(k_2 + ic_2\omega - M_2\omega^2)} \right) = F_m \quad (3.28)$$

$$\frac{X_1}{F_m} = \frac{(k_2 + ic_2\omega - M_2\omega^2)}{(-M_1\omega^2 + ic_1\omega + ic_2\omega + k_1 + k_2)(k_2 + ic_2\omega - M_2\omega^2) - (ic_2\omega + k_2)^2} \quad (3.29)$$

$$\frac{X_1}{F_m} = \frac{(k_2 + ic_2\omega - M_2\omega^2)}{(M_1M_2)\omega^4 - (iM_1c_2 + iM_2c_1 + iM_2c_2)\omega^3 - (M_1k_2 + M_2k_1 + M_2k_2 - ic_1c_2)\omega^2 + (ic_1k_2 + ic_2k_1)\omega + (k_1k_2)} \quad (3.30)$$

Kemudian dengan mengalikan kedua ruas dengan  $\frac{1}{k_1}$  maka persamaan menjadi

$$\frac{X_1}{F_m} = \frac{(k_2 + ic_2\omega - M_2\omega^2)}{\frac{(M_1M_2)\omega^4}{k_1} - \left( \frac{iM_1c_2}{k_1} + \frac{iM_2c_1}{k_1} + \frac{iM_2c_2}{k_1} \right) \omega^3 - \left( \frac{M_1k_2}{k_1} + M_2 + \frac{M_2k_2}{k_1} - \frac{ic_1c_2}{k_1} \right) \omega^2 + \left( \frac{ic_1k_2}{k_1} + ic_2 \right) \omega + (k_2)} \quad (3.31)$$

Lalu ruas kanan dikali dengan  $\frac{k_2}{k_2}$  persamaan berubah menjadi

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\left( 1 + \frac{ic_2\omega}{k_2} - \frac{M_2\omega^2}{k_2} \right)}{\frac{(M_1M_2)\omega^4}{k_1k_2} - \left( \frac{iM_1c_2}{k_1k_2} + \frac{iM_2c_1}{k_1k_2} + \frac{iM_2c_2}{k_1k_2} \right) \omega^3 - \left( \frac{M_1}{k_1} + \frac{M_2}{k_2} + \frac{M_2}{k_1} - \frac{ic_1c_2}{k_1k_2} \right) \omega^2 + \left( \frac{ic_1k_2 + ic_2k_1}{k_1k_2} \right) \omega + 1} \quad (3.32)$$

Dengan mendefinisikan:

$$\omega_{n1} = \sqrt{\frac{k_1}{M_1}} = \text{Frekuensi natural sistem utama}$$

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_2}{M_2}} = \text{Frekuensi natural DVA}$$

$$\zeta_1 = \frac{c_1}{2M_1\omega_{n1}} = \text{Rasio redaman sistem utama}$$

$$\zeta_2 = \frac{c_2}{2M_2\omega_{n2}} = \text{Rasio redaman DVA}$$

$$\mu = \frac{M_2}{M_1} = \text{Rasio massa DVA dan sistem utama}$$

$$X_{st} = \frac{F_m}{k_1} = \text{Defleksi statis sistem utama}$$

$$\frac{\omega}{\omega_{n1}} = \text{Rasio frekuensi gaya eksitasi dengan sistem utama}$$

Maka persamaan 3.32 menjadi:

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{n2}^2}\right)^2 + \left(\frac{2\zeta_2\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}}{\frac{\omega^4}{\omega_{n1}^2\omega_{n2}^2} - \left[\left(\frac{iM_1c_2}{k_1k_2} + \frac{iM_2c_1}{k_1k_2} + \frac{iM_2c_2}{k_1k_2}\right)\omega^3 \times \frac{c_2}{c_2}\right] - \left(\frac{1}{\omega_{n1}^2} + \frac{1}{\omega_{n2}^2} + \frac{\mu}{\omega_{n1}^2} - \frac{4\zeta_1\zeta_2}{\omega_{n1}\omega_{n2}}\right)\omega^2 + \left[\left(\frac{ic_1k_2 + ic_2k_1}{k_1k_2}\right)\omega \times \frac{c_2}{c_2}\right] + 1} \quad (3.33)$$

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{n2}^2}\right)^2 + \left(\frac{2\zeta_2\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}}{\frac{\omega^4}{\omega_{n1}^2\omega_{n2}^2} - \left(\frac{iM_1c_2^2}{k_1k_2} + \frac{iM_2c_1c_2}{k_1k_2} + \frac{iM_2c_2^2}{k_1k_2}\right)\omega^3 - \left(\frac{1}{\omega_{n1}^2} + \frac{1}{\omega_{n2}^2} + \frac{\mu}{\omega_{n1}^2} - \frac{4\zeta_1\zeta_2}{\omega_{n1}\omega_{n2}}\right)\omega^2 + \left(\frac{ik_2c_1c_2 + ik_1c_2^2}{k_1k_2}\right)\omega + 1} \quad (3.34)$$

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{n2}^2}\right)^2 + \left(\frac{2\zeta_2\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}}{\frac{\omega^4}{\omega_{n1}^2\omega_{n2}^2} - \left[\left(\frac{iM_1}{k_1} + \frac{iM_2c_1}{k_1c_2} + \frac{iM_2}{k_1}\right)\left(\frac{c_2^2}{k_2}\right)\omega^3\right] - \left(\frac{1}{\omega_{n1}^2} + \frac{1}{\omega_{n2}^2} + \frac{\mu}{\omega_{n1}^2} - \frac{4\zeta_1\zeta_2}{\omega_{n1}\omega_{n2}}\right)\omega^2 + \left[\left(\frac{ik_2c_1}{k_1c_2} + 1\right)\left(\frac{c_2^2}{k_2}\right)\omega\right] + 1} \quad (3.35)$$

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{n2}^2}\right)^2 + \left(\frac{2\zeta_2\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}}{\frac{\omega^4}{\omega_{n1}^2\omega_{n2}^2} - \left(\frac{1}{\omega_{n1}^2} + \frac{1}{\omega_{n2}^2} + \frac{\mu}{\omega_{n1}^2} - \frac{4\zeta_1\zeta_2}{\omega_{n1}\omega_{n2}}\right)\omega^2 + 1 + \left(-\left(\frac{iM_1}{k_1} + \frac{iM_2c_1}{k_1c_2} + \frac{iM_2}{k_1}\right)\omega^3 + \left(\frac{ik_2c_1}{k_1c_2} + 1\right)\omega\right)\left(\frac{c_2^2}{k_2}\right)} \quad (3.36)$$

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_{n2}^2}\right)^2 + \left(\frac{2\zeta_2\omega}{\omega_{n2}}\right)^2}}{\sqrt{\left(\frac{\omega^4}{\omega_{n1}^2\omega_{n2}^2} - \left(\frac{1}{\omega_{n1}^2} + \frac{1}{\omega_{n2}^2} + \frac{\mu}{\omega_{n1}^2} - \frac{4\zeta_1\zeta_2}{\omega_{n1}\omega_{n2}}\right)\omega^2 + 1\right)^2 + \left(\left(-\left(1 + \frac{\zeta_1\omega_{n1}}{\zeta_2\omega_{n2}} + \mu\right)\frac{\omega^2}{\omega_{n1}^2} + \left(1 + \frac{\zeta_1\omega_{n2}}{\zeta_2\omega_{n1}}\right)\right)\left(\frac{2\zeta_2\omega}{\omega_{n2}}\right)\right)^2}} \quad (3.37)$$



$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2\right]^2 + \left[2\zeta_2 \left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right) \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)\right]^2}}{\sqrt{\left[\left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^4 - \left(\left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right)^2 + \mu + 1 - 4\zeta_1\zeta_2 \left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right)\right) \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2 + 1\right]^2 + \left[-\left(1 + \frac{\zeta_1\omega_{n1}}{\zeta_2\omega_{n2}} + \mu\right) \frac{\omega^2}{\omega_{n1}^2} + \left(1 + \frac{\zeta_1\omega_{n2}}{\zeta_2\omega_{n1}}\right)\right]^2 \left[2\zeta_2 \left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right) \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)\right]^2}} \quad (3.38)$$

Untuk memudahkan perhitungan maka dilakukan permisalan untuk persamaan diatas dimana:

$$A = 1 - \left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2$$

$$B = 2\zeta_2 \left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right) \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)$$

$$C = \left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right)^2 \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^4 - \left(\left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right)^2 + \mu + 1 - 4\zeta_1\zeta_2 \left(\frac{\omega_{n1}}{\omega_{n2}}\right)\right) \left(\frac{\omega}{\omega_{n1}}\right)^2 + 1$$

$$D = -\left(1 + \frac{\zeta_1\omega_{n1}}{\zeta_2\omega_{n2}} + \mu\right) \frac{\omega^2}{\omega_{n1}^2} + \left(1 + \frac{\zeta_1\omega_{n2}}{\zeta_2\omega_{n1}}\right)$$

Sehingga, persamaan 3.38 dapat ditulis kembali menjadi persamaan berikut ini:

$$\frac{X_1}{X_{st}} = \frac{\sqrt{A^2 + B^2}}{\sqrt{C^2 + D^2 B^2}} \quad (3.39)$$

### 3.2.6 Perencanaan Parameter

Dalam tahap validasi dengan metode simulasi, dibutuhkan beberapa data pendukung untuk mengetahui bahwa hasil simulasi mendekati dengan hasil eksperimen. Data tersebut berupa parameter dari sistem utama dan parameter DVA yang terdiri dari massa, konstanta kekakuan, dan konstanta redaman. Selain itu, parameter permesinan juga perlu ditentukan. Nilai parameter yang didapat dari hasil simulasi kemudian akan dibandingkan dengan hasil dari perhitungan matematis. Dari perbandingan tersebut dihitung besar presentase deviasi menggunakan persamaan yang ada pada jurnal (Obinna et al., 2017).

$$\varphi_i = \left(\frac{F_{ch(m)} - F_{ch(e)}}{F_{ch(e)}}\right) \times 100\% \quad (3.40)$$

Dimana  $F_{ch(e)}$ : nilai yang didapat dari eksperimen, dan  $F_{ch(m)}$ : nilai yang didapat dari hasil prediksi.

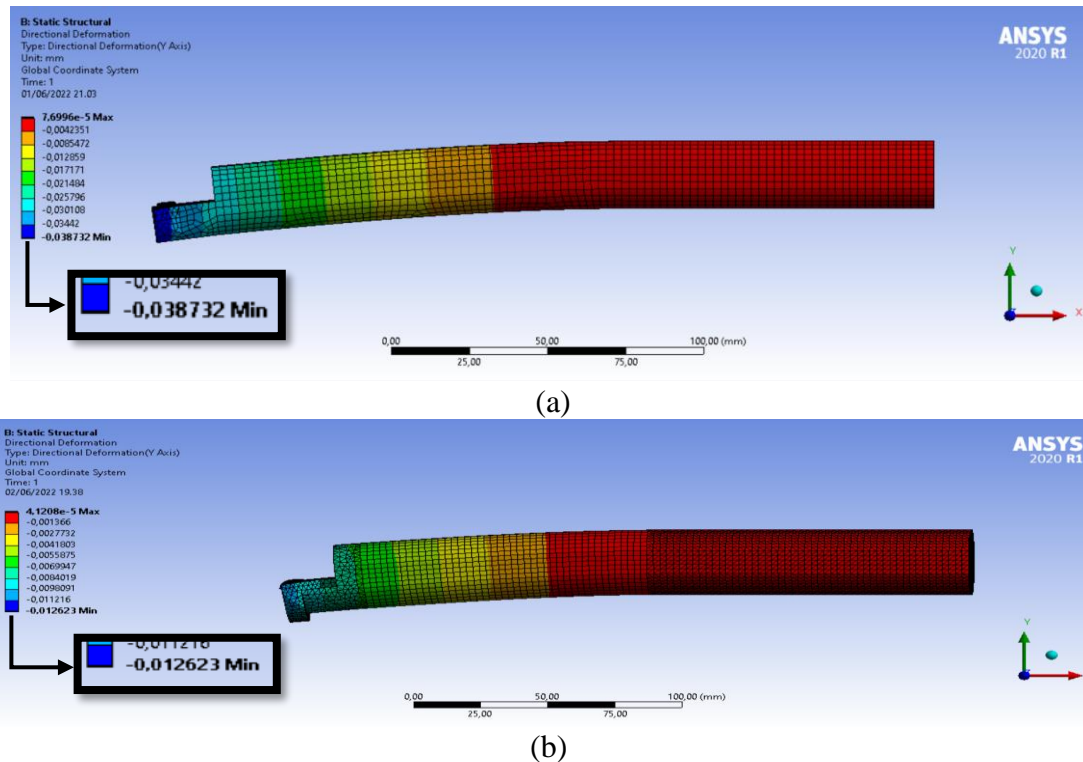
#### 3.2.6.1 Parameter Sistem Utama

Perencanaan parameter *boring bar* dilakukan dengan mensimulasikan rancangan dari *boring bar* yang telah dibuat menggunakan *software* ANSYS. Hasil dari simulasi tersebut harus mendekati dengan parameter yang didapatkan dari hasil eksperimen. Sehingga rancangan sistem dapat dikatakan sesuai dengan *real system* pada eksperimen.

##### A. Konstanta kekakuan ekuivalen *boring bar* ( $K_{IR}$ dan $K_{IC}$ )

Untuk mendapatkan nilai konstanta kekakuan *regular boring bar* ( $K_{IR}$ ) dan konstanta *customized boring bar* ( $K_{IC}$ ), terlebih dahulu *boring bar* disimulasikan menggunakan *software* ANSYS dengan menggunakan analisis *static structural*. Simulasi dilakukan dengan memberikan tumpuan *fixed* pada bagian belakang *body boring bar* sepanjang 100 mm.

Sementara ujung depan *boring bar* diberikan gaya sebesar 100 N ke arah Y. Setelah dilakukan simulasi diperoleh defleksi dari *boring bar* seperti pada gambar 3.17 dibawah.



**Gambar 3. 17** Simulation Static Deflection of Y-Direction (a) Regular Boring Bar, and (b) Customized Boring Bar

Dari Gambar 3.17 dibawah didapat nilai defleksi maksimal berada di ujung depan *boring bar* dengan kontur berwarna biru. Sementara untuk bagian belakang memiliki kontur berwarna merah sebab pada *directional deformation* menggunakan besaran vektor sehingga nilai positif akan berwarna merah meskipun nilai defleksi yang ditunjukkan lebih kecil. Nilai defleksi maksimal untuk *regular boring bar* sebesar 0,038732 mm dan *customized boring bar* sebesar 0,012623 mm. Kemudian dilakukan perhitungan nilai konstanta kekakuan *boring bar* dengan persamaan berikut ini:

$$K = \frac{F}{\delta_{st}} \quad (3.41)$$

Sehingga didapatkan nilai kekakuan *regular boring bar* ( $K_{1R}$ ) sebesar  $2,68 \times 10^6$  N/m dan kekakuan *customized boring bar* ( $K_{1C}$ ) sebesar  $792,205 \times 10^6$  N/m.

Setelah didapatkan nilai kekakuan *boring bar* dari hasil simulasi maka selanjutnya ditentukan nilai kekakuan menggunakan perhitungan matematis sebagai berikut:

$$K = \frac{3 \cdot E \cdot I}{L^3} \quad (3.42)$$

Berdasarkan bentuk *regular boring bar* dengan luas penampang lingkaran, maka inersia yang digunakan adalah:

$$I = \frac{\pi}{64} (D)^4 \quad (3.43)$$

Sedangkan untuk *customized boring bar* dengan luas penampang lingkaran berlubang, inersia yang digunakan adalah:

$$I = \frac{\pi}{64} (D_o^4 - D_i^4) \quad (3.44)$$

Maka didapat nilai kekakuan dari *regular boring bar* dan *customized boring bar* adalah:

- Kekakuan *regular boring bar* ( $K_{1R}$ )

$$K_{1R} = \frac{3 \times E \times \pi}{L^3 \times 64} (D)^4$$

$$K_{1R} = \frac{3 \times (210 \times 10^9 \text{ Pa}) \times \pi}{(0,15 \text{ m})^3 \times 64} \times (0,023 \text{ m})^4$$

$$K_{1R} = 2,56 \times 10^6 \text{ N/m}$$

- Kekakuan *customized boring bar* ( $M_{1C}$ )

$$K_{1R} = \frac{3 \times E \times \pi}{L^3 \times 4} (D_o^2 - D_i^2)^4$$

$$K_{1R} = \frac{3 \times (210 \times 10^9 \text{ Pa}) \times \pi}{(0,15 \text{ m})^3 \times 4} \times (0,032^4 - 0,021^4)$$

$$K_{1R} = 7,826 \times 10^6 \text{ N/m}$$

**Tabel 3. 1** Stiffness Value Parameter of Boring Bar

	<i>Regular Boring Bar</i>	<i>Customized Boring Bar</i>
<b>Perhitungan matematis</b>	$2,56 \times 10^6 \text{ N/m}$	$7,826 \times 10^6 \text{ N/m}$
<b>Simulasi ANSYS (<math>K = \frac{F}{X}</math>)</b>	$2,68 \times 10^6 \text{ N/m}$	$7,922 \times 10^6 \text{ N/m}$
<b>Percentage deviation</b>	-4,48%	-1,21%

- B. Massa ekuivalen *boring bar* ( $M_{1R}$  dan  $M_{1C}$ )

Penentuan nilai massa sistem utama dilakukan dengan dua cara yaitu, menggunakan menu *properties* yang terdapat pada ANSYS dan menggunakan analisis *modal* pada *software* ANSYS. Massa dari sistem utama yang digunakan pada penelitian ini merupakan massa ekuivalen yang mana massa tersebut merepresentasikan gerak massa pada titik yang ditinjau yakni pada bagian tepi *insert*. Dari *properties* ANSYS seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.18 didapatkan nilai massa untuk *regular boring bar* sebesar 0,881 kg dan untuk *customized boring bar* sebesar 1,266 kg.

<b>Properties</b>	
<input type="checkbox"/> Volume	1,1182e+005 mm <sup>3</sup>
<input type="checkbox"/> Mass	0,88063 kg

(a)

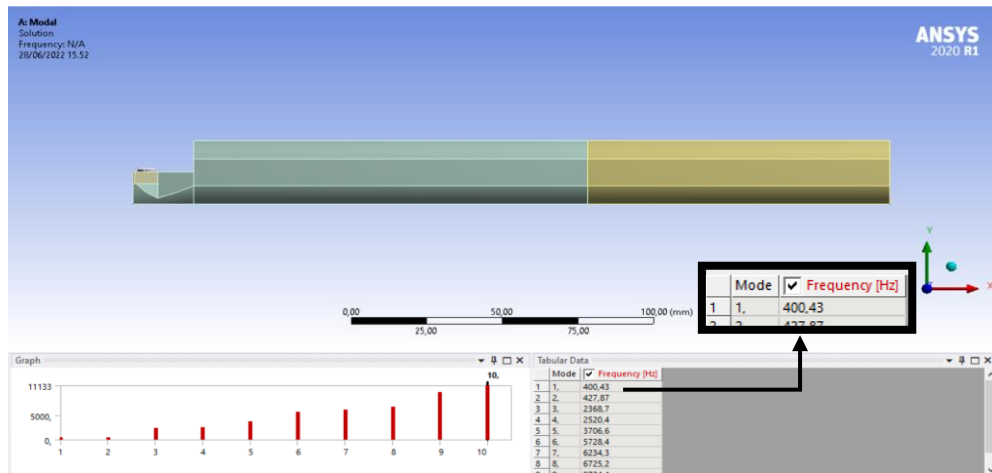
<b>Properties</b>	
<input type="checkbox"/> Volume	1,7969e+005 mm <sup>3</sup>
<input type="checkbox"/> Mass	1,2662 kg

(b)

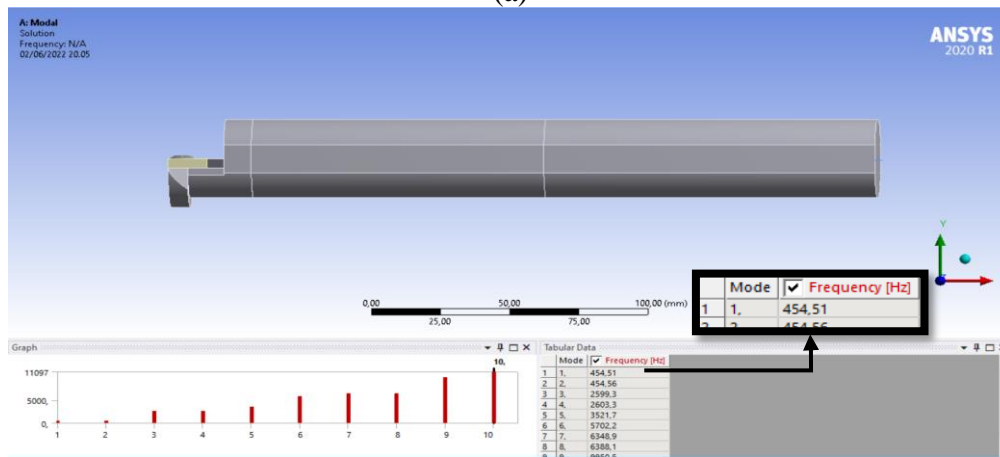
**Gambar 3. 18** Properties Mass (a) *Regular Boring Bar*, and (b) *Customized Boring Bar*

Selanjutnya dilakukan simulasi menggunakan analisis *modal* pada *software* ANSYS. Dari simulasi diperoleh frekuensi natural seperti yang dilihat pada gambar 3.19 (a) dan (b). Nilai frekuensi natural tersebut kemudian akan digunakan untuk menghitung nilai massa ekuivalen dari *boring bar* menggunakan persamaan dibawah ini:

$$M = \frac{K}{(\omega_n)^2} \quad (3.45)$$



(a)



(b)

**Gambar 3. 19** Simulation Natural Frequency with Modal Analysis (a) Regular Boring Bar, and (b) Customized Boring Bar

Didapat frekuensi natural pada *regular boring bar* ( $\omega_{n1R}$ ) pada sumbu Y adalah 400,43 Hz atau setara dengan 1886,4 rad/s dan frekuensi natural *customized boring bar* ( $\omega_{n1C}$ ) pada sumbu Y adalah 454,51 Hz atau setara dengan 2855,8 rad/s. Selanjutnya dilakukan perhitungan massa ekuivalen sebagai berikut.

- Massa ekuivalen *regular boring bar* ( $M_{1R}$ )

$$M_{1R} = \frac{K_{1R}}{(\omega_{n1R})^2}$$

$$M_{1R} = \frac{2,68 \times 10^6 \text{ N/m}}{(1886,4 \text{ rad/s})^2}$$

$$M_{1R} = 0,753 \text{ kg}$$

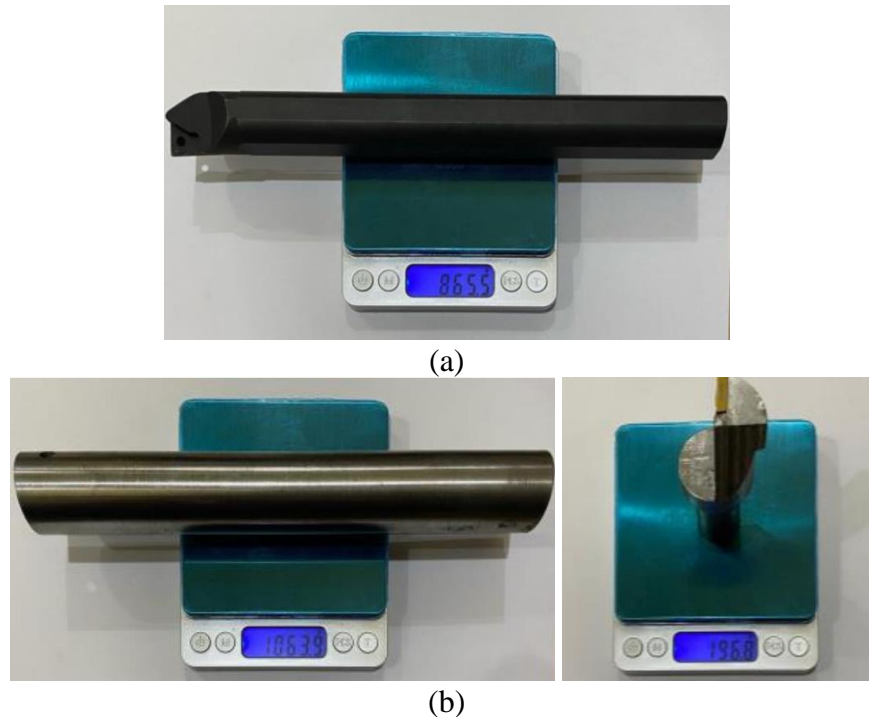
- Massa ekuivalen *customized boring bar* ( $M_{1C}$ )

$$M_{1C} = \frac{K_{1c}}{(\omega_{n1C})^2}$$

$$M_{1C} = \frac{7,922 \times 10^6 \text{ N/m}}{(2855,8 \text{ rad/s})^2}$$

$$M_{1C} = 0,971 \text{ kg}$$

Jika nilai massa yang didapatkan dari menu *properties* yang terdapat pada ANSYS dan dari analisis *modal* pada ANSYS telah ditentukan, selanjutnya dilakukan perbandingan dengan nilai massa yang didapatkan dari metode eksperimen yang telah dilakukan sebelumnya oleh (Wibowo, 2021) seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.20.



**Gambar 3. 20** Mass Calculation Result (a) Regular Boring Bar, and (b) Customized Boring Bar with Experiment Method (Wibowo, 2021)

**Tabel 3. 2** Mass Value Parameter of Boring Bar

	<i>Regular Boring Bar</i>	<i>Customized Boring Bar</i>
<b>Eksperimen</b>	0,865 kg	1,2607 kg
<b>Properties ANSYS (<math>M = \rho \times V</math>)</b>	0,88063 kg	1,2662 kg
<b>Percentage deviation</b>	1,807%	0,436%
<b>Properties ANSYS (<math>M = \rho \times V</math>)</b>	0,88063 kg	1,2662 kg
<b>Simulasi modal (<math>M = \frac{K}{\omega_n^2}</math>)</b>	0,753 kg	0,971 kg
<b>Percentage deviation</b>	-14.49%	-23,31%

*Percentage deviation* nilai massa dari hasil perhitungan eksperimen dan menu *properties* ANSYS memiliki hasil yang sangat kecil. Hal tersebut sesuai dengan jurnal (Sargent, 2015) dimana ketika melakukan validasi dengan simulasi diperlukan model yang sesuai dengan *real system*. Namun, nilai massa dari menu *properties* ANSYS dan perhitungan simulasi *modal* memiliki nilai *percentage deviation* yang besar karena *properties* ANSYS merupakan massa dari banyak *degree of freedom* (DOF) yang ada pada sistem tersebut. Sedangkan simulasi *modal* ANSYS menghasilkan massa ekuivalen dari sistem tersebut (satu DOF) sebab frekuensi natural yang digunakan untuk perhitungan adalah frekuensi natural pada *mode shape* pertama.

C. Konstanta redaman *boring bar* ( $C_{1R}$  dan  $C_{1C}$ )

Pada penelitian ini, digunakan *damping ratio* ( $\zeta$ ) yang berasal dari penelitian terdahulu. Nilai *damping ratio* dari material *steel* adalah sebesar 0,005. Dengan menggunakan rumus (3.41) dibawah ini maka diperoleh konstanta redaman regular boring bar dan sistem utama yakni customized boring bar sebagai berikut.

$$C = 2\zeta\sqrt{MK} \quad (3.46)$$

- Konstanta redaman *regular boring bar* ( $M_{1R}$ )

$$C_{1R} = 2\zeta\sqrt{M_{1R} K_{1R}}$$

$$C_{1R} = 2(0,005)\sqrt{0,753 \times (2,56 \times 10^6)}$$

$$C_{1R} = 13,88 \text{ N. s/m}$$

- Konstanta redaman *customized boring bar* ( $M_{1C}$ )

$$C_{1C} = 2\zeta\sqrt{M_{1C} K_{1C}}$$

$$C_{1C} = 2(0,005)\sqrt{0,971 \times (7,826 \times 10^6)}$$

$$C_{1C} = 27,57 \text{ N. s/m}$$

### 3.2.6.2 Parameter DVA

Adapun perencanaan parameter DVA dilakukan dengan melakukan pengukuran secara langsung dan dengan mensimulasikan pada *software* ANSYS. Parameter DVA yang didapatkan dari hasil pengukuran dan simulasi dibuat perbandingan untuk mengetahui apakah hasil simulasi sudah bisa mewakili dari perhitungan secara langsung.

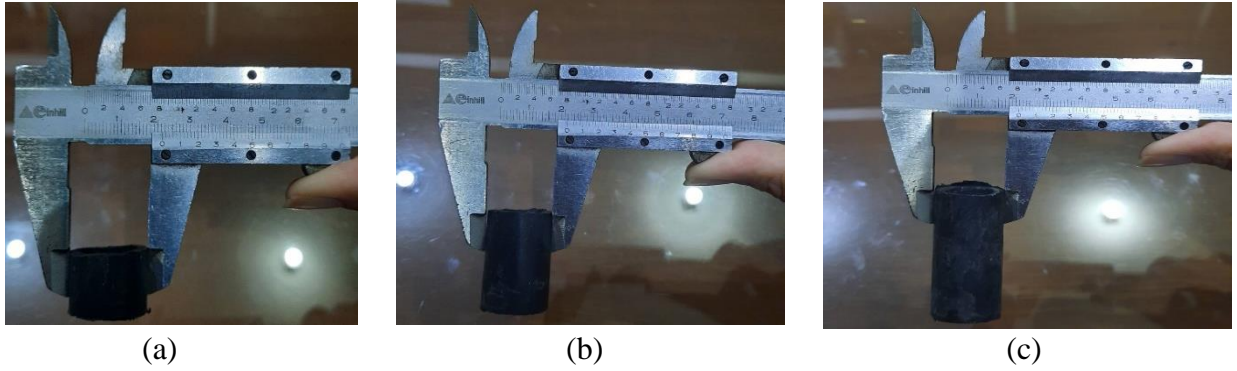
A. Konstanta kekakuan ekuivalen DVA ( $K_2$ )

Pada penelitian ini kekakuan DVA dicari menggunakan dua cara yaitu, perhitungan secara langsung dan simulasi analisis *static structural*. Kekakuan DVA menggunakan karet sejumlah 2 buah yang diletakkan pada bagian tepi massa *absorber*. Digunakan karet dengan diameter dalam 16mm dan diameter luar 21 mm dengan panjang yang divariasikan sebesar 15 mm, 30 mm, dan 45 mm. Pengukuran panjang dan diameter karet dapat dilihat pada gambar 3.21 sampai dengan gambar 3.23.

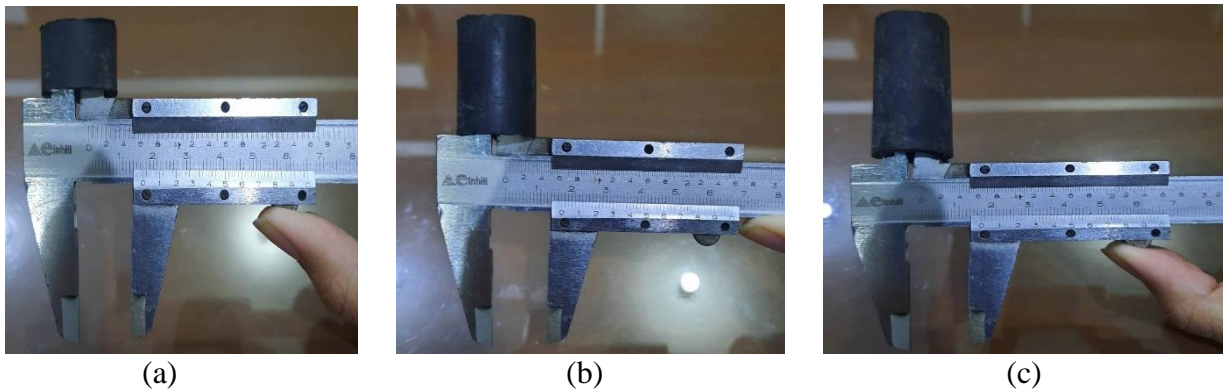


**Gambar 3. 21** *Rubber with Variation Length (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm*



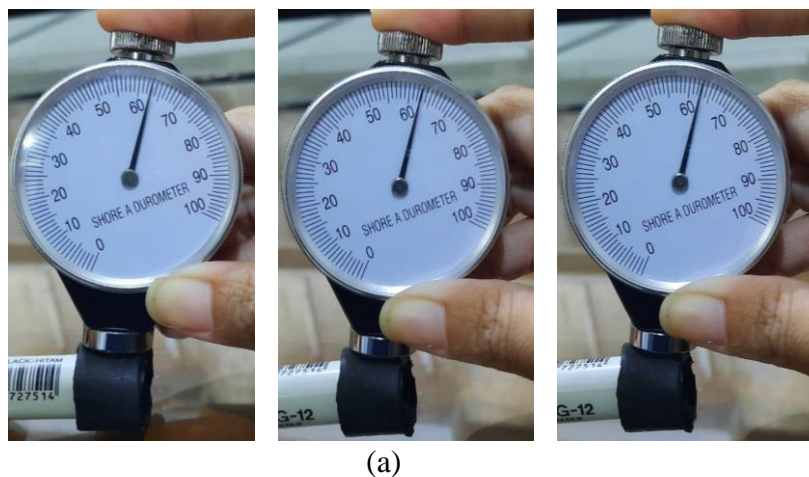


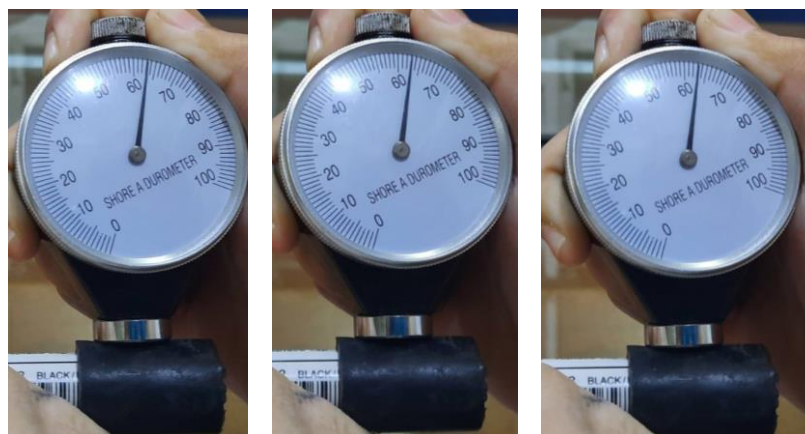
**Gambar 3. 22** Outer Diameter of Rubber with Length (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm



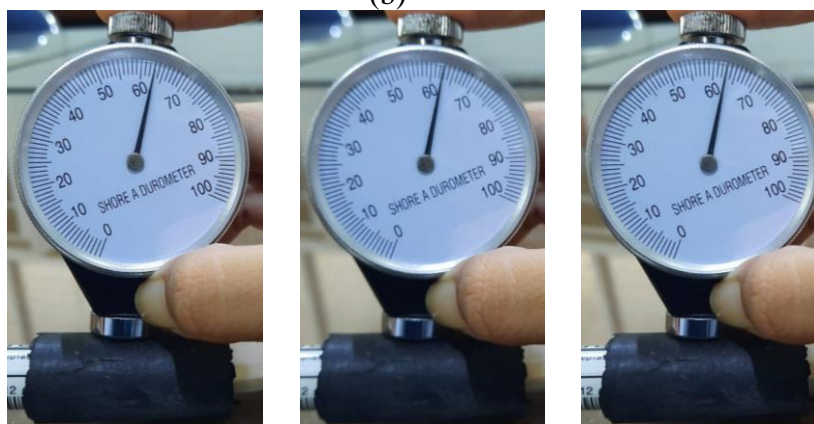
**Gambar 3. 23** Inner Diameter of Rubber with Length (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm

Selanjutnya untuk mendapatkan nilai kekakuan dari masing-masing variasi panjang karet digunakan durometer untuk membaca nilai *shore hardness* (s). Cara menggunakan dari durometer yaitu dengan menekan durometer pada permukaan karet. Dilakukan tiga kali pengambilan data pada setiap variasi karet seperti gambar 3.24 berikut.





(b)



(c)

**Gambar 3. 24** Shore Hardness Testing of Rubber with Length (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm

Hasil dari pembacaan nilai *shore hardness* (s) pada durometer dinyatakan pada tabel berikut:

**Tabel 3. 3** Shore Hardness Value

Experiment	Shore hardness		
	15 mm	30 mm	45 mm
1	63	63	63
2	63	63	63
3	63	63	63
<b>Average</b>	63	63	63

Setelah nilai *shore hardness* (s), maka dapat ditentukan nilai *Modulus Young* (E) dengan menggunakan persamaan dibawah ini:

$$E = \frac{0,0981 \times (56 + 7,62336 \times s)}{0,137505 \times (254 - 2,54 \times s)} \quad (3. 47)$$

Dari nilai *Modulus Young* maka didapat nilai konstanta kekakuan dengan menggunakan persamaan:

$$k = \frac{A \times E}{l} \quad (3. 48)$$

Dimana:

A : luas penampang karet ( $A = 2\pi rh$ )

l : tebal karet (5 mm)



Maka didapat nilai konstanta kekakuan dari masing-masing karet pada tabel sebagai berikut:

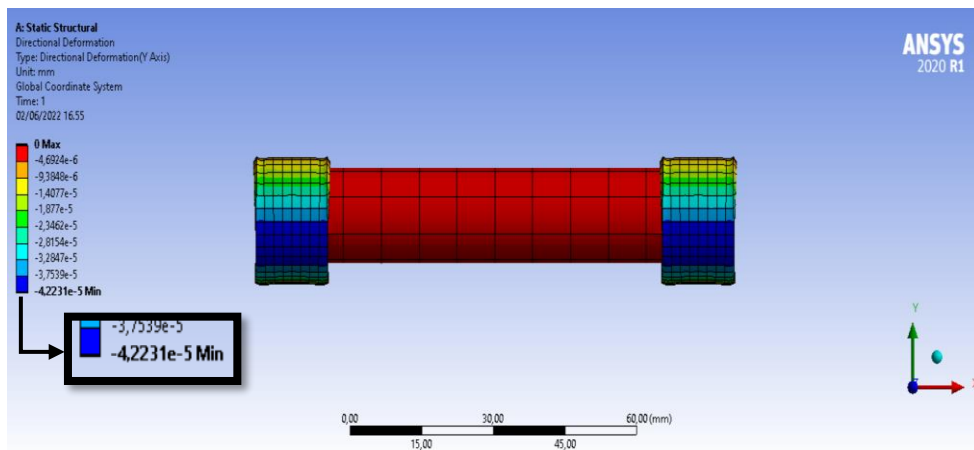
**Tabel 3. 4 Rubber Stiffness**

<b>Rubber Variation (mm)</b>	<b>Shore hardness (s)</b>	<b>E (MPa)</b>	<b>E (Pa)</b>	<b>A (m<sup>2</sup>)</b>	<b>K (N/m)</b>
15	63	4,071	4.070.989	0,0009891	805.323
30	63	4,071	4.070.989	0,0019782	1.610.646
45	63	4,071	4.070.989	0,0029673	2.415.969

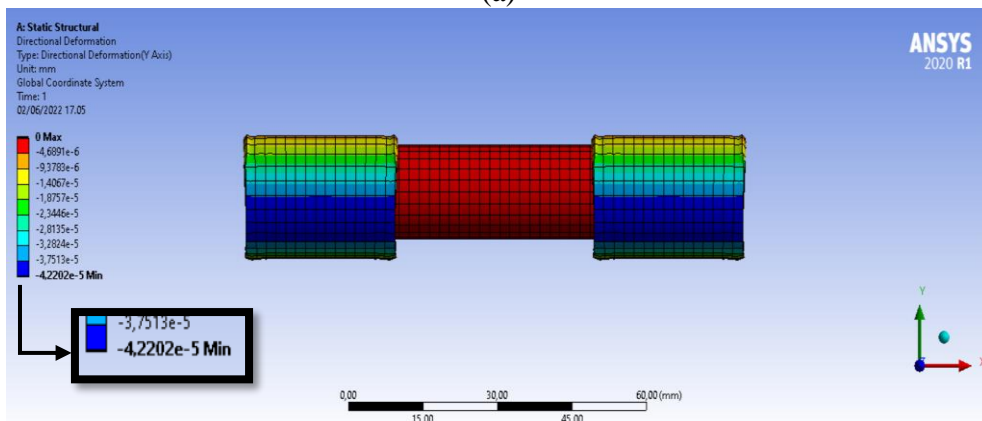
Selanjutnya, kekakuan ekuivalen DVA dicari menggunakan simulasi pada *software* ANSYS dengan menggunakan analisis *static structural*. Simulasi dilakukan dengan memberikan gaya berupa *standard earth gravity* pada DVA. Dari simulasi *static structural* didapatkan nilai deformasi statis. Nilai tersebut kemudian digunakan untuk perhitungan nilai kontanta kekakuan ekuivalen DVA dengan persamaan berikut ini:

$$K_2 = \frac{W}{\delta_{st}} \quad (3. 49)$$

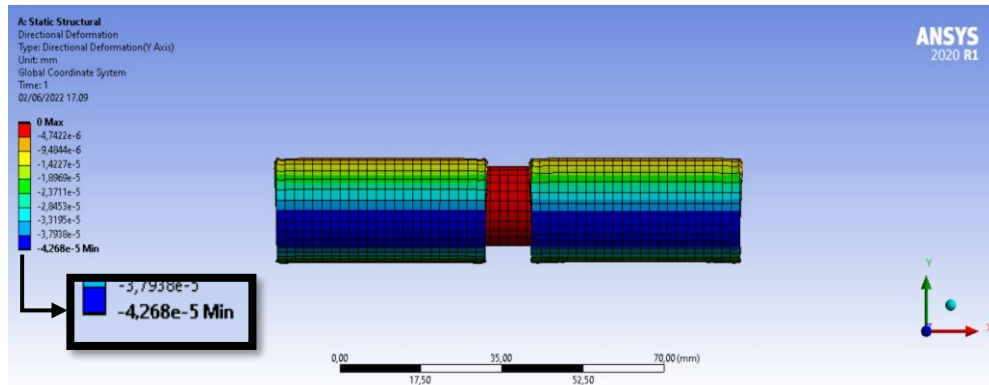
Dimana nilai W adalah nilai *standard earth gravity* (9,8 m/s<sup>2</sup>) dikali massa karet. Massa karet didapat dari gambar 3.27.



(a)



(b)



(c)

**Gambar 3. 25** Simulation Static Deflection of Y-Direction (a) Rubber 15 mm, (b) Rubber 30 mm, And (c) Rubber 45 mm

Berdasarkan gambar 3.25 yakni deformasi statis pada DVA, didapat nilai konstanta kekakuan ekuivalen untuk satu buah karet sebagai berikut:

- Karet 20 mm:  

$$K_{2_{15\text{ mm}}} = \frac{W}{\delta_{st}} = \frac{0,0588\text{ N}}{4,223 \times 10^{-8}\text{ m}} \times 0,5 = 696.171\text{ N/m}$$
- Karet 30 mm:  

$$K_{2_{30\text{ mm}}} = \frac{W}{\delta_{st}} = \frac{0,1176\text{ N}}{4,220 \times 10^{-8}\text{ m}} \times 0,5 = 1.393.299\text{ N/m}$$
- Karet 40 mm:  

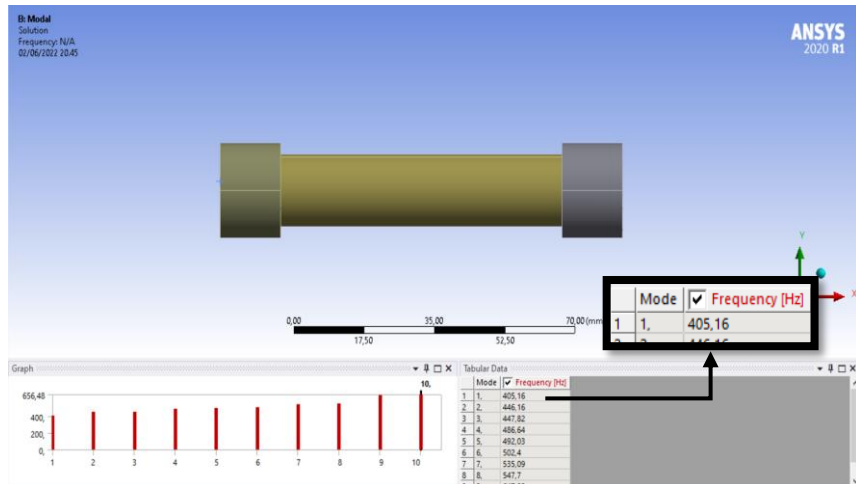
$$K_{2_{45\text{ mm}}} = \frac{W}{\delta_{st}} = \frac{0,1764\text{ N}}{4,268 \times 10^{-8}\text{ m}} \times 0,5 = 2.066.542\text{ N/m}$$

**Tabel 3. 5** Stiffness Value Parameter of Rubber

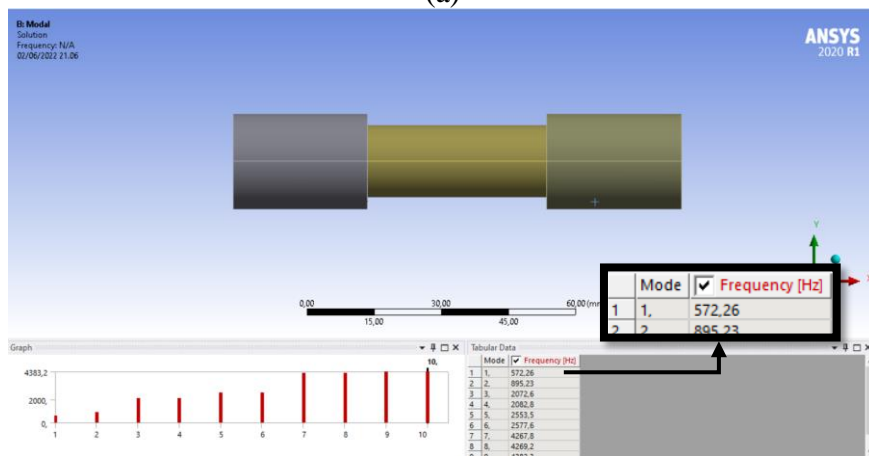
	Stiffness Coefficient (N/m)		
	Rubber 15 mm	Rubber 30 mm	Rubber 45 mm
<b>Eskperimen</b>	805.323	1.610.646	2.415.969
<b>Simulasi</b>	696.171	1.393.299	2.066.542
<b>Percentage Deviation (<math>\phi_i</math>)</b>	-14%	-14%	-14%

**B.** Massa ekuivalen DVA ( $M_2$ )

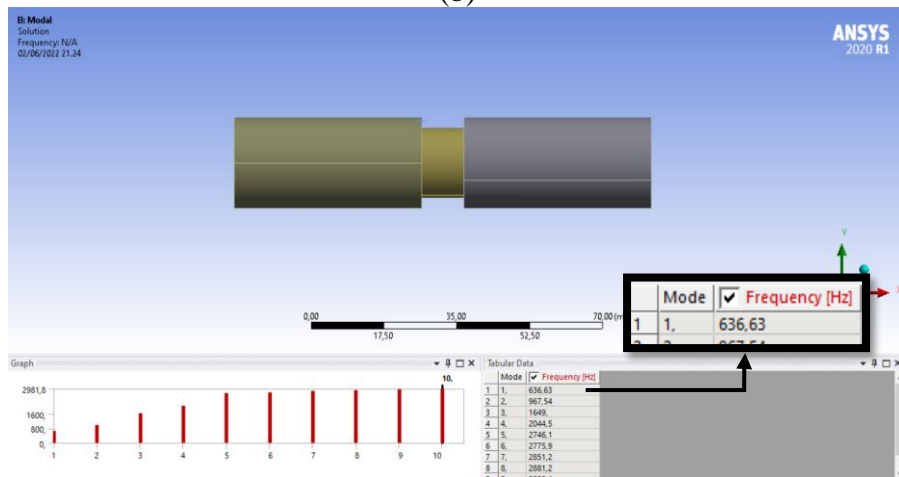
Penentuan nilai massa ekuivalen DVA dilakukan menggunakan analisis *modal* pada *software* ANSYS. Dari simulasi diperoleh frekuensi natural seperti yang dilihat pada gambar 3.26. Dari nilai frekuensi natural kemudian dilakukan perhitungan massa menggunakan persamaan 3.44.



(a)



(b)



(c)

**Gambar 3. 26** Simulation Natural Frequency with Modal Analysis (a) Rubber 15 mm, (b) Rubber 30 mm, and (c) Rubber 45 mm

Didapat frekuensi natural karet 15 mm pada sumbu Y adalah 405,16 Hz atau setara dengan 2544,4048 rad/s, frekuensi natural karet 30 mm pada sumbu Y adalah 572,26 Hz atau setara dengan 3593,7928 rad/s, dan frekuensi natural karet 45 mm pada sumbu Y adalah 636,63 Hz atau setara dengan 3998,0364 rad/s. Selanjutnya dilakukan perhitungan massa ekuivalen sebagai berikut.

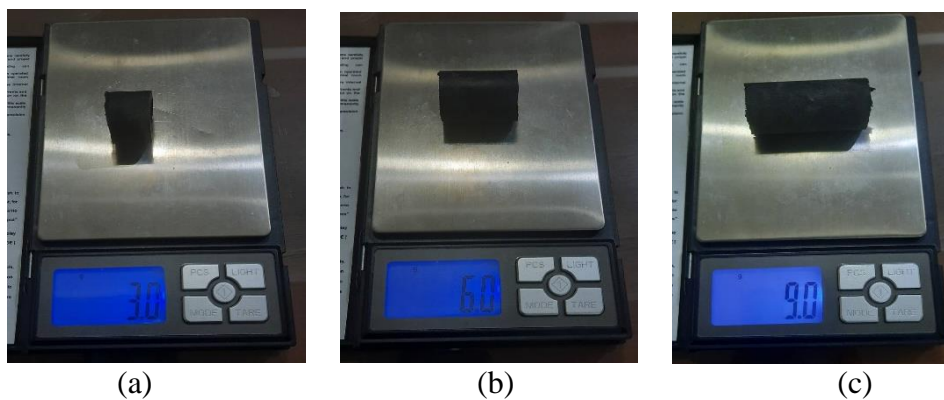
- Massa ekuivalen DVA dengan karet 20 mm:  

$$M_{2_{20\text{ mm}}} = \frac{K_{2_{20\text{ mm}}}}{\omega_{n2_{20\text{ mm}}}^2} = \frac{696.171\text{ N/m}}{(2544,4048\text{ rad/s})^2} = 0,1075\text{ kg}$$
- Massa ekuivalen DVA dengan karet 30 mm:  

$$M_{2_{30\text{ mm}}} = \frac{K_{2_{30\text{ mm}}}}{\omega_{n2_{30\text{ mm}}}^2} = \frac{1.393.299\text{ N/m}}{(3593,7928\text{ rad/s})^2} = 0,1078\text{ kg}$$
- Massa ekuivalen DVA dengan karet 40 mm:  

$$M_{2_{40\text{ mm}}} = \frac{K_{2_{40\text{ mm}}}}{\omega_{n2_{40\text{ mm}}}^2} = \frac{2.066.542\text{ N/m}}{(3398,0364\text{ rad/s})^2} = 0,1293\text{ kg}$$

Jika nilai massa yang didapatkan dari dari analisis *modal* pada ANSYS telah ditentukan, selanjutnya dilakukan perbandingan dengan nilai massa yang didapatkan dari perhitungan secara langsung yang ditunjukkan pada gambar 3.26 dan 3.27.



**Gambar 3. 27** Mass Calculation Result of Rubber with Length (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm



**Gambar 3. 28** Mass Calculation Result of Mass Absorber (Wibowo, 2021)

Hasil dari perhitungan langsung massa karet dan massa *absorber* dinyatakan pada tabel berikut:

**Tabel 3. 6** Mass Calculation of DVA

Variation	Massa 2 Karet (kg)	Massa Absorber (kg)	Massa Total DVA (kg)
Karet 15 mm	0,006	0,1375	0,1434
Karet 30 mm	0,012	0,1375	0,1494
Karet 45 mm	0,018	0,1375	0,1554

**Tabel 3. 7 Mass Value Parameter of Rubber**

	DVA Karet 15 mm	DVA Karet 30 mm	DVA Karet 45 mm
Perhitungan langsung	0,1434 kg	0,1494 kg	0,1554 kg
Simulasi modal ( $M = \frac{K}{\omega_n^2}$ )	0,1075 kg	0,1078 kg	0,1293 kg
Percentage deviation	-25%	-28%	-17%

*Percentage deviation* nilai massa dari hasil perhitungan langsung dan perhitungan simulasi modal memiliki nilai *percentage deviation* yang besar karena perhitungan langsung sama seperti ketika melihat pada menu *properties* ANSYS dimana massa tersebut merupakan massa dari banyak *degree of freedom* (DOF) yang ada pada sistem tersebut. Sedangkan simulasi modal ANSYS menghasilkan massa ekuivalen dari sistem tersebut (satu DOF) karena frekuensi natural yang digunakan untuk perhitungan adalah frekuensi natural pada *mode shape* pertama.

C. Konstanta redaman DVA ( $C_2$ )

Sama halnya pada konstanta redaman pada sistem utama, konstanta redaman pada DVA didapatkan dari *damping ratio* ( $\zeta_r$ ) yang didapat dari penelitian terdahulu, yang mana memiliki nilai beragam antara 0,02 hingga 0,2, namun pada penelitian ini digunakan *damping ratio* 0,002 pada material *rubber*. Dengan demikian didapatkan nilai konstanta redaman DVA sebagai berikut:

- Konstanta redaman DVA dengan karet 15 mm:

$$C_{2_{20 \text{ mm}}} = 2\zeta \sqrt{M_{2_{20 \text{ mm}}} K_{2_{20 \text{ mm}}}}$$

$$C_{2_{20 \text{ mm}}} = 2 \times 0,02 \times \sqrt{0,1075 \times 696.171}$$

$$C_{2_{20 \text{ mm}}} = 10,94 \text{ N.s/m}$$

- Konstanta redaman DVA dengan karet 30 mm:

$$C_{2_{30 \text{ mm}}} = 2\zeta \sqrt{M_{2_{30 \text{ mm}}} K_{2_{30 \text{ mm}}}}$$

$$C_{2_{30 \text{ mm}}} = 2 \times 0,02 \times \sqrt{0,1078 \times 1.393.299}$$

$$C_{2_{30 \text{ mm}}} = 15,51 \text{ N.s/m}$$

- Konstanta redaman DVA dengan karet 45 mm:

$$C_{2_{40 \text{ mm}}} = 2\zeta \sqrt{M_{2_{40 \text{ mm}}} K_{2_{40 \text{ mm}}}}$$

$$C_{2_{40 \text{ mm}}} = 2 \times 0,02 \times \sqrt{0,1293 \times 2.066.542}$$

$$C_{2_{40 \text{ mm}}} = 20,68 \text{ N.s/m}$$

**3.2.6.3 Parameter Mesin Bubut**

A. Kecepatan *Spindle* ( $v$ )

Pada proses permesinan seperti mesin bubut, *cutting* parameter merupakan salah satu faktor yang mempengaruhi *chatter* dari hasil permesinan. Berdasarkan persamaan (Obinna et al., 2017) didapat persamaan frekuensi *chatter* sebagai berikut:

$$\omega_c = 17.0 - 0.566 v + 3971f + 155d \tag{3. 50}$$

Keterangan:

$\omega_c$  = frekuensi *chatter*/ frekuensi operasi (Hz)

$v$  = kecepatan *spindle* (mm/min)

$f$  = feed rate (mm/rev)  
 $d$  = depth of cut (mm)

Dimana kecepatan *spindle* ( $v$ ) diperoleh dengan menggunakan persamaan dibawah ini.

$$v = \pi DN \quad (3.51)$$

Keterangan:

$D$  = diameter benda kerja (mm)  
 $N$  = kecepatan putar spindle (RPM)

Pada penelitian ini digunakan variasi permesinan yang sama seperti yang digunakan pada eksperimen sebelumnya sehingga diharapkan didapatkan hasil simulasi yang mendekati dengan hasil eksperimen. Variasi tersebut berupa variasi *spindle speed* dan *depth of cut*. Sedangkan untuk *feed rate* dan diameter benda kerja digunakan nilai yang sama sebesar 0,1 mm/rev dan 40 mm. Variasi parameter permesinan yang akan digunakan pada eksperimen ini adalah sebagai berikut:

**Tabel 3. 8 Cutting Parameter**

Variation	Cutting Parameter					
	Putaran Spindle (RPM)	Depth of cut (mm)	Feed rate (mm/rev)	Spindle speed (m/min)	MRR (mm <sup>3</sup> /min)	Frekuensi chatter (Hz)
B1	320	0,2	0,1	51,04	1020,88	416,21
B2	320	0,3	0,1	51,04	1531,32	431,71
B3	320	0,4	0,1	51,04	2041,75	447,21
B4	450	0,2	0,1	71,78	1435,61	404,47
B5	450	0,3	0,1	71,78	2153,41	419,97
B6	450	0,4	0,1	71,78	2871,22	435,47
B7	720	0,2	0,1	114,85	2296,97	380,10
B8	720	0,3	0,1	114,85	3445,46	395,60
B9	720	0,4	0,1	114,85	4593,95	411,10

#### B. Gaya Permesinan

Gaya permesinan yang akan dianalisis terdiri dari tiga buah gaya yaitu gaya pemotongan (*cutting force*,  $F_c$ ), gaya aksial (*thrust force*,  $F_t$ ), dan gaya radial (*radial force*,  $F_r$ ). Dimana gaya pemotongan dapat diperoleh menggunakan rumus dibawah ini.

$$F_c = K_c d f \quad (3.52)$$

*Cutting force* diperoleh dari perkalian *specific cutting force* ( $K_c$ ), *depth of cut* ( $d$ ), dan *feed rate* ( $f$ ). Dimana nilai  $K_c$  diperoleh dari *technical data* ISO 13399 standard, yakni pada  $f = 0,1$  mm/rev,  $K_c = 4050$  Mpa. Sementara untuk mendapatkan gaya radial dan gaya *thrust* dapat menggunakan persamaan berikut yang diperoleh dari eksperimen oleh Sadilek.

$$F_r = 0,69 F_c \quad (3.53)$$

$$F_t = 0,38 F_c \quad (3.54)$$

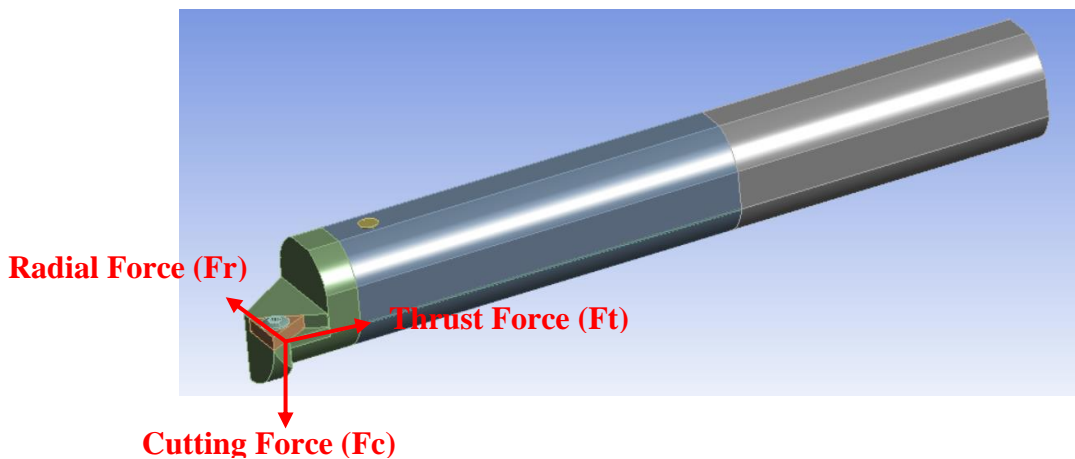
Setelah menemukan nilai dari  $F_c$ ,  $F_t$ ,  $F_r$  maka dapat diperoleh gaya permesinan total ( $F_m$ ) dengan menghitung resultan ketiga gaya tersebut menggunakan persamaan dibawah ini.

$$F_m = \sqrt{F_c^2 + F_r^2 + F_t^2} \quad (3.55)$$

Berikut merupakan hasil perhitungan gaya eksitasi yang digunakan pada penelitian ini.

**Tabel 3. 9** *Excitation force*

<i>Variation</i>	$K_c$ (MPa)	$F_c$ (N)	$F_r$ (N)	$F_t$ (N)	$F_m$ (N)
B1	4050	81	55,89	30,78	103,112
B2	4050	121,5	83,84	46,17	154,67
B3	4050	162	111,78	61,56	206,22
B4	4050	81	55,89	30,78	103,11
B5	4050	121,5	83,84	46,17	154,67
B6	4050	162	111,78	61,56	206,22
B7	4050	81	55,89	30,78	103,11
B8	4050	121,5	83,84	46,17	154,67
B9	4050	162	111,78	61,56	206,22



**Gambar 3. 29** *Excitation Forces on Boring Process*

### 3.2.7 Simulasi

Untuk mengetahui rancangan sistem dapat mereduksi getaran sesuai dengan hasil yang telah dilakukan pada eksperimen yang telah dilakukan (Wibowo, 2021), maka pada penelitian ini digunakan simulasi *modal* yang dihubungkan dengan *harmonic response* pada *software* ANSYS. Tahapan dalam melakukan simulasi ini sebagai berikut.

#### 3.2.7.1 Engineering Data

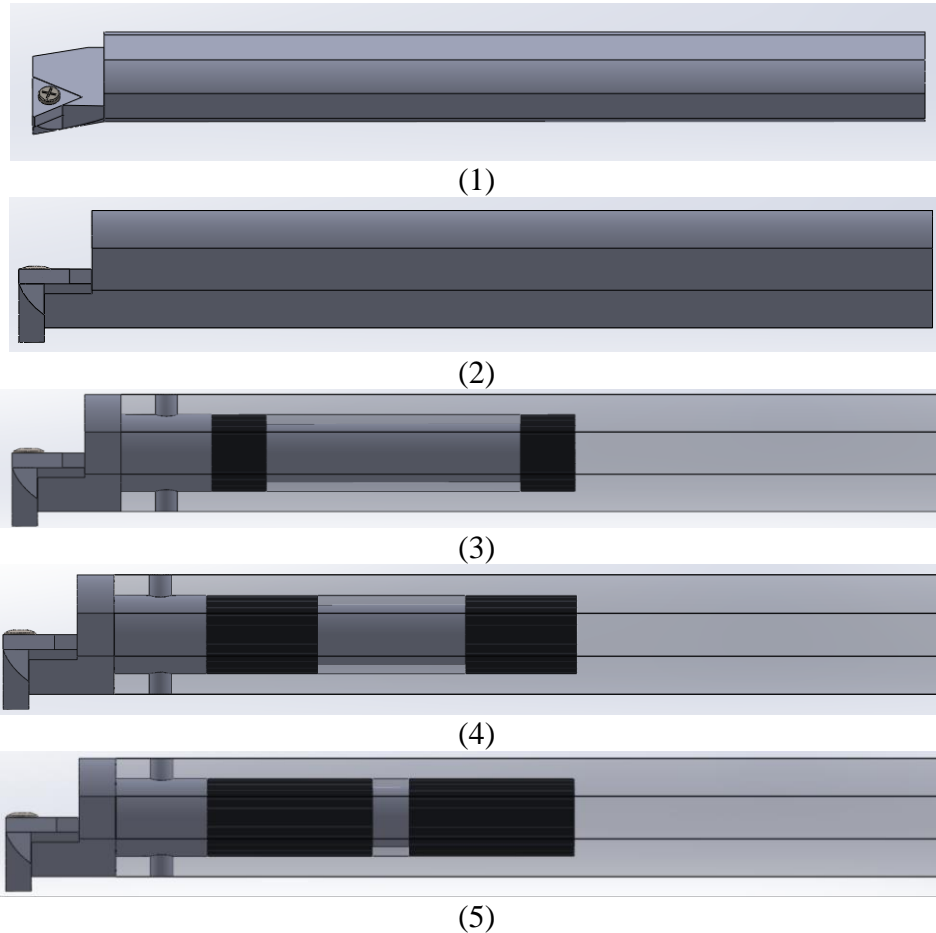
Sebelum melakukan simulasi, terlebih dahulu perlu didefinisikan material dan *properties* dari *boring bar*, massa *absorber*, serta karet. Berikut tabel 3.4 merupakan material dari *properties* yang dimasukkan ketika proses simulasi.

**Tabel 3. 10** *Material Properties*

Material	AISI 1045	Tungsten carbide	Natural rubber
<i>Density</i> (kg/m <sup>3</sup> )	7850	15630	1377
<i>Young Modulus</i> (GPa)	210	530	0,004071
<i>Poisson Ratio</i>	0,3	0,31	0,49
<i>Bulk Modulus</i> (GPa)	175	465	0,06785
<i>Shear Modulus</i> (GPa)	81	202	0,13661

### 3.2.7.2 Geometry

Geometri yang digunakan terbagi menjadi lima, yaitu sistem utama tanpa DVA (*regular boring bar*) dengan diameter 23 mm dan diameter 32 mm, serta sistem utama dengan DVA (*customized boring bar*). *Customized boring bar* memiliki 3 variasi panjang karet DVA. Gambar 3.30 dibawah ini merupakan geometri yang disimulasikan menggunakan ANSYS.

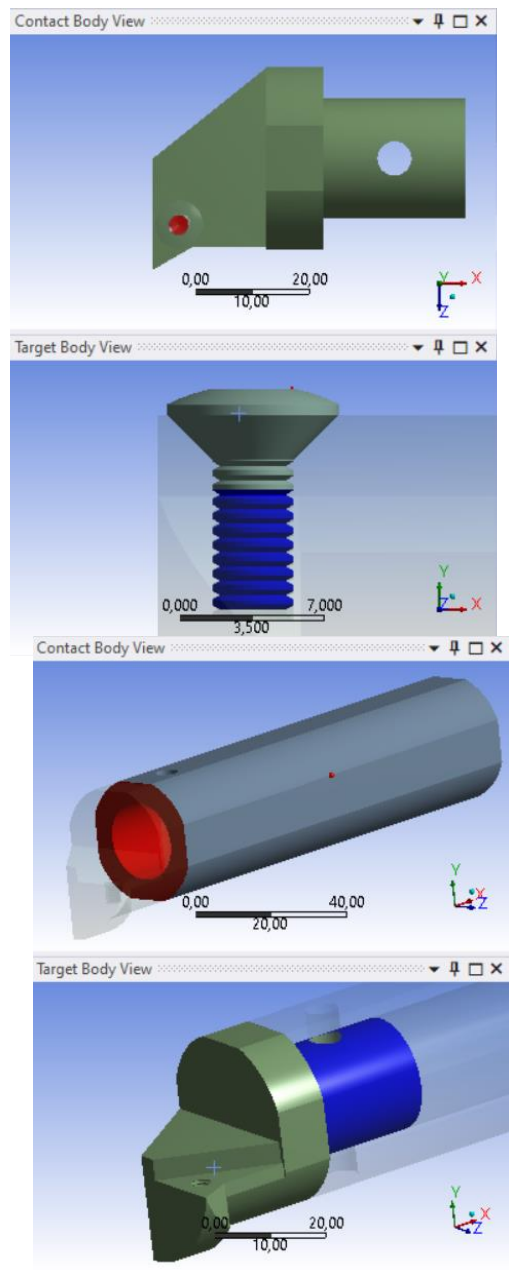
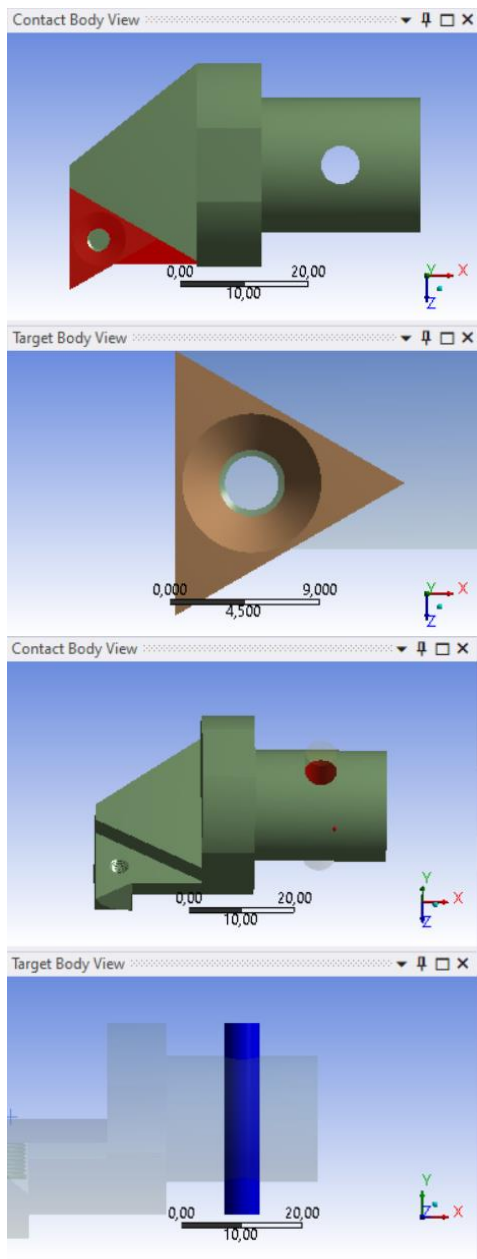


**Gambar 3. 30** Design Boring Bar (1) without DVA diameter 23 mm, (2) without DVA diameter 32 mm, (3) with DVA rubber 15 mm, (4) with DVA rubber 30 mm, and (5) with DVA rubber 45 mm

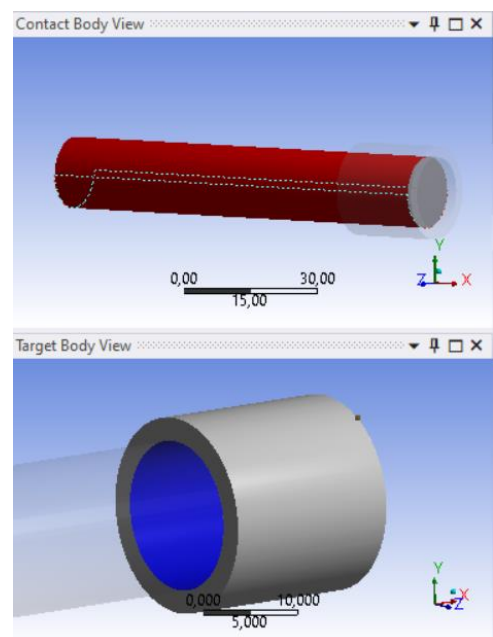
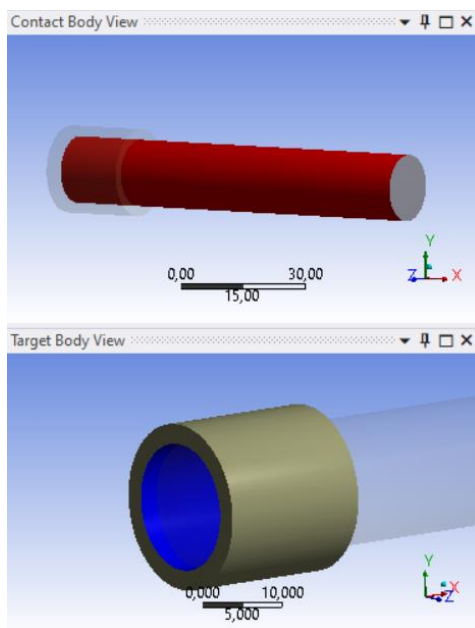
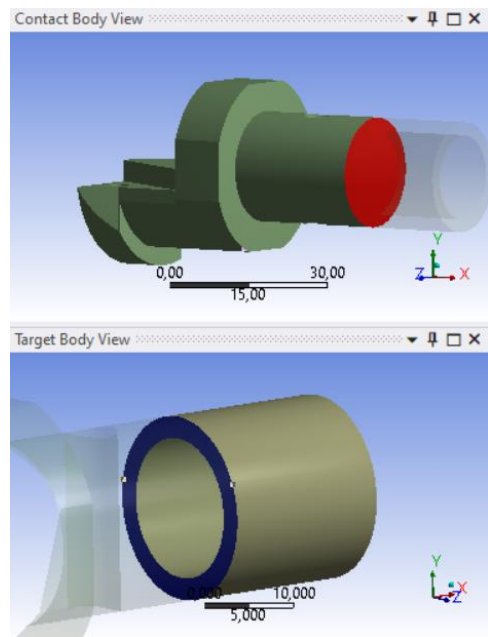
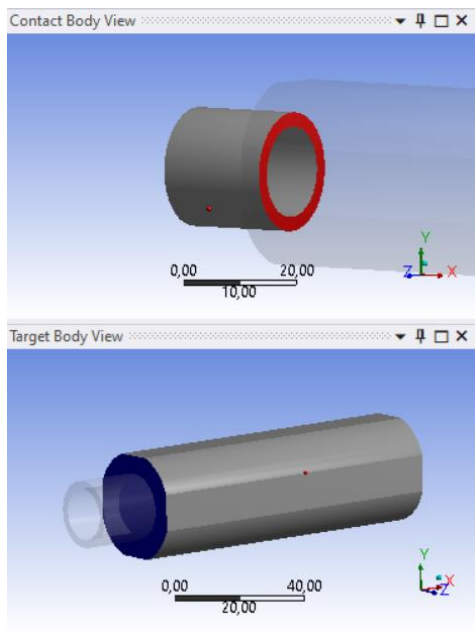
### 3.2.7.3 Connection

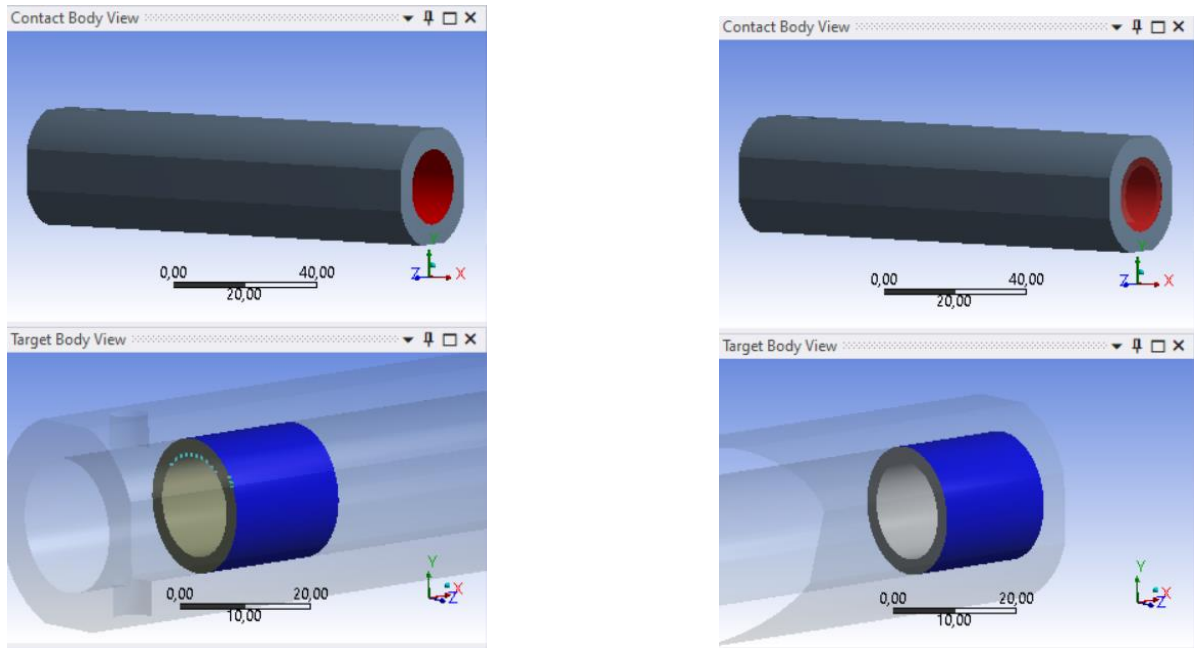
Dalam penelitian ini digunakan dua jenis *connection* yang akan digunakan yaitu *rough* dan *bounded*. *Rough connection* digunakan pada permukaan karet dengan logam, karena pada *rough connection* kedua permukaan benda yang mengalami kontak tidak dapat bergerak bebas pada arah tangensial namun dapat bergerak ke arah normal. Sedangkan *bounded connection* digunakan untuk kontak antara dua buah permukaan logam. Gambar 3.31 dibawah ini merupakan ilustrasi dari dua jenis *connection* yang digunakan.





(a)



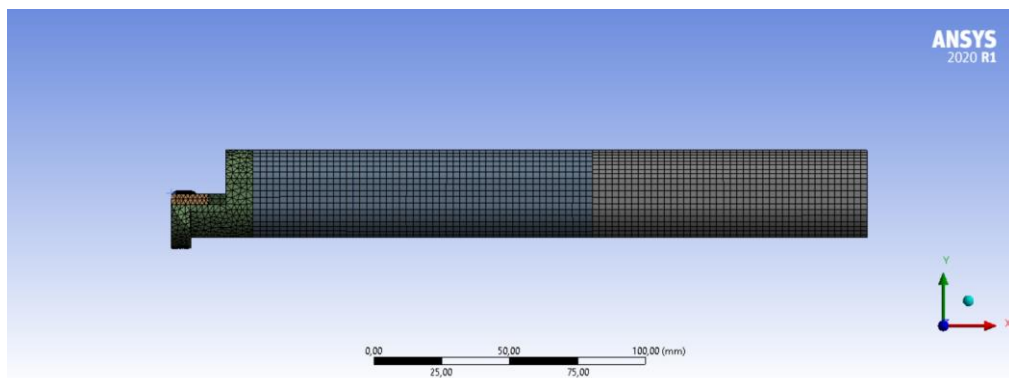


(b)

**Gambar 3. 31** (a) *Bonded Connection* (b) *Rough Connection*

### 3.2.7.4 Meshing

Pada *geometry* penelitian ini digunakan tiga teknik *meshing* sederhana, yaitu *body sizing*, *multizone*, dan *face meshing*. Untuk *body sizing* dibagi menjadi 7 bagian dengan *element size* yang berbeda-beda sesuai dengan geometrinya. Untuk *boring bar* digunakan *element size* 2,45 mm, *head* 2,45 mm, *pin* 0,5 mm, *insert* 2 mm, *bolt* 0,5 mm, massa *absorber* 2 mm, dan *rubber* 2 mm. *Multizone* digunakan pada profil silindris yaitu *body boring bar*, karet, dan massa *absorber*. *Face meshing* dilakukan pada profil permukaan melengkung pada *boring bar* guna menyesuaikan *body sizing* yang digunakan. Dari hasil *meshing* didapatkan 247.503 *node* dan 108.747 *element* pada *geometry* sistem utama dengan DVA panjang karet 20 mm. Dimana *element quality* minimum 0,00015067 maksimum 0,99989, dan rata-rata 0,74557 seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.32 berikut.



(a)

Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
<input type="checkbox"/> Target Quality	Default (0.050000)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	Orthogonal Quality
<input type="checkbox"/> Min	1,5067e-004
<input type="checkbox"/> Max	0,99989
<input type="checkbox"/> Average	0,74557 → Very Good
<input type="checkbox"/> Standard Deviation	0,1976

(b)

Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:

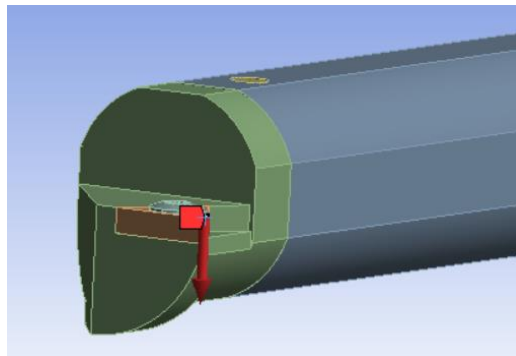
Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:					
Unacceptable	Bad	Acceptable	Good	Very good	Excellent
0-0.001	0.001-0.14	0.15-0.20	0.20-0.69	0.70-0.95	0.95-1.00

(c)

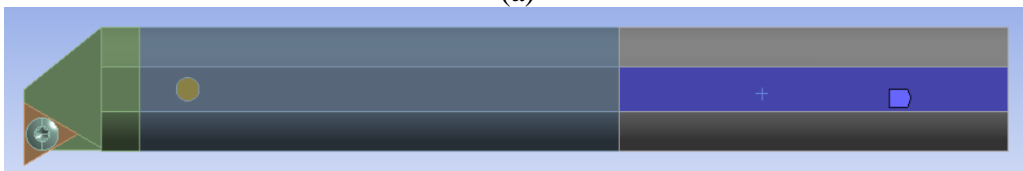
**Gambar 3. 32** (a) Mesh (b) Mesh quality (c) Orthogonal Quality Mesh Metrics

### 3.2.7.5 Force dan Fixed Support

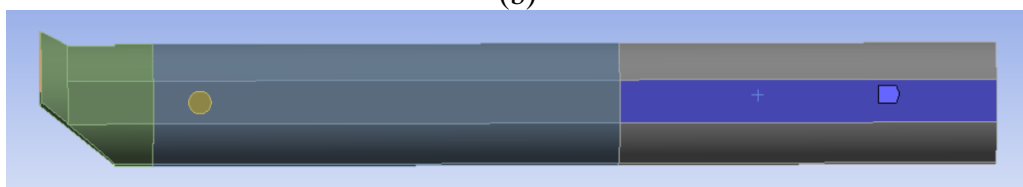
Pada gambar 3.33 ditunjukkan *boundary condition* yang digunakan pada penelitian ini. Gaya eksitasi yang diterima diasumsikan terpusat pada bagian *edge* di *nose insert*, hal ini dikarenakan pemotongan dilakukan pada kondisi *finish cut* dimana *depth of cut* sangat kecil. *Fixed support* diletakkan pada *body boring bar* bagian belakang sepanjang 100 mm dimana pada bagian tersebut *boring bar* menerima gaya tekan antara *clamp bolt* dan *tool post*.



(a)



(b)



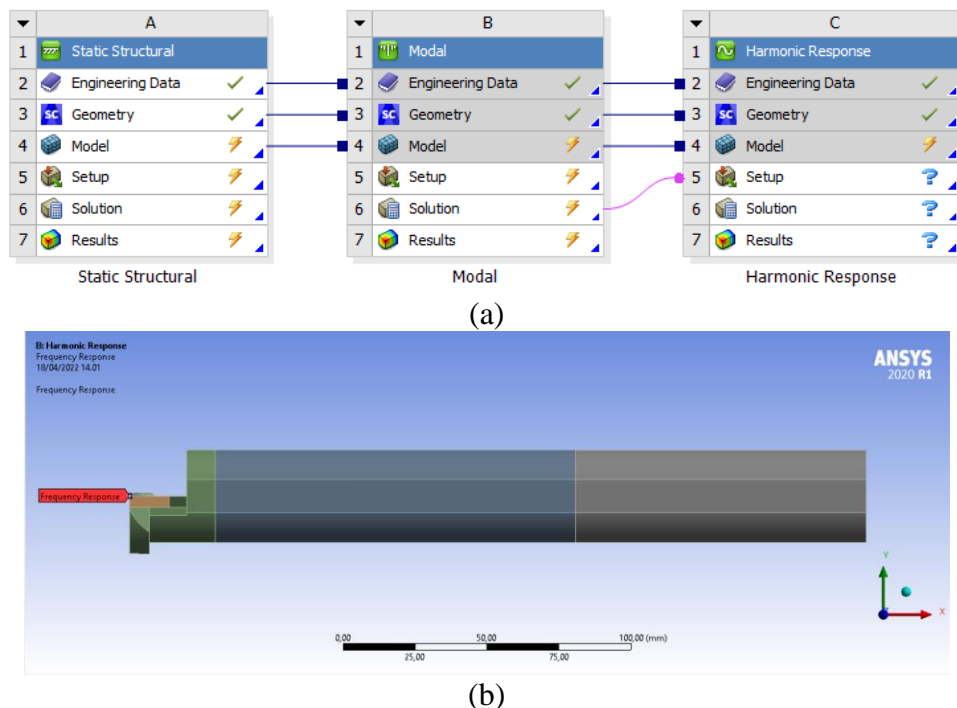
(c)

**Gambar 3. 33** (a) Excitation Force at The Vertex Insert (b) Fixed Support Boring Bar Top View, and (c) Fixed Support Boring Bar Bottom View

### 3.2.7.6 Simulasi *Static Structural*, *Modal*, dan *Harmonic Response*

Analisis *static structural* digunakan untuk mengetahui nilai deformasi dari sistem utama. Nilai deformasi tersebut kemudian digunakan untuk mencari nilai konstanta kekakuan ekuivalen. Pada penelitian ini digunakan simulasi *static structural* dengan *total deformation*. Kemudian *modal* merupakan bagian dari ANSYS *workbench* yang memiliki fungsi untuk mencari frekuensi natural, sedangkan *harmonic response* yang dihubungkan dengan *modal* memiliki fungsi untuk *plotting* hasil *modal analysis* pada berbagai *output* seperti deformasi pada frekuensi dan gaya tertentu, dan juga *bode diagram*. Pada simulasi menggunakan software ANSYS, *engineering data*, *geometry*, dan model pada *static structural*, *modal*, dan *harmonic response* diberi garis hubung seperti pada gambar 3.34 (a).

Pada simulasi *modal* diberi *input fixed support* kemudian max modes disetting hingga mode yang muncul melebihi 1000 Hz, hal ini dilakukan karena *bode diagram* yang menjadi *output* disetting dari 0 Hz – 1000 Hz. Kemudian setelah *mode* pada *geometry* muncul, pada *harmonic response* diberikan *input* gaya eksitasi sesuai pada tabel 3.9 pada ujung *insert*. *Solution* pada *harmonic response* yang akan diambil adalah *directional deformation* arah x, y, dan z dan *frequency response* dengan *display bode diagram*. Respon yang dianalisis seperti pada gambar 3.34 (b) adalah 1 *vertex* pada bagian tepi *insert* guna mengetahui respon reduksi getaran dan 1 *body mass ring* guna mengetahui desain DVA tidak menyentuh spesimen benda kerja saat proses pengeboran.



**Gambar 3. 34** (a) *Static Structural*, *Modal*, And *Harmonic Response* (b) *Frequency Response on The Edge of Insert*

### 3.2.8 Reduksi Respon Getaran

Setelah proses simulasi dijalankan pada tiap variasinya, maka diperoleh respon getaran sistem utama. Hasil ini kemudian diolah menjadi grafik reduksi respon getaran terhadap variasi yang dilakukan. Grafik yang didapatkan berupa grafik reduksi respon getaran sistem utama tanpa DVA dan grafik reduksi respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA pada arah x, y, dan z. Hasil tersebut digunakan untuk membuktikan desain aman dan DVA yang dapat mereduksi hingga batas stabil yang telah ditentukan.

### **3.2.9 Analisis Data dan Pembahasan**

Pada tahap ini, data hasil simulasi yang didapat kemudian dilakukan analisis berdasarkan teori-teori yang digunakan. Dari analisis data dan pembahasan yang dilakukan, dapat diketahui pengaruh variabel-variabel yang mempengaruhi reduksi respon getaran pada *boring bar*. Data hasil simulasi kemudian dibuatkan grafik perbandingan dengan hasil eksperimen yang telah dilakukan oleh (Wibowo, 2021) dan dilakukan validasi menggunakan metode uji statistik. Analisis dan pembahasan tersebut nantinya akan digunakan sebagai acuan untuk menarik kesimpulan dari penelitian ini.

### **3.2.10 Validasi Hasil**

Proses validasi dilakukan untuk membandingkan dan memeriksa apakah model dari simulasi sudah mewakili eksperimen. Pada penelitian ini digunakan metode uji statistik. Adapun metode yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

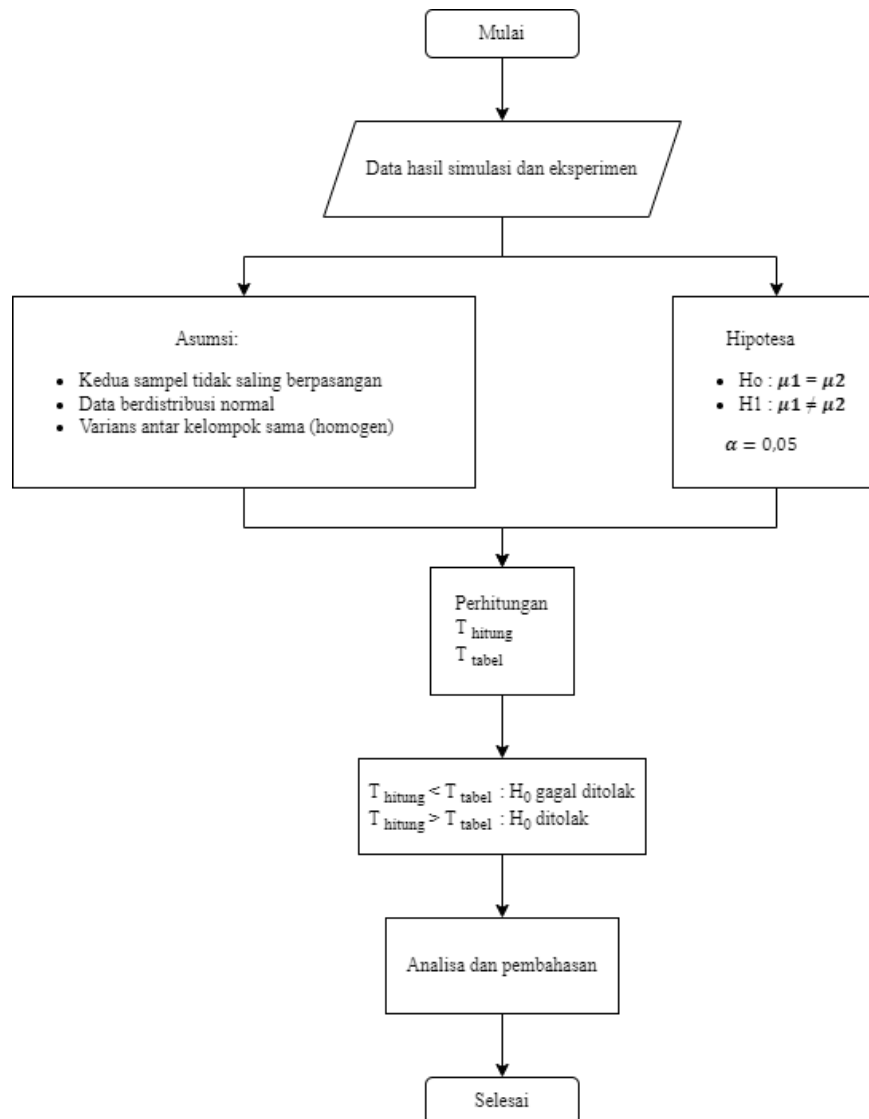
#### **3.2.10.1 Metode Independent sample Uji-T**

Metode *Independent sample* Uji-T digunakan untuk membandingkan rata-rata dua kelompok yang tidak berhubungan satu dengan yang lain (dua sampel bebas), agar dapat diketahui apakah secara signifikan kedua sampel mempunyai rata-rata yang sama atau tidak. Dalam penelitian ini kedua sampel tersebut adalah hasil dari simulasi menggunakan ANSYS dan hasil eksperimen yang dilakukan oleh (Wibowo, 2021). Adapun asumsi yang digunakan dalam metode ini adalah sebagai berikut:

1. Kedua sampel tidak saling berpasangan
2. Jumlah data untuk masing-masing sampel kurang dari 30 buah
3. Data yang digunakan berupa data kuantitatif berskala interval/rasio
4. Data untuk kedua sampel berdistribusi normal
5. Varians antar kelompok sama (homogen)

#### **3.2.10.2 Flowchart Proses Validasi**

Dalam proses validasi terdapat langkah-langkah yang ditunjukkan melalui *flowchart* pada gambar 3.34.



**Gambar 3. 35** Validation Flowchart

Berikut adalah penjelasan dari *flowchart* penelitian seperti yang ditunjukkan pada gambar 3.34 diatas.

1. Dalam penggunaan metode *Independent sample* uji-T, data harus memenuhi beberapa asumsi sebagai syarat bahwa metode ini sesuai dalam pengolahan data dari hasil eksperimen yang merupakan kondisi yang tidak ideal dengan simulasi kondisi ideal.
  - a. Pada penelitian ini agar data sesuai dengan asumsi metode uji maka pengambilan data harus berdistribusi normal dan tidak saling berpasangan / bebas.
  - b. Data memiliki varians antar kelompok sama (homogen).
2. Setelah asumsi dalam metode *Independent sample* uji-T telah terpenuhi maka dibuat suatu hipotesa yaitu:
  - a.  $H_0: \mu_1 = \mu_2$  artinya terdapat kesamaan data antara rata-rata data dari simulasi dan eksperimen.
  - b.  $H_1: \mu_1 \neq \mu_2$  artinya adanya perbedaan data antara data hasil simulasi dan eksperimen.
3. Nilai untuk  $\alpha$  pada penelitian ini yaitu 0,05.  $\alpha$  diartikan sebagai suatu nilai kritis yang diijinkan dalam pengujian ini yaitu 0,05.
4. Setelah dibuat 2 buah hipotesa maka selanjutnya hasil data yang didapat dari hasil simulasi dan eksperimen dihitung menggunakan rumus *Indipendent sample* uji-T sebagai berikut:

$$t_{hit} = \frac{\mu_A - \mu_B}{\sqrt{\left[ \frac{\left( \sum A^2 - \frac{(\sum A)^2}{n_A} \right) + \left( \sum B^2 - \frac{(\sum B)^2}{n_B} \right)}{n_A + n_B - 2} \right]} \times \left[ \frac{1}{n_A} + \frac{1}{n_B} \right]} \quad (3.56)$$

5. Setelah didapatkan nilai  $t_{hitung}$  selanjutnya cari nilai dari  $t_{tabel}$  dengan dari tabel distribusi T.
6. Setelah didapatkan nilai dari  $t_{hit}$  dan  $t_{tab}$  maka dapat disimpulkan apabila nilai  $t_{hit}$  lebih besar dari  $t_{tab}$  ( $t_{hit} > t_{tab}$ ) maka Hipotesa Ho ditolak/tidak valid. Apabila ( $t_{hit} < t_{tab}$ ) maka hipotesis Ho diterima/ valid.

### 3.2.11 Kesimpulan

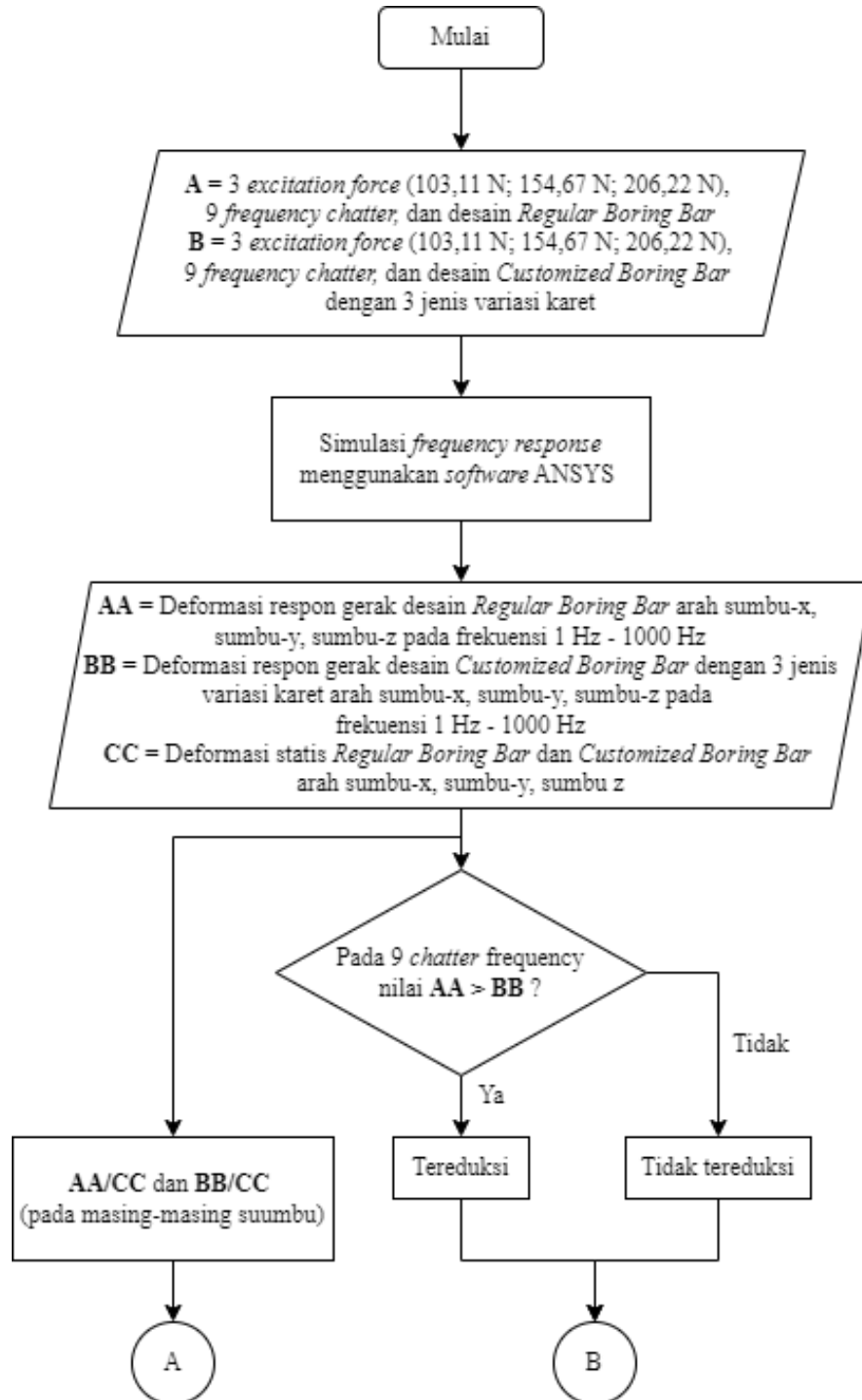
Berdasarkan hasil simulasi dan analisis yang telah dilakukan, dapat ditarik kesimpulan yang berkaitan dengan pon-poin pembahasan dan didasarkan pada rumusan masalah yang telah dituliskan pada Bab I. Kemudian akan dibuat saran untuk penelitian selanjutnya agar mendapatkan hasil yang lebih baik.



## BAB IV ANALISIS DATA DAN PEMBAHASAN

### 4.1 *Flowchart Analisis Data*

Adapun langkah-langkah pengolahan data pada penelitian ini dilakukan seperti yang ditunjukkan pada *flowchart* analisis data dan pembahasan pada gambar 4.1 berikut.





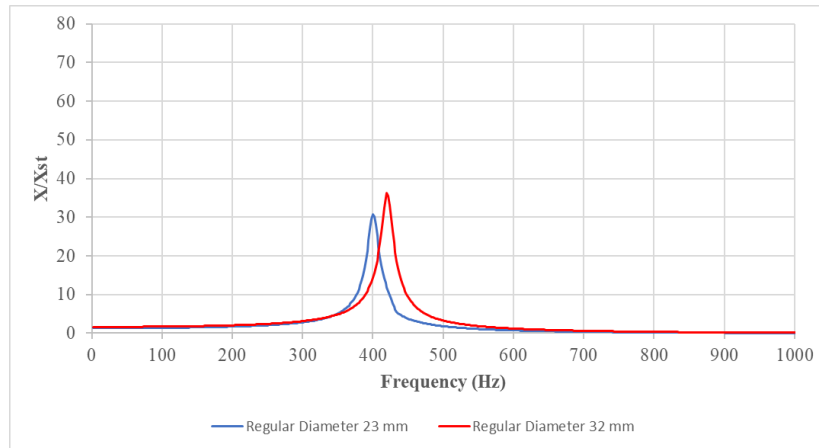
**Gambar 4. 1** *Flowchart Data Analysis*

## 4.2 Analisis Respon Getaran

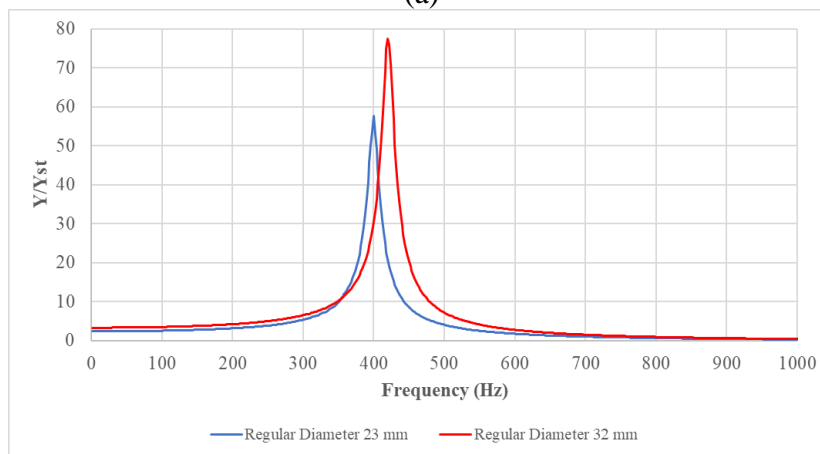
Simulasi dilakukan dengan menggunakan *software* ANSYS sesuai dengan Langkah-langkah simulasi yang telah dijelaskan pada bab 3 sebelumnya. Simulasi dijalankan dengan output *deformation frequency response* pada tepi insert arah sumbu-x (*axial*), sumbu-y (*tangential*), dan sumbu-z (*radial*). Data deformasi respon gerak di frekuensi 1 Hz – 1750 Hz pada masing-masing *geometry* kemudian diolah dengan *software excel* dengan membagi setiap respon yang didapat dengan defleksi statis yang dimiliki sistem pada masing-masing sumbu sehingga didapatkan *dimensionless frequency response*. Dari data tersebut kemudian dibuat grafik respon getaran dari *Regular Boring Bar* dan *Customized Boring Bar*.

### 4.2.1 Analisis Respon Getaran *Regular Boring Bar* (tanpa DVA)

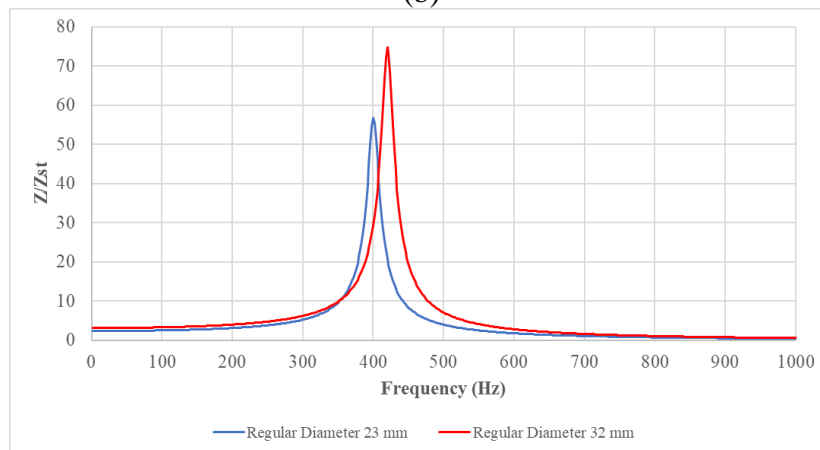
Analisis respon getaran *regular boring bar* dilakukan pada arah sumbu x, y, dan z. *Regular boring bar* pada penelitian ini terdapat dua jenis yaitu *regular boring bar* diameter 23 mm dengan panjang total 250 mm, dimana *boring bar* tersebut disesuaikan dengan yang digunakan pada eksperimen. Dan jenis yang kedua yaitu diameter 32 mm dengan panjang total 256 yang disesuaikan dengan dimensi *customized boring bar*. Proses simulasi dilakukan untuk mendapatkan respon getaran dalam bentuk perpindahan pada tiap frekuensi pada arah *axial*, *tangential*, dan *radial* yang kemudian di plot dalam bentuk *bode diagram*. Gambar 4.2 menunjukkan *bode diagram* hasil simulasi respon getaran sistem *regular boring bar*.



(a)



(b)



(c)

**Gambar 4. 2** Bode Diagram of Regular Boring bar in (a) X-axis (Axial) (b) Y-axis (Tangential) (c) Z-axis (Radial)

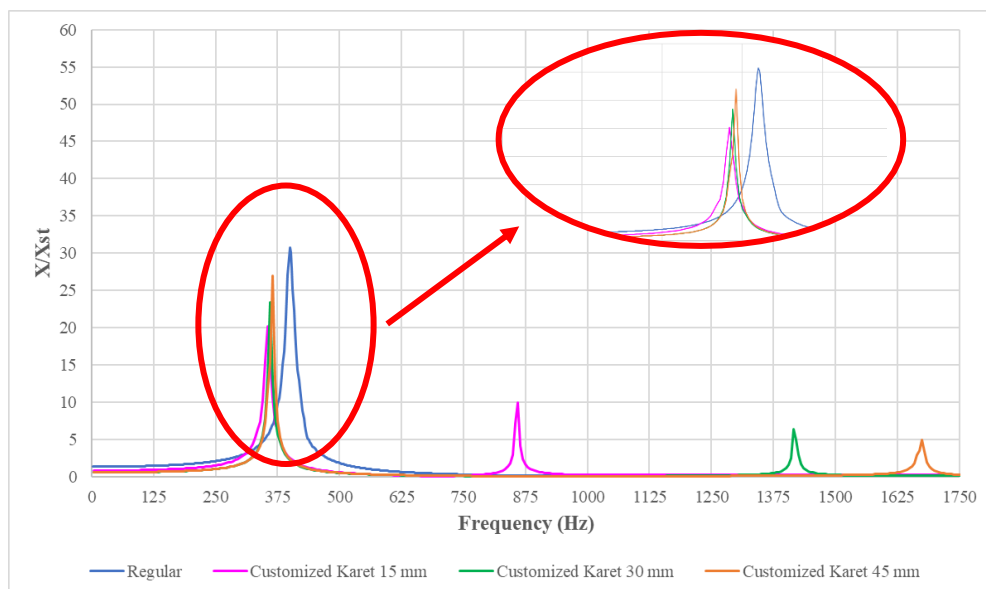
Pada gambar 4.2 merupakan respon gerak arah sumbu x,y, dan z dari *regular boring bar* diameter 23 mm dan diameter 32 mm. Berdasarkan gambar tersebut terlihat bahwa *regular boring bar* dengan diameter 32 mm memiliki frekuensi natural yang lebih tinggi daripada *regular boring bar* dengan diameter 23 mm. Hal tersebut karena semakin besar diameter *boring bar* maka nilai kekakuan dari *boring bar* tersebut akan semakin besar sehingga frekuensi natural dari sistem tersebut juga semakin tinggi. Pada gerak arah sumbu x, y, dan z *regular boring bar* diameter 23 mm memiliki frekuensi natural sebesar 400 Hz dan *regular boring bar* diameter

23 mm memiliki frekuensi natural sebesar 420 Hz. Selain itu dari gambar 4.2 didapatkan bahwa dengan penambahan atau pengurangan diameter pada *boring bar*, puncak hanya bergeser ke kiri atau ke kanan sehingga tidak dapat mereduksi getaran secara optimum.

Dari grafik dapat dilihat pada saat sistem berada pada frekuensi natural, *regular boring bar* diameter 32 mm memiliki puncak rasio perpindahan amplitudo lebih besar daripada *regular boring bar* diameter 23 mm. Hal tersebut terjadi karena pada sistem dengan kekakuan yang lebih besar akan memiliki nilai deformasi statis ( $X_{st}$ ) dan deformasi dinamis ( $X$ ) yang kecil namun nilai rasio amplitudo ( $X/X_{st}$ ) akan semakin besar. Pada gerak arah sumbu-x, di frekuensi naturalnya *regular boring bar* diameter 23 mm memiliki deformasi statis sebesar 0,0038553 mm dan deformasi dinamis sebesar 0,11837 mm sehingga didapatkan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 30,703. Sedangkan pada *regular boring bar* diameter 32 mm memiliki deformasi statis sebesar 0,0014943 mm dan deformasi dinamis sebesar 0,05419 mm sehingga didapatkan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 36,265. Pada arah *axial* (sumbu-x) puncak *regular boring bar* memiliki nilai yang kecil jika dibandingkan dengan arah *tangential* dan *radial*. Hal tersebut sesuai dengan dasar teori pada buku (Kalpakjian & Schmid, 2009) yang menyatakan bahwa gaya pada arah *axial* relatif kecil sehingga tidak memiliki pengaruh yang signifikan. *Bode diagram* pada sumbu x, y, dan z memiliki *trend* yang relatif sama, yakni puncak *regular boring bar* diameter 32 mm lebih tinggi daripada *regular boring bar* diameter 23 mm.

#### 4.2.2 Analisis Respon Getaran Boring Bar dengan DVA Arah Sumbu X (Axial)

Analisis respon getaran arah sumbu X (*axial*) pada *regular boring bar*, dan *customized boring bar* dengan penambahan DVA variasi karet 15 mm, 30 mm, dan 45 mm pada frekuensi 0-1750 Hz. Grafik rasio perpindahan amplitudo ( $X/X_{st}$ ) terhadap frekuensi ditunjukkan pada gambar 4.3 berikut.



**Gambar 4. 3 Bode Diagram of Boring Bar in X-axis (Axial)**

Pada gambar 4.3 terlihat bahwa *regular boring bar* memiliki satu puncak pada frekuensi naturalnya. Sedangkan pada *customized boring bar* dengan penambahan DVA terdapat dua puncak resonansi. Puncak resonansi akan semakin bergeser kekanan seiring bertambahnya panjang dari karet DVA. Pada *trend* puncak pertama semakin panjang karet maka *trend* puncak semakin naik, berbeda dengan *trend* pada puncak kedua akan semakin menurun. Hal ini sesuai dengan teori dari penelitian yang telah dilakukan oleh (Liu et al., 2018) dan (Li et al., 2019)

dimana semakin besar kekakuan DVA maka amplitudo puncak pertama akan semakin meningkat dan amplitudo puncak kedua akan semakin menurun hingga menghilang dan sistem kembali menjadi 1-DOF.

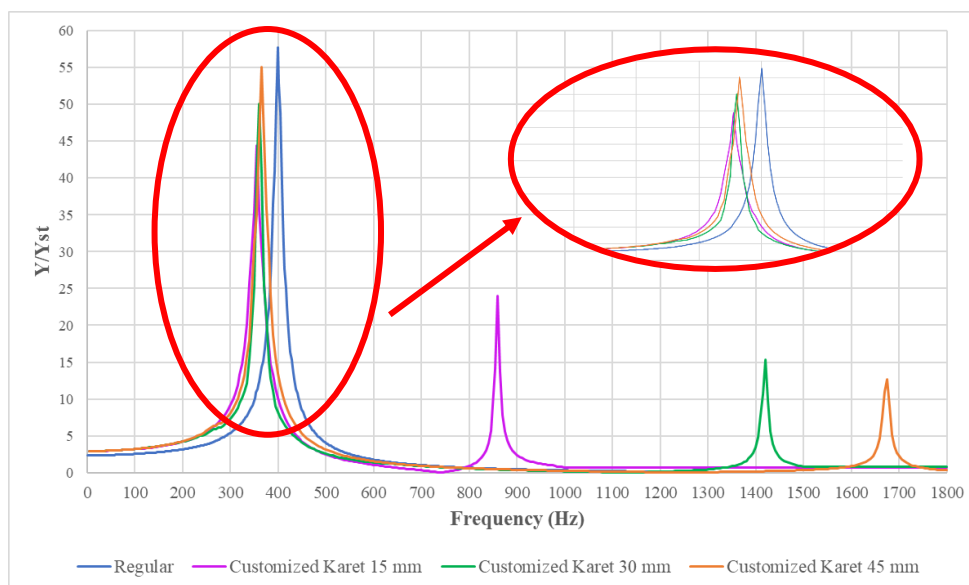
Pada arah sumbu-X (*axial*), *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 15 mm puncak resonansi pertama terjadi pada frekuensi 355 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 20,137 dan puncak resonansi kedua terjadi pada frekuensi 860 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 9,912. Sehingga daerah redaman untuk variasi karet DVA 15 mm terletak pada *range* frekuensi operasi 355 Hz hingga 860 Hz. Selanjutnya, untuk *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 30 mm puncak resonansi pertama terjadi pada frekuensi 360 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 23,378 dan puncak resonansi kedua terjadi pada frekuensi 1420 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 4,932. Sehingga daerah redaman untuk variasi karet DVA 30 mm terletak pada *range* frekuensi operasi 360 Hz hingga 1420 Hz. Kemudian, untuk *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 45 mm puncak resonansi pertama terjadi pada frekuensi 365 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 26,912 dan puncak resonansi kedua terjadi pada frekuensi 1675 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 4,893. Sehingga daerah redaman untuk variasi karet DVA 45 mm terletak pada *range* frekuensi operasi 365 Hz hingga 1675 Hz. Hasil ini sesuai dengan teori yaitu bertambahnya nilai konstanta kekakuan DVA menyebabkan daerah redaman menjadi semakin lebar. Sehingga daerah stabil untuk frekuensi operasional saat proses *boring* menjadi lebih luas dan bervariasi.

**Tabel 4. 1** *The Frequency of The Damping Area of The Boring Bar in The Axial Direction*

No	Variasi Karet	Peak 1		Peak 2		Daerah redaman	
		Frekuensi (Hz)	$X/X_{st}$	Frekuensi (Hz)	$X/X_{st}$	Range (Hz)	Lebar
1.	15 mm	355	20,137	860	9,912	355-860	505
2.	30 mm	360	23,378	1420	4,932	360-1420	1060
3.	45 mm	365	26,912	1675	4,893	365-1675	1310

#### 4.2.3 Analisis Respon Getaran *Boring Bar* dengan DVA Arah Sumbu Y (*Tangential*)

Analisis respon getaran arah sumbu Y (*tangential*) pada *regular boring bar*, dan *customized boring bar* dengan penambahan DVA variasi karet 15 mm, 30 mm, dan 45 mm pada frekuensi 0-1800 Hz. Grafik rasio perpindahan amplitudo ( $Y/Y_{st}$ ) terhadap frekuensi ditunjukkan pada gambar 4.4 berikut.



**Gambar 4. 4** *Bode Diagram of Boring Bar in Y-axis (Tangential)*

Gambar 4.4 menunjukkan bahwa *bode diagram* pada arah sumbu-Y (*tangential*) memiliki *trend* yang sama dengan *bode diagram* pada arah sumbu-X (*axial*) namun memiliki nilai yang berbeda. Pada frekuensi naturalnya *regular boring bar* memiliki satu puncak. Sedangkan pada *customized boring bar* dengan penambahan DVA terdapat dua puncak resonansi. Puncak resonansi akan semakin bergeser kekanan seiring bertambahnya panjang dari karet DVA. Pada *trend* puncak pertama semakin panjang karet maka *trend* puncak semakin naik, berbeda dengan *trend* pada puncak kedua akan semakin menurun. Hal tersebut sesuai dengan teori dari penelitian yang telah dilakukan oleh (Liu et al., 2018) dan (Li et al., 2019). Selanjutnya, nilai puncak dari *bode diagram* sumbu-Y (*tangential*) cenderung lebih tinggi dibandingkan pada sumbu-X (*axial*). Hal tersebut sesuai dengan dasar teori pada buku (Kalpakjian & Schmid, 2009) yang menyatakan bahwa gaya pada arah *axial* relatif kecil sehingga ketika proses *boring* gaya yang diberikan pada arah *axial* pengaruhnya tidak terlalu signifikan dibandingkan arah *tangential*.

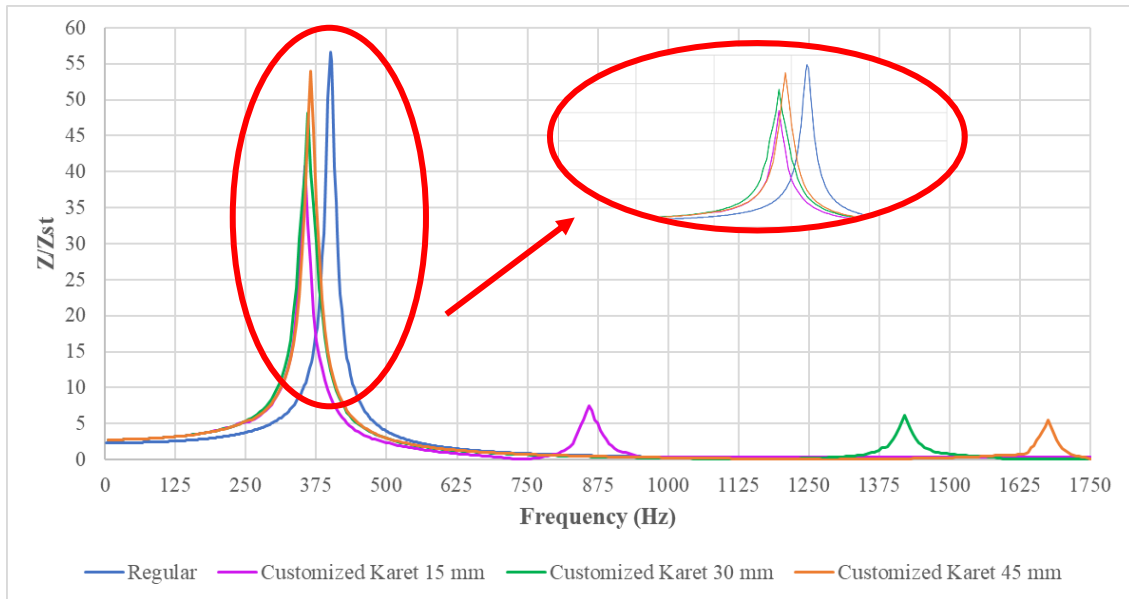
Pada arah sumbu-X (*axial*), *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 15 mm puncak resonansi pertama terjadi pada frekuensi 355 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 44,377 dan puncak resonansi kedua terjadi pada frekuensi 860 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 24,036. Sehingga daerah redaman untuk variasi karet DVA 15 mm terletak pada *range* frekuensi operasi 355 Hz hingga 860 Hz. Selanjutnya, untuk *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 30 mm puncak resonansi pertama terjadi pada frekuensi 360 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 50,036 dan puncak resonansi kedua terjadi pada frekuensi 1420 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 15,299. Sehingga daerah redaman untuk variasi karet DVA 30 mm terletak pada *range* frekuensi operasi 360 Hz hingga 1420 Hz. Kemudian, untuk *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 45 mm puncak resonansi pertama terjadi pada frekuensi 365 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 55,085 dan puncak resonansi kedua terjadi pada frekuensi 1675 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 12,685. Sehingga daerah redaman untuk variasi karet DVA 45 mm terletak pada *range* frekuensi operasi 365 Hz hingga 1675 Hz. Hasil ini sesuai dengan teori yaitu bertambahnya nilai konstanta kekakuan DVA menyebabkan daerah redaman menjadi semakin lebar. Sehingga daerah stabil untuk frekuensi operasional saat proses *boring* menjadi lebih luas dan bervariasi.

**Tabel 4. 2** *The Frequency of The Damping Area of The Boring Bar in The Tangential Direction*

No	Variasi Karet	Peak 1		Peak 2		Daerah redaman	
		Frekuensi (Hz)	$X/X_{st}$	Frekuensi (Hz)	$X/X_{st}$	Range (Hz)	Lebar
1.	15 mm	355	44,377	860	24,036	355-860	505
2.	30 mm	360	50,036	1420	15,299	360-1420	1060
3.	45 mm	365	55,085	1675	12,685	365-1675	1310

#### 4.2.4 Analisis Respon Getaran *Boring Bar* dengan DVA Arah Sumbu Z (*Radial*)

Analisis respon getaran arah sumbu Z (*radial*) pada *regular boring bar*, dan *customized boring bar* dengan penambahan DVA variasi karet 15 mm, 30 mm, dan 45 mm pada frekuensi 0-1750 Hz. Grafik rasio perpindahan amplitudo ( $Z/Z_{st}$ ) terhadap frekuensi ditunjukkan pada gambar 4.5 berikut.



**Gambar 4.5** Bode Diagram of Boring Bar in Z-axis (Radial)

Gambar 4.5 menunjukkan bahwa *bode diagram* pada arah sumbu-Z (*radial*) memiliki *trend* yang sama dengan *bode diagram* pada arah sumbu-X (*axial*) dan sumbu-Y (*tangential*) namun memiliki nilai yang berbeda. Nilai puncak dari *bode diagram* sumbu-Z (*radial*) hampir mendekati nilai dari puncak pada sumbu-Y (*tangential*). Hal tersebut dikarenakan ketika proses *boring* gaya pada arah tangential dan radial memiliki pengaruh yang signifikan. Pada frekuensi naturalnya *regular boring bar* memiliki satu puncak. Sedangkan pada *customized boring bar* dengan penambahan DVA terdapat dua puncak resonansi. Puncak resonansi akan semakin bergeser kekanan seiring bertambahnya panjang dari karet DVA. Pada *trend* puncak pertama semakin panjang karet maka *trend* puncak semakin naik, berbeda dengan *trend* pada puncak kedua akan semakin menurun. Hal tersebut sesuai dengan teori dari penelitian yang telah dilakukan oleh (Liu et al., 2018) dan (Li et al., 2019).

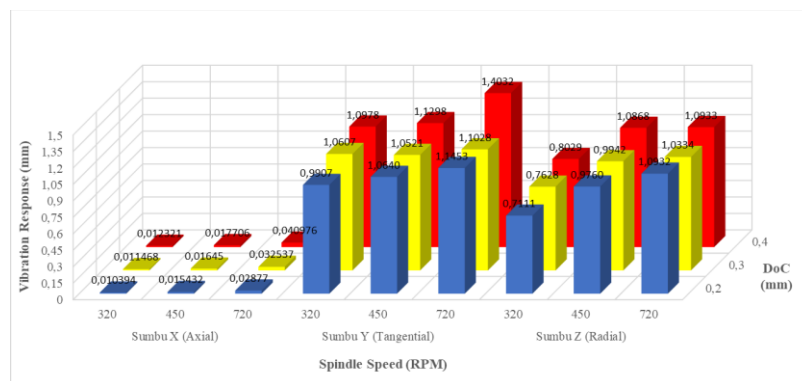
Pada arah sumbu-X (*axial*), *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 15 mm puncak resonansi pertama terjadi pada frekuensi 355 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 20,137 dan puncak resonansi kedua terjadi pada frekuensi 860 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 9,912. Sehingga daerah redaman untuk variasi karet DVA 15 mm terletak pada *range* frekuensi operasi 355 Hz hingga 860 Hz. Selanjutnya, untuk *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 30 mm puncak resonansi pertama terjadi pada frekuensi 360 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 23,378 dan puncak resonansi kedua terjadi pada frekuensi 1420 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 4,932 Sehingga daerah redaman untuk variasi karet DVA 30 mm terletak pada *range* frekuensi operasi 360 Hz hingga 1420 Hz. Kemudian, untuk *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 45 mm puncak resonansi pertama terjadi pada frekuensi 365 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 26,912 dan puncak resonansi kedua terjadi pada frekuensi 1675 Hz dengan nilai  $X/X_{st}$  sebesar 4,893 Sehingga daerah redaman untuk variasi karet DVA 45 mm terletak pada *range* frekuensi operasi 365 Hz hingga 1675 Hz. Hasil ini sesuai dengan teori yaitu bertambahnya nilai konstanta kekakuan DVA menyebabkan daerah redaman menjadi semakin lebar. Sehingga daerah stabil untuk frekuensi operasional saat proses *boring* menjadi lebih luas dan bervariasi.

**Tabel 4. 3** *The Frequency of The Damping Area of The Boring Bar in The Radial Direction*

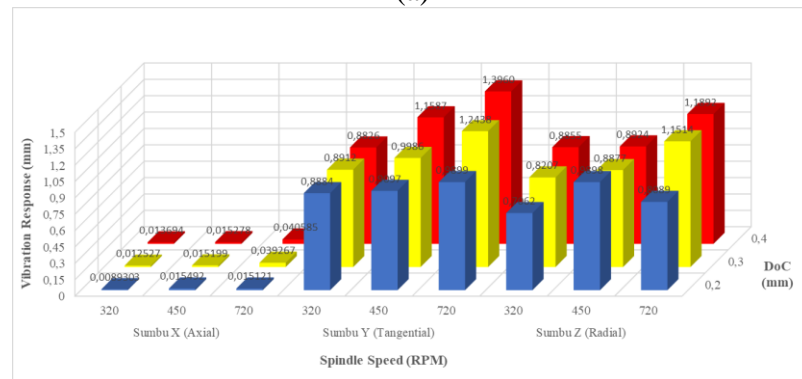
No	Variasi Karet	Peak 1		Peak 2		Daerah redaman	
		Frekuensi (Hz)	X/X <sub>st</sub>	Frekuensi (Hz)	X/X <sub>st</sub>	Range (Hz)	Lebar
1.	15 mm	355	40,714	860	7,503	355-860	505
2.	30 mm	360	48,093	1420	6,106	360-1420	1060
3.	45 mm	365	53,936	1675	5.555	365-1675	1310

#### 4.3 Analisis Pengaruh Variasi Putaran *Spindle* (RPM) dan *Depth of Cut* terhadap Respon Getaran

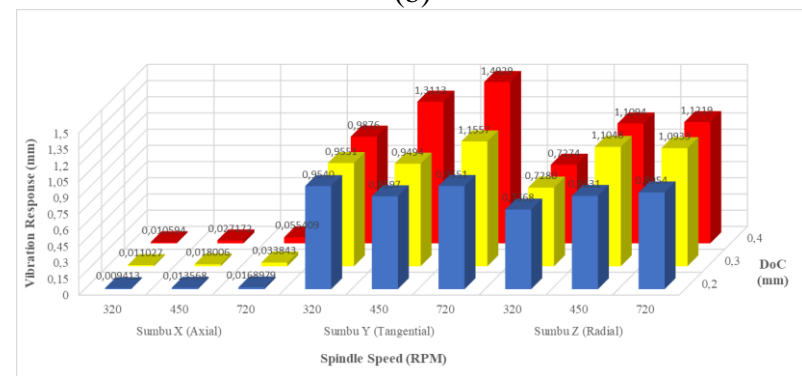
Analisis terkait pengaruh variasi parameter permesinan berupa putaran *spindle* dan *depth of cut* terhadap reduksi respon getaran dilakukan berdasarkan nilai respon getaran yang didapatkan pada sumbu-X, sumbu-Y, dan sumbu-Z.



(a)



(b)



(c)

**Gambar 4. 6** *The Effect of Variations in Machining Parameter on Vibration Response of DVA with Rubber (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm*



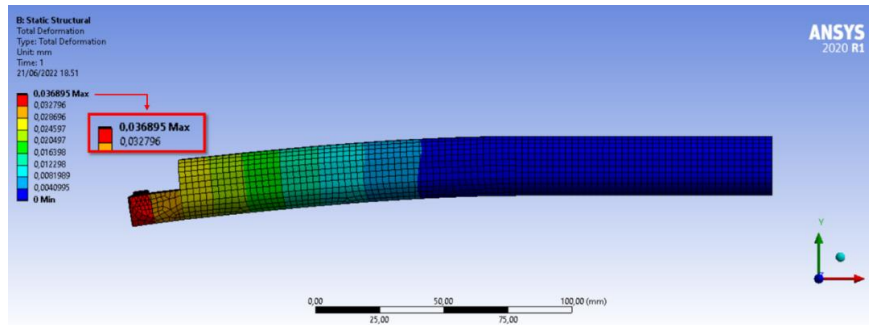
Gambar 4.6 merupakan grafik pengaruh variasi parameter permesinan berupa putaran *spindle* dan *depth of cut* terhadap respon getaran pada sumbu-X, sumbu-Y, dan sumbu-Z di masing-masing variasi DVA. Dari gambar 4.6 (a) terlihat bahwa untuk variasi karet DVA 15 mm pada tiap sumbu *trendline* dari grafik cenderung naik ketika variasi putaran *spindle* dan *depth of cut* juga semakin besar. Hal tersebut sesuai dengan teori dari penelitian yang telah dilakukan oleh (Prasad & Babu, 2017) bahwa nilai *displacement amplitude* meningkat seiring dengan tingkat kekerasan benda kerja (H), kedalaman potong (d), dan kecepatan putar (N). Peningkatan *trendline* grafik untuk pertambahan variasi nilai *depth of cut* juga dapat diakibatkan dari pertambahan nilai *cutting force*. Sesuai dengan persamaan 3.52 bahwa semakin besar nilai *depth of cut* maka nilai *cutting force* (Fc) juga akan semakin besar. Hal tersebut yang dapat menyebabkan respon getaran yang ditimbulkan saat proses *boring* bertambah besar. Pada variasi karet DVA 15 mm di tiap sumbu, yaitu sumbu-X (*axial*), sumbu-Y (*tangential*), dan sumbu-Z (*radial*) nilai respon getaran paling besar terdapat pada variasi putaran *spindle* 720 RPM dengan *depth of cut* sebesar 0,4 mm.

Pada variasi karet 30 mm sebagian besar grafik juga memiliki *trendline* yang sama dengan variasi karet 15 mm yang ditunjukkan pada gambar 4.10 (b), yaitu *trendline* dari grafik cenderung naik ketika variasi putaran *spindle* dan *depth of cut* juga semakin besar dengan nilai respon getaran paling besar terdapat pada variasi putaran *spindle* 720 RPM dengan *depth of cut* sebesar 0,4 mm. Namun, terdapat perbedaan *trendline* pada arah sumbu-Z (*radial*) untuk variasi *depth of cut* 0,2. Pada variasi tersebut nilai respon getaran mengalami penurunan dari 450 RPM menuju 720 RPM. Hal tersebut dapat disebabkan variasi karet 30 mm tidak optimal meredam getaran arah sumbu-Z (*radial*) pada variasi permesinan putaran *spindle* 450 RPM dan *depth of cut* 0,2 mm. Sehingga respon getaran pada variasi tersebut cenderung lebih besar.

Selanjutnya, pada variasi karet 40 mm sebagian besar grafik juga memiliki *trendline* yang cenderung naik ketika variasi putaran *spindle* dan *depth of cut* juga semakin besar seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.10 (c). *Trendline* dengan nilai respon getaran paling besar terdapat pada variasi putaran *spindle* 720 RPM dengan *depth of cut* sebesar 0,4 mm. Namun, terdapat perbedaan *trendline* seperti pada variasi karet 30 mm. Pada arah sumbu-Y (*tangential*) perbedaan terdapat pada variasi *depth of cut* 0,2. Pada variasi tersebut nilai respon getaran mengalami penurunan dari putaran *spindle* 320 RPM menuju 450 RPM. Hal tersebut dapat disebabkan variasi karet 45 mm tidak optimal meredam getaran arah sumbu-Y (*tangential*) pada variasi permesinan putaran *spindle* 320 RPM dan *depth of cut* 0,2 mm. Sehingga respon getaran pada variasi tersebut cenderung lebih besar. Untuk desain DVA seperti yang digunakan pada penelitian ini memang perlu disesuaikan dengan *cutting* parameter yang digunakan, sebab tidak semua variasi karet DVA dapat mereduksi secara optimal pada semua variasi *cutting* parameter.

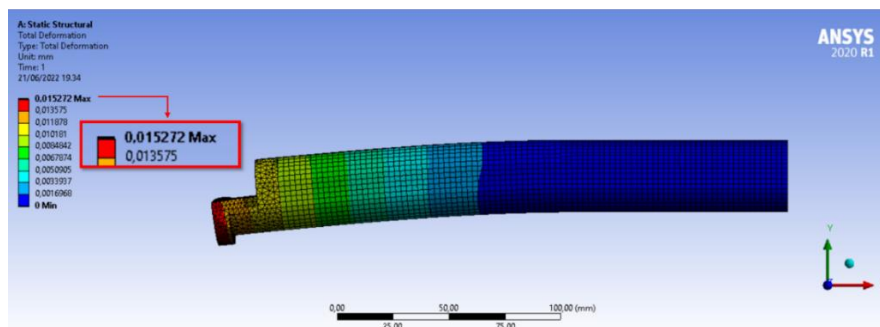
#### **4.4 Analisis Deformasi dari *Regular Boring Bar* dan *Customized Boring Bar* dengan Penambahan DVA**

Analisis deformasi dilakukan pada *regular boring bar* dan *customized boring bar* dengan variasi karet DVA 15 mm, 30 mm, dan 45 mm. *Regular boring bar* dan *customized boring bar* diberikan gaya yang sama pada tepi ujung *insert*. Analisis dilakukan pada ANSYS *static structural*. Dari analisis ini akan didapatkan nilai deformasi dan warna kontur dari sistem.

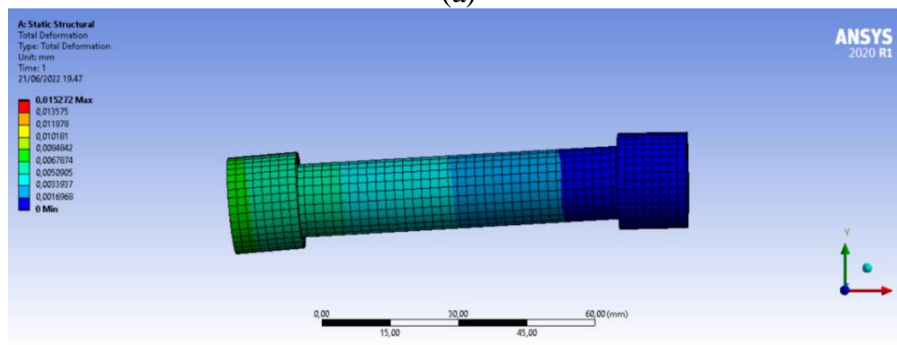


**Gambar 4. 7** Regular Boring Bar Deformation Value

Gambar 4.7 menunjukkan nilai *total deformation* pada *regular boring bar*. Ketika *boring bar* dikenai suatu gaya maka akan menyebabkan *boring bar* tersebut terdefleksi. Pada gambar 4.7 dapat dilihat bahwa pada *regular boring bar* nilai deformasi maksimal sebesar 0,036895 mm yang terletak pada ujung *insert*. Selanjutnya untuk *customized boring bar* dengan DVA karet 15 mm, nilai deformasi maksimal sebesar 0,015272 mm seperti yang ditunjukkan pada gambar 4.8 (a). Nilai deformasi total dari *customized boring bar* yang lebih kecil menunjukkan bahwa desain lebih kaku dan tidak mengalami defleksi yang besar ketika dikenai gaya. Pada analisis *static structural* dengan *total deformation* untuk warna kontur merah menunjukkan kondisi paling kritis pada sistem tersebut dan kontur warna hijau sampai dengan biru menunjukkan kondisi aman. Untuk kontur warna merah pada *regular boring bar* lebih banyak jika dibandingkan pada *customized boring bar*.



(a)

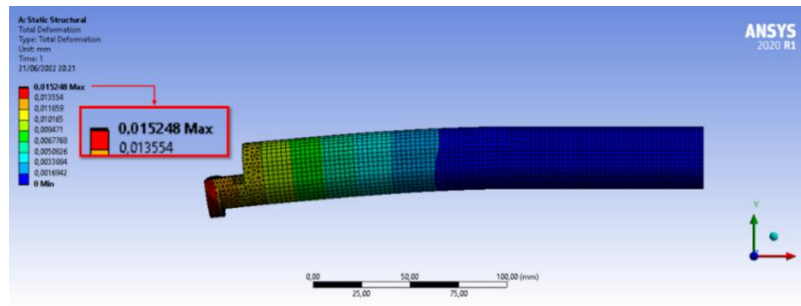


(b)

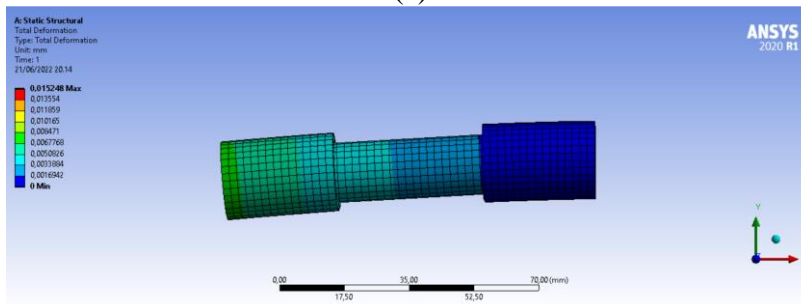
**Gambar 4. 8** Deformation Value of (a) Customized Boring Bar (b) DVA with Rubber 15 mm

Selanjutnya gambar 4.8 (b) menunjukkan keadaan dari DVA yang diletakan di dalam *customized boring bar* ketika tepi ujung *insert* dikenai gaya. Konstur warna dari DVA mempunyai warna hijau dan biru yang memiliki arti bahwa DVA tersebut aman saat *boring bar* bekerja. Untuk variasi *customized boring bar* dengan DVA 30 mm dan 45 mm memiliki nilai

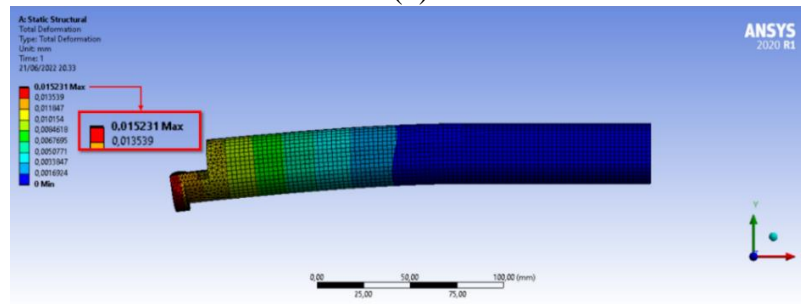
deformasi total yang hampir sama dengan nilai deformasi total pada variasi karet 15 mm, yaitu pada variasi karet 30 mm memiliki nilai deformasi total sebesar 0,015248 mm dan pada variasi karet 30 mm memiliki nilai deformasi total sebesar 0,015231 mm. Gambar 4.9 (a) dan (c) menunjukkan *customized boring bar* dengan DVA karet 30 mm dan DVA karet 45 mm ketika dikenai gaya. Sedangkan gambar 4.9 (b) dan (d) menunjukkan keadaan dari DVA dengan karet 30 mm dan karet 45 mm yang diletakan di dalam *customized boring bar* ketika tepi ujung *insert* dikenai gaya. Kontur warna yang ditunjukkan dari seluruh variasi menunjukkan kondisi yang aman saat mengalami defleksi.



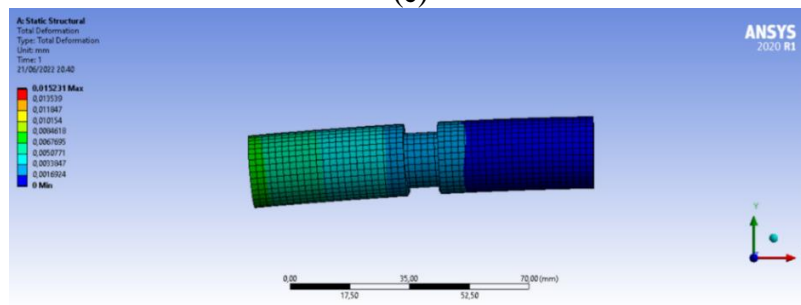
(a)



(b)



(c)



(d)

**Gambar 4. 9** Deformation Value of (a) Customized Boring Bar with Rubber 30 mm, (b) DVA with Rubber 30 mm, (c) Customized Boring Bar with Rubber 30 mm, (d) DVA with Rubber 45 mm

#### 4.5 Analisis Reduksi Getaran *Boring Bar*

Analisis reduksi getaran dilakukan pada *regular boring bar* dan *customized boring bar* pada variasi permesinan putaran *spindle* 320 RPM, 450 RPM, dan 720 RPM, dengan di masing-masing variasi putaran *spindle* nya dilakukan variasi pemotongan berupa *depth of cut* sebesar 0,2 mm, 0,3 mm, 0,4 mm. Simulasi dilakukan dengan menggunakan ANSYS pada frekuensi 0-1000 Hz.

Analisis reduksi respon getaran *customized boring bar* akibat penambahan DVA didapatkan dengan menggunakan persamaan berikut.

$$\text{Reduksi} = \frac{DFR_1 - DFR_2}{DFR_1} \times 100\% \quad (4.1)$$

Dimana:

DFR<sub>1</sub> : Nilai *deformation frequency response* getaran sistem utama tanpa DVA (mm)

DFR<sub>2</sub> : Nilai *deformation frequency response* getaran sistem utama dengan DVA (mm)

##### 4.5.1 Analisis Reduksi Getaran *Boring Bar* Arah Sumbu X (*Axial*)

Hasil analisis reduksi respon getaran *boring bar* pada sumbu-X (*axial*) dengan menggunakan persamaan 4.1 ditunjukkan pada tabel 4.4 berikut.

**Tabel 4. 4** *The Result of The Reduction of The Vibration Response in Each Variation in The Axial Direction*

Variation			Vibration Response Non DVA (mm)	Vibration Response Using DVA (mm)					
Kode	RPM	Depth of Cut (mm)	Regular	Rubber 15 mm	Reduction (%)	Rubber 30 mm	Reduction (%)	Rubber 45 mm	Reduction (%)
B1	320	0,2	0,01176	0,01039	12	0,0089303	24	0,00941	20
B2		0,3	0,01505	0,01147	24	0,012527	17	0,01103	27
B3		0,4	0,01957	0,01232	37	0,013694	30	0,01059	46
B4	450	0,2	0,01868	0,01543	17	0,015492	17	0,01357	27
B5		0,3	0,02536	0,01645	35	0,015199	40	0,01801	29
B6		0,4	0,03197	0,01771	45	0,015278	52	0,02717	15
B7	720	0,2	0,02694	0,02077	23	0,015121	44	0,01690	37
B8		0,3	0,24314	0,03254	87	0,039267	84	0,03384	86
B9		0,4	0,45353	0,04098	91	0,040585	91	0,05541	88

Pada tabel 4.4 diatas hasil reduksi getaran di arah *axial* (sumbu-X) pada variasi putaran *spindle* 320 RPM, 450 RPM, dan 720 RPM serta variasi *depth of cut* sebesar 0,2 mm, 0,3 mm, dan 0,4 mm. Pada *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 15 mm memiliki nilai reduksi terbesar sebesar 91% ketika bekerja pada variasi B9 yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,4 mm. Sedangkan untuk nilai reduksi paling kecil sebesar 12% ketika bekerja pada variasi B1 yaitu ketika putaran *spindle* 320 RPM dan *depth of cut* 0,2 mm. Untuk *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 30 mm memiliki nilai reduksi terbesar

sebesar 91% ketika bekerja pada variasi B9 yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,4 mm. Sedangkan untuk nilai reduksi paling kecil sebesar 17% ketika bekerja pada variasi B2 dan B4 yaitu ketika putaran *spindle* 320 RPM dengan *depth of cut* 0,3 mm, dan putaran *spindle* 450 RPM dengan *depth of cut* 0,2 mm. Dan pada *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 45 mm memiliki nilai reduksi terbesar sebesar 88% ketika bekerja pada variasi B9 yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,4 mm. Sedangkan untuk nilai reduksi paling kecil sebesar 15% ketika bekerja pada variasi B6 yaitu ketika putaran *spindle* 450 RPM dan *depth of cut* 0,4 mm.

Desain dari *customized boring bar* dengan penambahan DVA pada arah *axial* (sumbu-X) mampu bekerja mereduksi getaran pada variasi permesinan B1 sampai dengan B9 karena frekuensi operasi sistem tersebut bekerja sesuai dengan *range* daerah redaman sesuai tabel 4.1. Dari tabel 4.4 dapat dilihat untuk masing-masing variasi DVA nilai reduksi terbesar dan terkecil tidak pada variasi permesinan yang sama. Sehingga dari tiap-tiap variasi karet pada DVA akan bekerja secara optimum ketika digunakan pada frekuensi operasi yang tepat.

#### 4.5.2 Analisis Reduksi Getaran Boring Bar Arah Sumbu Y (*Tangential*)

Hasil analisis reduksi respon getaran *boring bar* pada sumbu-Y (*tangential*) dengan menggunakan persamaan 4.1 ditunjukkan pada tabel 4.5 berikut.

**Tabel 4.5** *The Result of The Reduction of The Vibration Response in Each Variation in The Tangential Direction*

Variation			Vibration Response Non DVA (mm)	Vibration Response Using DVA (mm)					
Kode	RPM	Depth of Cut (mm)	Regular	Rubber 15 mm	Reduction (%)	Rubber 30 mm	Reduction (%)	Rubber 45 mm	Reduction (%)
B1	320	0,2	1,1541	0,9907	14	0,8884	23	0,9540	17
B2		0,3	1,1163	1,0607	5	0,8912	20	0,9551	14
B3		0,4	1,6541	1,0978	34	0,8826	47	0,9876	40
B4	450	0,2	1,1359	1,0640	6	0,9097	20	0,8597	24
B5		0,3	2,9494	1,0521	64	0,9986	66	0,9494	68
B6		0,4	3,9757	1,1298	72	1,1587	71	1,3113	67
B7	720	0,2	1,4572	1,1453	21	0,9899	32	0,9551	34
B8		0,3	8,5775	1,1028	87	1,2438	85	1,1557	87
B9		0,4	10,6261	1,4032	87	1,3960	87	1,4929	86

Pada tabel 4.5 diatas hasil reduksi getaran di arah *tangential* (sumbu-Y) pada variasi putaran *spindle* 320 RPM, 450 RPM, dan 720 RPM serta variasi *depth of cut* sebesar 0,2 mm, 0,3 mm, dan 0,4 mm. Pada *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 15 mm memiliki nilai reduksi terbesar sebesar 87% ketika bekerja pada variasi B8 dan B9 yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,3 mm dan 0,4 mm. Sedangkan untuk nilai reduksi paling kecil sebesar 5% ketika bekerja pada variasi B2 yaitu ketika putaran *spindle* 320 RPM dan *depth of cut* 0,3 mm. Untuk *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 30 mm memiliki

nilai reduksi terbesar sebesar 87% ketika bekerja pada variasi B9 yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,4 mm. Sedangkan untuk nilai reduksi paling kecil sebesar 20% ketika bekerja pada variasi B2 dan B4 yaitu ketika putaran *spindle* 320 RPM dengan *depth of cut* 0,3 mm, dan putaran *spindle* 450 RPM dengan *depth of cut* 0,2 mm. Dan pada *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 45 mm memiliki nilai reduksi terbesar sebesar 87% ketika bekerja pada variasi B8 yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,3 mm. Sedangkan untuk nilai reduksi paling kecil sebesar 14% ketika bekerja pada variasi B2 yaitu ketika 320 RPM dan *depth of cut* 0,3 mm.

Desain dari *customized boring bar* dengan penambahan DVA pada arah *tangential* (sumbu-Y) mampu bekerja mereduksi getaran pada variasi permesinan B1 sampai dengan B9 karena frekuensi operasi sistem tersebut bekerja sesuai dengan *range* daerah redaman sesuai tabel 4.2. Dari tabel 4.5 dapat dilihat untuk masing-masing variasi DVA nilai reduksi terbesar dan terkecil tidak pada variasi permesinan yang sama. Sehingga dari tiap-tiap variasi karet pada DVA akan bekerja secara optimum ketika digunakan pada frekuensi operasi yang tepat.

#### 4.5.3 Analisis Reduksi Getaran Boring Bar Arah Sumbu Z (Radial)

Hasil analisis reduksi respon getaran *boring bar* pada sumbu-Z (*radial*) dengan menggunakan persamaan 4.1 ditunjukkan pada tabel 4.6 berikut.

**Tabel 4. 6** *The Result of The Reduction of The Vibration Response in Each Variation in The Radial Direction*

Variation			Vibration Response Non DVA (mm)	Vibration Response Using DVA (mm)					
Kode	RPM	Depth of Cut (mm)	Regular	Rubber 15 mm	Reduction (%)	Rubber 30 mm	Reduction (%)	Rubber 45 mm	Reduction (%)
B1	320	0,2	0,8825	0,7111	19	0,7062	20	0,7368	17
B2		0,3	0,9529	0,7628	20	0,8207	14	0,7280	24
B3		0,4	1,2333	0,8029	35	0,8855	28	0,7274	41
B4	450	0,2	1,1281	0,9760	13	0,9898	12	0,8631	23
B5		0,3	1,4532	0,9942	32	0,8877	39	1,1048	24
B6		0,4	1,8928	1,0868	43	0,8924	53	1,1094	41
B7	720	0,2	1,2028	1,0932	17	0,8089	39	0,8954	32
B8		0,3	6,9886	1,0334	85	1,1514	84	1,0933	84
B9		0,4	8,2046	1,0933	87	1,1892	86	1,1219	86

Pada tabel 4.6 diatas hasil reduksi getaran di arah *radial* (sumbu-Z) pada variasi putaran *spindle* 320 RPM, 450 RPM, dan 720 RPM serta variasi *depth of cut* sebesar 0,2 mm, 0,3 mm, dan 0,4 mm. Pada *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 15 mm memiliki nilai reduksi terbesar sebesar 87% ketika bekerja pada variasi B9 yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,4 mm. Sedangkan untuk nilai reduksi paling kecil sebesar 13% ketika bekerja pada variasi B4 yaitu ketika putaran *spindle* 450 RPM dan *depth of cut* 0,2 mm. Untuk *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 30 mm memiliki nilai reduksi terbesar

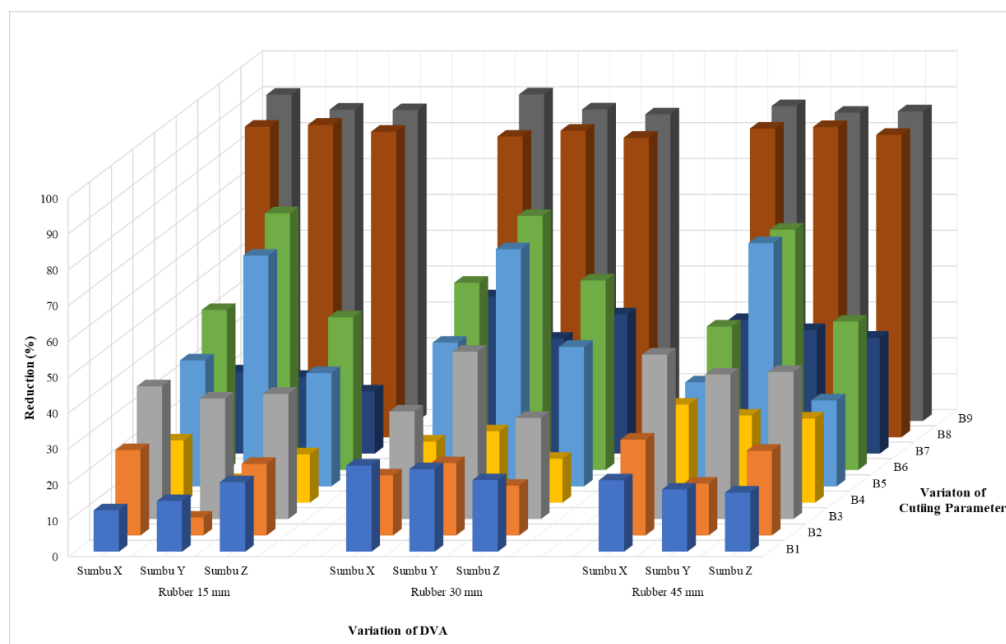


sebesar 86% ketika bekerja pada variasi B9 yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,4 mm. Sedangkan untuk nilai reduksi paling kecil sebesar 12% ketika bekerja pada variasi B4 yaitu ketika putaran *spindle* 450 RPM dengan *depth of cut* 0,2 mm. Dan pada *customized boring bar* dengan DVA panjang karet 45 mm memiliki nilai reduksi terbesar sebesar 86% ketika bekerja pada variasi B9 yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,4 mm. Sedangkan untuk nilai reduksi paling kecil sebesar 14% ketika bekerja pada variasi B1 yaitu ketika 320 RPM dan *depth of cut* 0,2 mm.

Desain dari *customized boring bar* dengan penambahan DVA pada arah *tangential* (sumbu-Y) mampu bekerja mereduksi getaran pada variasi permesinan B1 sampai dengan B9 karena frekuensi operasi sistem tersebut bekerja sesuai dengan *range* daerah redaman sesuai tabel 4.3. Dari tabel 4.6 dapat dilihat untuk masing-masing variasi DVA nilai reduksi terbesar dan terkecil tidak pada variasi permesinan yang sama. Sehingga dari tiap-tiap variasi karet pada DVA akan bekerja secara optimum ketika digunakan pada frekuensi operasi yang tepat.

#### 4.6 Analisis Pengaruh Variasi Panjang Karet DVA terhadap Reduksi Respon Getaran

Analisis terkait pengaruh variasi panjang karet DVA terhadap reduksi respon getaran dilakukan berdasarkan nilai respon getaran yang didapatkan pada sumbu-X, sumbu-Y, dan sumbu-Z.



**Gambar 4.10** *The Effect of Rubber Length Variation on The Reduction of Vibration*

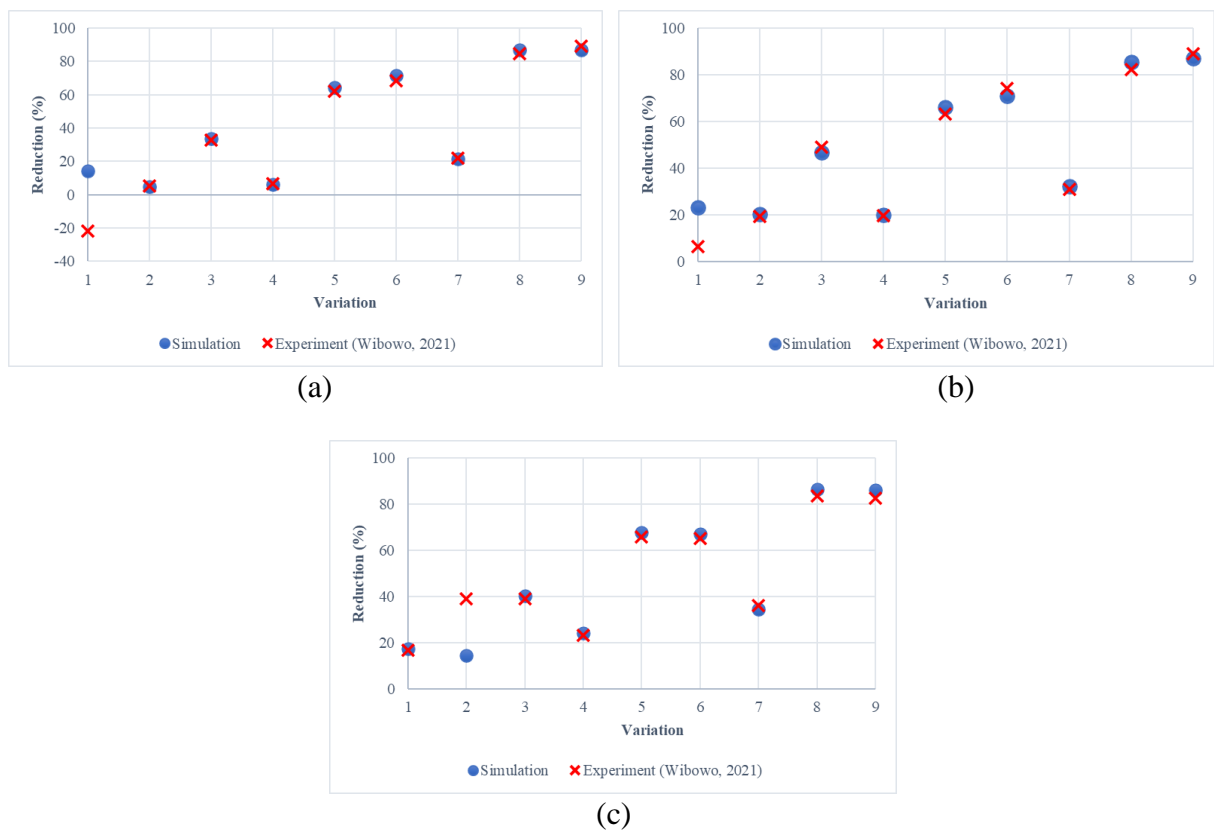
Dari gambar 4.10 dapat dilihat untuk tiap variasi *cutting* parameter karet 30 mm dan 45 mm memiliki nilai reduksi getaran yang lebih besar jika dibandingkan karet 15 mm. Contohnya, pada variasi *cutting* parameter B1 untuk sumbu-X, sumbu-Y, dan sumbu-Z nilai reduksi terbesar terjadi pada karet 30 mm sebesar 24%, 23%, dan 20%. Selanjutnya pada variasi *cutting* parameter B2 untuk sumbu-X, sumbu-Y, dan sumbu-Z nilai reduksi terbesar terjadi pada karet 45 mm sebesar 27%, 14%, dan 24%. Untuk nilai reduksi getraan paling kecil rata-rata terjadi ketika menggunakan variasi karet 15 mm. Hal ini sesuai dengan teori pada penelitian sebelumnya oleh (Wibowo, 2021) bahwa semakin besar nilai kekakuan maka semakin besar kemampuan DVA untuk mereduksi getaran. Namun, hal tersebut juga perlu disesuaikan dengan *cutting* parameter yang digunakan. Sebab tidak semua variasi *cutting* parameter optimal ketika menggunakan variasi karet yang paling kaku.

#### 4.7 Validasi Hasil Simulasi dengan Eksperimen

Data hasil simulasi dan eksperimen yang telah dilakukan sebelumnya oleh (Wibowo, 2021), perlu dilakukan proses validasi untuk mengetahui apakah model dari simulasi sudah mewakili eksperimen. Pada penelitian ini digunakan dua metode validasi yaitu, metode subjektif dengan menggunakan grafik perbandingan dan metode objektif dengan menggunakan uji statistik.

##### 4.7.1 Validasi dengan Metode Subjektif (Grafik Perbandingan Hasil)

Validasi dengan metode subjektif dilakukan dengan melakukan perbandingan hasil dari simulasi dan eksperimen yang kemudian disajikan dalam bentuk *scatter plot*. Hasil yang akan dilakukan perbandingan merupakan hasil reduksi getaran dari tiap variasi karet DVA dan pada tiap sumbu.



**Gambar 4. 11** Comparison of Vibration Reduction Values Between Simulation and Experimental Results in Tangential Direction (Y-Axis) for Rubber (a) 15 mm, (b) 30 mm, and (c) 45 mm

Pada gambar 4.11 menunjukkan nilai reduksi getaran untuk *customized boring bar* dengan DVA karet 15 mm, 30 mm, dan 45 mm pada sumbu-Y (*tangential*) dari hasil simulasi ANSYS dan hasil eksperimen oleh (Wibowo, 2021). Dari gambar 4.11 (a) dan 4.11 (b) terlihat bahwa nilai reduksi getaran pada karet 15 mm dan 30 mm untuk variasi B2 sampai B9 memiliki nilai yang mendekati antara hasil simulasi dan eksperimen sehingga grafik berhimpit. Sedangkan pada gambar 4.11 (c) untuk variasi karet 45 mm memiliki nilai yang mendekati antara hasil simulasi dan eksperimen atau grafik berhimpit pada variasi B3 sampai B9. Grafik yang tidak berhimpit dapat dikarenakan pada metode eksperimen alat pembaca respon getaran tidak akurat karena nilainya yang hampir berdekatan dengan nilai respon getaran *regular boring bar*. Seperti pada variasi B1 untuk karet 15 mm hasil eksperimen menghasilkan nilai reduksi



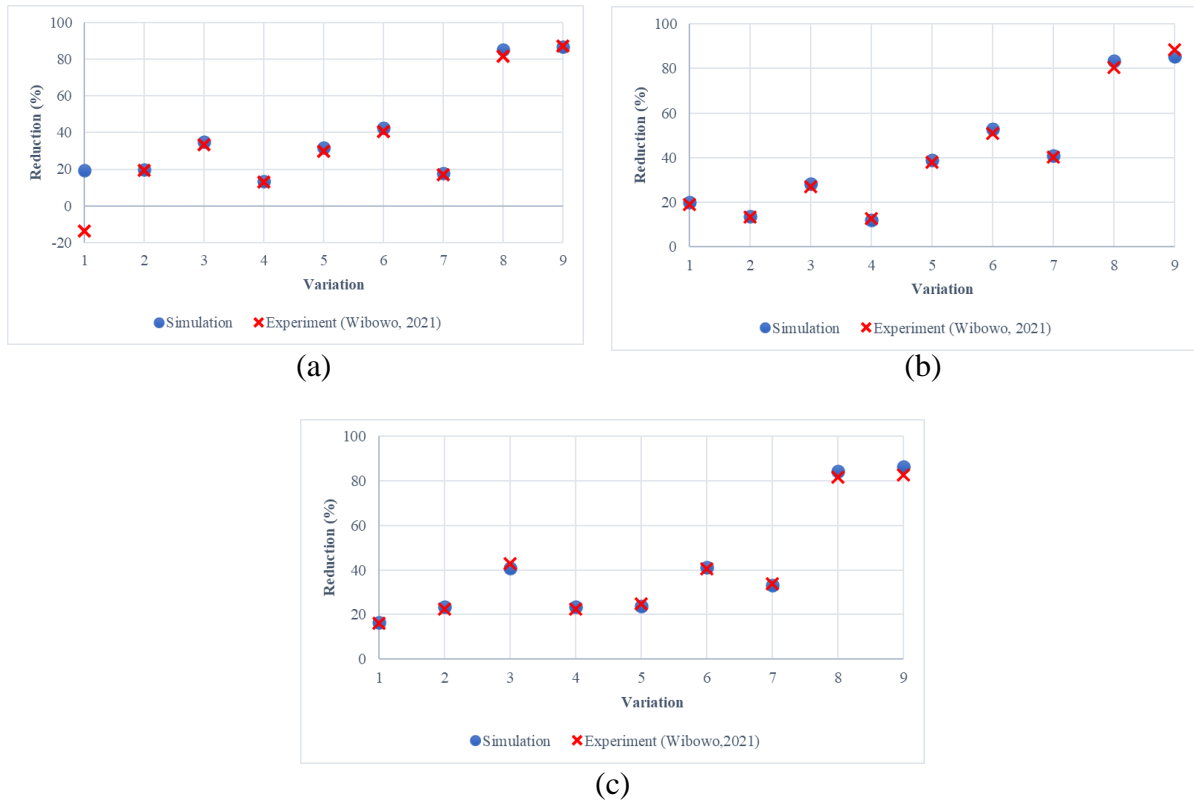
sebesar -22% yang berarti DVA tersebut tidak meredam, namun hasil simulasi pada variasi B1 menghasilkan nilai reduksi sebesar 14% yang memiliki arti nilai reduksi kecil dan respon getaran antara *regular boring bar* dan *customized boring bar* memiliki nilai yang mendekati.

Dari analisis grafik perbandingan nilai reduksi getaran *boring bar* antara simulasi dan eksperimen kemudian dicari nilai *error*. Dalam proses validasi, umumnya suatu model dapat dikatakan akurat ketika memiliki nilai *error* kurang dari sama dengan 5%. Perhitungan nilai *error* untuk sumbu-Y (*tangential*) sebagai berikut:

**Tabel 4. 7** *Percentage Error of Vibration Reduction in The Tangential Direction Between Simulation and Experiment*

Variasi	Nilai Reduksi Getaran Variasi Karet 15 mm			Nilai Reduksi Getaran Variasi Karet 30 mm			Nilai Reduksi Getaran Variasi Karet 45 mm		
	Eksperimen	Simulasi	Presentase <i>error</i>	Eksperimen	Simulasi	Presentase <i>error</i>	Eksperimen	Simulasi	Presentase <i>error</i>
B1	-21,94%	14,15%	165%	6,35%	23,03%	263%	16,81%	17,34%	3%
B2	5,13%	4,98%	3%	19,16%	20,16%	5%	39,08%	14,44%	63%
B3	32,67%	33,63%	3%	48,97%	46,64%	5%	39,01%	40,30%	3%
B4	6,62%	6,33%	4%	19,58%	19,92%	2%	23,12%	24,32%	5%
B5	62,29%	64,33%	3%	63,24%	66,14%	5%	65,92%	67,81%	3%
B6	68,67%	71,58%	4%	74,13%	70,86%	4%	65,24%	67,02%	3%
B7	21,80%	21,40%	2%	31,04%	32,07%	3%	35,98%	34,45%	4%
B8	84,88%	87,14%	3%	82,09%	85,50%	4%	83,47%	86,53%	4%
B9	89,10%	86,79%	3%	88,88%	86,86%	2%	82,49%	85,95%	4%

Selanjutnya, pada gambar 4.12 menunjukkan nilai reduksi getaran untuk *customized boring bar* dengan DVA karet 15 mm, 30 mm, dan 45 mm pada sumbu-Z (*radial*) dari hasil simulasi ANSYS dan hasil eksperimen oleh (Wibowo, 2021). Dari gambar terlihat bahwa nilai reduksi getaran pada variasi B1 sampai B9 memiliki nilai yang mendekati antara hasil simulasi dan eksperimen dengan dibuktikan dari grafik yang berhimpit. Namun, pada variasi karet 15 mm memiliki nilai yang tidak mendekati sama dengan pada arah sumbu-Y sebelumnya, yaitu pada variasi B1. Hasil eksperimen pada variasi B1 menghasilkan nilai reduksi sebesar -13% yang berarti DVA tersebut tidak meredam, sedangkan hasil simulasi pada variasi B1 menghasilkan nilai reduksi sebesar 19%. Perbedaan tersebut dapat dikarenakan pada metode eksperimen alat pembaca respon getaran tidak akurat karena nilainya yang hampir berdekatan dengan nilai respon getaran *regular boring bar* karena dari hasil simulasi juga nilai reduksi yang didapatkan kecil yang berarti respon getaran antara *regular boring bar* dan *customized boring bar* hampir sama.



**Gambar 4. 12** Comparison of Vibration Reduction Values Between Simulation and Experimental Results in Radial Direction for Rubber (a) 15 mm, (b) 30 mm, (c) 45 mm

Dari analisis grafik perbandingan nilai reduksi getaran *boring bar* antara simulasi dan eksperimen kemudian dicari nilai *error*. Dalam proses validasi, umumnya suatu model dapat dikatakan akurat ketika memiliki nilai *error* kurang dari sama dengan 5%. Perhitungan nilai *error* untuk sumbu-Z (*radial*) sebagai berikut:

**Tabel 4. 8** Percentage Error of Vibration Reduction in The Radial Direction Between Simulation and Experiment

Variasi	Nilai Reduksi Getaran Variasi Karet 15 mm			Nilai Reduksi Getaran Variasi Karet 30 mm			Nilai Reduksi Getaran Variasi Karet 45 mm		
	Eksperimen	Simulasi	Presentase <i>error</i>	Eksperimen	Simulasi	Presentase <i>error</i>	Eksperimen	Simulasi	Presentase <i>error</i>
B1	13,48%	19,42%	244%	18,96%	19,97%	5%	16,17%	16,51%	2%
B2	19,59%	19,95%	2%	13,43%	13,87%	3%	22,56%	23,61%	5%
B3	33,37%	34,90%	5%	27,16%	28,20%	4%	42,99%	41,02%	5%
B4	13,15%	13,49%	3%	12,60%	12,26%	3%	22,65%	23,49%	4%
B5	29,95%	31,58%	5%	38,01%	38,915	2%	24,955	23,97%	4%
B6	40,60%	42,58%	5%	50,845	52,85%	4%	10,92%	41,39%	4%
B7	16,89%	17,36%	3%	40,31%	38,85%	4%	34,01%	32,31%	5%
B8	81,38%	85,21%	5%	80,41%	83,52%	4%	81,65%	84,36%	3%
B9	87,26%	86,67%	1%	88,44%	85,51%	3%	82,59%	86,33%	5%

#### 4.7.2 Validasi dengan Metode Objektif (*Independent sample uji-t*)

Proses validasi dengan metode objektif dilakukan dengan mengambil data nilai reduksi hasil simulasi dan eksperimen. Perhitungan dilakukan sesuai dengan teori statistik *Independent sample uji-t* sebagai berikut:

$$t_{hit} = \frac{\mu_A - \mu_B}{\sqrt{\left[ \frac{\left( \sum A^2 - \frac{(\sum A)^2}{n_A} \right) + \left( \sum B^2 - \frac{(\sum B)^2}{n_B} \right)}{n_A + n_B - 2} \right]} \times \left[ \frac{1}{n_A} + \frac{1}{n_B} \right]} \quad (4.2)$$

Dimana,

- $\mu_A$  = Rata-rata hasil simulasi
- $\mu_B$  = Rata-rata hasil eksperimen
- $(\sum A)^2$  = Kuadrat jumlah dari data simulasi
- $(\sum B)^2$  = Kuadrat jumlah dari data eksperimen
- $n_A$  = Jumlah sampel dari data simulasi
- $n_B$  = Jumlah sampel dari data eksperimen
- $\sum A^2$  = Jumlah kuadrat dari data simulasi
- $\sum B^2$  = Jumlah kuadrat dari data eksperimen

Setelah didapatkan data nilai reduksi getaran arah *tangential* (sumbu-Y) dan *radial* (sumbu-Z) pada masing-masing variasi karet DVA hasil simulasi dan eksperimen seperti yang ditunjukkan pada tabel 4.7 dan tabel 4.8 kemudian dilakukan perhitungan dengan menggunakan persamaan 4.2 untuk mendapatkan nilai  $t_{hitung}$ . Contoh perhitungan untuk menentukan  $t_{hitung}$  dan  $t_{tabel}$  pada variasi karet 15 mm arah *tangential* (sumbu-Y) sebagai berikut:

Diketahui:

- $\mu_A$  = 43,37
- $\mu_B$  = 38,80
- $(\sum A)^2$  = 152372,33
- $(\sum B)^2$  = 121942,52
- $n_A$  = 9
- $n_B$  = 9
- $\sum A^2$  = 26243,63
- $\sum B^2$  = 25831,76

Dengan:

$H_0$  :  $\mu_A = \mu_B$  ; artinya tidak terdapat perbedaan yang signifikan antara data hasil simulasi dan eksperimen.

$H_i$  :  $\mu_A \neq \mu_B$  ; artinya terdapat perbedaan yang signifikan antara data hasil simulasi dan eksperimen

$\alpha = 0,05$

Analisis:

$$t_{hitung} = \frac{\mu_A - \mu_B}{\sqrt{\left[ \frac{\left( \sum A^2 - \frac{(\sum A)^2}{n_A} \right) + \left( \sum B^2 - \frac{(\sum B)^2}{n_B} \right)}{n_A + n_B - 2} \right]} \times \left[ \frac{1}{n_A} + \frac{1}{n_B} \right]}$$

$$t_{hitung} = \frac{43,37 - 38,80}{\sqrt{\left[ \frac{\left(152372,33 - \frac{26243,63}{9}\right) + \left(121942,52 - \frac{25831,76}{9}\right)}{9 + 9 - 2} \right]} \times \left[ \frac{1}{9} + \frac{1}{9} \right]}$$

$$t_{hitung} = 0,264$$

Untuk menentukan  $t_{tabel}$  maka ditentukan terlebih dahulu nilai  $v$  (*degree of freedom*) dengan rumus sebagai berikut:

$$v = (n_1 + n_2) - 2$$

$$v = (9 + 9) - 2$$

$$v = 16$$

Sesuai dengan tabel pada lampiran yang diambil dari buku (Blank, 1982) untuk nilai  $v = 16$  dan  $\alpha = 0,05$  maka didapat nilai  $t_{tabel}$  sebesar 2,120

Setelah didapatkan nilai dari  $t_{hitung}$  dan  $t_{tabel}$  maka dapat disimpulkan apabila nilai  $t_{hitung}$  kurang dari  $t_{tabel}$  ( $t_{hitung} < t_{tabel}$ ) maka Hipotesa  $H_0$  diterima yang memiliki arti tidak terdapat perbedaan yang signifikan antara data hasil simulasi dan eksperimen. Selanjutnya dilakukan perhitungan untuk variasi karet 30 mm dan 45 mm arah *tangential* (sumbu-Y) dan juga variasi karet 15 mm, 30 mm, dan 45 mm arah *radial* (sumbu-Z).

**Tabel 4. 9** *The Results of Testing the Value of Vibration Reduction In Tangential (Y-Axis) Direction Using The Independent T Test*

Variasi Karet	$T_{hitung}$	$T_{tabel}$	Hasil	Kesimpulan
15 mm	0,264	2,120	$T_{hitung} < T_{tabel}$	Valid
30 mm	0,143		$T_{hitung} < T_{tabel}$	Valid
45 mm	0,114		$T_{hitung} < T_{tabel}$	Valid

**Tabel 4. 10** *The Results of Testing the Value of Vibration Reduction In Radial (Z-Axis) Direction Using The Independent T Test*

Variasi Karet	$T_{hitung}$	$T_{tabel}$	Hasil	Kesimpulan
15 mm	0,330	2,120	$T_{hitung} < T_{tabel}$	Valid
30 mm	0,033		$T_{hitung} < T_{tabel}$	Valid
45 mm	0,306		$T_{hitung} < T_{tabel}$	Valid

Pada perhitungan arah sumbu-Y (*tangential*) dengan variasi karet 15 mm, 30 mm, dan 45 mm didapatkan nilai  $t_{hitung}$  sebesar 0,264; 0,143; dan 0,114, dimana ketiga nilai tersebut kurang dari nilai  $t_{tabel}$  yaitu sebesar 2,120. Sehingga hipotesa awal  $H_0$  diterima, yang berarti tidak terdapat perbedaan yang signifikan antara data hasil simulasi dan eksperimen pada variasi karet 15 mm, 30 mm, dan 45 mm. Selanjutnya, pada perhitungan arah sumbu-Z (*radial*) juga memiliki hasil yang sama seperti pada sumbu-Y (*tangential*) yaitu pada variasi karet 15 mm, 30 mm, dan 45 mm didapatkan nilai  $t_{hitung}$  sebesar 0,330; 0,033; dan 0,306, dimana ketiga nilai tersebut kurang dari nilai  $t_{tabel}$  yaitu sebesar 2,120. Hasil tersebut juga memiliki kesimpulan bahwa tidak terdapat perbedaan yang signifikan antara data hasil simulasi dan eksperimen.

Dari analisa validasi menggunakan metode *Independent sample* uji-t yang telah dilakukan didapatkan bahwa antara hasil simulasi dan eksperimen valid. Sehingga hasil simulasi telah merepresentasikan hasil dari eksperimen. Dengan catatan tiap langkah yang digunakan saat melakukan simulasi harus selalu disesuaikan dengan kondisi *real system* baik dari desain hingga parameter yang digunakan.

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan maka didapatkan kesimpulan sebagai berikut:

1. Penambahan panjang karet DVA memengaruhi kekakuan DVA. Semakin besar kekakuan DVA maka semakin besar kemampuan DVA untuk mereduksi getaran. Namun, hal tersebut juga perlu disesuaikan dengan *cutting* parameter yang digunakan. Sebab tidak semua variasi *cutting* parameter optimal ketika menggunakan variasi karet yang paling kaku. Didapatkan nilai reduksi respon getaran paling optimum dilihat dari nilai tertinggi reduksi getaran pada sumbu-X (*axial*), sumbu-Y (*tangential*), dan sumbu-Z (*radial*) terdapat pada penggunaan DVA dengan karet 30 mm dan variasi *cutting* parameter B9, yaitu ketika putaran *spindle* 720 RPM dan *depth of cut* 0,4 mm. Nilai reduksi getaran sebesar 91% pada sumbu-X (*axial*), 87% pada sumbu-Y (*tangential*), dan 87% pada sumbu-Z (*radial*).
2. Penambahan variasi permesinan berupa putaran *spindle* dan *depth of cut* menyebabkan respon getaran cenderung membesar, namun juga terdapat fenomena terkait reduksi respon getarannya juga semakin besar.
3. Validasi dengan metode subjektif dari nilai reduksi respon getaran hasil simulasi dan eksperimen menghasilkan grafik yang berhimpit pada *cutting* parameter B2 sampai B9 untuk variasi karet 15 mm dan 30 mm. Sedangkan untuk variasi karet 45 grafik yang berhimpit terdapat pada *cutting* parameter B3 sampai B9. Dari grafik yang berhimpit jika dihitung nilai presentase *error* menghasilkan nilai kurang dari sama dengan 5% sehingga data hasil simulasi dan eksperimen dapat dikatakan valid. Sedangkan untuk validasi dengan metode objektif yaitu dengan metode *independent sample* uji-t dari nilai reduksi respon getaran hasil simulasi dan eksperimen menghasilkan data yang valid dengan nilai  $t_{hitung}$  kurang dari  $t_{tabel}$ . Sehingga hasil simulasi telah merepresentasikan hasil dari eksperimen. Dengan catatan tiap langkah yang digunakan saat melakukan simulasi harus selalu disesuaikan dengan kondisi *real system* baik dari desain hingga parameter yang digunakan.

### 5.2 Saran

Adapun saran untuk menunjang penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

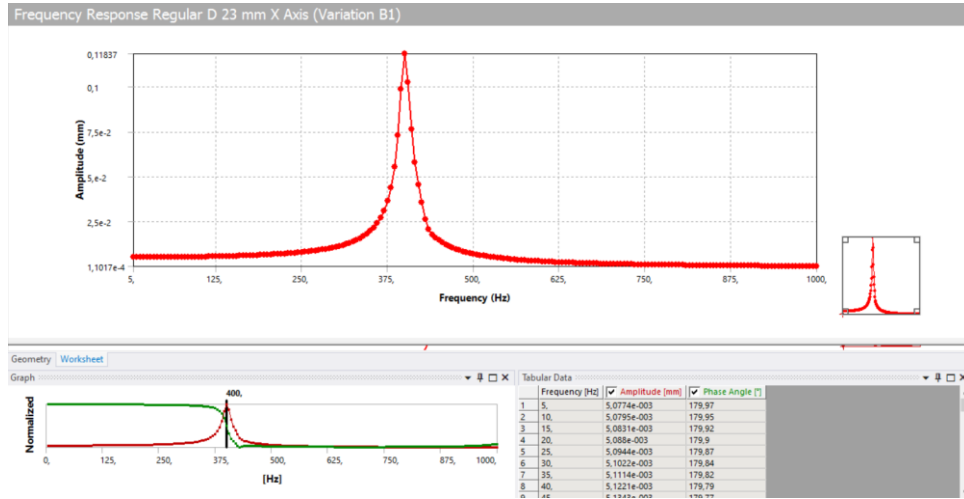
1. Disarankan untuk melakukan proses validasi dengan metode eksperimen karena jika dengan metode simulasi maka perlu melakukan tinjauan ulang terhadap sistem yang digunakan dalam metode eksperimen mengingat kondisi simulasi yang sangat ideal.
2. Dalam melakukan validasi perlu dipastikan desain dan parameter sistem antara simulasi dan eksperimen sama sehingga memperoleh hasil yang optimal dan sesuai.

## DAFTAR PUSTAKA

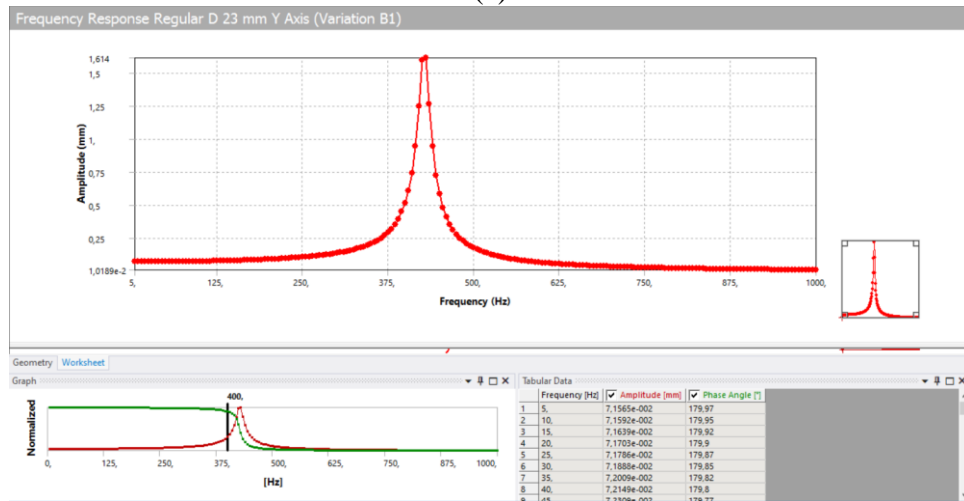
- Blank, L. (1982). *Statistical Procedures For Engineering, Management, And Science*. Mc Graw Hill, Inc.
- Kalpakjian, S., & Schmid, R. S. (2009). *Manufacturing Engineering and Technology* (6th ed.). Pearson.
- Li, L., Sun, B., & Hua, H. (2019). Analysis of the Vibration Characteristics of a Boring Bar with a Variable Stiffness Dynamic Vibration Absorber. *Shock and Vibration*, 2019. <https://doi.org/10.1155/2019/5284194>
- Liu, X., Liu, Q., Wu, S., Li, R., & Gao, H. (2018). Analysis of the vibration characteristics and adjustment method of boring bar with a variable stiffness vibration absorber. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 98(1–4), 95–105. <https://doi.org/10.1007/s00170-017-0453-4>
- Nuryadi, Astuti, T. D., Utami, E. S., & Budiantara, M. (2017). *Dasar-Dasar Statistik Penelitian*. SIBUKU MEDIA. [www.sibuku.com](http://www.sibuku.com)
- Obinna, N. N., Ugochukwu, O. C., Christian, O. E., & Imhade, O. P. (2017). EVALUATION OF CHATTER VIBRATION FREQUENCY IN CNC TURNING OF 4340 ALLOY STEEL MATERIAL. *International Journal of Scientific & Engineering Research*, 8(2). <http://www.ijser.org>
- Prasad, B. S., & Babu, M. P. (2017). Correlation between vibration amplitude and tool wear in turning: Numerical and experimental analysis. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, 20(1), 197–211. <https://doi.org/10.1016/j.jestch.2016.06.011>
- Pratikto, R. H. (2020). *PERMODELAN DAN SIMULASI PENGARUH KEKAKUAN KARET DVA PADA BORING BAR TERHADAP REDUKSI GETARAN BORING BAR PADA PROSES PERMESINAN*.
- Rao, S. S. (2011). *Mechanical vibrations* (5th ed.). Prentice Hall.
- Sargent, Robert. G. (2015). *An Introduction Tutorial on Verification and Validation of Simulation Models*. 1–12.
- Wibowo, I. N. F. (2021). *STUDI EKSPERIMENTAL DAN ANALISA REDUKSI RESPON GETARAN PADA BORING BAR DENGAN DVA JENIS RUBBER SERTA EFEK CHATTER PADA PROSES PENGEBORAN DENGAN MESIN BUBUT*.

## LAMPIRAN

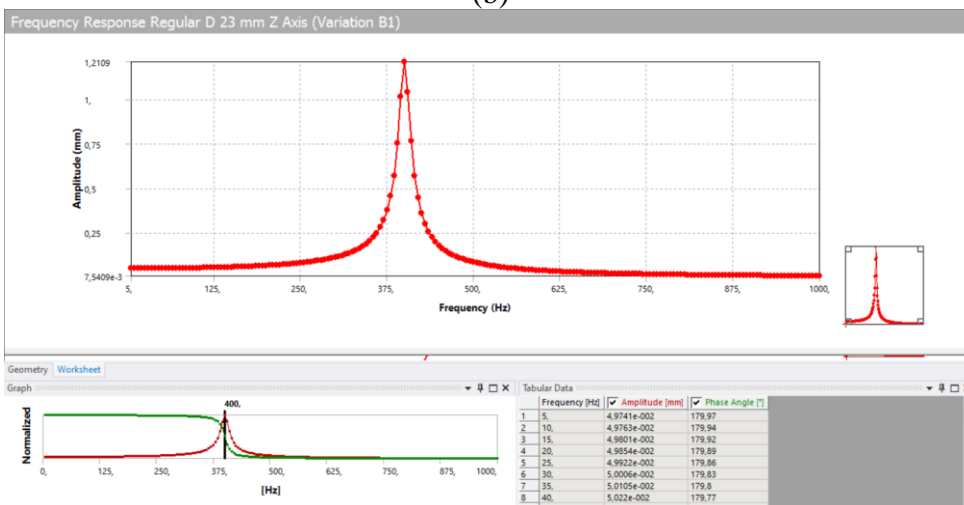
1. *Frequency response regular boring bar diameter 23 mm ketika dikenai excitation force 103,11 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.*



(a)

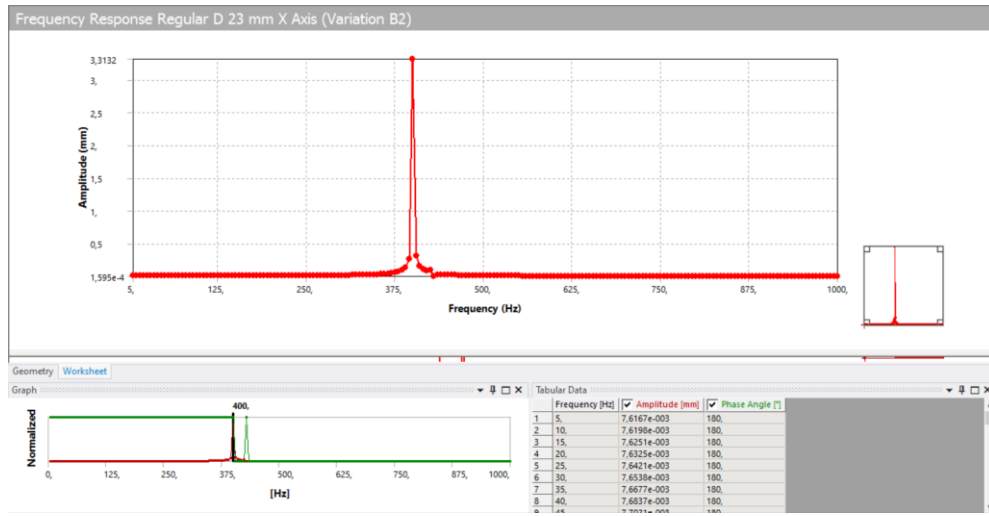


(b)

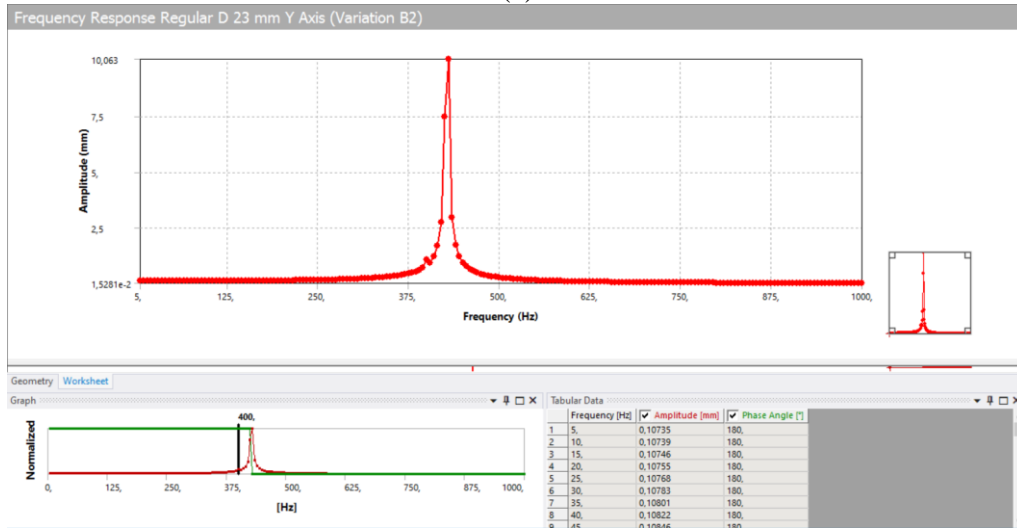


(c)

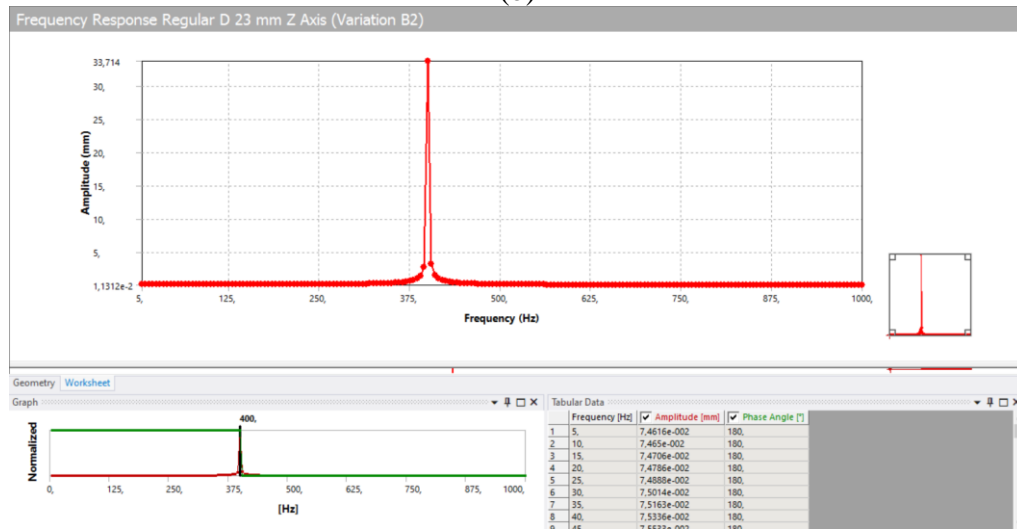
2. Frequency response regular boring bar diameter 23 mm ketika dikenai excitation force 154,67 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.



(a)



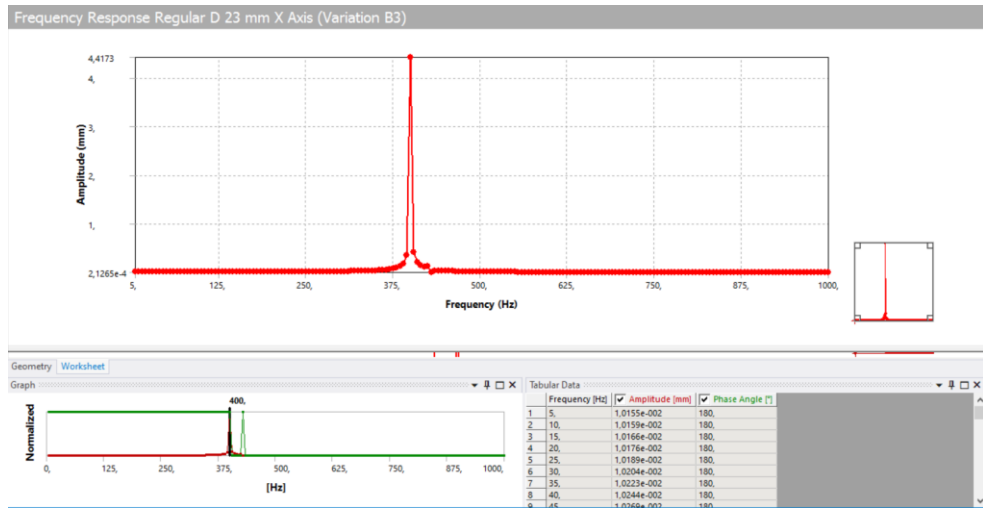
(b)



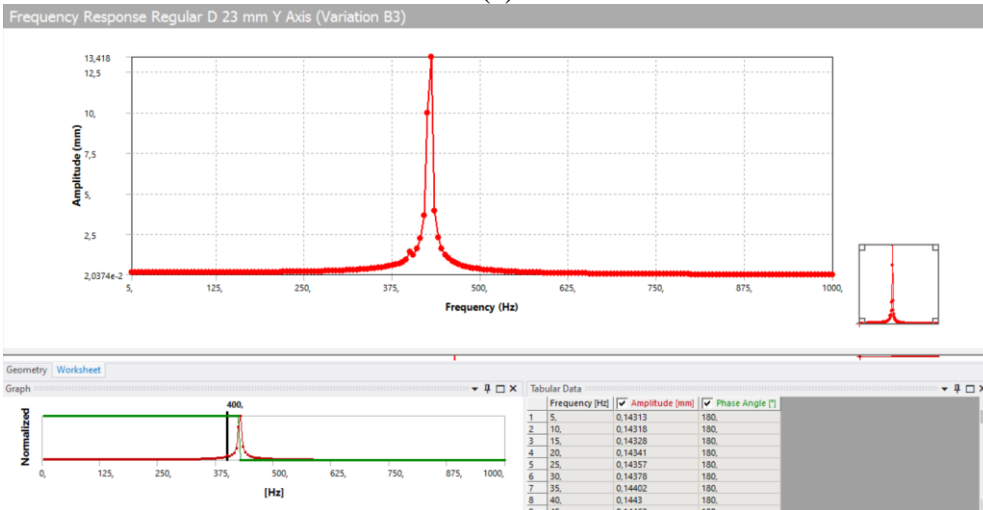
(c)



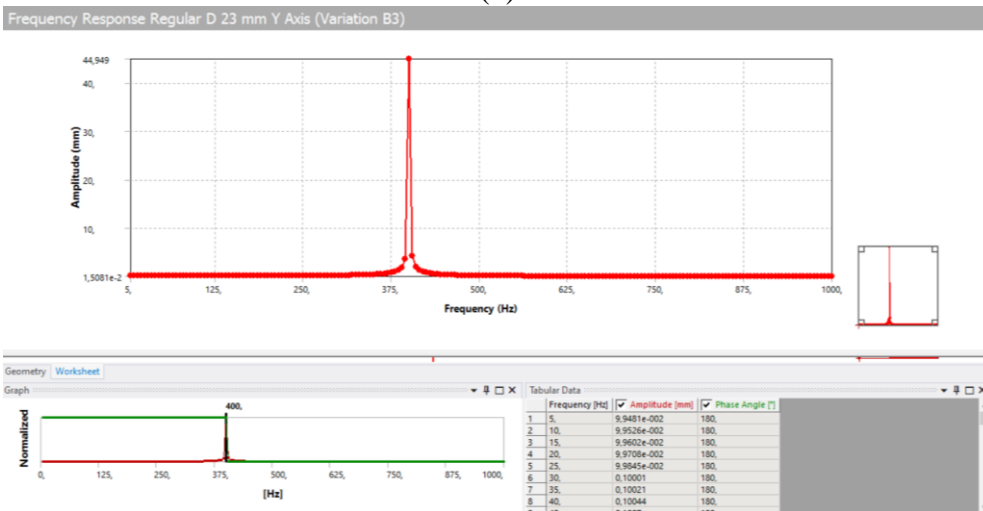
3. Frequency response regular boring bar diameter 23 mm ketika dikenai excitation force 206,22 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.



(a)

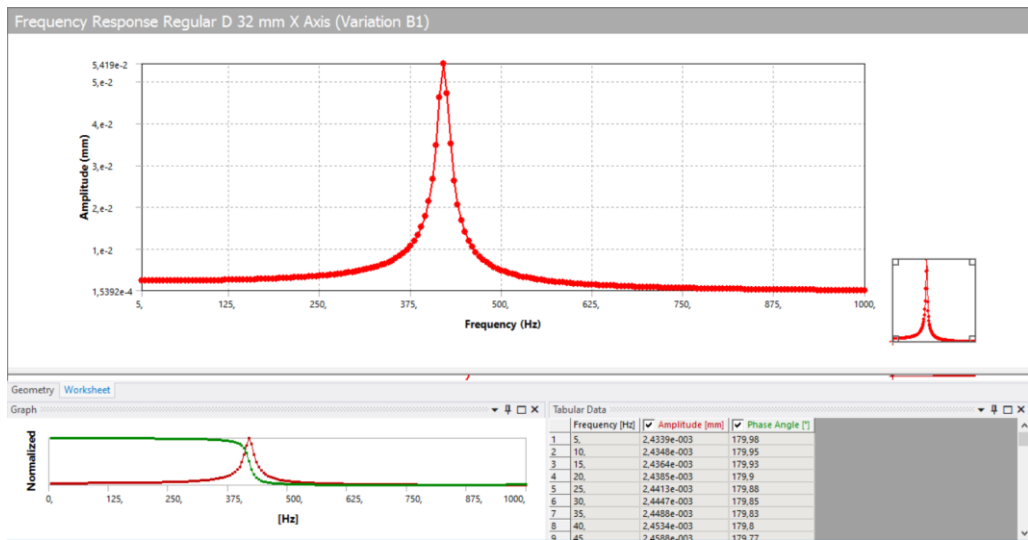


(b)

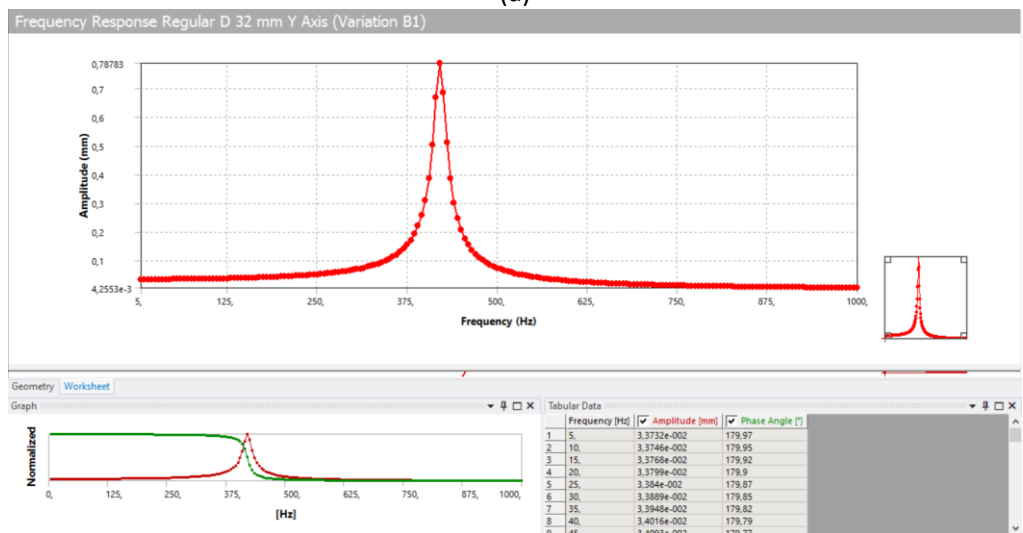


(c)

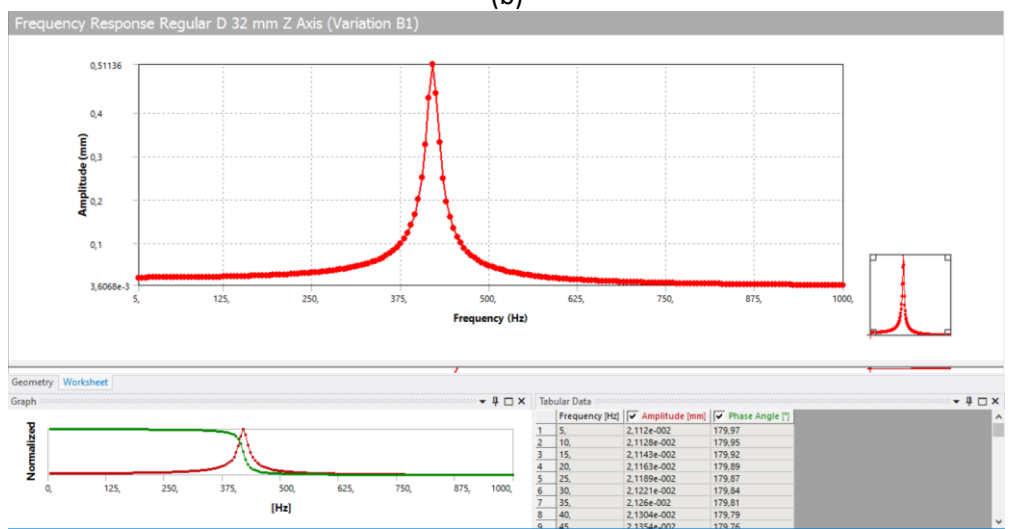
4. Frequency response regular boring bar diameter 32 mm ketika dikenai excitation force 103,11 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.



(a)

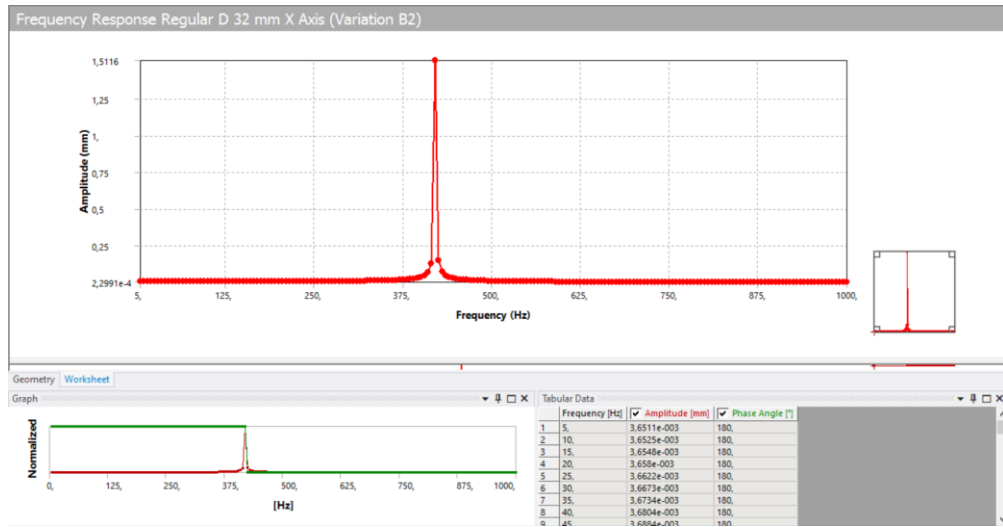


(b)

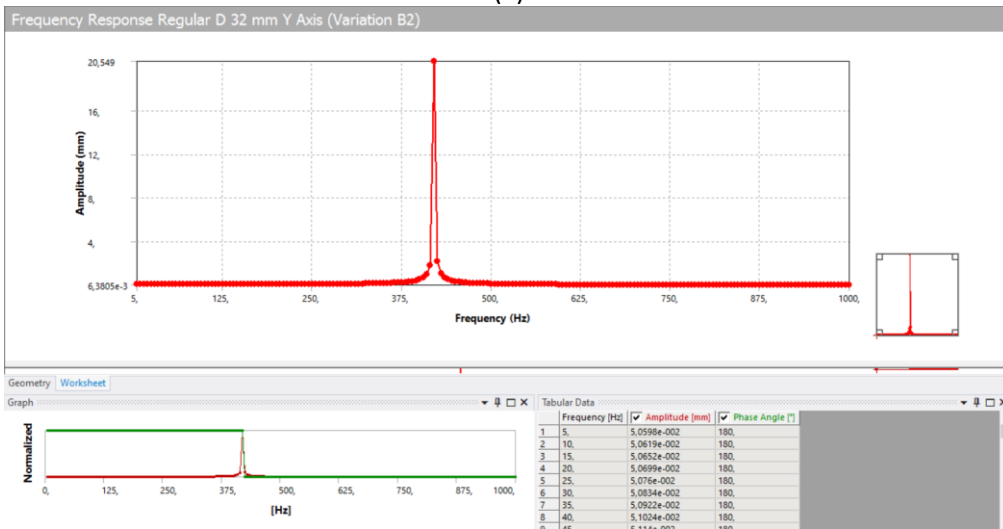


(c)

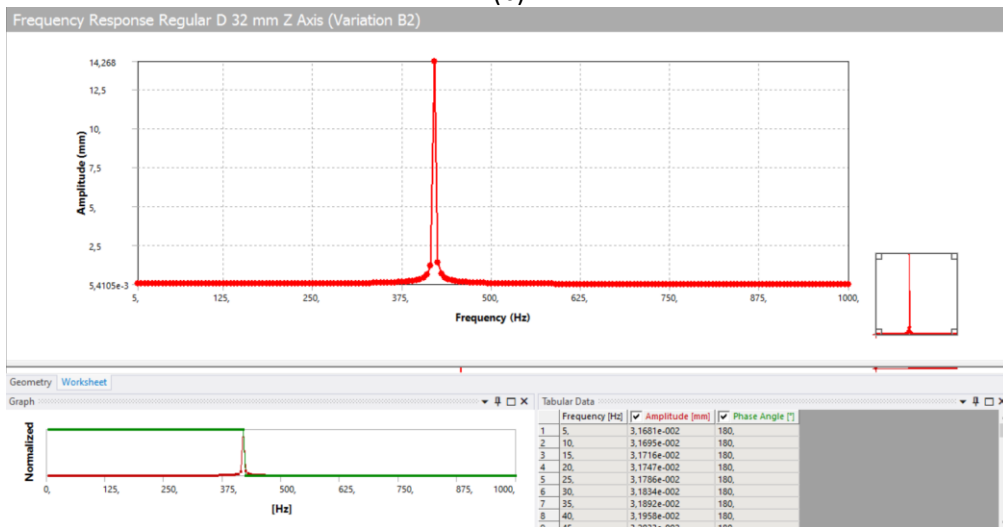
5. Frequency response regular boring bar diameter 32 mm ketika dikenai excitation force 154,67 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.



(a)

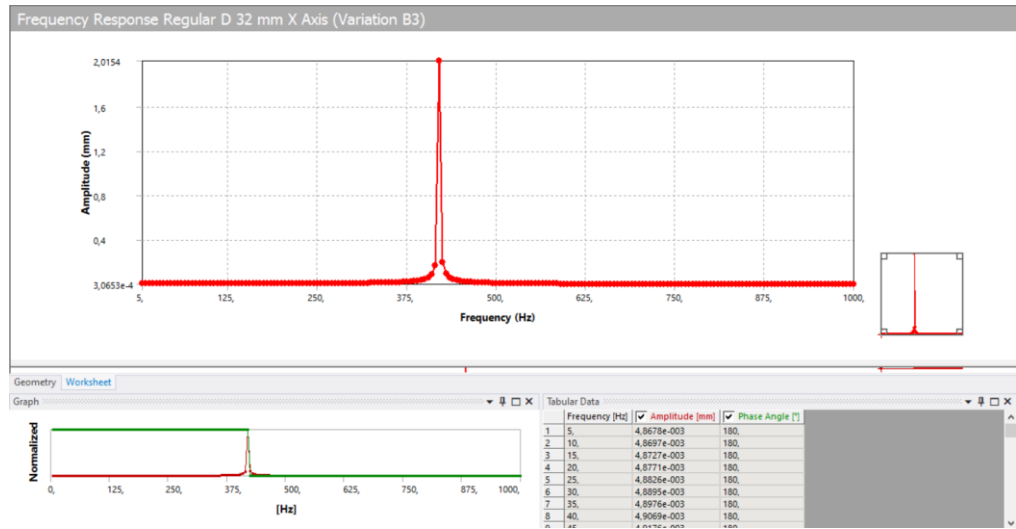


(b)

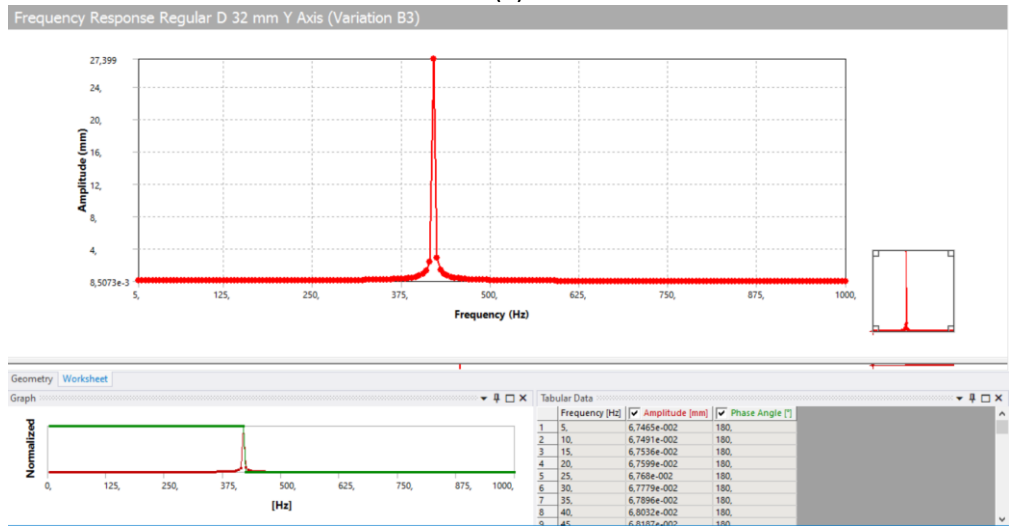


(c)

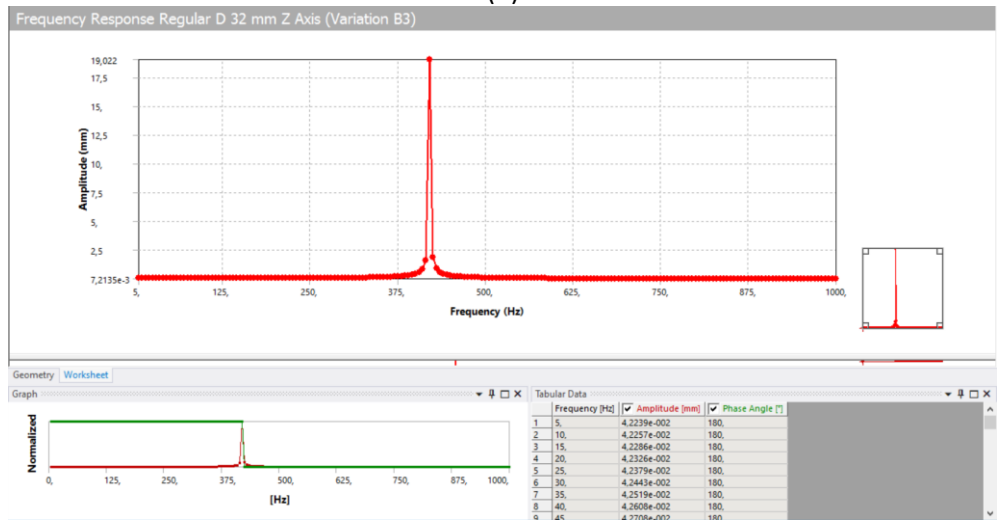
6. *Frequency response regular boring bar diameter 32 mm ketika dikenai excitation force 206,22 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.*



(a)

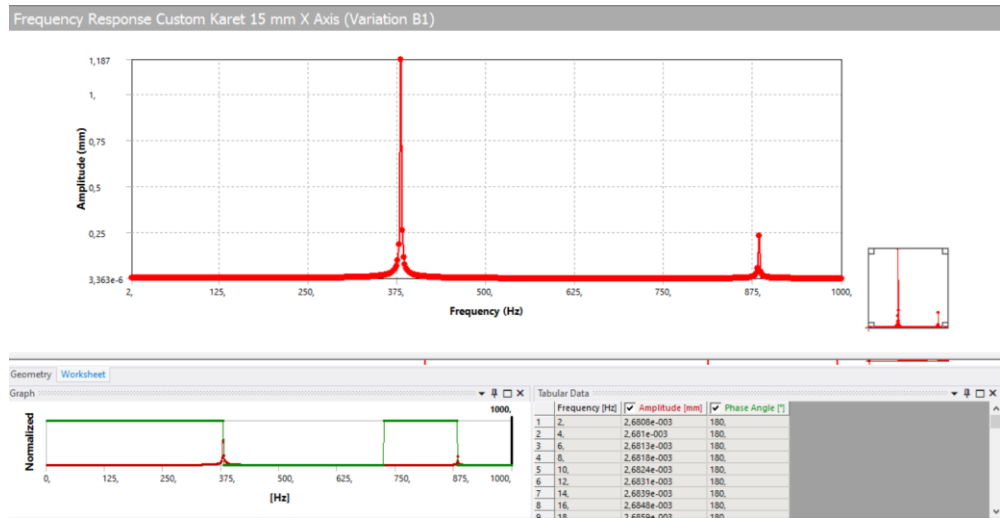


(b)

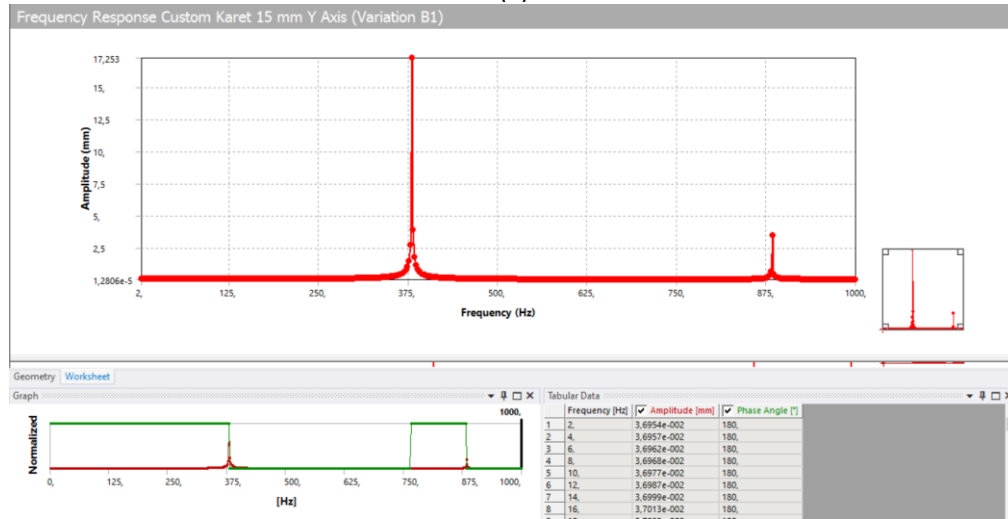


(c)

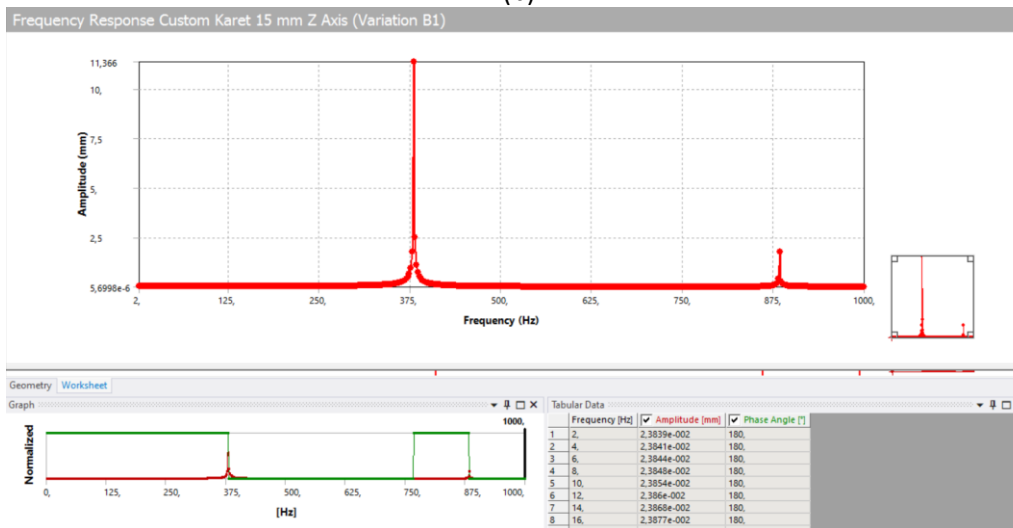
7. Frequency response customized boring bar karet 15 mm ketika dikenai excitation force 103,11 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.



(a)

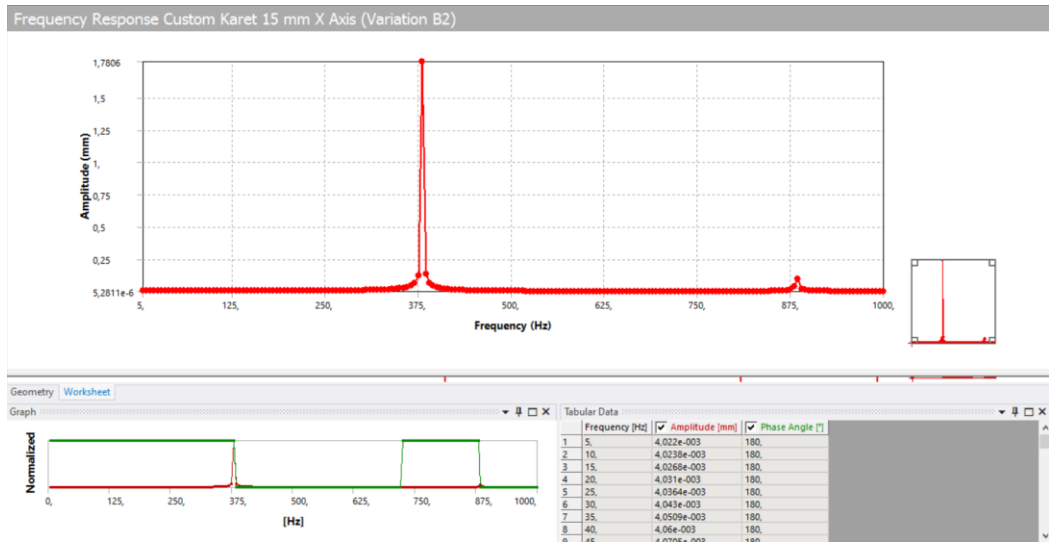


(b)

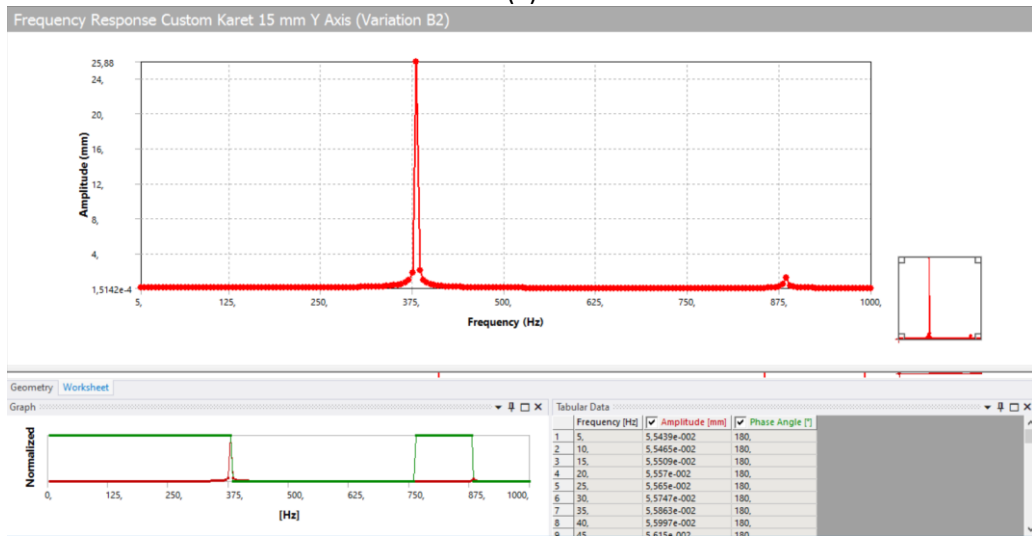


(c)

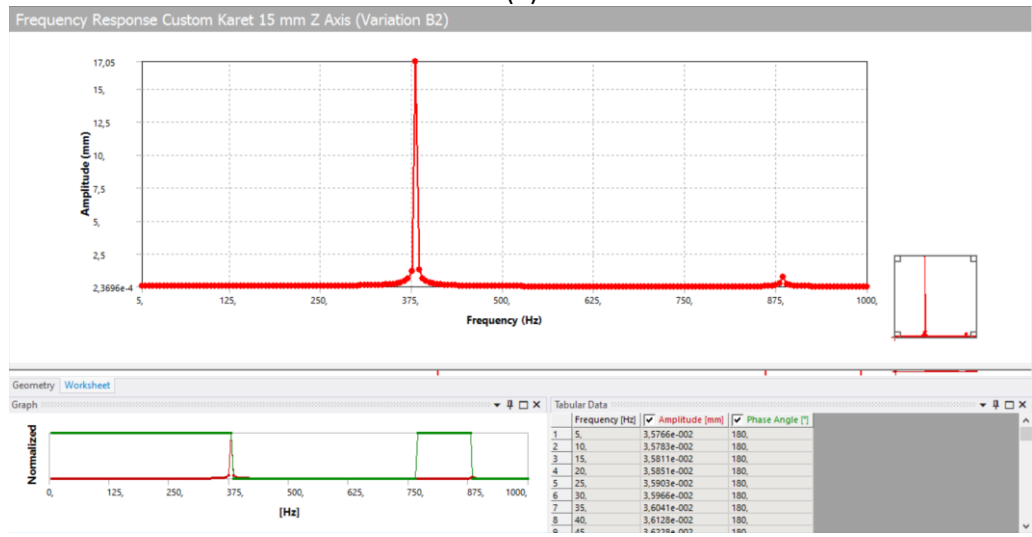
8. *Frequency response customized boring bar karet 15 mm ketika dikenai excitation force 154,67 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.*



(a)

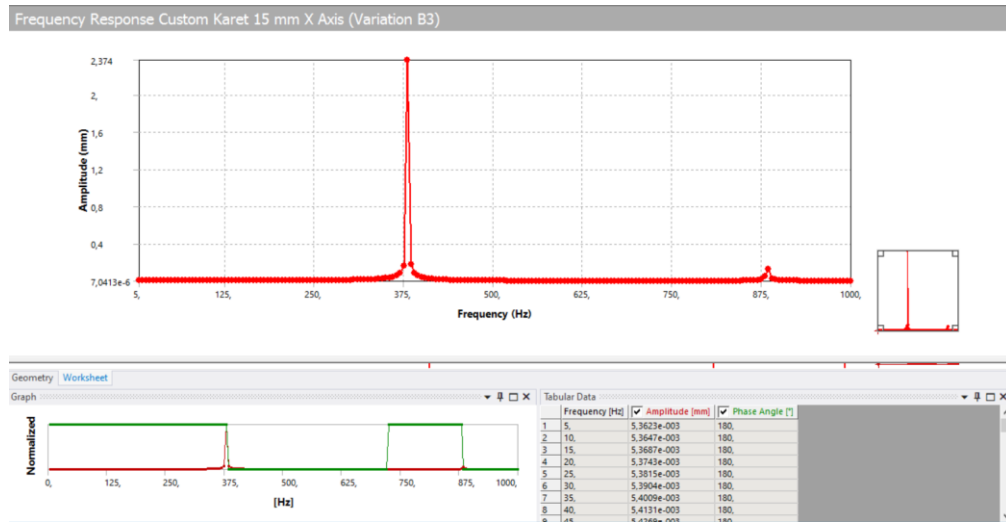


(b)

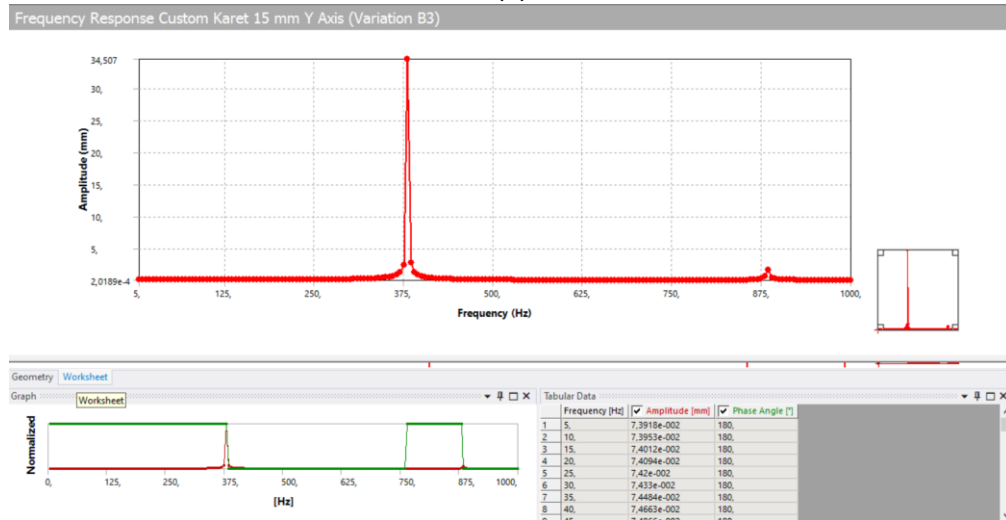


(c)

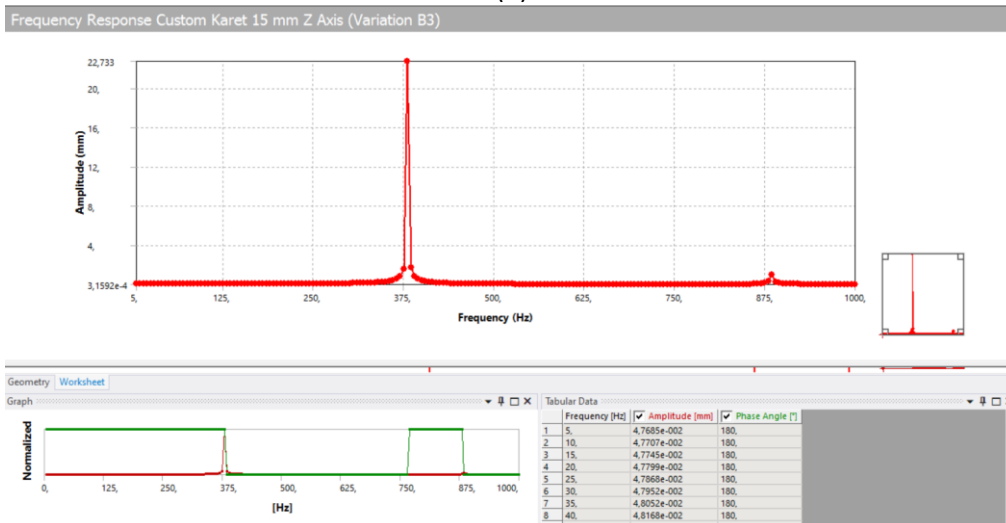
9. *Frequency response customized boring bar karet 15 mm ketika dikenai excitation force 206,22 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.*



(a)

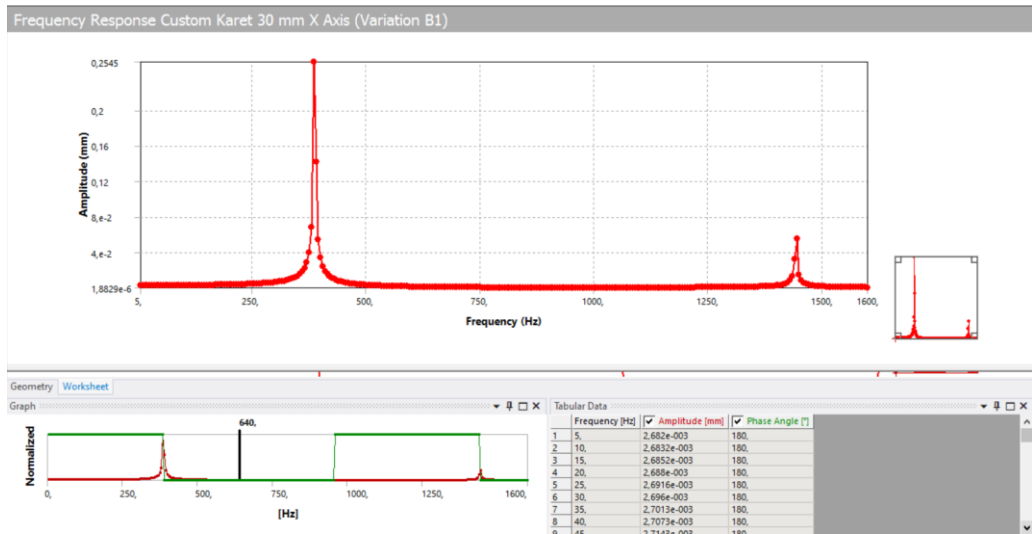


(b)

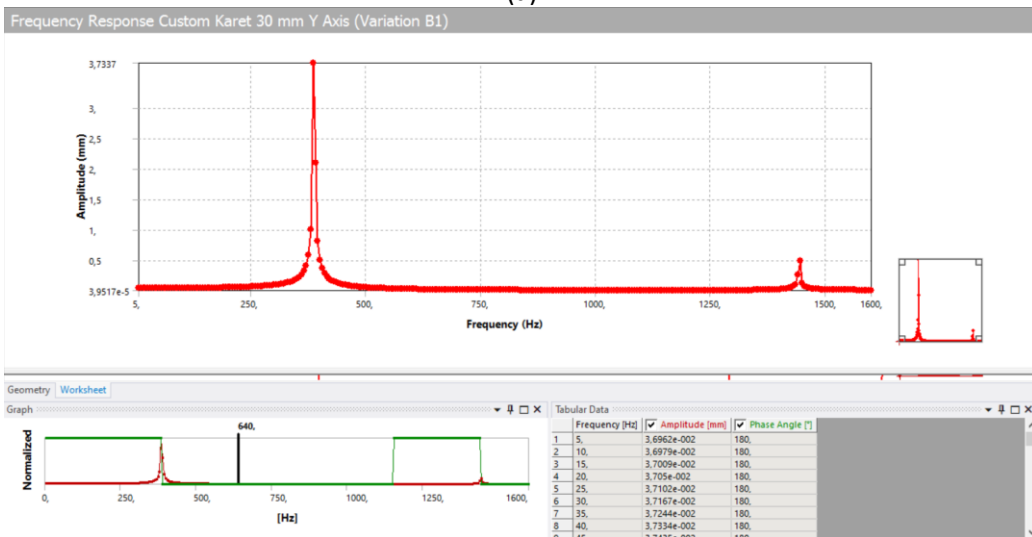


(c)

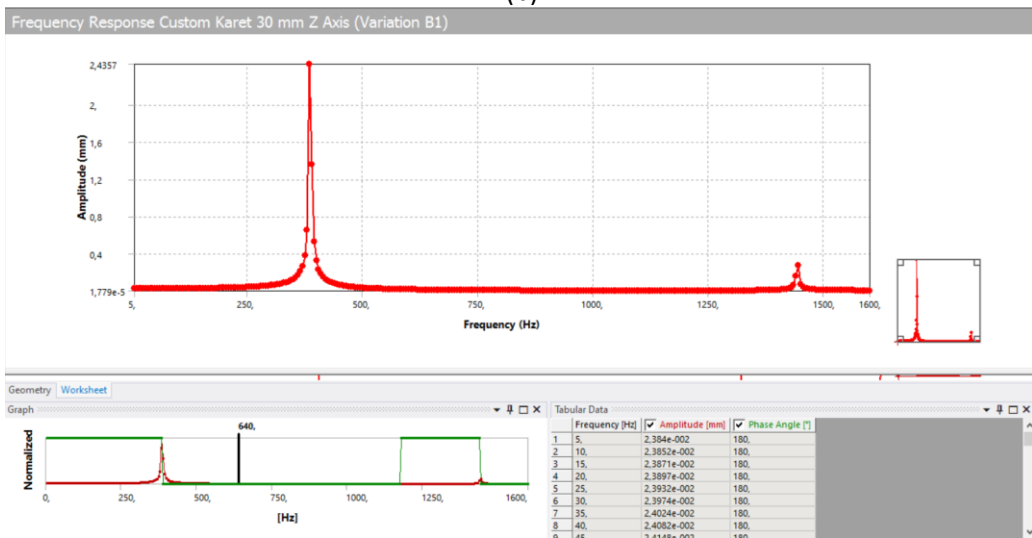
10. *Frequency response customized boring bar karet 30 mm ketika dikenai excitation force 103,11 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.*



(a)



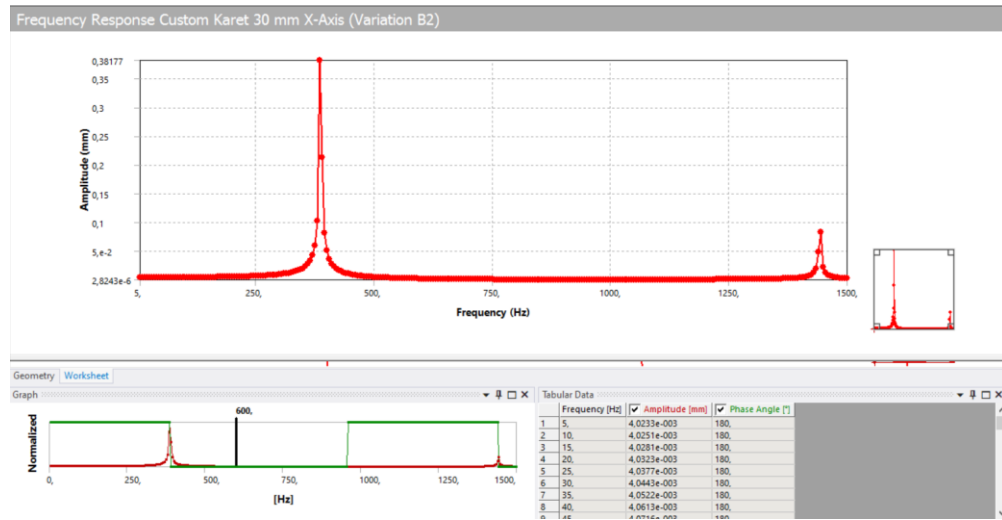
(b)



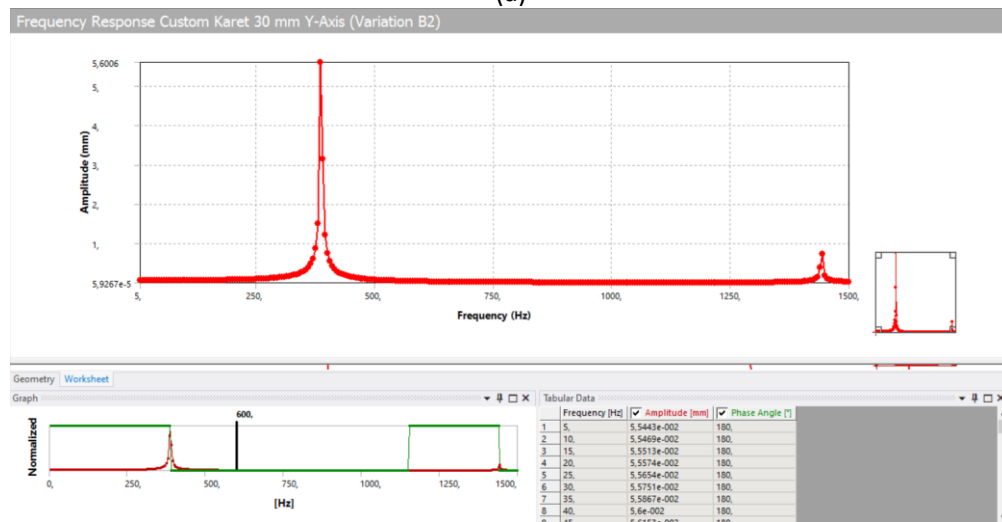
(c)



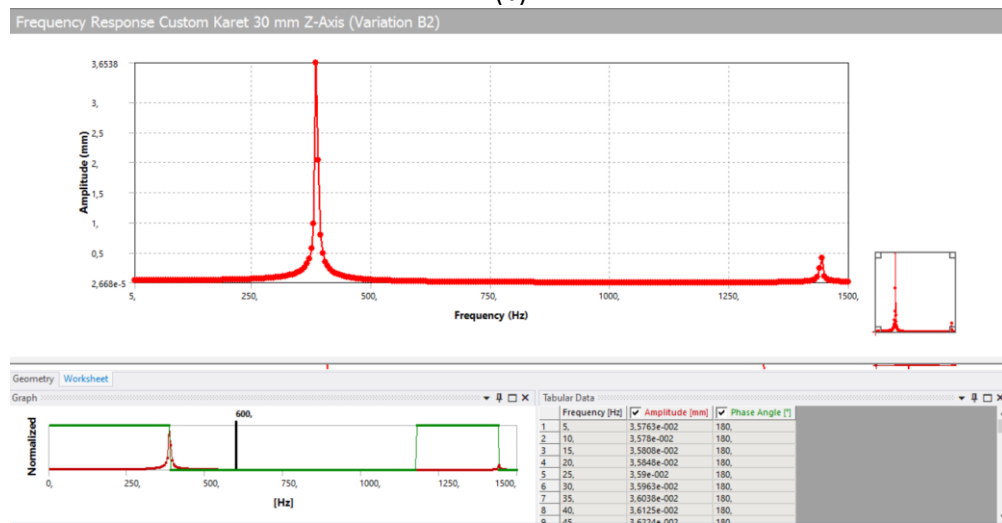
11. *Frequency response customized boring bar karet 30 mm ketika dikenai excitation force 154,67 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.*



(a)

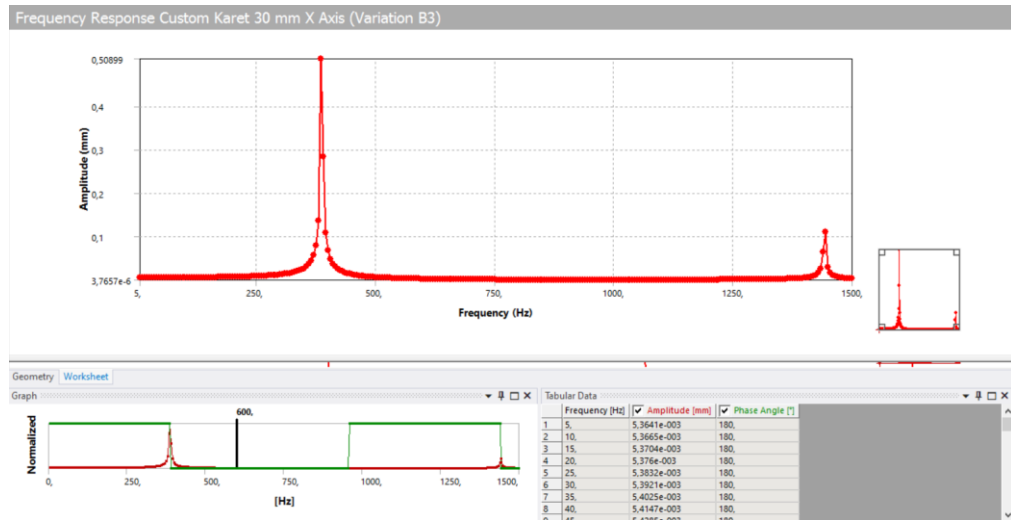


(b)

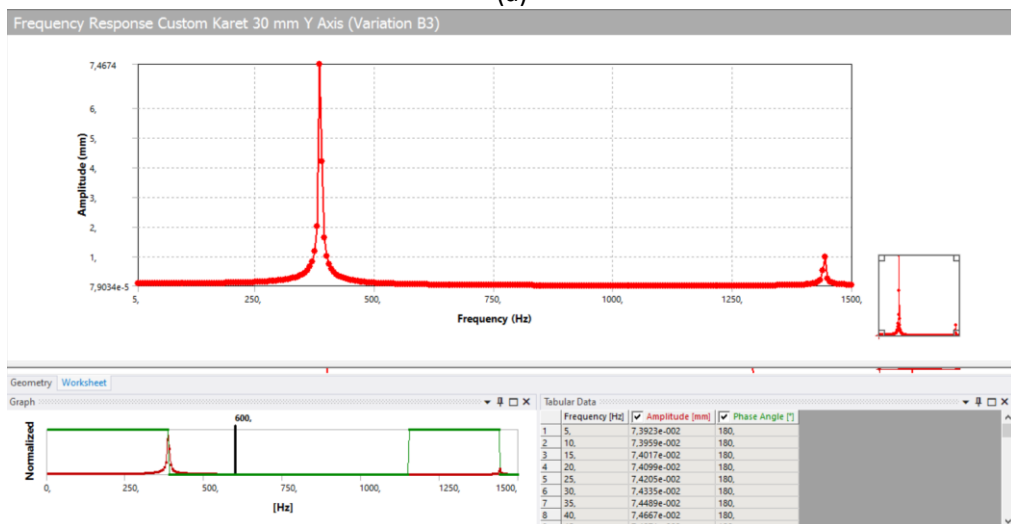


(c)

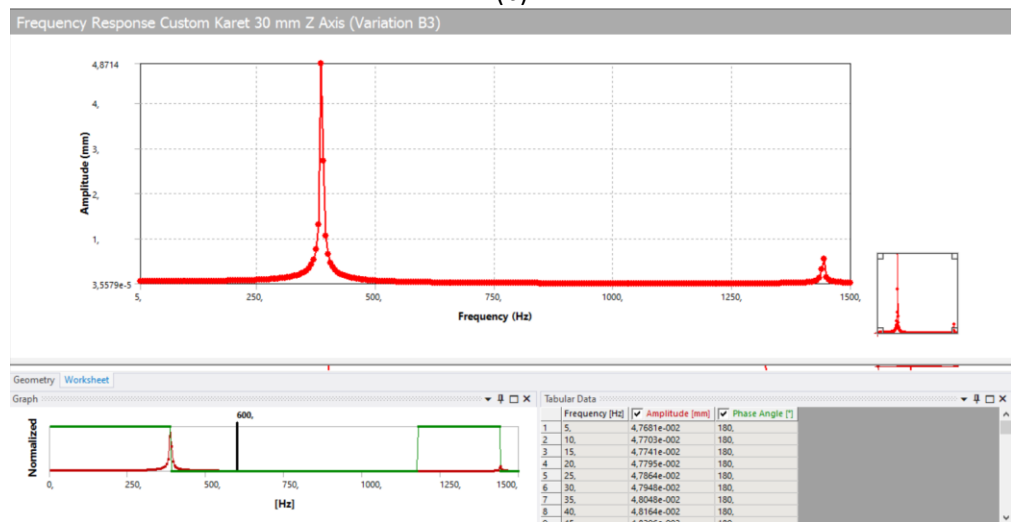
12. *Frequency response customized boring bar karet 30 mm ketika dikenai excitation force 206,22 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.*



(a)

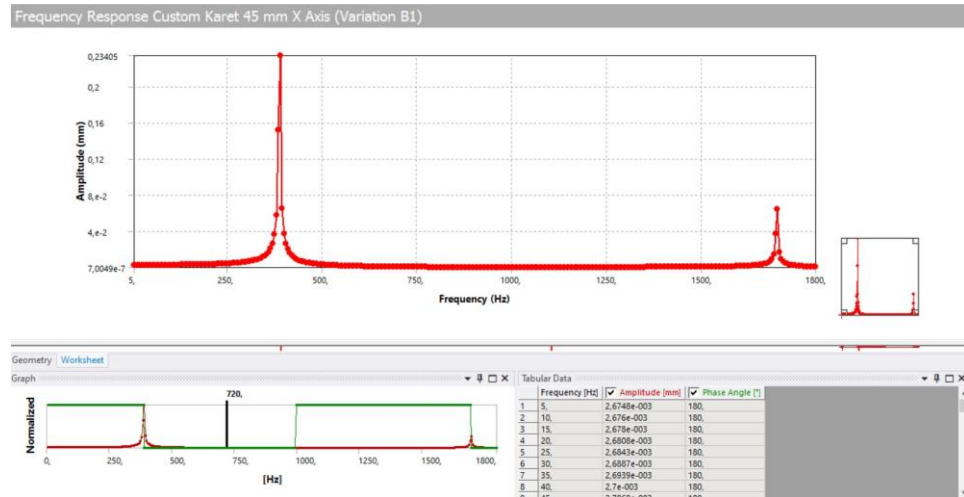


(b)

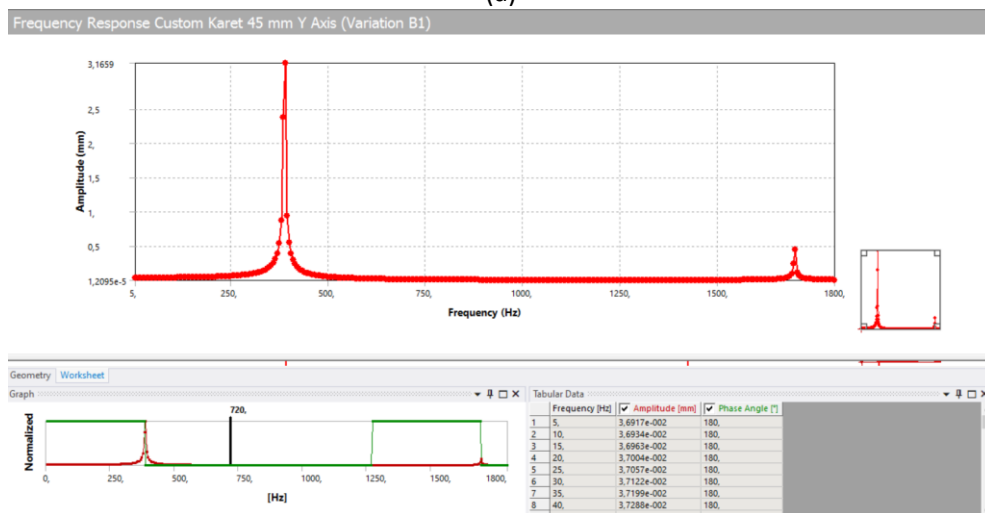


(c)

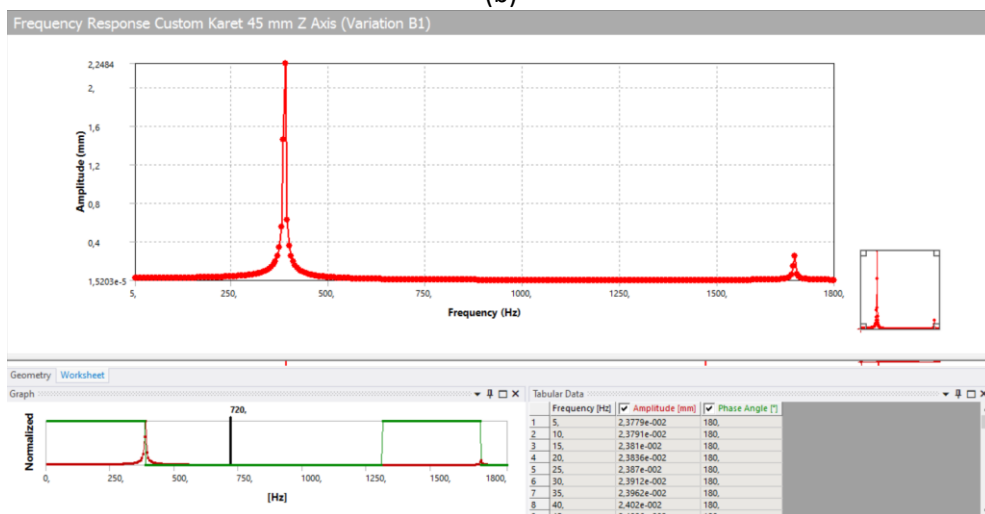
13. *Frequency response customized boring bar karet 45 mm ketika dikenai excitation force 103,11 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.*



(a)

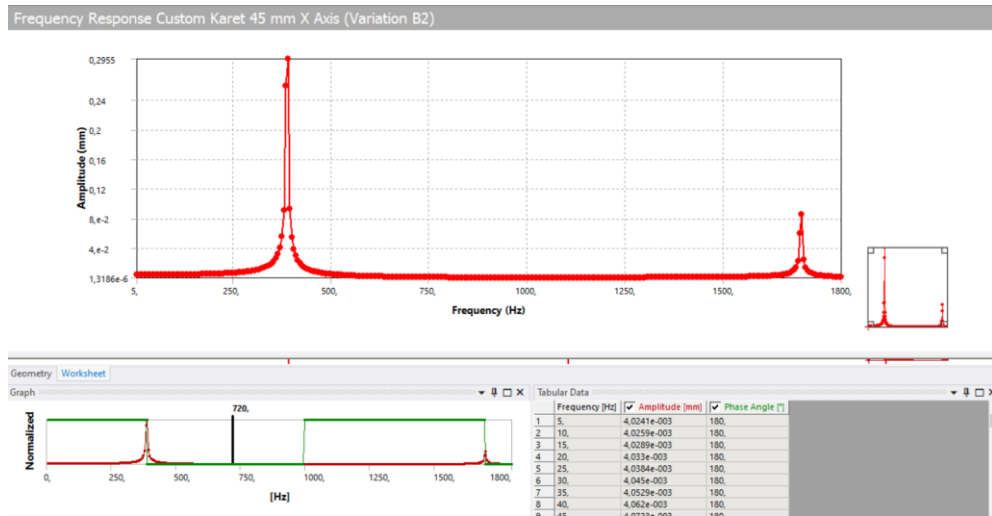


(b)

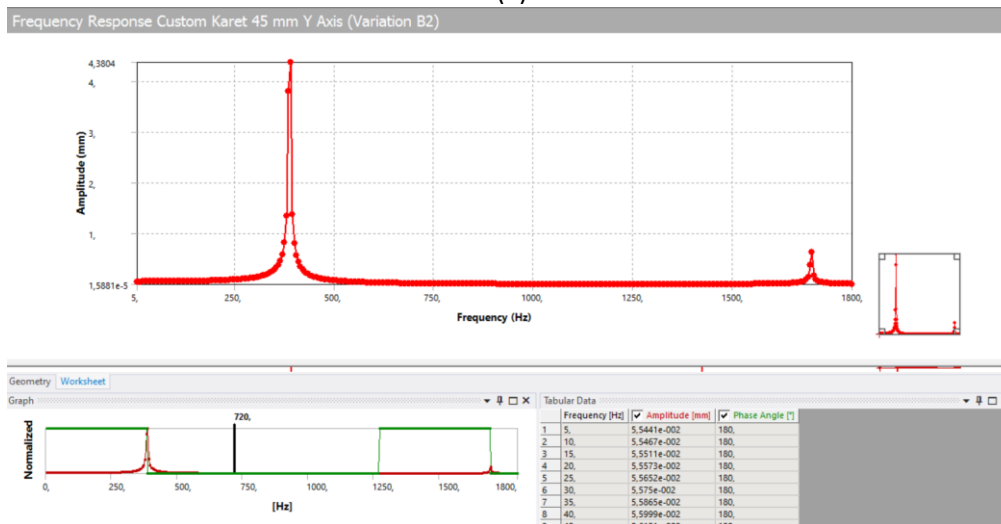


(c)

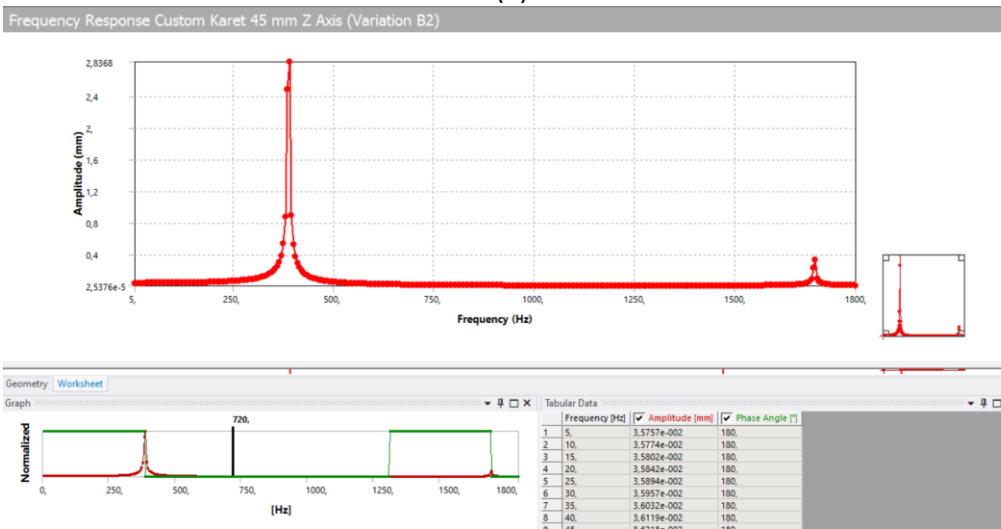
14. *Frequency response customized boring bar karet 45 mm ketika dikenai excitation force 154,67 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.*



(a)

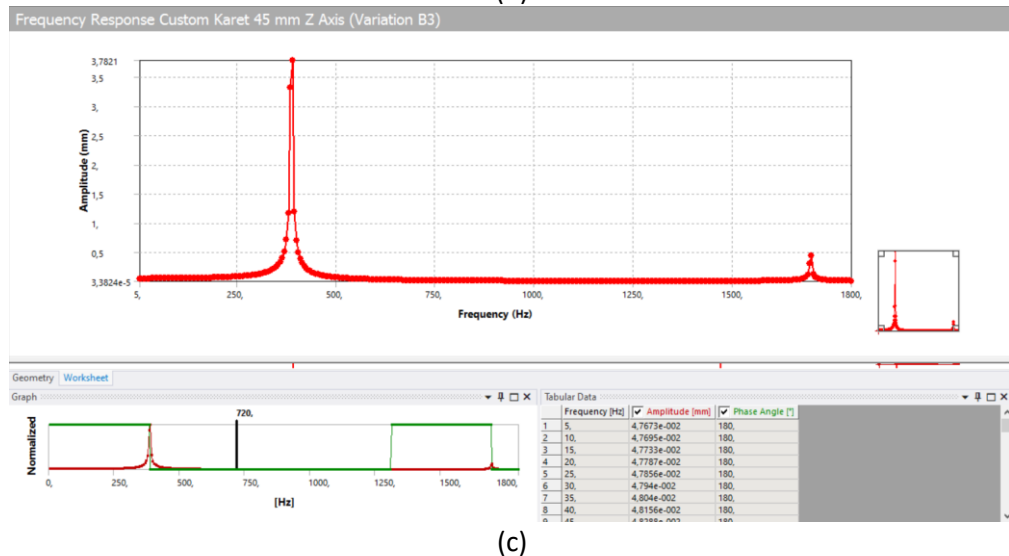
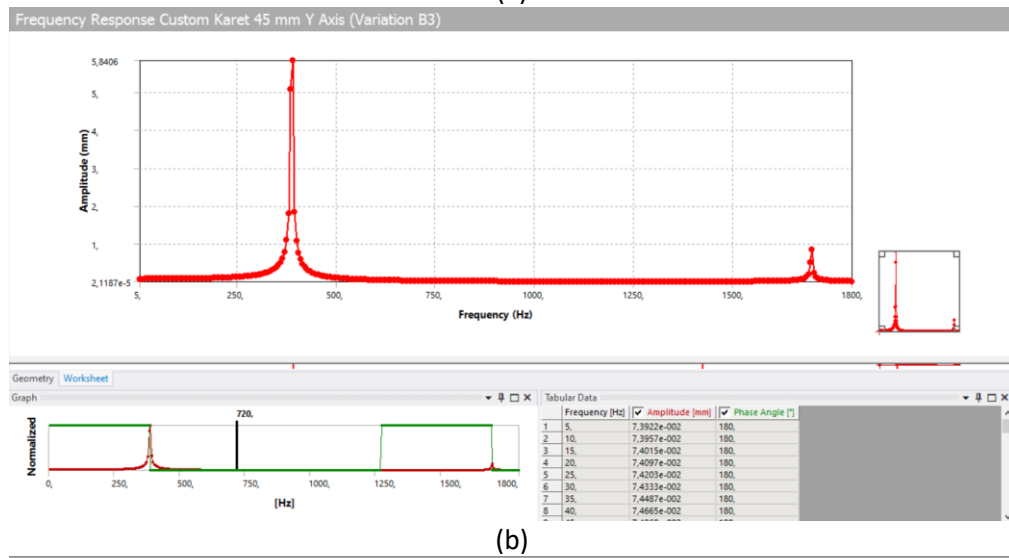
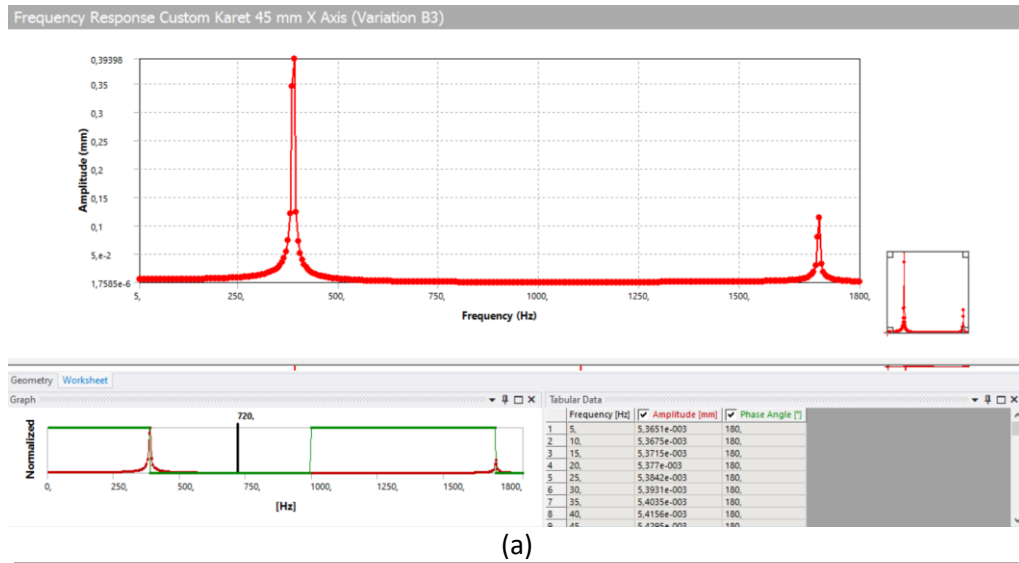


(b)



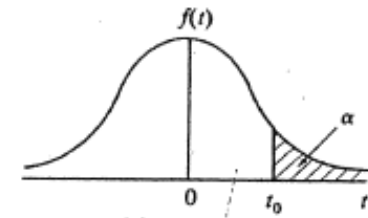
(c)

15. *Frequency response customized boring bar karet 45 mm ketika dikenai excitation force 206,22 N pada sumbu (a) axial, (b) tangential, dan (c) radial.*

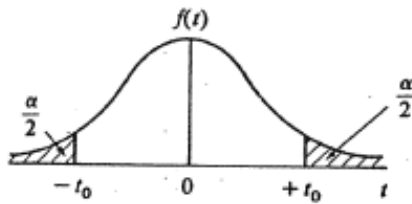


16. Tabel distribusi t statistik untuk menentukan  $t_{\text{tabel}}$

**Table B.5 The  $t$  distribution**



(a) One-tail  $\alpha$



(b) Two-tail  $\alpha$

Given  $\nu$ , the table gives (a) the one-tail  $t_0$  value with  $\alpha$  of the area above it, that is,  $P(t \geq t_0) = \alpha$ , or (b) the two-tail  $+t_0$  and  $-t_0$  values with  $\alpha/2$  in each tail, that is,  $P(t \leq -t_0) + P(t \geq +t_0) = \alpha$

$\nu$	One-tail $\alpha$					
	0.10	0.05	0.025	0.01	0.005	0.001
	Two-tail $\alpha$					
	0.20	0.10	0.05	0.02	0.01	0.002
1	3.078	6.314	12.706	31.821	63.657	318.300
2	1.886	2.920	4.303	6.965	9.925	22.327
3	1.638	2.353	3.182	4.541	5.841	10.214
4	1.533	2.132	2.776	3.747	4.604	7.173
5	1.476	2.015	2.571	3.305	4.032	5.893
6	1.440	1.943	2.447	3.143	3.707	5.208
7	1.415	1.895	2.365	2.998	3.499	4.785
8	1.397	1.860	2.306	2.896	3.355	4.501
9	1.383	1.833	2.262	2.821	3.250	4.297
10	1.372	1.812	2.228	2.764	3.169	4.144
11	1.363	1.796	2.201	2.718	3.106	4.025
12	1.356	1.782	2.179	2.681	3.055	3.930
13	1.350	1.771	2.160	2.650	3.012	3.852
14	1.345	1.761	2.145	2.624	2.977	3.787
15	1.341	1.753	2.131	2.602	2.947	3.733
16	1.337	1.746	2.120	2.583	2.921	3.686
17	1.333	1.740	2.110	2.567	2.898	3.646
18	1.330	1.734	2.101	2.552	2.878	3.611
19	1.328	1.729	2.093	2.539	2.861	3.579
20	1.325	1.725	2.086	2.528	2.845	3.552
21	1.323	1.721	2.080	2.518	2.831	3.527
22	1.321	1.717	2.074	2.508	2.819	3.505
23	1.319	1.714	2.069	2.500	2.807	3.485
24	1.318	1.711	2.064	2.492	2.797	3.467
25	1.316	1.708	2.060	2.485	2.787	3.450

## BIODATA PENULIS



**Hanifati Dwi Kusuma Diah Tantri** dilahirkan di Madiun pada tanggal 30 Januari 2000, dari pasangan Bapak Agus Sugeng Purwanto dan Ibu Yuti Handayani Agustina. Penulis merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Memulai pendidikan dasar di SDN 04 Madiun Lor, kemudian melanjutkan pendidikan tingkat pertama di SMPN 1 Madiun. Setelah lulus, pada tahun 2015, penulis melanjutkan pendidikan di SMAN 2 Madiun. Pada tahun 2018, penulis diterima di S-1 Departemen Teknik Mesin, FT-IRS ITS dan menyelesaikan pendidikan pada tahun 2022.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun non akademik selama masa perkuliahan. Penulis pernah menjadi Grader mata kuliah Mekanika Getaran dan asisten praktikum pada Laboratorium Rekayasa Vibrasi dan Sistem Otomotif. Dalam bidang non-akademik, penulis aktif sebagai Staf Departemen Kesejahteraan Mahasiswa Himpunan Mahasiswa Mesin Periode

2019-2020 dan Sekertaris Departemen Kesejahteraan Mahasiswa Himpunan Mahasiswa Mesin Periode 2020-2021. Untuk pengalaman bekerja, penulis pernah mengikuti kerja praktik di PT. Berkah Industri Mesin Angkat (BIMA) pada Divisi Operasional selama satu bulan. Selain itu, penulis pernah mengikuti Program Mahasiswa Magang Bersertifikat (PMMB) yang diselenggarakan oleh Forum Human Capital Indonesia (FHCI) di PT. Industri Kereta Api Persero pada Divisi Pengendalian Kualitas selama enam bulan. Untuk kritik dan saran dari pembaca terkait penelitian ini, maupun hal lainnya dapat melalui kontak pada email [hanifati300100@gmail.com](mailto:hanifati300100@gmail.com).