

**TUGAS AKHIR - TM184835**

**REDESAIN DAN ANALISIS DOUBLE-SIDED SWING ARM  
UNTUK E-SOOTER MELALUI PEMBEBANAN STATIS DAN  
DINAMIS MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

**GRACIA NOVITA PUTRI**

**02111840000187**

Dosen Pembimbing

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

197505111999031001

**Program Studi S-1 Teknik Mesin**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



**TUGAS AKHIR - TM184835**

**REDESAIN DAN ANALISIS *DOUBLE-SIDED SWING ARM*  
UNTUK *E-SCOOTER* MELALUI PEMBEBANAN STATIS DAN  
DINAMIS MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**

**GRACIA NOVITA PUTRI**

02111840000187

Dosen Pembimbing

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

NIP 197505111999031001

**Program Studi S-1 Teknik Mesin**

Departemen Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Surabaya

2022



**FINAL PROJECT - TM184835**

**REDESIGN AND ANALYSIS OF DOUBLE-SIDED SWING  
ARM FOR ELECTRIC SCOOTER UNDER STATIC AND  
DYNAMIC LOAD WITH FINITE ELEMENT METHOD**

**GRACIA NOVITA PUTRI**

**NRP 02111840000187**

Advisor

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

**NIP 197505111999031001**

**Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering**

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Industrial Technology and System Engineering

Sepuluh Nopember Institute of Technology

Surabaya

2022

## LEMBAR PENGESAHAN

### REDESAIN DAN ANALISIS DOUBLE-SIDED *SWINGARM* UNTUK *E-SCOOTER* MELALUI PEMBEBANAN STATIS DAN DINAMIS MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

#### TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
memperoleh gelar S.T. pada  
Program Studi S-1 Teknik Mesin  
Departemen Teknik Mesin  
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem  
Insitut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh: **GRACIA NOVITA PUTRI**

NRP. 0211184000187

Disetujui oleh Tim Penguji Proposal Tugas Akhir:

1. Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur S.T., M. Eng.
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.
3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T.
4. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.



Pembimbing

Penguji

Penguji

Penguji

SURABAYA

Juli , 2022

## APPROVAL SHEET

### REDESIGN AND ANALYSIS OF DOUBLE-SIDED SWING ARM FOR ELECTRIC SCOOTER UNDER STATIC AND DYNAMIC LOAD WITH FINITE ELEMENT METHOD




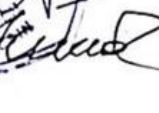

#### FINAL PROJECT

Submitted to fulfil one of the requirements  
for obtaining a degree S.T at  
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering  
Department of Mechanical Engineering  
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering  
Insitut Teknologi Sepuluh Nopember

By: **GRACIA NOVITA PUTRI**

NRP. 02111840000187

Approved by Final Project Proposal Examiner Team:

- |  |   |          |
|--|---|----------|
| 1. Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur S.T., M. Eng. |  | Advisor  |
| 2. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T.                 |  | Examiner |
| 3. Aida Annisa Amin Daman, S.T., M.T.                |  | Examiner |
| 4. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.         |  | Examiner |
- 

SURABAYA

July , 2022

## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Gracia Novita Putri / 02111840000187  
Departemen : Teknik Mesin  
Dosen Pembimbing / NIP : Prof. Dr. Harus Laksana Guntur S.T., M. Eng./  
197505111999031001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “**REDESAIN DAN ANALISIS DOUBLE-SIDED SWINGARM UNTUK E-SCOOTER MELALUI PEMBEBANAN STATIS DAN DINAMIS MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA**” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

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

Mengetahui  
Dosen Pembimbing

(Prof. Dr. Harus Laksana Guntur S.T., M. Eng.)  
NIP. 197505111999031001

Surabaya, 22 Juli 2022

Mahasiswa,

(Gracia Novita Putri)  
NRP. 02111840000187

## STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Gracia Novita Putri/02111840000187  
Department : Mechanical Engineering  
Advisor / NIP : Prof. Dr. Harus Laksana Guntur S.T., M. Eng./  
197505111999031001

hereby declare that the Final Project with the title of “REDESIGN AND ANALYSIS OF DOUBLE-SIDED SWING ARM FOR ELECTRIC SCOOTER UNDER STATIC AND DYNAMIC LOAD WITH FINITE ELEMENT METHOD” is the result of my own work, is original, and is written by following the rules of scientific writing.

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

Acknowledged  
Advisor



(Prof. Dr. Harus Laksana Guntur S.T., M. Eng.)  
NIP. 197505111999031001

Surabaya, 27<sup>th</sup> of July 2022

Student

(Gracia Novita Putri)  
NRP. 02111840000187

# REDESAIN DAN ANALISIS *DOUBLE-SIDED SWINGARM* UNTUK *E-SCOOTER* MELALUI PEMBEBANAN STATIS DAN DINAMIS MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA

Nama Mahasiswa / NRP : Gracia Novita Putri / 02111840000187  
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
Dosen Pembimbing : Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur ST., M. Eng.

## ABSTRAK

*Swing arm* merupakan komponen utama dari suspensi belakang kendaraan. Komponen ini berfungsi untuk menyambungkan roda belakang ke frame dari kendaraan dan membuat sistem suspensi lebih efisien. Pada penelitian ini, dilakukan desain ulang untuk memodifikasi *swingarm* yang telah didesain sebelumnya. Pada uji statis yang dilakukan menggunakan software ANSYS R2 2021, ditemukan bahwa desain sebelumnya memiliki *safety factor*  $< 1$ . Redesain *swingarm* dilakukan untuk meningkatkan kekuatan *swingarm*. Pembebanan statis dimulai dengan metode *static structural* untuk mengetahui *equivalent stress* dan total *deformation* dari struktur. Setelah itu, *modal analysis* digunakan untuk mengetahui frekuensi natural dari material. Pembebanan dinamis dilakukan dengan MATLAB Simulink untuk mendapatkan gaya eksitasi oleh permukaan jalan dengan pemodelan penuh *electric scooter*.

Data yang didapatkan adalah beban dinamis berupa *Power Spectral Density (PSD)*. *PSD* menjadi input data yang digunakan karena dapat merepresentasikan kekasaran permukaan jalan berdasarkan standar ISO 8680. Pada penelitian ini, kelas jalan yang digunakan adalah kelas jalan A, C, dan E menggunakan variasi kecepatan 40 km/jam dan 80 km/jam dengan variasi material berupa *Carbon Steel 1030 Normalized* dan *Aluminium Alloy 6061 T651*.

Berdasarkan hasil simulasi yang telah dilakukan didapatkan hasil bahwa semakin tinggi kecepatan *electric scooter*, semakin besar juga deformasi dan *equivalent stress* yang dihasilkan dari simulasi *random vibration*. Hasil deformasi paling besar didapat dari kelas jalan E dengan kecepatan 80 km/jam dengan material *aluminum alloy 6061 T6*. Untuk *equivalent stress*, angka terbesar berada pada penggunaan material *carbon steel 1030 normalized* pada kecepatan 80 km/jam di kelas jalan E. *Safety factor* juga menjadi pertimbangan dalam memilih material akhir yang akan digunakan. Pada simulasi ini, *safety factor* pada *swing arm* dengan *carbon steel 1030 normalized* memiliki nilai lebih dari satu untuk ketiga kelas jalan yang digunakan sedangkan dengan material *aluminium alloy 6061 T6*, *safety factor* berada di bawah angka satu untuk kelas jalan E yang menandakan adanya deformasi elastis pada *swing arm* di bawah pembebanan dinamis kelas jalan tersebut.

**Kata Kunci:** *Swing arm, static structural, modal analysis, Random Vibration, PSD*



# REDESIGN AND ANALYSIS OF DOUBLE-SIDED SWING ARM FOR ELECTRIC SCOOTER UNDER STATIC AND DYNAMIC LOAD WITH FINITE ELEMENT METHOD

**Student Name / NRP** : Gracia Novita Putri / 02111840000187  
**Department** : Teknik Mesin FTIRS-ITS  
**Academic Advisor** : Prof. Dr. Eng. Harus Laksana Guntur ST., M. Eng.

## ABSTRACT

*Swing arm is the main component of the rear suspension of the vehicle. This component serves to connect the rear wheels to the frame of the vehicle and make the suspension system more efficient. In this study, a redesign was carried out to modify the previously designed swingarm. In a static test conducted using the ANSYS R2 2021 software, it was found that the previous design had a safety factor of  $< 1$ . The swingarm redesign was carried out to increase the swingarm strength. Static loading begins with the static structural method to determine the equivalent stress and total deformation of the structure. After that, modal analysis is used to determine the natural frequency of the material. Dynamic loading is carried out with MATLAB Simulink to obtain the excitation force by the road surface with full modeling of the electric scooter.*

*The data obtained is a dynamic load in the form of Power Spectral Density (PSD). PSD is the input data used because it can represent road surface roughness based on the ISO 8680 standard. In this study, the road classes used were road classes A, C, and E using speed variations of 40 km/hour and 80 km/hour with material variations in the form of Carbon Steel 1030 Normalized and Aluminum Alloy 6061 T651.*

*Based on the simulation results that have been carried out, it is found that the higher the speed of the electric scooter, the greater the deformation and equivalent stress resulting from the random vibration simulation. The results of the largest deformation obtained from the road class E with a speed of 80 km / h with 6061 T6 aluminum alloy material. For equivalent stress, the largest number is in the use of normalized 1030 carbon steel material at a speed of 80 km / h on road class E. Safety factor is also a consideration in choosing the final material to be used. In this simulation, the safety factor on the swing arm with 1030 normalized carbon steel has a value of more than one for the three road classes used, while with the 6061 T6 aluminum alloy material, the safety factor is below one for the E road class which indicates elastic deformation. on the swing arm under the dynamic loading of the road class.*

**Keywords:** *Swing arm, static structural, modal analysis, Random Vibration, PSD*

## KATA PENGANTAR

Penyusunan laporan tugas akhir ini adalah salah satu syarat untuk menyelesaikan studi serta dalam rangka memperoleh gelar S1 Teknik Mesin ITS surabaya. Terselesaikanya Tugas Akhir ini tidak lepas dari bantuan berbagai pihak yang telah menemani Penulis sejak awal perkuliahan hingga penulisan Tugas Akhir ini. Pada kesempatan ini, Penulis ingin berterimakasih kepada

1. Keluarga Penulis, **Sahala Maruli Tua Simarmata, Juli Elektina Pardede, Keany Raymond Edesias, William Raynold Simarmata**, yang dengan sabar mendukung dan selalu menyemangati penulis semasa menjalani kuliah.
2. Prof. **Dr. Eng. Harus Laksana Guntur, S.T., M.Eng** selaku pembimbing Tugas Akhir Penulis yang telah memberikan ilmu, saran, dan motivasi dalam pengerjaan tugas akhir.
3. Ibu **Vivien Suphandani Djanali, S.T., ME., Ph. D.**, selaku dosen wali Penulis yang sudah memberikan banyak masukan selama berkuliah.
4. Teman-teman magang Penulis (**Shelly, Maricha, Nanda, Dimas, Rama, Mas Choirul**) yang menemani dan menyemangati Penulis dalam menjalani magang sekaligus penulisan Tugas Akhir.
5. Sahabat SMP Penulis, **Angela Ayu Natalia**, yang selalu berkembang bersama dan memberikan dukungan emosional kepada Penulis dalam menjalani masa perkuliahan dan penulisan Tugas Akhir.
6. Teman-teman Penulis, **Andina, Denyta, Nadiyah, Fadhilah, Fian** yang secara tidak langsung mendukung dan menemani Penulis dalam penulisan Tugas Akhir.
7. Teman-teman MEEV, **Otniel** dan **Sunu**, yang telah belajar dan berkembang selama setahun kepengurusan di Himpunan.
8. Seluruh keluarga besar M61 yang telah menemani Penulis selama menempuh pendidikan di Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS.
9. Seluruh dosen, karyawan, dan civitas akademika Departemen Teknik Mesin FT-IRS ITS, atas segala bantuan dan kerjasamanya selama masa perkuliahan.

Penulis menyadari bahwa tugas akhir ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun dari semua pihak demi kesempurnaan tugas akhir ini.

Surabaya, 28 Juli 2022

Penulis

## DAFTAR ISI

HALAMAN SAMPUL DEPAN .....	i
HALAMAN JUDUL .....	ii
LEMBAR PENGESAHAN .....	iv
APPROVAL SHEET .....	v
PERNYATAAN ORISINALITAS.....	vi
STATEMENT OF ORIGINALITY .....	vii
ABSTRAK.....	viii
KATA PENGANTAR .....	x
DAFTAR GAMBAR.....	xiv
DAFTAR TABEL .....	xvii
BAB I PENDAHULUAN .....	1
1.1.    Latar Belakang.....	1
1.2.    Rumusan Masalah.....	2
1.3.    Batasan Masalah .....	2
1.4.    Tujuan.....	2
1.5.    Manfaat Penelitian .....	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	3
2.1. <i>Swing arm</i> .....	3
2.2. <i>Multi Degree of Freedom</i> .....	5
2.3.    Penelitian Terdahulu.....	6
2.3.1. Penelitian Mengenai Analisis <i>Swingarm</i> .....	6
2.3.2. Penelitian Mengenai Perhitungan Pembebanan <i>Double Sided Swingarm</i> .....	9
2.3.3. Penelitian Mengenai Analisis Modal.....	12
2.3.4. Penelitian Mengenai <i>Random Vibration</i> dan Eksitasi Jalan.....	15
2.4.    Base Motion Vibration .....	17
2.5.    Konsep Tegangan dan Regangan .....	19
2.5.1. Tegangan Aksial dan Tegangan Geser .....	19
2.5.2. Von-Mises Stress .....	19
2.5.3. Konsep Regangan .....	20
2.5.4. Deformasi Struktur .....	20
2.6.    FEA (Finite Element Analysis) .....	21
2.7. <i>Meshing</i> .....	22
2.8.    Modal Analysis.....	22
2.9. <i>Power Spectral Density (PSD)</i> .....	23

2.10.	<i>Safety factor</i> dan Life Cycle .....	23
BAB III .....		25
METODOLOGI.....		25
3.1.	Diagram Alir Penelitian.....	25
3.2.	Penjelasan Tahap Penelitian .....	26
3.2.1.	Studi Literatur.....	26
3.2.2.	Pengumpulan Data yang Dibutuhkan .....	26
3.2.3.	Desain <i>Swingarm</i> VOLTA 302 .....	26
3.2.3.1.	Desain Awal .....	26
3.2.3.2.	Modifikasi.....	27
3.2.4.	<i>Meshing</i> .....	28
3.2.4.1.	Uji Konvergensi <i>Meshing</i> .....	29
3.2.5.	Spesifikasi Material .....	31
3.2.6.	Pengujian Pembebanan Statis.....	31
3.2.6.1.	Beban Statis pada <i>Swingarm</i> .....	32
3.2.6.2.	Solusi .....	33
3.2.7.	Modal Analysis.....	33
3.2.8.	Pengujian Dinamis.....	34
3.2.8.1.	<i>Random Vibration</i> .....	36
3.2.9.	<i>Assign Parameter</i> .....	39
3.2.10.	Kesimpulan.....	40
BAB IV .....		41
ANALISIS DAN PEMBAHASAN.....		41
4.1	Hasil Uji Kekuatan Struktur Statis .....	41
4.2	Modal Analysis.....	45
4.2.1	Frekuensi Natural <i>Swingarm</i> Model Awal .....	45
4.2.2	Frekuensi Natural <i>Swingarm</i> Model Modifikasi .....	45
4.3	Pengujian Dinamis.....	46
BAB V .....		64
KESIMPULAN DAN SARAN .....		64
5.1.	Kesimpulan.....	64
5.2	Saran .....	65
JADWAL KEGIATAN .....		66
DAFTAR PUSTAKA.....		67

BIODATA PENULIS.....69

## DAFTAR GAMBAR

<b>Gambar 2. 1</b> Jenis <i>Swing arm</i> .....	3
<b>Gambar 2. 2</b> Single-sided <i>swingarm</i> dan double-sided <i>swingarm</i> .....	4
<b>Gambar 2. 3</b> Kekurangan telescopic fork.....	4
<b>Gambar 2. 4</b> Alternatif telescopic fork.....	5
<b>Gambar 2. 5</b> Sistem multi DOF .....	5
<b>Gambar 2. 6</b> Desain <i>swingarm</i> (a) Model A (b) Model B (c) Model C (d) Model D ( <b>Ahmad Kholil, 2013</b> ) .....	7
<b>Gambar 2. 7</b> Von-mises Stress Model A, B, C, dan D ( <b>Ahmad Kholil, 2013</b> ).....	8
<b>Gambar 2. 8</b> Desain Modifikasi .....	8
<b>Gambar 2. 9</b> Von-mises Stress dan <i>Displacement</i> Maksimum pada Desain Modifikasi ( <b>Ahmad Kholil, 2013</b> ) .....	9
<b>Gambar 2. 10</b> Pembebanan pada <i>swing arm</i> .....	10
<b>Gambar 2. 11</b> <i>Equivalent stress</i> saat terjadi percepatan.....	10
<b>Gambar 2. 12</b> Pembebanan saat <i>cornering</i> .....	10
<b>Gambar 2. 13</b> <i>Equivalent stress</i> saat <i>cornering</i> .....	11
<b>Gambar 2. 14</b> (a) Stress pada lateral condition (b) Stress pada torsional condition .....	12
<b>Gambar 2. 15</b> Static Structural Model A (a) Von-Mises Stress (b) Deformation.....	13
<b>Gambar 2. 16</b> Static Structural Model B (a) Von-Mises Stress (b) Deformation.....	13
<b>Gambar 2. 17</b> Modus Getar Model A (a) Modus getar pertama (b) Modus getar kedua (c) Modus getar ketiga .....	14
<b>Gambar 2. 18</b> Modus Getar Model B (a) Modus getar pertama (b) Modus getar kedua (c) Modus getar ketiga .....	15
<b>Gambar 2. 19</b> Hasil Uji Statik (a) <i>Equivalent stress</i> AISI 1020 dan 1045 (b) Deformasi Material AISI 1045 (c) Deformasi Material AISI 1020 ( <b>Rasyid, 2021</b> ).....	16
<b>Gambar 2. 20</b> Hasil Analisa Modal (a) Deformasi pada Frekuensi Natural (b) Mode Shape dan Frekuensi Natural ( <b>Rasyid, 2021</b> ) .....	17
<b>Gambar 2. 21</b> Grafik PSD pada Variasi Kecepatan .....	17
<b>Gambar 2. 22</b> (a) Base Excitation (b) Base Excitation Free Body Diagram ( <b>Rao, 2011</b> ).....	18
<b>Gambar 2. 23</b> Grafik Hubungan (a) Amplitudo Ratio dengan Frequency Ratio (b) Phase Angle dengan Frequency Ratio ( <b>Rao, 2011</b> ).....	18
<b>Gambar 2. 24</b> Tegangan aksial dan tegangan geser .....	19
Gambar 2. 25 Stress-strain diagram .....	21
<b>Gambar 2. 26</b> Tipe-Tipe Elemen Hingga.....	22
<b>Gambar 2.27</b> Proses PSD .....	23
<b>Gambar 3. 1</b> Diagram Alir Penelitian .....	26
<b>Gambar 3. 2</b> Desain Awal <i>Swingarm</i> Double-Sided untuk <i>E-scooter</i> .....	27
<b>Gambar 3. 3</b> <i>Modifikasi</i> <i>Swingarm</i> untuk <i>E-scooter</i> .....	27
<b>Gambar 3. 4</b> Dimensi <i>Swingarm</i> (a) Tampak Depan (b) Tampak Atas.....	28
<b>Gambar 3. 5</b> Dimensi shaft (a) Tampak Atas (b) Tampak Samping.....	28
<b>Gambar 3. 6</b> <i>Orthogonal quality</i> dan <i>Skewness Mesh Metric Spectrum</i> .....	29
<b>Gambar 3. 7</b> Grafik <i>Meshing Size</i> terhadap <i>Equivalent stress</i> pada <i>Swingarm</i> Awal.....	30
<b>Gambar 3. 8</b> Grafik <i>Meshing Size</i> terhadap <i>Equivalent stress</i> pada <i>Swingarm</i> Modifikasi ...	30

<b>Gambar 3. 9</b> Diagram Batang dari <i>Meshing Quality</i> (a) <i>Skewness</i> Desain Awal (b) <i>Orthogonal quality</i> Desain Awal (c) <i>Skewness</i> Modifikasi (d) <i>Orthogonal quality</i> Modifikasi .....	31
<b>Gambar 3. 10</b> Diagram Alir Simulasi <i>Static Structural</i> .....	32
<b>Gambar 3. 11</b> <i>Free Body Diagram</i> Gaya pada <i>Swing arm</i> .....	33
<b>Gambar 3. 12</b> <i>Boundary condition</i> pada <i>Swing arm</i> .....	33
<b>Gambar 3. 13</b> Set-up Simulasi Analisis Modal .....	34
<b>Gambar 3. 14</b> Diagram Alir Simulasi Respon Dinamis .....	36
<b>Gambar 3. 15</b> Penurunan Model Dinamis <i>E-scooter</i> .....	37
<b>Gambar 3. 16</b> FBD ditinjau dari roda depan .....	37
<b>Gambar 3. 17</b> FBD ditinjau dari massa roda belakang .....	38
<b>Gambar 3. 18</b> FBD ditinjau dari massa kendaraan .....	38
<b>Gambar 3. 19</b> <i>Block Diagram E-Scooter</i> .....	39
<b>Gambar 3. 20</b> Input <i>Road Surface Block Diagram</i> .....	39
<b>Gambar 4. 1</b> <i>Swingarm</i> awal Aluminum Alloy 6061 T6 (a) von-Mises Stress (b) Deformation .....	42
<b>Gambar 4. 2</b> <i>Swingarm</i> awal Carbon Steel 1030 Normalized (a) von-Mises stress (b) Deformation .....	42
<b>Gambar 4. 3</b> <i>Swingarm</i> awal Aluminum Alloy 6061 T6 (a) von-Mises stress (b) Deformation .....	43
<b>Gambar 4. 4</b> <i>Swingarm</i> awal Carbon Steel 1030 Normalized (a) von-Mises stress (b) Deformation .....	44
<b>Gambar 4. 5</b> Perbandingan Antara Desain Awal dan Modifikasi (a) <i>Equivalent stress</i> (b) Deformasi .....	44
<b>Gambar 4. 6</b> Grafik Respon Acceleration <i>Unsprung mass</i> terhadap Waktu pada Pemodelan Penuh Kendaraan Kelas Jalan A (a) $v = 40$ km/jam (b) $v = 80$ km/jam .....	47
<b>Gambar 4. 7</b> Grafik FFT <i>E-scooter</i> pada Kelas Jalan A (a) $v = 40$ km/jam (b) $v = 80$ km/jam .....	47
<b>Gambar 4. 8</b> Grafik PSD Percepatan <i>E-scooter</i> pada Kelas Jalan A (a) $v = 40$ km/jam (b) $v = 80$ km/jam (c) Perbandingan Grafik PSD dengan Variasi Kecepatan .....	48
<b>Gambar 4. 9</b> Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> pada Model <i>Swingarm</i> Modifikasi pada Kecepatan 40 km/h Kelas Jalan A (a) <i>Equivalent stress</i> Aluminium Alloy 6061 T6 (b) Deformasi Aluminium Alloy 6061 T6 (c) <i>Equivalent stress</i> Carbon Steel 1030 Normalized (d) Deformasi Carbon Steel 1030 Normalized .....	49
<b>Gambar 4. 10</b> Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> pada Model <i>Swingarm</i> Modifikasi Carbon Steel 1030 Normalized pada Kecepatan 80 km/h Kelas Jalan A (a) <i>Equivalent stress</i> Aluminium Alloy 6061 T6 (b) Deformasi Aluminium Alloy 6061 T6 (c) <i>Equivalent stress</i> Carbon Steel 1030 Normalized (d) Deformasi Carbon Steel 1030 Normalized .....	50
<b>Gambar 4. 11</b> Grafik Respon Acceleration <i>Unsprung mass</i> terhadap Waktu pada Pemodelan Penuh Kendaraan Kelas Jalan C .....	51
<b>Gambar 4. 12</b> Grafik PSD Percepatan <i>E-scooter</i> pada Kelas Jalan C (a) $v = 40$ km/jam (b) $v = 80$ km/jam (c) Perbandingan Grafik PSD dengan Variasi Kecepatan .....	52
<b>Gambar 4. 13</b> Grafik PSD Percepatan <i>E-scooter</i> pada Kelas Jalan C (a) $v = 40$ km/jam (b) $v = 80$ km/jam (c) Perbandingan Grafik PSD dengan Variasi Kecepatan .....	52
<b>Gambar 4. 14</b> Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> pada Model <i>Swingarm</i> Modifikasi pada Kecepatan 40 km/h Kelas Jalan C (a) <i>Equivalent stress</i> Aluminium Alloy 6061 T6 (b)	

Deformasi Aluminium Alloy 6061 T6 (c) <i>Equivalent stress</i> Carbon Steel 1030 Normalized (d) Deformasi Carbon Steel 1030 Normalized.....	54
<b>Gambar 4. 15</b> Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> pada Model <i>Swingarm</i> Modifikasi pada Kecepatan 80 km/h Kelas Jalan C (a) <i>Equivalent stress</i> Aluminium Alloy 6061 T6 (b) Deformasi Aluminium Alloy 6061 T6 (c) <i>Equivalent stress</i> Carbon Steel 1030 Normalized (d) Deformasi Carbon Steel 1030 Normalized.....	55
<b>Gambar 4. 16</b> Grafik Respon Percepatan <i>Unsprung mass</i> terhadap Waktu pada Pemodelan Penuh Kendaraan Kelas Jalan E (a) $v = 40$ km/jam (b) $v = 80$ km/jam .....	56
<b>Gambar 4. 17</b> Grafik FFT <i>E-scooter</i> pada Kelas Jalan E (a) $v = 40$ km/jam (b) $v = 80$ km/jam (c) Grafik FFT Keseluruhan .....	57
<b>Gambar 4. 18</b> Grafik PSD Percepatan <i>E-scooter</i> pada Kelas Jalan E (a) $v = 40$ km/jam (b) $v$ $= 80$ km/jam (c) Perbandingan Grafik PSD dengan Variasi Kecepatan.....	57
<b>Gambar 4. 19</b> Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> pada Model <i>Swingarm</i> Modifikasi pada Kecepatan 40 km/h Kelas Jalan E (a) <i>Equivalent stress</i> Aluminium Alloy 6061 T6 (b) Deformasi Aluminium Alloy 6061 T6 (c) <i>Equivalent stress</i> Carbon Steel 1030 Normalized (d) Deformasi Carbon Steel 1030 Normalized.....	58
<b>Gambar 4. 20</b> Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> pada Model <i>Swingarm</i> Modifikasi pada Kecepatan 80 km/h Kelas Jalan E (a) <i>Equivalent stress</i> Aluminium Alloy 6061 T6 (b) Deformasi Aluminium Alloy 6061 T6 (c) <i>Equivalent stress</i> Carbon Steel 1030 Normalized (d) Deformasi Carbon Steel 1030 Normalized.....	59
<b>Gambar 4. 21</b> Grafik Deformasi <i>Swingarm Modifikasi pada Kelas Jalan A</i> .....	60
<b>Gambar 4. 22</b> <i>Equivalent stress Swingarm Model Awal dan Modifikasi pada Kelas Jalan A61</i>	61
<b>Gambar 4. 23</b> <i>Deformasi Swingarm Model Modifikasi pada Kelas Jalan C</i> .....	61
<b>Gambar 4. 24</b> <i>Deformasi Swingarm Model Modifikasi pada Kelas Jalan C</i> .....	61
<b>Gambar 4. 25</b> <i>Deformasi Swingarm Modifikasi pada Kelas Jalan E</i> .....	62
<b>Gambar 4. 26</b> <i>Equivalent stress Swingarm Modifikasi pada Kelas Jalan E</i> .....	62



## DAFTAR TABEL

<b>Tabel 2. 1</b> Spesifikasi Material Carbon Steel SA-691 .....	6
<b>Tabel 2. 2</b> Spesifikasi Material Aluminium Alloy 6061 T6 .....	8
<b>Tabel 2. 3</b> Perbandingan Mechanical Properties Material.....	9
<b>Tabel 2. 4</b> Perbandingan Nilai Eigen Model A dan Model B.....	15
<b>Tabel 3. 1</b> Hasil Uji Konvergensi <i>Meshing Swing arm</i> Awal.....	29
<b>Tabel 3. 2</b> Hasil Uji Konvergensi <i>Meshing</i> Modifikasi <i>Swing arm</i> .....	29
<b>Tabel 3. 3</b> Spesifikasi Material .....	31
<b>Tabel 3. 4</b> Road Profile ISO 8680.....	40
<b>Tabel 3. 5</b> Parameter Pengujian <i>Random Vibration</i> .....	40
<b>Tabel 3. 6</b> Variasi Kecepatan.....	40
<b>Tabel 4. 1</b> <i>Safety factor</i> untuk Model Awal dan Modifikasi.....	44
<b>Tabel 4. 2</b> Tabel <i>Mode Shape</i> Model Awal .....	45
<b>Tabel 4. 3</b> Tabel <i>Mode Shape</i> Model Modifikasi .....	45
<b>Tabel 4. 4</b> Deformasi dan <i>Equivalent stress</i> pada Kelas Jalan A.....	50
<b>Tabel 4. 5</b> Deformasi dan <i>Equivalent stress</i> pada Kelas Jalan C.....	55
<b>Tabel 4. 6</b> Deformasi dan <i>Equivalent stress</i> pada Kelas Jalan E.....	60
<b>Tabel 4.7</b> <i>Safety factor</i> .....	63



# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1. Latar Belakang

*Swingarm* atau disebut *swing fork* atau *pivoted fork* adalah komponen utama sistem suspensi pada *electric scooter*. Komponen ini menghubungkan roda belakang *electric scooter* ke chassis dan mengatur respon yang diberikan ketika roda belakang mengalami kontak dengan permukaan jalan. Pemodelan *swingarm* akan berpengaruh pada respon statis-dinamis dan pemilihan material akan berpengaruh pada massa *swing arm*. Kekuatan, massa, dan kekakuan adalah faktor krusial dari desain *swingarm*. *Swingarm* harus cukup kuat untuk menerima beban dari beban kendaraan dan cukup kaku untuk mempertahankan dan meningkatkan stabilitas dari *swingarm*.

Tugas Akhir ini mengambil desain referensi dari penelitian Pradhana Rizki Wibowo dengan judul “Pemodelan dan Analisis Karakteristik Dinamis Regenerative *Swing arm* pada Scooter”. *Regenerative swing arm* yang didesain pada penelitian ini dipasangkan *spur gear* untuk mengubah energi getaran yang terbuang pada sistem suspensi kendaraan menjadi energi listrik. Penelitian tersebut hanya menganalisis karakteristik dinamis. Ketika dilakukan analisis statis, ditemukan bahwa desain dari penelitian itu tidak kuat untuk menahan pembebanan dari kendaraan dan pengendara. Fokus dari Tugas Akhir ini.

**Powar** (2016) memodifikasi *swing arm* motor 150 cc dengan memodifikasi material, modifikasi topologi dan validasi menggunakan metode elemen hingga. Tujuan dari penelitian ini adalah mengurangi massa dari komponen tanpa mengganggu stabilitas dan kekuatan dari *swing arm* itu sendiri. Variasi material yang digunakan adalah AISI 1001 dan Al 7075. **Abdullah** (2018) melakukan penelitian terhadap *swing arm* Honda RC213V. Material yang digunakan adalah aluminium alloy 7076 T6 digunakan dalam penelitian ini karena sifat machinability yang baik dan rasio kekuatan terhadap berat yang tinggi. Metode elemen hingga digunakan untuk mengetahui efek pembebanan statis pada *swing arm*. Setelah itu, digunakan shape optimisation untuk mengurangi massa *swing arm*. Hasil yang didapatkan di akhir penelitian adalah reduksi massa serta maximum stress dan maximum *displacement* yang masih ada pada batas aman.

**Kholil** (2013) menganalisis dinamika struktur *swing arm* sepeda motor jenis suspensi monoshock menggunakan metode elemen hingga. Material yang digunakan dalam penelitian ini adalah Aluminium Alloy 6061. Setelah melakukan analisis static untuk memastikan bahwa *swing arm* tetap kuat ketika diberikan pembebanan dari kendaraan dan pengendara, dilakukan analisis dinamik. Analisis yang digunakan adalah harmonic response analysis dengan *output* Frequency Response Function (FRF) dari keempat model yang telah didesain. Setelah dilakukan analisis dinamik, *swing arm* mengalami penurunan tegangan Von-Mises dan *displacement* yang cukup besar dari desain sebelumnya.

Fokus dari tugas akhir ini adalah pemodelan Kembali desain *swing arm* untuk sistem *regenerative swing arm* penelitian sebelumnya dan memastikan respon analisis statis-dinamis nya masih berada pada batas aman. Variasi yang digunakan pada penelitian ini adalah variasi material, kecepatan kendaraan, dan profil jalan. Variasi material yang digunakan adalah Carbon Steel 1030 Normalized dan Aluminum Alloy 6061 T651. Variasi kecepatan yang digunakan adalah 20 km/jam dan 80 km/jam dengan profil jalan mengacu pada ISO 8680.

## 1.2. Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang tersebut, maka permasalahan yang akan dikaji dalam penelitian ini adalah sebagai berikut

1. Bagaimana proses desain dan modifikasi *swingarm* pada *e-scooter* Volta 302?
2. Bagaimana pengaruh pembebanan statis pada *swing arm* terhadap deformasi dan tegangan?
3. Bagaimana pengaruh pembebanan dinamis pada desain *swing arm* terhadap deformasi dan tegangan?
4. Apa jenis material yang tepat untuk *swing arm e-scooter*?

## 1.3. Batasan Masalah

Agar penelitian tetap terfokus pada rumusan masalah, maka batasan masalah yang ditetapkan pada penelitian ini adalah

1. Pembebanan statis yang diberikan pada *swing arm* adalah massa *e-scooter* Volta 302, beban pengendara, dan beban penumpang.
2. Pembebanan dinamis yang diberikan merupakan beban eksitasi sinusoidal dan *random* dari profile jalan.
3. Variasi material yang digunakan adalah Carbon Steel 1030 Normalized dan Aluminum Alloy 6061 T651.
4. Koefisien redam ban diabaikan.
5. Koefisien redam suspensi diabaikan dalam perhitungan beban statis.
6. *Swingarm* menahan pembebanan arah vertikal dan horizontal.
7. Kecepatan maksimum *E-scooter* adalah 80 km/jam atau 93,72 rad/detik
8. Pemodelan 3D dari dibuat dengan software Solidworks 2020.
9. Simulasi statis dan dinamis menggunakan software ANSYS Workbench R2 2021.

## 1.4. Tujuan

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah

1. Merancang kembali *swing arm e-scooter* dengan stress yang lebih rendah dari desain sebelumnya.
2. Mengetahui pengaruh pembebanan statis pada *swing arm e-scooter* deformasi dan tegangan yang dihasilkan.
3. Mengetahui pengaruh pembebanan dinamis pada desain *swing arm e-scooter* terhadap deformasi dan tegangan yang dihasilkan.
4. Mengetahui material yang tepat untuk *swingarm e-scooter*.

## 1.5. Manfaat Penelitian

Manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut

1. Mengetahui respon statis dan dinamis yang didapat dengan perubahan dimensi dan material *swing arm*
2. Meningkatkan efisiensi dari penelitian sebelumnya.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

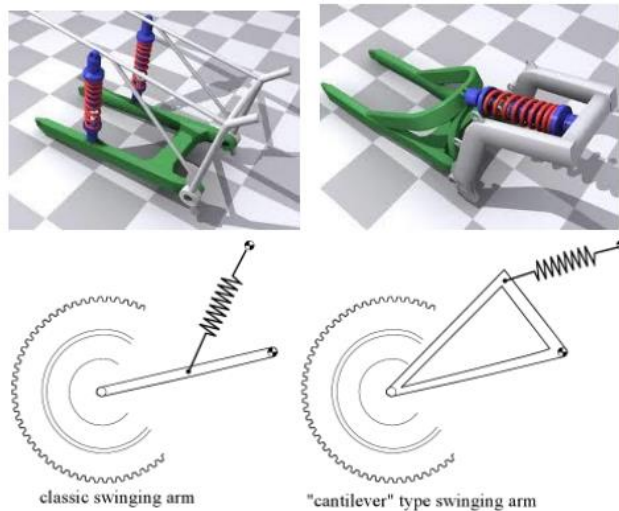
### 2.1. *Swing arm*

*Swing arm* merupakan komponen utama dari suspensi belakang kendaraan. Komponen ini berfungsi untuk menyambungkan roda belakang ke frame dari kendaraan dan membuat sistem suspensi lebih efisien. *Swing arm* memberikan support pada rear axle sambil berputar secara vertikal untuk memungkinkan penyerapan *road shock*. *Swing arm* memiliki peran vital dalam menyebabkan kenyamanan berkendara dari pengemudi dan berbagai pengembangan pun dilakukan agar *swing arm* menjadi lebih ringan, kuat, dan murah.

#### 2.1.1. *Rear Swing arm*

Terdapat beberapa model *swing arm* yang beredar di pasaran antara lain *swinging fork* dan *cantilever*. *Swinging fork* adalah desain *swing arm* yang terdiri dari sepasang pipa parallel yang menahan poros belakang di satu ujung sambil berputar di ujung lainnya. Sepasang *shock absorber* dipasang pada frame dan sebelum *axle* bagian belakang.

Tidak jauh berbeda dengan *swinging fork*, jenis *cantilever* adalah perpanjangan dari jenis *swinging fork* yang memanfaatkan *triangular frame*. Variasi ini menempatkan shock absorber di bagian depan *swing arm*. Kedua desain ini mempermudah sistem untuk mendapatkan *stiffness* yang diinginkan. *Stiffness* akan berpengaruh pada stabilitas kendaraan.



**Gambar 2. 1** Jenis *Swing arm*

*Swing arm* juga dapat dibedakan menjadi *single-sided* dan *double-sided swing arm*. *Double-sided* menahan roda belakang dengan kedua sisi porosnya, sedangkan *single-sided swing arm* yang terletak sepanjang satu sisi roda belakang saja, memungkinkan untuk dipasangkan untuk roda mobil.

*Single-sided swing arm* memudahkan dalam segi perawatan dan memungkinkan melepas roda belakang dengan lebih cepat namun material yang digunakan harus lebih kuat dan dimensi harus lebih besar karena stress yang diterima akan lebih besar. Penggunaan *single-sided swing arm* banyak ditemukan pada motor racing. *Double-sided swing arm* memiliki keuntungan dalam segi harga karena desainnya yang cenderung lebih sederhana dan simetris. Kekurangan dari desain ini adalah pelepasan ban dari *swing arm* tidak semudah dengan *single-sided swing arm*.

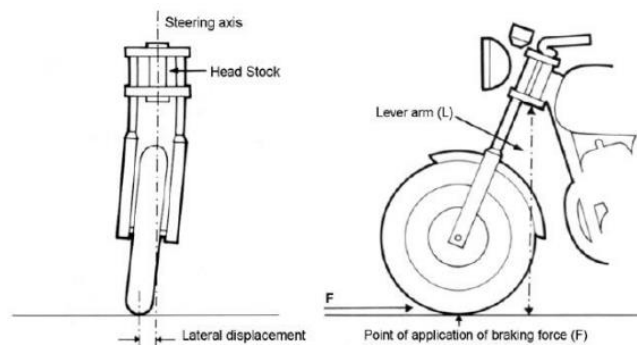


**Gambar 2. 2** Single-sided *swingarm* dan double-sided *swingarm*

### 2.1.2. Front *Swing arm*

Suspensi depan konvensional terdiri dari telescopic fork dan *damper/shock absorber*. Dengan desainnya yang tubular dan panjang, telescopic fork memiliki beberapa kekurangan dalam strukturnya

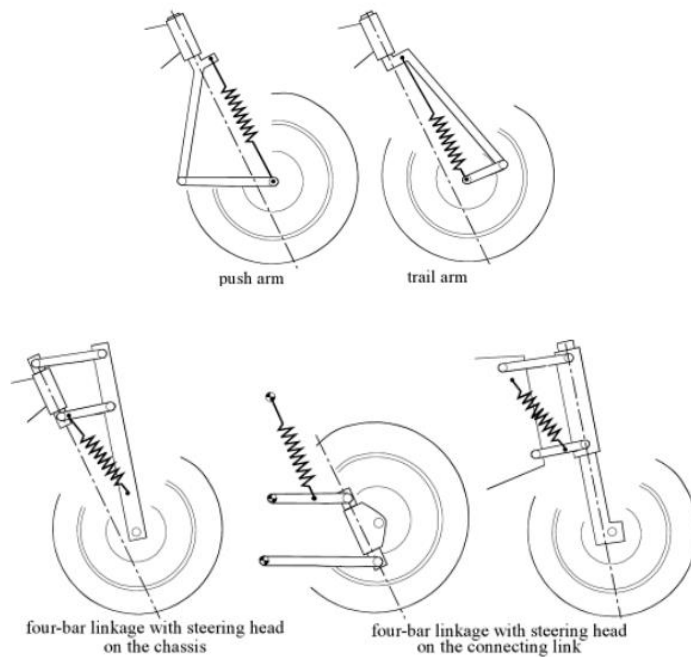
- Lateral flex  
Jalan yang tidak rata dapat menyebabkan perpindahan lateral dan lengan tuas yang panjang menyebabkan *bending* pada bagian *fork leg* dan *steering head*
- Nosedive  
Telescopic fork akan berdefomasi akibat mass transfer ketika pengereman terjadi
- Stiction  
Akibat dari gesekan slider, telescopic fork cenderung memiliki respon yang buruk terhadap road profile yang tidak rata.



**Gambar 2. 3** Kekurangan telescopic fork

Beberapa alternatif untuk menjawab kekurangan dari telescopic fork, di antaranya adalah

- Push arm
- Trailing arm
- Four-bar linkage



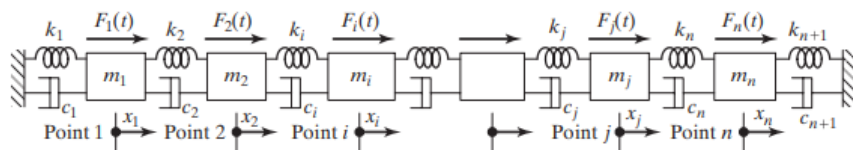
**Gambar 2. 4** Alternatif telescopic fork

Beberapa keuntungan yang didapatkan dengan alternatif di atas adalah

- Kekakuan yang lebih tinggi
- Bending yang dihasilkan oleh strut tidak sebesar penggunaan telescopic fork
- Lebih ringan

**2.2. Multi Degree of Freedom**

Jumlah minimum dari koordinat bebas yang dibutuhkan untuk menentukan posisi dari semua bagian pada sistem pada satu waktu adalah definisi dari jumlah DOF (*degree of freedom*). Sistem multi degree of freedom (multi DOF) adalah sistem yang membutuhkan dua atau lebih koordinat untuk menggambarkan gerakannya. Equation of motion untuk tiap DOF dapat diturunkan dari hukum kedua Newton atau Lagrange's Equation.



**Gambar 2. 5** Sistem multi DOF

Aplikasi dari Hukum Kedua Newton untuk skema di atas adalah

$$m_i \ddot{x}_i = -k_i (x_i - x_{i-1}) + k_{i+1} (x_{i+1} - x_i) - c_i (\dot{x}_i - \dot{x}_{i-1}) + c_{i+1} (\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) + F_i \tag{2.1}$$

Persamaan gerak dari masing masing massa yang ditinjau adalah sebagai berikut

$$m_i \ddot{x}_i - c_i \dot{x}_{i-1} + (c_i + c_{i+1}) \dot{x}_i - c_{i+1} \dot{x}_{i+1} - k_i x_{i-1} + (k_i + k_{i+1}) x_i - k_{i+1} x_{i+1} = F_i \tag{2.2}$$

Di mana  $c = 2, 3, 4, \dots (n-1)$

Untuk persamaan gerak massa  $m_1$  dan  $m_n$  adalah

$$m_1 \ddot{x}_1 + (c_1 + c_2) \dot{x}_1 - c_2 \dot{x}_2 + (k_1 + k_2) x_1 - k_2 x_2 = F_1 \tag{2.3}$$

$$m_n \ddot{x}_n - c_n \dot{x}_{n-1} + (c_n + c_{n+1}) \dot{x}_n - k_n x_{n-1} + (k_n + k_{n+1}) x_n = F_n \tag{2.4}$$

di mana  $[m]$ ,  $[c]$ , dan  $[k]$  adalah massa, redaman, *stiffness* dan dimodelkan dengan

$$m1\ddot{x}1 + [c]\dot{x} + [k]x = F \quad (2.5)$$

$$[m] = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 & \dots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & 0 & m_n \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} (c_1 + c_2) & -c_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -c_2 & (c_2 + c_3) & -c_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -c_3 & (c_3 + c_4) & \dots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_n & (c_n + c_{n+1}) \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

$$[k] = \begin{bmatrix} (k_1 + k_2) & -k_2 & 0 & \dots & 0 & 0 \\ -k_2 & (k_2 + k_3) & -k_3 & \dots & 0 & 0 \\ 0 & -k_3 & (k_3 + k_4) & \dots & 0 & 0 \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ \cdot & \cdot & \cdot & \dots & \cdot & \cdot \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -k_n & (k_n + k_{n+1}) \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

$x$ ,  $\dot{x}$ ,  $\ddot{x}$ , dan  $F$  adalah *displacement*, kecepatan, percepatan, dan gaya dimodelkan dengan

$$\vec{x} = \begin{Bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ x_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \dot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ \dot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \ddot{\vec{x}} = \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1(t) \\ \ddot{x}_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ \ddot{x}_n(t) \end{Bmatrix}, \quad \vec{F} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \cdot \\ \cdot \\ F_n(t) \end{Bmatrix} \quad (2.9)$$

### 2.3. Penelitian Terdahulu

#### 2.3.1. Penelitian Mengenai Analisis *Swingarm*

Penelitian pertama yang diambil sebagai referensi dalam tugas akhir ini adalah penelitian Ahmad Kholil pada tahun 2015 dengan judul “Analisis Dinamika struktur *Swing arm* Sepeda Motor Jenis Suspensi Monoshock Menggunakan Metode Elemen Hingga”. Pada penelitian ini, digunakan empat model *swing arm*. Data yang didapatkan dari analisis statik adalah nilai *displacement* dan tegangan von-Mises maksimum. Normal modes memperoleh hasil frekuensi natural. Setelah itu, dilakukan modifikasi desain untuk memperoleh model modifikasi.

Material yang digunakan pada desain awal adalah carbon steel SA-691 dengan spesifikasi sebagai berikut

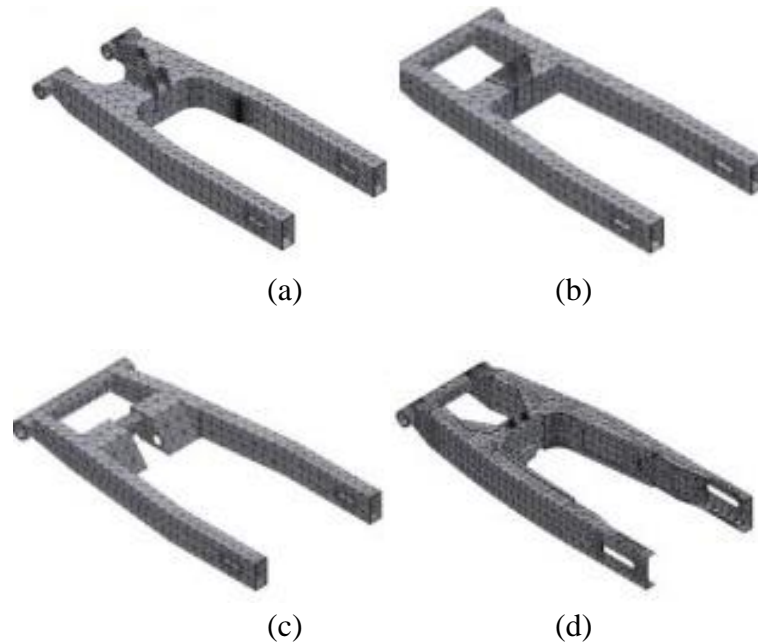
**Tabel 2. 1** Spesifikasi Material Carbon Steel SA-691

Keterangan	Data
Modulus Young	2,e+005 Mpa
Rasio Poisson	0,29
Massa Jenis	7,87e-6 kg/mm <sup>3</sup>



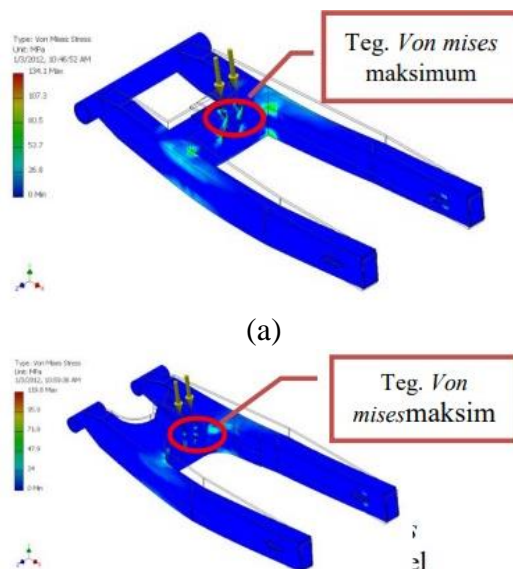
Tensile Yield Strength	350,0 Mpa
Tensile Ultimate Strength	420,0 Mpa

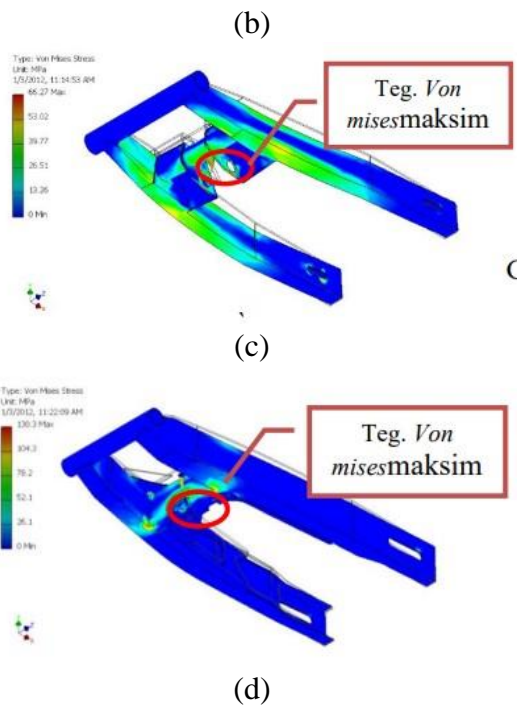
Dilakukan *meshing* teradap 4 model swin arm seperti gambar berikut



**Gambar 2. 6** Desain *swingarm* (a) Model A (b) Model B (c) Model C (d) Model D (Ahmad Kholil, 2015)

Beban yang digunakan adalah beban kendaraan berpenumpang maksimum yang terletak pada penahan shockbreaker. Constraint menggunakan jenis pin dan analisis gaya pada daerah constraint adalah 2869 N. Dari analisis static, didapatkan tegangan maksimum yang terjadi pada *swing arm* dinyatakan dalam batas aman. Von-Mises maksimum terbesar terjadi pada model A adalah 134,135 MPa dengan *displacement* sebesar 0,268569 mm. Tegangan von-Mises terendah terdapat pada model C dengan besar tegangan von-Mises maksimum sebesar 66,2734 MPa dan jarak perubahan bentuk sebesar 0,313157 mm. Pada model D, terjadi perubahan respon dinamik paling baik sehingga dilakukan modifikasi pada desain D.





**Gambar 2. 7** Von-mises Stress Model A, B, C, dan D (Ahmad Kholil, 2015)

Setelah itu ditentukan data material modifikasi desain dengan spesifikasi sebagai berikut

**Tabel 2. 2** Spesifikasi Material Aluminium Alloy 6061 T6

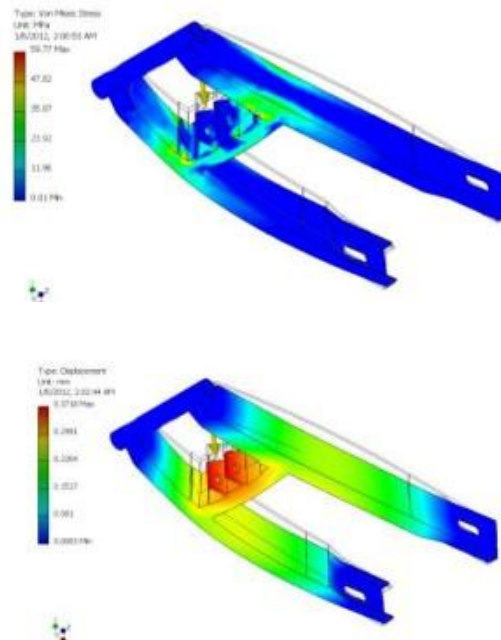
Keterangan	Data
Modulus Young	68,9 GPa
Rasio Poisson	0,33
Massa Jenis	2,71e-6 kg/mm <sup>3</sup>
Tensile Yield Strength	275 MPa
Tensile Ultimate Strength	310 MPa

Geometri dan *meshing* dari desain modifikasi adalah sebagai berikut



**Gambar 2. 8** Desain Modifikasi

Dari analisis statik yang dilakukan, didapatkan tegangan von-Mises maksimum sebesar 59,7724 MPa dan *displacement* maksimum sebesar 0,371816 mm.



**Gambar 2. 9** Von-Mises Stress dan *Displacement* Maksimum pada Desain Modifikasi (Ahmad Kholil, 2015)

### 2.3.2. Penelitian Mengenai Perhitungan Pembebanan *Double Sided Swingarm*

Pada penelitian ini, Powar memodifikasi *swing arm* motor 150 cc dengan memodifikasi material, modifikasi topologi dan validasi menggunakan metode elemen hingga. Tujuan dari penelitian ini adalah mengurangi massa dari komponen tanpa mengganggu stabilitas dan kekuatan dari *swing arm* itu sendiri. Material yang digunakan pada desain awal adalah AISI 1010. Pada modifikasi desain, material yang digunakan adalah Al 7075. Material ini dipilih untuk meningkatkan kekuatan dari *swing arm* dengan tetap memerhatikan berat dari material. *Mechanical properties* dari kedua material ini adalah sebagai berikut

**Tabel 2. 3** Perbandingan *Mechanical Properties* Material

Sr. No	Property	AISI 1010	Al 7075
1	Tensile strength (MPa)	365	510
2	Yield Strength (MPa)	305	434
3	Elastic modulus (GPa)	210	72
4	Poisson's ratio	0.3	0.33
5	BHN	105	60

Penelitian ini menggunakan dua kondisi: *braking* condition dan *cornering* condition. Dengan massa kendaraan sebesar 143 kg dan massa penumpang adalah 75 kg, maka total dari keseluruhan kendaraan dan penumpang adalah 293 kg. Pada kebanyakan kendaraan roda dua, distribusi massa pada bagian belakang adalah 58 – 65%. Pada penelitian Powar, distribusi beban yang diambil adalah 60%. Pada kondisi *braking*, beban bersih dapat dikalkulasikan sebagai berikut

$$L_s = [m + 2mp]x 0.6(1) = 193.8 \text{ kg} \quad (2.10)$$

Beban sebesar 193.8 kg akan didistribusikan secara rata pada kedua beam *swingarm*. Beban akan diletakan pada sudut 53°. Beban ini akan dibagi menjadi dua: beban vertical dan horizontal.

$$L_v = L_s \sin \theta_s \quad (2.11)$$

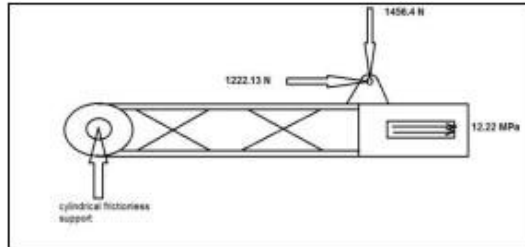
$$L_v = 193.8 \times \sin 53^\circ$$

$$L_v = 1456.4 \text{ N}$$

$$L_h = L_s \cos \theta_s$$

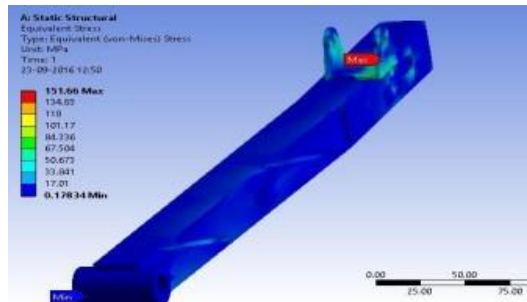
$$L_h = 193.8 \times \cos 53^\circ$$

$$L_h = 1222.13 \text{ N}$$
(2.12)



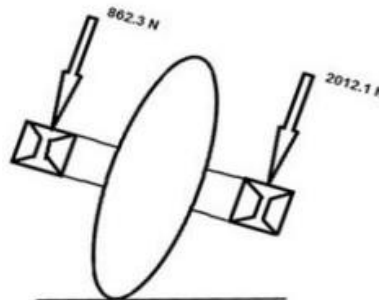
**Gambar 2. 10** Pembebanan pada *swing arm*

Kondisi pertama adalah ketika percepatan maksimal dengan *vertical load* sebesar 1456.4 N dan *horizontal load* sebesar 1222.13 N. Dengan luas penampang yang terkena gaya percepatan adalah 22 mm<sup>2</sup> maka tekanan yang didapatkan adalah 12.22 MPa untuk beam yang telah dimodifikasi. Untuk kondisi ini, stress yang dihasilkan pada beam sebelum dimodifikasi adalah 186.32 MPa sedangkan setelah modifikasi turun menjadi 151.66 MPa.

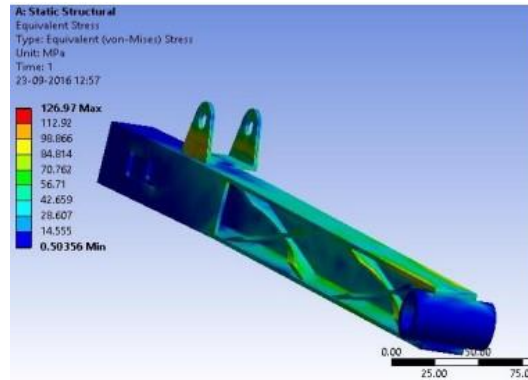


**Gambar 2. 11** *Equivalent stress* saat terjadi percepatan

Berdasarkan distribusi stress pada *swing arm* awal, geometri dari *swing arm* pada penelitian ini dimodifikasi dengan membuat rongga persegi panjang. Dengan pembuatan rongga, massa dari hasil modifikasi turun sebesar 1.396 kg dari 3 kg menjadi 1.604 kg. Kondisi kedua memiliki kemiripan dengan kondisi pertama namun kondisi ini disebabkan oleh *braking* yang akan menghasilkan tekanan yang arahnya berkebalikan. Stress yang dihasilkan adalah 102.8 MPa dengan *factor of safety* 4.2.



**Gambar 2. 12** Pembebanan saat *cornering*



**Gambar 2. 13** *Equivalent stress* saat *cornering*

Pada saat *cornering*, diasumsikan bahwa 20% lebih banyak beban ditransfer ke sisi dalam selama *cornering* sehingga sisi dalam beam akan memiliki 70% lebih banyak massa total dan sisanya 30% berada di sisi luar beam. Jika sudut *cornering* diasumsikan  $40^\circ$  dan gaya dibagi menjadi gaya horizontal dan vertical.

$$F_{max} = 0.7 \times 293 \times 9.81 \quad (2.13)$$

$$F_{max} = 2012.1 \text{ N}$$

Untuk komponen horizontal:

$$F_{iH} = F_{max} \cos \theta \quad (2.14)$$

$$F_{iH} = 2012.1 \cos 40$$

$$F_{iH} = 1541.35 \text{ N}$$

$$F_{oH} = F_{min} \cos \theta \quad (2.15)$$

$$F_{oH} = 862.1 \cos 40$$

$$F_{oH} = 660.4 \text{ N}$$

Untuk komponen vertical:

$$F_{iV} = F_{max} \sin \theta \quad (2.16)$$

$$F_{iV} = 2012.1 \sin 40$$

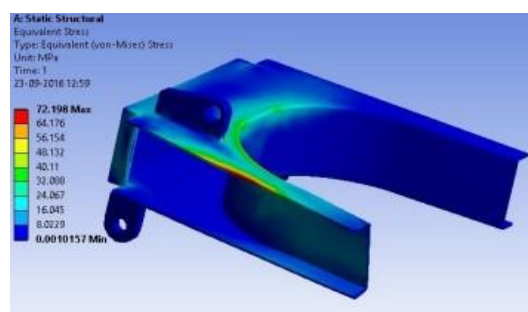
$$F_{iV} = 1293.35 \text{ N}$$

$$F_{oV} = F_{min} \sin \theta \quad (2.17)$$

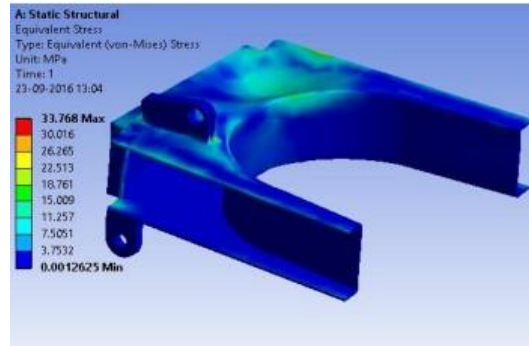
$$F_{oV} = 862.1 \sin 40$$

$$F_{oV} = 554.15 \text{ N}$$

Ditemukan bahwa *equivalent stress* pada sisi dalam beam untuk kondisi *cornering* sebesar 126.97 MPa dan maksimum principal stress sebesar 134.9 MPa. Untuk beam sebelum modifikasi, *equivalent stress* sebesar 152.18 MPa dan *factor of safety* sebesar 3.13.



(a)



(b)

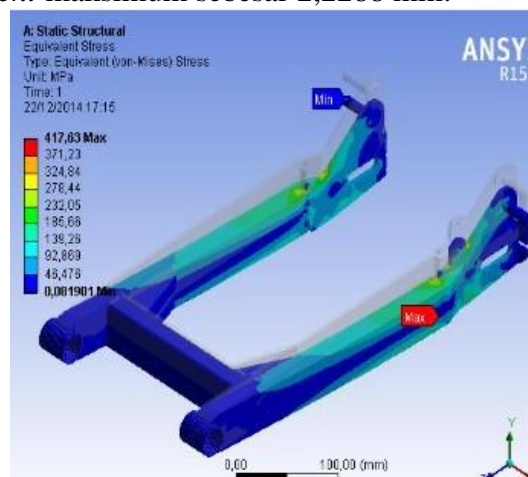
**Gambar 2. 14** (a) Stress pada lateral condition (b) Stress pada torsional condition

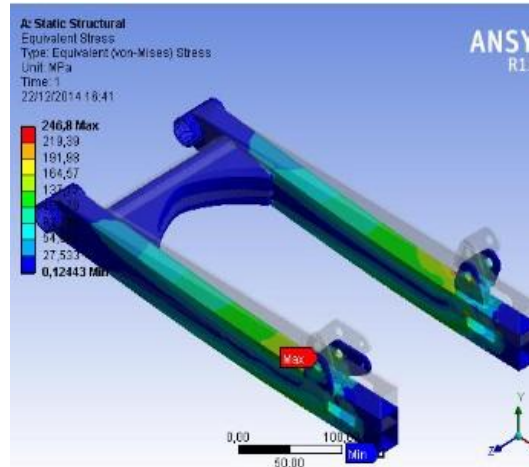
Tegangan ekuivalen maksimum adalah 72,2 MPa dan 33,768 MPa pada komponen horizontal dan vertikal menggunakan Al 7075 dan deformasi maksimum sebesar 0,219 mm dan 0,0157 mm. Komponen horizontal memengaruhi ketidakseimbangan lateral dan komponen vertikal bertindak sebagai ketidakseimbangan torsional.

### 2.3.3. Penelitian Mengenai Analisis Modal

Penelitian lainnya yang diambil sebagai referensi adalah “Analisis Karakteristik Getaran Struktur Lengan Ayun Sepeda Motor Jenis Suspensi Twinshock Menggunakan Metode Elemen Hingga dan Eksperimental” dari Ahmad Kholil (2015). Dalam penelitian ini, peneliti membandingkan beberapa *swing arm* jenis twinshock dengan cara menganalisis menggunakan analisis static dan analisis dinamika struktur.

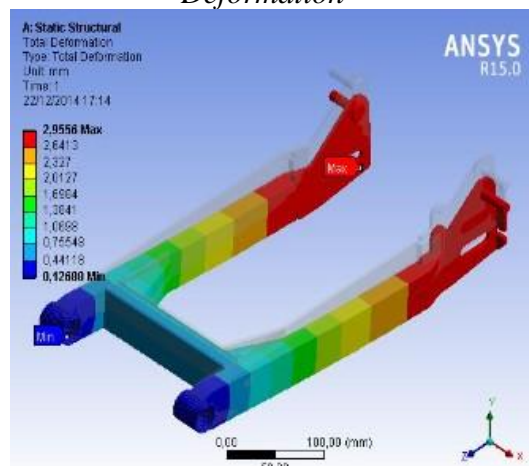
Untuk analisis statik, didapatkan tegangan von-Mises terbesar terjadi pada *swing arm* sepeda motor model A yaitu 417,63 MPa sedangkan nilai tegangan von-Mise pada *swingarm* model B sebesar 246,8 MPa. Untuk deformasi, dari masing-masing model *swing arm* sepeda motor, *displacement* terbesar terjadi pada *swing arm* model A yaitu 2,9556 mm dan model B mengalami *displacement* maksimum sebesar 2,2288 mm.



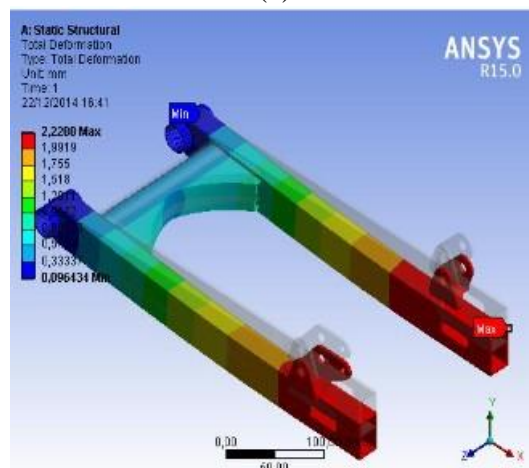


(b)

**Gambar 2. 15** *Static Structural Model A* (a) von-Mises Stress (b) Deformation



(a)



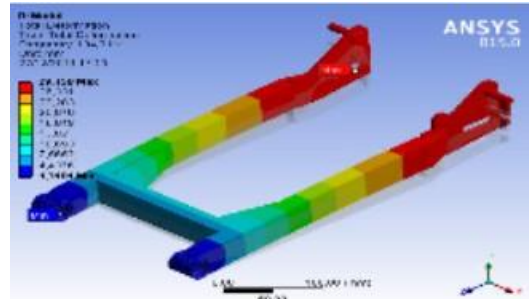
(b)

**Gambar 2. 16** *Static Structural Model B* (a) von-Mises Stress (b) Deformation

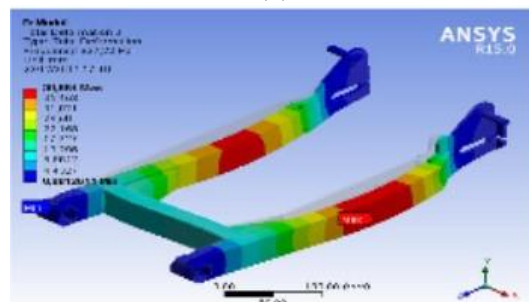
Analisis dinamika struktur yang dilakukan pada model *swing arm* sepeda motor menggunakan analisis normal modes dan respon frekuensi. Dengan melakukan analisis modal akan diperoleh frekuensi natural dari struktur utamanya. Untuk menentukan grafik FRF (*Frequency Response Function*) maka

hasil analisis normal modes/Eigenvalue dari kedua model akan dijadikan acuan untuk melakukan analisa respon frekuensi modal.

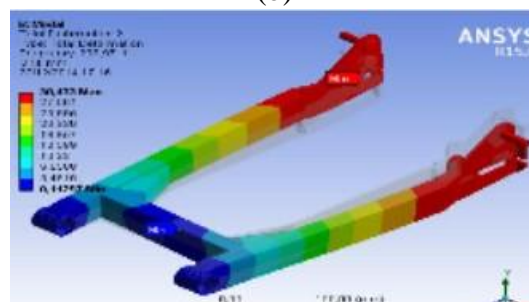
Grafik FRF merupakan grafik yang diambil dari fungsi respon suatu modal yang didasarkan pada fungsi eksitasi yang diberikan pada bagian struktur utama. Fungsi eksitasi yang diberikan berupa RPM dari nilai daya maksimum mesin. Hasil analisis dinamika struktur terbagi menjadi dua: Normal Modes dan analisis FRF.



(a)

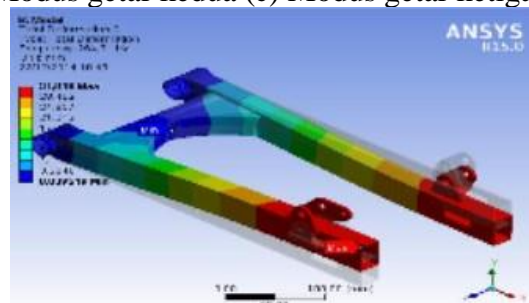


(b)



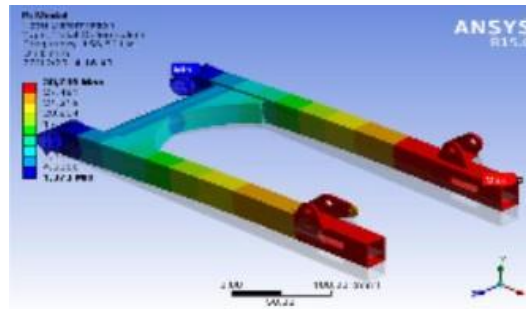
(c)

**Gambar 2.17** Modus Getar Model A (a) Modus getar pertama (b) Modus getar kedua (c) Modus getar ketiga

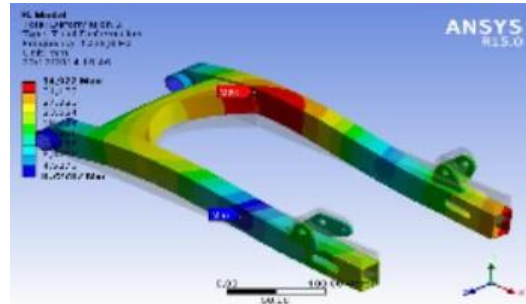


(a)





(b)



(c)

**Gambar 2. 18** Modus Getar Model B (a) Modus getar pertama (b) Modus getar kedua (c) Modus getar ketiga

Berdasarkan spesifikasi kedua kendaraan dengan mengambil nilai daya mesin maksimum diperoleh 8000 RPM ( $133,3 \text{ Hz} = 133 \text{ Hz}$ ). Nilai frekuensi natural pada mesin harus kurang dari frekuensi natural pada sistem suspensi. Hasil analisis modal modes keenam modus getar memenuhi syarat karena menunjukkan nilai di atas frekuensi natural pada mesin.

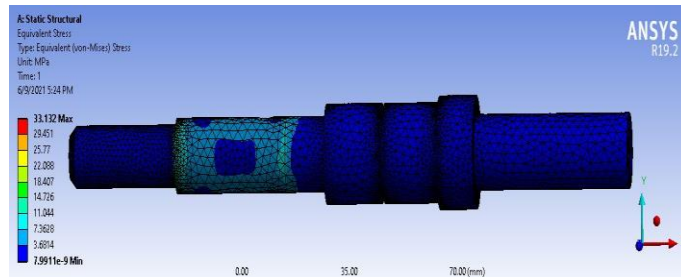
**Tabel 2. 4** Perbandingan Nilai Eigen Model A dan Model B

Nilai Eigen	Model A	Model B
$F_{n1}$	134,3 Hz	156,52 Hz
$F_{n2}$	208,9 Hz	264,91 Hz
$F_{n3}$	827,22 Hz	1239,6 Hz
$F_{n4}$	897,39 Hz	1349,4 Hz
$F_{n5}$	1123,5 Hz	1412,1 Hz
$F_{n6}$	1279,7 Hz	1473,9 Hz

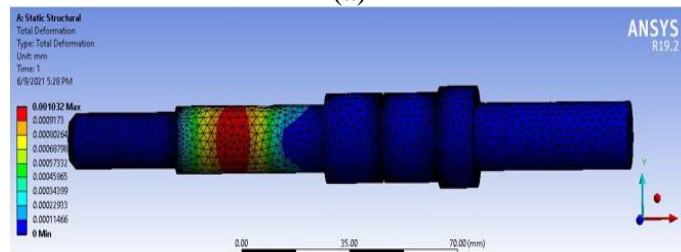
#### 2.3.4. Penelitian Mengenai *Random Vibration* dan Eksitasi Jalan

Penelitian terdahulu ini tentang analisa eksitasi jalan menggunakan PSD untuk pembebanan dinamis pada kendaraan listrik yang ditulis oleh Rasyid Mutazsiraj pada tahun 2021 dari Institut Teknologi Sepuluh Nopember dengan judul “Analisa Statis dan Dinamis pada Single Shaft Motor BLDC 1,5 kW Menggunakan Finite Elemen Method”. Tujuan dari penelitian ini adalah analisis shaft pada motor BLDC saat kendaraan diberi beban secara statis dan dinamis yang berasal dari jalan yang tidak teratur, Dari penelitian ini, didapatkan bahwa cara menganalisa pengujian dinamis dengan PSD sebagai input pada *Random Vibration*.

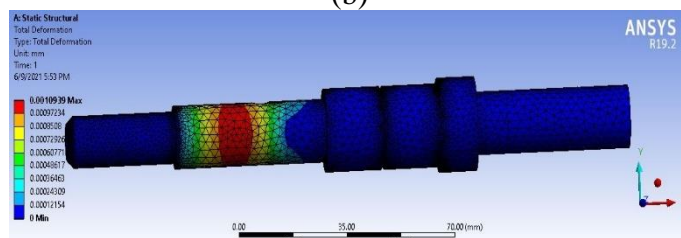
Pada penelitian ini, pembebanan statis adalah sebesar 210 kg yang berasal dari massa kendaran seberat 70 kg dengan massa pengendara dan penumpang sebesar 140 kg.



(a)



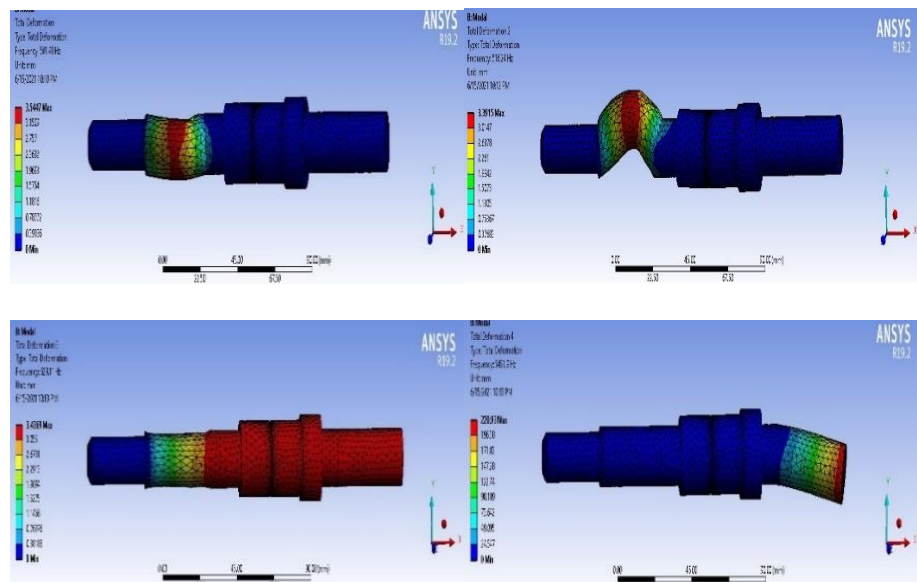
(b)

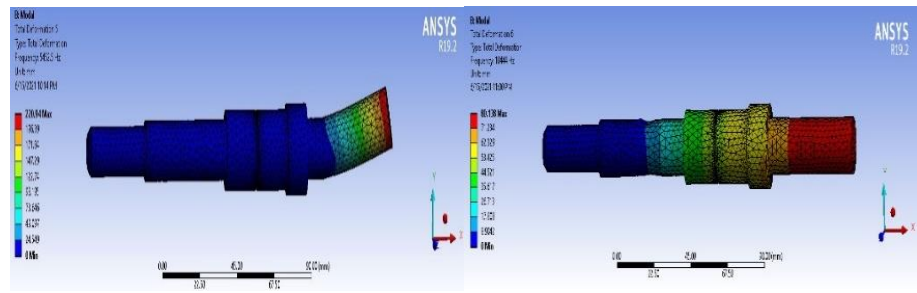


(c)

**Gambar 2. 19** Hasil Uji Statik (a) *Equivalent stress* AISI 1020 dan 1045 (b) Deformasi Material AISI 1045 (c) Deformasi Material AISI 1020 (Rasyid, 2021)

*Equivalent stress* pada poros setelah mendapatkan pembebanan statis sebesar 33,132 MPa. Deformasi pada material AISI 1020 sebesar 0,0010932 mm sedangkan pada AISI 1045 sebesar 0,001032 mm. Setelah itu, dapat dicari frekuensi natural yang akan dilanjutkan dengan pembebanan dinamis pada shaft dengan aplikasi MATLAB untuk mencari nilai dari eksitasi jalan lalu dikonversi ke ANSYS *Random Vibration*.



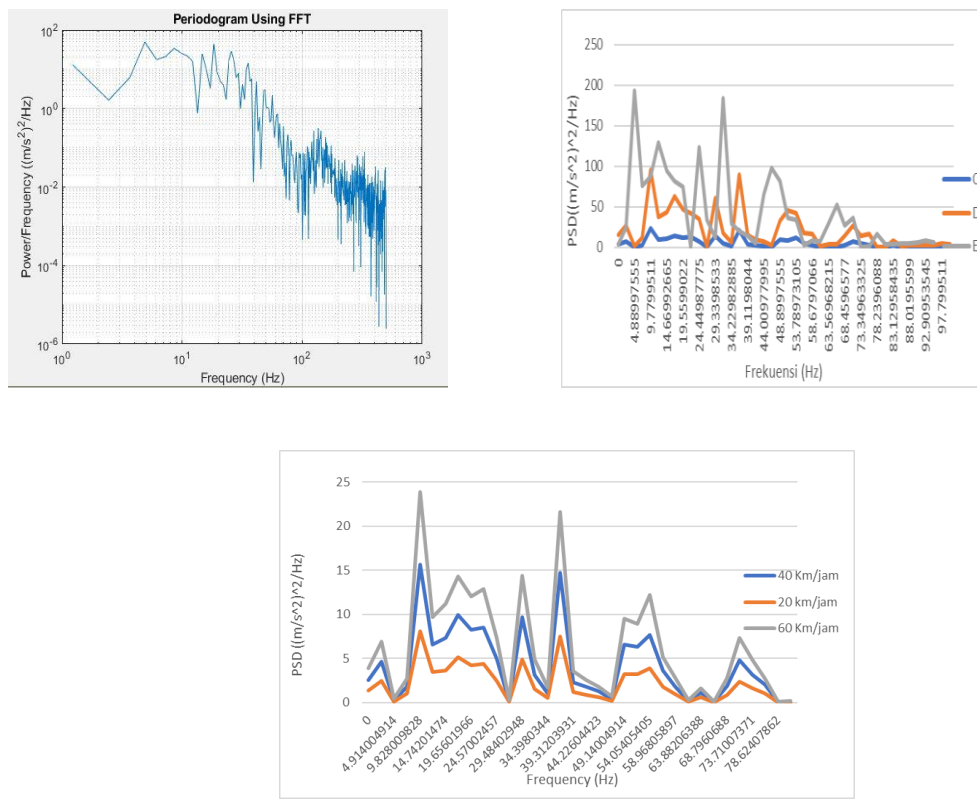


(a)

Mode	Frequency [Hz]
1	501.49
2	516.24
3	629.11
4	5451.9
5	5452.5
6	10444

(b)

**Gambar 2. 20** Hasil Analisa Modal (a) Deformasi pada Frekuensi Natural (b) Mode Shape dan Frekuensi Natural (Rasyid, 2021)

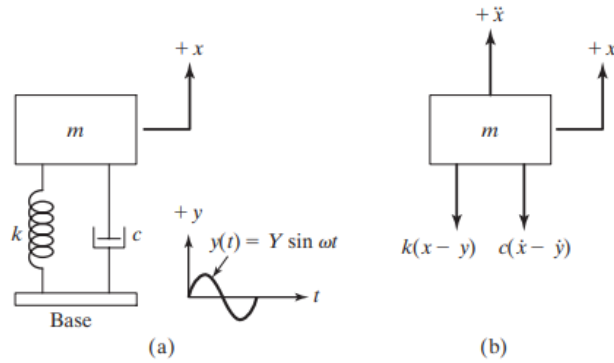


**Gambar 2. 21** Grafik PSD pada Variasi Kecepatan

## 2.4. Base Motion Vibration

*Base motion vibration* adalah getaran pada base sistem utama yang bergerak secara harmonis yang memengaruhi massa peredam di atasnya. Gerakan harmonis adalah gerakan berulang yang dapat mengubah posisi massa peredam dan pegas juga kaan memiliki perpanjangan tertentu. Ketika bagian base atau support dari sistem spring-mass-damper

mengalami harmonic motion, *displacement* dari spring  $x - y$  dan kecepatan relative antara dua ujung dari damper adalah  $\dot{x} - \dot{y}$ . Peristiwa ini dapat dimodelkan dalam FBD



**Gambar 2. 22** (a) Base Excitation (b) Base Excitation Free Body Diagram (Rao, 2011)

Dari Free Body Diagram di atas, didapatkan persamaan gerak:

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (2.18)$$

Jika  $y(t) = Y \sin \omega t$  maka equation of motion menjadi

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = ky + c\dot{y} = kY \sin \omega t + c\omega Y \cos \omega t \quad (2.19)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = A \sin \omega t - \alpha \quad (2.20)$$

Di mana  $A = Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}$  dan  $\alpha = \tan^{-1} \left[ -\frac{c\omega}{k} \right]$ . Ini menunjukkan bahwa memberikan eksitasi kepada base sama dengan mengaplikasikan gaya harmonic dengan besar A ke massa. Steady-state response untuk massa,  $x_p(t)$  didapatkan dalam rumus

$$x_p(t) = \frac{Y\sqrt{k^2 + (c\omega)^2}}{[(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2]^{1/2}} \sin(\omega t - \phi_1 - \alpha) \quad (2.21)$$

Di mana

$$\phi_1 = \tan^{-1} \left[ -\frac{c\omega}{k - m\omega^2} \right] \quad (2.22)$$

Menggunakan identitas trigonometri, persamaan tersebut dapat dirumuskan menjadi

$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.23)$$

Menggunakan identitas trigonometri, didapatkan persamaan sebagai berikut

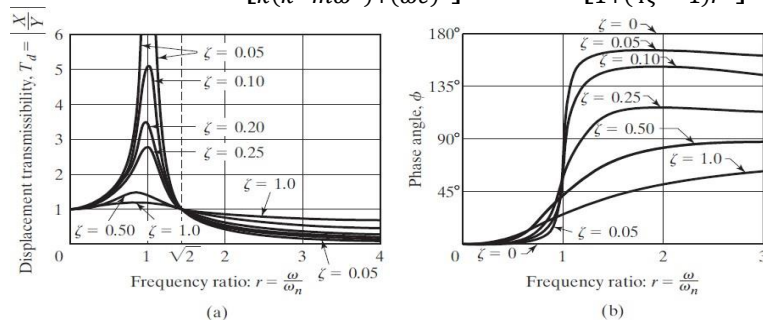
$$x_p(t) = X \sin(\omega t - \phi) \quad (2.24)$$

Di mana X dan  $\phi$  dirumuskan sebagai

$$\frac{X}{Y} = \left[ \frac{k^2 + (c\omega)^2}{(k - m\omega^2)^2 + m\omega^2} \right] = \left[ \frac{k^2 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + 2\zeta^2} \right]^{1/2} \quad (2.25)$$

dan

$$\phi = \tan^{-1} \left[ \frac{m c \omega^3}{k(k - m\omega^2) + (c\omega)^2} \right] = \tan^{-1} \left[ \frac{2\zeta r^3}{1 + (4\zeta^2 - 1)r^2} \right] \quad (2.26)$$



**Gambar 2. 23** Grafik Hubungan (a) Amplitudo Ratio dengan Frequency Ratio (b) Phase Angle dengan Frequency Ratio (Rao, 2011)

## 2.5. Konsep Tegangan dan Regangan

### 2.5.1. Tegangan Aksial dan Tegangan Geser

Tegangan geser adalah komponen tegangan yang bekerja pada bidang yang dipotong. Tegangan geser bekerja sejajar pada penampang bidang. Tegangan aksial adalah tegangan yang bekerja secara tegak lurus terhadap satu bidang dan menghasilkan tegangan akibat adanya gaya tarik atau tekan. Tegangan aksial dapat dirumuskan sebagai

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2.27)$$

dengan

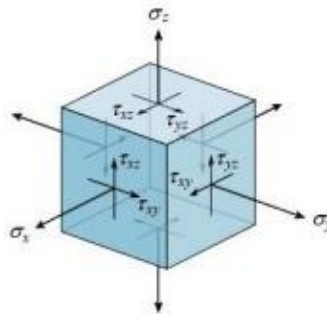
- $\tau$  = Tegangan geser (Pa)
- P = Gaya yang bekerja (N)
- A = Luas penampang ( $m^2$ )

Sedangkan tegangan geser dapat dirumuskan dengan

$$\tau = \frac{V}{A} \quad (2.28)$$

dengan

- $\tau$  = Tegangan geser yang diasumsikan sama di tiap titik pada area penampang (Pa)
- P = Gaya yang bekerja (N)
- A = Luas penampang ( $m^2$ )



**Gambar 2. 24** Tegangan aksial dan tegangan geser

Tegangan biasanya terjadi pada konstruksi, seperti pada sambungan keling, gunting dan sambungan baut. Dalam aplikasinya tegangan geser dapat dibedakan berdasarkan jenis gaya yang bekerja pada elemen yaitu :

- Tegangan geser langsung
- Tegangan geser putir

### 2.5.2. Von-Mises Stress

*Distortion-energy theory* menyatakan bahwa *yielding* terjadi ketika *distortion strain energy* per satuan volume mencapai atau melebihi *distortion strain energy* per satuan volume pada *uniaxial tension test* dari material yang sama. *Distortion energy* per satuan volume dapat dihitung melalui rumus

$$u_d = \frac{1+\nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (2.29)$$

Ketika *yielding* terjadi pada saat uji tensile, principal stress maksimum sama dengan yield strength dari material, sedangkan dua principal stresses lainnya sama dengan nol. Maka

$$u_d = \frac{1+\nu}{3E} [\sigma_y^2] \quad (2.30)$$

Mengsubstitusikan persamaan x ke persamaan y maka didapatkan

$$\sigma_y = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]} \quad (2.31)$$

Persamaan di atas merupakan equivalent von-Mises stress. Apabila tegangan von-Mises lebih besar daripada yield strength dari material, maka yielding diprediksi akan terjadi. Menggunakan komponen xyz dari tegangan tiga dimensi, maka von-Mises stress dapat ditulis sebagai

$$\sigma_x = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy} + \tau_{yz} + \tau_{zx})]} \quad (2.32)$$

dengan

- $\sigma_{eq}$  = Tegangan Ekuivalen *Von-Mises* (Pa)
- $\sigma_x$  = Tegangan Normal Sumbu X (Pa)
- $\sigma_y$  = Tegangan Normal Sumbu Y (Pa)
- $\sigma_z$  = Tegangan Normal Sumbu Z (Pa)
- $\tau_{xy}$  = Tegangan Geser Bidang XY (Pa)
- $\tau_{xz}$  = Tegangan Geser Bidang XZ (Pa)
- $\tau_{zy}$  = Tegangan Geser Bidang YZ (Pa)

### 2.5.3. Konsep Regangan

Konsep regangan digunakan untuk mendeskripsikan deformasi benda berdasarkan perubahan panjang. Jika sebuah beban axial P diberikan pada sebuah benda, maka beban tersebut akan mengubah panjang benda dari  $L_0$  menjadi L. Rata-rata regangan normal dapat dinotasikan dengan

$$\epsilon = \frac{L-L_0}{L_0} \quad (2.33)$$

dengan

- $\epsilon$  = Regangan
- $L_0$  = Panjang mula-mula (m)
- $L_i$  = Panjang Akhir (m)

Deformasi tidak hanya menyebabkan perubahan panjang pada sebuah benda tetapi menyebabkan perubahan arah. Jika dua garis yang awalnya tegak lurus mengalami perubahan sudut, maka fenomena tersebut dapat disebut sebagai shear strain. Sudut ini disebut gamma  $\gamma$  dan selalu diukur dalam radians.

$$\gamma = \frac{\pi}{2} - \theta \quad (2.34)$$

### 2.5.4. Deformasi Struktur

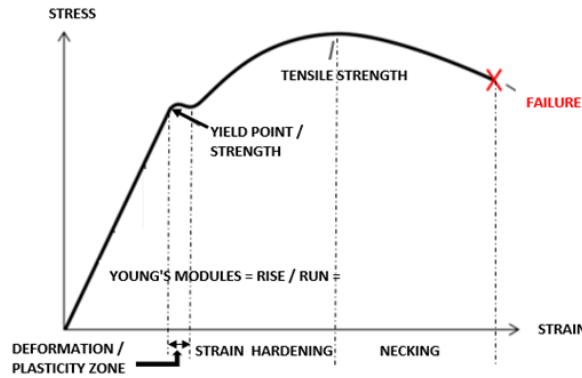
Derajat deformasi atau regangan struktur bergantung pada besarnya tegangan yang diberikan pada material. Deformasi yang terjadi ketika tegangan dan regangan proporsional satu sama lain disebut deformasi elastis. Diagram tegangan-regangan bersifat linear dan gradien ini menunjukkan modulus elastisitas E. Modulus ini dapat dianggap sebagai kekakuan, atau ketahanan material terhadap deformasi elastis. Semakin besar modulus, semakin kaku bahan dan sebaliknya. Hubungan antar tegangan dan regangan untuk tekanan dan tarikan dimodelkan dengan Hukum Hooke.

$$\sigma = E\epsilon \quad (2.35)$$

Untuk sebagian besar material logam, deformasi elastis hanya bertahan hingga regangan sekitar 0,005 (Hooke Area). Setelah Hooke area, deformasi plastis terjadi, di mana deformasi yang permanen terjadi. Deformasi plastis terjadi ketika yielding terjadi. Yield strength ( $\sigma_y$ ) didefinisikan sebagai indikasi tegangan maksimum yang dapat diterima material tanpa menyebabkan deformasi plastis. Pada *upper yield point*,

deformasi plastis diperlihatkan dengan tegangan yang semakin menurun. Deformasi kontinu sedikit berfluktuasi pada satu tegangan konstan dan akan menghasilkan *lower yield point*.

Setelah *yielding*, tegangan yang dibutuhkan untuk melanjutkan deformasi plastis pada logam akan terus bertambah. Tensile strength adalah tegangan yang diterima oleh struktur ketika ditarik; jika tegangan ini diaplikasikan dan dipertahankan, akan terjadi patahan pada material.



**Gambar 2. 25** *Stress-strain diagram*

Hubungan antara kekakuan, pergeseran, dan gaya yang dibutuhkan dapat disusun dalam matriks. Untuk deformasi akibat beban mekanik dapat diperoleh dengan menyelesaikan persamaan matrik serta memberikan syarat batas padan pembebanan pada persamaan sebagai berikut

$$[K]\{u\} = \{F\} \quad (2.36)$$

Di mana

$[K]$  = matriks kekakuan

$\{u\}$  = matriks pergeseran atau deformasi

$\{F\}$  = matriks beban

## 2.6. FEA (Finite Element Analysis)

Metode elemen hingga adalah prosedur numerik untuk memecahkan masalah mekanika kontinum dengan ketelitian yang dapat diterima oleh rekayasawan. FEA merupakan metode terkomputerisasi yang dapat memprediksi reaksi suatu produk terhadap kekuatan dunia nyata, getaran, panas, aliran fluida, dan efek fisik lainnya. Elemen hingga dapat dibagi menjadi tiga tipe: Elemen 1D (garis), elemen 2D (bidang), elemen 3D (solid).

FEM (*Finite Element Method*) bekerja dengan membagi suatu benda yang akan dianalisis menjadi bagian dengan jumlah hingga. Bagian-bagian ini disebut elemen yang tiap elemen satu dengan elmen lainnya disambungkan dengan nodal. Kemudian pemodelan matematika pun dibentuk untuk merepresentasikan benda tersebut.

FEM digunakan untuk mendapatkan solusi dari boundary value problem. Boundary value problem merupakan sistem persamaan diferensial biasa yang harus diselesaikan dalam domain yang batasnya diketahui. *Boundary conditions* dibagi menjadi tiga kelas: regular *boundary conditions*, boundedness *boundary condition*, dan periodic *boundary condition*.

Pengujian dengan ANSYS dilakukan dalam tiga tahap: *pre-processing*, *processing*, dan *post-processing*. *Pre-processing* adalah tahapan awal dalam proses simulasi pada ANSYS. Pada tahap ini, dilakukan pengaturan terhadap geometri. Dilakukan pemilihan bentuk elemen, pengaturan ukuran elemen, pengaturan kontak antar komponen pada geometri, dan pemberian data material pada struktur yang akan dianalisis. Selanjutnya, dilakukan *processing* yaitu menghasilkan solution dengan

memberikan beban dan *boundary condition* pada struktur. Pada tahap *post-processing*, dapat dipilih hasil analisis apa yang ingin ditampilkan.

## 2.7. Meshing

*Meshing* adalah sekelompok elemen hingga yang saling berhubungan bersama di node yang mewakili bentuk geometri kontinu, termasuk keduanya permukaan luar dan volume dalam. *Mesh* dibagi ke dalam beberapa tipe: terstruktur, tidak terstruktur, dan struktur blok. *Mesh* terstruktur adalah di mana semua sudut terlihat sama secara topologi. *Mesh* tidak terstruktur adalah *mesh* yang memiliki sudut berubah-ubah. Struktur blok adalah *hybrid mesh* di mana sejumlah kecil *mesh* terstruktur digabungkan dalam pola tidak terstruktur secara keseluruhan. Pembagian antara *mesh* terstruktur dan tidak terstruktur biasanya meluas ke bentuk elemen: *mesh* terstruktur dua dimensi biasanya menggunakan segi empat, sedangkan *mesh* tidak terstruktur menggunakan segitiga. Dalam *meshing* tiga dimensi, bentuk elemen analog adalah hexahedra dan tetrahedra.

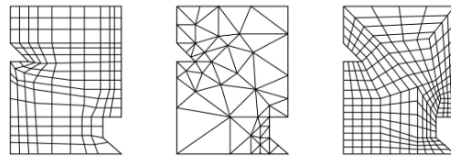


Figure 2. Types of meshes: (a) structured, (b) unstructured, and (c) block-structured.

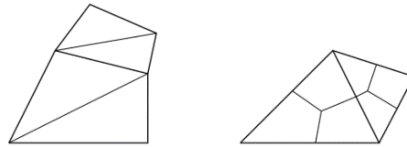


Figure 3. (a) Triangulating quadrilaterals. (b) Subdividing triangles to form quadrilaterals.

**Gambar 2. 26** Tipe-Tipe Elemen Hingga

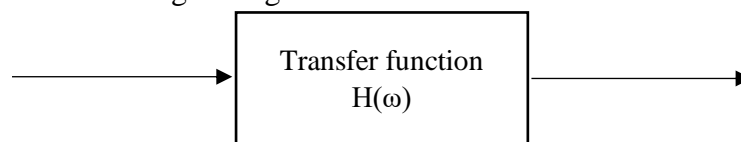
## 2.8. Modal Analysis

Analisis modal didefinisikan sebagai studi karakteristik dinamis dari struktur mekanik. Karakteristik dinamis dipengaruhi oleh massa, kekakuan, dan damping dari struktur. Berbeda dengan kuasi-statis dan dinamis, analisis modal memberikan gambaran tentang batas-atas respon suatu sistem. Misalnya, untuk input tertentu (seperti beban yang diterapkan dengan amplitudo dan frekuensi tertentu), modal analysis akan menentukan batas dari respon sistem, contohnya perpindahan maximum (*displacement maximum*).

Langkah pertama dalam menyelesaikan modal analisis adalah menentukan frekuensi natural dan bentuk mode dari struktur. Frekuensi natural adalah frekuensi yang menyebabkan suatu sistem cenderung berosilasi tanpa adanya gaya penggerak atau peredam. Mode adalah deformasi yang akan ditunjukkan oleh struktur ketika bergetar pada frekuensi natural. Setiap bentuk mode diasosiasikan dengan frekuensi natural tertentu.

Frequency response function (FRF) adalah rasio dari respon output dari sebuah struktur terhadap gaya yang diberikan pada struktur. Respon yang didapat dapat berupa perubahan posisi (*displacement*), kecepatan, atau percepatan. Data waktu yang didapat akan ditransformasikan dari time-domain menjadi frequency domain menggunakan Fourier Transofrm.

FRF dapat dimodelkan dengan diagram





$F(\omega)$  adalah gaya input,  $H(\omega)$  adalah transfer function, dan  $X(\omega)$  adalah fungsi fungsi respon perpindahan. Hubungan pada diagram di atas dapat direpresentasikan dengan persamaan

$$X(\omega) = H(\omega) \cdot F(\omega) \quad (2.37)$$

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.38)$$

Besarnya frekuensi pribadi angular ( $\omega_0$ ) diperoleh melalui kurva amplitude dalam domain frekuensi. Bentuk modulus diperoleh dari FRF dan sudut fasa. Besar sudut fasa dapat dihitung dengan rumus

$$\phi = \arctan \frac{H_{im}}{H_{re}} \quad (2.39)$$

Transfer function yang merepresentasikan perpindahan terhadap gaya dapat dimodelkan dengan

$$\frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \left[ \frac{1}{k} \right] \left[ \frac{\omega n^2}{\sqrt{\omega n^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta \omega \omega n)^2}} \right] \quad (2.40)$$

## 2.9. Power Spectral Density (PSD)

Power Spectral Density (PSD) adalah respon frekuensi yang merupakan hasil dari sinyal acak atau periodic. PSD memberi data daya rata-rata yang terdistribusi sebagai fungsi frekuensi dan untuk jenis sinyal acak yang independent terhadap waktu. PSD dari sinyal waktu acak  $x(t)$  dapat diekspresikan dalam salah satu dari dua cara yang setara satu sama lain

PSD adalah rata-rata dari besaran transformasi Fourier kuadrat, selama interval waktu yang panjang

$$S_x(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} E \left\{ \frac{1}{2T} \left| \int_{-T}^T x(t) e^{-j2\pi f t} dt \right|^2 \right\} \quad (2.41)$$

PSD adalah transformasi Fourier dari fungsi korelasi otomatis

$$S_x(f) = \int_{-T}^T R_x(\tau) e^{-j2\pi f t} dt \quad (2.42)$$

Power dapat dihitung dari sinyal acak pada pita frekuensi tertentu sebagai berikut:

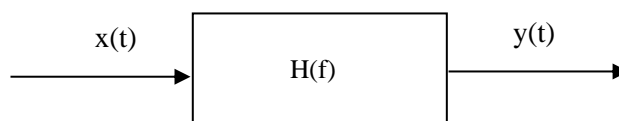
Total Power pada  $x(t)$  :

$$P = \int_{-\infty}^{\infty} S_x(f) df = R_x(0) \quad (2.43)$$

Power in  $x(t)$  pada range  $f_1$ - $f_2$ :

$$P_{12} = \int_{f_1}^{f_2} S_x(f) df = R_x(0) \quad (2.44)$$

Sinyal harus stasioner, yang berarti statistik kita tidak berubah sebagai fungsi waktu. Jika sinyal acak  $x(t)$  dilewatkan melalui filter invarian waktu dengan respon frekuensi  $H(f)$ , sinyal yang dihasilkan  $y(t)$  memiliki PSD seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.15.



Gambar 2.27 Proses PSD

## 2.10. Safety factor dan Life Cycle

*Safety factor* merupakan rasio antara beban maksimal yang tidak akan menyebabkan kegagalan terhadap beban operasional yang akan dikenakan pada

sistem. Pada beberapa kasus, *safety factor* dapat diartikan sebagai rasio antara estimasi design life terhadap design life actual. Berdasarkan standar struktur mekanis, *safety factor* digunakan untuk mengkompensasi lima kategori penyebab kegagalan (Knoll, 1976; Moses, 1977). Standar-standar tersebut adalah beban yang lebih besar daripada yang diperkirakan, karakteristik material yang tidak diperkirakan, failure theory yang tidak sempurna, mekanisme kegagalan yang mungkin belum diketahui, atau human error.

Beberapa metode yang digunakan untuk menghitung *safety factor* dari sebuah material di antaranya ada Soderberg, mod-Goodman, dan Gerber.

$$\frac{1}{SF} = \frac{\sqrt{1-\gamma+\gamma^2} \left(\frac{\Delta\sigma}{2}\right)}{\frac{\Delta S}{2}} + \frac{(1+\gamma)(\sigma_m)}{S_u} \quad (2.45)$$

$$\frac{1}{SF} = \left[ \frac{\sqrt{1-\gamma+\gamma^2} \left(\frac{\Delta\sigma}{2}\right)}{\frac{\Delta S}{2}} + \left(\frac{(1+\gamma)(\sigma_m)}{S_u}\right)^2 \right] \quad (2.46)$$

Di mana

$\sigma_m$  = mean stress

$S_u$  = Ultimate tensile strength

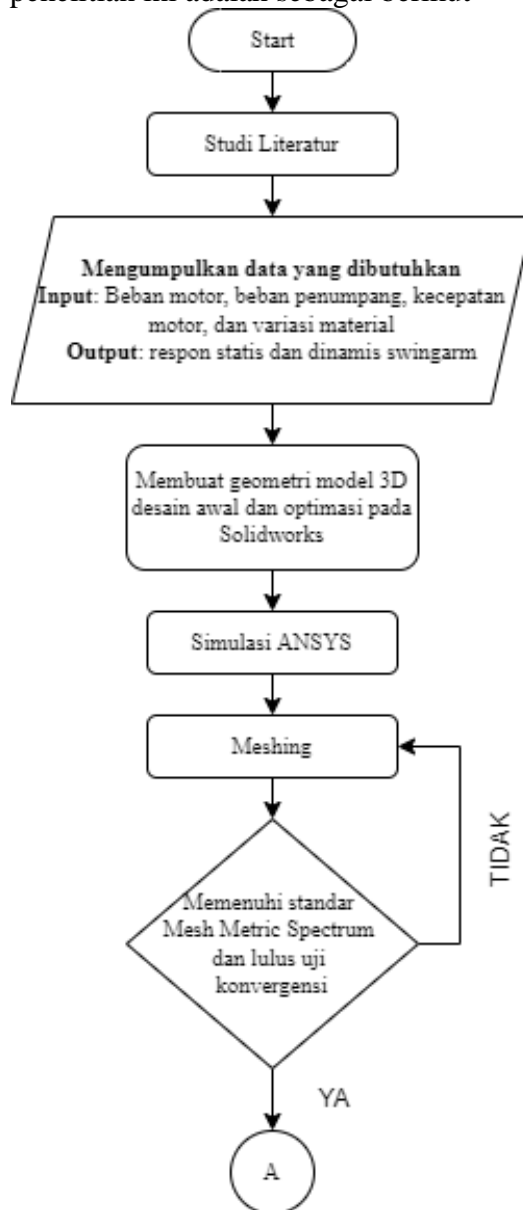
$\frac{\Delta S}{2}$  = *Fatigue strength limit*

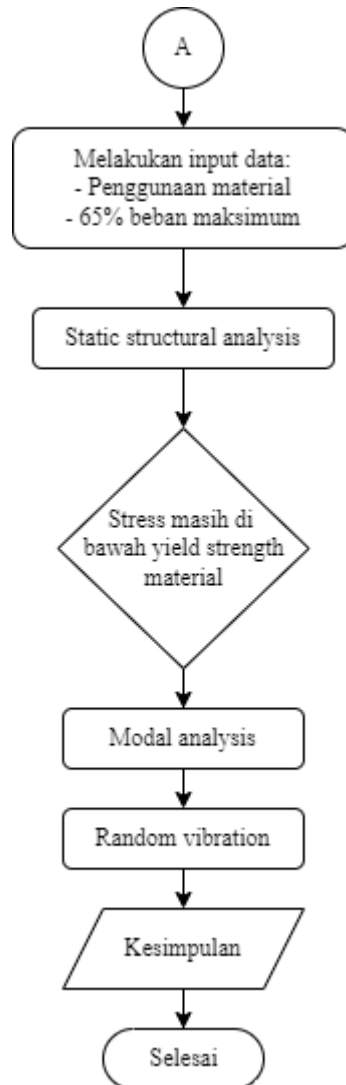
$\gamma$  = Rasio biaksial

## BAB III METODOLOGI

### 3.1. Diagram Alir Penelitian

Penelitian RSA (*Regenerative Swing arm*) ini memanfaatkan *spur gear* sebagai mekanisme transmisinya. Diagram alir penelitian ini menunjukkan prosedur dan penyelesaian yang sistematis terhadap sebuah masalah. Penelitian ini dibatasi pada simulasi. Diagram alir penelitian ini adalah sebagai berikut





**Gambar 3. 1** Diagram Alir Penelitian

### 3.2. Penjelasan Tahap Penelitian

Berikut merupakan penjelasan dari diagram alir penelitian RSA

#### 3.2.1. Studi Literatur

Studi literatur dilakukan untuk memperluas pengetahuan dan menambah referensi terkait penelitian yang akan dilakukan. Pada tahap ini, penulis dapat mengetahui metodologi yang digunakan dan variasi yang telah dicoba. Penulis dapat membandingkan hasil yang didapatkan dan melihat kekurangan dari penelitian-penelitian tersebut sehingga dapat menjadi acuan untuk penelitian kedepannya.

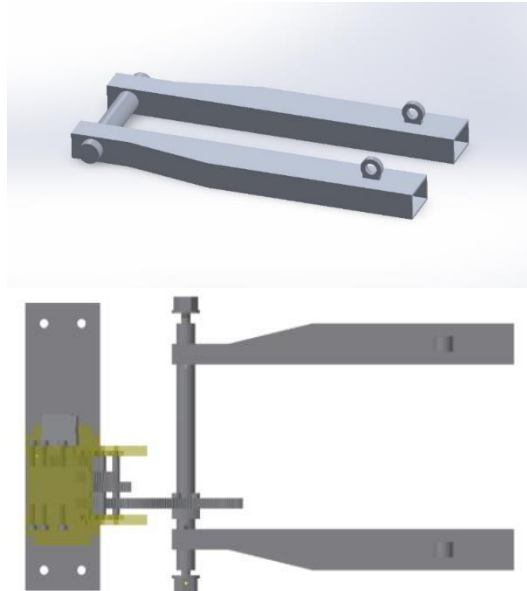
#### 3.2.2. Pengumpulan Data yang Dibutuhkan

Masalah yang diidentifikasi pada tugas akhir ini dibagi menjadi dua, yaitu input dan output. Input adalah data yang diberikan pada penelitian, yaitu desain awal *swingarm*, variasi material *swingarm*, beban motor, beban penumpang, dan kecepatan motor. Output merupakan hasil yang didapatkan dari variasi input. Pada penelitian ini, output yang diharapkan adalah perbandingan hasil uji statis dan dinamis pada desain awal dan modifikasi *swingarm*.

#### 3.2.3. Desain *Swingarm* VOLTA 302

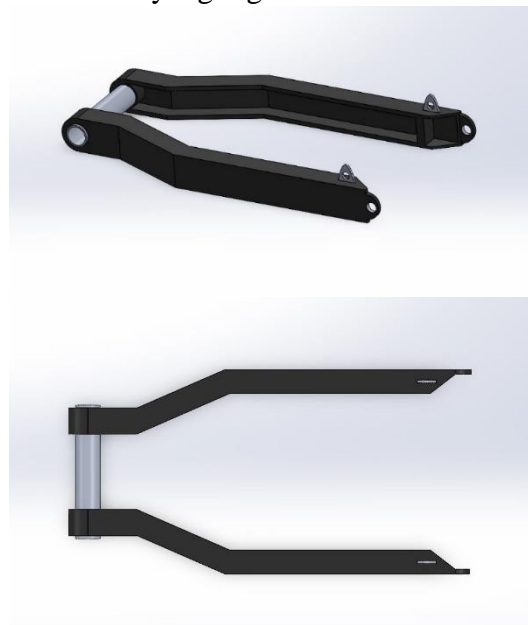
##### 3.2.3.1. Desain Awal

Gambar di bawah merupakan gambar isometric awal dalam bentuk 3D untuk sistem *swingarm*

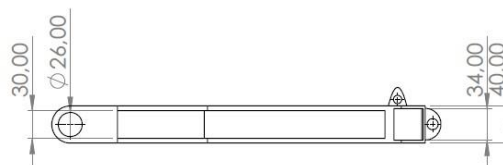


**Gambar 3. 2** Desain Awal *Swingarm Double-Sided* untuk *E-scooter*  
**3.2.3.2. Modifikasi**

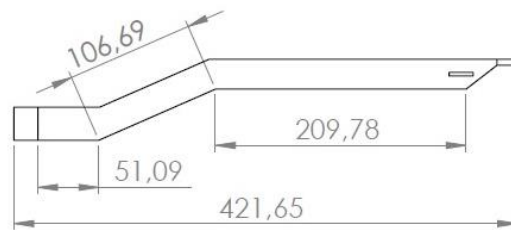
Berikut merupakan desain dan spesifikasi dari *swingarm* yang sudah di desain ulang yang akan digunakan seperti terlihat pada Gambar 3.3 di bawah. Modifikasi dilakukan dengan mengubah profil lengan ayun menjadi profil U dengan tujuan mengurangi massa dari lengan ayun dengan tetap mempertahankan kekuatannya. Berikut merupakan desain modifikasi dan dimensi yang digunakan.



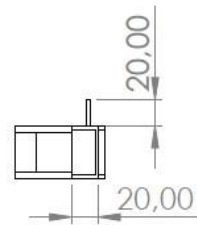
**Gambar 3. 3** *Modifikasi Swingarm* untuk *E-scooter*



(a)

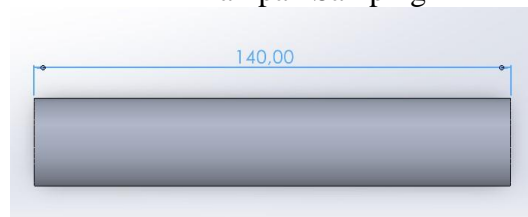


(b)

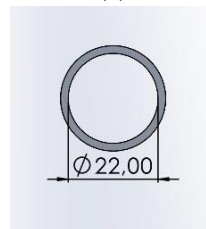


(c)

**Gambar 3. 4** Dimensi Swingarm (a) Tampak Depan (b) Tampak Atas (c) Tampak Samping



(a)



(b)

**Gambar 3. 5** Dimensi shaft (a) Tampak Atas (b) Tampak Samping

### 3.2.4. Meshing

*Meshing* adalah proses membagi komponen yang akan dianalisis menjadi elemen-elemen kecil atau diskrit (Yusra, 2008). Terdapat dua tipe *meshing*, *meshing* berdasarkan algoritma dan *meshing* berdasarkan bentuk elemen. *Meshing* dengan algoritma dibagi menjadi dua: *patch conforming* dan *patch independent*. Algoritma *patch conforming* merupakan proses yang menggunakan bottom-up approach, proses *meshing* dimulai dari tepi, bidang, lalu ke body sistem. *Patch independent* algorithm menggunakan top-down approach. Volume *mesh* dihasilkan terlebih dahulu, lalu diproyeksikan ke bidang dan tepi untuk menciptakan *mesh* permukaan.

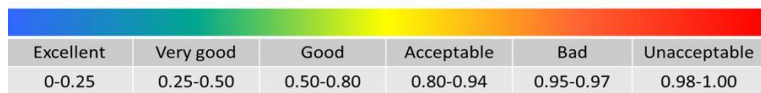
*Meshing* dengan elemen dibagi menjadi *tet meshing*, *hex meshing*, *tet hybrid meshing*, *quad meshing*, dan *triangle meshing*. Pada penelitian ini, digunakan *tet meshing*. Refinement pada geometry juga digunakan untuk mengatur penyempitan tetrahedron untuk permukaan dan tepi. Kualitas dari *meshing* dibandingkan dengan *orthogonal quality* dari hasil *meshing* dan akan

dilakukan uji konvergensi yang akan menilai stress error dan deformation error dari element size yang dipilih. Error yang tinggi bisa diakibatkan oleh beberapa hal, di antaranya adalah *mesh* yang terlalu besar, skewness yang terlalu tinggi, perbedaan ukuran elemen berdekatan yang terlalu signifikan.

### 3.2.4.1. Uji Konvergensi Meshing

Setelah melakukan *meshing*, dilakukan uji konvergensi *meshing* pada desain *swingarm* awal dan *swing arm* modifikasi dengan jenis *meshing* body sizing dengan awal dan baru dengan menggunakan enam iterasi pada desain awal dan baru. Error yang diterima adalah di bawah lima persen. Selanjutnya adalah mencari nilai *average orthogonal quality* dan *skewness* yang sesuai dengan *mesh metric spectrum*. Untuk mengetahui *element size* yang akan dipakai, maka akan dicoba satu per satu sampai menemukan titik stabil dan error di bawah lima persen.

Skewness mesh metrics spectrum:



Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:



**Gambar 3. 6** *Orthogonal quality* dan *Skewness Mesh Metric Spectrum*

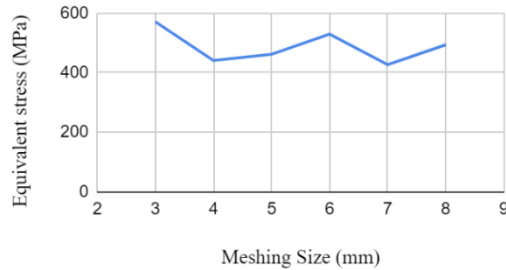
**Tabel 3. 1** Hasil Uji Konvergensi *Meshing Swing arm Awal*

<i>Meshing Size (mm)</i>	<i>Element</i>	<i>Equivalent stress (MPa)</i>	<i>Orthogonal quality</i>	<i>Deformation (mm)</i>	<i>Stress Error</i>	<i>Deformation Error</i>
8	7771	493.51	0.26459	8.7066		
7	10396	426.51	0.3226	8.789	15.71%	0.94%
6	14243	529.22	0.404275	8.864	19.41%	0.85%
5	21212	461.4	0.49062	8.8952	14.70%	0.35%
4	31766	440.63	0.61404	9.2586	4.71%	3.92%
3	55828	570.38	0.7292	9.2796	22.75%	0.23%

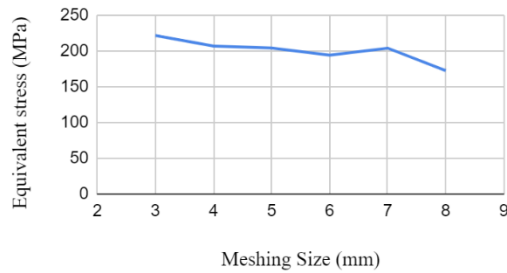
**Tabel 3. 2** Hasil Uji Konvergensi *Meshing Modifikasi Swing arm*

<i>Meshing Size (mm)</i>	<i>Element</i>	<i>Equivalent stress (MPa)</i>	<i>Orthogonal quality</i>	<i>Deformation (mm)</i>	<i>Stress Error</i>	<i>Deformation Error</i>
8	8324	171.99	0.62131	5.762		
7	12114	203.46	0.63997	5.7822	15.47%	0.35%
6	19147	193.56	0.70773	5.814	5.11%	0.55%
5	30576	203.56	0.70631	5.8335	4.91%	0.33%
4	62005	206.29	0.72102	5.8523	1.32%	0.32%
3	137140	221.1	0.74421	5.8645	6.70%	0.21%

Setelah melakukan uji konvergensi *meshing* didapatkan bahwa *meshing* yang stabil terjadi pada element size 4 mm untuk *swingarm* awal dan 4 mm untuk *swingarm modifikasi*. Stress error yang didapatkan sebesar 4.71% untuk desain awal dan 1.32% untuk *modifikasi*. Grafik hasil uji konvergensi dapat dilihat pada grafik 3.5.

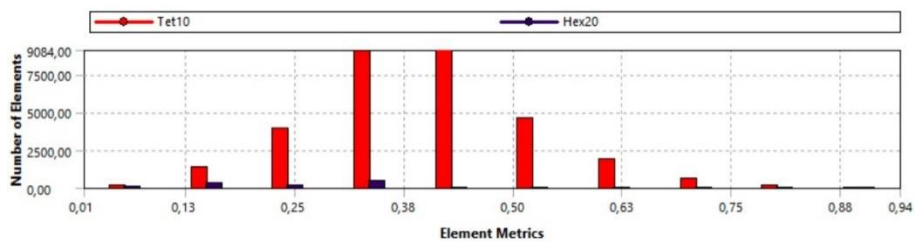


**Gambar 3. 7** Grafik *Meshing* Size terhadap *Equivalent stress* pada *Swingarm* Awal



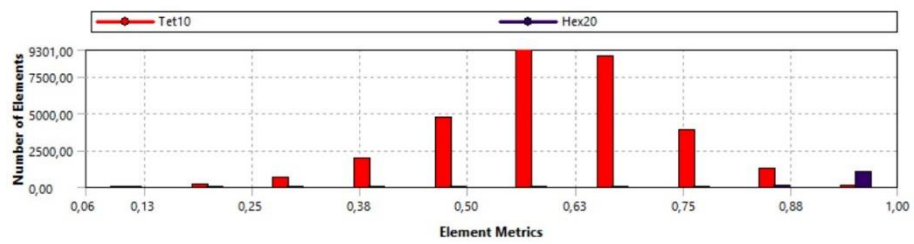
**Gambar 3. 8** Grafik *Meshing* Size terhadap *Equivalent stress* pada *Swingarm* Modifikasi

Untuk *swing arm* awal, didapatkan nilai average *orthogonal quality* sebesar 0,61404 dan *skewness* sebesar 0,39. Nilai ini berada pada area *good* untuk *orthogonal quality* dan *very good* untuk *skewness*. Untuk *swing arm* hasil *modifikasi*, didapatkan rata-rata *orthogonal quality* sebesar 0,72102 dan *skewness* sebesar 0,27. Nilai ini berada pada area *very good* untuk *skewness* dan *orthogonal quality* pada *mesh* metric spectrum. Diagram *quality mesh* metric dapat dilihat pada gambar 3.7.

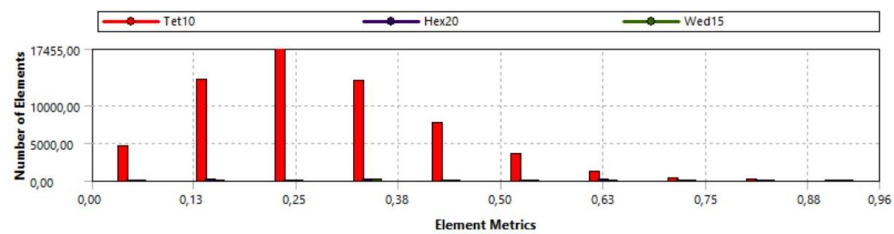


(a)

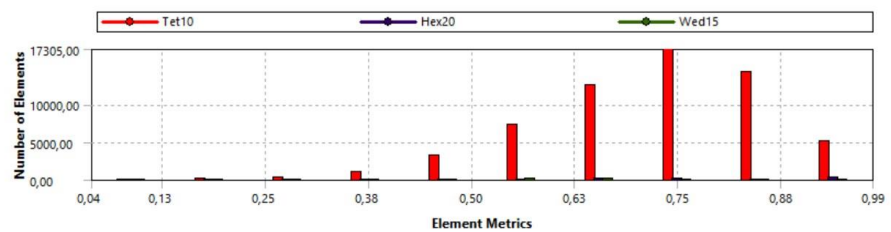




(b)



(c)



(d)

**Gambar 3. 9** Diagram Batang dari *Meshing Quality* (a) *Skewness* Desain Awal (b) *Orthogonal quality* Desain Awal (c) *Skewness* Modifikasi (d) *Orthogonal quality* Modifikasi

### 3.2.5. Spesifikasi Material

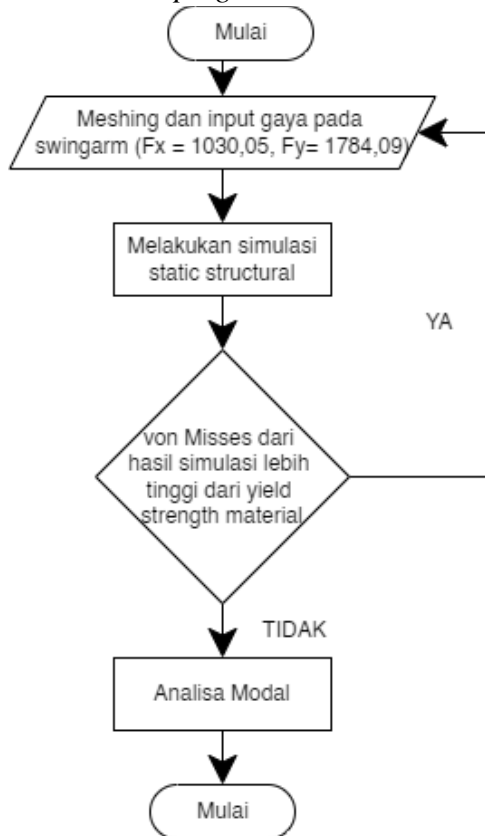
Pemodelan simulasi dilakukan dengan software ANSYS. Material yang akan dibandingkan adalah aluminum dan baja. Dari penelitian terdahulu, digunakan Aluminum 7075 yang memiliki kekuatan tinggi dan kemampuan untuk mengurangi massa dari *swingarm* melalui modifikasi geometri. Material kedua yang akan digunakan adalah AISI 1010 yang merupakan *plain carbon steel* dengan persentasi *low-carbon steel*.

**Tabel 3. 3** Spesifikasi Material

Jenis material	Tensile strength (MPa)	Ultimate Tensile Strength (MPa)	Elastic Modulus (GPa)	Poisson's ratio
Carbon Steel 1030 Normalized	440	525	206	0,29
Aluminium Alloy 6061 T651	276	310	68,9	0.33

### 3.2.6. Pengujian Pembebanan Statis

Analisis statis struktural menentukan *displacement*, *stress*, *strain*, dan gaya pada struktur atau komponen yang disebabkan oleh beban statis dengan mengesampingkan inerti dan *damping*.



**Gambar 3. 10** Diagram Alir Simulasi *Static Structural*

### 3.2.6.1. Beban Statis pada *Swingarm*

Beban statis berasal dari kendaraan, pengendara dan penumpang. Berikut merupakan detail tiap pembebanan

Massa kendaraan	: 220 kg
Massa pengendara	: 65 kg
Massa penumpang/benda	: 65 kg

Total massa dari kendaraan, pengendara, dan penumpang adalah 360 kg. Pada kebanyakan kendaraan roda dua, distribusi massa pada bagian belakang adalah 58 – 65%. Tiga puluh persen dari massa berkurang akibat ban, roda, dan massa *unsprung* (Ashish Powar, 2016).

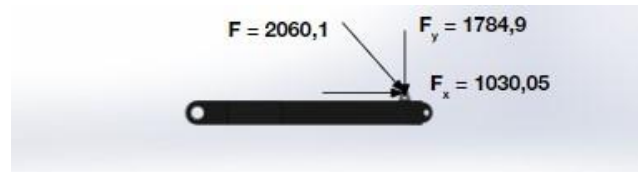
Massa dari *swing arm* dapat dihitung melalui

$$M_{tot} = [M_s + 2M_p] \times 0.6 \quad (3.1)$$

$$M_{tot} = [220 + 2(65)] \times 0.6$$

$$M_{tot} = 210 \text{ kg}$$

Beban pada *swing arm* dibagi menjadi beban horizontal dan vertikal. Pembebanan pada *swing arm* dimodelkan dengan



**Gambar 3. 11** *Free Body Diagram* Gaya pada *Swing arm*

$$F = (M_{tot}) \times g \quad (3.2)$$

$$F = 210 \text{ kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$F = 2060,1 \text{ N}$$

Gaya ini bekerja berdasarkan sudut suspensi dipasang yaitu 60°. Gaya akan dibagi menjadi gaya horizontal dan vertical dengan perhitungan

$$F_x = (F) \times \cos \theta \quad (3.3)$$

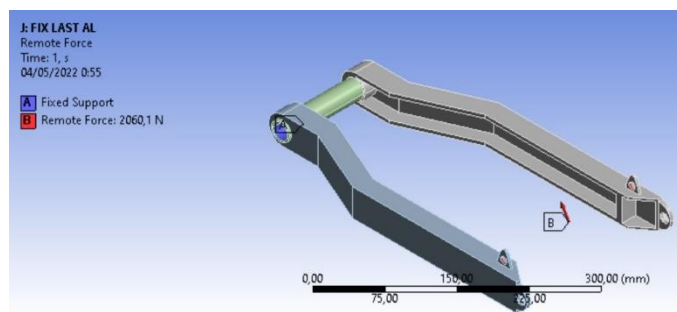
$$F_x = 2060,1 \text{ kg} \times \cos 60$$

$$F_x = 1030,05 \text{ N}$$

$$F_y = (F) \times \sin \theta \quad (3.4)$$

$$F_y = 2060,1 \text{ kg} \times \sin 60$$

$$F_y = 1784,09 \text{ N}$$



**Gambar 3. 12** *Boundary condition* pada *Swing arm*

### 3.2.6.2. Solusi

Solusi yang dicari pada topik penelitian ini merupakan deformasi dan stress von-Mises yang terjadi pada *swingarm e-scooter* Volta 302. Data-data ini dicari agar kekuatan dan keamanan *swingarm* diketahui untuk kebutuhan *e-scooter* Volta 302.

### 3.2.7. Modal Analysis

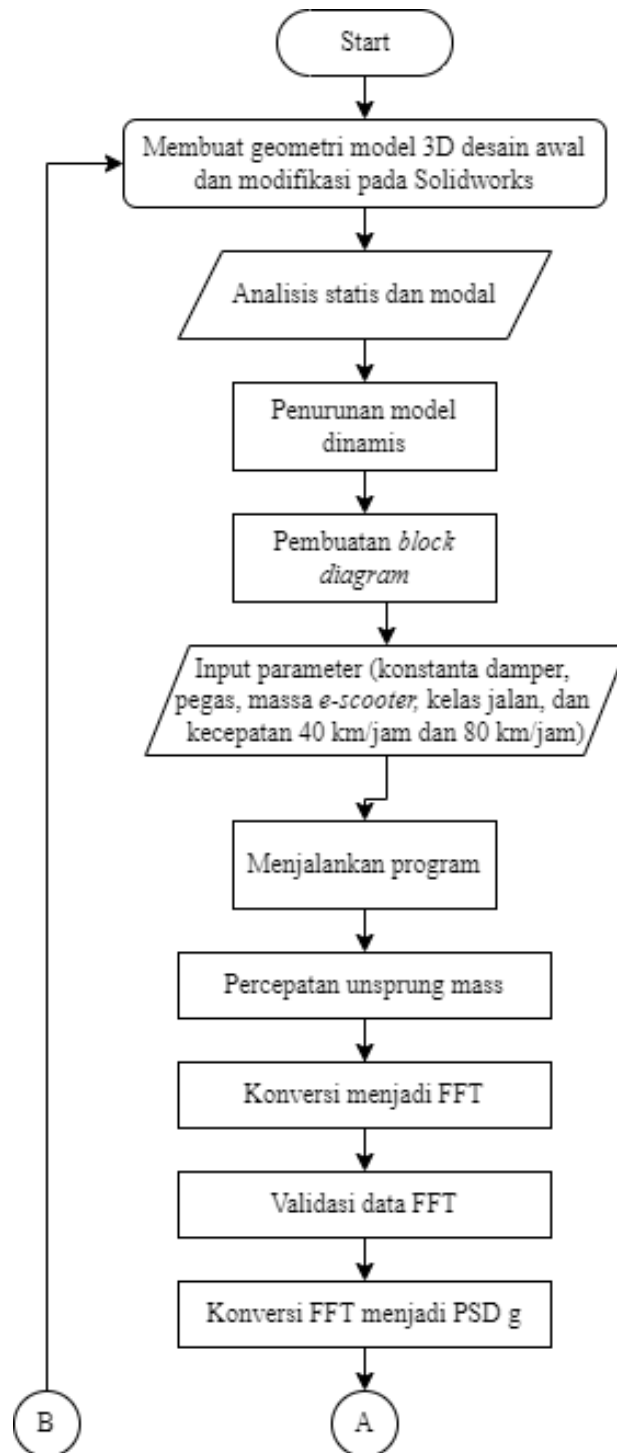
Modal analysis adalah proses menentukan karakteristik dinamis dari sebuah struktur dalam bentuk frekuensi natural, faktor redaman, dan bentuk mode. Ketiga variabel ini dinamakan modal model. Modal model akan digunakan untuk merumuskan model matematika untuk menentukan perilaku dinamis dari sebuah struktur.

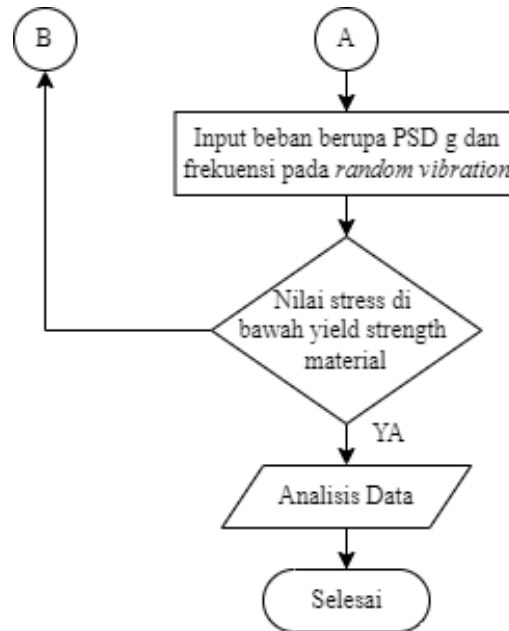
<b>Options</b>	
Max Modes to Find	6
Limit Search to Range	No
<b>Solver Controls</b>	
Damped	No
Solver Type	Program Controlled
<b>Rotordynamics Controls</b>	
Coriolis Effect	Off
Campbell Diagram	Off
<b>Advanced</b>	
Contact Split (DMP)	Off
<b>Output Controls</b>	
Stress	No
Surface Stress	No
Back Stress	No
Strain	No
Contact Data	No
Nodal Forces	No
Volume and Energy	No
Euler Angles	No
Calculate Reactions	No
General Miscellaneo...	No

**Gambar 3. 13** Set-up Simulasi Analisis Modal

### 3.2.8. Pengujian Dinamis

Setelah pengujian static structural dan modal analysis, dillakukan pengujian dengan beban dinamis menggunakan *Random Vibration*. Pengujian *Random Vibration* dilakukan untuk mengetahui deformasi dan stress saat *swingarm* diberikan beban sesuai dengan gaya eksitasi oleh permukaan jalan.



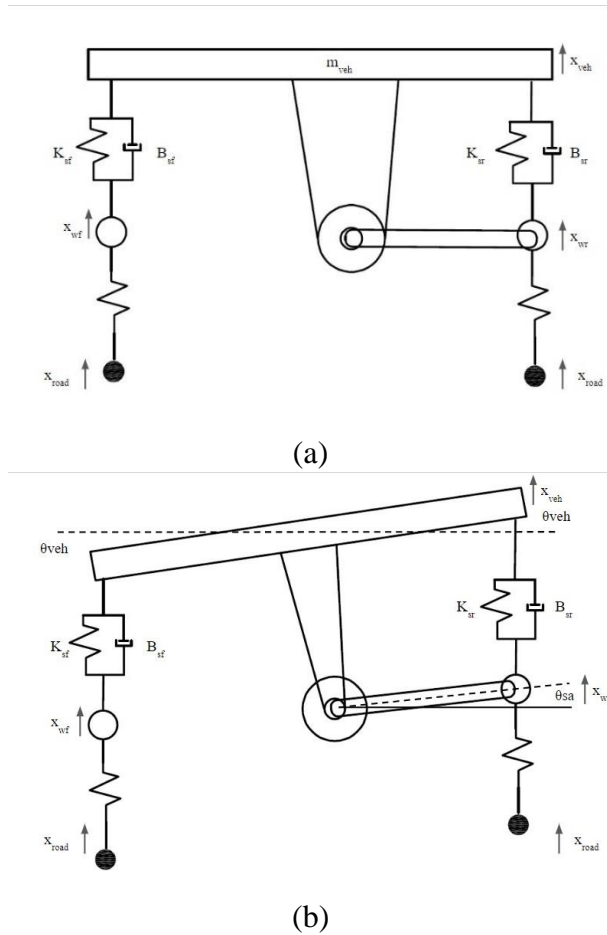


Gambar 3. 14 Diagram Alir Simulasi Respon Dinamis

### 3.2.8.1. *Random Vibration*

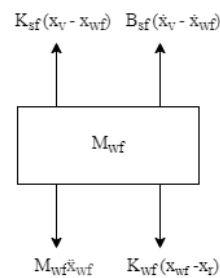
*Random Vibration* adalah analisis yang bertujuan untuk mengetahui respon struktur terhadap beban getaran yang bersifat acak. Gaya eksitasi dari jalan yang tidak beraturan akan memengaruhi respon dinamis *swingarm e-scooter*. Beban dinamis ini disimulasikan dengan software MATLAB Simulink dengan memodelkan setengah *e-scooter*. Dari model yang dibuat akan didapatkan percepatan sprung dan unsprung yang akan dikonversikan menjadi PSD g acceleration pada *e-scooter*. PSD adalah intensitas rata-rata getaran yang terjadi pada *unsprung mass* sebagai fungsi frekuensi yang digunakan sebagai beban pada ANSYS *Random Vibration*.

Untuk mengetahui perilaku kendaraan, maka diperlukan model dinamika kendaraan. Model dinamis virtual yang diciptakan dapat merepresentasikan kendaraan dengan tepat sehingga dapat diketahui responnya sebelum diuji fisik. Ragam model yang diciptakan adalah model setengah kendaraan, model penuh kendaraan, dan model perempat. Penelitian ini akan menggunakan model penuh kendaraan.



**Gambar 3. 15** Penurunan Model Dinamis *E-scooter*

Free Body Diagram pada gambar 3.15 mewakili sistem keseluruhan dari kendaraan dan *swing arm*. Dari free badan diagram tersebut kemudian dibagi menjadi dua persamaan gerak yaitu persamaan gerak dari massa kendaraan dan persamaan gerak dari sistem RSA yang meliputi swing arm, roda dan transmisi roda gigi. Pada pemodelan Gambar 3. 15b Free Body Diagram Model Sistem Kendaraan ini juga terdapat momen putar dari bagian depan dan belakang kendaraan.



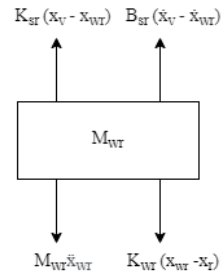
**Gambar 3. 16** FBD ditinjau dari roda depan

Berikut merupakan persamaan dan state variable equation:

$$m_{wf}\ddot{x}_{wf} - k_{sf}(x_f - x_{wf}) - B_{sf}(\dot{x}_{wf} - \dot{x}_{veh}) + k_{wf}(x_{wf}) = 0 \quad (3.5)$$

Untuk mencari percepatan dari kendaraan digunakan persamaan berikut

$$\ddot{x}_{wf} = \frac{1}{m_{wf}}(-k_{wf}(x_{wf}) + B_{sf}(\dot{x}_{wf} - \dot{x}_{veh}) + K_{sf}(x_{wf} - x_{veh})) \quad (3.6)$$



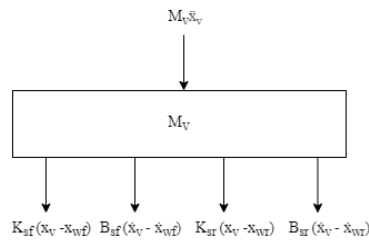
**Gambar 3. 17** FBD ditinjau dari massa roda belakang

Persamaan massa kendaraan roda belakang adalah sebagai berikut

$$m_{WR} \ddot{x}_{WR} - k_{SR}(x_{WR} - x_{veh}) - B_{SR}(\dot{x}_{WR} - \dot{x}_{veh}) + K_{WR}(x_{WR}) = 0 \quad (3.7)$$

Untuk mencari percepatan dari kendaraan digunakan persamaan berikut

$$\ddot{x}_{WR} = \frac{1}{m_{WR}} (-k_{WR}(x_{WR}) + B_{SR}(\dot{x}_{WR} - \dot{x}_{veh}) + K_{SR}(x_{WR} - x_{veh})) \quad (3.8)$$



**Gambar 3. 18** FBD ditinjau dari massa kendaraan

Persamaan massa kendaraan adalah sebagai berikut

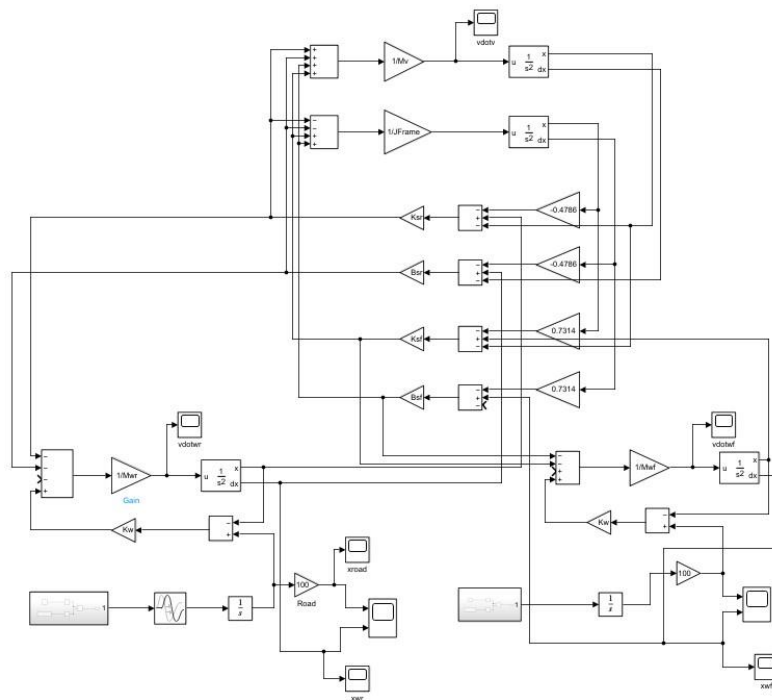
$$m_{veh} \ddot{x}_{veh} + B_{sf}(\dot{x}_{veh} - \dot{x}_{wf}) + k_{sf}(x_{veh} - x_{wf}) + B_{sr}(\dot{x}_{veh} - \dot{x}_{wr}) + k_{sr}(x_{veh} - x_{wr}) = 0 \quad (3.9)$$

Untuk mencari percepatan dari kendaraan digunakan persamaan berikut

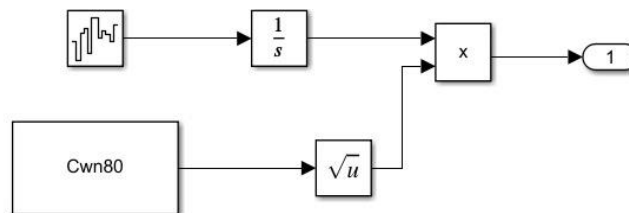
$$\ddot{x}_v = \frac{1}{m_v} (-C_{sf}(\dot{x}_{veh} - \dot{x}_{uf}) - k_{sf}(x_{veh} - x_{uf}) - C_{sr}(\dot{x}_{veh} - \dot{x}_{ur}) - k_{sr}(x_{veh} - x_{ur})) = 0 \quad (3.10)$$

Berikut merupakan block diagram dari *e-scooter* yang didapat dari state variable dari persamaan sebelumnya.





**Gambar 3. 19** Block Diagram E-Scooter



**Gambar 3. 20** Input Road Surface Block Diagram

### 3.2.9. Assign Parameter

Parameter pertama yang ditentukan adalah massa kendaraan, massa roda, konstanta pegas suspensi belakang electric scooter, konstanta damping bodi belakang *e-scooter*, konstanta pegas roda, dan konstanta damping roda. Parameter selanjutnya adalah profil jalan yang digunakan yaitu profil jalan A, C, dan E serta variasi kecepatan *e-scooter* yaitu pada 40 km/jam dan 80km/jam.

$$\sqrt{k} = 2\pi n_0 \sqrt{G_q(n_0)} v \quad (3.11)$$

Keterangan:  $k$  = spectral density  
 $n_0$  = number of cycles  
 $G_q(n_0)$  = nilai rata-rata kelas jalan  
 $v$  = kecepatan kendaraan

Pada penelitian ini, kelas jalan yang digunakan adalah ISO 8680 tentang road surfaces. Profil jalan diklasifikasikan menjadi delapan kelas, dimulai dari kelas A hingga kelas H. Setiap kelas memiliki karakteristik masing-masing, dimulai dari kelas A yang memiliki permukaan paling baik hingga H yang memiliki permukaan paling tidak teratur. Tabel di bawah merincikan kondisi permukaan jalan menurut ISO 8680.

Road class	Degree of roughness			
	Lower limit	Geometric mean	Upper limit	Geometric mean
	Spatial frequency units, $n$			$G_v(n)$
		$G_d(n_0)^a$		$10^{-6} \text{ m}$
		$10^{-6} \text{ m}^3$		
A	—	16	32	6,3
B	32	64	128	25,3
C	128	256	512	101,1
D	512	1 024	2 048	404,3
E	2 048	4 094	8 192	1 617
F	8 192	16 384	32 768	6 468
G	32 768	65 536	131 072	25 873
H	131 072	262 144	—	103 490

**Tabel 3. 4** Road Profile ISO 8680

Data parameter *damping* dan konstanta *stiffness* menggunakan data dari penelitian sebelumnya tentang “Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Variable Orifice Sistem Suspensi Hidrolik terhadap Gaya Redam yang Dihasilkan dan Respon Dinamis Penumpang pada Sepeda Motor Honda Beat 2009.

Parameter	Keterangan	Nilai	Satuan
$M_v$	Massa Kendaraan	220	Kg
$M_{wf}$	Massa roda depan	6.6	Kg
$M_{wr}$	Massa roda belakang	10	Kg
$K_{wf}$ dan $K_{wr}$	Koefisien kekakuan roda	1143	N/m
$K_{sf}$	Koefisien kekakuan pegas depan	27655	N/m
$K_{sr}$	Koefisien kekakuan pegas belakang	11062	N/m
$B_{sf}$	Koefisien redaman suspensi depan	36000	N.s/m
$B_{sr}$	Koefisien redaman suspensi belakang	12000	N.s/m
$J_v$	Inersia kendaraan	29	$\text{Kg/m}^2$
$L_{sw}$	Jarak poros <i>swing arm</i> dengan roda	0,40	m
$w_b$	Jarak sumbu roda depan ke belakang	1,21	m
$l_f$	Jarak roda depan ke titik pusat massa	0,7318	m
$l_r$	Jarak roda belakang ke titik pusat massa	0,4782	M

**Tabel 3. 5** Parameter Pengujian *Random Vibration*

Sedangkan variasi pembebanan dinamis yang akan digunakan dalam simulasi MATLAB Simulink

Variasi	
Kecepatan (km/jam)	Permukaan jalan
40	A
	C
	E
80	C
	E
	E

**Tabel 3. 6** Variasi Kecepatan

### 3.2.10. Kesimpulan

Setelah melakukan simulasi dan analisis data, maka diperoleh kesimpulan dari penelitian Tugas Akhir ini. Kesimpulan yang ditulis merupakan pokok bahasan dan menjawab rumusan masalah yang ditulis pada bab I sehingga tujuan dari penelitian ini terapai.

## BAB IV ANALISIS DAN PEMBAHASAN

Pembahasan pada Bab IV akan menjelaskan mengenai hasil dari analisis statis dan dinamis dari *swingarm e-scooter* VOLTA 302. Analisis statis menggunakan *static structural*, sedangkan analisis dinamis menggunakan *Random Vibration* yang menggunakan *vibration load* berupa *Power Spectral Density* (PSD) pada *swingarm* modifikasi. *Random Vibration* hanya dikenakan pada desain modifikasi karena desain awal mengalami kegagalan material pada uji statis, sehingga tidak diperlukan uji dinamis.

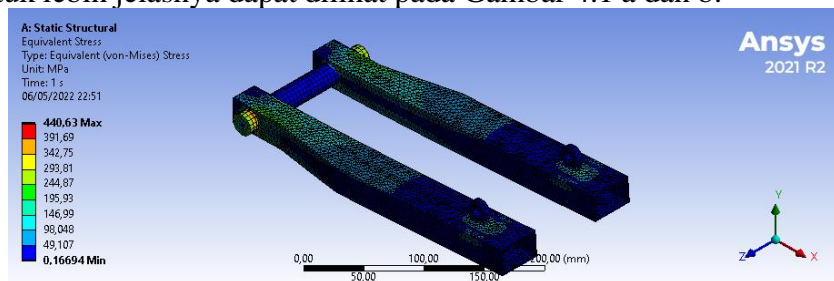
### 4.1 Hasil Uji Kekuatan Struktur Statis

#### 4.1.1 *Swingarm* Awal

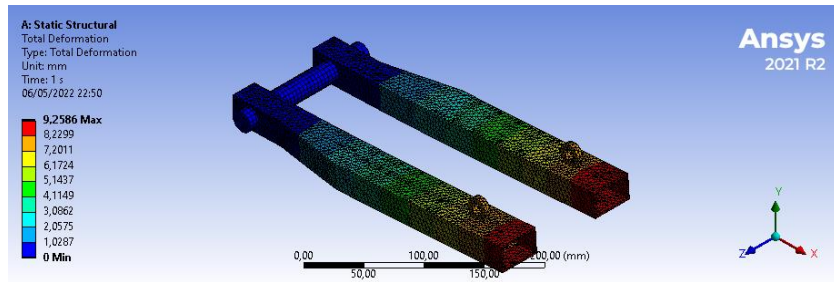
Pada model *swingarm* awal, dilakukan pengujian statis dengan *static structural*. Penempatan titik beban dan titik support pada simulasi ini sesuai dengan pembahasan pada subbab 3.2.6.1 dan ukuran *meshing* yang disimulasikan yaitu 4 mm dimana ukuran ini sudah melalui uji konvergensi yang tingkat kesalahannya di bawah 5%. Pada simulasi model *swingarm* awal ini digunakan dua material yaitu *Carbon Steel* 1030 dan *Aluminium Alloy 6061 T6*. Pada material *Carbon Steel* 1030 *swingarm* memiliki massa sebesar 4,58 Kg, sedangkan pada material *Aluminium Alloy* 6061 T6 memiliki massa sebesar 1,58 Kg. Output yang akan didapatkan yaitu plot distribusi tegangan berupa *Equivalent Von-Mises Stress* dan *Total Deformation* yang terjadi.

##### 4.1.1.1 *Swingarm* Awal Aluminum Alloy 6061

Hasil dari uji statis pada *swing arm* awal *Aluminium Alloy* 6061 T6 didapatkan distribusi tegangan atau *equivalent stress* maksimum sebesar 440,63 MPa sehingga terdapat deformasi maksimum sebesar 9,25 mm. Titik tegangan maksimum yang terjadi terdapat pada penopang lengan sebelah kiri, sedangkan titik deformasi maksimum terdapat pada ujung lengan sebelah kanan atas sebagai letak poros roda. Pemusatan tegangan terjadi karena *swingarm* mengalami bending akibat distribusi gaya kearah sumbu Y+ yang kemudian membuat stress maksimum terdapat pada sambungan lengan ayun kiri terhadap penopang lengan. Hasil dari simulasi statis *Swing arm* awal *Aluminium Alloy 6061 T6* untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 4.1 a dan b.



(a)

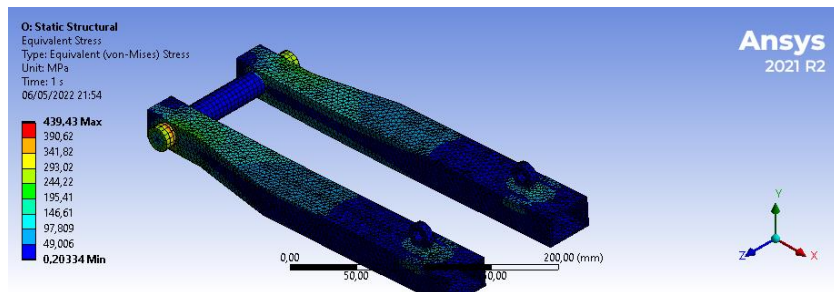


(b)

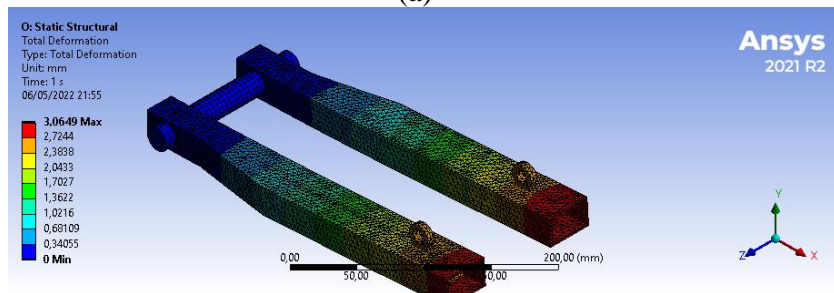
**Gambar 4. 1** *Swing arm* awal Aluminum Alloy 6061 T6 (a) von-Mises Stress (b) Deformation

#### 4.1.1.2 *Swingarm* Awal Carbon Steel 1030

Hasil dari uji statis pada *swingarm* awal *Carbon Steel 1030* didapatkan distribusi tegangan atau *equivalent stress* maksimum sebesar 439,43 MPa sehingga terdapat deformasi maksimum sebesar 3,064 mm. Titik tegangan maksimum yang terjadi terdapat pada penopang lengan sebelah kiri, sedangkan titik deformasi maksimum terdapat pada ujung lengan sebelah kanan atas sebagai letak poros roda. Pemusatan tegangan terjadi karena *swingarm* mengalami bending akibat distribusi gaya kearah sumbu Y+ yang kemudian membuat stress maksimum terdapat pada sambungan lengan ayun kiri terhadap penopang lengan. Hasil dari simulasi statis *Swingarm* awal *Carbon Steel 1030* untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada Gambar 4.2 a dan b.



(a)



(b)

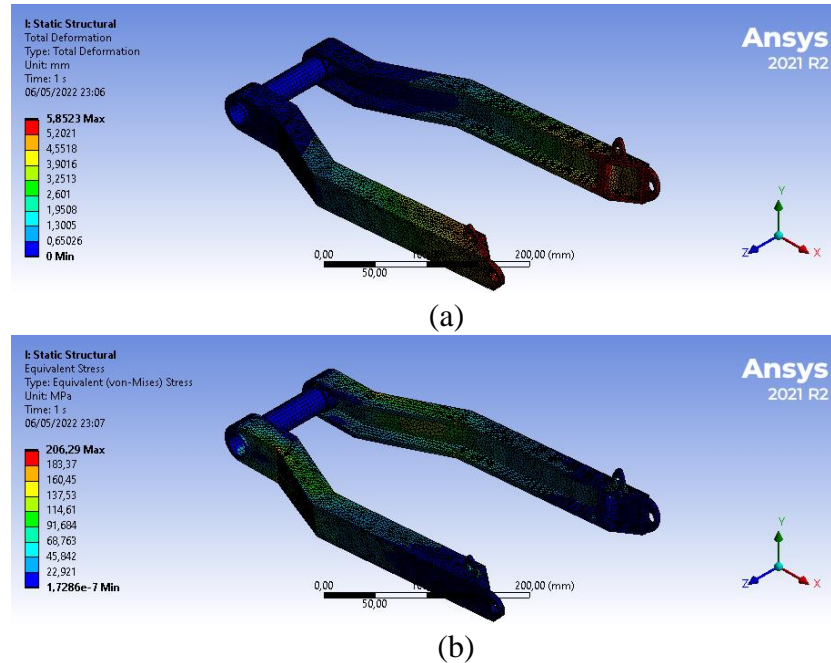
**Gambar 4. 2** *Swing arm* awal Carbon Steel 1030 Normalized (a) von-Mises stress (b) Deformation

#### 4.1.2 *Swingarm* Modifikasi

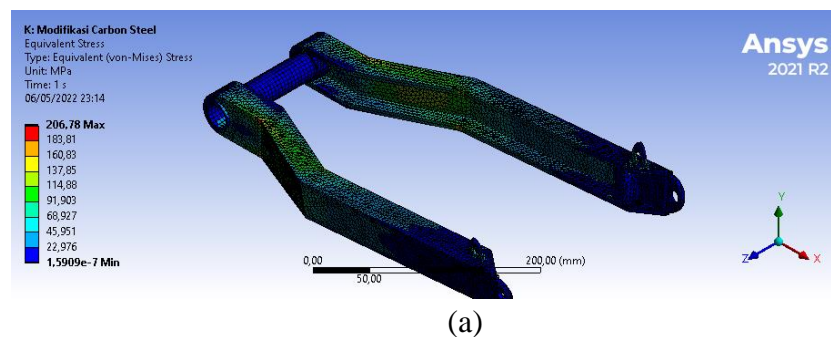
Pada model modifikasi, desain dibentuk dengan profil U dengan tujuan pengurangan massa dengan tetap mempertahankan kekuatan dari *swingarm*. Penempatan titik beban dan titik *support* pada simulasi ini sesuai dengan pembahasan pada subbab 3.2.6.1 dan ukuran *meshing* yang disimulasikan yaitu empat mm dimana ukuran ini sudah melalui uji konvergensi yang tingkat kesalahannya di bawah lima persen.

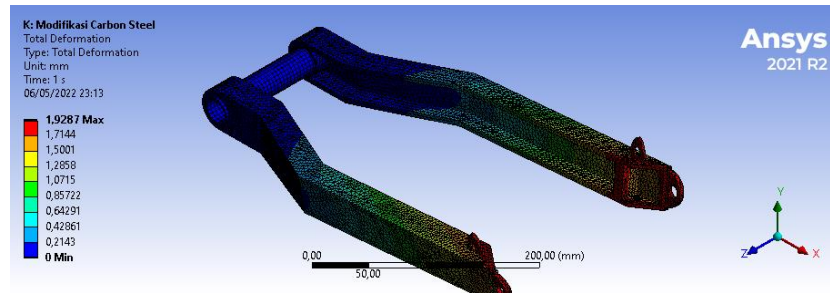
##### 4.1.2.1 *Swingarm* Modifikasi Carbon Steel 1030 dan Alumunium Alloy 6061

Hasil dari uji statis pada *swingarm* modifikasi *Carbon Steel 1030* didapatkan distribusi tegangan atau *equivalent stress* maksimum sebesar 206,78 MPa sehingga terdapat deformasi maksimum sebesar 1,928 mm. Kemudian, hasil dari uji statis pada *swingarm* modifikasi *Aluminium Alloy 6061 T6* didapatkan distribusi tegangan atau *equivalent stress* maksimum 206,29 MPa sehingga terdapat deformasi maksimum sebesar 5,852 mm. Titik tegangan maksimum yang terjadi terdapat pada penopang lengan sebelah kanan, sedangkan titik deformasi maksimum terdapat pada ujung lengan yang menjadi sambungan dengan roda. Hasil dari simulasi statis *swingarm* modifikasi dapat dilihat lebih jelas pada Gambar 4.3 dan Gambar 4.4.



**Gambar 4. 3** *Swingarm* awal Aluminum Alloy 6061 T6 (a) von-Mises stress (b) Deformation

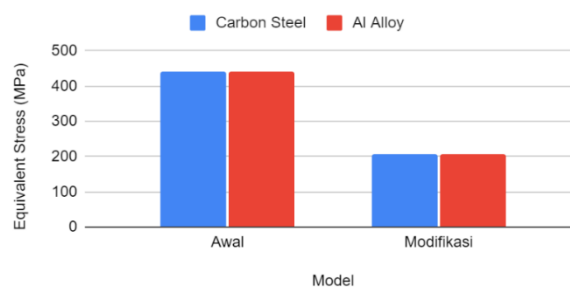




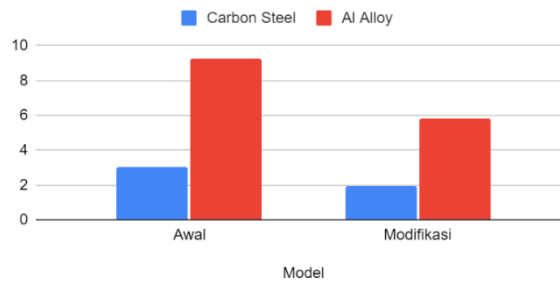
(b)

**Gambar 4. 4** *Swingarm* awal Carbon Steel 1030 Normalized (a) von-Mises stress (b) Deformation

#### 4.1.3 Analisis Data Simulasi Statis



(a)



(b)

**Gambar 4. 5** Perbandingan Antara Desain Awal dan Modifikasi (a) *Equivalent stress* (b) Deformasi

Dari grafik Gambar 4.5 dapat dilihat perbandingan *stress* yang terjadi antara kedua desain dengan dua material yang diuji. Grafik tersebut memperlihatkan apabila *stress* yang terjadi tidak terlalu berbeda jauh antara *Carbon Steel 1030* dengan *Aluminium Alloy 6061*. Berbeda dengan deformasi, material *Aluminium Alloy* memiliki deformasi yang lebih besar daripada material *Carbon Steel 1030* yaitu pada model desain awal sebesar 0,69238 mm dan pada model modifikasi sebesar 1,945 mm. Material *Carbon Steel 1030* memiliki deformasi pada desain awal sebesar 0,22517 mm dan desain modifikasi sebesar 0,6325 mm. Perbedaan nilai deformasi ini diakibatkan oleh struktur penyusun dari kedua material tersebut dimana material *Carbon Steel 1030* memiliki nilai *Modulus Young* yang lebih besar dibandingkan dengan *Aluminium Alloy 6061*.

**Tabel 4. 1** *Safety factor* untuk Model Awal dan Modifikasi

Model	<i>Safety factor</i>	
	<i>Carbon Steel 1030</i>	<i>Aluminium Alloy 6061 T6</i>
Awal	~1,5	~1,5
Modifikasi	~1,5	~1,5

Awal	0,78	0,62
Modifikasi	1,66	1,33

Pada Tabel 4.1 diketahui nilai dari *safety factor* pada kedua model *swingarm* dan juga pada kedua material. Diketahui bahwa nilai *safety factor* model *swingarm* modifikasi dengan menggunakan material *carbon steel 1030* dan *aluminium alloy 6061 T6* lebih besar daripada 1. Untuk model awal, *safety factor* dari kedua material di bawah 1 sehingga model ini tergolong tidak aman untuk diaplikasikan pada *e-scooter*.

## 4.2 Modal Analysis

Simulasi analisa modal dilakukan untuk mengetahui frekuensi natural dan *mode shapes* dari model yang dianalisa sehingga dapat dilanjutkan ke simulasi *random vibration*. Pada analisa modal, akan didapatkan 4 *mode shape* dan frekuensi natural dari masing-masing material dan desain yang disimulasikan. Frekuensi natural perlu diketahui untuk menghindari terjadinya resonansi dimana frekuensi natural dari material yang digunakan nilainya sama dengan frekuensi eksitasi yang dapat menyebabkan kerusakan pada model yang disimulasikan.

### 4.2.1 Frekuensi Natural *Swingarm* Model Awal

Hasil dari analisa modal yang dilakukan pada model *swingarm* awal dengan material *Carbon Steel 1030* dan *Aluminium Alloy 6061 T6* didapatkan 4 *mode shapes* sebagaimana dapat dilihat pada Tabel 4.2.

**Tabel 4. 2** Tabel Frekuensi Natural Model Awal

Model Awal		
Mode Shape	Frekuensi natural (Hz)	
	Carbon Steel 1030	Aluminium Alloy 6061 T651
1	193,21	189,43
2	209,05	205,20
3	227,81	224,89
4	255,74	252,22

Dari Tabel 4.2 dapat dilihat frekuensi natural dari keempat *mode shape* hasil simulasi. Diketahui dari tabel jika frekuensi natural dari material *carbon steel 1030* yaitu 255,74 Hz, lebih besar daripada frekuensi material *Aluminium Alloy 6061 T651* yaitu 252,22 Hz. Nilai dari *mode shape* material *Carbon Steel 1030* lebih besar dibandingkan dengan material *Aluminium Alloy 6061 T6* dikarenakan oleh struktu penyusun dari material tersebut. Pada material *Carbon Steel 1030* memiliki komposisi karbon yaitu sebesar 0,27%-0,34% sedangkan pada *Aluminium Alloy 6061 T6* tidak memiliki unsur karbon yang menyebabkan material *Carbon Steel 1030* lebih kuat dibandingkan *Aluminium Alloy 6061 T6*. Selain itu, frekuensi eksitasi yang bekerja pada *double sided swingarm* masih sangat jauh di bawah frekuensi natural yang terdapat pada Tabel 4.1 yaitu 25 Hz atau 1500 rpm.

### 4.2.2 Frekuensi Natural *Swingarm* Model Modifikasi

Hasil dari analisa modal yang dilakukan pada model *swingarm* modifikasi dengan material *Carbon Steel 1030* dan *Aluminium Alloy 6061 T6* didapatkan 4 *mode shape* sebagaimana dapat dilihat pada Tabel 4.3.

**Tabel 4. 3** Tabel *Mode Shape* Model Modifikasi

Model Modifikasi	
Frekuensi natural (Hz)	

Mode Shape	Carbon Steel 1030	Aluminium Alloy 6061 T651
1	133,21	131,45
2	136,71	134,91
3	178,26	174,66
4	183,11	179,42

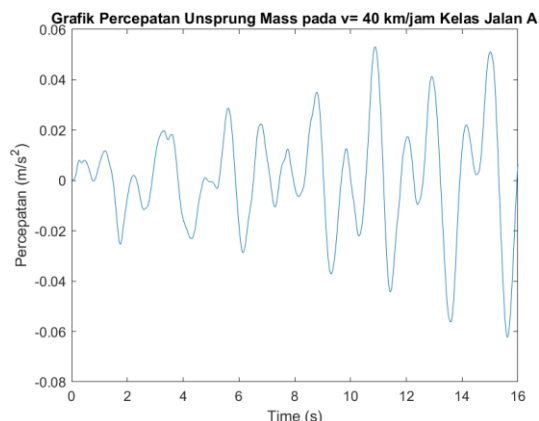
Dari Tabel 4.3 dapat kita lihat frekuensi natural dari keempat *mode shape* hasil simulasi. Diketahui dari tabel jika frekuensi natural dari material *carbon steel* 1030 yaitu 183,11 Hz lebih besar daripada frekuensi material *Aluminium Alloy* 6061 T651 yaitu 179,42 Hz. Nilai dari *mode shape* material *Carbon Steel* 1030 lebih besar dibandingkan dengan material *Aluminium Alloy* 6061 T6 dikarenakan oleh struktu penyusun dari material tersebut. Pada material *Carbon Steel* 1030 memiliki komposisi karbon yaitu sebesar 0,27%-0,34% sedangkan pada *Aluminium Alloy* 6061 T6 tidak memiliki unsur karbon yang menyebabkan material *Carbon Steel* 1030 lebih kuat dibandingkan *Aluminium Alloy* 6061 T6. Selain itu, frekuensi eksitasi yang bekerja pada *double sided swingarm* masih sangat jauh di bawah frekuensi natural yang terdapat pada Tabel 4.2 yaitu 25 Hz atau 1500 rpm.

### 4.3 Pengujian Dinamis

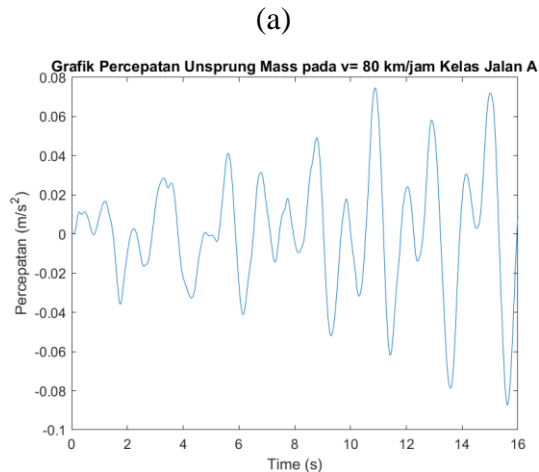
Pengujian dinamis dilakukan dengan simulasi *Random Vibration*. Metode ini menggunakan input berupa percepatan dari kendaraan pada kelas jalan yang mengacu pada ISO 8680. Beban yang diberikan pada *e-scooter* adalah beban vertikal dari PSD G. Beban ini didapatkan dengan memodelkan block diagram *e-scooter* pada Simulink dan mengkonversikannya menjadi FFT. FFT (Fast-Fourier Transform) adalah metode yang digunakan untuk mengubah data yang bersifat *time-domain* menjadi *frequency-domain*. Amplitude dari FFT diubah menjadi bentuk  $g^2/Hz$ . Hasil akhir yang diharapkan adalah *equivalent stress* dan deformation dari input *Random Vibration* pada model *swing-arm* awal dan modifikasi.

#### 4.3.1 Hasil Pengujian Dinamis pada Jalan Kelas A

*E-scooter* berjalan di kerataan jalan kelas A dapat menyebabkan getaran pada roda belakang dan *unsprung mass*. Gambar 4.6 merupakan grafik respon percepatan pada *unsprung mass* terhadap waktu pada pemodelan penuh *e-scooter* dengan kecepatan 40 km/h dan 80 km/h. Ketika *e-scooter* melaju dengan kecepatan 40 km/h, maka percepatan maksimumnya adalah  $0,053 \text{ m/s}^2$ . Ketika *e-scooter* melaju dengan kecepatan 80 km/h, maka percepatan maksimumnya adalah  $0,074 \text{ m/s}^2$ . Diketahui dari grafik respon percepatan *unsprung mass* dan data hasil simulasi pada blok digram Simulink adalah semakin cepat kendaraan bergerak makin besar percepatan pada *unsprung mass*.

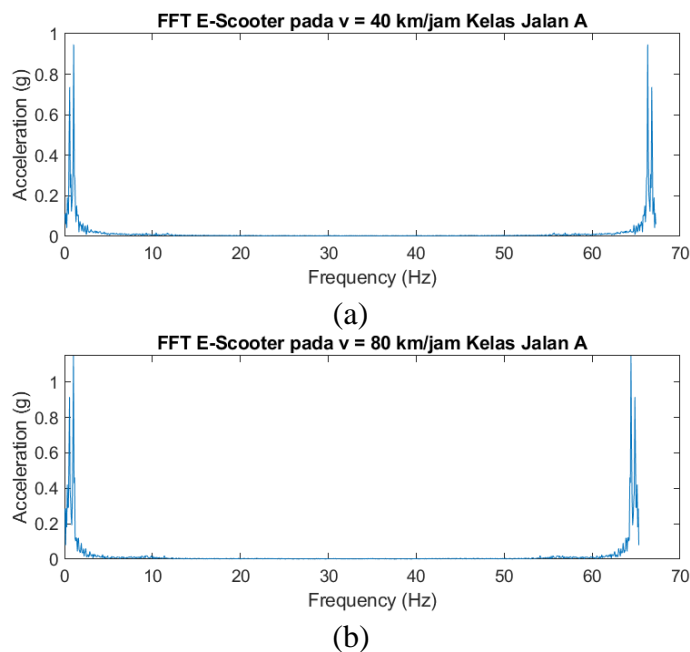






**Gambar 4. 6** Grafik Respon Acceleration *Unsprung mass* terhadap Waktu pada Pemodelan Penuh Kendaraan Kelas Jalan A (a)  $v = 40$  km/jam (b)  $v = 80$  km/jam

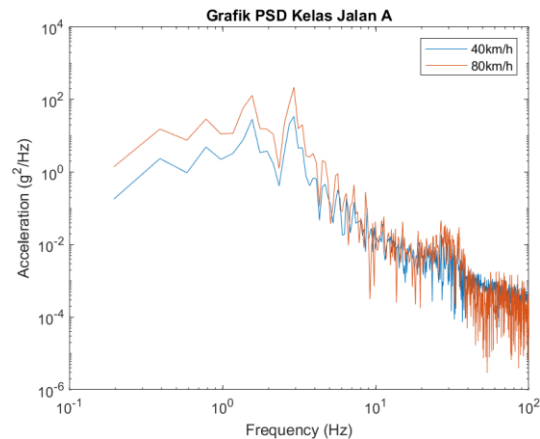
Setelah mendapatkan data respon percepatan *unsprung mass* terhadap waktu pada jalan kelas A, data tersebut akan dikonversi menjadi FFT melalui MATLAB. FFT merupakan metode yang digunakan untuk mengubah *time-domain data* menjadi *frequency-domain data*. Grafik 4.6 merupakan FFT dari data percepatan pada kecepatan 40 km/h kelas jalan A. Percepatan dinotasikan dengan unit (g). Dengan kecepatan 40 km/h, ditemukan bahwa akselerasi tertinggi berada pada angka 0,94 g pada frekuensi 1,05 Hz dan 66,31 Hz. Dengan kecepatan 80 km/h, ditemukan bahwa akselerasi tertinggi berada pada angka 1,14 pada frekuensi 1,05 Hz dan 66,31 Hz.



**Gambar 4. 7** Grafik FFT *E-scooter* pada Kelas Jalan A (a)  $v = 40$  km/jam (b)  $v = 80$  km/jam

Setelah mendapatkan data percepatan terhadap waktu yang telah dikonversi menjadi FFT pada jalan kelas A, dengan menggunakan program pada MATLAB, data tersebut akan dikonversi menjadi data *Power Spectral Density* (PSD *g acceleration*). PSD mewakili

intensitas rata-rata getaran yang terjadi pada *unsprung mass* dalam fungsi frekuensi yang akan menjadi *vibration loads* dalam pengujian dinamis *Random Vibration* pada ANSYS. Berikut merupakan gambar grafik respon rata-rata getaran (PSD) yang terjadi pada *unsprung mass* dengan kecepatan 40 km/h dan 80 km/h.

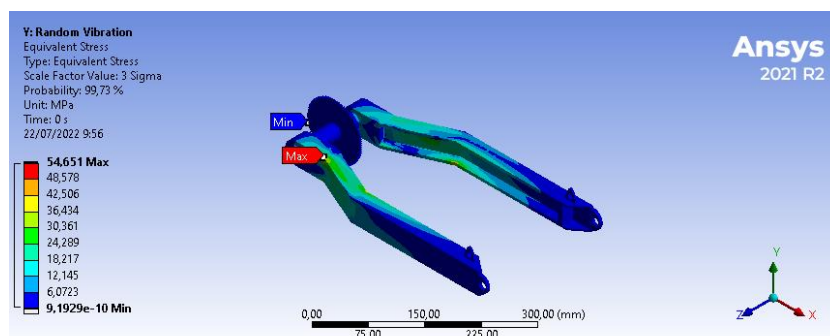


(c)

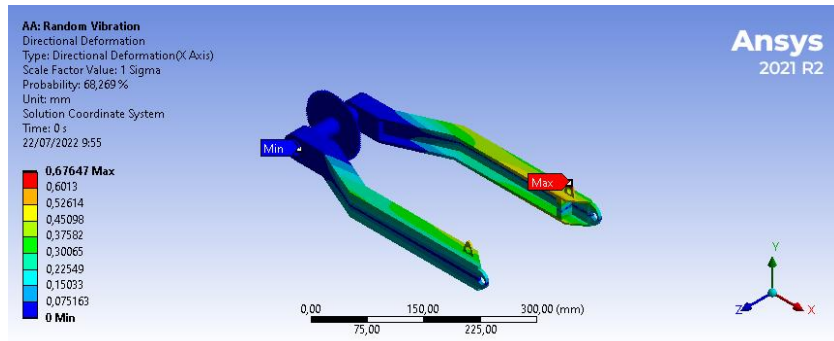
**Gambar 4. 8** Perbandingan Grafik PSD dengan Variasi Kecepatan

Diketahui pada Gambar 4.8 merupakan grafik getaran yang terdistribusi ke *swingarm* dengan kelas jalan A dan variasi kecepatan sebesar 40 km/jam dan 80 km/jam. Dalam hal ini, PSD merepresentasikan getaran yang dialami *e-scooter*. Getaran paling besar yang terdistribusi ke *swingarm* ketika kendaraan melaju dengan kecepatan 80 km/jam adalah sebesar 51.51 g<sup>2</sup>/Hz dan ketika kendaraan melaju dengan kecepatan 40 km/jam adalah sebesar 35,00 g<sup>2</sup>/Hz. Dari gambar grafik dan data hasil simulasi MATLAB di atas dapat diketahui bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan, maka getaran yang terjadi dan terdistribusi akan semakin besar.

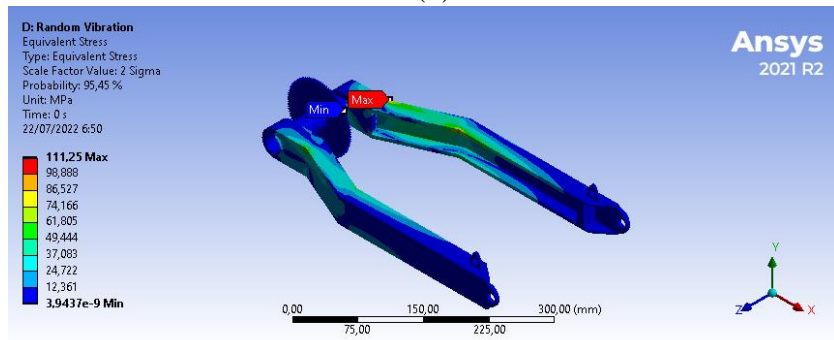
Setelah mendapatkan data PSD *g acceleration* yang berupa frekuensi dan *psd* dari MATLAB pada kelas jalan A, data tersebut akan dikonversikan ke ANSYS sebagai *vibration load* untuk melaksanakan analisa dinamis pada *Random Vibration*. Hasil dari simulasi dinamis akan didapatkan data deformasi dan *equivalent stress* yang terjadi ke arah vertikal pada model *swingarm* modifikasi dengan material *Carbon Steel 1030* dan *Aluminium Alloy 6061 T6* akibat dari *vibration load* yang terdistribusi sebagai *input* pada simulasi *Random Vibration*. Hasil simulasi *Random Vibration* pada model *swingarm* modifikasi saat *e-scooter* melaju dengan kecepatan 40 km/jam pada kelas jalan A dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



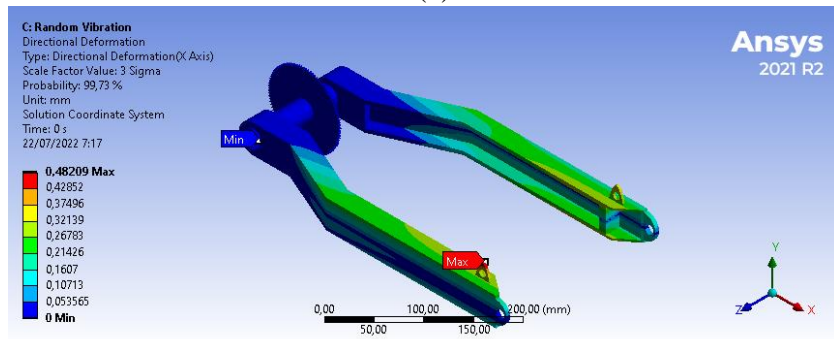
(a)



(b)

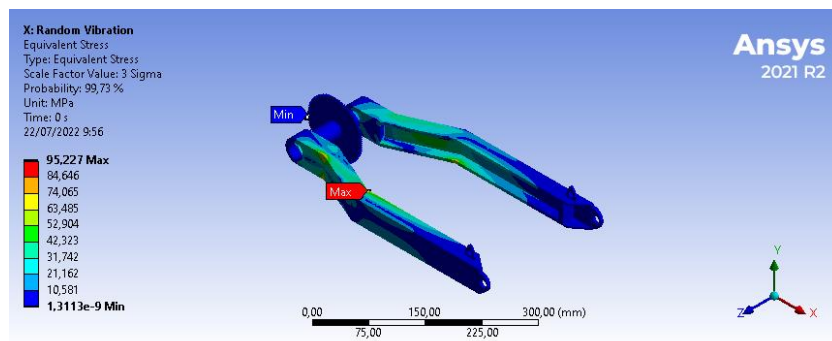


(c)

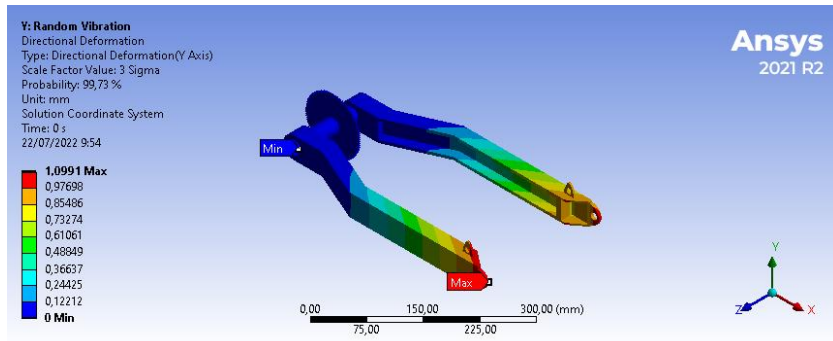


(d)

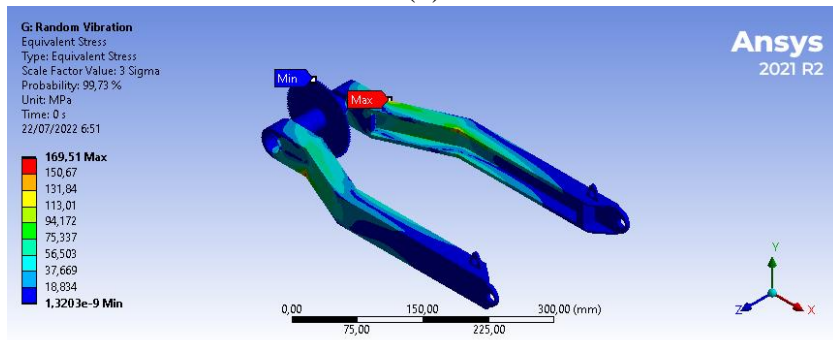
**Gambar 4. 9** Hasil Simulasi *Random Vibration* pada Model *Swingarm* Modifikasi pada Kecepatan 40 km/h Kelas Jalan A (a) *Equivalent stress* Aluminium Alloy 6061 T6 (b) *Deformasi* Aluminium Alloy 6061 T6 (c) *Equivalent stress* Carbon Steel 1030 Normalized (d) *Deformasi* Carbon Steel 1030 Normalized



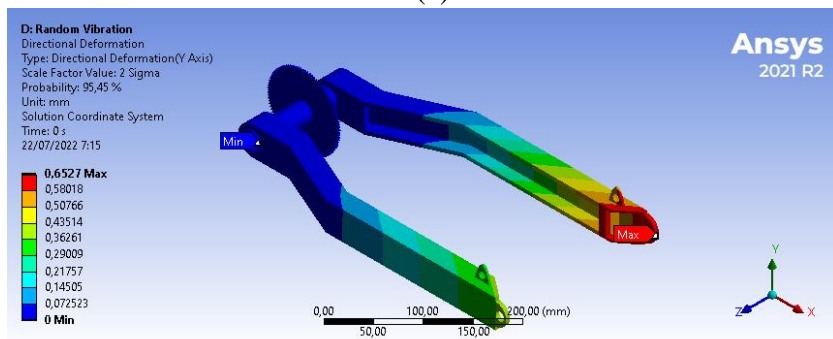
(a)



(b)



(c)



(d)

**Gambar 4. 10** Hasil Simulasi *Random Vibration* pada Model *Swingarm* Modifikasi pada Kecepatan 80 km/h Kelas Jalan A (a) *Equivalent stress* Aluminium Alloy 6061 T6 (b) Deformasi Aluminium Alloy 6061 T6 (c) *Equivalent stress* Carbon Steel 1030 Normalized (d) Deformasi Carbon Steel 1030 Normalized

Pada hasil simulasi *random vibration* di atas memperlihatkan bahwa *equivalent stress* maksimum akibat distribusi oleh beban dinamis pada *swingarm* ketika berada jalan kelas A kecepatan 80 km/h. Titik tegangan maksimum yang terjadi terdapat pada bagian yang terhubung dengan roda, sedangkan titik deformasi maksimum terdapat pada bagian tengah.

Untuk keseluruhan hasil data deformasi dan *equivalent stress* pada model *swingarm* awal dan modifikasi dari simulasi dinamis *random vibration* pada kelas jalan A dapat dilihat pada Tabel 4.4.

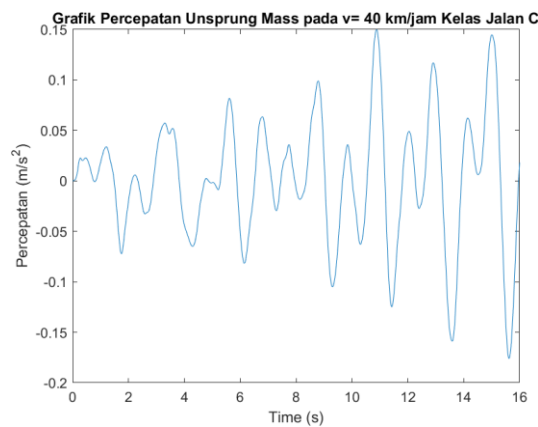
**Tabel 4. 4** Deformasi dan *Equivalent stress* pada Kelas Jalan A

	<b>Deformasi (mm)</b>	<b><i>Equivalent stress</i> (MPa)</b>
--	-----------------------	---------------------------------------

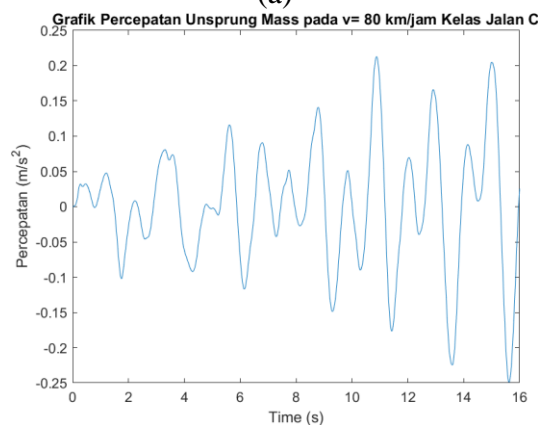
Kecepatan (km/jam)	Carbon Steel 1030 Normalized	Aluminum Alloy 6061 T6	Carbon Steel 1030 Normalized	Aluminum Alloy 6061 T6
40 km/h	0,395	2,887	345,72	206,54
80 km/j	0,430	3,086	369,27	265,69

#### 4.3.2 Hasil Pengujian Dinamis pada Jalan Kelas C

*E-scooter* berjalan di kerataan jalan kelas C dapat menyebabkan getaran pada roda belakang dan *unsprung mass*. Gambar 4.10 merupakan grafik respon percepatan pada *unsprung mass* terhadap waktu pada pemodelan penuh *e-scooter* dengan kecepatan 40 km/h dan 80 km/h. Ketika *e-scooter* melaju dengan kecepatan 40 km/h, maka percepatan maksimumnya adalah  $0,150 \text{ m/s}^2$ . Ketika *e-scooter* melaju dengan kecepatan 80 km/h, maka percepatan maksimumnya adalah  $0,212 \text{ m/s}^2$ . Diketahui dari grafik respon percepatan *unsprung mass* dan data hasil simulasi pada blok digram Simulink adalah semakin cepat kendaraan bergerak makin besar percepatan pada *unsprung mass*.



(a)

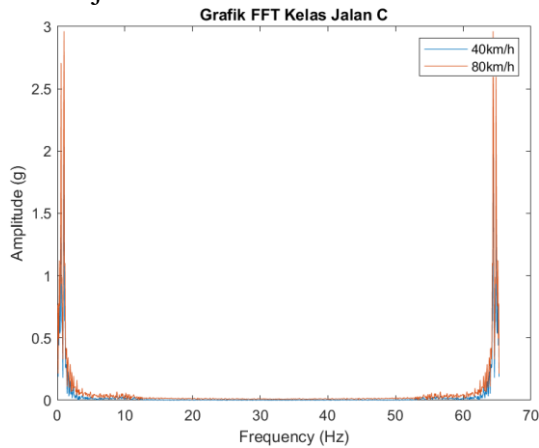


(b)

**Gambar 4. 11** Grafik Respon *Acceleration Unsprung mass* terhadap Waktu pada Pemodelan Penuh Kendaraan Kelas Jalan C

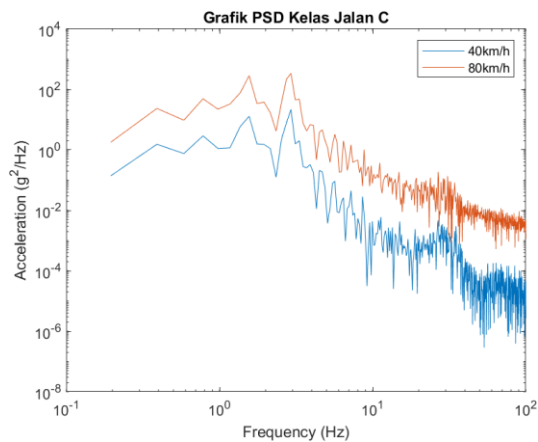
Setelah mendapatkan data respon percepatan sprung mass terhadap waktu pada jalan kelas A, dapat digunakan program MATLAB untuk mengubah data dari time-domain data menjadi data FFT. FFT merupakan metode yang digunakan untuk mengubah *time-domain data* menjadi *frequency-domain data*. Grafik 4.12 merupakan FFT dari data percepatan pada kecepatan 40 km/h kelas jalan A. Percepatan dinotasikan

dengan unit (g). Dengan kecepatan 40 km/h, ditemukan bahwa akselerasi tertinggi berada pada angka 2,35 g pada frekuensi 1,05 Hz dan 66,31 Hz. Dengan kecepatan 80 km/h, ditemukan bahwa akselerasi tertinggi berada pada angka 2,96 dengan frekuensi yang sama pada FFT 40 km/jam.



**Gambar 4. 12** Perbandingan Grafik PSD dengan Variasi Kecepatan

Setelah mendapatkan data percepatan terhadap waktu yang telah dikonversi menjadi FFT pada jalan kelas C, dengan menggunakan program pada MATLAB, data tersebut akan dikonversi menjadi data *Power Spectral Density* (PSD *g acceleration*). PSD mewakili intensitas rata-rata getaran yang terjadi pada *unsprung mass* dalam fungsi frekuensi yang akan menjadi *vibration loads* dalam pengujian dinamis *Random Vibration* pada ANSYS. Berikut merupakan gambar grafik respon rata-rata getaran (PSD) yang terjadi pada *unsprung mass* dengan kecepatan 40 km/h dan 80 km/h.

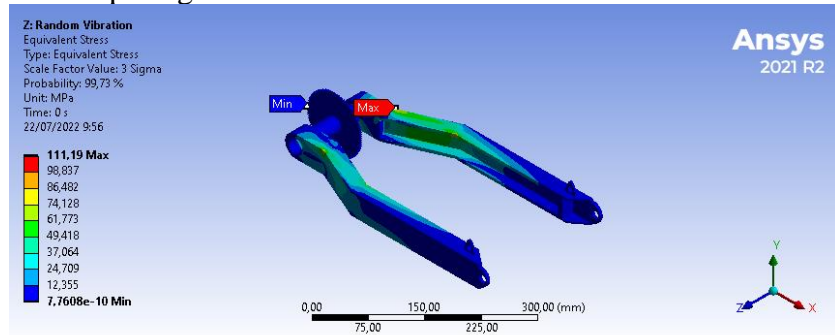


**Gambar 4. 13** Perbandingan Grafik PSD dengan Variasi Kecepatan

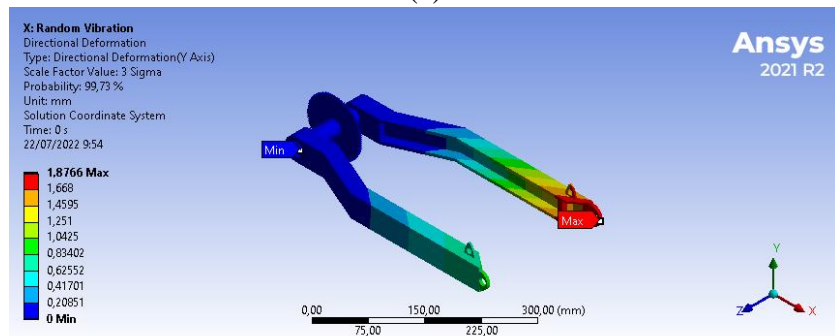
Diketahui pada Gambar 4.12 merupakan grafik getaran yang terdistribusi ke *swingarm* dengan kelas jalan C dan variasi kecepatan sebesar 40 km/jam dan 80 km/jam. Getaran paling besar terdistribusi ke *swingarm* ketika kendaraan melaju dengan kecepatan 80 km/jam dengan nilai PSD sebesar 286,39  $g^2/Hz$  dan ketika kendaraan melaju dengan kecepatan 40 km/jam nilai PSD sebesar 271,53  $g^2/Hz$ . Dari gambar grafik dan data hasil simulasi MATLAB di atas dapat diketahui bahwa semakin tinggi kecepatan kendaraan, maka getaran yang terjadi dan terdistribusi akan semakin besar.

Setelah mendapatkan data PSD *g acceleration* yang berupa frekuensi dan PSD dari MATLAB pada kelas jalan C, data tersebut akan dikonversikan ke ANSYS sebagai

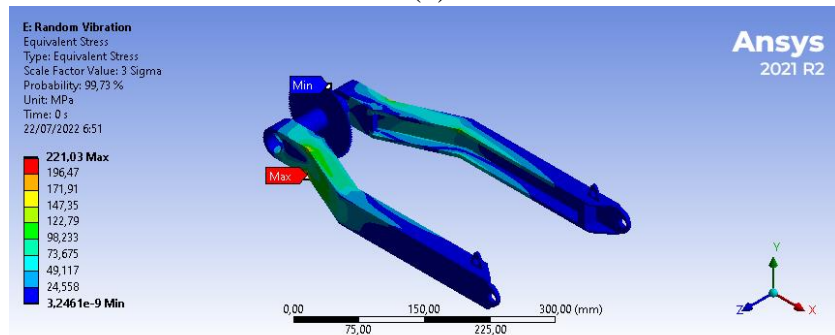
*vibration load* untuk melaksanakan analisa dinamis pada *Random Vibration*. Hasil dari simulasi dinamis akan didapatkan data deformasi dan *equivalent stress* yang terjadi ke arah vertikal pada model *swingarm* modifikasi dengan material *Carbon Steel 1030* dan *Aluminium Alloy 6061 T6* akibat dari *vibration load* yang terdistribusi sebagai *input* pada simulasi *Random Vibration*. Hasil simulasi *Random Vibration* pada model *swingarm* modifikasi saat *e-scooter* melaju dengan kecepatan 40 km/jam pada kelas jalan A dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



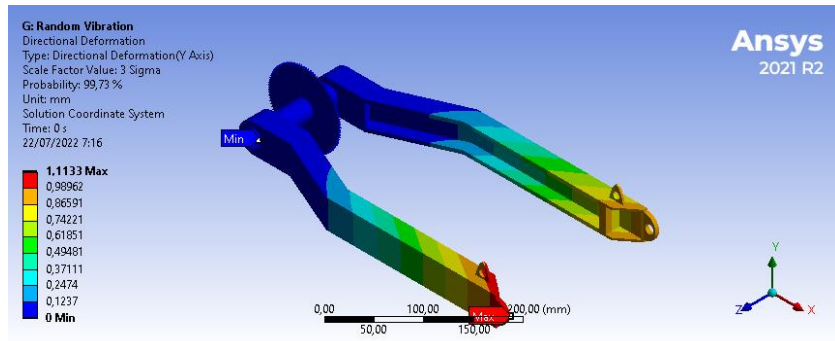
(a)



(b)

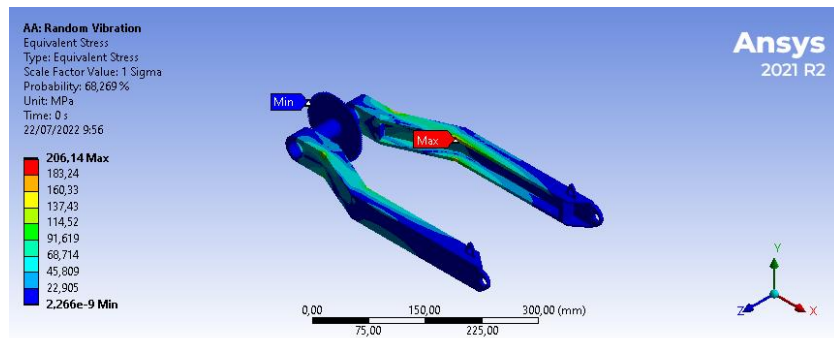


(c)

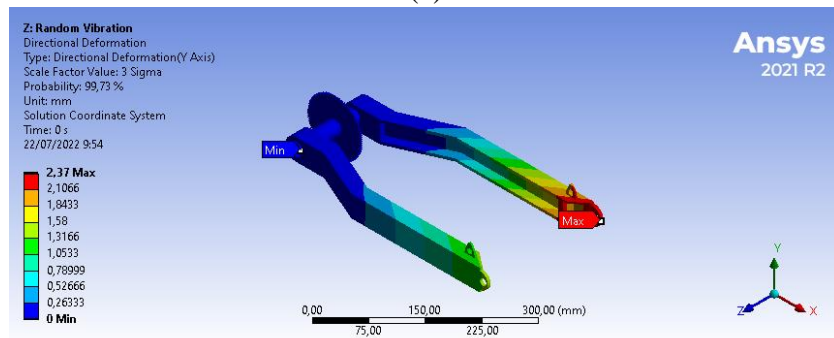


(d)

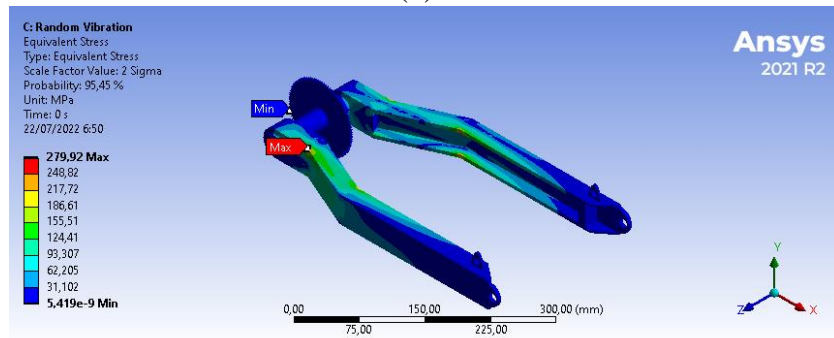
**Gambar 4. 14** Hasil Simulasi *Random Vibration* pada Model *Swingarm* Modifikasi pada Kecepatan 40 km/h Kelas Jalan C (a) *Equivalent stress* Aluminium Alloy 6061 T6 (b) *Deformasi* Aluminium Alloy 6061 T6 (c) *Equivalent stress* Carbon Steel 1030 Normalized (d) *Deformasi* Carbon Steel 1030 Normalized



(a)

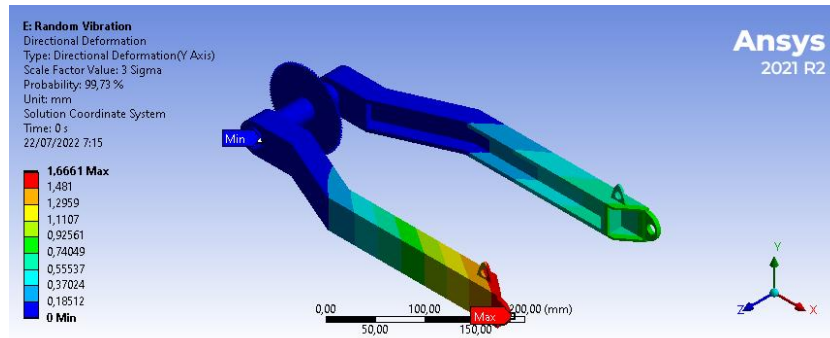


(b)



(c)





(d)

**Gambar 4. 15** Hasil Simulasi *Random Vibration* pada Model *Swingarm* Modifikasi pada Kecepatan 80 km/h Kelas Jalan C (a) *Equivalent stress* Aluminium Alloy 6061 T6 (b) Deformasi Aluminium Alloy 6061 T6 (c) *Equivalent stress* Carbon Steel 1030 Normalized (d) Deformasi Carbon Steel 1030 Normalized

Pada hasil simulasi *random vibration* di atas memperlihatkan bahwa *equivalent stress* maksimum akibat distribusi oleh beban dinamis pada *swingarm* ketika berada jalan kelas C kecepatan 80 km/h. Titik tegangan maksimum yang terjadi terdapat pada bagian yang terhubung dengan roda, sedangkan titik deformasi maksimum terdapat pada bagian tengah. Pemusatan tegangan terjadi karena *swingarm* mengalami bending akibat distribusi gaya ke arah sumbu Y (ke atas dan bawah) yang kemudian membuat stress maksimum terdapat pada sambungan lengan ayun terhadap penopang lengan.

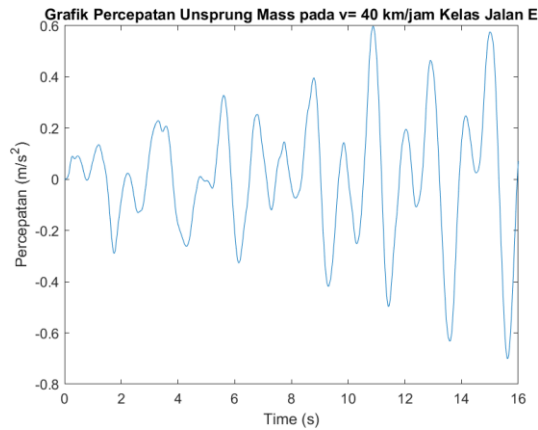
Untuk keseluruhan hasil data deformasi dan *equivalent stress* pada model *swingarm* awal dan modifikasi dari simulasi dinamis *random vibration* pada kelas jalan C dapat dilihat pada Tabel 4.5.

**Tabel 4. 5** Deformasi dan *Equivalent stress* pada Kelas Jalan C

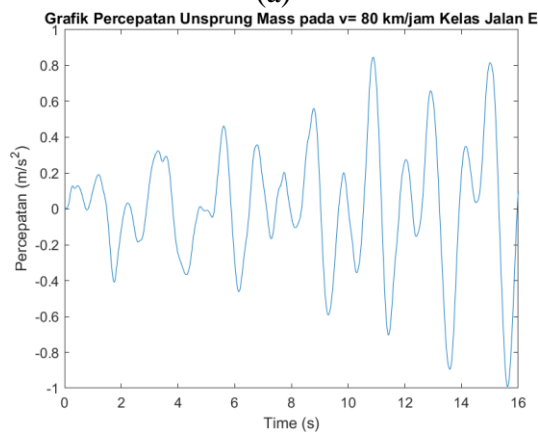
Kecepatan (km/jam)	Deformasi (mm)		<i>Equivalent stress</i> (MPa)	
	Carbon Steel 1030 Normalized	Aluminum Alloy 6061 T6	Carbon Steel 1030 Normalized	Aluminum Alloy 6061 T6
40 km/h	1,11	1,80	221,03	111,19
80 km/j	1,66	2,37	279,92	206,14

#### 4.3.3 Hasil Pengujian Dinamis pada Jalan Kelas E

*E-scooter* berjalan di kerataan jalan kelas E dapat menyebabkan getaran pada roda belakang dan *unsprung mass*. Gambar 4.16 merupakan grafik respon *acceleration* pada *unsprung mass* terhadap waktu pada pemodelan penuh *e-scooter* dengan kecepatan 40 km/h dan 80 km/h. Ketika *e-scooter* melaju dengan kecepatan 40 km/h, maka percepatan maksimumnya adalah  $0,598 \text{ m/s}^2$ . Ketika *e-scooter* melaju dengan kecepatan 80 km/h, maka percepatan maksimumnya adalah  $0,847 \text{ m/s}^2$ . Diketahui dari grafik respon percepatan *unsprung mass* dan data hasil simulasi pada blok digram Simulink adalah semakin cepat kendaraan bergerak makin besar percepatan pada *unsprung mass*.



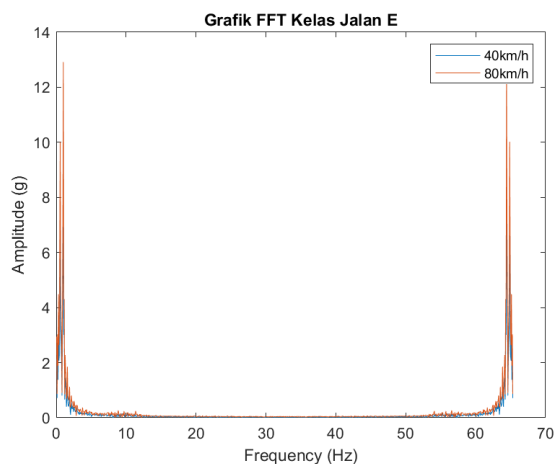
(a)



(b)

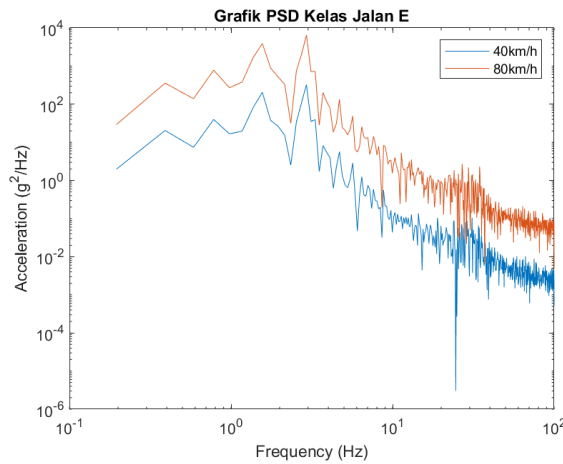
**Gambar 4. 16** Grafik Respon Percepatan *Unsprung mass* terhadap Waktu pada Pemodelan Penuh Kendaraan Kelas Jalan E (a)  $v = 40$  km/jam (b)  $v = 80$  km/jam

Setelah mendapatkan data respon *acceleration sprung mass* terhadap waktu pada jalan kelas E, dapat digunakan program MATLAB untuk mengubah data dari time-domain data menjadi data FFT. FFT merupakan metode yang digunakan untuk mengubah *time-domain data* menjadi *frequency-domain data*. Gambar 4.16 merupakan FFT dari data percepatan pada kecepatan 40 km/h kelas jalan E. Percepatan dinotasikan dengan unit (g). Dengan kecepatan 80 km/h, ditemukan bahwa akselerasi tertinggi berada pada angka 0,847. Dengan kecepatan 40 km/h, ditemukan bahwa akselerasi tertinggi berada pada angka 9,12 g pada frekuensi 1,05 Hz dan 66,31 Hz.



**Gambar 4. 17** Grafik FFT Keseluruhan

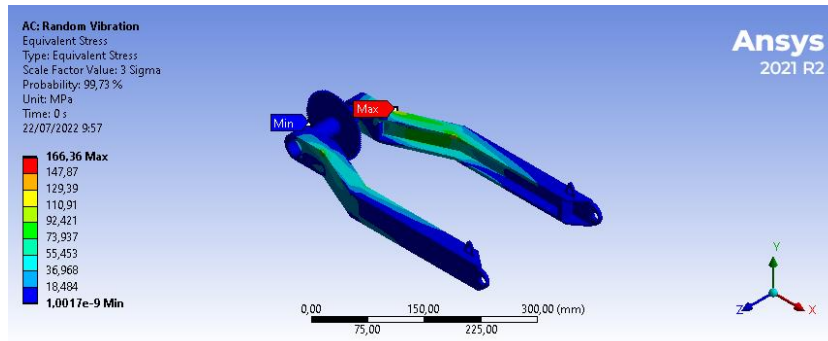
Setelah mendapatkan data percepatan terhadap waktu yang telah dikonversi menjadi FFT pada jalan kelas E, dengan menggunakan program pada MATLAB, data tersebut akan dikonversi menjadi data *Power Spectral Density* (PSD *g acceleration*). PSD mewakili intensitas rata-rata getaran yang terjadi pada *unsprung mass* dalam fungsi frekuensi yang akan menjadi *vibration loads* dalam pengujian dinamis *Random Vibration* pada ANSYS. Berikut merupakan gambar grafik respon rata-rata getaran (PSD) yang terjadi pada *unsprung mass* dengan kecepatan 40 km/h dan 80 km/h.



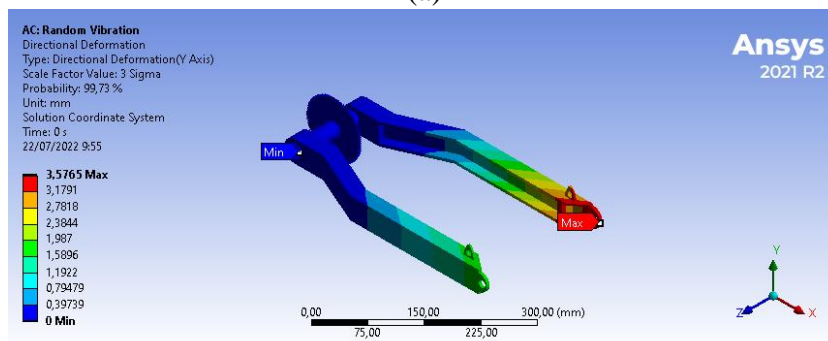
**Gambar 4. 18** Perbandingan Grafik PSD dengan Variasi Kecepatan

Diketahui pada Gambar 4.18 merupakan grafik getaran yang terdistribusi ke *swingarm* dengan kelas jalan E dan variasi kecepatan sebesar 40 km/jam dan 80 km/jam. Getaran paling besar terdistribusi ke *swingarm* ketika kendaraan melaju dengan kecepatan 80 km/jam dengan nilai PSD sebesar 6514,28 g<sup>2</sup>/Hz dan ketika kendaraan melaju dengan kecepatan 40 km/jam nilai PSD sebesar 325,31 g<sup>2</sup>/Hz. Dari gambar grafik dan data hasil simulasi MATLAB di atas dapat diketahui bahwa semakin tinggi kecepatan *e-scooter*, maka getaran yang terjadi dan terdistribusi akan semakin besar.

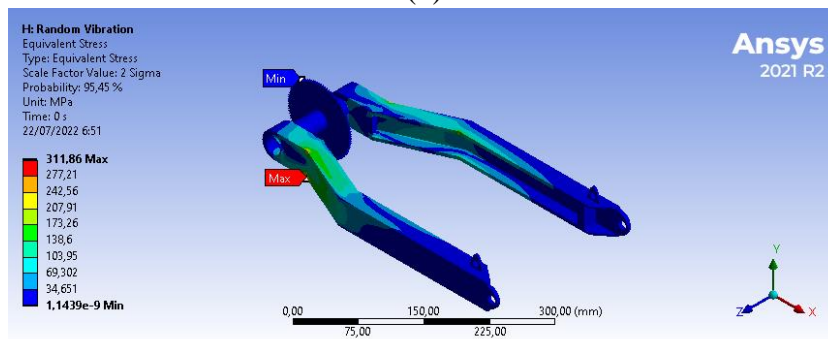
Setelah mendapatkan data PSD *g acceleration* yang berupa frekuensi dan PSD dari MATLAB pada kelas jalan A, data tersebut akan dikonversikan ke ANSYS sebagai *vibration load* untuk melaksanakan analisa dinamis pada *Random Vibration*. Hasil dari simulasi dinamis akan didapatkan data deformasi dan *equivalent stress* yang terjadi ke arah vertikal pada model *swingarm* modifikasi dengan material *Carbon Steel 1030* dan *Aluminium Alloy 6061 T6* akibat dari *vibration load* yang terdistribusi sebagai *input* pada simulasi *Random Vibration*. Hasil simulasi *Random Vibration* pada model *swingarm* modifikasi saat *e-scooter* melaju dengan kecepatan 40 km/jam pada kelas jalan A dapat dilihat pada gambar di bawah ini.



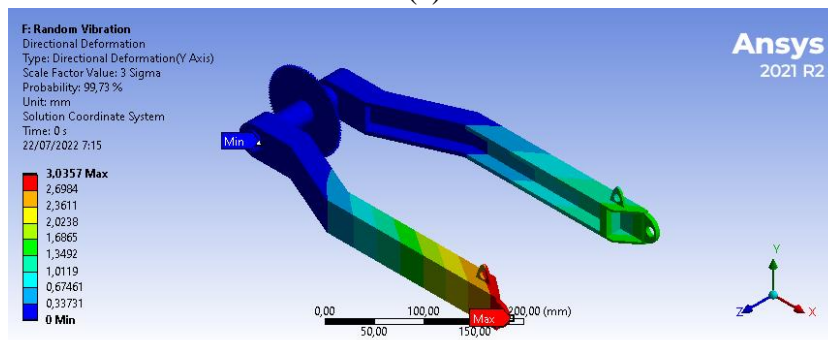
(a)



(b)

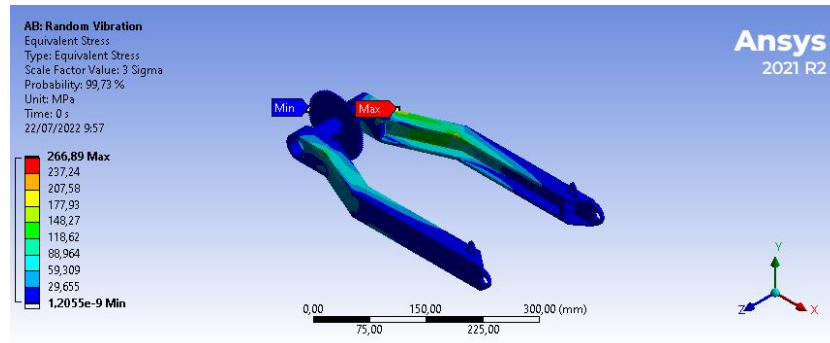


(c)

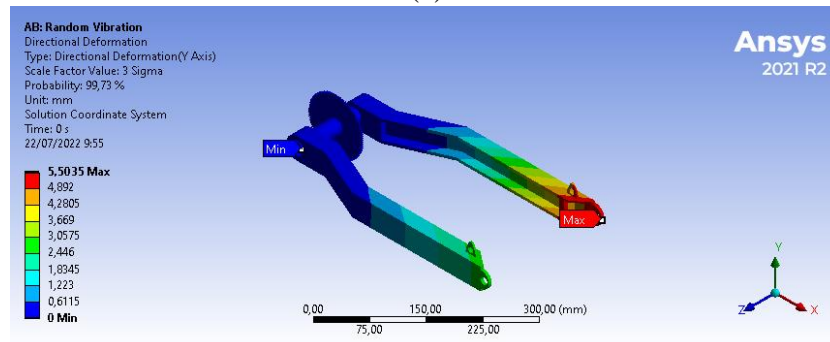


(d)

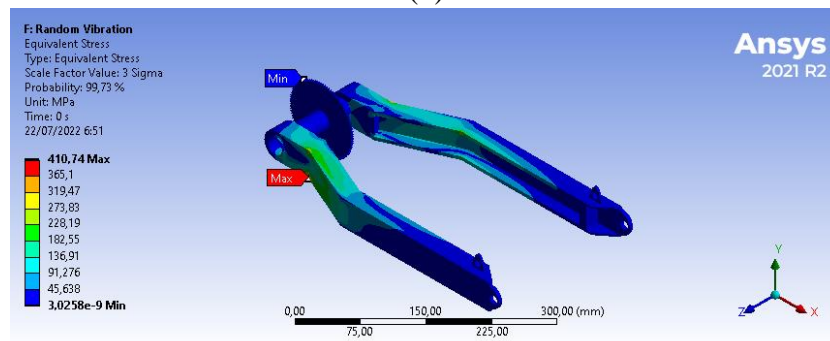
**Gambar 4. 19** Hasil Simulasi *Random Vibration* pada Model *Swingarm* Modifikasi pada Kecepatan 40 km/h Kelas Jalan E (a) *Equivalent stress* Aluminium Alloy 6061 T6 (b) Deformasi Aluminium Alloy 6061 T6 (c) *Equivalent stress* Carbon Steel 1030 Normalized (d) Deformasi Carbon Steel 1030 Normalized



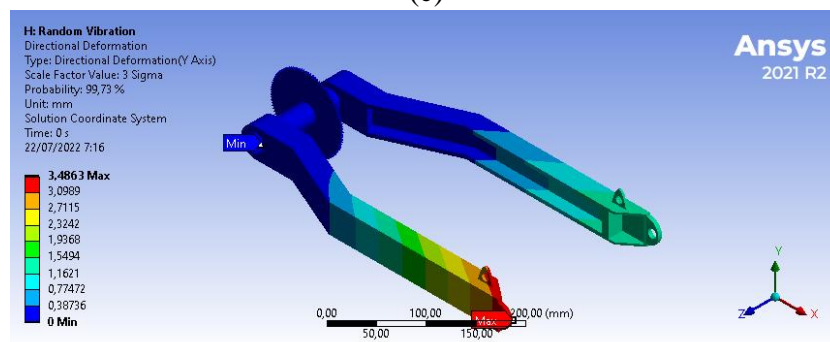
(a)



(b)



(c)



(d)

**Gambar 4. 20** Hasil Simulasi *Random Vibration* pada Model *Swingarm* Modifikasi pada Kecepatan 80 km/h Kelas Jalan E (a) *Equivalent stress* Aluminium Alloy 6061 T6 (b) Deformasi Aluminium Alloy 6061 T6 (c) *Equivalent stress* Carbon Steel 1030 Normalized (d) Deformasi Carbon Steel 1030 Normalized

Pada hasil simulasi *random vibration* di atas memperlihatkan bahwa *equivalent stress* maksimum akibat distribusi oleh beban dinamis pada *swingarm* ketika berada jalan

kelas E kecepatan 80 km/h. Titik tegangan maksimum yang terjadi terdapat pada bagian yang terhubung dengan roda, sedangkan titik deformasi maksimum terdapat pada bagian tengah. Pemusatan tegangan terjadi karena *swingarm* mengalami *bending* akibat distribusi gaya kearah sumbu Y (ke atas dan bawah) yang kemudian membuat stress maksimum terdapat pada sambungan lengan ayun terhadap penopang lengan.

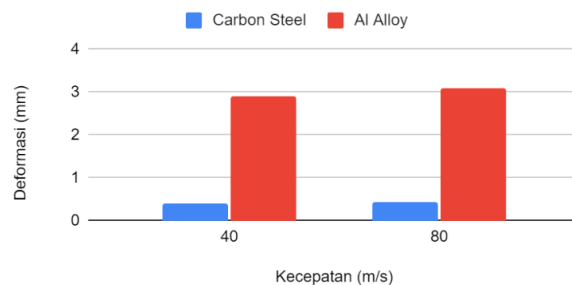
Untuk keseluruhan hasil data deformasi dan *equivalent stress* pada model *swingarm* awal dan modifikasi dari simulasi dinamis *random vibration* pada kelas jalan E dapat dilihat pada Tabel 4.6.

**Tabel 4. 6** Deformasi dan *Equivalent stress* pada Kelas Jalan E

Kecepatan (km/jam)	Deformasi (mm)		<i>Equivalent stress</i> (MPa)	
	Carbon Steel 1030 Normalized	Aluminum Alloy 6061 T6	Carbon Steel 1030 Normalized	Aluminum Alloy 6061 T6
40 km/h	3,03	3,57	311,86	166,36
80 km/j	3,48	5,50	410,74	266,89

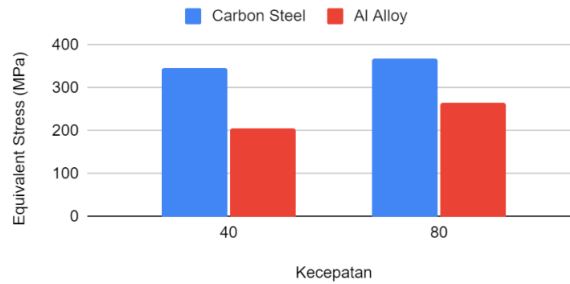
#### 4.3.4 Pembahasan Hasil Simulasi Dinamis

Pembahasan data hasil simulasi dinamis *random vibration* ini dilakukan dengan membandingkan *equivalent stress* dan deformasi yang terjadi pada masing-masing kecepatan pada kelas jalan A, C, dan E. Pembahasan ini mengenai perbandingan deformasi dan *stress* dari material *aluminium Alloy 6061 T6* dan *Carbon Steel 1030* terhadap variasi kecepatan dan kelas jalan A. Dari analisis ini akan diketahui kekuatan dari tiap kecepatan yang diteliti pada tiap material.



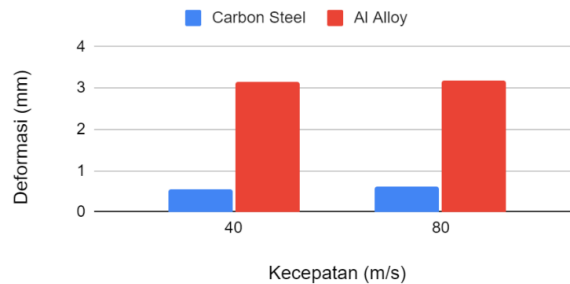
**Gambar 4. 21** Grafik Deformasi *Swingarm Modifikasi* pada Kelas Jalan A

Dari Gambar 4.21 diketahui bahwa semakin cepat kecepatan *e-scooter* saat melalui jalan kelas A maka semakin besar nilai deformasi dari model awal dan modifikasi dan juga pada kedua material. Dapat dilihat dari grafik jika jarak perbedaan deformasi antara kecepatan 40 km/jam sampai 80 km/jam pada jalan kelas A tidak begitu jauh pada jenis model dan material yang sama. Selain itu, material *carbon steel 1030* memiliki nilai deformasi yang lebih rendah dibandingkan dengan material *aluminium alloy 6061 T6*. Deformasi maksimum pada material *aluminium alloy 6061 T6* terjadi saat *e-scooter* melaju dengan kecepatan 80 km/jam dengan model modifikasi dan deformasinya sebesar 2,21764 mm. Deformasi pada material *carbon steel 1030* terjadi pada model modifikasi pada kecepatan 80 km/jam sebesar 0,88295 mm. Hal ini menandakan bahwa material *carbon steel 1030* memiliki struktur yang lebih keras dibandingkan dengan *aluminium alloy 6061 T6*. Hal tersebut diakibatkan karena lebih besarnya nilai *modulus young carbon steel 1030* dan juga persentase karbon yang terdapat pada *carbon steel 1030* yang menyebabkan material ini semakin kaku dan sulit berdeformasi.

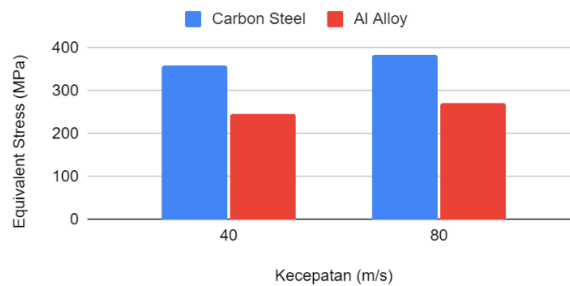


**Gambar 4. 22** *Equivalent stress Swingarm Model Awal dan Modifikasi pada Kelas Jalan A*

Pada Gambar 4.22 diketahui nilai *equivalent stress* dari kedua model *swingarm* dan juga pada kedua material. Diketahui bahwa *equivalent stress* yang terjadi semakin besar nilainya saat kecepatan *e-scooter* juga bertambah pada kelas jalan A. Model modifikasi memiliki nilai *equivalent stress* yang lebih tinggi dibandingkan model awal. Selain itu, diketahui bahwa material *aluminium alloy 6061 T6* memiliki nilai *stress* yang lebih kecil dibandingkan material *carbon steel 1030* hal ini dikarenakan dipengaruhi oleh struktur penyusun dari material tersebut.



**Gambar 4. 23** *Deformasi Swingarm Model Modifikasi pada Kelas Jalan C*

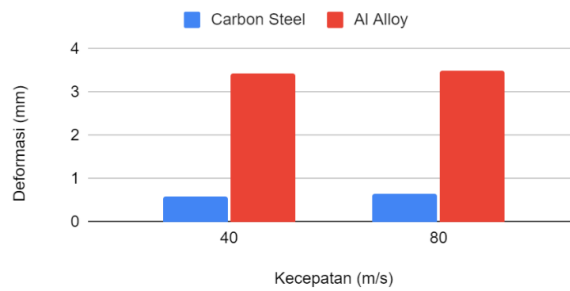


**Gambar 4. 24** *Equivalent stress Swingarm Model Modifikasi pada Kelas Jalan C*

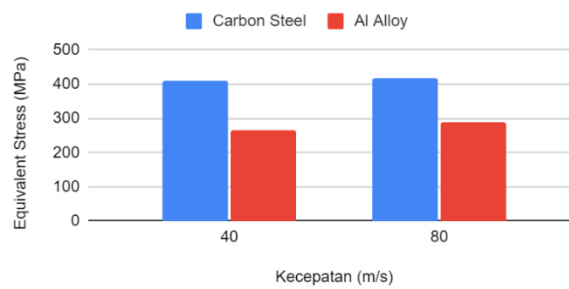
Pada Gambar 4.24 diketahui nilai *equivalent stress* dari kedua model *swingarm* dan juga pada kedua material. Diketahui bahwa *equivalent stress* yang terjadi semakin besar nilainya saat kecepatan *e-scooter* juga bertambah pada kelas jalan C. Model modifikasi memiliki nilai *equivalent stress* yang lebih tinggi dibandingkan model awal.

Selain itu, diketahui bahwa material *aluminium alloy 6061 T6* memiliki nilai *stress* yang lebih kecil dibandingkan material *carbon steel 1030* hal ini dikarenakan kedua material memiliki modulus elasticity yang berbeda. Ketika dikenakan beban, kedua material memiliki nilai *strain* yang berbeda. *Stress* yang berbanding lurus dengan modulus of elasticity dan *strain* akan memiliki nilai yang lebih besar. Carbon steel dengan modulus of elasticity

sebesar 200 GPa akan mengalami stress yang lebih besar daripada aluminium alloy yang memiliki nilai modulus of elasticity jauh di bawah carbon steel, yaitu 68,9 GPa.



**Gambar 4. 25** Deformasi *Swingarm* Modifikasi pada Kelas Jalan E



**Gambar 4. 26** *Equivalent stress* *Swingarm* Modifikasi pada Kelas Jalan E

Berdasarkan nilai *stress* pada setiap kecepatan *e-scooter* pada kelas jalan C, nilai *safety factor* dapat dihitung dari model yang dibuat. *Safety factor* dengan pembebanan dinamis dapat dihitung menggunakan *failure theory* dari Soderberg yang digunakan untuk mengetahui faktor keamanan sebuah rancangan yang dikenakan beban *fatigue*. Fatigue formula untuk kriteria Soderberg adalah sebagai berikut

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (4.1)$$



**Tabel 4.7 Safety factor**

Kecepatan (km/jam)	A		C		E	
	Carbon Steel 1030 Normalized	Aluminium Alloy 6061	Carbon Steel 1030 Normalized	Aluminium Alloy 6061	Carbon Steel 1030 Normalized	Aluminium Alloy 6061
40	2.660	2.763	1.339	1.359	1.028	0.908
80	1.744	1.587	1.197	1.031	1.003	0.566

Pada tabel 4.7 diketahui nilai dari *safety factor* pada kelas jalan A, C, dan E pada model *swing arm* modifikasi. Diketahui nilai *safety factor* dari Carbon Steel 1030 Normalized masih lebih tinggi daripada Aluminium Alloy. Hal ini disebabkan karena *yield strength* dan *endurance limit* dari Carbon Steel masih lebih tinggi dari aluminium alloy. Dari formula Soderberg, dapat disimpulkan bahwa semakin kecil nilai rasio *mean stress* terhadap *yield strength* dan rasio *alternating stress* terhadap *endurance limit*, semakin besar *safety factor* yang dihasilkan.

Pada kelas jalan A dan C, kedua material memiliki nilai *safety factor* di atas satu. Pada kelas jalan E, *swing arm* dengan material Aluminium Alloy 6061 memiliki *safety factor* di bawah satu, yang artinya *swing arm* akan mengalami deformasi elastis jika dikenakan pembebanan dinamis. Dari nilai *safety factor* ini, material yang akan dipilih adalah material Carbon Steel 1030 Normalized yang memiliki nilai *safety factor* di atas satu untuk pembebanan dinamis pada kelas jalan A, C, dan E. Selain itu, persentase carbon pada material Carbon Steel menyebabkan deformasi pada *swing arm* lebih kecil sehingga kekakuan *swing arm* lebih tinggi dibanding menggunakan Aluminium Alloy 6061.

## BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

### 5.1. Kesimpulan

Setelah melakukan analisa data dan pembahasan dari setiap simulasi, penulis dapat menarik kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah dilakukan pemodelan suspensi *double sided swingarm* untuk *e-scooter* yang memiliki dimensi dengan panjang 430 mm dan lebar maksimum antar lengan 140 mm. Pengmodifikasian model *swingarm* dibuat dengan mengubah profil *swingarm* menjadi bentuk U.
2. Pada simulasi statis didapatkan hasil:
  - a. Model *swingarm* awal dengan material *carbon steel* 1030 memiliki *stress maksimum* sebesar 439,43 MPa dan deformasi sebesar 3,064 mm. Model awal dengan material *aluminium alloy* 6061 T6 memiliki *stress* maksimum sebesar 440,63 MPa dan deformasi maksimum sebesar 9,258 mm.
  - b. Pada model modifikasi dengan material *carbon steel* 1030 memiliki *stress* maksimum sebesar 206,78 MPa dan deformasi 1,928 mm. Model modifikasi dengan material *aluminium alloy* 6061 T6 memiliki *stress* maksimum sebesar 208,292 MPa dan deformasi maksimum sebesar 5,862 mm.

Model *swingarm* modifikasi memiliki nilai deformasi dan *stress* maksimum yang lebih tinggi karena pengurangan massa *swingarm*. Nilai deformasi maksimum dari material *carbon steel* 1030 lebih kecil dibandingkan *aluminium alloy* 1030 dikarenakan nilai *modulus young* yang besar dan terdapatnya unsur carbon sebesar 0,27%-0,34% yang menyebabkan sulitnya berdeformasi. *Stress* maksimum yang terjadi hampir sama tetapi *aluminium alloy* 6061 T6 lebih kecil dikarenakan perbedaan struktur penyusun.

3. Pada simulasi dinamis didapatkan hasil:
  - a. Model *swingarm* modifikasi memiliki deformasi dan *stress* maksimum pada kelas jalan A dengan kecepatan 80 km/jam. Pada material *carbon steel* 1030 memiliki deformasi maksimum sebesar 0,652 mm dan *stress* maksimum sebesar 206 MPa. Pada material *aluminium alloy* 6061 T6 memiliki deformasi maksimum sebesar 1 mm dan *stress* maksimum sebesar 87 MPa.
  - b. Model *swingarm* modifikasi memiliki deformasi dan *stress* maksimum pada kelas jalan C dengan kecepatan 80 km/jam. Pada material *carbon steel* 1030 memiliki deformasi maksimum sebesar 1,666 mm dan *stress* maksimum sebesar 279 MPa. Pada material *aluminium alloy* 6061 T6 memiliki deformasi maksimum sebesar 2,37 mm dan *stress* maksimum sebesar 206 MPa.
  - c. Model *swingarm* Modifikasi memiliki deformasi dan *stress* maksimum pada kelas jalan E dengan kecepatan 80 km/jam. Pada material *carbon steel* 1030 *normalized* memiliki deformasi maksimum sebesar 3,48 mm dan *stress* maksimum sebesar 410 MPa. Pada material *aluminium alloy* 6061 T6 memiliki deformasi maksimum sebesar 5,5 mm dan *stress* maksimum sebesar 266 MPa.
4. Dari hasil yang didapatkan, semakin tinggi kecepatan dan semakin naik kelas jalan maka semakin besar getaran yang terjadi dan terdistribusi ke *swingarm*. Material *carbon steel* 1030 *normalized* adalah bahan konstruksi terbaik dimana deformasi yang terjadi lebih kecil dibandingkan material *aluminium alloy* 6061 T6. Dari hasil pengujian

dinamis, dapat dilihat bahwa swing arm dengan material Carbon Steel 1030 Normalized memiliki *safety factor* di atas satu sedangkan Aluminium Alloy 6061 memiliki safety factor di bawah satu untuk kelas jalan E.

## 5.2 Saran

Saran yang dapat penulis berikan untuk pengembangan penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Menambah variasi desain dari *double sided swingarm* dan mensimulasikannya dengan structural optimization agar dapat diketahui desain mana yang terbaik, baik dari segi kekuatan struktur saat menerima pembebanan statis dan dinamis dan juga proses kemudahan proses fabrikasi.
2. Dilakukan penelitian lebih lanjut dengan tambahan variasi gaya akibat kendaraan saat menikung dengan sudut tertentu

## JADWAL KEGIATAN

Kegiatan	Bulan																									
	Februari				Maret				April				Mei				Juni				Juli					
	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV	I	II	III	IV		
Studi Literatur	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■	■
Pengerjaan Draft									■	■	■	■	■	■												
Pembuatan Geometri dan Uji Konvergensi Meshing					■	■	■	■	■	■	■															
Pendaftaran Seminar Proposal												■														
Simulasi									■	■	■															
Seminar Proposal													■													
Penyusunan Laporan Akhir																	■	■	■	■	■	■	■	■		
Sidang																									■	■

## DAFTAR PUSTAKA

- Diogo da Cal Ramos, J., Alberto Gonçalves de Sousa, L., & Orlando Marques Gameiro Folgado Supervisor, J. (2016). *Front and Rear Swing arm Design of an Electric Racing Motorcycle Mechanical Engineering Examination Committee*.
- Kholil, A. (2013). Analisis Dinamika Struktur *Swingarm* Sepeda Motor Jenis Suspensi Monoshock Menggunakan Metode Elemen Hingga. *Universitas Negeri Jakarta*
- Kholil, A., Setyawan, C., & Saputro, H. (2015). Analisa Karakteristik Getaran Struktur Lengan Ayun Sepeda Motor Jenis Suspensi Twinshock Menggunakan Metode Elemen Hingga dan Eksperimental. *Universitas Negeri Jakarta*.
- Powar, A., Joshi, H., & Sanket, K. (2016). Analysis and Topological Optimization of Motorcycle Swing-Arm. *International Journal of Current Engineering and Technology*.
- Rao, S. (2013). *Mechanical Vibration Fifth Edition*. Miami: University of Miami.
- Swathikrishnan, S., Singanapalli, P., & Prakash, A. (2019). Design and Analysis of *Swingarm* for Performance Electric Motorcycle. *IJITEE*.
- Yosseffano, R. (2021). Analisa Statis dan Dinamis pada Single Shaft Motor BLDC 1.5 KW Menggunakan Finite Element Method. *ITS*.
- Madhusudhana, S. (2019). *Road Profile Estimation and Classification: Design of Robust  $H_{\infty}$  Observer for Profile Estimation and Classification based on the Ride Comfort*.
- Cerna, M., & Harvey F., A. (2000). *The Fundamentals of FFT-Based Signal Analysis and Measurement*. www.ni.com
- Andrén, P. (2006). Power spectral density approximations of longitudinal road profiles. *International Journal of Vehicle Design*, 40(1–3), 2–14. <https://doi.org/10.1504/IJVD.2006.008450>
- Augustynowicz, A., & Praznowski, K. (2011). Use of Fourier transform for defining diagnostic parameters of car wheel. *Electrodynamics and Mechatronic Systems - Proceedings of 2011, 3rd International Students Conference on Electrodynamics and Mechatronics, SCE III*, 65–68. <https://doi.org/10.1109/SCE.2011.6092126>
- Gregor, L., Zouhar, J., Kupčák, R., Varhaník, M., & Sedlák, J. (2020). DESIGN AND STIFFNESS DISTRIBUTION ANALYSIS OF MOTORCYCLE SWINGARM MADE OF CARBON FIBER COMPOSITES. *Engineering Mechanics 2020*, 26, 162–165. <https://doi.org/10.21495/5896-3-162>
- Hassaan Abdullah Fachhochschule Kärnten, S., Hassaan Abdullah, S., Ahmed, M., & Abdul Rahman, W. (2018). Design of Racing Motorcycle Swingarm with Shape Optimisation Baja SAE India View Project Design of Racing Motorcycle Swingarm with Shape Optimisation. In *IJSRD-International Journal for Scientific Research & Development/* (Vol. 6). www.ijsrd.com

Biantoro, Y., Eka Pramono, G., Waluyo, R., Teknik dan Sains, F., & Ibn Khaldun Bogor, U. (2021). *PERANCANGAN DAN SIMULASI DESAIN SWING ARM SEPEDA MOTOR LISTRIK MODEL VESPA*. 3(1).

Wibowo, P. R. (n.d.). *Pemodelan dan Analisis Karakteristik Dinamis Regenerative Swing arm pada Scooter*.

ISO 8680. (1995). *INTERNATIONAL STANDARD ISO Mechanical vibration, road surface profiles. Reporting of Measured Data*. 8608.

## BIODATA PENULIS



Gracia Novita Putri dilahirkan di Jakarta, 17 November 2000, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara. Penulis menempuh Pendidikan formal di TK Puri Ananda, SD Global Prestasi School, SMPK 5 Penabur Jakarta, dan SMA Negeri 81 Jakarta. Penulis melanjutkan Pendidikan ke Departemen Teknik Mesin FTI-RS ITS pada tahun 2018 dengan NRP 02111840000187.

Selama aktif menjadi mahasiswa, penulis bergabung dalam organisasi Himpunan Mahasiswa Mesin ITS periode 20/21 sebagai sekretaris departemen Mechanical Engineering Event Division. Selain itu, Penulis mengikuti klub Media Komunikasi Teknik Mesin ITS sebagai kepala divisi untuk Podcast. Di luar Teknik Mesin, Penulis aktif pada organisasi kepemimpinan AIESEC in Surabaya sebagai Local Head of Internship for Partner. Penulis memiliki minat pada bidang manufaktur, desain, dan energi terbarukan. Untuk informasi, saran, dan kepentingan sehubungan penelitian, Penulis dapat dihubungi melalui [gracia.novitaa@gmail.com](mailto:gracia.novitaa@gmail.com).