TUGAS AKHIR - 184730

ANALISA NILAI OPTIMUM REDUKSI GETARAN AKIBAT VARIASI KOMBINASI KEKAKUAN DVA PADA *BORING BAR* TERHADAP PROSES *FINISHING* MESIN BUBUT (*LATHE MACHINE*)

BRAMANTYA ADHI NUGRAHA

NRP 02111540000172

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

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

TUGAS AKHIR – TM184730

ANALISA NILAI OPTIMUM REDUKSI GETARAN AKIBAT VARIASI KOMBINASI KEKAKUAN DVA PADA *BORING BAR* TERHADAP PROSES *FINISHING* MESIN BUBUT (*LATHE MACHINE*)

BRAMANTYA ADHI NUGRAHA
NRP. 02111540000172

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

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

FINAL PROJECT – TM184730

OPTIMUM VALUE ANALYSIS OF VIBRATION REDUCTION DUE TO COMBINATION VARIATION DVA STIFFNESS ON BORING BAR FOR FINISHING PROCESS LATHE

BRAMANTYA ADHI NUGRAHA
NRP. 02111540000172

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

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

HALAMAN PENGESAHAN

ANALISA NILAI OPTIMUM REDUKSI GETARAN AKIBAT VARIASI KOMBINASI KEKAKUAN DVA PADA *BORING BAR* TERHADAP PROSES *FINISHING* MESIN BUBUT (*LATHE MACHINE*)

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Bramantya Adhi Nugraha
NRP. 02111540000172

Disetujui oleh:

1. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T. (Pembimbing)
   NIP. 19700412 199703 2 003
2. Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M. Eng. (Penguji I)
   NIP. 19750511 199903 1 001
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T. (Penguji II)
   NIP. 1989070 520154 2 005
4. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., PhD. (Penguji III)
   NIP. 19510605197803100

SURABAYA
AGUSTUS 2020

ANALISA NILAI OPTIMUM REDUKSI GETARAN AKIBAT VARIASI KOMBINASI KEKAKUAN DVA PADA *BORING BAR* TERHADAP PROSES *FINISHING* MESIN BUBUT (*LATHE MACHINE*)

Nama Mahasiswa : Bramantya Adhi Nugraha
NRP : 02111540000172
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.

ABSTRAK

Mesin bubut adalah salah satu jenis mesin perkakas yang paling banyak digunakan, dikenal juga dengan sebutan *lathe* atau *turning machine*. Mesin bubut digunakan untuk membuat benda kerja yang berbentuk silindris, contohnya adalah poros, batang ulir atau benda kerja lain yang berbentuk silindris beraturan. Proses *Boring* merupakan proses memperbesar lubang pada suatu pada benda kerja sesuai dengan dimensi yang diinginkan. Setiap peralatan mekanis dan mesin-mesin akan mengalami getaran ketika beroperasi. Getaran merupakan gerakan osilasi yang dapat terjadi ke segala arah dalam interval waktu tertentu, umumnya akan cenderung kearah translasi atau rotasi. Besarnya getaran pada proses *Boring* diakibatkan oleh pemakanan mata bor dengan benda kerja, kecepatan putaran, serta kedalaman potong sehingga dapat mengurangi performa akurasi pemotongan. Getaran yang terjadi merupakan hal yang wajar, namun ketika amplitude getaran yang dihasilkan besar dapat menyebabkan hal yang tidak diinginkanUntuk mereduksi getaran yang terjadi, maka digunakan Dynamic Vibration Absorber (DVA).

Penelitian tugas akhir ini menggunakan simulasi dengan *software ANSYS harmonic response analysis* untuk menganalisa reduksi getaran pada *boring bar* yang diberi *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) di berbagai kondisi pemotongan dari variasi *depth of cut*. DVA terletak pada bagian tepi *overhang* boring bar, massa absorber didesain berbentuk *tube* berbahan brass dan kekakuan absorber dari variasi kombinasi karet *neoprene rubber*

dan *natural rubber*. Untuk mengetahui reduksi respon getaran sistem utama, dilakukan variasi kombinasi karet DVA dengan jumlah 2,3,4,6. Untuk mengetahui reduksi getaran sistem utama dengan DVA, dilakukan variasi pemotongan *depth of cut* yaitu 0,4 – 1 mm.

Hasil dari penelitian ini didapatkan reduksi respon getaran sistem utama paling besar ketika dilakukan proses *finishing* yaitu saat menggunakan variasi DVA 3 (Kombinasi NA NA). Untuk hasil reduksi respon getaran paling optimum di setiap variasi pemotongan *depth of cut (doc)* yaitu saat menggunakan DVA 3, sebesar 97,99% (*doc* 0,4 mm), 94,14% (*doc* 0,5 mm), 93,59% (*doc* 0,6 mm), 96,02% (*doc* 0,7 mm), 96,64% (*doc* 0,8 mm), 88,41% (*doc* 0,9 mm), 74,32% (*doc* 1 mm) pada sumbu *y*. Untuk hasil reduksi respon getaran sumbu arah *x*, dan *z* mengikuti sumbu *y* karena gaya terbesar terletak pada sumbu *y*.

Kata kunci : *Dynamic Vibration Absorber (DVA), Mesin Bubut, Boring Bar, Optimalisasi.*

OPTIMUM VALUE ANALYSIS OF VIBRATION REDUCTION DUE TO COMBINATION VARIATION DVA STIFFNESS ON BORING BAR FOR FINISHING PROCESS LATHE

Student Name	**: Bramantya Adhi Nugraha**
NRP	**: 02111540000172**
Departement	**: Teknik Mesin FTIRS-ITS**
Advisory Lecturer	**: Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.**

ABSTRACT

Lathe or turning machine is the most popular machine being used in industry. The function of lathe is to create a cylindrical workpiece like an axis and threaded rod. Boring process is a process to enlarging hole in a workpiece according desired dimension. Every mechanical tool and machine will encounter a vibrations when boring process started. Vibration is oscillatory motion which can happen to any direction in certain time intervals. The amount of vibration in boring process depends on how deep boring process into workpiece hole and how much rotation from the lathe when being used, the vibration itself has an impact decreasing accuracy from lathe. Vibration is a common thing in boring process, but when the vibration is too huge it can result unexpected outcome, to reduce huge amount of vibration we can use a Dynamic Vibration Absorber (DVA).

This research use ANSYS harmonic response analysis to simulate vibration reduction from boring bar which has been installed with Dynamic Vibration Absorber (DVA), the simulations performed under various drilling conditions from depth of cut. Dynamic Vibration Absorber (DVA) is located on the edges overhang boring bar, mass absorber has a tube shape design with brass composition and the stiffnes from mass absorber is result from mixing neoprene rubber and natural rubber. This simulation using rubber mixing with amount 2,3,4,6 and the depth of cut variable is 0,4-1 mm, the purpose from this simulation process is to know how the main system response to reduce vibration.

The result from this research is massive vibration reduction happened when the finishing process use DVA 3 variations (NA NA combination). The most optimum vibration reduction result is when using DVA 3 with amount 97.99% (doc 0.4 mm), 94.14% (doc 0.5 mm), 93.59% (doc 0.6 mm), 96.02% (doc 0.7 mm), 96.64% (doc 0.8 mm), 88.41% (doc 0.9 mm), 74.32% (doc 1 mm) on y-axis. Vibration reduction on x-axis and z-axis is adhere with y-axis because the most force is on y-axis.

Keyword* : *Dynamic Vibration Absorber (DVA), Lathe Machine, Boring Bar, Optimalization.

KATA PENGANTAR

Puji Syukur kehadirat Allah SWT yang senantiasa melimpahkan rahmat serta hidayah-Nya, serta shalawat dan salam kepada Nabi Muhammad SAW. Penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam penyelesaian Tugas Akhir ini.

Penulis telah banyak memperoleh bantuan dari berbagai pihak dalam menyelesaikan tugas akhir ini. Penulis mengucapkan terimakasih kepada :

1. Pihak Keluarga penulis, Bapak Alm. Edy Raharjo dan Ibu Ririn Triastuti, serta kakak dan keponakan, Andini dan Asyrafa yang telah memberikan dukungan dalam segala bentuk dan doa yang tidak ada 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.
3. Dr.Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng., Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T., dan Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D selaku dosen penguji dalam sidang Tugas Akhir penulis yang telah memberikan masukan dan saran untuk Tugas Akhir ini.
4. Bapak Suwarno, S.T., M.Sc., P.hD. selaku dosen wali yang telah membimbing selama perkuliahan.
5. Teman- teman Laboratorium vibrasi yang mendukung dan menyemangati selama pandemik COVID-19 ini.
6. Seluruh teman-teman satu Angkatan M58 yang telah menemani selama menempuh Pendidikan di Teknik mesin ITS.
7. Seluruh dosen, karyawan, civitas akademika Teknik mesin ITS atas segala bantuan dan kerjasamanya.
8. Teman-teman dekat saya yang terus mendukung dan memberikan semangat disaat mengerjakan tugas akhir ini.

9. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan oleh penulis satu persatu, terima kasih atas bantuannya.

Penulis sadar bahwa penulisan laporan Tugas Akhir ini tidaklah sempurna, namun semoga laporan ini dapat memberikan kontribusi yang berarti dan menambah wawasan yang bermanfaat bagi pembaca, keluarga besar Teknik Mesin khususnya, dan civitas akademik ITS pada umumnya.

Surabaya, 10 Agustus 2020
Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK ..... **i**
ABSTRACT ..... **iii**
KATA PENGANTAR ..... **v**
BAB I PENDAHULUAN **1**
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Perumusan Masalah 2
1.3 Tujuan Masalah 2
1.4 Batasan Masalah 3
1.5 Manfaat Penelitian 3
BAB II DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA **5**
2.1 Teori Mekanika Getaran 5
2.1.1 *Multi Degree of Freedom* 5
2.1.2 Base Motion Vibration 7
2.1.3 Dynamic Vibration Absorber 9
2.1.3.1 Undamped Vibration Absorber 9
2.1.3.2 Damped Vibration Absorber 12
2.2 Mesin Bubut 15
2.2.1 Komponen Mesin Bubut 17
2.2.2 Gaya pada Proses Turning 18
2.2.3 Vibrasi dan *Chatter* pada Proses Permesinan 21
2.3 Tinjauan Pustaka 23
BAB III METODOLOGI PENELITIAN **35**

3.1 *Flowchart* Penelitian 35
3.2 Penjelasan Tahap Penelitian 37
3.2.1 Studi Literatur 37
3.2.2 Identifikasi Masalah 37
3.2.3 Pemodelan Sistem dinamis 37
3.2.4 Penurunan Persamaan Gerak 39
3.2.4.1 Sistim Utama tanpa DVA 39
3.2.4.2 Sistim Utama dengan DVA 43
3.2.5 Rancang Bangun 47
3.2.5.1 *Boring bar* 47
3.2.5.2 DVA 50
3.2.6 Penentuan Parameter 52
3.2.6.1 Sistem Utama (Boring Bar) 52
3.2.6.2 DVA 54
3.2.6.3 *Cutting Parameter* 57
3.2.7 Pembuatan Sistem Pengerjaan pada *Ansys* 60
3.2.7.1 Engineering Data 60
3.2.7.2 *Geometri* 60
3.2.8 Simulasi Pada Ansys 62
3.2.8.1 *Meshing* 63
3.2.8.2 *Harmonic Frequency* dan *Modal* 63
3.2.9 Reduksi Respon Getaran 64
3.2.10 Analisa dan Optimasi 64
3.2.11 Kesimpulan 65
BAB IV ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN 67

4.1 Analisa Respon Getaran 67
4.1.1 Respon Getaran Sistem Utama dan Sistem Utama dengan DVA arah Sumbu X..... 68
4.1.2 Respon Getaran Sistem Utama dan Sistem Utama dengan DVA arah Sumbu Y..... 70
4.1.3 Respon Getaran Sistem Utama dan Sistem Utama dengan DVA arah Sumbu Z 72
4.2 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu X, Y, dan Z..... 73
4.2.1 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu X..... 74
4.2.2 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu Y..... 76
4.2.3 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu Z 79
4.3 Analisa dan Optimalisasi Respon Reduksi Getaran 82
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN 89
5.1 Kesimpulan..... 89
5.2 Saran..... 89
DAFTAR PUSTAKA 91
LAMPIRAN..... 92
BIODATA PENULIS..... 98

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Sistem undamped dengan 3 DOF 6
Gambar 2. 2 (a) *Base Excitation* (b) *Base Excitation Free Body Diagram* (Rao, 2011) 7
Gambar 2. 3 Grafik Hubungan (a) *Amplitudo Ratio* dengan *Frequency Ratio,* (b) *Phase Angle* dengan *Frequency Ratio* (Rao, 2011).....9
Gambar 2. 4 Skema DVA Tidak Teredam (Rao, 2011) 10
Gambar 2. 5 Pengaruh Penggunaan *Undamped Vibration Absorber* terhadap Rasio Frekuensi Natural Sistem (Rao, 2011) 12
Gambar 2. 6 Pemodelan Dinamis Sistem Utama dengan *Damped* DVA (Rao, 2011).....13
Gambar 2. 7 Pengaruh dari *Damped* DVA terhadap Rasio Respon dari Sistem Utama (Rao, 2011) 15
Gambar 2. 8 Skema Ilustrasi *Drilling Machine* (Kalpakjian & Schmid, 2009) 17
Gambar 2. 9 Gaya pada proses permesinan.....19
Gambar 2. 10 *General recommendation for turning operation* (Kalpakjian & Schmid, 2009) 21
Gambar 2. 11 Rancangan sistem utama dan TMVA.....23
Gambar 2. 12 (a) Respon getaran sistem utama dan (b) Respon getaran sistem absorber 25
Gambar 2. 13 Model 2 DOF *damped* DVA (Pachpute, 2016) 26
Gambar 2. 14 Tabel variasi parameter (Pachpute, 2016) 26
Gambar 2. 15 Respon gerak sistem utama dengan berbagai parameter DVA (Pachpute, 2016) 27
Gambar 2. 16 Grafik *Chatter* frekuensi berdasarkan hasil eksperimen dan hasil teoritis 28
Gambar 2. 17 Model dinamis boring bar dengan VSDVA (Liu, Liu, & Wu, 2018) 30
Gambar 2. 18 Data parameter boring bar dan VSDVA (Liu, Liu, & Wu, 2018).....30
Gambar 2. 19 Simulasi grafik rasio amplitudo dengan rasio frekuensi (Liu, Liu, & Wu, 2018) 31

Gambar 2. 20 *Experimental setup* (Liu, Liu, & Wu, 2018).....31
Gambar 2. 21 Diagram stabil dan tidak stabil pada hasil eksperimen pengeboran (Liu, Liu, & Wu, 2018) 32
Gambar 2. 22 Ilustrasi Boring Bar Dengan DVA 33
Gambar 2. 23 Pemodelan Sistem Dinamis Boring Bar Dengan DVA 33
Gambar 2. 24 Grafik Perbandingan Rasio Amplitudo Terhadap rasio frekuensi 34

Gambar 3. 1 *Flowchart* penelitian.....36
Gambar 3. 2 Model dinamis sistem utama (a) tanpa DVA (b) dengan DVA.....38
Gambar 3. 3 Free body diagram sistem utama tanpa DVA.....40
Gambar 3. 4 *Free Body* Diagram sistem utama dengan DVA 43
Gambar 3. 5 Regular body boring bar.....47
Gambar 3. 6 Customized body boring bar.....48
Gambar 3. 7 Customized body boring bar top view.....48
Gambar 3. 8 (a) Simulasi deformasi statis regular desain boring bar dan (b) Simulasi deformasi statis customized boring bar.....49
Gambar 3. 9 *Carbide Insert*.....50
Gambar 3. 10 Desain DVA 51
Gambar 3. 11 Karet DVA.....51
Gambar 3. 12 Desain Keseluruhan Sistem utama dan DVA.....52
Gambar 3. 13 Simulasi frekuensi natural DVA dengan 2 buah kombinasi karet 55
Gambar 3. 14 Sistem utama, dan sistem utama dengan 5 variasi posisi karet DVA.....62

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Macam-macam Proses Permesinan (Kalpakjian & Schmid, 2009) 16
Tabel 2. 2 Perbandingan diameter hasil *drilling machine* 24
Tabel 2. 3 Perbandingan data berdasarkan hasil eksperimen dan hasil prediksi 28

Tabel 3. 1 Parameter *Boring Bar* 54
Tabel 3. 2 Parameter variasi DVA 57
Tabel 3. 3 Cutting parameter 59
Tabel 3. 4 Gaya Eksitasi 59
Tabel 3. 5 Material Properties 60

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Mesin bubut adalah salah satu jenis mesin perkakas yang paling banyak digunakan, dikenal juga dengan sebutan *lathe* atau *turning machine*. Mesin bubut digunakan untuk membuat benda kerja yang berbentuk silindris, contohnya adalah poros, batang ulir atau benda kerja lain yang berbentuk silindris beraturan. Prinsip kerja mesin bubut adalah perputaran benda kerja dan gerak makan oleh alat potong baik secara melintang maupun membujur terhadap benda kerja tersebut. Gerakan berputar (rotasi) benda kerja inilah yang menyebabkan terjadinya penyayatan terhadap benda kerja oleh alat potong (*cutting tool*) yang biasanya disebut dengan istilah pahat. Setiap peralatan mekanis dan mesin-mesin akan mengalami getaran ketika beroperasi. Terdapat berbagai macam jenis proses permesinan yang dapat dilakukan pada mesin bubut, salah satunya yaitu proses *Boring*. Proses *Boring* merupakan proses memperbesar lubang pada suatu pada benda kerja sesuai dengan dimensi yang diinginkan. Setiap peralatan mekanis dan mesin-mesin akan mengalami getaran ketika beroperasi. Besarnya getaran pada proses *Boring* diakibatkan oleh pemakanan mata bor dengan benda kerja, kecepatan putaran, serta kedalaman potong sehingga dapat mengurangi performa akurasi pemotongan. Apabila getaran tersebut memiliki amplitudo yang besar, tentunya berdampak pada penurunan kualitas produk yang dihasilkan. Selain itu, dalam kurun waktu tertentu getaran juga dapat merusak berbagai komponen mesin yang ada pada mesin bubut.

Getaran merupakan gerakan osilasi yang dapat terjadi ke segala arah dalam interval waktu tertentu, umumnya akan cenderung kearah translasi atau rotasi. Getaran yang terjadi merupakan hal yang wajar, namun ketika amplitude getaran yang dihasilkan besar dapat menyebabkan hal yang tidak diinginkan. Selain itu ketika nilai frekuensi getaran yang terjadi sama dengan nilai frekuensi natural system, maka akan terjadi resonansi yang

menyebabkan amplitude getaran menjadi sangat besar. Getaran yang timbul dapat terjadi pada mesin atau benda kerja, dampak getaran yang tidak diinginkan pada mesin yaitu dapat menyebabkan kerusakan mekanik seperti kerusakan pada shaft, bantalan aus, gear retak, dll. Dampak pada benda kerja yaitu timbulnya *chatter* yaitu hasil permukaan tidak teratur, tidak rata, dan akurasi dimensi yang buruk.

Penambahan komponen reduksi getaran, merupakan salah satu cara untuk mencegah terjadinya getaran berlebih, Pada penelitian ini saya menggunakan *Dynamic Vibration Absorber* (DVA). DVA memiliki sistem utama berupa massa *absorber* dan pegas. Dalam penelitian tugas akhir ini akan diteliti Analisa nilai optimum reduksi getaran akibat variasi kekakuan DVA pada pahat terhadap proses *roughing* mesin bubut (*lathe machine)*. Setelah penelitian ini dapat diketahui besarnya reduksi respon getaran oleh *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) sehingga dapat mereduksi getaran pada proses pemakanan benda kerja saat proses *roughing*.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang diatas, maka perlu dilakukan penelitian mengenai mekanisme *Dynamic Vibration Absorebr (DVA)* pada *Boring Bar*. Dalam penelitian tugas akhir ini terdapat beberapa rumusan masalah, antara lain:

1. Bagaimana mengetahui titik optimum DVA melalui variasi kekakuan DVA terhadap karakteristik reduksi getaran dari sistem utama?
2. Bagaimana pengaruh variasi parameter pemotongan *depth of cut* tipikal finishing specimen AISI 4340 terhadap reduksi respon getaran pada boring bar?

1.3 Tujuan Masalah

Berdasarkan perumusan masalah yang telah ditentukan, maka dapat diketahui tujuan dari penelitian tugas akhir ini, antara lain :

1. Mengetahui titik optimum DVA melalui variasi kekakuan DVA terhadap karakteristik reduksi getaran dari sistem utama.
2. Mengetahui pengaruh variasi parameter pemotongan *depth of cut* tipikal finishing specimen AISI 4340 terhadap reduksi respon getaran pada boring bar.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah dari penelitian Tugas Akhir ini adalah:

1. Material benda kerja yang digunakan adalah AISI 4340.
2. Sumber dan Analisa getaran terletak pada ujung *insert*.
3. Benda kerja dianggap tidak bergetar.
4. Parameter yang didapat didasari oleh jurnal dan simulasi.
5. Tidak ada slip yang terjadi diantara *clamp* dan boring bar.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian adalah:

1. Sebagai referensi dan literatur untuk penelitian mengenai *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) yang diterapkan pada mesin perkakas, terutama pada mesin *Lathe*.
2. Sebagai suatu inovasi untuk meningkatkan efisiensi dan produktifitas mesin perkakas, terutama pada pada mesin *Lathe*.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB II
DASAR TEORI DAN TINJAUAN PUSTAKA

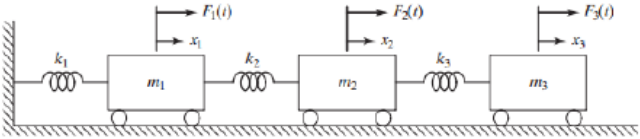
2.1 Teori Mekanika Getaran

Getaran dapat didefinisikan sebagai gerakan bolak-balik dalam suatu interval waktu tertentu. Benda yang bergetar akan cenderung menyimpang dari sumbunya. Getaran berhubungan dengan gerak osilasi benda dan gaya yang berhubungan dengan gerak tersebut. Getaran dibagi menjadi dua kelompok umum, yaitu getaran bebas dan getaran paksa. Getaran bebas merupakan getaran yang terjadi pada suatu benda dimana benda tersebut diberikan gaya eksitasi awal, kemudian benda dibiarkan bergetar bebas. Seperti getaran yang terjadi pada bandul ketika dia diberi gaya eksitasi berupa tarikan kemudian dilepaskan. Sedangkan getaran paksa merupakan getaran yang terjadi pada benda, dimana gerakannya diterapkan pada suatu sistem mekanis. Contohnya getaran pada komponen mesin yang disebabkan oleh putaran motor. Setiap komponen yang memiliki massa dan pegas berarti memiliki frekuensi natural. Frekuensi natural inilah yang akan mempengaruhi respon getaran dari suatu sistem. Pada penelitian tugas akhir ini menggunakan teori mekanika getaran sebagai landasan dan literatur. Adapun subbab yang akan dibahas antara lain mengenai *Multi Degree of Freedom*, *Base Motion Vibration*, dan *Dynamic Vibration Absorber*.

2.1.1 *Multi Degree of Freedom*

Derajat kebebasan adalah jumlah koordinat bebas (*Independent Coordinates*) yang dibutuhkan untuk menggambarkan posisi dari sistem secara lengkap terhadap suatu referensi yang dianggap diam. Secara garis besar derajat kebebasan dapat dibagi menjadi dua, yaitu satu derajat kebebasan (*Single of Freedom*) untuk sistem yang gerakannya dapat digambarkan dengan satu koordinat dan multi derajat kebebasan (*Multi Degree of Freedom*) untuk sistem yang gerakannya digambarkan oleh lebih dari satu koordinat.

Pada perancangan ini akan digunakan sistem *Multi Degree of Fredom*. Persamaan gerak untuk *Multi Degree of Fredom* (M.D.O.F) secara umum diturunkan dari Hukum Newton kedua. Karena sistem MDOF memiliki penyelesaian aljabar yang kompleks, maka digunakan matriks untuk merepresentasikan sistem MDOF. Secara sederhana, sistem MDOF dapat dimodelkan melalui sistem massa-pegas yang ditarik oleh gaya $F_1(t)$, $F_2(t)$, dan $F_3(t)$ pada gambar 2.1 berikut.



Gambar 2. 1 Sistem undamped dengan 3 DOF

Dari gambar 2.1 di atas, maka akan didapatkan matriks dari persamaan gerak dengan menggunakan Hukum Newton kedua yang diberikan untuk setiap massa.

$$m_i\ddot{x}_i + k_i x_i = \sum_i F_i \qquad (2.1)$$

Persamaan 2.1 di atas terdiri dari i=1, i=2 dan i=3 sehingga dapat ditulis dalam bentuk matriks: $[m] =$

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

(2.2)

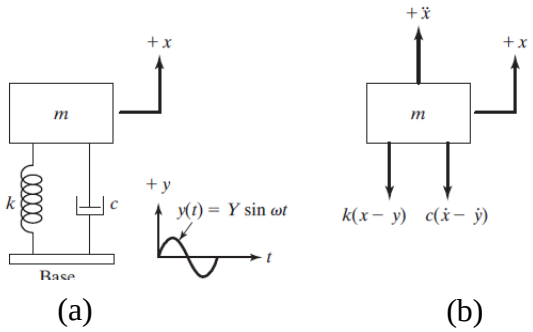
Dengan menyubstitusikan persamaan (2.2) ke persamaan (2.1), maka akan didapatkan:

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

(2.3)

2.1.2 Base Motion Vibration

Base motion vibration adalah getaran pada *base* sistem utama yang bergerak secara harmonis dimana mempengaruhi massa peredam di atasnya. Gerakan harmonis adalah gerakan berulang sehingga dapat merubah posisi massa peredam dan pegas juga akan memiliki perpanjangan tertentu. Gambar 2.2 (a) merupakan skema sistem dinamis *base motion vibration*, sedangkan gambar 2.2 (b) menunjukkan *free body diagram* dari sistem (a). Gambar tersebut menunjukkan gerakan harmonis dari suatu sistem, dengan $y(t)$ merupakan simpangan dari *base* dan $x(t)$ adalah simpangan dari massa pada posisi *static equilibrium* saat waktu t. Maka total simpangan dari pegas adalah dan kecepatan relatif dari *damper* adalah $\dot{x} - \dot{y}$. (Rao, 2011)



Gambar 2. 2 (a) *Base Excitation* (b) *Base Excitation Free Body Diagram* **(Rao, 2011)**

Dari gambar diatas diperoleh persamaan gerak sebagai berikut:

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

Jika $y(t) = Ysin\omega_t$ maka persamaan (2.9) menjadi:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky$$

$$= kY \sin \omega_t + c\omega Y \cos \omega_t$$
$$= A \sin\ (\omega_t - \alpha) \qquad (2.5)$$

Dimana $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$ dan $\alpha = tan^{-1}\left[-\frac{(c\omega)}{k}\right]$ maka didapatkan respon dari massa

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

Dimana,

$$\boldsymbol{\phi_1} = tan^{-1}(\frac{c\omega}{k - m\omega^2}) \qquad (2.7)$$

Menggunakan identitas trigonometri persamaan dapat ditulis sebagai berikut :

Dengan

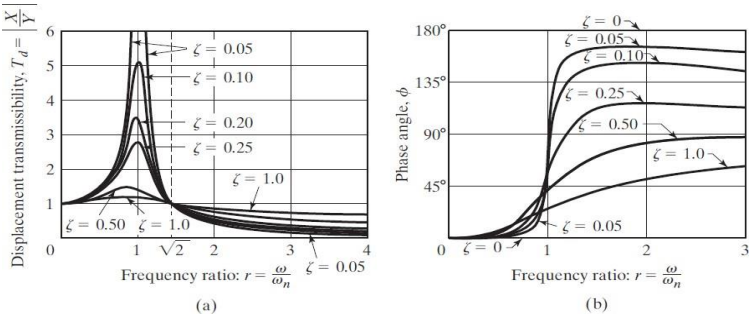
$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \qquad (2.8)$$

Dimana nilai X dan $\boldsymbol{\phi_1}$didapat dari

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

dan $\quad \boldsymbol{\phi_1} = tan^{-1}\frac{\boldsymbol{mc\omega^3}}{\boldsymbol{k(k - m\omega^2) + c\omega^2}}$

Sedangkan $\frac{\boldsymbol{X}}{\boldsymbol{Y}}$ merupakan *displacement transmibility*



Gambar 2. 3 Grafik Hubungan (a) *Amplitudo Ratio* dengan *Frequency Ratio*, (b) *Phase Angle* dengan *Frequency Ratio* **(Rao, 2011)**

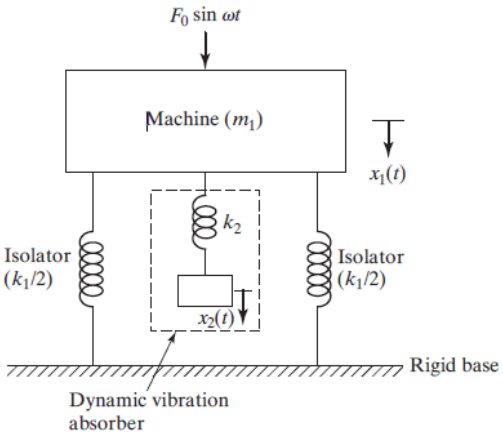
Gambar 2.3 di atas menunjukkan grafik hubungan *displacement transmibility* dan sudut fase dengan rasio frekuensi pada sistem *base motion vibration.*

2.1.3 Dynamic Vibration Absorber

Penyerap getaran (*vibration absorber)* atau penyerap getaran dinamis merupakan salah satu proses *vibration control* untuk mengurangi atau menghilangkan efek getaran yang tidak diinginkan. *Absorber* tersebut dapat berupa sistem massa dan pegas yang dipasangkan pada sistem sumber getar yang akan direduksi getarannya. Pemasangan massa *absorber* pada massa utama akan menghasilkan sistem dengan 2 DOF, sehingga sistem tersebut akan memiliki dua frekuensi natural. Terdapat dua macam DVA yaitu *Undamped Vibration Absorber* (DVA tidak teredam) dan *Damped Vibration Absorber* (DVA teredam).

2.1.3.1 Undamped Vibration Absorber

Skema dari sistem utama yang dipasangi DVA tidak teredam dapat dilihat pada gambar 2.4.



Gambar 2. 4 Skema DVA Tidak Teredam **(Rao, 2011)**

Dari gambar 2.4 diatas, dapat diketahui persamaan gerak yang dituliskan pada persamaan (2.9) dan (2.10) berikut

$$m\ddot{x}_1 + k_1 x_1 + k_2(x_1 - x_2) = F_0 \sin \omega t \tag{2.9}$$

$$m\ddot{x}_2 + k_2(x_2 - x_1) = 0 \tag{2.10}$$

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

$$X_1 = \frac{(k_1 - m_2\,\omega^2)F_0}{(k_1 + k_2 - m_1\,\omega^2)(k_2 - m_2\,\omega^2) - {k_2}^2} \tag{2.11}$$

$$X_1 = \frac{k_2 F_0}{(k_1 + k_2 - m_1\,\omega^2)(k_2 - m_2\,\omega^2) - {k_2}^2} \tag{2.12}$$

Untuk membuat amplitudo m_1 nol maka *numerator* dari persamaan (2.16) harus sama dengan nol, sehingga persamaan tersebut menjadi

$$\omega^2 = \frac{K_2}{m_2} \tag{2.13}$$

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

$$\omega^2 = \frac{K_2}{m_2} = \frac{K_1}{m_1} \tag{2.15}$$

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

$$\delta_{st} = \frac{F_0}{k_1}, \omega_1 = (\frac{K_1}{m_1})^{\frac{1}{2}} \tag{2.16}$$

Persamaan (2.20) sebagai frekuensi natural sistem utama

$$\omega_2 = (\frac{K_2}{m_2})^{\frac{1}{2}} \tag{2.17}$$

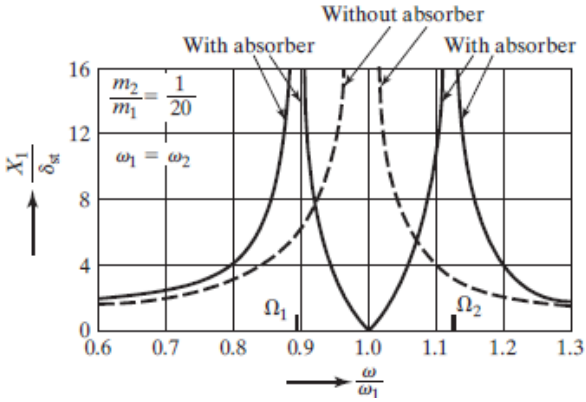
Persamaan (2.21) sebagai frekuensi natural sistem DVA. Sehingga didapatkan persamaan sebagai berikut:

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

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

Penggunaan DVA pada sistem utama akan berdampak pada respon getaran yang akan tereduksi. Penambahan DVA pada sistem utama juga akan membagi dan mereduksi rasio frekuensi natural sistem menjadi dua bagian

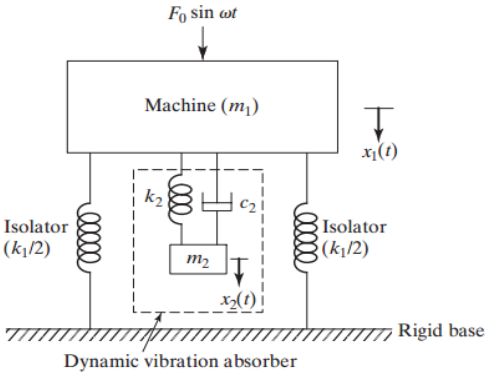
yang mana akan menimbulkan rasio frekuensi natural yang berbeda. Skema efek penggunaan DVA pada rasio amplitude respon sistem terhadap rasio frekuensi natural sistem terdapat pada gambar 2.5.



Gambar 2. 5 Pengaruh Penggunaan *Undamped Vibration Absorber* terhadap Rasio Frekuensi Natural Sistem **(Rao, 2011)**

2.1.3.2 Damped Vibration Absorber

Damped Dynamic Vibration Absorber (*Damped* DVA) merupakan DVA yang berfungsi untuk menghasilkan dua puncak frekuensi natural baru serta mereduksi amplitudo tersebut. Skema *damped dynamic vibration absorber* yang terdiri dari massa *absorber*, pegas dan *damper absorber* seperti ditunjukkan pada gambar 2.6 dibawah ini.



Gambar 2. 6 Pemodelan Dinamis Sistem Utama dengan *Damped* DVA **(Rao, 2011)**

Berdasarkan gambar 2.6 didapatkan persamaan gerak dari massa m_1 dan m_2 sebagai berikut:

$$m_1\ddot{x}_1+k_1x_1+k_2(x_1-x_2)+c_2(\dot{x}_1-\dot{x}_2) = F_0 sin\omega t$$

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

Dengan mengasumsikan penyelesaian harmonik, maka didapatkan :

$x_j(t)= X_j\ ei\omega t$

j=1,2

Sehingga amplitudo *steady state* dari m_1 dan m_2 adalah

$$X_1 = \frac{F_0(k_2-m_2\omega^2+ic_2\omega)}{[(k_1-m_1\omega^2)(k_2-m_2\omega^2)-m_2k_2\omega^2]+ic_2\omega(k_1-m_1\omega^2-m_2\omega^2)} \quad (2.20)$$

$$X_2 = \frac{X_1(k_2-ic_2\omega)}{(k_2-m_2\omega^2+ic_2\omega)} \quad (2.21)$$

sebagai berikut:

Nilai X1 dan X2 pada persamaan 2.25 dan 2.26 di atas dapat dinyatakan dalam:

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

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

Dengan :

$\mu = m_2/m_1$ = *Mass ratio = Absorber mass / main mass*

$\delta st = F_0/k_1$ = *Static deflection of the system*

$\omega a_2 = k_2/m_2$ = *Square of natural frequency of the absorber*

$\omega n_2 = k_1/m_1$ = *Square of natural frequency of main mass*

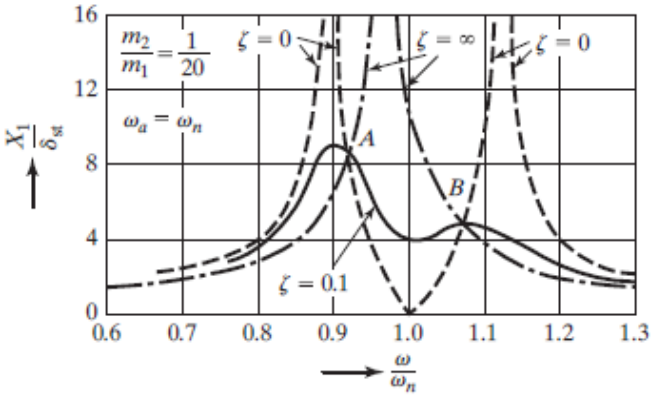
$f = \omega a / \omega n$ = *Ratio of natural frequencies*

$g = \omega / \omega n$ = *Forced frequency ratio*

$c = 2m\omega n$ = *Critical damping constant*

$\zeta = c_2 / c_c$ = *Damping ratio*

Respon getaran pada persamaan 2.28 di atas dapat dibentuk berupa grafik untuk melihat pengaruhnya terhadap *forced frequency ratio*. Grafik respon getaran *damped* DVA terhadap rasio respon sistem utama dapat dilihat pada gambar 2.7. Pada grafik tersebut terdapat respon ideal sistem dengan *damped* DVA nilai $\zeta = 0{,}1$. (Rao, 2011)



Gambar 2. 7 Pengaruh dari *Damped* DVA terhadap Rasio Respon dari Sistem Utama **(Rao, 2011)**

2.2 Mesin Bubut

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

Kecepatan maksimum spindel mesin bubut biasanya sekitar 4000 rpm, tetapi hanya sekitar 200 rpm untuk mesin bubut besar. Untuk aplikasi tertentu, kecepatan dapat beragam dari

10.000 rpm, 40.000 rpm, atau lebih tinggi untuk *very high speed machining*.

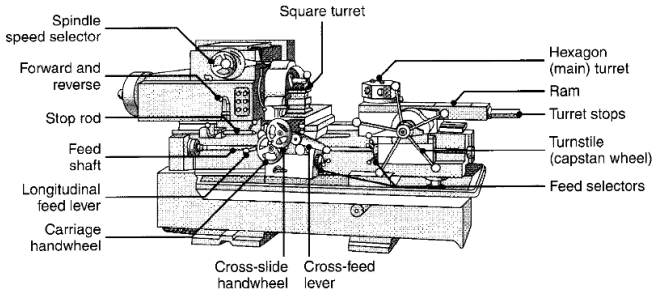
Meskipun sederhana dan serbaguna, mesin bubut membutuhkan ahli mesin (operator) yang terampil, sebab semua kontrol dikendalikan sendiri secara manual (untuk mesin bubut konvensional). Karena hal tersebut, mesin bubut tidak efisien untuk operasi berulang dan untuk produksi besar berjalan. Terdapat berbagai macam proses permesinan yang dapat dilakukan oleh mesin bubut, diantara lain sebagai berikut :

Tabel 2. 1 Macam-macam Proses Permesinan **(Kalpakjian & Schmid, 2009)**

No	Proses Permesinan	Kegunaan
1.	Turning	Pembuatan profil lurus, *cone*, *curved*, atau beralur pada poros, *spindle*, dan pin.
2.	Facing	Pembuatan profil datar pada bagian ujung belakang benda kerja dan tegak lurus dengan sumbu putar, berguna untuk part yang mana tersambung dengan komponen lain.
3	Cutting with form tools	Pembuatan berbagai bentuk profil asimetris dengan tujuan tertentu
4	Boring	Perbesaran lubang atau cylindrical cavity yang telah dibuat oleh proses permesinan sebelumnya atau sebagai pembuatan alur silindris pada bagian dalam.

5	Drilling	Pembuatan lubang, yang mana biasanya diikuti dengan proses boring guna meningkatkan akurasi dimensi dan kehalusan permukaan
6	Cutting Off	Pemotongan sebagian pada bagian ujung dalu belakang dari benda kerja
7	Knurling	Pembuatan profil kasar pada permukaan silindris bagian, sebagai pembuatan knob dan handle

2.2.1 Komponen Mesin Bubut



Gambar 2. 8 Skema Ilustrasi *Drilling Machine* **(Kalpakjian & Schmid, 2009)**

Gambar 2.8 diatas menunjukkan komponen-komponen dari mesin bubut, untuk fungsinya dalah sebagai berikut:

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

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

Head Stock, sebenarnya merupakan bagian dari bed dan dilengkapi dengan *motor, pulley,* dan *V-belts* yang mentransmisikan daya ke *spindle* dengan berbagai variasi kecepatan putar. Komponen ini berfungsi sebagai perangkat penahan untuk rantai gigi, spindel, penggerak puli, dan lain sebagainya.
Chuck. Digunakan untuk memegang dan mengunci benda kerja.
Lead Screw. Merupakan ulir yang digunakan untuk menggerakan *Carriage* secara otomatis saat proses permesinan berlangsung.
Tail Stock. Berfungsi untuk membantu menopang benda kerja saat dibutuhkan. Dapat juga digunakan untuk melakukan operasi *Drilling.*

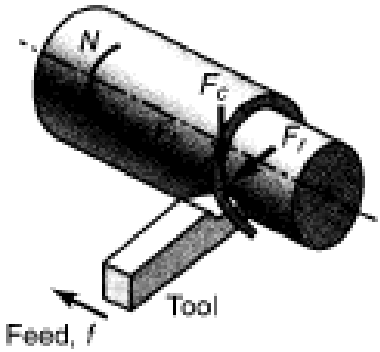
2.2.2 Gaya pada Proses Turning

Pada prinsipnya terdapat tiga jenis gaya yang bekerja pada pahat saat proses *turning*. Gaya ini sangatlah penting dalam mendesain pahat, sebagaimana pula dengan analisa defleksi pada pahat dan benda kerja guna mendapatkan hasil presisi. Pahat dan komponen mesin harus didesain agar dapat menerima beban atau gaya yang diterima tanpa mengalami defleksi yang signifikan, vibrasi, dan *chatter* pada proses permesinan berlangsung.

Cutting force (Fc) Bekerja kearah bawah pada bagian ujung pahat dan mengakibatkan pahat terdefleksi kebawah sedangkan benda kerja terdefleksi keatas. *Cutting force* memberikan energi yang dibutuhkan pada proses pemakanan benda kerja, dan dapat dihitung dengan nilai spesifik energi per unit volume yang diberikan pada tabel 2…Nilai torsi yang bekerja pada spindle didapat dari perkalian dari *cutting force* dengan jari-jari benda kerja.

Thrust force juga biasa disebut dengan *feed force*, karena bekerja pada arah pemakanan pahat. Gaya ini mendorong pahat berlawanan arah dari arah pemakanan.

Radial force (Fr) bekerja pada arah radial dan mendorong pahat menjauhi benda kerja. *Thrust force* dan *Radial force* didapat secara eksperimental jika dibutuhkan.



Gambar 2. 9 Gaya pada proses permesinan

Gaya pada proses permesinan dapat diukur dengan *force transducer*, dynamometer, atau *load cell*. *Tranducer* memiliki natural frekuensi dan kekakuan yang jauh lebih tinggi disbanding dengan dynamometer, sehingga lebih baik dalam menahan vibrasi dan defleksi berlebih. Ft, Fr, dan Fc dapat dihitung secara sistematis dari konsumsi power selama pemotongan.

$$P = Fc.V = E.MR$$

$$Fc = \frac{E.MRR}{V}$$

Keterangan :

P = *Power*

Fc = *Cutting Force*

V = *Cutting Speed*

E = *Specific Energy*

MRR = *Material Removal Rate*

Material Removal Rate (MRR) Merupakan volume material yang termakan dalam satuan waktu ($\frac{mm^3}{min}$).

$$MRR = \pi D_{avg} d f N$$

$$MRR = d f V$$

Dimana :

D_{avg} = Diameter rata-rata (mm)
d = *depth of cut* (mm)
f = *feeds* / gerak pemakanan (mm/rev)
N = Kecepatan putar (rev/min)
V = *cutting speed* / kecepatan pemotongan (m/min)

Depth of Cut (d), Feeds (f), dan *Cutting Speed* (v) Merupakan parameter pemotongan yang mana memiliki tingkat efektif masing-masing bergantung pada material benda kerja dan pahat.

Tabel 2.2 berikut merupakan spesifik rekomendasi parameter pemotongan proses turning untuk berbagai material benda kerja dan pahat.

Gambar 2. 10 *General recommendation for turning operation* **(Kalpakjian & Schmid, 2009)**

General Recommendations for Turning Operations

		General-purpose starting conditions			Range for roughing and finishing		
Workpiece material	Cutting tool	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_2O_3 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_2O_3 ceramic	"	0.25	335	"	"	245–455
	Cermet	"	0.25	170–245	"	"	105–305

2.2.3 Vibrasi dan *Chatter* pada Proses Permesinan

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 :

1. Akurasi dimensi benda kerja berkurang
2. *Premature War*, *chipping*, dan kegagalan pahat pada material yang terlalu getas seperti keramik, dan *diamond*
3. Kemungkinan kerusakan pada komponen mesin akibat getaran berlebih.
4. Kebisingan jika memiliki frekuensi tinggi.

Vibrasi dan *chatter* pada permesinan merupakan fenomena yang kompleks. Terdapat dua tipe dasar vibrasi yang

terjadi pada proses permesinan yaitu : *Force vibration* dan *Self-excited vibration*.

1. *Force 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 *turning*, *forced vibration* terjadi akibat kontak berkala pada pahat dan permukaan benda kerja yang tidak rata.
2. *Self-Excited Vibration*

   Biasa disebut dengan *chatter*, terjadi akibat interaksi dari proses *chip-removal* dengan struktur komponen mesin. *Self-Excited* vibration biasanya memiliki amplitude yang sangat besar. *Chatter* biasanya dimulai dengan gangguan pada zona pemotongan, diantara lain yaitu :

   - Jenis *chip* yang dihasilkan
   - Variasi kondisi gesekan pada *tool chip interface*, sebagaimana dipengaruhi oleh *cutting fluid* dan efektifitas dari masing masing kondisi pemtongan.

Panduan mereduksi getaran dan *chatter*

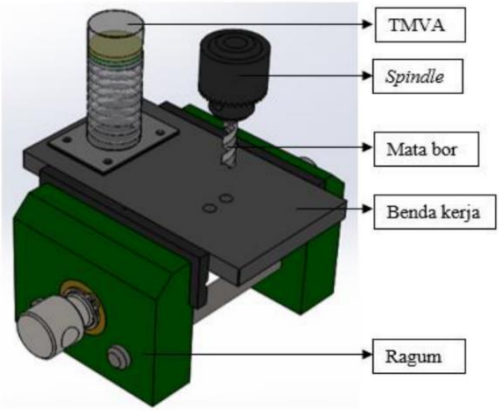
1. Meminimalisir *tool overhang*.
2. Menaikkan kekauan dari *work-holding device* dan *support workpiece*.
3. Mengubah geometri pahat dan pisau untuk meminimalisir gaya.

4. Menaikkan nilai redaman pada sistem.
5. Penambahan *Dynamic Vibration Absorber.*

2.3 Tinjauan Pustaka

Pada Tahun 2018**,** Heny melakukan penelitian tugas akhir mengenai studi eksperimen menggunakan konsep *Dynamic Vibration Absorber* (DVA) jenis *Translational Mass Vibration Absorber* (TMVA) untuk mereduksi adanya getaran translasi arah vertikal pada mesin *drilling Kao Ming Machinery Industrial Co., Ltd* model KMR-700DS. TMVA memiliki gerakan hanya translasi arah vertikal saja. TMVA didesain berbentuk selongsong silinder berbahan akrilik dimana didalamnya terdapat koin besi sebagai massa peredam dan sebuah pegas. Komponen sistem utama yang dianalisis pada penelitian ini adalah ragum, benda kerja, mata bor dan *spindle*.

Gambar 2. 11 Rancangan sistem utama dan TMVA



Namun, TMVA ini hanya akan diletakkan pada benda kerja saat proses *drilling*. Benda kerja yang digunakan berupa plat aluminium (Al) dengan ukuran 350 mm × 150 mm × 20 mm dan

massa 2.8 kg. Pada penelitian ini akan dibuat TMVA dengan nilai konstanta pegas yang telah disesuaikan dengan kecepatan operasi mesin yaitu 298.278 N/m. Terdapat 2 jenis variasi yang digunakan antara lain variasi ukuran mata bor dan variasi rasio massa TMVA. Untuk variasi ukuran mata bor digunakan 3 jenis ukuran antara lain 8 mm, 10 mm dan 12 mm. Sedangkan untuk variasi rasio massa TMVA menggunakan 1/40, 2/40, dan 3/40 dari massa benda kerja.

Tabel 2. 2 Perbandingan diameter hasil *drilling machine*

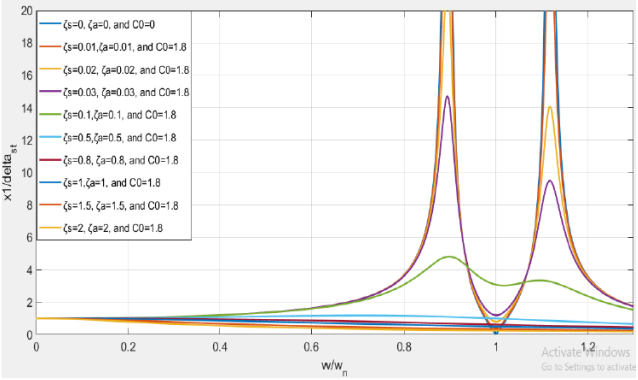
Variasi ukuran mata bor (mm)	Diameter Hasil *Drilling* Material (mm)				Selisih Hasil *Drilling* Material (mm)		
	Tanpa TMVA	Dengan TMVA Jumlah koin			Jumlah koin		
		1	2	3	1	2	3
8 (7.97)	8.09	8.06	8.03	8.04	0.03	0.06	0.05
10 (9.84)	9.96	9.94	9.85	9.88	0.02	0.11	0.08
12 (12.02)	12.19	12.09	12.04	12.07	0.1	0.15	0.12

Dari tabel diatas dapat diketahui bahwa tingkat akurasi tertinggi terjadi pada TMVA 2 koin dengan variasi ukuran mata bor 12 mm dengan selisih sebesar 0.15 mm. Sehingga dapat disimpulkan bahwa penggunaan mata bor yang efektif untuk kecepatan 441 rpm terjadi pada ukuran mata bor 12 mm.

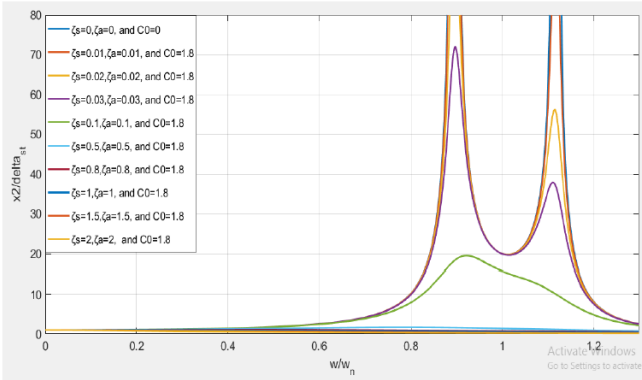
Pada tahun 2019 dilakukan penelitian pengaruh *damping* pada respon getaran sistem dengan *cantilever piezoelectric vibration absorber* (CPVA) oleh **Pingkan Kharisah Zulfiyanti**. Dilakukan variasi redaman eksitasi, variasi rasio redaman sistem utama, variasi redaman *absorber*, dan variasi rasio redaman piezoelektrik pada kondisi *undamped*, *damped*, dan gaya eksitasi.

Didapatkan respon getaran sistem pada rasio frekuensi terhadap rasio amplitudo dan energi bangkitan dari CPVA.

Pada penelitiannya massa dan kekakuan absorber memiliki nilai 1/20 dari nilai massa dan kekakuan sistem utama. Rasio redaman absorber divariasikan pada nilai $\zeta = 0$ sampai dengan $\zeta = 2$. Grafik respon getaran sistem pada rasio frekuensi terhadap rasio amplitudo untuk pergerakan sistem utama dan absorber didapatkan dari hasil simulasi menggunakan aplikasi matlab.



(a)

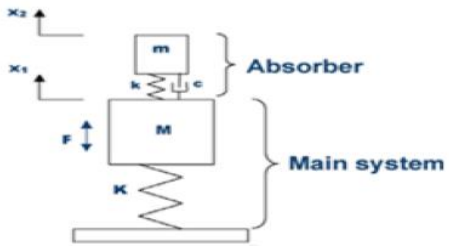


(b)

Gambar 2. 12 (a) Respon getaran sistem utama dan (b) Respon getaran sistem absorber

Dapat disimpulkan bahwa semakin besar nilai ζ sistem utama dan *absorber* maka puncak sistem utama dan *absorber* akan semakin berkurang, sedangkan daerah diantara dua puncak melebar, dan menyebabkan berkurangnya efek redaman.

Pada jurnal (Pachpute, 2016) yang meneliti tentang optimum desain DVA dengan pendekatan simulasi pada penelitiannya yang berjudul "*Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber – A Simulation Approach*". Pada penelitiannya digunakan dimodelkan sistem utama dengan konstanta kekakuan dengan DVA yang memiliki konstanta kekkauan dan konstanta redaman, divariasikan rasio frekuensi, rasio massa, dan damping ratio guna mengetahui respon gerak dari sistem utama. Model sistem dinamis dan parameter ditunjukkan pada gambar 2.9 dan gambar 2.10.



Gambar 2. 13 Model 2 DOF *damped* DVA **(Pachpute, 2016)**

Parameters	Values			
Frequency ratio f	0.7	0.8	0.9	1.0
Mass ratio μ	0.05	0.10	0.15	0.20
Damping ratio ξ	0.0	0.125	0.25	0.5

Gambar 2. 14 Tabel variasi parameter **(Pachpute, 2016)**

Sr. No.	μ (m/M)	f (ω_a/ω_m)	ξ=0.0 x_1	ξ=0.125 x_1	ξ=0.25 x_1	ξ=0.5 x_1
1	0.05	0.7	28.5	30	30	31.5
2	0.1	0.7	27	27	28	32
3	0.15	0.7	26	28	25	30
4	0.2	0.7	23	21.5	24	30
5	0.05	0.8	39	40	40	45
6	0.1	0.8	32	35	37	45
7	0.15	0.8	27.5	30	33	43
8	0.2	0.8	24	27	30	41
9	0.05	0.9	46	50	67	87
10	0.1	0.9	34	40	52	80
11	0.15	0.9	28	32	43	73
12	0.2	0.9	25	28	33	61
13	0.05	1	45	61	95	160
14	0.1	1	32	38	50	80
15	0.15	1	26	30.5	39.5	53
16	0.2	1	22.5	26	30.5	45

Gambar 2. 15 Respon gerak sistem utama dengan berbagai parameter DVA **(Pachpute, 2016)**

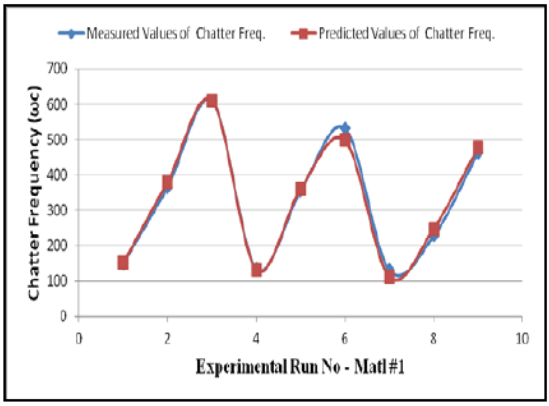
Dalam penelitiannya dapatkan respon gerak seperti pada gambar 2.11 diatas. Dapat disimpulkan bahwa semakin besarnya massa DVA, semakin jauh pula jarak antara peak frekuensi natural pertama dengan peak frekuensi natural kedua, yang mana berdampak pada semakin luasnya daerah aman sistem untuk beroperasi, namun pada prakteknya jarang dilakuan terutama pada komponen permesinan yang besar. Seiring bertambahnya rasio damping maka respon gerak sistem akan semakin berkurang. Bergantung pada frekuensi operasional, nilai rasio frekuensi akan semakin baik bila nilainya mendekati frekuensi operasional yang diinginkan.

Pada tahun 2017, sekelompok peneliti oleh **Nwoke Obinna N, Okonkwo Ugochukwu C, Okafor Christian E,** dan **Okopujie Imhade P** melakukan penelitian yang berjudul "*Evaluation of Chatter Vibration Frequency in CNC Turning of 4340 Alloy Steel Material".* Frekuensi *chatter* yang didapat dari

hasil eksperimen dibandingkan dengan frekuensi *chatter* yang didapat dari hasil perhitungan model matematika menggunakan *Okokpujie* dan *Okonkwo equation.*

Tabel 2. 3 Perbandingan data berdasarkan hasil eksperimen dan hasil prediksi

S/N	Speed (v)	Feed Rate (f)	Depth of Cut (d)	Chatter Freq ω_c (e)	Predicted y values ω_c (m)	Percentage deviation (φ_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

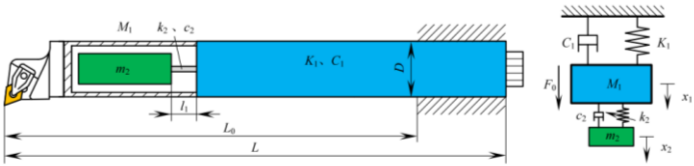


Gambar 2. 16 Grafik *Chatter* frekuensi berdasarkan hasil eksperimen dan hasil teoritis

$$(\omega c) = 17.0 - 0.566\ v + 3971\ f + 155\ d$$

Pemotongan dilakukan dengan memvariasikan speed (v), feed rate (f), dan depth of cut (d) dengan 9 kali pengambilan data. Terlihat pada gambar 2.17 dan gambar 2.18 didapatkan nilai frekuensi *chatter* dari hasil eksperimen dan hasil prediksi matematis memiliki nilai yang hampir sama. Dapat disimpulkan bahwa model matematis dapat memprediksi frekuensi *chatter* pada proses turning dengan tingkat akurasi 99,5%. Berdasarkan frekuensi *chatter* yang didapatkan dapat ditentukan parameter pemotongan yang paling baik guna mendapatkan hasil pemotongan yang maksimal.

Pada jurnal (Liu, Liu, & Wu, 2018) melakukan penelitian dibidang permesinan dengan judul "*Analysis vibration characteristics and adjustment method of boring bar with a variable stiffness vibration absorber* (VSDVA)". Telah diteliti pengaruh nilai konstanta kekakuan DVA terhadap reduksi respon getaran sistem utama yakni boring bar. Boring bar yang digunakan memiliki diameter 40 mm dengan panjang overhang 600 mm, yang mana memiliki nilai L/D *overhang* yakni 12, tergolong sebagai boring bar dengan nilai kekakuan yang rendah dengan frekuensi natural sistem berada pada daerah frekuensi *chatter* saat proses pengeboran berlangsung. pada bagian depan boring bar diberi sebuah *cavity* sebagai tempat untuk meletakkan DVA. *Cavity* didesain sedemikian rupa sehingga nilai konstanta kekakuan boring bar yang mula-mula sudah tergolong kecil, tidak berkurang dengan signifikan. Nilai konstanta kekakuan DVA dapat diatur dengan memutar knob pada bagian belakang boring bar sehingga cantilever beam dapat bergerak maju dan mundur seperti pada gambar 2.17 berikut:

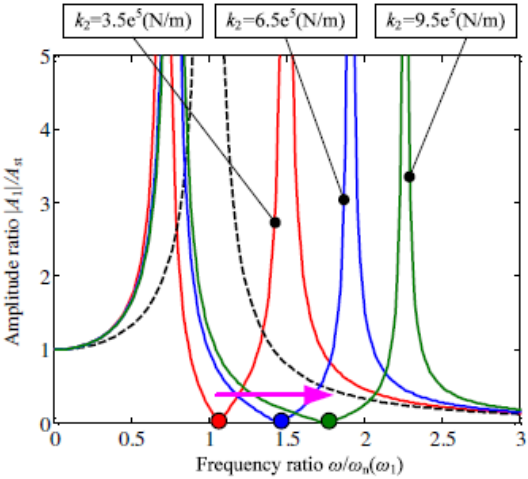


Gambar 2. 17 Model dinamis boring bar dengan VSDVA **(Liu, Liu, & Wu, 2018)**

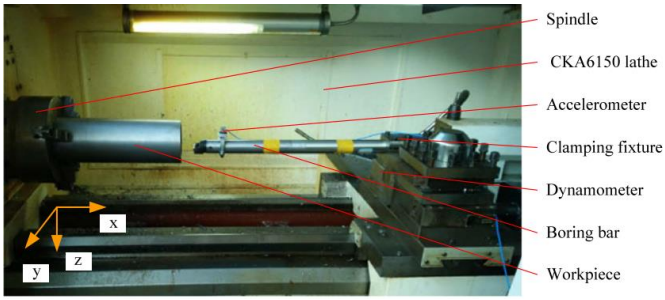
Pada penelitian ini digunakan metode simulasi guna mengetahui respon getaran boring bar yang kemudian divalidasi dengan eksperimen. Nilai parameter massa, konstanta pegas, dan konnstanta peredam sistem utama untuk simulasi didapat berdasarkan pengukuran dan pengujuan langsung terhadap boring bar dan VSDVA. Untuk massa DVA dibuat agar sebesar-besarnya dengan menggunakan high-density cemented carbide guna memperbesar daerah operasional yang aman, kemudian nilai konstanta pegas DVA yang telah divariasikan dan nilai konstanta redaman DVA diukur diuji dengan cara yang sama seperti sistem utama.

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

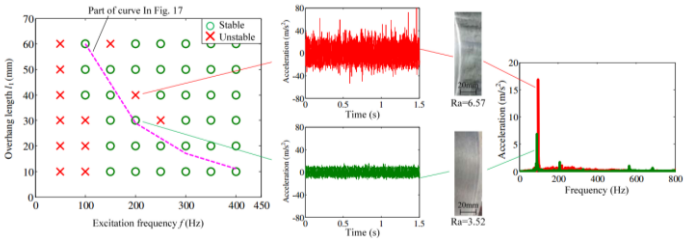
Gambar 2. 18 Data parameter boring bar dan VSDVA **(Liu, Liu, & Wu, 2018)**



Gambar 2. 19 Simulasi grafik rasio amplitudo dengan rasio frekuensi **(Liu, Liu, & Wu, 2018)**



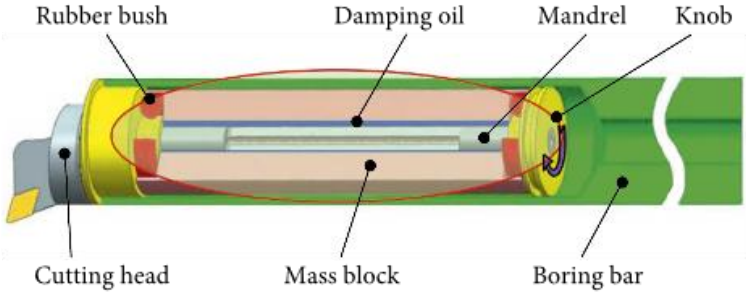
Gambar 2. 20 *Experimental setup* **(Liu, Liu, & Wu, 2018)**



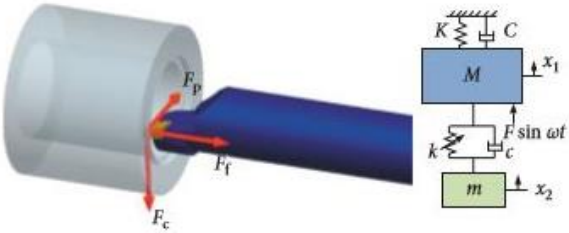
Gambar 2. 21 Diagram stabil dan tidak stabil pada hasil eksperimen pengeboran **(Liu, Liu, & Wu, 2018)**

Eksperimen pengeboran dilakukan guna memvalidasi hasil simulasi yang telah didapat seperti pada gambar 2.18 dan gambar 2.19. Pada gambar 2.20 merupakan persiapan eksperimen dengan menggunakan mesin CNC lathe CKA6150 untuk melakukan proses pengeboran pada benda kerja C45E4 dengan diameter luar 150 mm, diameter dalam 100 mm, dan panjang 350 mm. Pisau pahat yang digunakan adalah CNMG-12-04-08-XM. Pengeboran dilakukan kondisi kering. Pada gambar 2.21 terlihat bahwa semakin bertambahnya nilai konstanta kekakuan DVA, maka daerah redaman akan semakin bergeser ke kanan. Dapat disimpulkan bahwa penting untuk menentukan cutting parameter yang mana nantinya akan mempengaruhi frekuensi operasional pada boring bar agar dapat menghindari daerah tak teredam yang ditandai oleh warna merah.

Lie Li, **Beibei Sun**, dan **Haitao Hua** pada tahun 2019 melakukan penelitian berjudul "Analysis of the Vibration Characteristics of a Boring Bar with a Variable Stiffness Dynamic Vibration Absorber". Penelitian dilakukan untuk mengetahui proses peredaman getaran pada mesin boring yang dipasangkan DVA dengan variasi kekakuan dari DVA tersebut, serta menguji proses peredaman ketika adanya perubahan frekuensi eksitasi dengan merubah kecepatan putar spindle. Ilustrasi dan model dinamis dari penelitian ini yaitu sebagai berikut

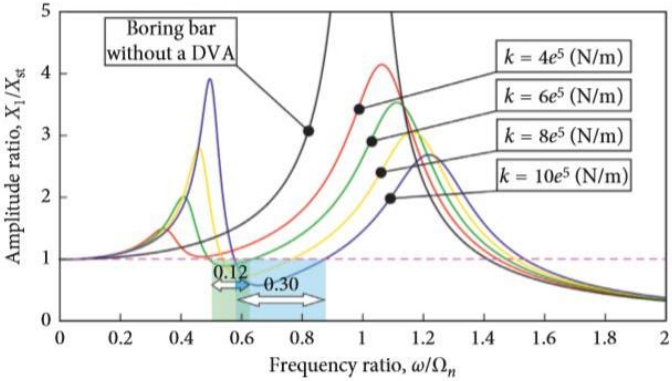


Gambar 2. 22 Ilustrasi Boring Bar Dengan DVA



Gambar 2. 23 Pemodelan Sistem Dinamis Boring Bar Dengan DVA

Sistem diatas terdiri dari sistem utama (*Boring Bar*) dan sistem tambahan (DVA), dimana sistem tambahan diharapkan dapat menurunkan amplitude dari sistem utama akibat proses permesinan.



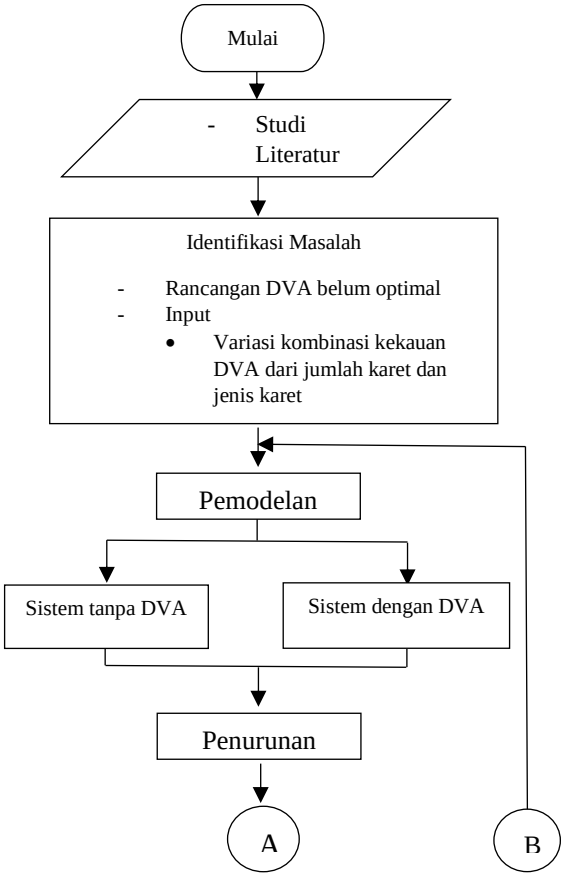
Gambar 2. 24 Grafik Perbandingan Rasio Amplitudo Terhadap rasio frekuensi

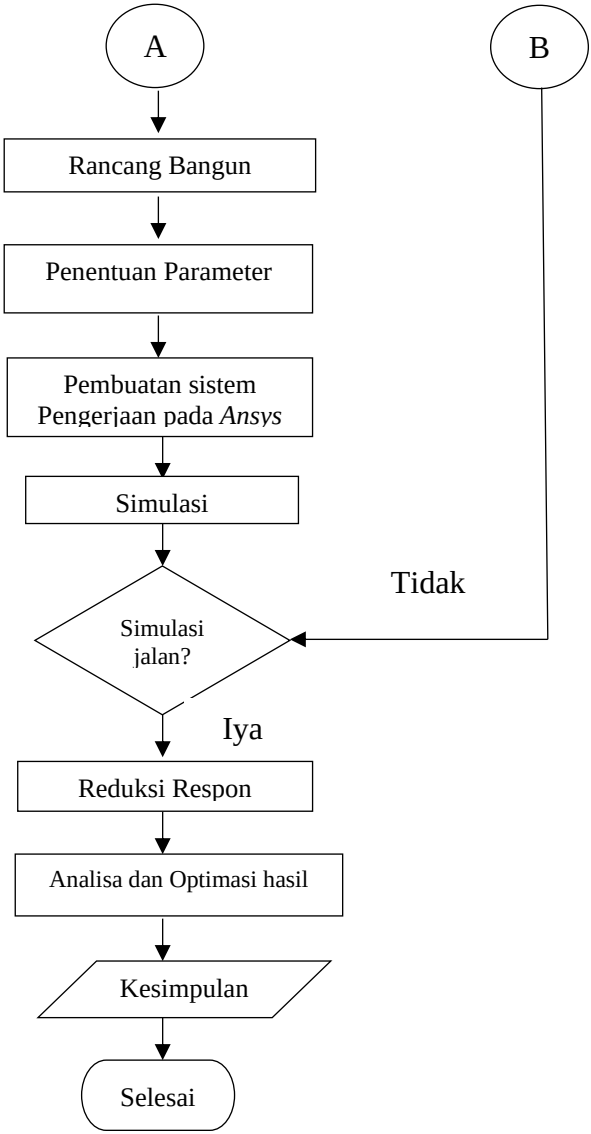
Berdasarkan grafik terebut, didapat bahwa sistem tanpa DVA mengalami resonansi pada rasio frekuensi 1, sementara sistem dengan DVA mengalami penurunan rasio amplitudo yang signifikan pada rasio frekuensi 1, yang artinya DVA berhasil meredam getaran pada sistem utama. Pada grafik tersebut pula dapat dilihat bahwa semakin besar nilai kekakuan dari DVA, maka semakin rendah rasio amplitude pada rasio frekuensi 1, yang artinya semakin besar nilai kekakuan DVA, semakin besar juga peredaman pada sistem utama

BAB III
METODOLOGI PENELITIAN

3.1 *Flowchart* Penelitian

Terdapat langkah-langkah yang dilakukan dalam penelitian tugas akhir ini yang ditunjukkan pada *flowchart* penelitian yaitu gambar 3.1 berikut :





Gambar 3. 1 *Flowchart* penelitian

3.2 Penjelasan Tahap Penelitian

Penelitian ini terdiri dari beberapa tahap dan perlu dilakukan pemahaman terhadap metode-metode agar memperoleh hasil yang diinginkan. Metode pengerjaan penelitian tugas akhir telah dijelaskan secara garis besar oleh *flowchart* penelitian pada gambar 3.1. Penjelasan secara rinci mengenai *flowchart* penelitian adalah sebagai berikut:

3.2.1 Studi Literatur

Studi literatur merupakan langkah awal yang dilakukan pada penelitian ini. Sebelum dilakukan studi optimasi pada tugas akhir ini, terlebih dahulu dilakukan studi literatur dan referensi yang berkaitan dengan penelitian ini. Untuk studi literatur diambil dari tinjauan pustaka terdahulu dan beberapa jurnal ilmiah yang berkaitan. dengan mengumpulkan referensi-referensi dari *text book*, tugas akhir sebelumnya, dan jurnal internasional. Beberapa topik yang di ambil dari referensi tersebut antara lain tentang *multi degree of freedom, base motion vibration, dynamic vibration absorber*. Berbagai sumber tersebut didapatkan dari buku, tugas akhir dan jurnal internasional.

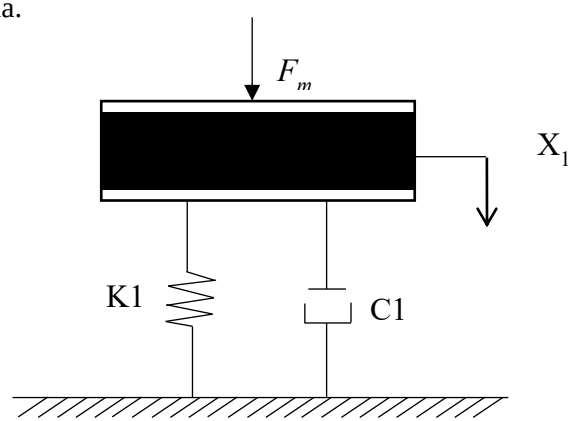
3.2.2 Identifikasi Masalah

Pada Tugas Akhir ini, masalah yang ada diidentifikasi menjadi dua, yaitu *input* dan *output*. *Input* yang diberikan berupa variasi kombinasi kekakuan DVA dari jumlah karet dan jenis karet sebagai kekakuan *absorber* dan variasi parameter pemotongan (*feed rate* dan *depth of cut)*. Sedangkan *output* dari penelitian ini adalah reduksi respon sistem utama yang optimal.

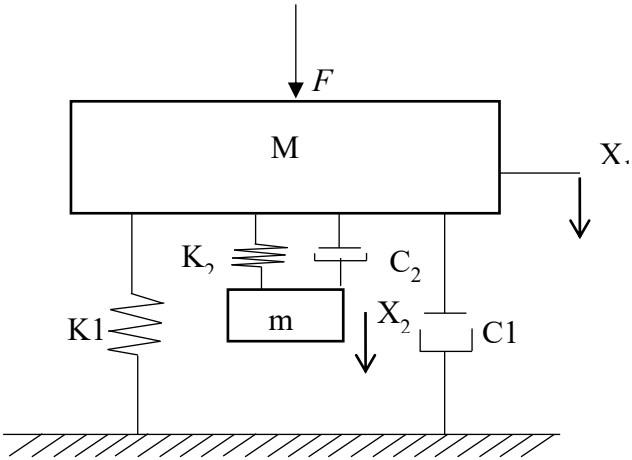
3.2.3 Pemodelan Sistem dinamis

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

dinamis sistem utama dengan penambahan DVA. Model dinamis dari DVA dilakukan untuk memudahkan dalam penentuan *Free Body Diagram* (FBD). Gambar 3.2 dan 3.3 berikut merupakan pemodelan sistem dinamis pada sistem utama.



(a)



(b)

Gambar 3. 2 Model dinamis sistem utama (a) tanpa DVA (b) dengan DVA

Keterangan:

M_1 : Massa sistem utama
M_2 : Massa DVA

K_1 : Konstanta kekakuan sistem utama

K_2 : Konstanta kekakuan DVA

C_1 : Konstanta redaman sistem utama

C_2 : Konstanta redaman DVA

X_1 : Perpindahan massa sistem utama

X_2 : Perpindahan massa DVA

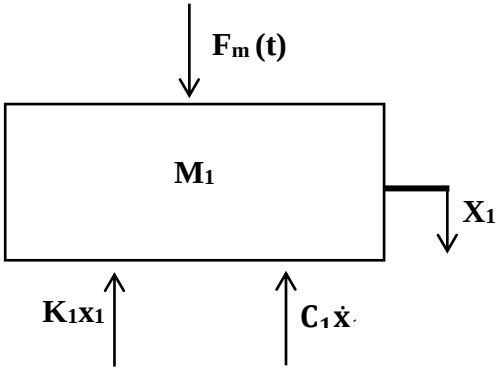
F_m : Gaya eksitasi pada sistem utama

3.2.4 Penurunan Persamaan Gerak

Berdasarkan sistem dinamis, didapatkan persamaan gerak dari sistem utama tanpa DVA dan persamaan sistem utama dengan DVA sebagai berikut:

3.2.4.1 Sistim Utama tanpa DVA

Pada gambar 3.7 merupakan model dinamis dari sistem utama tanpa penambahan DVA dengan arah gerak translasi ke arah sumbu *x*.



Gambar 3. 3 Free body diagram sistem utama tanpa DVA

Berdasarkan persamaan diatas, maka didapat persamaan gerak translasi pada boring bar (m_1) sebagai berikut:

$$+\downarrow \Sigma F = M\ a$$

$$-C\dot{x}_1 - Kx_1 + F_m(t) = M\ddot{x}_1$$

$$M\ddot{x}_1 + C\dot{x}_1 + Kx_1 = F_m(t) \qquad 3.1$$

Dimana getaran diakibatkan oleh *cutting force* (F_c), radial force (F_r) dan thrust force (F_t), maka gaya eksitasi dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$\overrightarrow{F_m} = \overrightarrow{F_c} + \overrightarrow{F_r} + \overrightarrow{F_t} \qquad 3.2$$

Untuk simulasi, gaya eksitasi:

$$F_m(t) = F_m \sin \omega t \qquad 3.3$$

Maka persamaan geraknya menjadi

$$m|\ddot{x}| + k|x| + c|x| = F_m \sin \omega t \qquad 3.4$$

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

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

Maka persamaan menjadi

$$m|\ddot{x}| + k|x| + c|x| = F_m\, e^{i\omega t} \qquad 3.6$$

Dimana X_j adalah amplitude kompleks dari boring bar. Maka:

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

$$\dot{x}_j = i\omega\, X_j\, e^{i\omega t}$$

$$\ddot{x}_j = -\,\omega^2\, X_j\, e^{i\omega t} \qquad 3.7$$

Subtitutsi ke persamaan 3.3 maka didpatkan complex steady state amplitude

$$M_1\,(-\,\omega^2 X_1\, e^{i\omega t}) + C_1\,(i\omega\, X_1 e^{i\omega t}) + K_1\,(X_1\, e^{i\omega t}) = F_m\, e^{i\omega t}$$

$$(-\,M_1\omega^2 + iC_1\omega + K_1)\, X_1\, e^{i\omega t} = F_m\, e^{j\omega t}$$

$$(-\,M_1\omega^2 + iC_1\omega + K_1)\, X_1 = F_m$$

$$\frac{X_1}{F_m} = \frac{1}{(-M_1\omega^2 + iC_1\omega + K_1)} \qquad 3.8$$

Membagi ruas kanan dan kiri dengan K_1 dan memisahkan bilangan real dan imaginer segingga persamaan steady state menjadi

$$\frac{X_1}{\frac{F_m}{K_1}} = \frac{1}{-\frac{M_1}{K_1}\omega^2 + 1 + i\frac{C_1}{K_1}\omega} \qquad 3.9$$

Dengan mendefinisikan:

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

Z $= C_1/2M_1\Omega_n$ = Rasio redaman sistem utama

X_{st} $= F_m/K_1$ = Defleksi statis

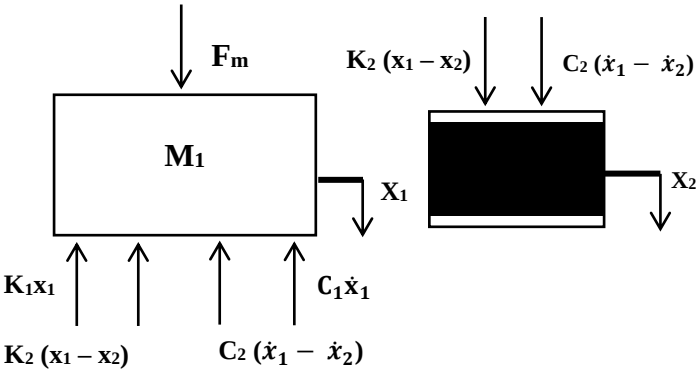
$|A + iB|$ $= \sqrt{A^2 + B^2}$

Maka real steady state real dan dinyatakan sebagai berikut:

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

3.2.4.2 Sistim Utama dengan DVA

Pada gambar 5 merupakan model dinamis dari sistem utama dan DVA dengan arah gerak translasi ke arah sumbu *x*.



Gambar 3. 4 *Free Body* Diagram sistem utama dengan DVA

Dari *free body* diagram diatas didapatkan persamaan gerak sebagai berikut:

$+\uparrow \Sigma F = M\,a$

$C_1\dot{x}_1 + C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_1x_1 + K_2(x_1 - x_2) - F_m = -M_1\ddot{x}_1$

$$M_1\ddot{x}_1 + C_1\dot{x}_1 + C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) + K_1x_1 + K_2(x_1 - x_2) = F_m \qquad 3.11$$

$+\downarrow \Sigma F = M\,a$

$$M_2\ddot{x}_2 - C_2(\dot{x}_1 - \dot{x}_2) - K_2(x_1 - x_2) = 0 \qquad 3.12$$

Dari persamaan 3.21 diatas yang telah disbtitusikan denngan persamaan 3.7 – 3.11 didapatkan persamaan sebagai berikut:

$$M_2(-\omega^2 X_2 e^{i\omega t}) + C_2(i\omega X_2 e^{i\omega t}) - C_2(i\omega X_1 e^{i\omega t}) + K_2(X_2 e^{i\omega t}) - K_2(X_1 e^{i\omega t}) = 0$$

$$(-M_2\omega^2 + C_2 i\omega + K_2)(X_2 e^{i\omega t}) - (C_2 i\omega + K_2)(X_1 e^{i\omega t}) = 0$$

$$(-M_2\omega^2 + C_2 i\omega + K_2)\, X_2 = (C_2 i\omega + K_2)\, X_1$$

$$X_2 = \frac{(C_2 i\omega + K_2)}{(-M_2\omega^2 + K_2 + iC_2\omega)} X_1 \qquad 3.13$$

Dilakukan substitusi persamaan 3.19 dengan 3.25 yang telah disubtitusi dengan persamaan 3.7 – 3.11 sehingga persamaan steady state menjadi

$$[(-M_1\omega^2 + C_1 i\omega + C_2 i\omega + K_1 + K_2)\, X_1 - (C_2 i\omega + K_2)\, X_2]\, e^{j\omega t} = F_m e^{j\omega t}$$

$$(-M_1\omega^2 + C_1 i\omega + C_2 i\omega + K_1 + K_2)\, X_1 - (C_2 i\omega + K_2)\left[\frac{(C_2 i\omega + K_2)}{(-M_2\omega 2 + K_2 + iC_2\omega)}\right] X_1 = F_m$$

$$\left[\frac{(-M_1\omega^2 + C_1 i\omega + C_2 i\omega + K_1 + K_2)(-M_2\omega 2 + K_2 + iC_2\omega) - (-C_2{}^2\omega^2 + 2iC_2\omega K_2 + K_2{}^2)}{(-M_2\omega 2 + K_2 + iC_2\omega)}\right] X_1 = F_m$$

$$\frac{X_1}{Fm} = \frac{(-M_2\omega^2 + K_2 + iC_2\omega)}{[M_1M_2\omega^4 - (M_1K_2 + M_2K_1 + M_2K_2 - C_1C_2)\omega^2 + K_1K_2] + i[(-M_1C_2 - M_2C_1 - M_2C_2)\omega^3 + (C_1K_2 + C_2K_1)\omega]} \qquad 3.14$$

Kemudian dengan membagi kedua ruas dengan K_1 persamaan berubah menjadi

$$\frac{X_1}{\frac{F_m}{K_1}} = \frac{(-M_2\omega^2 + K_2 + iC_2\omega)}{\left[\frac{M_1M_2\omega^4}{K_1} - \left(\frac{M_1K_2}{K_1} + M_2 + \frac{M_2K_2}{K_1} - \frac{C_1C_2}{K_1}\right)\omega^2 + K_2\right] + i\left[-\left(\frac{M_1C_2}{K_1} + \frac{M_2C_1}{K_1} + \frac{M_2C_2}{K_1}\right)\omega^3 + \left(\frac{C_1K_2}{K_1} + \frac{C_2K_1}{K_1}\right)\omega\right]} \quad 3.15$$

Kemudian membagi ruas kanan dengan $\frac{K_2}{K_2}$ persamaan berubah menjadi

$$\frac{X_1}{\frac{F_m}{K_1}} = \frac{\left(1 - \frac{M_2\omega^2}{K_2} + i\frac{C_2\omega}{K_2}\right)}{\left[\frac{M_1M_2\omega^4}{K_1K_2} - \left(\frac{M_1}{K_1} + \frac{M_2}{K_2} + \frac{M_2}{K_1} - \frac{C_1C_2}{K_1K_2}\right)\omega^2 + 1\right] + i\left[-\left(\frac{M_1C_2}{K_1K_2} + \frac{M_2C_1}{K_1K_2} + \frac{M_2C_2}{K_1K_2}\right)\omega^3 + \left(\frac{C_1K_2 + C_2K_1}{K_1K_2}\right)\omega\right]} \quad 3.16$$

Dengan mendefinisikan:

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

ω_n $= \sqrt{K_2/M_2}$ = Frekuensi natural DVA

μ $= M_2/M_1$ = Rasio massa DVA dan sistem utama

Z $= C_1/2M_1\Omega_n$ = Rasio redaman sistem utama

ζ $= C_2/2M_2\omega_n$ = Rasio peredam DVA

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

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

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

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

$$C = \left(\frac{M_1 M_2}{K_1 K_2}\right)\omega^4 - \left(\frac{M_1}{K_1} + \frac{M_2}{K_2} + \frac{M_2}{K_1} - \frac{C_1 C_2}{K_1 K_2}\right)\omega^2 + 1$$

$$= \left(\frac{1}{\Omega_n\,\omega_n}\right)^2\omega^4 - \left(\frac{1}{{\Omega_n}^2} + \frac{1}{{\omega_n}^2} + \frac{\mu}{{\Omega_n}^2} + \frac{2\,Z\,M_1\,\Omega_n\,2\zeta M_2\omega_n}{K_1 K_2}\right)\omega^2 + 1$$

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

$$D = -\left(\frac{M_1 C_2}{K_1 K_2} + \frac{M_2 C_1}{K_1 K_2} + \frac{M_2 C_2}{K_1 K_2}\right)\omega^3 + \left(\frac{C_1 K_2 + C_2 K_1}{K_1 K_2}\right)\omega$$

$$= -[\left(\frac{M_1}{K_1} + \frac{M_2 C_1}{K_1 C_2} + \frac{M_2}{K_1}\right)\omega^2 + \left(\frac{C_1 K_2}{C_2 K_1} + 1\right)]\left(\frac{C_2}{K_2}\right)\omega$$

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

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

Sehingga persamaan steady state real dapat ditulis menjadi:

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

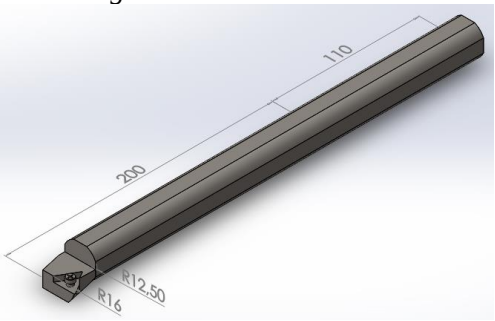
Berdasarkan respon steady state pada sistem utama tanpa DVA dan sistem utama dengan DVA, dengan menggunakan parameter M_1, K_1, C_1, M_2, K_2, dan C_2 yang didapat dari jurnal dan perhitungan matematis pada persamaan yang dimasukkan

kedalam software microsoft excel, didapatkan grafik rasio amplitudo dengan rasio frekuensi yang nantinya digunakan sebagai dasar dalam perancangan desain yang akan dianalisa dengan finite element pada softwae ANSYS Workbench.

3.2.5 Rancang Bangun

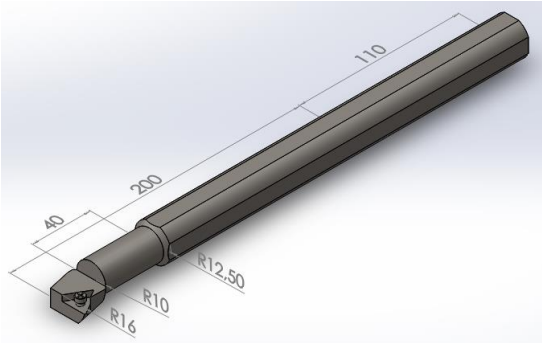
3.2.5.1 *Boring bar*

Body, pada bagian ini merupakan bagian utama yang menjadi permasalahan dalam penelitian ini, pada umumnya boring bar dengan material carbon steel dengan modulus young 190 Gpa – 210 Gpa hanya akan mampu digunakan pada rasio L/D overhang sama atau kurang dari 4, pada pengeboran dengan rasio L/D overhang lebih dari itu biasanya digunakan material carbide yang memiliki modulus young hingga 3x dari carbon steel yang mana mampu stabil pada pengeboran dengan rasio L/D *overhang* = 6 - 8, namun boring bar dengan material ini jarang ditemui di tempat pembubutan terutama di Indonesia dikarenakan harganya yang sangat mahal. Oleh karena itu akan diteliti boring bar yang mampu stabil pada pengeboran dengan rasio L/D overhang = 8 dengan menggunakan carbon steel jenis AISI 4140. Berikut merupakan regular *body boring bar* dengan rasio L/D *overhang* = 8.

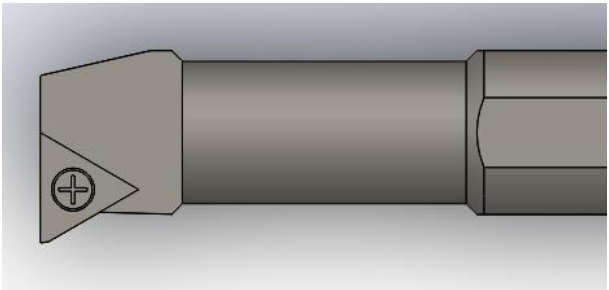


Gambar 3. 5 Regular body boring bar

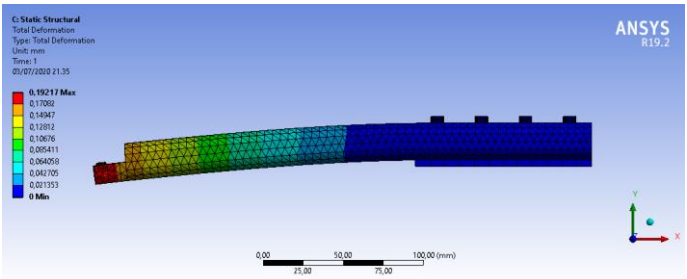
Terlihat bahwa jarak antara ujung mata pisau dengan bagian badan adalah 3,5 mm, sedangkan agar mendapatkan jarak rentang reduksi getaran yang besar dibutuhkan massa DVA yang besar, guna mendapatkan dimensi massa DVA yang besar, regular boring bar akan dimodifikasi dengan mengurangi diameter bagian depannya sebagai tempat meletakkan karet dengan tidak mengurangi kekakuan boring bar terlalu signifikan, pada desain ini diameter dikurangi menjadi 20 mm dengan panjang 40 mm seperti pada gambar 3.6 (gambar ...), dengan kekakuan boring bar hanya berkurang tidak lebih dari 5 % yang ditunjukkan oleh gambar 3.8 (gambar ...) simulasi static structural pada ANSYS workbench berikut.



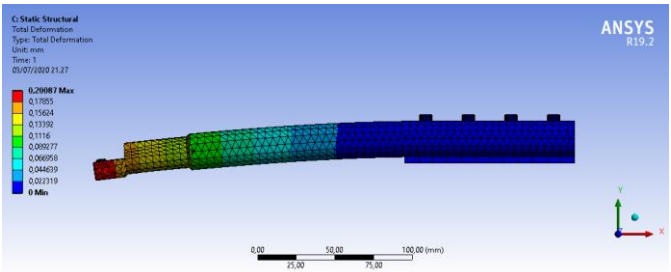
Gambar 3. 6 Customized body boring bar



Gambar 3. 7 Customized body boring bar top view



(a)



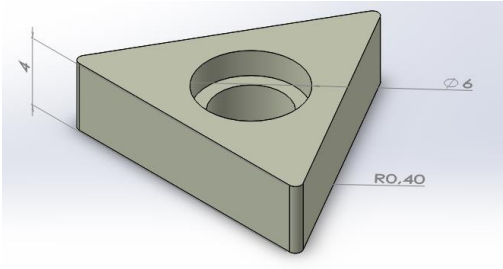
(b)

Gambar 3. 8 (a) Simulasi deformasi statis regular desain boring bar dan (b) Simulasi deformasi statis customized boring bar

Terlihat pada gambar 3.8 bahwa pengurangan diameter dibuat tidak dengan profil tegak lurus melainkan diberi sudut 45º, hal ini dilakukan guna menghindari gesekan antara karet dengan body boring bar, gesekan antar karet dengan body boring bar mmenyebabkan konstanta redaman DVA menjadi semakin besar yang mana hal ini tidak diinginkan karena dapat mengurangi efek redaman dari DVA. Pada simulasi software ansys diatas, terdapat dua buah boring bar yang pertama yakni regular desain boring bar dan boring bar dengan pengurangan diameter. Diberikan gaya 65 N arah sumbu x, -170 N arah sumbu y, dan -117 N arah sumbu z dengan resultan gaya 216 N pada ujung insert dimana nilai ini

diambil dari rata-rata gaya eksitasi pada pengeboran tipikal finishing, pada bagian penampang belakang diberikan fixed support. Dapat dilihat pada gambar 3.12 (a) bahwa deformasi total pada regular boring bar memiliki nilai 0,19217 mm, oleh karena itu didapatkan kekakuan pada regular boring bar yakni 1124 N/mm. Sedangkan pada gambar 3.12 (b) dapat dilihat bahwa deformasi total dari customized boring bar bernilai 0,20087 mm, maka didapat kekakuan pada sistem utama yakni 1075 N/mm. Oleh karena itu didapatkan pengurangan kekakuan dari boring bar sebagai sistem utama adalah 4,36 %.

Insert, bagian ini merupakan pisau pahat yang mana digunakan sebagai pemotong benda kerja, dikarenakan benda kerja yang diguakan adalah AISI 4340 yang mana merupakan material yang tergolong keras, material pahat yang digunakan adalah carbide dengan model TCMT 16. Pada bagian tengah insert terdapat lubang sebagai fitting insert dengan bagian head. Memiliki tebal 4 mm dan nose radius sebesar 0,4 mm.



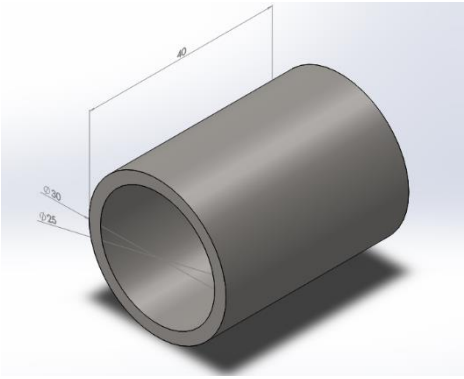
Gambar 3. 9 *Carbide Insert*

3.2.5.2 DVA

Pada penelitian ini telah dirancang mekanisme dynamic vibration *absorber* untuk meredam getaran berlebih khususnya arah radial pada boring bar. *Dynamic vibration*

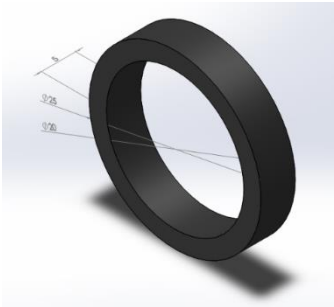
absorber (DVA) yang digunakan terdiri dari massa *absorber* dan kekakuan *absorber*.

Mass Ring yang digunakan yaitu Stainless Steel 304. Memiliki massa jenis 8 g/cm^3, dengan diameter luar 30 mm dan diameter dalam 25 mm dengan panjang 40 mm.



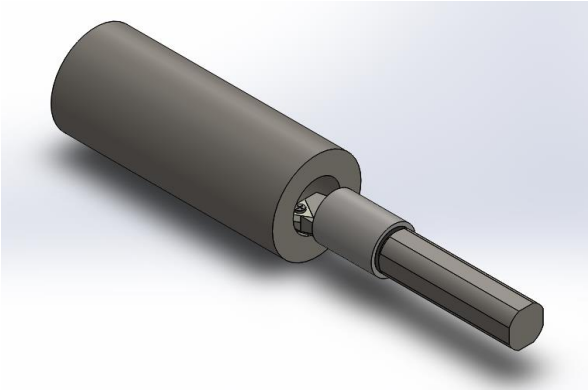
Gambar 3. 10 Desain DVA

Pada bagian karet, material yang dipilih pada penelitian ini adalah neoprene rubber dan natural rubber dimana memiliki modulus young yang dianggap linear. Dilakukan variasi jumlah dan jenis karet, dimana sejumlah minimal 2 buah dan maksimal 6 buah dengan diameter luar sama dengan body boring bar yakni 25 mm dan diameter dalam 20 mm.



Gambar 3. 11 Karet DVA

Untuk desain secara keseluruhan, Ketika *boring bar*, DVA, dan benda kerja di kelompokkan menjadi satu maka, Nugraha memberikan gambar desain seperti berikut:



Gambar 3. 12 Desain Keseluruhan Sistem utama dan DVA

3.2.6 Penentuan Parameter

Pada penelitian ini digunakan parameter yang sama dengan penelitian, karena untuk meneruskan penelitian tersebut untuk mengoptimumkan DVA agar menghasilkan reduksi getaran yang optimal melalui variasi kombinasi karet Parameter yang dibutuhkan dari mesin bubut yaitu *cutting* parameter, parameter dari sistem utama yaitu konstanta massa sistem utama, konstanta kekakuan dari sistem utama, dan konstanta redaman dari sistem utama. Dan *dynamic vibration absorber* sendiri dibutuhkan parameter konstanta massa DVA, konstanta kekakuan DVA, dan konstanta redaman DVA.

3.2.6.1 Sistem Utama (Boring Bar)

Sistem utama boring bar dibutuhkan parameter untuk membantu kelancaran untuk penelitian ini. Berikut parameter dari sistem utama *boring bar* :

- Nilai Konstanta kekakuan boring bar

Penentuan nilai konstanta kekakuan sistem utama (K) didapatkan dari mensimulasikan sistem utama menggunakan *Ansys Static Structural*. Saat proses pembubutan, *boring bar* mengalami defleksi statis akibat gaya eksitasi dari mata bor sehingga nilai konstanta kekakuan bisa didapatkan dengan menggunakan persamaan :

$$F = K\,\Delta x$$

- Nilai konstanta massa *boring bar*

Penentuan nilai berat massa sistem utama (M) didapatkan dari mensimulasikan sistem utama menggunakan *Ansys Static Structural*. Penentuan massa dari sistem utama didapatkan dari simulasi *ansys*. Dari simulasi *ansys* didapatkan nilai frekuensi natural dari sistem utama yang kemudian digunakan untuk mengitung massa dari sistem utama tersebut. Dengan menggunakan persamaan:

$$\omega_n^2 = \frac{K}{M}$$

- Nilai Konstanta redaman *boring bar*

Pada penelitian ini didapatkan nilai konstanta redaman boring bar dari damping rasio (ζ_s) yang didapat dari penelitian terdahulu, yang mana memiliki nilai 0,05 pada material steel. Dengan demikian didapatkan nilai konstanta redaman regular boring bar dan sistem utama yakni customized boring bar sebagai berikut :

Konstanta redaman sistem utama boring bar (C_1):

$C_1 = 2\zeta_s\sqrt{M_1 K_1}$

Tabel 3. 1 Parameter *Boring Bar*

No	Parameter	Simbol	Nilai	Satuan
1	Massa Equivalen *Boring Bar*	M_1	0,110	kg
2	Kekakuan *Boring Bar*	K_1	980000	N/m
3	Redaman *Boring Bar*	C_1	3,28	N.s/m
4	Frekuensi Natural	ω_n	476	Hz
5	*Damping ratio*	ζ	0,005	

3.2.6.2 DVA

Adapun parameter dari komponen DVA yang dibutuhkan dalam penelitian ini diantara lain sebagai berikut:

- Penentuan nilai konstanta kekakuan Ekuivalen (Ka)

Pada penelitian ini menggunakan 2 jenis karet, yaitu karet *neoprene, dan* karet *natural*. Guna mendapatkan nilai dari kekakuan DVA, dimensi dan material dari karet dirancang sedemikian rupa agar DVA memiliki frekuensi natural yang sama dengan frekuensi gaya eksitasi yakni pada rentang 195 Hz – 654 Hz. Konstanta kekakuan DVA didapat dari nilai massa dan simulasi frekuensi natural dari ansys modal.

Digunakan 2 karet dengan beban berat mass ring yakni massa mass ring x standard earth gravity = 0,069

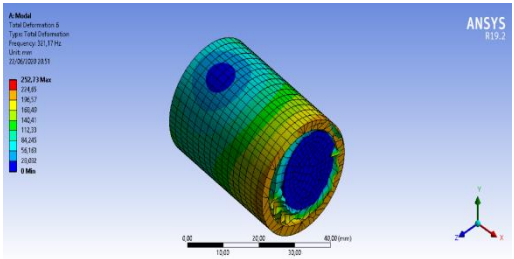
Kg x 9,8 M/s^2 = 0,6762 N,. Diperoleh deformasi statis pada arah sumbu y sebesar 0,012316 mm pada material neoprene rubber dan 0,0045631 mm pada material natural rubber.

Didapat nilai konstanta kekakuan ekuivalen 1 buah karet untuk material neoprene dan natural rubber pada posisi diameter luar adalah sebagai berikut:

- Neoprene rubber:
  $K_{2\ neo} = {}^{W}/_{\delta st} \cdot 0{,}5$
- Natural rubber:
  $K_{2\ nat} = {}^{W}/_{\delta st} \cdot 0{,}5$

- Massa ekuivalen DVA

  Pada penentuan massa ekuivalen pada DVA dihitung berdasarkan mengolah data konstanta kekakuan ekuivalen dengan frekuensi natural DVA yang mana diperoleh dari simulasi software ansys modal. Pada penelitian ini menggunakan 2 buah jenis karet, yaitu karet *neoprene, dan* karet *natural*.



Gambar 3. 13 Simulasi frekuensi natural DVA dengan 2 buah kombinasi karet

Dapat dilihat bahwa dengan menggunakan 2 buah karet kombinasi material neoprene rubber dan natural rubber memiliki frekuensi natural DVA 166 Hz yang setara dengan 1043 rad/s. Dimana nilai konstanta

kekakuan 2 buah karet kombinasi neoprene rubber dan natural rubber adalah 49626 N/m, maka didapat nilai massa equivalent pada permukaan luar karet adalah:

- Massa ekuivalen DVA dengan neoprene rubber dan natural rubber

  $M_2 = {K_2}/{\omega_2}^2$

  $M_{2\ neo} = {49626\ N/m}/{(1043\ rad/s)^2}$

  $M_{2\ neo} = 0{,}04\ kg$

- Penentuan nilai konstanta redaman

Untuk penentuan nilai konstanta redaman DVA didapat dari data eksperimen yaitu dengan melakukan *Impact test* untuk mencari nilai ζ. Konstanta redaman pada DVA didapatkan dari damping rasio (ζ_r) yang didapat dari penelitian terdahulu, yang mana memiliki nilai beragam antara 0,01 hingga 0,2, namun pada penelitian ini digunakan damping rasio 0,05 pada material rubber. Dengan demikian didapatkan nilai konstanta redaman DVA dengan neoprene rubber dan DVA dengan natural rubber sebagai berikut:

- Konstanta redaman DVA dengan neoprene rubber dan natural rubber (C_2):

  $C_{2\ neo} = 2\zeta_s\sqrt{M_2\ K_2}$

Tabel 3. 2 Parameter variasi DVA

No	Parameter	K_2 (N/m)	M_2 (Kg)	C_2 (N.s/m)	ω_n (Hz)	ζ
1	N N	49626	0,04	5,8	166	0,05
2	N A N	142926	0,04	7,5	301	0,05
3	NA NA	198808	0,04	8,9	355	0,05
4	NA NA NA	219481	0,04	9,3	373	0,05
5	NAN NAN	227796	0,04	9,5	380	0,05

Keterangan :

1. N N (DVA 1) : 1 Neo dikiri, 1 Neo dikanan
2. N A N (DVA 2) : 1 Neo dikiri, 1 Nat ditengah, 1 Neo dikanan
3. NA NA (DVA 3) : 1 Neo 1 Nat dikiri, 1 Neo 1 Nat dikanan
4. NA NA NA (DVA 4) : 1 Neo 1 Nat dikiri, 1 Neo 1 Nat ditengah, 1 Neo 1 Nat dikanan
5. NAN NAN (DVA 5) : 2 Neo 1 Nat dikiri, 2 Neo 1 Nat dikanan

Pada penelitian ini saya menggunakan variasi tersebut guna untuk mendapatkan kekakuan yang lebih variatif untuk bisa meredam di frekuensi chatter tertentu. Untuk peletakan DVA akan dibahas lebih jelasnya di sub bab selanjutnya yaitu di sub bab geometri.

3.2.6.3 *Cutting Parameter*

Pada penelitian ini Putaran spindle dipilih dengan mepertimbangkan diameter (D) benda kerja yang akan dipotong yakni 50 mm dan kemampuan putaran spindle yang ada pada mesin bubut, digunakan putaran spindle (N) pada putaran high yakni 920 rpm guna mendapatkan nilai cutting speed (V) yang besar yang mana besarnya nilai V berpengaruh pada cutting time. Berdasarkan variasi putaran spindle dan diameter

spesimen, didapaatkan *cutting speed* (V) pada penelitian ini yakni 144 m/min.

Feed rate divariasikan pada 0,1 mm/rev. Nilai *feed rate* maka akan mempengaruhi gaya pada permesinan (Fm), meningkatnya frekuensi chatter (ω_c) secara signifikan, dan *specific cutting force* (Kc).

Variasi nilai *depth of cut* (d) yakni 0,4 mm - 1 mm. Semakin besar nilai depth of cut maka akan mempengaruhi besarnya gaya pada permesinan dan meningkatnya frekuensi *chatter*. Frekuensi *chatter*/frekuensi operasional didapatkan dengan memasukkan parameter (V), (f), dan (d) diatas pada persamaan yang didapatkan dari eksperimen yang dilakukan oleh peneliti terdahulu, sebagaimana pada persamaan 3.13 berikut.

$$\omega_c = 17.0 - 0.566\ V + 3971\ f + 155\ d$$

Dimana:

V = Cutting speed (m/min)
F = Feed rate (mm/rev)
d = Depth of cut (mm)
ω_c = Chatter frequency (Hz)

Gaya yang dianalisaa merupakan gaya pada proses permesinan (F_m) yakni terdiri atas cutting force (Fc), radial force (Fr), dan thrust force (Ft).

Yang mana F_c didapat dari :

$$F_c = K_c\ d\ f$$

Cutting force (F_c) didapat dari perkalian antara specific cutting force (Kc) dengan feed rate (f) dan depth of cut (d), yang mana nilai Kc(f) didapat dari technical data ISO 13399 standard yakni pada f_1 = 0,1 mm/rev, Kc_1 = 4050 Mpa.

Radial force (F_r), dan thrust force (F_t) didapat dari jurnal yang mengatakan :

- $F_r = 0{,}69\ F_c$
- $F_t = 0{,}38\ F_c$

Berikut merupakan tabel parameter pemotongan dan gaya eksitasi yang digunakan pada penelitian ini.

Tabel 3. 3 Cutting parameter

No	Dimension		Cutting Parameter				
	D (m)	L (m)	N (rpm)	V (m/min)	f (mm/rev)	d (mm)	Kc (Mpa)
1	0,04	0,15	920	116	0,1	0,4	4050
2	0,04	0,15	920	116	0,1	0,5	4050
3	0,04	0,15	920	116	0,1	0,6	4050
4	0,04	0,15	920	116	0,1	0,7	4050
5	0,04	0,15	920	116	0,1	0,8	4050
6	0,04	0,15	920	116	0,1	0,9	4050
7	0,04	0,15	920	116	0,1	1	4050

Tabel 3. 4 Gaya Eksitasi

No	Cutting Force				Chatter
	Ft (N)	Fc (N)	Fr (N)	Fm (N)	ωc (Hz)
1	15	41	28	52	364
2	31	81	56	103	380
3	46	122	84	155	395
4	62	162	112	206	411
5	77	203	140	258	426
6	92	243	168	309	442
7	108	284	196	361	457
8	123	324	224	412	473

9	139	365	252	464	488
10	154	405	279	516	504

3.2.7 Pembuatan Sistem Pengerjaan pada *Ansys*

3.2.7.1 Engineering Data

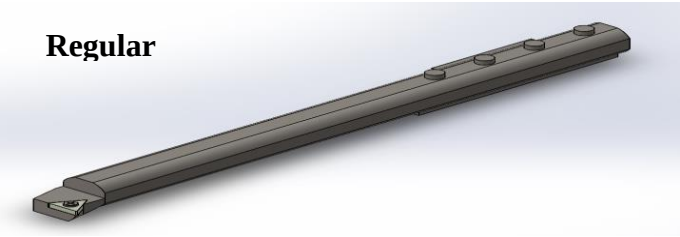
Berikut merupakan material dan properties yang nantinya akan dimasukkan pada menu engineering data :

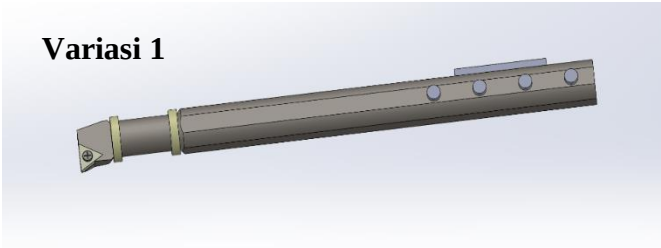
Tabel 3. 5 Material Properties

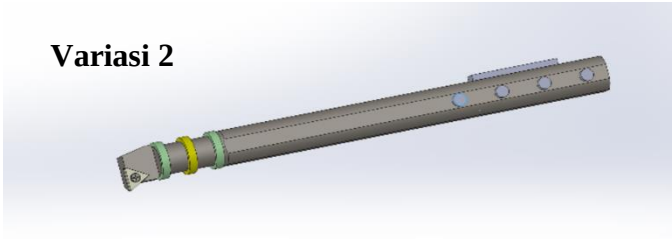
Mechanical Properties	Holder, Bolt	Insert	Karet 1	Karet 2	Mass Ring
Material	AISI 4140	Carbide	Neoprene Rubber	Natural Rubber	Brass
Density (kg/m3)	7850	15630	1250	920	8730
Young Modulus (GPa)	210	530	0,0005	0,0015	120
Poissons Ratio	0,3	0,31	0,49	0,49	0,35
Bulk Modulus (GPa)	175	465	0,0083	0,025	133
Shear Modulus (Gpa)	81	202	0,000167	0,0005	44
Damping Ratio	0,005	0,005	0,05	0,05	0,005

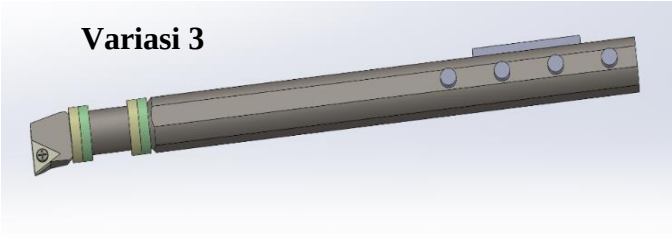
3.2.7.2 *Geometri*

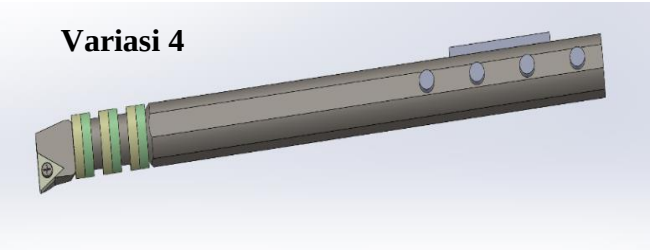
Desain yang akan digunakan yakni sistem utama, dan sistem utama dengan 5 variasi posisi karet DVA. Berikut gambar 3.10 merupakan desain yang akan digunakan adalah sebagai berikut :

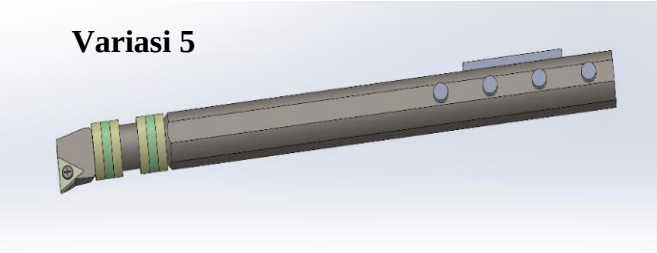

Regular


Variasi 1


Variasi 2


Variasi 3





Gambar 3. 14 Sistem utama, dan sistem utama dengan 5 variasi posisi karet DVA

Pada geometri tersebut keterangan variasi DVA saya nyatakan dalam bentuk variasi 1, variasi 2, variasi 3, variasi 4, dan variasi 5.

3.2.8 Simulasi Pada Ansys

Pada pemodelan sistem utama dengan *DVA* proses simulasi dimulai dengan input yang digunakan berupa desain yang sudah dilengkapi *properties* dari material sistem utama dan DVA yang mana akan di simulasikan di *ansys* pada pilihan *harmonic frequncy*, *meshing*, dan *static structural*. Outputnya adalah Grafik *harmonic frequncy*, *meshing*, dan *static structural* sistem utama tanpa DVA, dan sistem utama dengan DVA yang mana nanti akan dianalisa pada bab 4.

3.2.8.1 *Meshing*

Meshing adalah proses membagi komponen yang akan dianalisis menjadi elemen-elemen kecil atau *diskrit*. Secara umum bentuk sel dari proses meshing dibagi menjadi 2 jenis, yaitu dua dimensi dan tiga dimensi. Untuk sel dua dimensi terdapat dua jenis bentuk yaitu *triangle* dan *quadrilateral*. Bentuk sel tiga dimensi terdapat empat jenis yaitu *tetrahedron, pyramid, triangular prism, hexahedron.*

Pada geometry penelitian ini digunakan 2 teknik meshing sederhana yakni body sizing dan face meshing, body sizing sendiri dibagi menjadi 5 bagian yakni boring bar, insert, bolt, mass ring dan rubber yang mana memiliki element size berbeda-beda sesuai dengan geometrynya,untuk boring bar digunakan element size 2,45 mm, insert 2 mm, bolt 0,5 mm, mass ring 2,5 mm, dan rubber 2,5 mm. Face meshing dilakukan pada profil permukaan melengkung pada boring bar guna mendapatkan profil hexahedral yang menyesuaikan body sizing yang digunakan. Terdapat 105277 node dan 65712 element pada geometry sistem utama dengan DVA 8 karet. Dimana memiliki Element quality minimum 0,073848, maksimum 0,99999, dan rata-rata 0,76043.

3.2.8.2 *Harmonic Frequency* dan *Modal*

Guna *harmonic frequency* pada *ansys* adalah untuk melihat bode diagram dari simulasi yang dilakukan. Dari bode diagram banyak informasi yang diperoleh yaitu besar reduksi getaran dan letak frekuensi yang menyebabkan resonansi tinggi, Modal merupakan bagian dari ansys workbench yang memiliki fungsi untuk mencari frekuensi natural. 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 ini, engineering data, geometry, model, dan solution pada modal diberi garis hubung dengan harmonic response, kemudian setelah melakukan input engineering data, input geometry, input connection, dan meshing, 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 akan disetting dari 0 Hz – 1000 Hz

3.2.9 Reduksi Respon Getaran

Setelah dilakukan proses simulasi, maka akan didapatkan nilai reduksi respon getaran sistem utama dari arah x,y, dan z. Hasil ini kemudian diolah menjadi grafik reduksi getaran terhadap variasi yang dilakukan yang mana akan dianalisa manakah nilai yang paling optimum dari setiap simulasi.

3.2.10 Analisa dan Optimasi

Dari simulasi yang dilakukan dengan *ansys*, maka akan didapatkan bode diagram respon getaran dari berbagai variasi, dan bagian bagian yang terkena deformasi akibat proses permesinan. Dari hasil tersebut didapatkan presentase reduksi getaran. Urutan untuk meneliti titik optimum mekanisme DVA yaitu, mencari kombinasi karet untuk mereduksi getaran yang paling baik. Kemudian dari kombinasi-kombinasi karet tersebut dilakukan analisa melalui grafik perbandingan untuk mendapatkan kombinasi karet yang paling baik dalam meredam semua arah. Setelah setiap variasi kombinasi karet didapatkan reduksi getaran nya, maka dapat diurutkan rata-rata reduksi yang diraih dari yang terbesar

hingga terkecil sehingga dapat diketahui konfigurasi mekanisme DVA yang paling optimum.

3.2.11 Kesimpulan

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

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

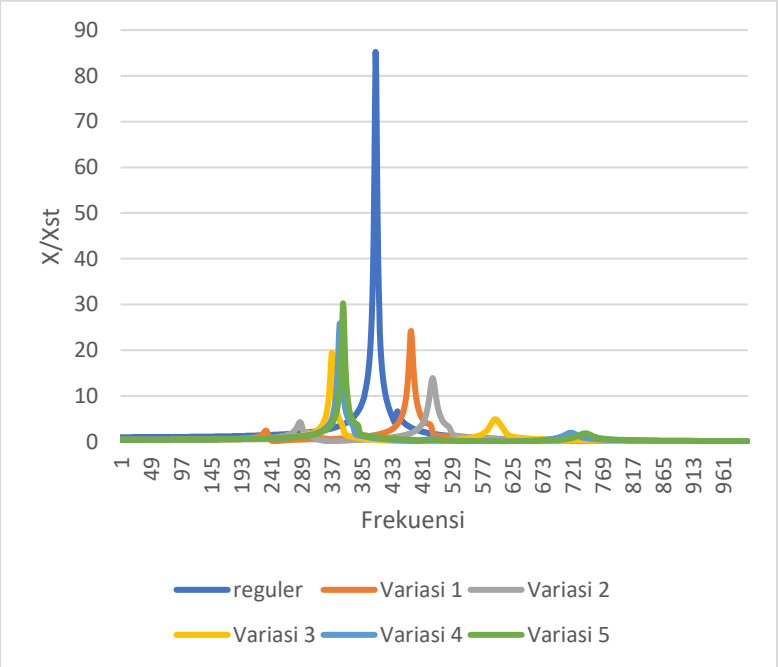
BAB IV
ANALISA DATA DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Respon Getaran

Pada penelitian ini dilakukan dengan simulasi menggunakan software *ansys workbench modal* dan *harmonic response analysis* dengan memasukkan input engineering data dan geometry untuk mengetahui bode diagram *boring bar* untuk setiap arah. *Input* yang diberikan dalam penelitian ini berupa variasi kombinasi kekakauan DVA dan variasi *depth of cut* terhadap sistem utama. Dari penelitian yang telah dilakukan, didapatkan *output* berupa persentase reduksi percepatan dari sebelum dan sesudah penambahan DVA. Sebagai safety pada proses pengerjaan dikondisi sesungguhnya, batas dari pergerakan mass ring pada simulasi ini ditetapkan hanya setengah dari clerance jarak mass ring ke tepi insert yakni 0,5 mm pada pergerakan mass ring arah sumbu-y.

Sebelum simulasi dimulai terdapat pre-processing yakni meshing dan pemberian boundary condition berupa koneksi antar permukaan benda dan gaya eksitasi dan fixed support. Kemudian simulasi dijalankan 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. Data deformasi respon gerak di frekuensi 1 Hz – 1000 Hz pada masing-masing geometry kemudian diolah dengan software excel dengan membagi setiap respon yang didapat dengan defleksi statis boring bar regular pada masing-masing sumbu, hingga didapat frekuensi respon *dimensionless*.

4.1.1 Respon Getaran Sistem Utama dan Sistem Utama dengan DVA arah Sumbu X



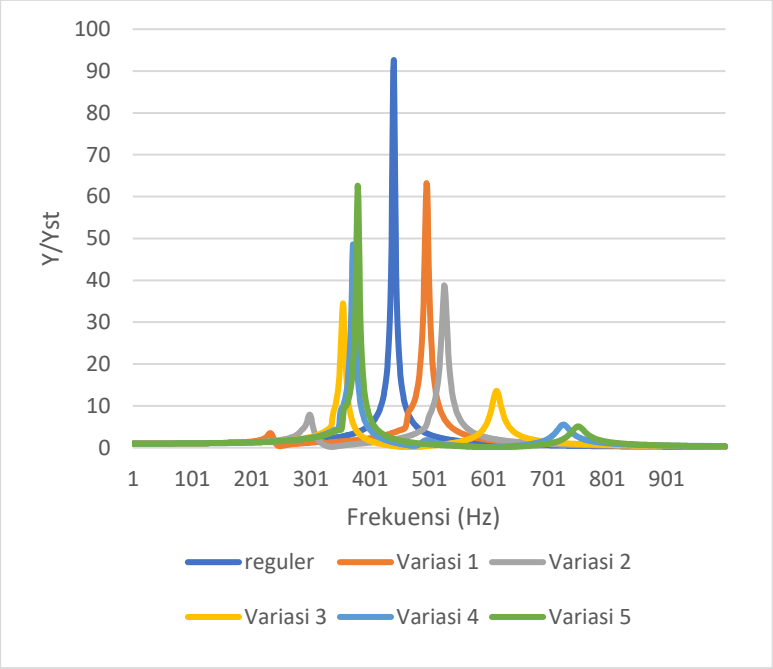
Gambar 4. 1 *Bode Diagram Regular Boring Bar* dan Variasi DVA arah sumbu *x*

Gambar 4.1 merupakan respon gerak arah sumbu-x regular boring bar, dan customized boring bar dengan 2 – 6 kombinasi karet DVA. Terlihat bahwa pada regular boring bar memiliki 2 peak yang berhimpit yakni 407 Hz dan 441 Hz pada regular boring bar, yang mana frekuensi natural pada peak pertama memiliki nilai yang sama dengan frekuensi natural arah sumbu-z dan frekuensi natural pada peak kedua memiliki nilai yang sama dengan frekuensi natural arah sumbu-y. Peak pertama memiliki nilai rasio

amplitudo yang jauh lebih tinggi dibanding dengan peak kedua. Hal ini terjadi karena pergerakan boring bar arah sumbu-x merupakan secondary movement yang mana gerakannya bergantung pada gaya arah sumbu-y dan sumbu-z. Berdasarkan posisi respon gerak pada bagian tepi insert, pergerakan pada sumbu-z lah yang mimiliki dampak signifikan pada pergerakan sumbu-x. Selain itu boring bar memiliki kekakuan yang sangat besar pada arah sumbu-x, sehingga pergerakan boring bar akibat thrust force (Ft) arah sumbu-x yang mana memiliki gaya terkecil tidaklah memberikan defleksi yang signifikan pada sistem. Pada customized boring bar dengan DVA arah sumbu-x, trend respon getaran yang didapat sama dengan pada sumbu-y dan sumbu-z dimana semakin bertambahnya jumlah karet maka grafik akan semakin bergeser kekanan, amplitudo pada peak pertama akan semakin naik, dan amplitudo pada peak kedua akan semakin turun. Dapat disimpulkan dari grafik diatas, getaran berlebih saat frekuensi natural dari *boring bar* arah sumbu *x* dapat diredam dengan optimal menggunakan DVA 3.

Terdapat beberapa customized boring bar dengan DVA yang memiliki additional peak yang berhimpit dengan peak pertama, yakni customized boring bar dengan variasi DVA 2,3,4,5, dan additional peak pada peak kedua yakni customized boring bar dengan variasi DVA 1, dan 2. Hal tersebut terjadi karena *meshing* sistem utama dari simulasi belum optimal dan kurang halus. Jadi pada grafik terlihat kurva yang agak kasar, akan tetapi dari grafik diatas masih bisa meredam untuk frekuensi chatter dari variasi yang saya berikan.

4.1.2 Respon Getaran Sistem Utama dan Sistem Utama dengan DVA arah Sumbu Y

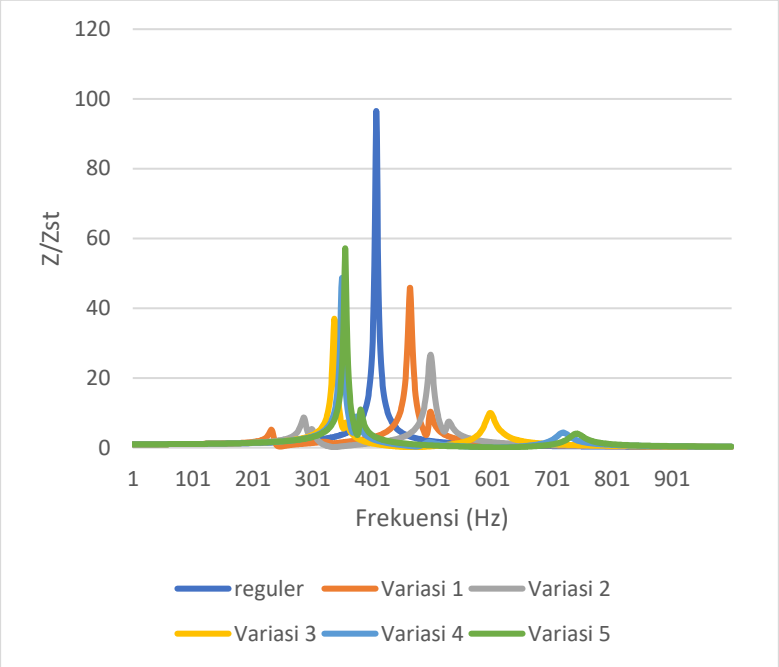


Gambar 4. 2 *Bode Diagram Regular Boring Bar* dan Variasi DVA arah sumbu *y*

Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, gambar 4.2 merupakan grafik respon gerak arah sumbu-y regular boring bar, customized boring bar dengan 2 – 6 kombinasi karet DVA. Berdasarkan grafik tersebut terlihat bahwa *boring bar* memiliki frekuensi natural pada frekuensi 441 Hz. Selain itu, berdasarkan

dari grafik, penggunaan variasi kombinasi kekakuan DVA terhadap sistem utama bisa disimpulkan memiliki 2 titik resonansi yang mana seiring bertambahnya jumlah karet maka posisi peak pertama dan peak kedua akan bergeser kekanan. Pada trend peak pertama dapat dilihat bahwa amplitudo akan semakin naik, berbeda dengan trend pada peak kedua amplitudo akan semakin menurun. Kesimpulan pada grafik diatas adalah respon perpindahan getaran sistem utama setelah penambahan DVA di semua variasi kombinasi karet DVA lebih kecil dibanding sebelum penambahan DVA. Hal tersebut terjadi karena energi getaran yang dihasilkan oleh sistem utama saat proses *boring* diserap oleh DVA yang dipasang pada sistem, sehingga respon perpindahan getaran yang dihasilkan oleh sistem menjadi lebih kecil. Dari grafik tersebut bisa dilihat pada DVA 1 untuk meredam agar perpindahan dibawah 0, 7 mm, memiliki range 0 – 460 Hz, pada DVA 2 memiliki range redaman aman di range 304 – 495 Hz, pada DVA 3 memiliki redaman aman di range 374 – 595 Hz, kemudian pada DVA 4 memiliki redaman di range 396 – 722 Hz, dan yang terakhir pada DVA 5 memiliki redaman aman di range 408 – 753 Hz. Dapat disimpulkan dari grafk diatas, getaran berlebih saat frekuensi natural dari *boring bar* arah sumbu *y* dapat diredam dengan optimal menggunakan DVA 3.

4.1.3 Respon Getaran Sistem Utama dan Sistem Utama dengan DVA arah Sumbu Z



Gambar 4. 3 *Bode Diagram Regular Boring Bar* dan Variasi DVA arah sumbu *z*

Pada gambar 4.3 merupakan respon gerak arah sumbu-z regular boring bar, customized boring bar dengan 2 – 6 kombinasi karet DVA. Sama halnya dengan respon gerak arah sumbu-y. Dari grafik diatas frekuensi natural pada regular boring bar adalah 407 Hz. frekuensi natural pada arah sumbu-z memiliki nilai yang lebih

rendah dibanding frekuensi natural arah sumbu-y, hal ini dikarenakan tumpuan fixed support antara bolt dan tool post hanya memberikan gaya tekan arah sumbu-y dan tidak pada sumbu-z sehingga boring bar memiliki kekakuan yang lebih rendah pada arah sumbu-z yang berdampak pada frekuensi natural arah sumbu-z memiliki nilai yang lebih rendah pula.

Pada customized boring bar dengan DVA arah sumbu-z, trend respon getaran yang didapat sama dengan pada sumbu-y dimana semakin bertambahnya jumlah karet maka grafik akan semakin bergeser kekanan, amplitudo pada peak pertama akan semakin naik, dan amplitudo pada peak kedua akan semakin turun. Dari grafik tersebut bisa dilihat pada DVA 1 untuk meredam agar perpindahan dibawah 0, 7 mm, memiliki range 0 - 440 Hz, pada DVA 2 memiliki range redaman aman di range 294 - 480 Hz, pada DVA 3 memiliki redaman aman di range 349 - 590 Hz, kemudia pada DVA 4 memiliki redaman di range 377 - 1000 Hz, dan yang terakhir pada DVA 5 memiliki redaman aman di range 386 - 1000 Hz.

Terdapat beberapa customized boring bar dengan DVA yang memiliki additional peak yang berhimpit dengan peak pertama, yakni customized boring bar dengan variasi DVA 2,3,4,5, dan additional peak pada peak kedua yakni customized boring bar dengan variasi DVA 1, dan 2. Hal tersebut terjadi karena *meshing* sistem utama dari simulasi belum optimal dan kurang halus. Dapat disimpulkan dari grafk diatas, getaran berlebih saat frekuensi natural dari *boring bar* arah sumbu *z* dapat diredam dengan optimal menggunakan DVA 3

4.2 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu X, Y, dan Z

Analisa respon reduksi getaran dilakukan dengan membandingkan hasil respon getaran antara setiap variasi depth of cut pada *range* frekuensi *chatter* 400-500 Hz, baik untuk arah

getaran sumbu *x, y, dan z*. Respon getaran setiap variasi *depth of cut* diubah dalam bentuk persentase, sehingga dapat diketahui besar redaman yang dihasilkan. Pada tabel 4.1, 4.2, 4.3 merupakan persentase respon reduksi perpindahan getaran variasi *depth of cut* arah sumbu *x, y, dan z*.

4.2.1 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu X

Tabel 4. 1 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu X

Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
X	0,4	1 1	0,43	0,02	96,08
		1 1 1		0,01	98,35
		2 2		0,00	99,09
		2 2 2		0,01	98,23
		3 3		0,01	97,68
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
X	0,5	1 1	0,11	0,03	73,92
		1 1 1		0,01	90,05
		2 2		0,00	97,13
		2 2 2		0,01	93,82
		3 3		0,01	91,53
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
X	0,6	1 1	0,11	0,06	42,74
		1 1 1		0,02	83,19
		2 2		0,00	97,89

		2 2 2		0,01	94,4
		3 3		0,01	91,63
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
X	0,7	1 1	0,07	0,21	-213,65
		1 1 1		0,03	56,57
		2 2		0,00	98,26
		2 2 2		0,00	92,94
		3 3		0,01	87,46
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
X	0,8	1 1	0,05	0,19	-240,5
		1 1 1		0,06	-2,16
		2 2		0,00	98,69
		2 2 2		0,00	94,16
		3 3		0,01	85,58
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
X	0,9	1 1	0,05	0,10	-104,28
		1 1 1		0,15	-206,21
		2 2		0,00	94,75
		2 2 2		0,01	78,95
		3 3		0,01	84,68
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
X	1	1 1	0,04	0,03	18,75
		1 1 1		0,24	-471,25
		2 2		0,01	87,97
		2 2 2		0,01	71,23
		3 3		0,01	84,34

Berdasarkan Tabel 4.1 diberikan data reduksi getaran setiap variasi kombinsi karet DVA untuk sumbu arah *x* yang mana

divariasikan dengan beberapa *depth of cut* pemotongan untuk melihat DVA mana yang bisa meredam disetiap variasi *depth of cut*. Pada tabel diatas bisa dilihat untuk depth of cut 0,4 mm, selisih respon reduksi yang dihasilkan antara variasi DVA tidak terlalu signifikan, hal tersebut disebabkan karena nilai respon getaran yang dihasilkan sangat kecil sehingga respon reduksi yang dihasilkan tidak terpaut jauh. variasi DVA yang paling meredam pada depth of cut 0,4 mm adalah DVA 3 karena dapat meredam 99,09 %. Begitu pula untuk variasi depth of cut 0,5 - 1 mm DVA yang paling meredam dengan baik adalah DVA 3, jadi dapat di simpulkan DVA 3 bisa digunkan di setiap variasi depth of cut dan bisa meredam dengan baik karena variasi depth of cut masih didalam area redaman DVA 3.

Untuk DVA 1 pada depth of cut 0,7 - 0,9 mm, DVA 1 tidak meredam akan tetapi masih dalam batas aman untuk proses permesinan,. Sama halnya dengan DVA 2 tidak meredam di variasi depth of cut 0,8 – 1 mm karena membuat boring semakin tambah bergetar tetapi masih dalam batas aman proses permesinan.

4.2.2 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu Y

Tabel 4. 2 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu Y

Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Y	0,4	1 1	0,97	0,34	65,17
		1 1 1		0,19	80,78
		2 2		0,17	82,8

		2 2 2		0,42	56,96
		3 3		0,66	32
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Y	0,5	1 1	2,44	0,51	79,24
		1 1 1		0,28	88,52
		2 2		0,12	94,95
		2 2 2		0,32	86,73
		3 3		0,51	79,24
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Y	0,6	1 1	16,33	0,75	95,4
		1 1 1		0,41	97,51
		2 2		0,08	99,52
		2 2 2		0,25	98,46
		3 3		0,42	97,41
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Y	0,7	1 1	2,92	1,06	63,76
		1 1 1		0,58	80,1
		2 2		0,04	98,77
		2 2 2		0,19	93,67
		3 3		0,37	87,21
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Y	0,8	1 1	1,66	2,78	-67,74
		1 1 1		0,85	48,49
		2 2		0,03	97,96

		2 2 2		0,11	93,16
		3 3		0,33	80,17
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Y	0,9	1 1	1,25	7,51	-499,93
		1 1 1		1,27	-1,56
		2 2		0,08	93,21
		2 2 2		0,37	70,57
		3 3		0,30	76,35
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Y	1	1 1	1,01	8,71	-758,25
		1 1 1		2,97	-192,59
		2 2		0,17	83,72
		2 2 2		0,52	48,45
		3 3		0,26	74,33

Berdasarkan Tabel 4.2 diberikan data reduksi getaran setiap variasi kombinsi karet DVA untuk sumbu arah *y* yang mana divariasikan dengan beberapa *depth of cut* pemotongan untuk melihat DVA mana yang bisa meredam disetiap variasi *depth of cut*. Pada tabel diatas bisa dilihat untuk depth of cut 0,4 mm, selisih respon reduksi yang dihasilkan antara variasi DVA berbeda - beda, hal tersebut disebabkan karena setiap variasi DVA memiliki area redaman yang berbeda – beda. variasi DVA yang paling meredam pada depth of cut 0,4 mm adalah DVA 3 karena dapat meredam 82,8 %. Begitu pula untuk variasi depth of cut 0,5 - 1 mm DVA yang paling meredam dengan baik adalah DVA 3, jadi dapat di simpulkan DVA 3 bisa digunakan di setiap variasi depth of cut dan

bisa meredam dengan baik karena variasi depth of cut masih didalam area redaman DVA 3.

Untuk DVA 1 pada depth of cut 0,8 - 1 mm, DVA 1 tidak meredam karena DVA 1 hanya meredam di frekuensi 0 – 460 Hz, sedangkan frekuensi chatter dari variasi depth of cut 0,7 – 0,9 adalah berkisar 450 – 490 Hz. Sama halnya dengan DVA 2 tidak meredam di variasi depth of cut 0,8 – 1 mm karena DVA 2 hanya meredam dengan baik di frekuensi 294 - 480 Hz, sedangkan frekuensi chatter dari variasi depth of cut 0,8 – 1 adalah berkisar 473 -504 Hz.

4.2.3 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu Z

Tabel 4. 3 Pengaruh variasi Parameter pemotongan *depth of cut* terhadap respon getaran *Boring Bar* dengan DVA arah Sumbu Z

Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA (mm)	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Z	0,4	1 1	4,41	0,33	92,42
		1 1 1		0,15	96,68
		2 2		0,09	97,99
		2 2 2		0,18	95,84
		3 3		0,26	94,18
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Z	0,5	1 1	1,23	0,58	53,41
		1 1 1		0,23	81,28
		2 2		0,07	94,14

		2 2 2		0,16	86,85
		3 3		0,23	81,13
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Z	0,6	1 1	0,77	1,15	-50,21
		1 1 1		0,36	52,67
		2 2		0,05	93,59
		2 2 2		0,13	82,52
		3 3		0,21	72,56
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Z	0,7	1 1	0,62	3,78	-508,39
		1 1 1		0,58	6,07
		2 2		0,02	96,02
		2 2 2		0,10	83,43
		3 3		0,20	68,44
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Z	0,8	1 1	0,53	2,88	-446,53
		1 1 1		1,08	-104,04
		2 2		0,02	96,64
		2 2 2		0,07	87,13
		3 3		0,18	65,96
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Z	0,9	1 1	0,47	0,89	-88,41
		1 1 1		2,70	-468,8
		2 2		0,05	88,41
		2 2 2		0,25	48,29

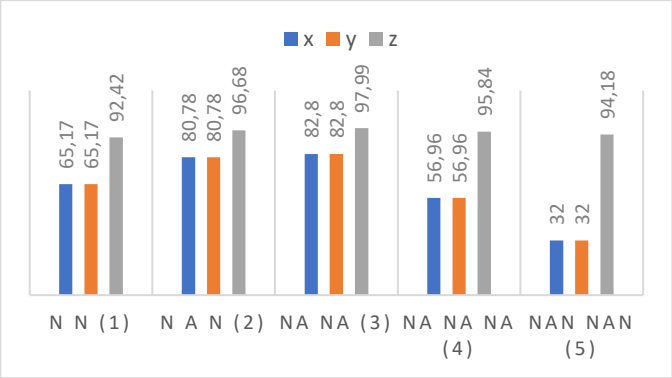
		3 3		0,17	65,04
Arah Getaran	Depth Of Cut	Variasi DVA	Tanpa DVA	Dengan DVA (mm)	Reduksi (%)
Z	1	1 1	0,43	1,69	-291,72
		1 1 1		3,97	-823,26
		2 2		0,11	74,32
		2 2 2		0,30	30,39
		3 3		0,15	65,29

Berdasarkan Tabel 4.2 diberikan data reduksi getaran setiap variasi kombinsi karet DVA untuk sumbu arah *x* yang mana divariasikan dengan beberapa *depth of cut* pemotongan untuk melihat DVA mana yang bisa meredam disetiap variasi *depth of cut*. Pada tabel diatas bisa dilihat untuk depth of cut 0,4 mm, selisih respon reduksi yang dihasilkan antara variasi DVA tidak terlalu signifikan, hal tersebut disebabkan karena nilai respon getaran yang dihasilkan sangat kecil sehingga respon reduksi yang dihasilkan tidak terpaut jauh. variasi DVA yang paling meredam pada depth of cut 0,4 mm adalah DVA 3 karena dapat meredam 97,99%. Begitu pula untuk variasi depth of cut 0,5 - 1 mm DVA yang paling meredam dengan baik adalah DVA 3, jadi dapat di simpulkan DVA 3 bisa digunkan di setiap variasi depth of cut dan bisa meredam dengan baik karena variasi depth of cut masih didalam area redaman DVA 3.

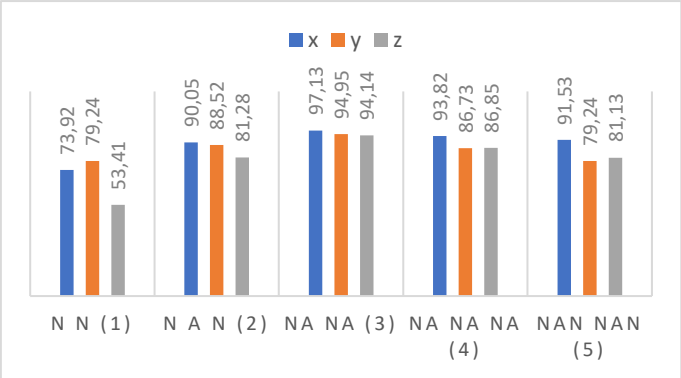
Untuk DVA 1 pada depth of cut 0,6 - 1 mm, DVA 1 tidak meredam karena DVA 1 hanya meredam di frekuensi 0 – 440 Hz, sedangkan frekuensi chatter dari variasi depth of cut 0,6 – 1 mm adalah berkisar 450 – 490 Hz. Sama halnya dengan DVA 2 tidak meredam di variasi depth of cut 0,8 – 1 mm karena DVA 2 hanya meredam dengan baik di frekuensi 294 - 480 Hz, sedangkan frekuensi chatter dari variasi depth of cut 0,8 – 1 mm adalah berkisar 473 -504 Hz.

4.3 Analisa dan Optimalisasi Respon Reduksi Getaran

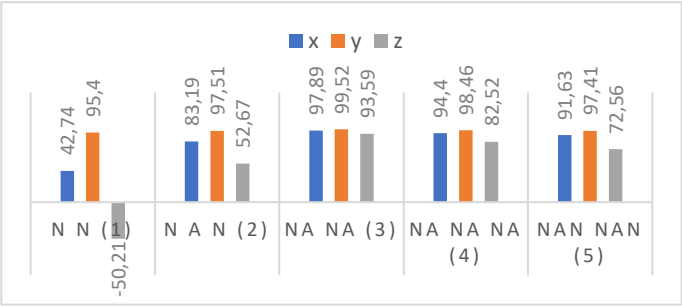
Analisa respon getaran sistem utama dengan penambahan DVA dilakukan berdasarkan variasi kombinasi karet DVA terhadap sistem utama yang digunakan untuk masing-masing variasi *depth of cut*. Proses simulasi dilakukan untuk mendapatkan respon perpindahan arah *x*, *y*, dan *z* yang akan dibandingkan dengan hasil respon getaran sistem utama tanpa DVA



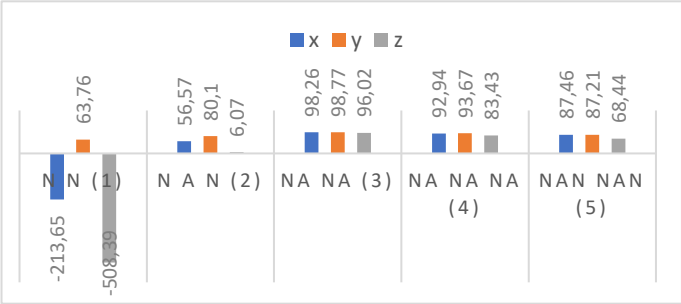
(a) *depth of cut* = 0,4 mm



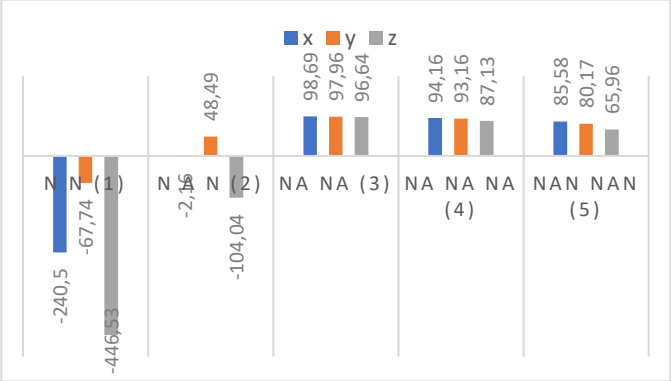
(b) *depth of cut* = 0,5 mm



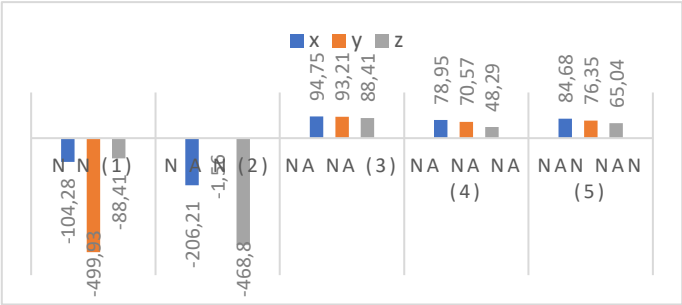
(c) *depth of cut* = 0,6 mm



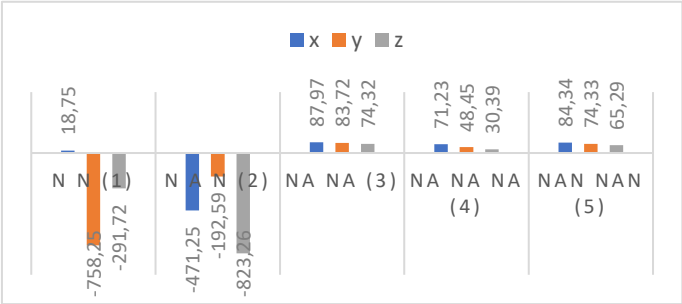
(d) *depth of cut* = 0,7 mm



(e) *depth of cut* = 0,8 mm



(f) *depth of cut* = 0,9 mm



(g) *depth of cut* = 1 mm

Gambar 4. 4 Grafik Nilai Reduksi Respon DVA dengan variasi *Depth Of Cut*

Pada Penelitian ini variasi *depth of cut* menghasilkan frekuensi natural yang semakin besar yang digunakan untuk melihat sampai mana variasi DVA dapat meredam dengan baik. Dari hasil simulasi yang telah dilakukan, gambar 4.4 merupakan perbandingan respon perpindahan getaran sistem utama dengan penambahan DVA untuk arah sumbu *x*,*y*, dan *z* pada masing-masing variasi *depth of cut*. Berdasarkan grafik tersebut terlihat bahwa respon perpindahan getaran sistem utama setelah penambahan DVA di variasi *depth of cut*, lebih kecil dibanding sebelum penambahan DVA. Hal tersebut terjadi karena energi

getaran yang dihasilkan oleh sistem utama saat proses *finishing* diserap oleh DVA yang dipasang pada sistem, sehingga respon perpindahan getaran yang dihasilkan oleh sistem menjadi lebih kecil. Selain itu, dari penggunaan variasi DVA terhadap sistem utama didapat hasil respon perpindahan getaran paling kecil pada saat memakai DVA 3. Hal tersebut disebabkan karena getaran sistem utama saat divariasikan dengan *depth of cut* berada dalam area peredaman DVA 3 terhadap sistem utama sehingga respon perpindahan getaran yang dihasilkan paling kecil dibandingkan variasi DVA yang lainnya.

Pada gambar 4.4 (a) saat variasi *depth of cut* 0,4 mm diberikan grafik yang mana semua hasil reduksi getaran dari berbagai variasi DVA dapat meredam getaran dengan hasil yang relative baik karena frekuensi *chatter* dari variasi *depth of cut* 0,4 mm yaitu 411 Hz masih didalam area redaman dari setiap variasi DVA. Dari penggunaan variasi DVA terhadap sistem utama didapat hasil respon perpindahan getaran paling kecil pada saat menggunakan DVA 3, dilanjutkan dengan DVA 2, DVA 1, DVA 4, dan DVA 5 secara berturut-turut.

Pada gambar 4.4 (b) saat variasi *depth of cut* 0,5 mm diberikan grafik yang mana semua hasil reduksi getaran dari berbagai variasi DVA juga dapat meredam getaran dengan hasil yang relative baik karena frekuensi *chatter* dari variasi *depth of cut* 0,5 mm yaitu 426 Hz masih didalam area redaman dari setiap variasi DVA. Dari penggunaan variasi DVA terhadap sistem utama didapat hasil respon perpindahan getaran paling kecil pada saat menggunakan DVA 3, dilanjutkan dengan DVA 4, DVA 2, DVA 5, dan DVA 1 secara berturut-turut.

Pada gambar 4.4 (c) saat variasi *depth of cut* 0,6 mm diberikan grafik yang mana hasil reduksi getaran dari variasi DVA ada yang dapat meredam getaran dengan hasil yang baik, dan ada yang tidak meredam getaran dengan baik pada salah satu sumbu, karena frekuensi *chatter* variasi *depth of cut* 0,6 mm yaitu 442 Hz

berada diluar area redaman getaran pada sumbu *z* variasi DVA, yaitu DVA 1. adapun variasi DVA yang dapat meredam frekuensi chatter tersebut adalah variasi DVA 2,3,4,5. Dari penggunaan variasi DVA terhadap sistem utama didapat hasil respon perpindahan getaran paling kecil pada saat menggunakan DVA 3, dilanjutkan dengan DVA 4, DVA 5, dan DVA 2 secara berturut-turut.

Pada gambar 4.4 (d) saat variasi *depth of cut* 0,7 mm diberikan grafik yang mana hasil reduksi getaran salah satu variasi DVA tidak bisa meredam dengan baik, yaitu DVA 1 karena pada frekuensi *chatter* variasi *depth of cut* 0,7 mm yaitu 457 Hz diluar area redaman dari sumbu *x*, dan *z* . Adapun variasi DVA yang dapat meredam frekuensi chatter tersebut adalah variasi DVA 2,3,4,5. Dari penggunaan variasi DVA terhadap sistem utama didapat hasil respon perpindahan getaran paling kecil pada saat menggunakan DVA 3, dilanjutkan dengan DVA 4, DVA 5, dan DVA 2 secara berturut-turut.

Pada gambar 4.4 (e) saat variasi *depth of cut* 0,8 mm diberikan grafik yang mana hasil reduksi getaran dari dua variasi DVA tidak dapat meredam getaran dengan baik yaitu DVA 1, dan DVA 2. Pada saat DVA 1 disimulasikan terhadap variasi *depth of cut* 0,8 mm yang mempunyai frekuensi *chatter* 473 Hz membuat sistem utama lebih bergetar karena area redaman pada sumbu *x, y,* dan *z* tidak mencakup frekuensi *chatter* tersebut. Selain itu pada DVA 2 area redaman sumbu *x,* dan *z* juga tidak mencakup frekuensi *chatter* dari variasi *depth of cut* 0,8 mm tersebut. Adapun variasi DVA yang dapat meredam frekuensi chatter tersebut adalah variasi DVA 3,4,5. Dari penggunaan variasi DVA terhadap sistem utama didapat hasil respon perpindahan getaran paling kecil pada saat menggunakan DVA 3, dilanjutkan dengan DVA 4, dan DVA 5 secara berturut-turut.

Pada gambar 4.4 (f) saat variasi *depth of cut* 0,9 mm diberikan grafik yang mana hasil reduksi getaran dari dua variasi

DVA tidak dapat meredam getaran dengan baik yaitu DVA 1, dan DVA 2. Pada saat DVA 1 disimulasikan terhadap variasi *depth of cut* 0,9 mm yang mempunyai frekuensi *chatter* 488 Hz membuat sistem utama lebih bergetar karena area redaman pada sumbu *x, y,* dan *z* tidak mencakup frekuensi *chatter* tersebut. Selain itu pada DVA 2 area redaman sumbu *x, y,* dan *z* juga tidak mencakup frekuensi *chatter* dari variasi *depth of cut* 0,9 mm tersebut. Adapun variasi DVA yang dapat meredam frekuensi chatter tersebut adalah variasi DVA 3,4,5. Dari penggunaan variasi DVA terhadap sistem utama didapat hasil respon perpindahan getaran paling kecil pada saat menggunakan DVA 3, dilanjutkan dengan DVA 5, dan DVA 4 secara berturut-turut.

Pada gambar 4.4 (g) saat variasi *depth of cut* 1 mm diberikan grafik yang mana hasil reduksi getaran dari dua variasi DVA tidak dapat meredam getaran dengan baik yaitu DVA 1, dan DVA 2. Pada saat DVA 1 disimulasikan terhadap variasi *depth of cut* 1 mm yang mempunyai frekuensi *chatter* 504 Hz membuat sistem utama lebih bergetar karena area redaman pada sumbu *y,* dan *z* tidak mencakup frekuensi *chatter* tersebut. Selain itu pada DVA 2 area redaman sumbu *x, y,* dan *z* juga tidak mencakup frekuensi *chatter* dari variasi *depth of cut* 1 mm tersebut. Adapun variasi DVA yang dapat meredam frekuensi chatter tersebut adalah variasi DVA 3,4, dan 5.

Dari penggunaan variasi DVA terhadap sistem utama didapat hasil respon perpindahan getaran paling kecil pada saat menggunakan DVA 3 karena memiliki *range* peredaman yang lebar dan juga dalam pada frekuensi 400 – 500 Hz dan memiliki reduksi yang paling optimum dari beberapa variasi *depth of cut* yang telah dilakukan karena frekuensi *chatter* dari variasi tersebut berada di area redaman yang paling dalam. Pada penelitian ini dapat dilihat bahwa semakin bertambahnya nilai konstanta kekakuan DVA, maka daerah redaman akan semakin bergeser ke kanan yang sama dengan penelitian terdahulu yaitu jurnal (Liu, Liu, & Wu, 2018) melakukan penelitian dibidang permesinan

dengan judul "*Analysis vibration characteristics and adjustment method of boring bar with a variable stiffness vibration absorber* (VSDVA)". Dapat disimpulkan bahwa penting untuk menentukan cutting parameter yang mana nantinya akan mempengaruhi frekuensi operasional pada boring bar.

BAB V
KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan penelitian yang telah dilakukan dapat ditarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Didapatkan hasil respon getaran pada setiap frekuensi natural *boring bar* untuk arah *x*, *y*, dan *z* saat dilakukan proses *boring* material mengalami getaran berlebih. Setelah mensimulasikan dan menganalisa variasi DVA didapatkan hasil respon getaran terkecil pada setiap frekuensi natural *boring bar* untuk arah *x*, *y*, dan *z* saat dilakukan proses *boring* material. Hasil reduksi respon getaran terkecil dari arah sumbu *x*, *y*, dan *z* berasal dari variasi DVA yang sama yaitu DVA 3.
2. Dapat disimpulkan bahwa hasil dari penelitian ini didapatkan reduksi respon getaran sistem utama paling optimum ketika dilakukan proses *finishing* di setiap variasi pemotongan *depth of cut* yaitu saat menggunakan variasi DVA 3 (Kombinasi NA NA) karena memiliki daerah redaman yang paling lebar dan yang paling dalam.

5.2 Saran

1. Berdasarkan penelitian berbasis simulasi yang telah dilakukan, disarankan perhitungan parameter dilakukan lebih detail supaya hasil yang didapat lebih mendekati actual.
2. Penelitian dapat dilakukan dengan eksperimen guna memperoleh hasil yang lebih valid.

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

Kalpakjian, S., & Schmid, S. R. (2009). *Manufacturing Engineering and Technology.* Chicago: PEARSON.

Lestari, H. (2019). Studi Eksperimen dan Analisis Reduksi Respon Getaran Translasi pada proses Drilling Material Alumunium (Al) Menggunakan Sistem Translational Mass Vibration Absorber (TMVA). 116.

Li, L., Sun, B., & Hua, H. (2019). Analysis of the Vibration Characteristics of a Boring Bar with a Variable Stiffness Dynamic Vibration Absorber. 13.

Liu, X., Liu, Q., & Wu, S. (2018). Analysis Vibration Characteristic and Adjustment Method of Boring Bar with a Variable Stiffness Vibration Absorber.

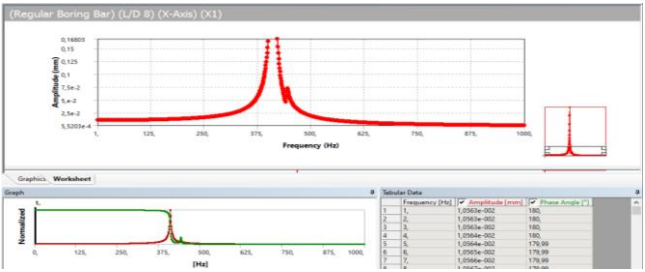
Pachpute, A. (2016). Optimum Design of Damped Dynamic Vibration Absorber A Simulation Approach. Internal Journal of Recent Engineering Research and Development.

Rao, S. S. (2011). *Mechanical Vibration Fifth Edition.* Amerika: Prentice Hall.

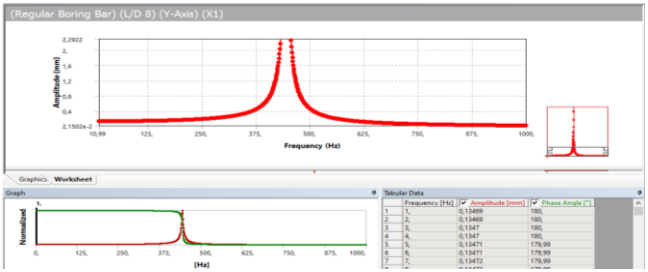
Ugochukwu, O. (2017). Evaluation of Chatter Vibration in CNC Turning of 4340 Alloy Steel Material . 9.

Zulfyanti, P. K. (2019). Pengaruh Damping pada Respon Getaran Sistem dengan Mekanisme Cantilever Piezoelectric Vibration Absorber (CPVA). 63.

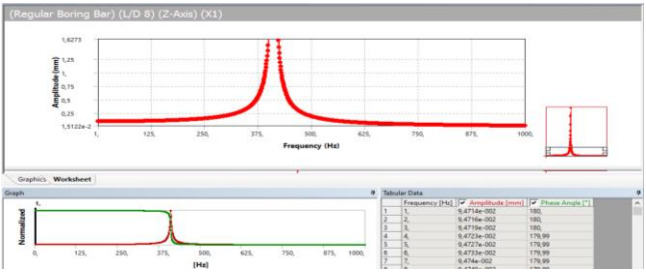
LAMPIRAN



(a)

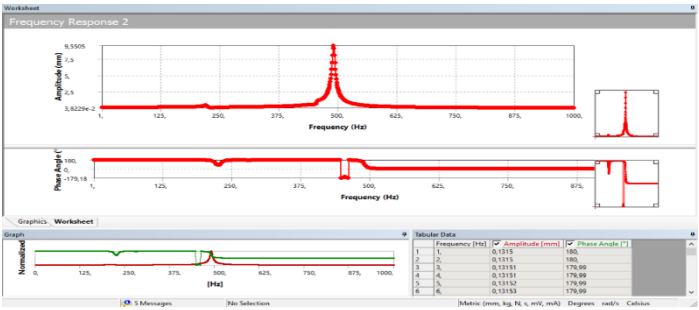


(b)

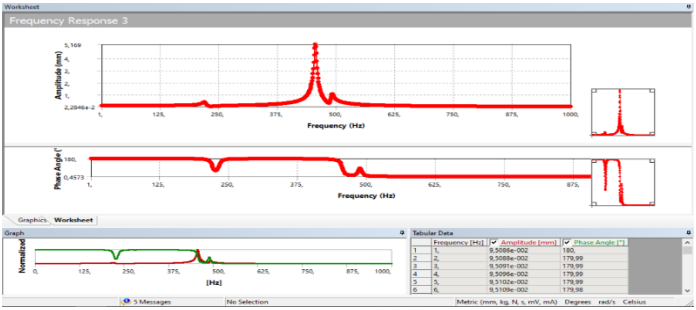


(c)

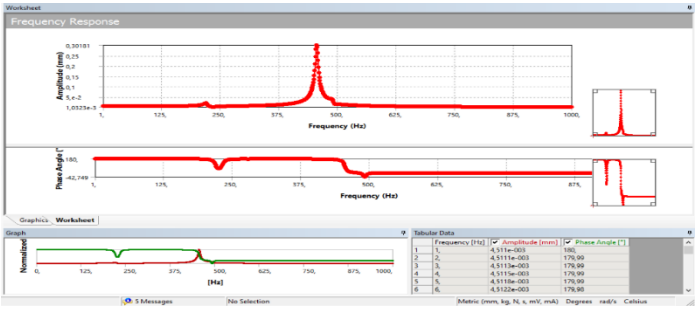
Gambar 1 Bode diagram regular boring bar tanpa DVA arah sumbu (a) *x* (b) *y* (c) *z*



(a)

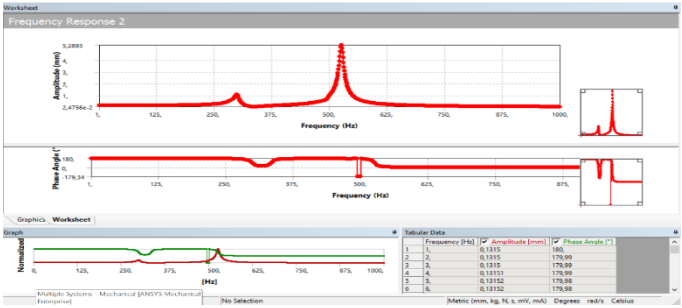


(b)

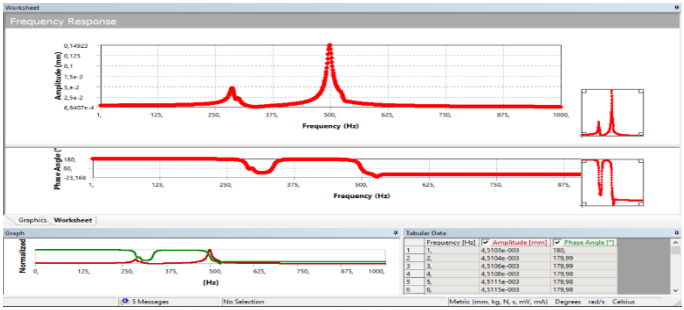


(c)

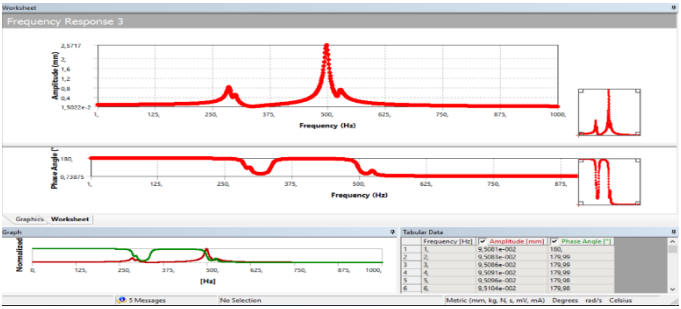
Gambar 2 Bode diagram variasi DVA 1 (variasi N N) arah sumbu (a) *x* (b) *y* (c) *z*



(a)

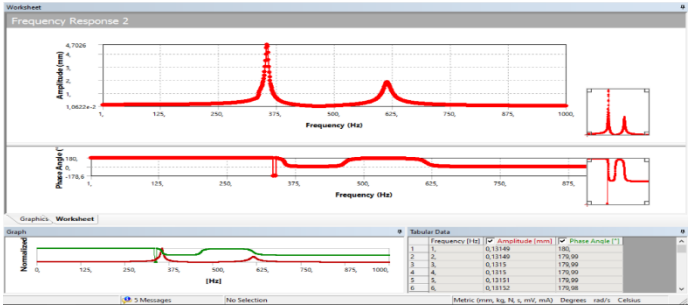


(b)

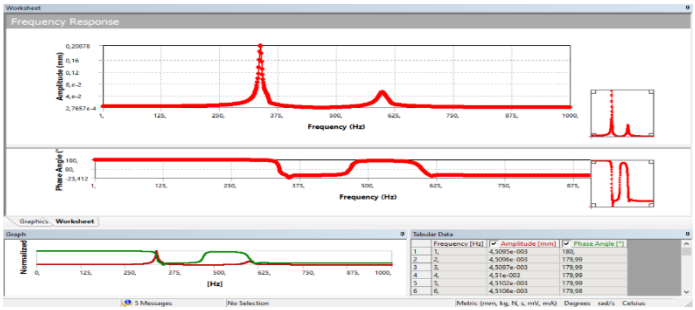


(c)

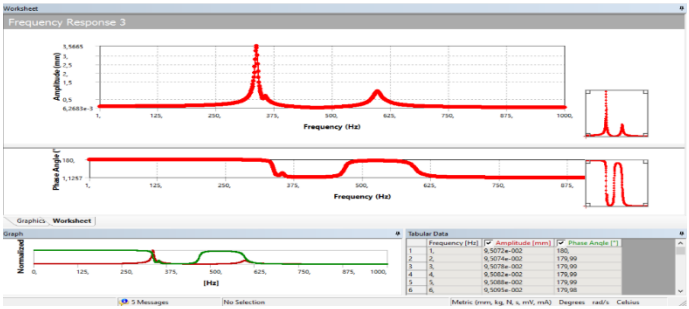
Gambar 3 Bode diagram variasi DVA 2 (variasi N A N) arah sumbu (a) *x* (b) *y* (c) *z*



(a)

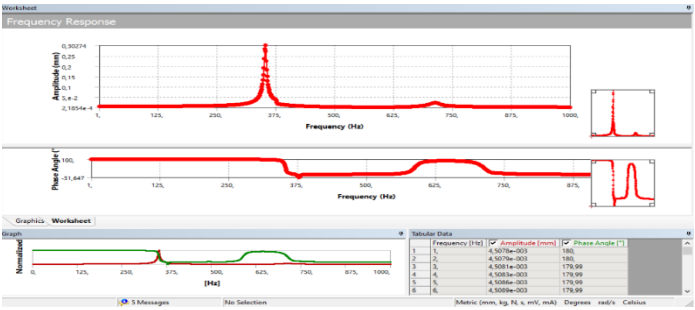


(b)

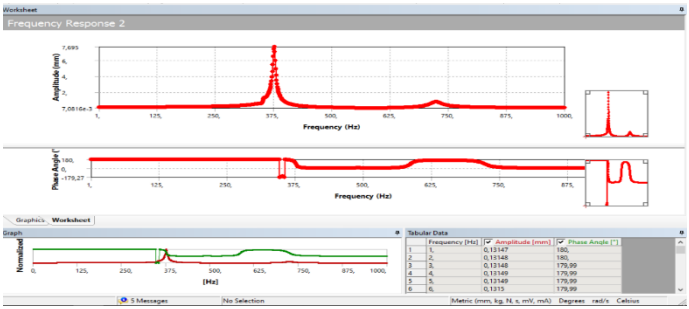


(c)

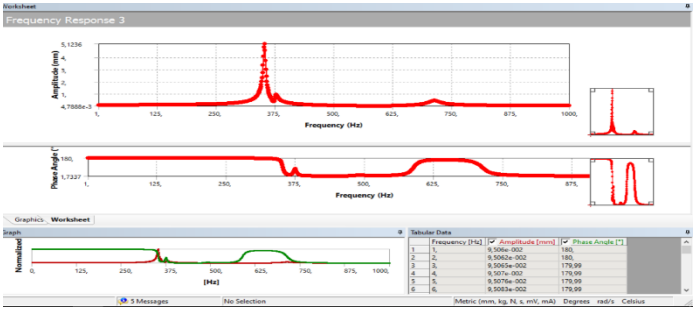
Gambar 4 Bode diagram variasi DVA 3 (variasi NA NA) arah sumbu (a) *x* (b) *y* (c) *z*



(a)

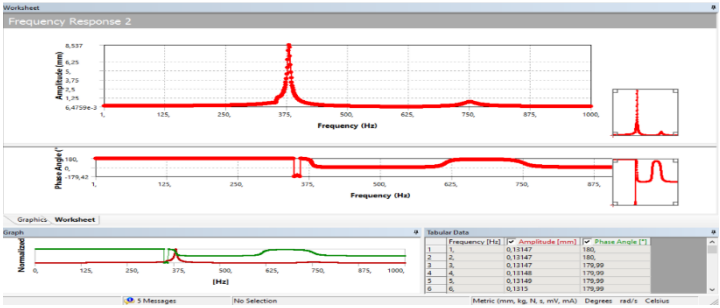


(b)

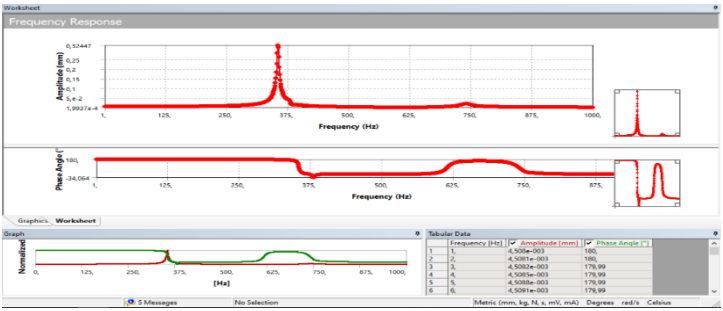


(c)

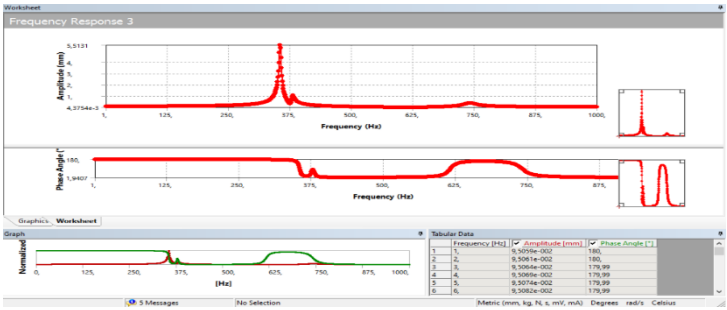
Gambar 5 Bode diagram variasi DVA 4 (variasi NA NA NA) arah sumbu (a) *x* (b) *y* (c) *z*



(a)



(b)



(c)

Gambar 6 Bode diagram variasi DVA 5 (variasi NAN NAN) arah sumbu (a) *x* (b) *y* (c) *z*

BIODATA PENULIS

Penulis dilahirkan di Ponorogo, 25 Juli 1997, merupakan anak kedua dari orang tua bernama bapak Edy Raharjo dan ibu Ririn Triastuti. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di TK Batik Bhakti, SD Ma'arif Ponorogo, SMPN 1 Ponorogo, dan SMAN 1 Ponorogo. Setelah lulus tahun 2015, Penulis melanjutkan jenjang Pendidikan sarjana di Departemen Teknik Mesin ITS. Selama perkuliahan penulis aktif dalam bidang akademik maupun non-akademik. Dibidang akademik di Jurusan Teknik Mesin Penulis mengambil Bidang Studi Rekayasa Vibrasi. Dibidang non-akademik Penulis aktif sebagai pengurus Mesin Music Club Teknik Mesin ITS tahun 2016-2018. Selain itu penulis juga aktif di berbagai kepanitian di Teknik Mesin ITS. Penulis Mempunyai motto hidup "Do the best and let God do the rest" yang membuat penulis pantang menyerah dalam menghadapi kesulitan. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email brama.adhi46@gmail.com