

TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISIS MODAL DAN *RANDOM VIBRATION*
DESAIN STRUKTUR *CHASSIS* PADA MOTOR TRAIL
ELEKTRIK PUI-SKO ITS DENGAN *FINITE
ELEMENT METHOD* DAN *POWER SPECTRUM
DENSITY***

SAMUEL ARISTA
0211184000086

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT.
19730116 199702 1 001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



TUGAS AKHIR - TM184835

**ANALISIS MODAL DAN *RANDOM VIBRATION*
DESAIN STRUKTUR *CHASSIS* PADA MOTOR TRAIL
ELEKTRIK PUI-SKO ITS DENGAN *FINITE
ELEMENT METHOD* DAN *POWER SPECTRUM
DENSITY***

**SAMUEL ARISTA
0211184000086**

Dosen Pembimbing
Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT.
19730116 199702 1 001

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022



FINAL PROJECT - TM184835

**MODAL ANALYSIS AND RANDOM VIBRATION OF
CHASSIS STRUCTURE DESIGN ON PUI-SKO ITS
ELECTRIC TRAIL MOTOR WITH FINITE ELEMENT
METHOD AND POWER SPECTRUM DENSITY**

SAMUEL ARISTA
0211184000086

Supervisor
Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT.
19730116 199702 1 001

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2022

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISIS MODAL DAN *RANDOM VIBRATION* DESAIN STRUKTUR *CHASSIS* PADA MOTOR TRAIL ELEKTRIK PUI-SKO ITS DENGAN *FINITE ELEMENT* *METHOD* DAN *POWER SPECTRUM DENSITY*

TUGAS AKHIR

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

Oleh: Samuel Arista

NRP: 02111840000086

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT.

Pembimbing 1

2. Ir. Julendra Bambang Ariatedja MT

Penguji 1

3. Dr.Ir. Agus Sigit Pramono DEA.

Penguji 2

4. Achmad Syaifudin, ST., MEng., PhD.

Penguji 3

Surabaya
23 Juni, 2022

APPROVAL SHEET

MODAL ANALYSIS AND RANDOM VIBRATION OF CHASSIS STRUCTURE DESIGN ON PUI-SKO ITS ELECTRIC TRAIL MOTOR WITH FINITE ELEMENT METHOD AND POWER SPECTRUM DENSITY





FINAL PROJECT

Submitted to fulfill one of the requirements
for obtain a Bachelor of Engineering degree at
Undergraduate Study Program of Mechanical Engineering S-1
Department of Mechanical Engineering
Faculty of Industrial Technology and Systems Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

By: **SAMUEL ARISTA**

NRP: 0211184000086

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT.  Advisor
2. Ir. Julendra Bambang Ariatedja MT.  Examiner
3. Dr.Ir. Agus Sigit Pramono DEA.  Examiner
4. Achmad Syaifudin, ST., MEng., PhD.  Examiner

Surabaya
23 June, 2022

PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Samuel Arista / 0211184000086
Departemen : Teknik Mesin
Dosen Pembimbing / NRP : Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT /
197301161997021001

dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "Analisis Modal Dan Random Vibration Desain Struktur Chassis Pada Motor Trail Elektrik Pui-Sko Its Dengan Finite Element Method Dan Power Spectrum Density." adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

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

Surabaya, 26 Juni 2022

Mengetahui

Dosen Pembimbing



(Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT)
NIP. 197301161997021001

Mahasiswa

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Samuel Arista'.

(Samuel Arista)

NRP. 0211184000086

STATEMENT OF ORIGINALITY

The undersigned below:

Name of student / NRP : Samuel Arista / 0211184000086
Department : Mechanical Engineering
Advisor / NIP : Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT /
197301161997021001


hereby declare that the Final Project with the title of "Modal Analysis And Random Vibration Of Chassis Structure Design On Its Pui-Sko Electric Trail Motor With Finite Element Method And Power Spectrum Density" 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

Surabaya, 26 Juni 2022

Acknowledged

Advisor


(Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT)
NIP. 197301161997021001



Student



(Samuel Arista)

NRP. 0211184000086

ANALISIS MODAL DAN *RANDOM VIBRATION* DESAIN STRUKTUR *CHASSIS* PADA MOTOR TRAIL ELEKTRIK PUI-SKO ITS DENGAN *FINITE ELEMENT METHOD* DAN *POWER SPECTRUM DENSITY*

Nama Mahasiswa / NRP : Samuel Arista / 0211184000086
Departemen : Teknik Mesin FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT.

Abstrak

Meningkatnya permintaan dan harga bahan bakar fosil adalah permasalahan banyak negara. Transportasi adalah bidang yang membutuhkan konsumsi bahan bakar fosil tinggi. Dibutuhkan transportasi dengan energi terbarukan untuk permasalahan tersebut. Motor Trail berbasis *Electric Vehicle* adalah contoh transportasi *eco-friendly*. E-Trail mengurangi ketergantungan bahan bakar fosil karena menggunakan energi listrik untuk penggerakannya. Sehingga sedikit polusi, bebas suara, hemat biaya dan ramah lingkungan. Dengan gagasan ini, PUI-SKO ITS telah membuat E-Trail sebagai solusi transportasi perkotaan dan mendorong berkembangnya kendaraan listrik Indonesia. Memanfaatkan Motor Trail ICE sebagai referensi, Tim Bangkits Cenderawasih membuat desain motor trail berbasis EV

Komponen penting E-Trail adalah frame untuk melekatnya komponen-komponen. Frame harus kokoh, kuat, namun ringan. Ketika menerima beban statis atau dinamis, frame akan mengalami deformasi dan tegangan. Harus dihindari ketika tegangan melewati safety factor karena merusak frame. Berdasarkan hal diatas, muncul permasalahan yang akan diselesaikan dalam penelitian ini dengan simulasi dan analisis dalam pembuatan desain frame E-Trail. Permasalahan yang diteliti adalah modal analysis untuk mengetahui frekuensi natural serta mode shapenya dan random vibration analysis untuk mengetahui respon struktur akibat pembebanan dinamis dari profil jalan. Dari analisis dinamis akan diketahui apakah safety factor sudah aman.

Telah dilakukan simulasi analisa modal dan *random vibration analysis* pada *chassis* motor Trail berbasis *Electric Vehicle* dengan material AISI 1080 untuk desain pertama yang kemudian dilakukan modifikasi menjadi desain kedua untuk mengetahui desain yang lebih baik. Pada analisa modal desain pertama, mode getar 1-5 struktur frame E-Trail pada frekuensi 86 Hz, 136,05 Hz, 164,72 Hz, 248,5 Hz, dan 304, 96 Hz. Pada analisa modal kedua, mode getar 1-5 struktur *chassis* E-Trail pada frekuensi 87,732 Hz, 105,29 Hz, 115,5 Hz, 132,04 Hz, dan 149,52 Hz. Namun, frekuensi maksimum operasinya yang dibawah 83 Hz tidak akan mendekati frekuensi natural sehingga resonansi dan kegagalan struktur bisa dihindarkan. Pada simulasi beban dinamis akibat kekasaran jalan, untuk material AISI 1080 didapatkan deformasi dan tegangan yang sama, namun berbeda untuk ketiga tipe jalan. Untuk desain 1 didapatkan nilai deformasi dan tegangan yaitu 0,049 mm dan 28,471 MPa untuk jalan tipe A. 0,096 mm dan 56,598 MPa untuk jalan tipe B. 0,192 mm dan 112,89 MPa untuk jalan tipe C. Safety factor semua material akibat beban dinamis berada diatas 2. Menurut Mott (2009:164) dalam kasus pembebanan frame E-Scooter ini dibutuhkan safety factor 2–2,5. Sehingga dipilih AISI 1040 untuk frame E-Scooter karena safety factornya diatas 2 dari hasil simulasi beban statis maupun dinamis.

Kata kunci: *Chassis E-Trail, safety factor, random vibration analysis.*

MODAL ANALYSIS AND RANDOM VIBRATION OF CHASSIS STRUCTURE DESIGN ON ITS PUI-SKO ELECTRIC TRAIL MOTOR WITH FINITE ELEMENT METHOD AND POWER SPECTRUM DENSITY

Student Name / NRP : Samuel Arista / 0211184000086
Departement : Mechanical Engineering FTIRS - ITS
Advisors : Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT.

Abstract

The increasing demand and price of fossil fuels is a problem for many countries. Transportation is a field that requires high consumption of fossil fuels. Required transportation with renewable energy for this problem. The Electric Trail is an example of eco-friendly transportation and is suitable for cities. E-Trail reduces dependence on fossil fuels because it uses electrical energy for its propulsion. So that it is less polluting, noise free, cost effective and environmentally friendly. With this idea, PUI-SKO ITS has created E-Trail as an urban transportation solution and encourages the development of Indonesian electric vehicles. Using the ICE Trail Motorcycle as a reference, the BANGKITS CENDERAWASIH team created an EV-based trail bike design

An important component of the E-Trail is the frame for attaching the components. The frame must be sturdy, strong, but light. When receiving a static or dynamic load, the frame will experience deformation and stress. Should be avoided when the voltage exceeds the safety factor as it damages the frame. Based on the above, there are problems that will be solved in this study by simulation and analysis in making the E-Trail frame design. The problems studied are modal analysis to determine the natural frequency and mode shape and random vibration analysis to determine the response of the structure due to dynamic loading of the road profile. From the analysis of static or dynamic loads, it will be known whether the safety factor is safe.

A modal analysis simulation and random vibration analysis have been carried out on a Trail motor chassis based on an Electric Vehicle with AISI 1080 material for the first design which was then modified into a second design to find out a better design. In the first design modal analysis, the vibration modes 1-5 of the E-Trail frame structure at frequencies of 86 Hz, 136.05 Hz, 164.72 Hz, 248.5 Hz, and 304, 96 Hz. In the second modal analysis, the E-Trail chassis structure vibrates 1-5 at frequencies of 87.732 Hz, 105.29 Hz, 115.5 Hz, 132.04 Hz, and 149.52 Hz. However, the maximum operating frequency below 83 Hz will not approach the natural frequency so that resonance and structural failure can be avoided. In the dynamic load simulation due to road roughness, for AISI 1080 material, the deformation and stress are the same, but different for the three types of roads. For design 1, the deformation and stress values obtained are 0.049 mm and 28.471 MPa for type A roads. 0.096 mm and 56.598 MPa for type B roads. 0.192 mm and 112.89 MPa for type C roads. The safety factor of all materials due to dynamic loads is above 2. According to Mott (2009:164), in the case of loading the E-Scooter frame, a safety factor of 2–2.5 is required. So AISI 1040 was chosen for the E-Scooter frame because the safety factor is above 2 from the simulation results of static and dynamic loads.

Key words: Chassis E-Trail, safety factor, random vibration analysis.

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Tuhan Yang Maha Esa atas segala limpahan rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penyusunan proposal seminar yang berjudul “**Analisis Modal dan *Random Vibration* Desain Struktur *Chassis* pada Motor Trail Elektrik PUI-SKO ITS dengan *Finite Element Method* dan *Power Spectrum Density*”**. Penelitian ini dilaksanakan Mei - Juli 2022. Penyusunan proposal seminar ini tidak lepas dari bimbingan dan bantuan dari berbagai pihak. Oleh karena itu, penulis mengucapkan terima kasih kepada:

1. Bapak Arief Widjaja dan Sari Pratidina, sebagai orangtua,
2. Saudari Aletheia Thereskeia sebagai kakak kandung,
3. Bapak Yohanes ST., M.Sc., sebagai dosen wali.
4. Ir. Julendra Bambang Ariatedja MT., sebagai dosen pembimbing non-formal sekaligus dosen penguji 1,
5. Dr. Bambang Sudarmanta ST., MT., sebagai dosen pembimbing formal,
6. Rekan-rekan BEM ITS

Penulis menyadari bahwa penulisan laporan ini masih memiliki banyak kekurangan. Namun, besar harapan penulis agar laporan ini dapat bermanfaat untuk kedepannya.

Surabaya, 23 Juni 2022

Samuel Arista

DAFTAR ISI

	Halaman
LEMBAR PENGESAHAN.....	Error! Bookmark not defined.
Abstrak	viii
Abstract	ix
KATA PENGANTAR	x
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiv
BAB I	18
PENDAHULUAN	18
1.1 Latar Belakang	18
1.2 Rumusan Masalah	19
1.3 Batasan Masalah.....	19
1.4. Tujuan	19
1.5 Manfaat	19
BAB II.....	21
DASAR TEORI.....	21
2.1. Perkembangan Motor Listrik dan Desain Rangkanya	21
2.1.1. Rangka atau <i>Chassis</i>	21
2.1.2. Jenis <i>Chassis</i> Eksisting.....	22
2.1.3. Desain <i>Chassis</i> Skuter.....	23
2.2. Metode Elemen Hingga (<i>Finith Element Analysis</i>).....	25
2.3. Deformasi Struktur	26
2.4. Tegangan pada Struktur	27
2.4.1. Tegangan Aksial	27
2.4.2. Tegangan Geser.....	28
2.4.3. Tegangan Von Mises (Equivalent Stress)	28
2.5. Faktor Keamanan (<i>Safety Factor</i>)	29
2.6. Getaran (Vibrasi)	30
2.6.1. Proses Terjadinya Getaran.....	30
2.6.2. Parameter Getaran (Vibrasi)	31
2.6.3. Jenis-Jenis Getaran.....	31
2.7. Frekuensi Natural	32
2.9. Teori Analisis Modal	32
2.10. Aplikasi Analisis Modal.....	34

2.11. Mode	35
2.12. Random Vibration Analysis	35
2.13. Power Spectral Density	36
2.14. Penelitian Terdahulu	38
2.14.1. Structural and Modal Analysis of Scooter Frame (Balaguru et al., 2019)	38
2.14.2. Measurement and Analysis of Vibration Levels for Express Logistic Transportation in South China	41
2.14.3. Random Vibration Analysis for The Chassis Frame of Hydraulic Truck Based on ANSYS (Wang et al., 2014).....	43
BAB III.....	45
METODOLOGI PENELITIAN	45
3.1 Studi Literatur	46
3.2. Pengamatan Terhadap <i>Chassis Trail Bangkits Cenderawasih</i>	47
3.3. Pemilihan Material Desain <i>Chassis E-Trail</i>	48
3.4. <i>Meshing</i> dan Uji Konvergensi.....	49
3.5. Analisa Modal	51
3.6. Penentuan Beban Dinamis	51
3.7. Analisa <i>Random Vibration</i>	55
3.8. Analisa Data dan Pembahasan	55
BAB IV	Error! Bookmark not defined.
HASIL DAN PEMBAHASAN	56
4.1. Simulasi Modal Analysis	56
4.1.1. <i>Setting</i> dan <i>Boundary Condition</i> Simulasi <i>Modal Analysis</i>	57
4.1.2. Hasil Simulasi <i>Modal Analysis</i> Desain Pertama	59
4.2. Simulasi Beban Dinamis (<i>Random Vibration</i>).....	72
4.2.1 Pemodelan Beban Dinamis Akibat Kekasaran Profil Jalan	72
4.2.2 Pengaturan <i>Boundary Condition</i> Simulasi <i>Random Vibration</i>	80
4.2.3 Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> Desain Pertama	82
4.2.4 Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> Desain Kedua.....	85
BAB V.....	91
KESIMPULAN DAN SARAN	91
5.1. Kesimpulan	91
5.2. Saran	91
DAFTAR PUSTAKA	92
BIODATA PENULIS	100

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. <i>Backbone Chassis</i>	22
Gambar 2.2. <i>Perimeter Chassis</i>	23
Gambar 2.3. <i>Trellis Chassis</i>	23
Gambar 2.4. Parameter Utama dalam Geometri Rangka Sepeda Motor (Smiraus & Richtar, 2011).	24
Gambar 2.5. Tipe-Tipe Elemen Hingga.....	25
Gambar 2.6. Tegangan Aksial (σ_x) dan Tegangan Geser (τ_{xy} , τ_{yx})	28
Gambar 2.7. Komponen Tegangan dalam 3D	28
Gambar 2.8. Grafik Frekuensi vs Hari (Bruel & Kjaer, 2012).	30
Gambar 2.9. Proses Terjadinya Getaran (Bruel & Kjaer, 2012).	31
Gambar 2.10. Analisa Modal.....	34
Gambar 2.11. Grafik <i>Time History</i> (<i>Acceleration</i> fungsi waktu)	36
Gambar 2.12. Tipikal persamaan <i>Power Spectral Density</i>	38
Gambar 2.13. <i>One and two side spectra</i>	38
Gambar 2.14. Geometri Rangka	39
Gambar 2.15. <i>Boundary Conditions of Chassis</i>	40
Gambar 2.16. Plot PSD Getaran Triaksial Sepeda Listrik Roda Dua Tanpa Muatan	42
Gambar 2.17. PSD Getaran Triaksial Sepeda Listrik Roda Dua dengan Muatan 60%	42
Gambar 2.18. Plot PSD Perbandingan untuk Sepeda Listrik Roda Dua.....	42
Gambar 2.19. Model <i>Chassis</i> dan <i>free-body diagram of vehicle level driving</i>	43
Gambar 2.20. <i>Finite Element Model, First and Second Mode Shapes</i>	43
Gambar 3.1. <i>Flowchart</i> tahapan pengerjaan	45
Gambar 3.2. Rangka Trail Bangkits Cenderawasih.....	47
Gambar 3.3. Hasil <i>Meshing Chassis</i> Desain Pertama.....	49
Gambar 3.4. Hasil <i>Meshing Chassis</i> Desain Kedua	49
Gambar 3.5. <i>Skewness and Orthogonal Quality Mesh Metric Spectum</i>	50
Gambar 3.6. Pemasangan <i>Boundary Condition</i> untuk Desain Pertama pada <i>Modal Analysis</i>	51
Gambar 3.7. Blok Diagram <i>Simulink</i>	52
Gambar 3.8. Input Integral <i>White Noise</i>	52
Gambar 3.9. <i>Boundary Condition</i> simulasi <i>Random Vibration</i>	54
Gambar 3.10. <i>Boundary Condition</i> simulasi <i>Random Vibration</i>	55
Gambar 4.1. <i>Setting</i> simulasi <i>modal analysis</i>	57
Gambar 4.2. Penempatan <i>fixed support</i> simulasi <i>modal analysis</i>	58
Gambar 4.3. Grafik frekuensi dari masing-masing <i>mode shapes</i> Desain Pertama.....	60
Gambar 4.4. Deformasi Desain 1 <i>Mode Shapes</i> 1	61
Gambar 4.5. <i>Equivalent stress</i> Desain 1 <i>Mode Shapes</i> 1	61
Gambar 4.6. Deformasi Desain 1 <i>Mode Shapes</i> 2	61
Gambar 4.7. <i>Equivalent stress</i> Desain 1 <i>Mode Shapes</i> 2.....	62
Gambar 4.8. Deformasi Desain 1 <i>Mode Shapes</i> 3	62
Gambar 4.9. <i>Equivalent Stress</i> Desain 1 <i>Mode Shapes</i> 3	62
Gambar 4.10. Deformasi Desain 1 <i>Mode Shapes</i> 4	63
Gambar 4.11. <i>Equivalent Stress</i> Desain 1 <i>Mode Shapes</i> 4.....	63
Gambar 4.12. Deformasi Desain 1 <i>Mode Shapes</i> 5	64
Gambar 4.13. <i>Equivalent Stress</i> Desain 1 <i>Mode Shapes</i> 5.....	64
Gambar 4.14. Grafik frekuensi dari masing-masing <i>mode shapes</i> Desain Kedua	65

Gambar 4.15. Deformasi Desain 2 <i>Mode Shapes</i> 1	66
Gambar 4.16. <i>Equivalent Stress</i> Desain 2 <i>Mode Shapes</i> 1	66
Gambar 4.17. Deformasi Desain 2 <i>Mode Shapes</i> 2	67
Gambar 4.18. <i>Equivalent Stress</i> Desain 2 <i>Mode Shapes</i> 2	67
Gambar 4.19. Deformasi Desain 2 <i>Mode Shapes</i> 3	68
Gambar 4.20. <i>Equivalent Stress</i> Desain 2 <i>Mode Shapes</i> 3	68
Gambar 4.21. Deformasi Desain 2 <i>Mode Shapes</i> 4	69
Gambar 4.22. <i>Equivalent Stress</i> Desain 2 <i>Mode Shapes</i> 4	69
Gambar 4.23. Deformasi Desain 2 <i>Mode Shapes</i> 5	70
Gambar 4.24. <i>Equivalent Stress</i> Desain 2 <i>Mode Shapes</i> 5	70
Gambar 4.25. Grafik Perbandingan Frekuensi Natural Desain 1 dan Desain 2	71
Gambar 4.26. Grafik Perbandingan Deformasi Desain 1 dan Desain 2	71
Gambar 4.27. Grafik Perbandingan <i>Equivalent Stress</i> Desain 1 dan Desain 2	71
Gambar 4.28. <i>Displacement</i> profil jalan tipe A	73
Gambar 4.29. <i>Displacement</i> profil jalan tipe C	73
Gambar 4.30. <i>Displacement</i> profil jalan tipe B	74
Gambar 4.31. Akselerasi pada sambungan <i>chassis</i> ke roda depan akibat profil jalan tipe A ..	74
Gambar 4.32. Akselerasi pada sambungan <i>chassis</i> ke roda depan akibat profil jalan tipe B ..	75
Gambar 4.33. Akselerasi pada sambungan <i>chassis</i> ke roda depan akibat profil jalan tipe C ..	75
Gambar 4.34. Akselerasi pada sambungan <i>chassis</i> ke roda belakang akibat profil jalan tipe A ..	75
Gambar 4.35. Akselerasi pada sambungan <i>chassis</i> ke roda belakang akibat profil jalan tipe B ..	76
Gambar 4.36. Akselerasi pada sambungan <i>chassis</i> ke roda belakang akibat profil jalan tipe C ..	76
Gambar 4.37. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda depan ke struktur <i>chassis</i> dengan beban dinamis profil jalan tipe C pada kecepatan 80 km/jam	77
Gambar 4.38. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda belakang ke struktur <i>chassis</i> dengan beban dinamis profil jalan tipe C pada kecepatan 80 km/jam	77
Gambar 4.39. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda depan ke struktur <i>chassis</i> dengan beban dinamis profil jalan tipe B pada kecepatan 80 km/jam	78
Gambar 4.40. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda belakang ke struktur <i>chassis</i> dengan beban dinamis profil jalan tipe B pada kecepatan 80 km/jam	78
Gambar 4.41. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda depan ke struktur <i>chassis</i> dengan beban dinamis profil jalan tipe A pada kecepatan 80 km/jam	79
Gambar 4.42. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda belakang ke struktur <i>chassis</i> dengan beban dinamis profil jalan tipe A pada kecepatan 80 km/jam	79
Gambar 4.43. <i>Boundary condition</i> pembebanan simulasi <i>random vibration</i> Desain Pertama	80
Gambar 4.44. Input <i>power spectral density</i> ke <i>fixed support chassis</i> suspensi depan	81
Gambar 4.45. Set up simulasi <i>random vibration</i>	81
Gambar 4.46. <i>Directional Deformastion</i> Sumbu Y <i>Chassis E-Trail</i> Desain 1 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe A pada Kecepatan 80 km/jam	82
Gambar 4.47. <i>Directional Deformastion</i> Sumbu Y <i>Chassis E-Trail</i> Desain 1 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe B pada Kecepatan 80 km/jam	83
Gambar 4.48. <i>Directional Deformastion</i> Sumbu Y <i>Chassis E-Trail</i> Desain 1 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe C pada Kecepatan 80 km/jam	83
Gambar 4.49. <i>Equivalent stress (von-misses)</i> <i>chassis E-trail</i> Desain 1 akibat beban dinamis profil jalan tipe A pada kecepatan 80 km/jam	84

Gambar 4.50. <i>Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail</i> Desain 1 akibat beban dinamis profil jalan tipe B pada kecepatan 80 km/jam	84
Gambar 4.51. <i>Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail</i> Desain 1 akibat beban dinamis profil jalan tipe C pada kecepatan 80 km/jam	84
Gambar 4.52. <i>Directional Deformastion Sumbu Y Chassis E-Trail</i> Desain 2 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe A pada Kecepatan 80 km/jam	86
Gambar 4.53. <i>Directional Deformastion Sumbu Y Chassis E-Trail</i> Desain 2 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe B pada Kecepatan 80 km/jam	86
Gambar 4.54. <i>Directional Deformastion Sumbu Y Chassis E-Trail</i> Desain 2 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe C pada Kecepatan 80 km/jam	86
Gambar 4.55. <i>Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail</i> Desain 2 akibat beban dinamis profil jalan tipe A pada kecepatan 80 km/jam	87
Gambar 4.56. <i>Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail</i> Desain 2 akibat beban dinamis profil jalan tipe B pada kecepatan 80 km/jam	87
Gambar 4.57. <i>Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail</i> Desain 2 akibat beban dinamis profil jalan tipe C pada kecepatan 80 km/jam	87
Gambar 4.58. Grafik Perbandingan Deformasi pada Desain 1 dan Desain 2 untuk Tiap Kelas Jalan	88
Gambar 4.59. Grafik Perbandingan <i>Equivalent Stress</i> pada Desain 1 dan Desain 2 untuk Tiap Kelas Jalan.....	89
Gambar 4.60. Grafik Perbandingan <i>Safety Factor</i> pada Desain 1 dan Desain 2 untuk Tiap Kelas Jalan	89

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1. Geometri Rangka.....	39
Tabel 2.2. Spesifikasi <i>Alloy Steel</i>	39
Tabel 2.3. Hasil Simulasi Beban Vertical dan Lateral	40
Tabel 2.4. Hasil Analisis Modal	41
Tabel 2.5. Hasil Analisa Modal	43
Tabel 3.1. Spesifikasi dan Parameter Motor Trail EV	47
Tabel 3.2. <i>Mechanical Properties</i> AISI 1080	48
Tabel 3.3. Hasil Uji Konvergensi Desain Pertama	50
Tabel 3.4. Hasil Uji Konvergensi Desain Kedua.....	50
Tabel 3.5. Variasi Beban Dinamis yang akan disimulasikan.	53
Tabel 3.6. ISO 8608 nilai <i>G_{dn0}</i> dan <i>G_{dΩ0}</i>	53
Tabel 3.7. Parameter <i>E-Trail</i>	53
Tabel 4.1. Data Hasil Simulasi <i>Modal Analysis</i> untuk Desain Pertama Material AISI 1080 ..	59
Tabel 4.2. Data Hasil Simulasi <i>Modal Analysis</i> untuk Desain Kedua Material AISI 1080.....	64
Tabel 4.3. Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> untuk Desain Pertama	82
Tabel 4.4. Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> untuk Desain Kedua.....	85
Tabel 4. 5. Hasil Simulasi <i>Random Vibration</i> untuk Desain Pertama dan Kedua	88

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Meningkatnya permintaan dan harga bahan bakar fosil adalah permasalahan yang sudah menghantui banyak negara, tidak terkecuali dengan Indonesia. Tidak mustahil bahwa suatu saat nanti ketersediaan bahan bakar fosil akan terus menipis. Transportasi adalah salah bidang penting yang membutuhkan konsumsi bahan bakar fosil cukup tinggi. Sehingga dibutuhkan sebuah solusi transportasi yang menggunakan sumber energi terbarukan untuk sedikit demi sedikit mengatasi permasalahan tersebut. *Electric Trail* atau *E-Trail* adalah salah satu contoh alat transportasi alternatif yang *eco-friendly* dan cocok digunakan untuk masyarakat di daerah yang memiliki medan yang tidak halus (*offroad*). *E-Trail* juga akan sangat berguna untuk mengurangi ketergantungan kita dengan bahan bakar fosil. Hal tersebut dikarenakan *E-Trail* sudah menggunakan sumber energi terbarukan, yaitu energi listrik yang disimpan didalam baterai untuk daya penggerakannya. Sehingga akan menghasilkan lebih sedikit polusi, bebas suara, hemat biaya dan ramah lingkungan.

Di era modern saat ini, kebutuhan akan alat transportasi yang mempunyai mobilitas tinggi juga makin diminati. Dengan kategori *E-Trail* yang berada diatas sepeda membuatnya memiliki daya tampung dan daya jelajah yang lebih tinggi, namun masih dibawah kategori sepeda motor sehingga memiliki harga yang lebih terjangkau. Apalagi jika diikuti desain yang menarik dan penggunaan yang praktis akan menjadi daya tarik tersendiri untuk masyarakat perkotaan.

Dengan adanya gagasan diatas, maka dapat dikatakan bahwa stuktur dari motor berbasis ICE (*Internal Combustion Engine*) dengan motor berbasis EV (*Electric Vehicle*) adalah berbeda. Adanya penambahan komponen kelistrikan seperti baterai dapat mempengaruhi penempatan COG (*Center of Gravity*) pada *chassis* dan *support* akses pun akan berbeda (Praveen dkk., 2008). Maka, PUI-SKO ITS bekerjasama dengan MOLINA untuk membuat *E-Trail* dalam rangka pemenuhan kebutuhan akomodasi di sekitaran daerah perbukitan di Papua dan untuk mendorong berkembangnya kendaraan bertenaga listrik di Indonesia. Dengan memanfaatkan Motor Trail bekas sebagai referensi dan membantu dalam mendapatkan dimensi, tim BANGKITS CENDERAWASIH telah membuat motor Trail berbasis *Electric Vehicle*

Salah satu komponen yang penting dalam pembuatan desain *E-Trail* adalah *chassis* atau *chassis* yang berfungsi untuk tempat melekatnya berbagai komponen lain. *Chassis* harus didesain kokoh, kuat, mampu tahan terhadap guncangan, namun tetap ringan. Syarat utama yang harus dipenuhi adalah desain *chassis* harus memiliki kekuatan untuk menopang beban kendaraan dengan tetap *rigid* dan tidak mengalami *bending* atau deformasi yang berlebihan ketika digunakan (Balaguru et al. 2019). Beban yang harus ditopang oleh *chassis* juga mengakibatkan tegangan dalam struktur *chassis* yang harus dianalisa terlebih dahulu pada desainnya agar tidak melewati *safety factor*. Lalu setiap struktur yang mempunyai massa dan elastisitas seperti *chassis* tidak akan luput dari permasalahan *impact* atau *dynamic load*. Ketika sebuah sistem dipengaruhi oleh eksitasi getaran acak paksa, maka sistem tersebut akan bergetar sesuai dengan frekuensi eksitasinya. Sebuah kondisi yang harus dihindari dalam permasalahan getaran adalah terjadinya resonansi, dimana resonansi bisa terjadi apabila sebuah sistem menerima eksitasi yang nilainya sama dengan frekuensi natural sistem tersebut. Selain itu, pada saat dioperasikan *chassis* juga akan menerima beban dinamis dari profil jalan yang tidak rata. Ketika kendaraan dijalankan pada kecepatan tertentu dan kondisi jalan tertentu, maka *chassis* juga akan mengalami deformasi dan tegangan. Kondisi yang harus dihindari adalah ketika

tegangan yang terjadi melewati *safety factor* karena hal tersebut bisa merusak *chassis* (Engineering 2008).

Berdasarkan hal diatas, belum adanya landasan teori signifikan yang telah Tim BANGKITS CENDERAWASIH lakukan dalam upaya menghindari *overload* atau pembatasan beban yang diterima oleh *chassis* agar tetap berada pada *safety factor* yang aman dan terhindar dari resonansi. Maka muncul beberapa permasalahan yang akan diselesaikan dalam tugas akhir ini dengan simulasi dalam menganalisis desain pertama *chassis* untuk *E-Trail* dan akan dilakukan pemodelan *chassis* untuk desain kedua dengan penambahan dudukan motor BLDC dan *pack battery* pada salah satu bagian *chassis* yang kemudian akan dilakukan perbandingan *deformation* dan *equivalent stress*. Lingkup permasalahan yang diteliti adalah pembebanan dinamis untuk mengetahui besarnya deformasi dan tegangan akibat dari beban kendaraan yang diterima oleh *chassis*. Kemudian juga perlu dilakukannya *modal analysis* untuk mengetahui frekuensi natural struktur serta *mode shape* dan *Random Vibration Analysis analysis* untuk mengetahui respon harmonik akibat pembebanan yang diterima struktur *chassis* tersebut terhadap profil jalan yang tidak rata. Semua analisis tersebut dilakukan terhadap desain *chassis CAD* dari *E-Trail* dengan bantuan *software ANSYS Workbench* untuk menghasilkan simulasi yang lebih tepat.

1.2 Rumusan Masalah

Rumusan masalah pada penelitian ini adalah :

1. Bagaimana perbandingan frekuensi natural pada *mode shape* desain pertama dengan desain kedua *chassis E-Trail*?
2. Bagaimana perbandingan deformasi dan *equivalent stress* saat dikenai beban dinamis dari profil jalan yang tidak rata pada kedua *chassis E-Trail*?
3. Bagaimana perbandingan *safety factor* desain pertama dengan desain kedua *chassis E-Trail*?

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah dalam penelitian ini adalah sebagai berikut.

1. Desain *chassis* dan dimensi berasal dari desain Tim BANGKITS CENDERAWASIH
2. Beban dinamis yang digunakan adalah beban akibat profil jalan yang tidak rata.
3. Material yang dipakai adalah baja AISI 1080.
4. *Mode shape* yang dicari sudah ditentukan (5 *mode shape*).
5. Pemodelan 3D dari desain *chassis E-Trail* dibuat dengan *software SolidWorks*.
6. Penghitungan beban dinamis akibat profil jalan yang diterima oleh *chassis* akibat kekasaran profil jalan dihitung menggunakan bantuan *software MATLAB SimuLink*.
7. Perangkat lunak yang digunakan adalah *ANSYS Workbench 14.5*.

1.4 Tujuan

Tujuan dari penelitian ini adalah untuk,

1. Untuk mengetahui perbandingan frekuensi natural pada *mode shape* desain *chassis E-Trail*.
2. Untuk mengetahui perbandingan deformasi dan *equivalent stress* desain pertama dengan desain kedua *chassis E-Trail*
3. Untuk mengetahui perbandingan *safety factor* desain pertama dengan desain kedua *chassis E-Trail*

1.5 Manfaat

Manfaat dari penelitian ini adalah sebagai berikut,

1. Untuk mengetahui karakteristik desain *chassis E-Trail*.

2. Menjadi referensi bagi pembuatan desain *chassis trail*.
3. Membantu pengembangan *trail* listrik di Indonesia

BAB II DASAR TEORI

2.1. Perkembangan Motor Listrik dan Desain Rangkanya

Di banyak daerah perkotaan di Asia khususnya Indonesia dan India, kendaraan roda dua merupakan moda transportasi yang cukup populer karena desainnya yang simpel tidak memakan banyak tempat, cocok untuk jarak tempuh harian yang pendek, mudah dalam pengoperasian dan pemeliharannya. Data statistik telah menunjukkan bahwa jumlah kendaraan roda dua telah naik tiga kali lipat selama periode ini dan mencakup hampir dua pertiga dari total populasi kendaraan (Sheu Kuen-Bao & Hsu Tsung-Hua, 2006). Polutan seperti karbon monoksida (CO) dan hidrokarbon (HC), yang diproduksi oleh sepeda motor menyumbang sekitar 10% dari jumlah total emisi polusi tahunan di Taiwan (Yuan-Yong Hsu, 2010). Dengan tujuan untuk mengurangi emisi dan mengembangkan teknologi ramah lingkungan kendaraan roda dua, pengembangan dalam teknologi kendaraan listrik roda dua telah diperkenalkan.

Melalui Peraturan Menteri Lingkungan Hidup Republik Indonesia Nomor 23 Tahun 2012, telah diterapkan beberapa kebijakan untuk mengurangi polusi udara, seperti standar pembuangan bensin yang ketat kendaraan, standar baku mutu emisi gas buang kendaraan bermotor rencana aksi pengembangan sepeda motor listrik. Untuk memfasilitasi ini, pemerintah melalui Peraturan Presiden Nomor 55 Tahun 2019 tentang Percepatan Kendaraan Bermotor Listrik Berbasis Baterai (*Battery Electric Vehicle*) dan Peraturan Menteri Perhubungan Republik Indonesia Nomor PM 65 Tahun 2020 Tentang Konversi Sepeda Motor Penggerak Motor Bakar Menjadi Sepeda Motor Listrik Berbasis Baterai Bersama dengan industri telah menerapkan teknologi untuk menciptakan skuter listrik. Namun, tujuannya untuk mengganti mesin pembakaran yang berpolusi pada sepeda motor dengan baterai bertenaga listrik belum cukup berhasil di Indonesia

Pendekatan lain untuk mengurangi polusi dan mendapatkan kinerja yang sesuai dengan penggunaannya adalah dengan memanfaatkan konsep motor listrik dan baterai pada skuter. Dalam beberapa tahun terakhir, kendaraan listrik roda dua sudah mulai banyak dikembangkan di Indonesia. Sepeda motor listrik sendiri di Indonesia mulai dikembangkan pada tahun 2007. Walaupun sudah dikembangkan sejak 2007, namun baru pada tahun 2015 prototipe motor listrik yang bernama GESITS dari Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) mulai dipamerkan meskipun hanya memperlihatkan bagian penggerak saja. Lalu pada tahun 2016, motor listrik GESITS mulai dipesan sebanyak 5000 unit oleh PT. Telekomunikasi Indonesia Tbk. Motor listrik GESITS ini juga sudah diuji untuk menyusuri Jawa-Bali dan juga diuji oleh Menteri Energi dan Sumber Daya Mineral (ESDM) Ignasius Jonan. Kemudian pada tahun 2017 dilakukan penandatanganan perjanjian kerja sama produksi sepeda motor PT GESITS Technologies, PT Wika Industri dan Konstruksi serta Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS). Tahun berikutnya pada April 2019, Rektor Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Joni Hermana menyampaikan bahwa motor listrik GESITS resmi diluncurkan. Selain motor listrik GESITS, ada juga motor listrik lain yang dikembangkan di Indonesia, namun dengan skala yang lebih kecil dan spesifikasi yang lebih ringan.

2.1.1. Rangka atau *Chassis*

Pada dasarnya *chassis* dianggap sebagai rangka dari kendaraan untuk menopang bodi, mesin dan bagian lain yang menyusun kendaraan. *Chassis* memberikan *support* untuk seluruh kendaraan dan memiliki kekakuan atau *rigidity*. *Chassis* skuter biasanya terdiri dari beberapa pipa baja atau *steel tube* yang memanjang secara longitudinal dan beberapa *part* lain yang melintang memotong. Bagian yang melintang atau transversal tersebut memiliki penampang yang biasanya digunakan untuk menopang bagian di atasnya seperti jok, baterai, dan lain-lain,

serta menciptakan ruang dibawah untuk bisa dibuat bagasi atau tempat motor listrik apabila menggunakan penggerak *indirect*. *Chassis* harus memuat berbagai komponen yang dibutuhkan untuk. Skuter listrik biasanya memiliki ukuran *chassis* yang lebih simple dan sederhana dibandingkan dengan desain sepeda motor standar.

2.1.2. Jenis *Chassis* Eksisting

2.1.2.1. *Single Cradle Chassing*

Single cradle adalah jenis sepeda motor yang paling sederhana frame, dan terlihat mirip dengan frame sepeda motor pertama. Itu terbuat dari tabung baja yang mengelilingi mesin dengan tabung utama di atas dan lainnya, tabung berdiameter lebih kecil di bawahnya. Jika dudukan tunggal menjadi ganda di knalpot, seperti yang sering terjadi, itu adalah disebut sebagai bingkai *cradle* tunggal split. Bingkai *cradle* tunggal biasanya ditemukan pada sepeda motor off-road.

2.1.2.2. *Double Cradle Chassis*

Bingkai *cradle* ganda diturunkan dari *single* bingkai buaian. Mereka terdiri dari dua dudukan yang mendukung mesin satu kedua sisi. Bingkai *cradle* ganda biasanya digunakan dalam adat sepeda motor dan sepeda jalan yang lebih sederhana. Mereka menawarkan kompromi yang bagus antara kekakuan, kekuatan dan ringan, meskipun mereka sekarang telah teknis dilampaui oleh bingkai perimeter.

2.1.2.3. *Backbone Chassis*

Jauh dari bingkai yang paling diinginkan, rangka tulang punggung terdiri dari balok utama tunggal yang lebar dari mana mesin ditanggihkan. Rangka tulang punggung memungkinkan fleksibilitas yang besar dalam desain, karena ini tersembunyi di dalam sepeda motor jadi. Mesinnya sepertinya hang di tengah udara. Ini sederhana dan murah untuk dibuat, dan digunakan terutama pada telanjang dan sepeda motor *off-road*.

Berikut merupakan gambar dari *Backbone Chassis*,



Gambar 2.1. *Backbone Chassis*

2.1.2.4. *Monocoque Chassis*

Bingkai *monocoque* digunakan hampir secara eksklusif pada sepeda kompetisi dan sangat jarang ditemukan pada sepeda jalan raya. Bingkai *monocoque* bertindak sebagai satu kesatuan yang berfungsi sebagai tempat duduk pemasangan, tangki dan bagian ekor. Meskipun mereka menawarkan keuntungan tertentu dalam dalam hal kekakuan, bingkai *monocoque* berat dan umumnya tidak sepadan upaya.

2.1.2.5. *Perimeter Chassis*

Penelitian balap sepeda motor telah menunjukkan bahwa mayor keuntungan akan diperoleh dalam hal kekakuan dengan bergabung dengan kemudi kepala ke lengan ayun dalam

jarak sesingkat mungkin. Lentur dan torsi berkurang secara dramatis. Ini adalah konsep di balik perimeter bingkai. Dua balok kuat turun dengan cara yang paling langsung dari kepala kemudi ke lengan ayun, melewati mesin. Bingkai perimeter paling awal terbuat dari baja, tetapi kebutuhan untuk meningkatkan kekakuan terhadap rasio berat membuat sebagian besar produsen mengadopsi aluminium sebagai gantinya. Aluminium sejauh ini merupakan bahan rangka sepeda jalan raya yang paling umum dan bingkai perimeter aluminium adalah bingkai paling populer untuk super modern sepeda motor sport.

Berikut ini merupakan gambar dari *Perimeter Chassis*,



Gambar 2.2. *Perimeter Chassis*

2.1.2.6. Trellis Chassis

Bingkai teralis menyaingi bingkai perimeter aluminium untuk kekakuan dan berat. Favorit pabrikan Italia dan Eropa yang dimilikinya terbukti sukses besar dalam balap dan kompetisi. Bingkai Teralis menggunakan prinsip yang sama dengan bingkai perimeter, dan menghubungkan kemudi kepala dan lengan ayun selangsung mungkin.

Berikut ini merupakan gambaran *Trellis Chassis*,

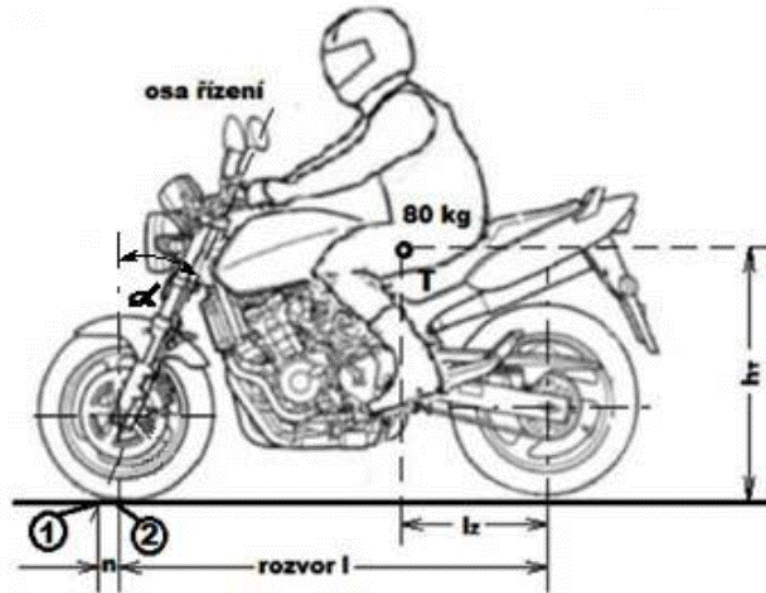


Gambar 2.3. *Trellis Chassis*

2.1.3. Desain Chassis Skuter

Selama pengembangan sepeda motor pertama, contohnya sepeda motor bertenaga uap Velociped Michaux-Perraux, desain rangka selalu menitikberatkan pada kenyamanan maupun stabilitas berkendara. Baru pada awal abad ke-20, saat internal combustion engine telah dipatenkan oleh Dr. Otto, asistennya G. Daimler mulai menyelidiki masalah stabilitas berkendara dan handling kendaraan single-track (Jakub Smiraus dan Michal Richtar, 2011). Sejak saat itu, sepeda motor berkembang pesat menjadi mesin yang semakin sempurna dengan dinamika berkendara melebihi mayoritas mobil kontemporer.

Dalam desain rangka, hal terpenting yang harus menjadi pertimbangan adalah tentang referensi geometri pada rangka tersebut. Pentingnya referensi geometri rangka adalah untuk menghasilkan chassis baru yang mempunyai karakteristik dalam desain seperti ergonomis, stabilitas, kemampuan manuver dan pertimbangan keselamatan. Gambar 2.4. menunjukkan parameter utama referensi geometri rangka sepeda motor yang juga umum digunakan dalam pembuatan desain rangka skuter.



Gambar 2.4. Parameter Utama dalam Geometri Rangka Sepeda Motor (Smiraus & Richtar, 2011).

Rake angle (sudut sumbu kemudi) menunjukkan sudut antara sumbu kemudi (sambungan garpu depan ke rangka) dan sumbu vertikal atau *ground plane*. *Rake angle* yang lebih kecil menghasilkan efek stabilisasi yang lebih baik pada garpu depan kendaraan. Besar sudut *rake angle* berkisar sekitar 24° sampai 30° ke tanah. *Steering axis and ground intersection* adalah titik yang diindikasikan sebagai perpotongan sumbu roda tegak lurus dengan tanah ketika sebuah kendaraan dalam kondisi diam. Sedangkan *point of wheel contact* adalah titik perpotongan antara garis yang ditarik dari sumbu kemudi dengan tanah. *Trail* adalah jarak antara *point of wheel contact* dan *steering axis and ground intersection*. *Trail* memiliki dampak yang signifikan terhadap stabilitas dan *handling* dari sepeda motor atau skuter. Lalu *wheel-base* adalah jarak antara sumbu rotasi roda depan dan belakang dalam satu garis lurus. Pusat gravitasi ditentukan oleh titik tengah pada posisi sumbu vertikal dan sumbu horizontal (ditunjukkan pada h_T , $l_z h_T$, l_z dalam gambar).

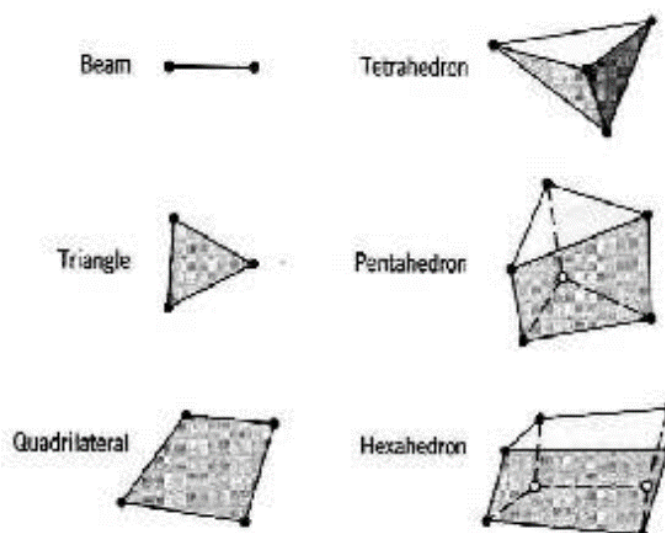
Karakteristik kemudi dapat dipengaruhi secara signifikan oleh modifikasi pada parameter dasar kendaraan di atas. Oleh karena itu, untuk menyesuaikan kestabilan kemudi dengan kendaraan yang sudah ada, harus mengikuti opsi berikut. Posisi komponen beban kendaraan dapat disesuaikan untuk mendapatkan *center of gravity* atau pusat gravitasi yang baik. Pusat gravitasi akan semakin bagus apabila mendekati titik tengah sumbu horisontal dan berada di titik yang serendah mungkin. Titik pusat gravitasi yang sebaik mungkin ini dapat dicapai dengan mengubah titik berat pengendara, baterai, letak bagasi, posisi motor dan lain-lain. Namun untuk melakukan hal tersebut dibatasi oleh penempatan elemen kontrol dan pendukung skuter lainnya. Namun demikian, perubahan ini tidak selalu mudah untuk dikendalikan dengan baik karena memang tidak mungkin untuk bisa mencakup semua variasi berat penumpang.

Parameter lebih lanjut dari rangka adalah *wheel-base*, *trail* dan *rake angle* atau *steering angle*. Dimensi ini sudah disetel, tapi bisa saja jika ingin disesuaikan menurut kondisi jalan yang akan dilalui, kondisi stabilitas mengemudi secara keseluruhan serta respon kemudi terhadap inisiatif pengemudi. Misalnya pemanjangan *wheel-base* atau jarak sumbu roda dan *trail* akan meningkatkan stabilitas ketika berkendara di jalur yang lurus. Hal tersebut akan membantu meningkatkan kenyamanan dalam berkendara jarak jauh dan pada kecepatan yang tinggi. Hal sebaliknya bisa dianggap benar juga. Apabila memendekkan *wheel-base* atau jarak sumbu roda dan *trail* akan menyebabkan penurunan stabilitas, namun pada saat yang sama akan mendapatkan keuntungan dalam kondisi yang lain. Misalnya untuk mengarungi lalu lintas perkotaan dengan kemacetannya, akan lebih mudah dalam bermanuver atau membelokkan kendaraan dan sebagainya. Begitulah teori dari parameter-parameter kendaraan di atas berdampak pada karakteristik *handling* dan kemudi sepeda motor ataupun skuter.

2.2. Metode Elemen Hingga (*Finite Element Analysis*)

Metode elemen hingga adalah salah satu metode numerik yang dapat digunakan untuk memperoleh solusi dari berbagai persoalan teknik. Dasar dari metode elemen hingga adalah membagi benda kerja menjadi elemen-elemen kecil (elemen diskrit) yang jumlahnya berhingga, sehingga dapat menghitung reaksi akibat beban (*load*) pada kondisi batas (*boundary condition*) yang diberikan. Dengan menggunakan metode elemen hingga kita dapat mengubah suatu masalah yang memiliki derajat kebebasan (*degree of freedom*) tertentu sehingga proses pemecahan masalahnya lebih sederhana.

Metode elemen hingga banyak digunakan untuk menghitung struktur yang diakibatkan pembebanan ataupun pengaruh lain pada struktur sehingga menyebabkan terjadinya regangan yang juga disertai tegangan dalam dan reaksi titik tertahan. Tujuan utamanya adalah untuk memperoleh nilai pendekatan (bukan eksak) tegangan dan regangan yang terjadi pada suatu struktur, pendekatan dengan elemen hingga merupakan suatu analisa berdasarkan asumsi tegangan atau regangan, bahkan juga berdasarkan kombinasi dua asumsi tadi dalam setiap elemennya.



Gambar 2.5. Tipe-Tipe Elemen Hingga

Gambar di atas menunjukkan tipe – tipe elemen hingga, dari elemen-elemen tersebut dapat disusun persamaan-persamaan matrik yang bisa diselesaikan secara numerik dan hasilnya

menjadi jawaban dari kondisi beban yang diberikan pada benda kerja tersebut. Penyelesaian matematis dengan menghitung invers matrik akan diperoleh persamaan dalam bentuk matrik untuk satu elemen dan bentuk matrik total (global) yang merupakan penggabungan (*assemblage*) matrik elemen.

Langkah-langkah yang umum digunakan pada analisis elemen hingga adalah sebagai berikut :

- a. Membuat dan memecahkan solusi bagi suatu model menjadi satu atau lebih elemen model.
- b. Mengasumsikan fungsi bentuk untuk menyatakan sifat fisik dari elemen yang dibentuk.
- c. Membuat persamaan untuk tiap-tiap elemen.
- d. Merangkai matrik global dari persamaan tiap-tiap elemen sehingga membentuk matrik yang menyatakan sifat dari model secara keseluruhan.
- e. Memasukkan kondisi batas, keadaan mula, pembebanan dan memecahkan solusinya.
- f. Memperoleh nilai-nilai pokok dan yang lain yang ingin diketahui.

2.3. Deformasi Struktur

Secara garis besar bentuk persamaan dalam penyelesaian tegangan dan regangan untuk struktur dan bejana tekan didasarkan pada rumus dasar perhitungan kekuatan dalam konstruksi mekanik untuk daerah elastis sebagai berikut.

$$\sigma = \frac{F}{A}$$

Dimana F adalah besar gaya yang bekerja dan A adalah luas penampang yang tegak lurus terhadap arah kerja gaya. Jika ϵ adalah regangan rata-rata, ΔL adalah besar pertambahan panjang dari L atau panjang mula-mula sebelum diberi gaya, maka nilai ϵ yang dapat dihitung dengan,

$$\epsilon = \frac{\Delta L}{L}$$

Menggunakan hukum *Hooke* persamaan (1) dan (2) dapat digabungkan menjadi:

$$F = \left(\frac{AE}{L} \right) \times \Delta L$$

dimana :

F = gaya atau beban (lb)

A = luas penampang (inch²)

E = modulus elastisitas (psi)

ΔL = pertambahan panjang (inch)

Dari rumus dasar di atas menunjukkan hubungan antara beban, sifat bahan, geometri dan pergeseran yang ditimbulkan dapat disusun bentuk umum persamaan matrik. Untuk problem perhitungan deformasi akibat beban mekanik dapat diperoleh dengan menyelesaikan

persamaan matrik serta memberikan syarat batas dan pembebanan pada persamaan sebagai berikut :

$$[K]\{u\} = F$$

dimana:

$[K]$ = matrik kekakuan

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

$\{F\}$ = matrik beban

Singkatnya, pada metode elemen hingga setiap persamaan disusun dan di urutkan menjadi sebuah matrik, dimana besar matrik yang dihasilkan (khusus untuk matrik kekakuan / *stiffness*) adalah jumlah nodal yang dimiliki struktur dikali dengan jumlah derajat kebebasan. Berikut ini adalah contoh persamaan yang disusun menjadi sebuah matrik dari suatu struktur yang memiliki 3 nodal, dimana tiap nodal memiliki 2 derajat kebebasan.

$$\begin{bmatrix} F_{1x} \\ F_{1y} \\ F_{2x} \\ F_{2y} \\ F_{3x} \\ F_{3y} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} & K_{15} & K_{16} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} & K_{25} & K_{26} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} & K_{35} & K_{36} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} & K_{45} & K_{46} \\ K_{51} & K_{52} & K_{53} & K_{54} & K_{55} & K_{56} \\ K_{61} & K_{62} & K_{63} & K_{64} & K_{65} & K_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_1 \\ v_1 \\ u_2 \\ v_2 \\ u_3 \\ v_3 \end{bmatrix}$$

Berdasarkan bentuk persamaan matrik untuk tiap elemen dapat disusun bentuk persamaan matrik gabungan seperti di atas yang kemudian memberikan hasil deformasi pada setiap titik dan elemen. Penyelesaian metode elemen hingga dapat diselesaikan dengan perhitungan menggunakan bantuan program *ANSYS* untuk memperoleh hasil akhir berupa nilai deformasi pada seluruh titik elemen pada komponen dengan mengikuti langkah perhitungan yang diatur dalam program.

2.4. Tegangan pada Struktur

2.4.1. Tegangan Aksial

Tegangan aksial atau normal merupakan intensitas gaya pada suatu titik tertentu yang tegak lurus terhadap suatu penampang dan menghasilkan tegangan akibat adanya gaya tarik atau tekan. Berikut persamaan umumnya:

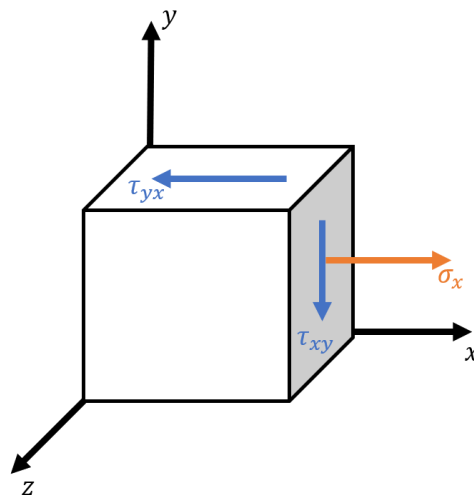
$$\tau = \frac{F}{A}$$

Dimana:

τ = Tegangan Aksial (Pa)

F = Gaya yang Bekerja (N)

A = Luas Penampang (m²)



Gambar 2.6. Tegangan Aksial (σ_x) dan Tegangan Geser (τ_{xy} , τ_{yx})

2.4.2. Tegangan Geser

Tegangan geser (*shear stress*) adalah intensitas gaya pada suatu titik yang sejajar terhadap penampang dan berikut persamaannya umumnya:

$$v = \frac{V}{A} \quad (2.7)$$

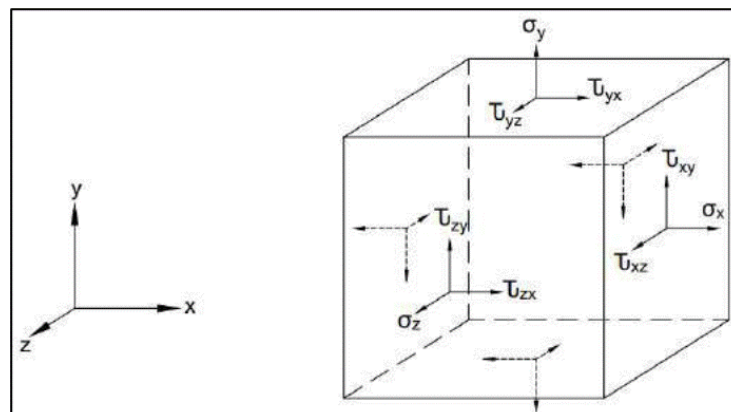
Dimana:

V = Gaya Geser (N)

A = Luas Penampang (m²)

2.4.3. Tegangan Von Mises (Equivalent Stress)

Metode elemen hingga adalah salah satu metode untuk mendapatkan tegangan-tegangan yang terjadi pada setiap sisi untuk suatu elemen tiga dimensi. Cara untuk mengetahui acuan nilai tegangan maksimum yang terjadi pada node tertentu terhadap tegangan izin (*allowable stress*) atau tegangan lelehnya (*yield stress*) untuk menyelesaikan metode elemen hingga dalam menghitung seluruh komponen tegangan yang terjadi adalah menggunakan prinsip tegangan Von Mises. Tegangan Von Mises atau tegangan uniaksial (*uniaxial stress*) adalah tegangan yang mengombinasikan tegangan-tegangan utama (normal dan geser) pada suatu elemen dan tidak memiliki arah (Shigley, 2015)



Gambar 2.7. Komponen Tegangan dalam 3D

Tegangan Von Mises adalah pengembangan dari teori energi distorsi di mana energy distorsi merupakan energy yang dibutuhkan oleh suatu material untuk mengalami deformasi bentuk. Jika suatu material terjadi distorsi akibat beban luar maka bentuk materialnya akan berubah tanpa mengubah volumenya. Tegangan Von Mises mengalkulasikan energi distorsi per satuan volume yang diperlukan kemudian digunakan hasilnya untuk mengalkulasikan tegangan ekuivalen yang mengakibatkan deformasi bentuk yang terjadi. Jika suatu struktur memiliki tegangan atau energy distorsi Von Mises lebih besar dari tegangan atau energy distorsi yang diizinkan atau dibutuhkan untuk mencapai kondisi leleh (*yield point*) maka struktur tersebut mengalami kegagalan. Tegangan Von Mises dapat dihitung dengan persamaan dibawah ini dengan hasil satuannya berupa Pa atau N/m².

$$\sigma_{eq} = \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}$$

Dimana :

σ_{eq} = Tegangan Ekuivalen Von Mises (Pa)

σ_x = Tegangan Normal Sumbu X (Pa)

σ_y = Tegangan Normal Sumbu Y (Pa)

σ_z = Tegangan Normal Sumbu Z (Pa)

τ_{xy} = Tegangan Geser Bidang XY (Pa)

τ_{xz} = Tegangan Geser Bidang XZ (Pa)

τ_{yz} = Tegangan Geser Bidang YZ (Pa)

2.5. Faktor Keamanan (*Safety Factor*)

Faktor keamanan adalah faktor yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan dari suatu bagian mesin (Shigley dan Mitchell, 1984: 11). Untuk menghindari terjadinya keruntuhan struktur (*structure-failure*) maka kekuatan sebenarnya dari suatu bahan haruslah melebihi kekuatan yang dibutuhkan. Perbandingan dari kekuatan sebenarnya terhadap kekuatan yang dibutuhkan disebut faktor keamanan (*factor of safety*) n yang dirumuskan:

$$\text{Faktor Keamanan } (n) = \frac{\text{kekuatan sebenarnya}}{\text{kekuatan yang dibutuhkan}}$$

Faktor keamanan harus lebih besar dari 1,0 untuk menghindari terjadinya kegagalan atau keruntuhan struktur. Nilai kisaran faktor keamanan berkisar antara 1,0 hingga 10. Keruntuhan struktur dapat berarti patah atau runtuhnya sama sekali suatu struktur atau dapat berarti bahwa deformasinya telah melampaui beberapa harga batas sehingga strukturnya tidak lagi mampu memperlihatkan fungsinya yang diharapkan. Menurut Mott (2009: 164) untuk menentukan faktor keamanan suatu struktur yang akan dirancang dapat menggunakan aturan berikut:

1. Bahan – Bahan Ulet

- a) $n = 1,25$ hingga 2,0 untuk perancangan struktur yang menerima beban statis dengan tingkat kepercayaan yang tinggi untuk semua data perancangan.
- b) $n = 2,0$ hingga 2,5 untuk perancangan elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan tingkat kepercayaan rata-rata untuk semua data perancangan.
- c) $n = 2,5$ hingga 4,0 untuk perancangan struktur statis atau elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beban, sifat-sifat bahan, analisis tegangan, atau lingkungan.

- d) $n = 4,0$ atau lebih untuk perancangan struktur statis atau elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beberapa kombinasi bahan, sifat-sifat bahan, analisis tegangan, atau lingkungan.

2. Bahan – Bahan Getas

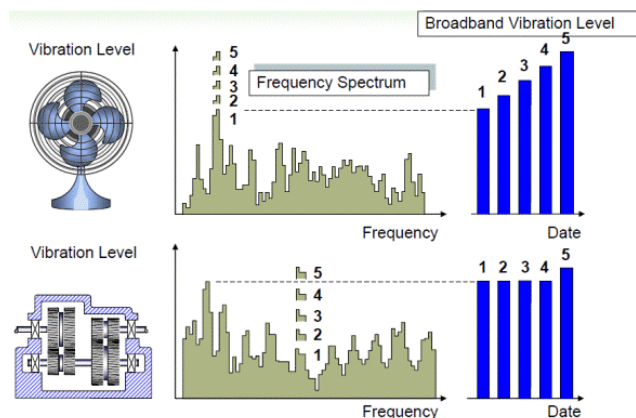
- a) $n = 3,0$ hingga $4,0$ untuk perancangan struktur yang menerima beban statis dengan tingkat kepercayaan yang tinggi untuk semua data perancangan.
- b) $n = 4,0$ hingga $8,0$ untuk perancangan struktur statis atau elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beban, sifat-sifat bahan, analisis tegangan, atau lingkungan.

Dalam analisis tegangan pegas daun mobil listrik angkutan massal ini, angka keamanan yang digunakan adalah minimal 2 karena pegas daun akan menerima pembebanan statis. Dalam praktek, terdapat beberapa cara dalam mendefinisikan dan melaksanakan faktor keamanan. Pada kebanyakan struktur perlu diperhatikan agar bahannya tetap berada dalam jangkauan elastis agar dapat menghindari terjadinya deformasi-deformasi permanen, apabila bebannya diambil. Pada umumnya metoda desain yang digunakan adalah penggunaan faktor keamanan terhadap peluluhan (*yielding*) dari konstruksi. Dengan penerapan faktor keamanan pada tegangan luluh diperoleh tegangan izin (*allowable stress*) atau tegangan kerja (*working stress*) yang tidak boleh dilampaui di bagian manapun dalam struktur yang dirumuskan :

$$\text{Tegangan izin} = \frac{\text{Tegangan Luluh}}{\text{Faktor Keamanan}}$$

2.6. Getaran (Vibrasi)

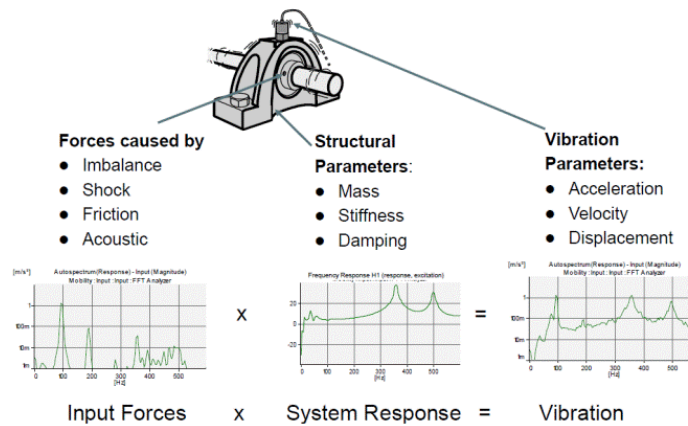
Getaran adalah suatu gerakan bolak – balik yang mempunyai amplitude yang beragam (Rao,2004). Getaran biasa terjadi saat mesin atau alat dijalankan dengan motor, hal ini mempunyai pengaruh yang bersifat mekanis. Getaran merupakan gerak osilasi disekitar sebuah titik yang disebabkan oleh getaran udara atau mekanis, misalnya mesin atau alat - alat mekanis lainnya. Oleh sebab itu getaran banyak dipergunakan untuk menganalisis mesin-mesin baik dari gerak rotasi atau translasi. Grafik frekuensi vs hari ditunjukkan pada gambar dibawah ini



Gambar 2.8. Grafik Frekuensi vs Hari (Bruel & Kjaer, 2012).

2.6.1. Proses Terjadinya Getaran

Getaran terjadi dikarenakan adanya gaya input dan respon dari sistem yang bekerja. Dapat diilustrasikan pada gambar dibawah ini:



Gambar 2.9. Proses Terjadinya Getaran (Bruel & Kjaer, 2012).

2.6.2. Parameter Getaran (Vibrasi)

Vibrasi atau getaran mempunyai tiga parameter yang dapat dijadikan sebagai tolak ukur yaitu (Lasmaria, 2011):

- Amplitudo, amplitudo adalah ukuran atau besarnya sinyal vibrasi yang dihasilkan. Amplitudo dari sinyal vibrasi mengidentifikasi besarnya gangguan yang terjadi. Makin tinggi amplitudo yang ditunjukkan menandakan makin besar gangguan yang terjadi, besarnya amplitudo bergantung pada tipe mesin yang ada. Pada mesin yang masih bagus dan baru, tingkat vibrasinya biasanya bersifat relative.
- Frekuensi, frekuensi adalah banyaknya periode getaran yang terjadi dalam satu putaran waktu. Besarnya frekuensi yang timbul pada saat terjadinya vibrasi dapat mengidentifikasi jenis - jenis gangguan yang terjadi. Gangguan yang terjadi pada mesin sering menghasilkan frekuensi yang jelas atau menghasilkan contoh frekuensi yang dapat dijadikan sebagai bahan pengamatan. Dengan diketahuinya frekuensi pada saat mesin mengalami vibrasi, maka penelitian atau pengamatan secara akurat dapat dilakukan untuk mengetahui penyebab atau sumber dari permasalahan.
- Phase vibrasi (vibration phase) adalah penggambaran akhir dari pada karakteristik suatu getaran atau vibrasi yang terjadi pada suatu mesin. Phase adalah perpindahan atau perubahan posisi pada bagian - bagian yang bergetar secara relatif untuk menentukan titik referensi atau titik awal pada bagian yang lain yang bergetar.

2.6.3. Jenis-Jenis Getaran

Ada dua jenis getaran yaitu :

1. Getaran Bebas

Getaran bebas adalah getaran yang terjadi pada sistem itu sendiri tanpa mendapat gaya dari luar sistem. Getaran bebas berlaku apabila pergerakan disebabkan oleh gravitasi atau daya yang tersimpan seperti pergerakan bandul atau pegas. Getaran pegas yang ada pada getaran bebas bergantung pada massa beban, dan periode tidak bergantung pada amplitudo.

2. Getaran paksa

Getaran paksa adalah getaran yang terjadi akibat rangsangan gaya dari luar. Jika rangsangan tersebut beresilasi, maka sistem dipaksa untuk bergetar pada frekuensi rangsangan. Jika frekuensi rangsangan sama dengan salah satu frekuensi natural sistem, maka akan didapat keadaan resonansi, dan osilasi besar yang berbahaya mungkin akan terjadi.

(Wang et al., 2014).

2.7. Frekuensi Natural

Dalam ilmu mekanika, ada sebuah istilah fisika yang disebut sebagai frekuensi natural (natural frequency). Fenomena yang berkaitan erat dengan frekuensi natural adalah peristiwa resonansi, yaitu ikut bergetarnya sebuah benda karena getaran benda lain di sekitarnya. Frekuensi natural adalah frekuensi dimana sistem beresilasi ketika sistem itu terganggu.

Frekuensi pribadi dipengaruhi oleh massa dan kekakuan. Kekakuan adalah sifat dari material. Pegas memiliki konstanta pegas (k), sedangkan material memiliki modulus elastisitas yang merupakan perbandingan tegangan regangan (Tang et al., 2017)

Frekuensi natural didefinisikan sebagai frekuensi pada saat sistem akan bergetar ketika mengalami getaran bebas. Pada waktu frekuensi yang bekerja pada sebuah mesin mendekati frekuensi natural fondasinya, amplitudo cenderung menjadi besar. Sistem dikatakan berada dalam keadaan resonansi ketika dua frekuensi tersebut menjadi sama. Pada resonansi ditemukan bahwa sebagai tambahan pada amplitudo yang berlebihan/lebih besar terjadi juga hasil yang besar. Frekuensi yang terjadi ketika nilai amplitudo mencapai nilai maksimum disebut frekuensi resonansi. Dalam desain permesinan, kriteria yang penting adalah menghindari resonansi dengan maksud bahwa amplitudo getaran kecil. Adapun persamaan frekuensi natural adalah sebagai berikut,

$$f = \omega / 2\pi$$

Dimana ω adalah frekuensi sudut osilasi, diukur dalam radian / detik. Ekspresi berikut mendefinisikan frekuensi sudut:

$$\omega = \sqrt{(k / m)}$$

Jadi ini dapat diketahui bahwa:

$$f = \sqrt{(k / m)} \div 2\pi$$

K adalah konstanta pegas untuk pegas yang dimaksud dan m adalah massa bola. Konstanta pegas diukur dalam Newton / meter. Mata air dengan konstanta yang lebih tinggi lebih kaku dan membutuhkan lebih banyak kekuatan untuk memanjang.

2.9. Teori Analisis Modal

Analisis modal adalah suatu proses yang ditujukan untuk menentukan karakteristik - karakteristik dinamik dari suatu sistem struktur (Chopra, 2000). Dimana karakteristik - karakteristik tersebut adalah :

1. Frekuensi natural
2. *Shape Mode*, dan
3. Rasio redam

Selain menentukannya, analisa modal juga mencakup penggunaan karakteristik - karakteristik tersebut untuk memformulasikan suatu model matematis dari perilaku dinamik suatu sistem struktur yang kita tinjau (Fu, 2001).

Kebutuhan untuk menentukan frekuensi natural dari sebuah struktur dapat diterapkan pada bantak bidang engineering. Contohnya jembatan Tacoma Narrows, blade disk, valve body, dan chassis sepeda motor listrik. Mempertimbangkan efek dinamik dalam pembuatan desain juga cukup penting. Dengan menggunakan analisa modal, akan dapat diketahui bagaimana karakteristik dinamik.

Analisa modal adalah analisa linear yang tidak memanfaatkan eksitasi atau beban. Mode frekuensi hanya bergantung terhadap dua variabel, yaitu kekakuan dan massa. Analisa modal memberikan informasi bagaimana desain struktur tersebut merespon tipe-tipe yang berbeda dari beban dinamik dan dapat digunakan contohnya untuk menghindari resonansi getaran yang dapat membahayakan struktur.

Itulah mengapa analisa modal merupakan analisa fundamental untuk semua analisa dinamik. Analisa modal juga merupakan dasar dari analisa dinamis linear lainnya seperti respon harmonik dan random vibration.

Berikut adalah cara bagaimana frekuensi natural dan mode shapes dapat dikalkulasi. Persamaan gerak linear untuk free undamped vibration adalah:

$$[M]\{\ddot{u}\} + [K]\{u\} = \{0\}$$

Dimana $[M]$ adalah matriks massa, $\{\ddot{u}\}$ adalah percepatan, $[K]$ adalah matriks kekakuan, dan $\{u\}$ adalah perpindahan. Dengan mengasumsikan gerak harmonic, vektor percepatan dan perpindahan dapat diwakilkan dengan dua persamaan berikut ini :

$$\{u\} = \{\phi\}_i \sin(\omega_i t + \vartheta_i)$$

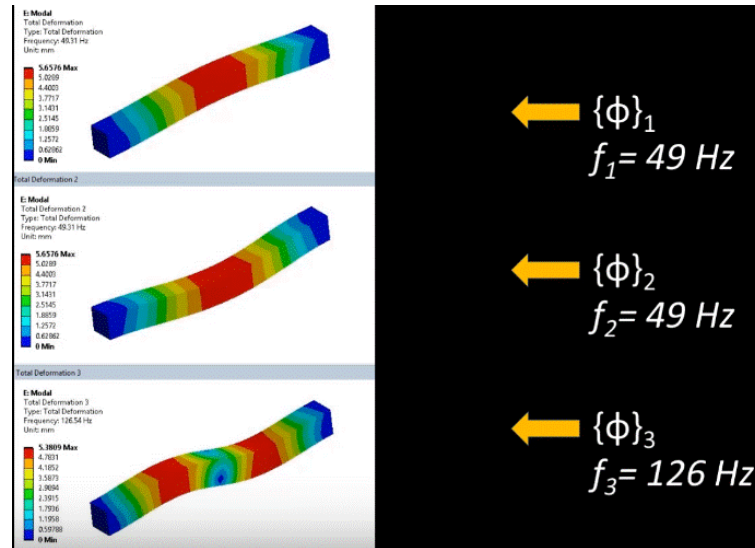
$$\{\ddot{u}\} = -\omega_i^2 \{\phi\}_i \sin(\omega_i t + \vartheta_i)$$

Setelah itu substitusikan persamaan percepatan dan perpindahan ke persamaan gerak linear, sehingga didapat *eigenvalue problems* sebagai berikut,

$$([K] - \omega_i^2 [M])\{\phi_i\} = \{0\}$$

Selesaikan bagian pertama $([K] - \omega_i^2 [M])$, akan didapatkan frekuensi natural. Kemudian selesaikan bagian kedua, akan didapatkan *mode shapes* $\{\phi_i\}$. *Eigenvalue* adalah hasil kuadrat dari frekuensi natural (ω_i^2) .

Sedangkan eigenvector adalah mode shapes atau mode getar dari struktur.



Gambar 2.10. Analisa Modal

Frekuensi natural (f_i) dihitung menggunakan rumus

$$f_i = \frac{\omega_i}{2\pi}$$

Eigenvector merepresentasikan *mode shape* yang diperoleh ketika ketika struktur bergetar karena frekuensi yang diaplikasikan tersebut (Engineering, 2008).

2.10. Aplikasi Analisis Modal

Analisa modal menjadi salah satu fenomena dunia dinamika struktur, dikarenakan banyaknya aplikasi yang dapat diterapkan. Aplikasi analisa modal juga ditunjang oleh kemajuan teori analisa modal dan teknologi. Kemajuan analisa modal berkembang pesat ketika algoritma transformasi fourier (FFT) ditemukan oleh J.W Cooley dan J.W Turkey pada tahun 1965. Dengan *FFT*, respon frekuensi dari suatu struktur dapat dihitung melalui pengukuran (Novani et al., 2016).

Perlu dijelaskan bahwa dengan analisa modal teoritis, modal data dibentuk oleh properti fisik dari sistem struktur yaitu matriks massa dan matriks kekakuan, sedangkan analisa modal pengukuran atau eksperimental, modal data diketahui melalui pengukuran. Menghubungkan teori dengan pengukuran dapat dilakukan dengan menggunakan suatu fungsi respon frekuensi atau disebut juga dengan FRF (*Frequency Response Function*).

Fungsi ini adalah fungsi yang menghubungkan antara respon dinamik dengan beban dinamik yang diberikan. Dimana FRF yang mendefinisikan modal data (frekuensi natural, mode getar, dan rasio redam) dari suatu sistem struktur yang diukur. Modal data ini yang digunakan dalam aplikasiaplikasi Analisa modal. Berikut beberapa contoh aplikasi analisa modal (Fu, 2001):

1. Troubleshooting

Troubleshooting adalah penggunaan analisis eksperimental dari model analisis sehingga ditemukan modal data dari suatu sistem, untuk memperbaiki suatu sistem dinamik yang bermasalah. Dengan penggunaan data frekuensi natural, mode getar dan rasio redam akan memberikan suatu pengertian yang fundamental terhadap permasalahan fisik yang ada.

2. Korelasi model matematis suatu struktur (FEM) dengan hasil pengukuran

Korelasi model matematis dengan hasil pengukuran berguna untuk memperbaiki pemodelan matematis yang telah dibentuk berdasarkan properti fisik suatu sistem struktur. Korelasi yang dilakukan berupa pencocokkan model data hasil model matematis dengan model data hasil pengukuran.

3. Modifikasi struktural

Dengan modal data, kita dapat memprediksi perilaku dinamik suatu struktur yang mengalami perubahan fisik, contoh : suatu ruangan Gedung universitas yang berubah fungsi dari ruangan kelas menjadi ruangan perpustakaan. Atau juga seorang ahli struktur yang ingin memperbaiki perilaku dinamik suatu struktur dengan memodifikasi struktur yang ada, hal ini berhubungan dengan analisa sensitifitas.

4. Identifikasi gaya

Gaya yang berlaku pada struktur hingga menyebabkan getaran dapat diidentifikasi dengan menggunakan analisa modal data yang ada.

5. Prediksi respon struktur

Dengan adanya modal data yang lengkap, suatu respon dinamik suatu struktur dari beban dinamik dapat diprediksi. Hal ini cukup penting dalam studi integritas dan umur fatik dari struktur.

6. Deteksi kerusakan struktur

Modal data digunakan juga untuk mendeteksi kerusakan yang terjadi pada struktur. Dasar teori dan modelisasi akan dijelaskan dengan lengkap pada bagian berikutnya.

2.11. Mode

Mode (atau resonansi) adalah sifat yang melekat pada suatu struktur. Resonansi ditentukan oleh beberapa properties (massa, kekakuan, dan redaman) dan boundry conditions struktur.

Setiap mode didefinisikan oleh frekuensi natural (modal atau resonansi), redaman modal, dan mode shape. Jika salah satu sifat material atau kondisi batas suatu struktur berubah, modusnya akan berubah. Misalnya, jika massa ditambahkan ke pompa vertikal, itu akan bergetar berbeda karena modusnya telah berubah. Pada atau mendekati frekuensi natural suatu mode, getaran keseluruhan bentuk (bentuk defleksi operasi) dari suatu mesin atau struktur akan cenderung didominasi oleh bentuk modus resonansi.

Mode selanjutnya dicirikan sebagai rigid body atau flexible body mode. Semua struktur dapat memiliki hingga enam mode benda rigid, tiga mode translasi mode dan tiga mode rotasi. Jika strukturnya hanya memantul pada benda lunak pegas, gerakannya mendekati mode rigid body. Banyak masalah getaran adalah disebabkan, atau setidaknya diperkuat oleh eksitasi dari satu atau lebih tubuh yang fleksibel mode (Tony Foale, 2002).

2.12. Random Vibration Analysis

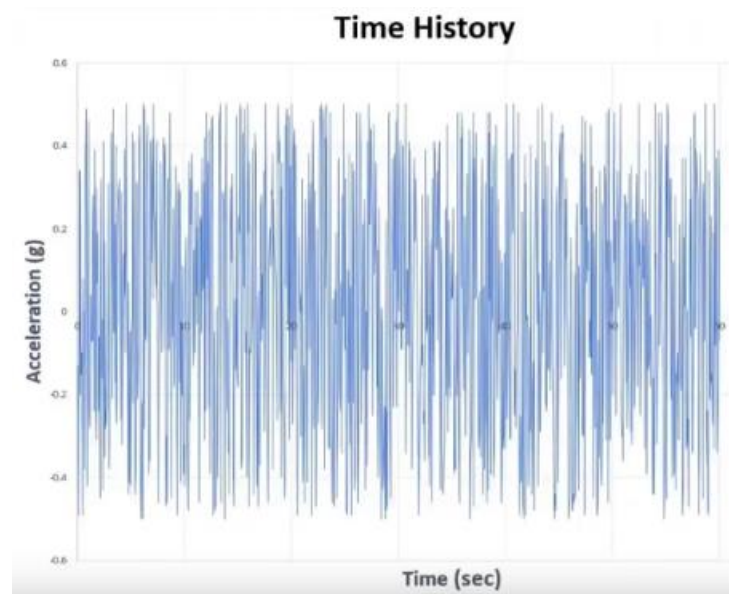
Random Vibration Analysis memungkinkan kita untuk mencari respon dari struktur ketika dikenai beban vibrasi atau getaran yang acak pada kondisi yang sesungguhnya. Karakteristik eksitasi atau input getaran yang acak contohnya terjadi pada beban pesawat terbang saat beroperasi, kendaraan ketika berjalan melewati jalan yang kasar, dan beban gelombang laut pada struktur bangunan *offshore*.

Getaran yang terjadi pada kendaraan berasal dari getaran motor atau *engine* dan kondisi jalan yang kasar adalah sebuah kombinasi dari banyak frekuensi dan memiliki sifat acak atau

random yang tertentu. Pada *random vibration analysis*, input eksitasi seperti perpindahan, kecepatan, atau percepatan sulit untuk diprediksi. Input eksitasi atau getaran semacam itu bersifat statistik.

Ambil contoh sebuah kendaraan berjalan melewati jalan yang kasar, *time history* (akselerasi fungsi waktu) dari jalan bersifat unik atau berbeda-beda setiap saat kendaraan melewati jalan yang sama. Sehingga hampir mustahil untuk memprediksi respon dari sebuah titik di komponen kendaraan pada *time history*nya.

Berikut adalah gambar grafik *time history* atau grafik akselerasi dengan fungsi waktu :



Gambar 2.11. Grafik *Time History* (Acceleration fungsi waktu)

Yang kita butuhkan adalah pendekatan statistik dan probabilitas untuk mencari respon dari sistem. *Random vibration analysis* memberikan kita metode yang lebih baik untuk mengevaluasi struktur yang dibebani eksitasi yang random. Fungsi frekuensi dari *time history* atau spektrum didapatkan dengan statistik dan digunakan sebagai beban di *random vibration analysis*. Spektrum ini disebut *power spectrum density (PSD)*. *Random vibration analysis* atau biasa juga disebut *PSD Analysis*. PSD merepresentasikan frekuensi vibrasi dan energi dalam bentuk statistik (Engineering, 2008).

2.13. Power Spectral Density

Kepadatan Spektral Daya (PSD) menjelaskan bagaimana kekuatan (atau varians) dari suatu waktu seri didistribusikan oleh frekuensi. Secara matematis, didefinisikan sebagai Transformasi Fourier keteraturan deret waktu autokorelasi. PSD menunjukkan kekuatannya variasi (energi) sebagai fungsi frekuensi. Di lain kata-kata, PSD menunjukkan di mana frekuensinya variasinya kuat dan di mana variasi frekuensinya lemah. Perhitungan PSD dilakukan langsung oleh FFT metode atau menghitung fungsi autokorelasi dan kemudian berubah (Novani et al., 2016).

Power Spectral Density atau yang biasa disingkat PSD $S(\omega)$ dari getaran acak stasioner diartikan sebagai transformasi Fourier dari $\frac{R(\tau)}{2\pi}$:

$$S(\omega) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} R(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (2.27)$$

Sehingga :

$$R(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega \quad (2.28)$$

Dari dua persamaan diatas yang juga dikenal dengan rumus *Wiener-Khitchine*. PSD cukup sering dipakai pada *random vibration analysis*. Sifat dan *properties* dari PSD adalah sebagai berikut :

- a. Dari persamaan $R(0) = E[x^2]$ dan persamaan diatas didapatkan :

$$R(0) = E[x^2] = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega \quad (2.29)$$

Jika rata-ratanya adalah 0 dan variasi dari $x(t)$ diberikan oleh fungsi :

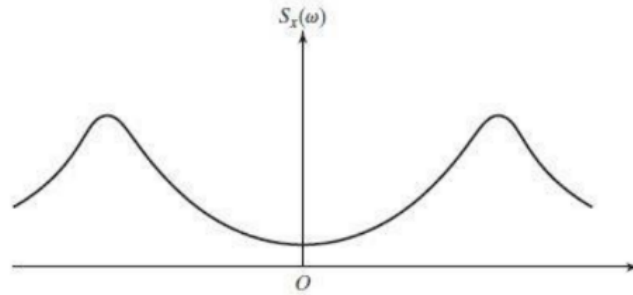
$$\sigma_x^2 = R(0) = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega \quad (2.30)$$

Jika $x(t)$ menunjukkan perpindahan, $R(0)$ melambangkan energi rata-rata. Dari persamaan pertama, jelas bahwa $S(\omega)$ mewakili kepadatan energi yang terkait dengan frekuensi ω . Jadi $S(\omega)$ menunjukkan distribusi spektral energi dalam suatu sistem. Juga dalam rangkaian listrik, jika $x(t)$ menunjukkan arus acak, maka nilai kuadrat rata-rata menunjukkan daya sistem (jika resistansi adalah satu). Inilah asal mula istilah *power spectral density*.

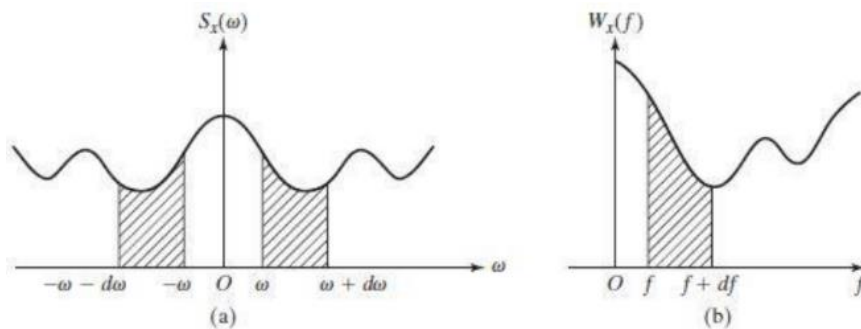
- b. Karena $R(\tau)$ adalah fungsi genap dan nyata, $S(\omega)$ juga merupakan fungsi genap dan nyata dari ω . Jadi $S(-\omega) = S(\omega)$. Fungsi *power spectral density* ditunjukkan pada gambar di bawah.
- c. Dari persamaan bagian a, satuan $S(\omega)$ dapat diidentifikasi sebagai satuan x^2 /frekuensi sudut. Dapat dicatat bahwa frekuensi negatif dan positif dihitung dalam persamaan poin a. Dalam pekerjaan eksperimental untuk kenyamanan, spektrum satu sisi yang setara $W_x(f)$ digunakan secara luas.
- d. Spektrum $W_x(f)$ didefinisikan dalam istilah frekuensi linier (yaitu siklus per satuan waktu) dan hanya frekuensi positif yang dihitung. Hubungan antara $S(\omega)$ dan $W_x(f)$ dapat dilihat dengan mengacu pada gambar di bawah. Frekuensi diferensial $d\omega$ pada gambar (a) sesuai dengan frekuensi diferensial $df = \frac{d\omega}{2\pi}$ pada gambar (b). Karena $W_x(f)$ adalah spektrum ekuivalen yang ditentukan di atas nilai positif dari f saja, kita punya :

$$E[x^2] = \int_{-\infty}^{\infty} S(\omega) d\omega = \int_0^{\infty} W_x(f) df \quad (2.31)$$

(2.31)



Gambar 2.12. Tipikal persamaan *Power Spectral Density*



Gambar 2.13. *One and two side spectra*

Agar kontribusi pita frekuensi $d\omega$ dan df ke nilai kuadrat rata-rata menjadi sama, area yang diarsir di kedua gambar. 2.15 (a) dan (b) harus sama. Jadi :

$$2S_x(\omega) d\omega = \int_0^{\infty} W_x(f) df \quad (2.32)$$

Yang memberikan :

$$W_x(f) = 2S_x(\omega) \frac{d\omega}{df} = 2S_x(\omega) \frac{d\omega}{\frac{df}{2\pi}} = 4\pi 2S_x(\omega) \quad (2.33)$$

(Tony Foale, 2002).

2.14. Penelitian Terdahulu

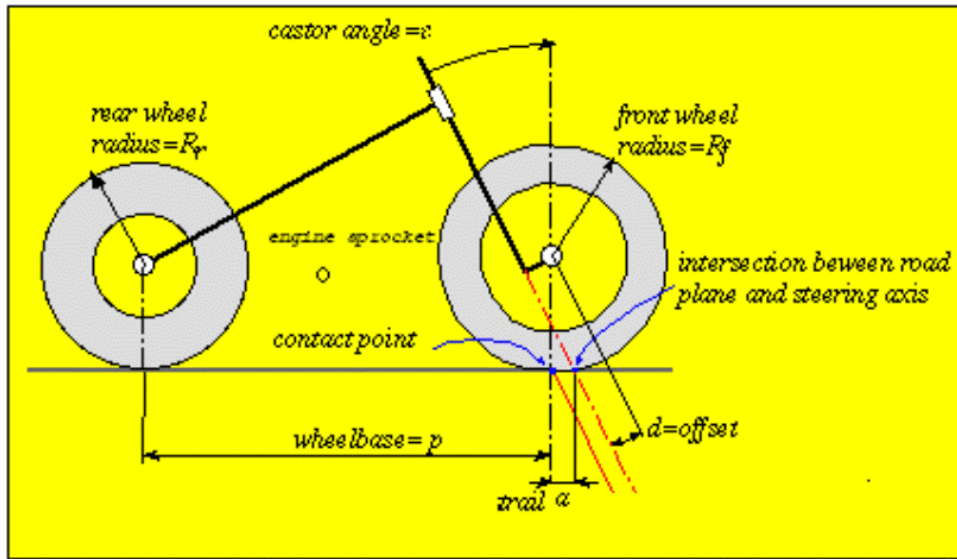
2.14.1. Structural and Modal Analysis of Scooter Frame (Balaguru et al., 2019)

Penelitian yang dilakukan oleh D. Mohankumar dkk. pada tahun 2018 ini membahas tentang analisa tegangan dan deformasi pada rangka atau sasis skuter yang sedang mereka kembangkan dengan beberapa kasus beban yang berbeda dan juga mengidentifikasi mode kegagalan dengan analisis modal. Penelitian ini dimulai dari studi perbandingan tentang rangka skuter yang berbeda mulai dari aspek pemilihan material, *mechanical properties* dan bagian-bagian yang digunakan di dalam rangka itu sendiri (biasanya penggunaan baja dengan bentuk *tube* lebih disukai karena kemudahan pembuatannya, distribusi beban yang lebih merata untuk beberapa kasus beban yang berbeda dan beberapa alasan geometris lainnya).

Kemudian desain *chassis* yang sudah dibuat akan dilakukan analisa struktur dan analisa modal dengan pembebanan. Dalam penelitian ini digunakan *software* Pro-E untuk pemodelan 3D dari desain rangka skuter, dilanjutkan proses *meshing* dengan menggunakan *software* Hyper Mess dan menggunakan *software* ANSYS untuk menjalankan analisa struktur dan Analisa modal.

Tujuan dari proyek ini yang pertama adalah untuk memvalidasi desain rangka dengan perhitungan *stress* dan perhitungan deformasi menggunakan FEA (*Finith Elemen Analysis*) sehingga didapatkan rekomendasi desain. Tujuan yang kedua untuk melakukan *benchmark study* pada struktur rangka, karakteristik beban, dan sifat mekanik dari material kerangka skuter. Tujuan yang ketiga adalah untuk mengidentifikasi area kritis dan merekomendasikan perbaikan desain dari analisa modal dengan mengidentifikasi beberapa bentuk *mode shape* yang berbeda dan frekuensi natural dari rangka skuter.

Berikut ini adalah desain dan geometri dari rangka skuter dalam penelitian ini :



Gambar 2.14. Geometri Rangka

Tabel 2.1. Geometri Rangka

Wheel Base	1310 mm
Ground Clearance	150 mm
Seat Height with Cushion	760 mm
Seat Base Height	600 mm
Vehicle Power	1200 W
Baterai	24Ah x 4Nos
Mesin	75 cc
Castor Angle	25 degree
Trial	Approx. 10 mm
Offset	42 mm
Weight of Frame	12 kg (1,6 mm thick) 14 kg (2 mm thick)
Wheel Centre to Shock Absorber Mounting Angle	20 degree

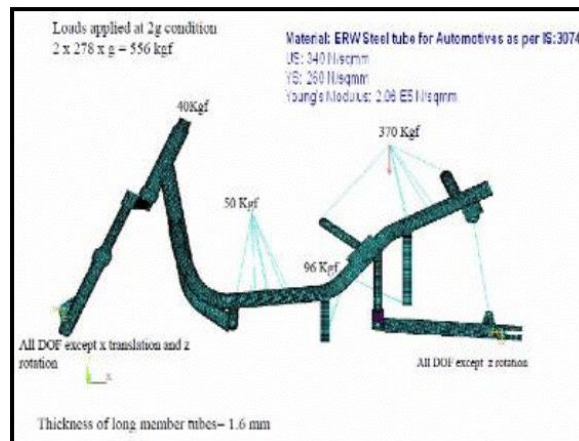
Lalu material yang digunakan adalah *alloy steel* dengan sifat mekanik sebagai berikut :

Tabel 2.2. Spesifikasi Alloy Steel

Modulus Young	205000 N/mm ²
Poisson's Ratio	0,29
Density	0,00000785 kg/mm ³
Ultimate Tensile Strength	520 N/sqmm

Yield Strength	360 N/sqmm
----------------	------------

Dalam penelitian ini dipakai 4 variasi *tube* dengan kombinasi antara 2 jenis *tube* (*circular* dan *elliptical*) dan 2 jenis ketebalan *tube* (1,6 mm dan 2 mm). Sedangkan rincian pembebanan yang diterapkan ke rangka skuter dalam simulasi adalah sebagai berikut :



Gambar 2.15. *Boundary Conditions of Chassis*

Pembebanan yang disimulasikan terdiri dari berat 2 pengendara yang masing-masing beratnya sebesar 103 kg yang duduk di jok dan mempunyai barang bawaan sebesar 25 kg yang ikut dibawa diatas skuter. 30% dari berat pengendara didistribusikan ke *handle bar* atau *head tube area* mengikuti *thumb rule of design*. Berat baterai sebesar 45 kg dan berat total 278 kg dikalikan dengan 2g didapat berat sebesar 556 kg. *Fixed support* diterapkan ke sambungan rangka dengan garpu roda depan dan *swing arm* roda belakang. Semua pembebanan ini diterapkan ke 4 variasi rangka dan didapatkan hasil sebagai berikut :

Tabel 2.3. Hasil Simulasi Beban Vertical dan Lateral

Model	Stiffness		Vertical Load	Lateral Load	Max Vertical Displacement (mm)	Max Lateral Displacement (mm)	Von Mises Stress (MPa)
	Vertical (N/mm)	Lateral (N/mm)					
Elliptical 1,6 mm	358,7	238,3	556	166,8	15,5	7	355
Elliptical 2 mm	444,8	222,4	556	166,8	12,5	7,5	260
Circular 1,6 mm	308,9	256,6	556	166,8	18	6,5	450
Circular 2 mm	397,1	238,3	556	166,8	14	7	300

Sedangkan untuk analisa modal dipilih variasi *elliptical tube* 2 mm karena hasil Analisa strukturnya yang paling baik dan dengan mempertimbangkan tidak adanya perbedaan yang signifikan dalam hasil Analisa modal dari keempat variasi rangka yang berbeda tersebut. Berikut ini adalah hasil dari analisa modal beserta gambar dari keenam *mode shape* yang didapatkan :

Tabel 2.4. Hasil Analisis Modal

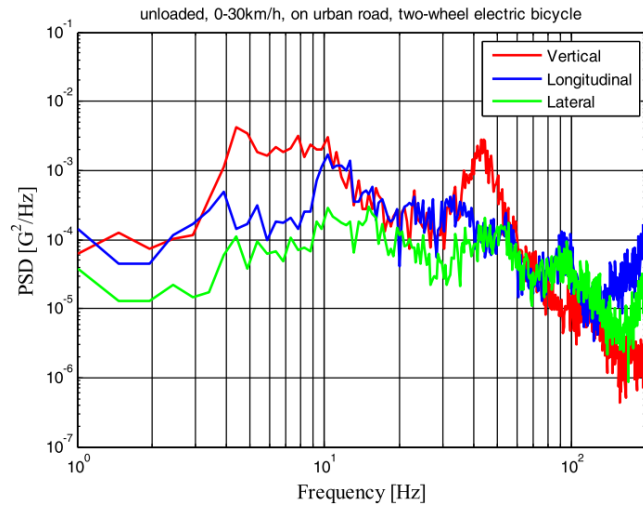
Mode No.	Modal Frequency (Hz)			
	Circular 1,6 mm	Elliptical 1,6 mm	Circular 2 mm	Elliptical 2 mm
1	9,445	10,0539	9,8453	10,3855
2	16,595	16,69	15,92	15,992
3	16,853	17,485	17,277	17,834
4	23,162	23,095	22,516	22,448
5	37,263	38,927	38,04	39,625
6	46,867	45,403	48,71	47,294

Desain harus memenuhi nilai *stress* yang ditargetkan maksimum 300 MPa dan deformasi vertikal kurang dari 18 mm berdasarkan *benchmark study*. Penggunaan penampang *elliptical tube* dapat semakin meningkat kekakuan vertikal juga meningkatkan kemudahan manufaktur dalam hal pengelasan sambungan pipa. Kekakuan lateral sangat penting untuk kemampuan kendaraan ketika menikung, dan juga harus dipastikan bahwa kekakuan lateral masih dalam tingkat yang dapat diterima. Untuk itu analisis pembebanan lateral dan analisis modal harus dilakukan. Dalam kondisi beban lateral rangka mempunyai kekakuan yang cukup dan juga *stress* yang masih dalam batas aman. Dari analisis modal didapatkan frekuensi natural untuk beberapa *mode shape* dan tidak sama dengan frekuensi pengapian dari mesin. Serta hasil frekuensi natural juga tidak sensitif dan masih dalam zona nyaman sehubungan dengan frekuensi tubuh manusia yang sensitive di kisaran 4-9 Hz. Untuk hasil akhirnya diusulkan *tube* berpenampang elips untuk rangka skuter. Namun meskipun *tube* elips memiliki biaya yang mahal dan juga tidak banyak digunakan dalam industri otomotif, diharapkan hal tersebut bisa dikurangi selama produksi massal kendaraan dibuat.

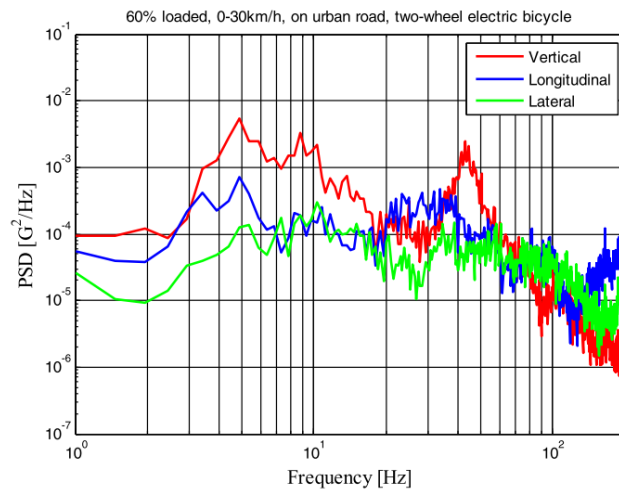
2.14.2. Measurement and Analysis of Vibration Levels for Express Logistic Transportation in South China (Zhou & Wang, 2018)

Penelitian ini membahas tentang tingkat getaran pada kendaraan yang digunakan untuk mengantar barang, seperti truk (truk berat atau truk sedang) dan *terminal distribution vehicles* (*mini van* dan sepeda listrik). Getaran yang terjadi diakibatkan oleh faktor kecepatan, berat kendaraan dan kondisi permukaan jalan. Pada penelitian ini penulis melakukan pengujian pada jalan kelas 1 dari setiap standar teknis yang ada di China. Umumnya kendaraan *express* berjalannya di jalan raya dan jalan perkotaan ketika mendistribusikan paket di kota besar.

Penelitian ini merupakan penelitian eksperimen dengan menggunakan metode PSD (*Power Spectral Density*) mewakili intensitas rata-rata getaran yang terjadi di lantai tempat penempatan paket terkumpul. Alat yang digunakan untuk mengukur getaran adalah *Saver 3X90*. Untuk pengujian yang dilakukan pada *Two-Wheel electric bicycle* dilakukan dua kali pengujian, pengujian dengan muatan 60% dan tanpa muatan dengan kecepatan yang sama 30km/jam. Hasil pengujian yang dilakukan dapat dilihat pada grafik dibawah:

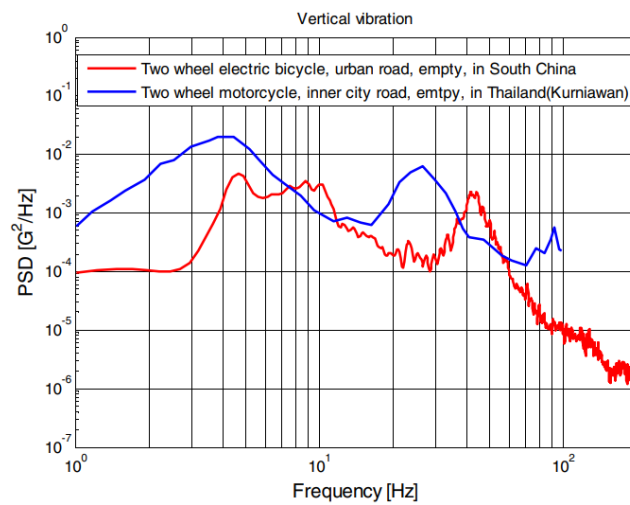


Gambar 2.16. Plot PSD Getaran Triaksial Sepeda Listrik Roda Dua Tanpa Muatan



Gambar 2.17. PSD Getaran Triaksial Sepeda Listrik Roda Dua dengan Muatan 60%

Kemudian hasil grafik dari penelitian ini dibandingkan dengan grafik hasil penelitian yang dilakukan di Thailand sehingga didapatkan hasil grafik plot PSD seperti di bawah :

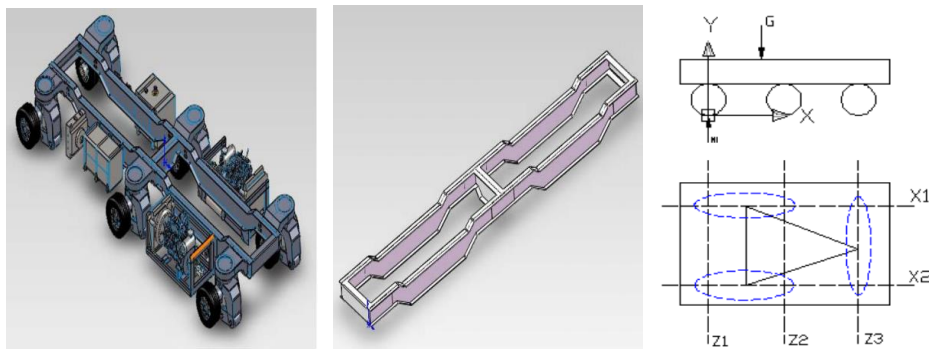


Gambar 2.18. Plot PSD Perbandingan untuk Sepeda Listrik Roda Dua

Dari penelitian ini didapatkan kesimpulan bahwa untuk puncak yang pertama rata-rata kendaraan berada pada frekuensi 1-10 Hz 2 Hz di mobil van dan sedan, dan pada 3 hingga 4 Hz dalam truk berat dan pada 4 hingga 5 Hz pada sepeda listrik roda dua, dan puncak kedua sekitar 20 sampai 80 Hz di mobil sedan dan 10 hingga 20 Hz di mini van dan 20 hingga 40 Hz di truk berat, sedangkan pada sepeda listrik roda dua memiliki perbedaan, penelitian yang dilakukan di Thailand berada antara 20-80 Hz sedangkan penelitian yang dilakukan berada direntang 40-50Hz. (Zhou & Wang, 2018).

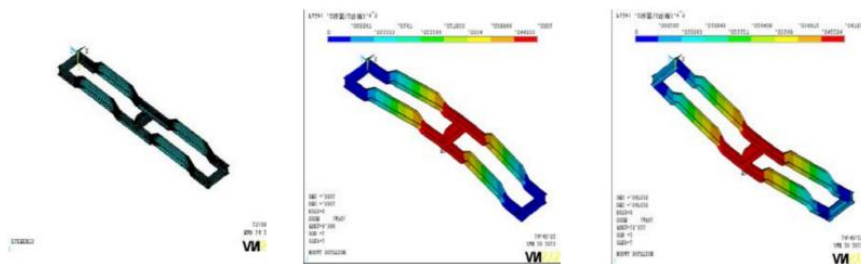
2.14.3. Random Vibration Analysis for The Chassis Frame of Hydraulic Truck Based on ANSYS (Wang et al., 2014)

Pada penelitian ini akan dilakukan analisa modal dan *random vibration* terhadap desain frame dari truk hidrolik. Berikut adalah gambar CAD dari truk hidrolik yang akan dianalisa :



Gambar 2.19. Model Chassis dan *free-body diagram of vehicle level driving*

Yang pertama dilakukan *modal analysis* pada *software ANSYS* untuk didapatkan *mode shapes* beserta frekuensi naturalnya. Dari hasil tersebut kemudian akan dianalisa karakteristik modal dari masing-masing *mode shapes*. Berikut adalah hasil dari analisa modalnya :



Gambar 2.20. *Finite Element Model, First and Second Mode Shapes*

Tabel 2.5. Hasil Analisa Modal

numbers of	inherent frequencies	Characteristics of modal
1	9.3878	vertical downward bending along the Y axis
2	15.021	vertical upward bending along the Y axis
3	29.330	torsion in the plane
4	43.487	bending and torsion in all parts
5	47.951	torsion in middle and trail
6	59.444	bending and torsion in head and trail
7	70.965	torsion in middle and trail
8	72.476	bending and torsion in all parts
9	78.233	bending and torsion in all parts
10	113.54	bending and torsion in all parts

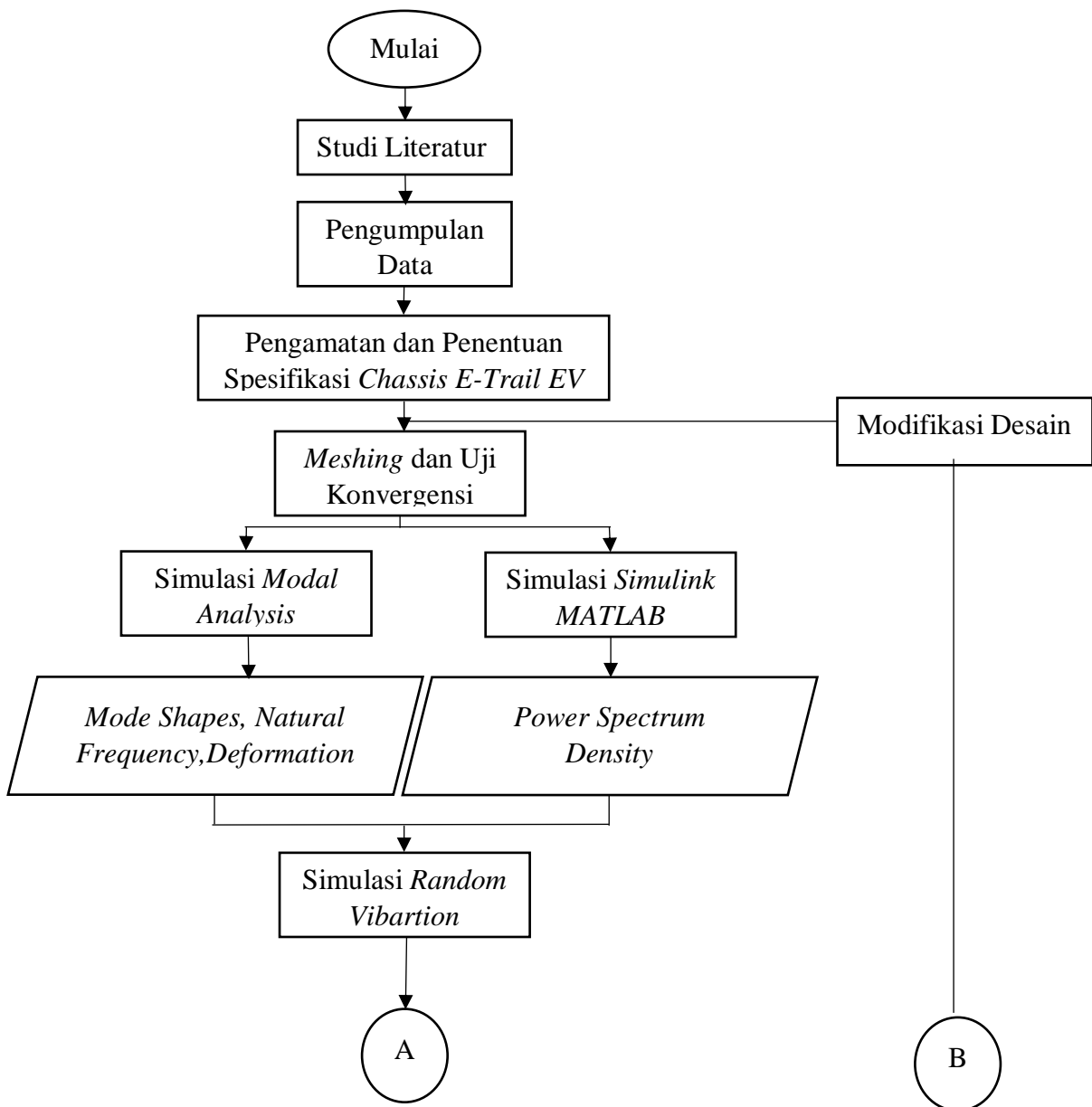
Kemudian setelah analisa modal akan dilakukan analisa *random vibration*. Analisis *random vibration* digunakan untuk menentukan respon struktur di bawah pembebanan acak. ANSYS menggunakan *Power Spectral Density* (PSD) sebagai analisis getaran acak dari input beban. *Power Spectral Density* adalah jenis metode statistik probabilitas, dan merupakan nilai akar rata-rata kuadrat dari variabel acak, termasuk ukuran energi getaran acak dan informasi frekuensi. *Power Spectral Density* yang dapat berupa perpindahan, kecepatan, percepatan atau *Power Spectral Density* dan bentuk lainnya. PSD pada penelitian ini didapatkan dari jalan yang tidak rata, getaran acak dari mesin yang beroperasi dan getaran dari poros.

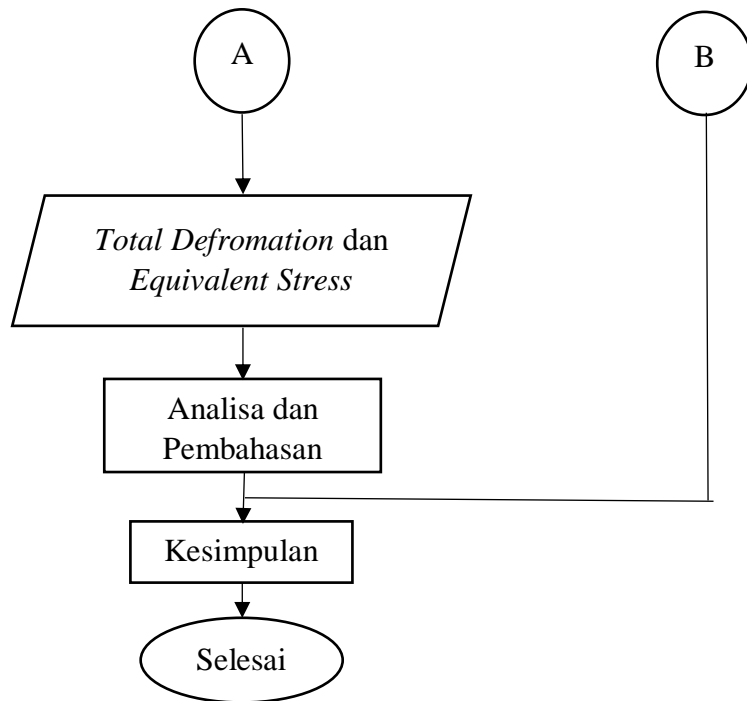
Setelah dilakukan analisa *random vibration* akan didapatkan tegangan dan deformasi desain *chassis* setelah dikenai pembebanan. Deformasi dan tegangan terutama terkonsentrasi di bagian tengah *chassis*. Deformasi maksimum adalah sebesar 0,02577 meter dan tegangan terbesar adalah 320 MPa, tegangan terbesar kurang dari kekuatan luluh material.

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Simulasi yang pertama dilakukan adalah *modal analysis* untuk mengetahui frekuensi natural dan mode getar dari desain struktur rangka. Lalu dari Analisa modal kemudian dilanjutkan dengan *random vibration analysis* untuk mendapatkan grafik total deformasi dan tegangan dengan fungsi frekuensi. Dimana dengan grafik tersebut akan bisa diketahui bagaimana total deformasi, distribusi tegangan dan *safety factor* disaat desain struktur rangka dikenai frekuensi maksimum saat kendaraan beroperasi.

Dengan penjelasan ini, tahapan-tahapan dalam melakukan penelitian ini dapat digambarkan pada gambar diagram alir dibawah ini :





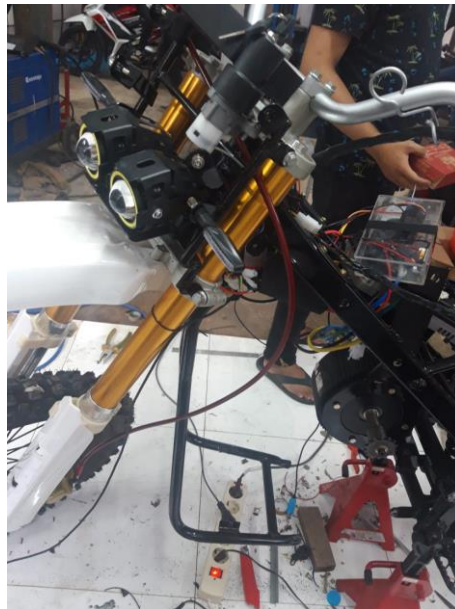
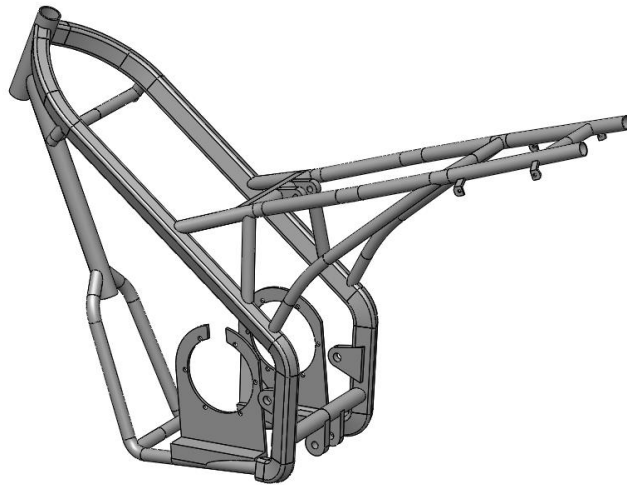
Gambar 21. *Flowchart* tahapan pengerjaan

3.1 Studi Literatur

Studi literatur merupakan tahapan untuk mempelajari penelitian sebelumnya, jurnal, dan buku yang terkait. Pada analisa desain *chassis* untuk *E-Trail* ini, ada beberapa jurnal atau literatur yang digunakan sebagai referensi terutama untuk simulasi yang akan dilakukan nantinya. Pada simulasi yang akan dilakukan dalam penelitian ini, pembebanan yang diterima oleh struktur *chassis* akan mengacu kepada jurnal atau literatur dari D. Mohankumar, dkk. (2018) tentang Analisa Struktur dan Analisa Modal Rangka Skuter. Pembebanan tersebut nantinya akan disesuaikan dengan parameter yang sudah ditetapkan untuk rancangan *E-Trail* dan akan diterapkan pada simulasi *Modal Analysis* dan *Random Vibration Analysis*.

Sedangkan untuk alur penelitian yang akan dilakukan mulai dari *Modal Analysis* dan *Random Vibration Analysis* yang akan dilakukan dengan bantuan *software ANSYS Workbench* akan mengacu pada dua jurnal lain yang juga mempunyai metode sama dengan perencanaan simulasi yang akan dilakukan terhadap desain struktur rangka yang akan dibuat pada penelitian ini. Dua jurnal tersebut adalah Analisa Respon Harmonik Struktur Poros *Propeller* Kapal Menggunakan *ANSYS Workbench 14.5* (Wahyu Nirbito dan Triwahyu Rahmatu Januar) dan Modal and Harmonic Response Analysis of Key Components of Robotic Arm Based on ANSYS (Yadong Tang, dkk.).

3.2. Pengamatan Terhadap *Chassis Trail Bangkits Cenderawasih*



Gambar 22. Rangka Trail Bangkits Cenderawasih

Ada beberapa bagian dari struktur rangka yang dirasa bisa dihilangkan karena dirasa tidak memiliki fungsi yang signifikan secara *mechanical* dan bagian kosong ditengah struktur masih kosong sehingga bisa dimanfaatkan untuk hal lain yang bermanfaat. Beberapa spesifikasi dan parameter lainnya akan ditampilkan dalam tabel yang ada dibawah ini :

Tabel 3.1. Spesifikasi dan Parameter Motor Trail EV

Spesifikasi E-Trail Bangkit Cenderawasih		
Dimensi	satuan	ukuran
Wheel base	mm	1355
Front Trail	mm	134.3
Caster angle	mm	26.65
Offset	mm	31.62
COG from front wheel	mm	641.5
COG from ground	mm	652.04

Front wheel diameter	mm	482.6
Rear wheel diameter	mm	406.4

Tabel 3.2. Spesifikasi Beban

No	Data	Satuan
1	Berat Kendaraan	103 kg
2	Berat Pengemudi	100 kg
3	Beban Barang	100 kg
4	Batery	7 kg
5	Motor BLDC	12 kg
6	Total Kelistrikan	5 kg
7	Rantai	0,5 kg
8	Shock Depan Belakang	3 kg

3.3. Pemilihan Material Desain *Chassis E-Trail*

Pemilihan ukuran struktur tersebut selain mengacu kepada kebutuhan desain, tapi juga mengacu pada ketersediaan barang yang ada di Indonesia dengan sumber yang digunakan yaitu ISTW (*Indonesian Steel Tube Works*) dan juga *website steelindonesia.com*. Untuk material

Material tersebut dirasa banyak dan mudah ditemukan di Indonesia dan punya harga yang relatif lebih murah dibandingkan dengan material yang lain serta dirasa cukup kuat untuk desain *chassis* ini. Tentunya diantara kedua material tersebut, kadar karbon yang lebih tinggi akan mempunyai harga yang lebih mahal dibandingkan dengan kadar karbon yang lebih rendah. Kedua material tersebut kemudian akan dipilih berdasarkan hasil *modal analysis*, dan *random vibration analysis* apakah melewati batas keamanan dan juga memperhatikan faktor ekonomis.

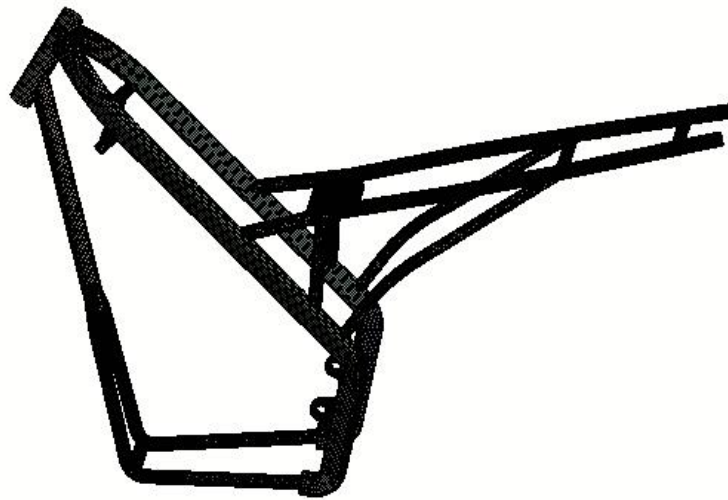
Tabel 3.3. Mechanical Properties AISI 1080

Property	Value	Unit
Density	7,85	g / cm ³
Young's Modulus	205000	MPa
Poisson's Ratio	0,29	-
Tensile Yield Strength	515	MPa
Tensile Ultimate Strength	675	MPa

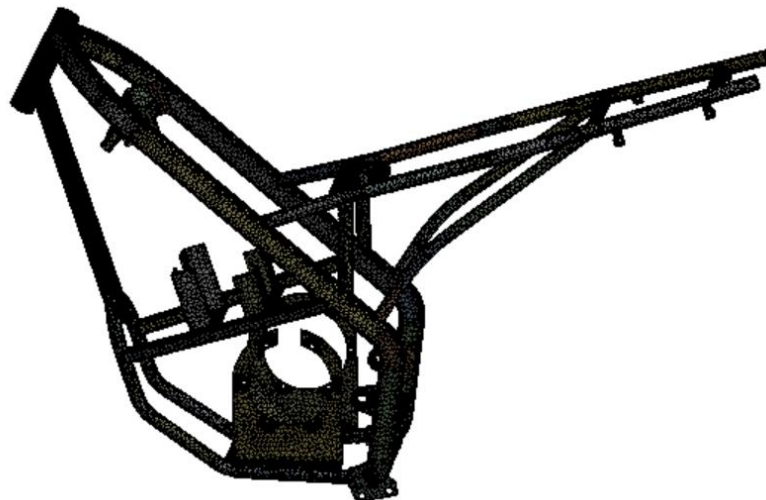
3.4. Meshing dan Uji Konvergensi

Proses Uji Konvergensi adalah pengujian terhadap quality mesh, dimana akan diuji apakah mesh tersebut sudah baik untuk menghasilkan pengujian seperti deformasi dengan valid melalui pemilihan ukuran mesh. Uji konvergensi dilakukan dengan membuat grafik hubungan hasil simulasi besar tegangan pada suatu titik dalam model dengan variasi bentuk ukuran meshing. Berdasarkan grafik tersebut, maka akan diperoleh ukuran mesh yang baik yaitu saat besar tegangan memiliki selisih yang kecil dalam ukuran yang berbeda beda. Pada umumnya nilai error yang digunakan dimana diperoleh dari selisih besar tegangan yang terjadi saat melakukan meshing harus dibawah 5% agar hasil yang didapatkan semakin konvergen.

Telah dikalkukan uji konvergensi terhaap model material. Dilakukan percobaan simulasi dengan ukuran mesh mulai dari 9mm hingga 2 mm dan kondisi batas sama dengan sub bab 3.6, namun dengan pembebanan sebesar 20% dari beban uji untuk mengurangi waktu dalam simulasi.



Gambar 23. Hasil Meshing Chassis Desain Pertama



Gambar 24. Hasil Meshing Chassis Desain Kedua

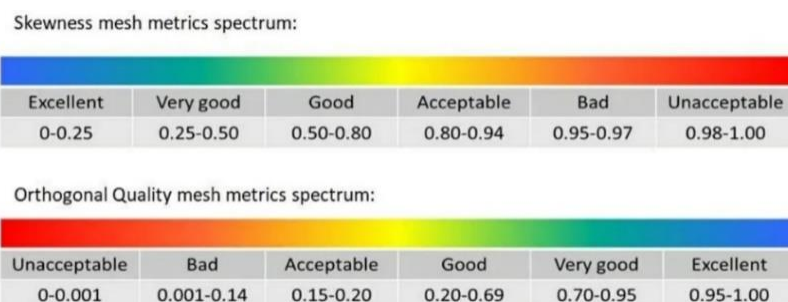
Tabel 3.4. Hasil Uji Konvergensi Desain Pertama

Size (mm)	Orthogonal	Skewness	Stress (Mpa)	Element	Nodes	Error	Time
9	0,22678	0,77205	200,55	59196	116675	-	12
8	0,2596	0,7393	220,45	64001	126359	0,099227	13
7	0,30874	0,68991	254,13	79531	156912	0,152778	34
6	0,3645	0,63411	265,66	104020	204820	0,04537	24
5	0,45497	0,54414	327,68	151658	297891	0,233456	37
4	0,56193	0,43737	424,92	242254	475025	0,296753	1m 24 S
3	0,64305	0,356	520,52	443601	851970	0,224984	2m 29 S
2	0,74056	0,25827	598,87	1414707	2479480	0,150523	7m 16 S

Tabel 3.5. Hasil Uji Konvergensi Desain Kedua

Size (mm)	Orthogonal	Skewness	Stress (Mpa)	Element	Nodes	Error	Time
9	0,51622	0,53204	6310,3	44594	175556		12
8	0,51579	0,53335	6328,6	50623	199757	0,083629	14
7	0,60778	0,48948	6342,5	59326	236986	0,128493	28
6	0,54884	0,4929	6367,6	72998	289921	0,147395	34
5	0,56882	0,47318	6478,6	91735	359288	0,163947	42
4	0,59755	0,45594	6539,4	105982	418746	0,05382	1m 5s
3	0,63769	0,41428	7104,7	171321	664600	0,204373	2m 38 s
2	0,71345	1420756	7639,8	396599	1420756	0,150384	7m 52 s

Pada Uji Konvergensi pada desain pertama ini diambil meshing dengan ukuran 6 mm karena ukuran tersebut memiliki error perbedaan stress paling kecil dan dibawah 5% . Selain itu nilai skewness yang tidak jauh dari nilai *skewness* ukuran mesh lainnya, dan juga pada *orthogonal* yang masih ukuran rata-rata dan masuk kategori *good*. Sedangkan pada Uji Konvergensi pada desain kedua ini diambil meshing dengan ukuran 4 mm karena ukuran tersebut memiliki error perbedaan stress paling kecil dan dibawah 5% . Selain itu nilai skewness yang tidak jauh dari nilai *skewness* ukuran mesh lainnya, dan juga pada *orthogonal* yang masih ukuran rata-rata dan masuk kategori *good*.



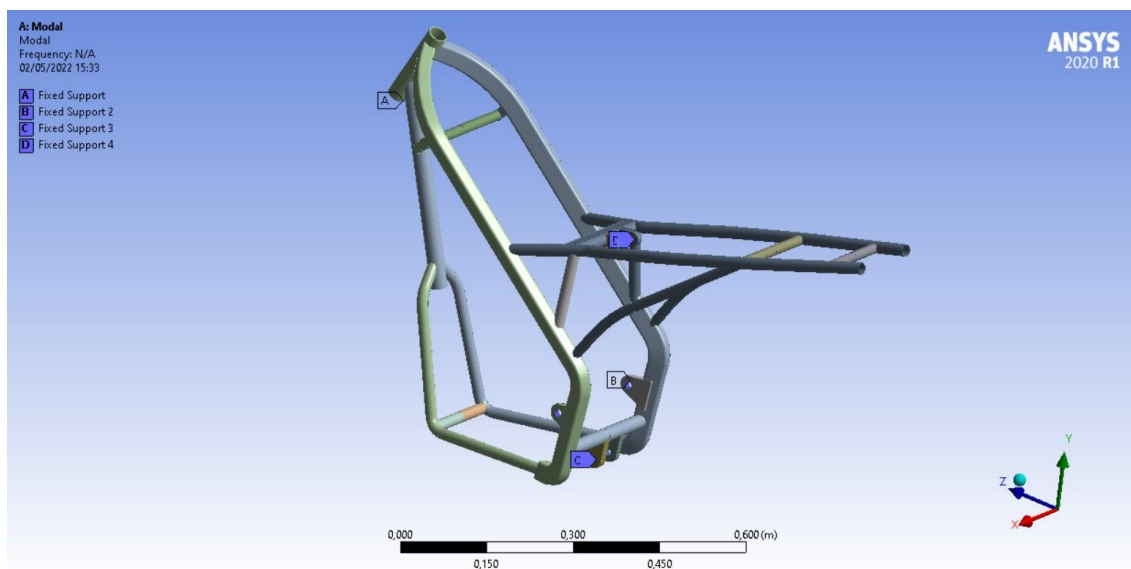
Gambar 25. Skewness and Orthogonal Quality Mesh Metric Spectrum

3.5. Analisa Modal

Dalam analisa modal ini, model 3D dari *chassis E-Trail* ini akan dicari karakteristik dinamikanya dengan bantuan *software ANSYS Workbench*. Hasil dari analisa modal ini akan didapatkan frekuensi natural beserta mode getar dari model 3D dari *chassis E-Trail* ini. Jumlah mode getar yang dicari dalam analisa modal ini bisa disetting.

Selanjutnya mode getar yang didapat akan diidentifikasi apa jenis mode getar yang dihasilkan. Lalu, setelah didapatkan hasil frekuensi natural, kemudian dibandingkan dengan frekuensi maksimam operasi kendaraan yang bisa dilihat dari hasil konversi RPM maksimal motor ketika beroperasi ke frekuensi. Hal tersebut dimaksudkan untuk mencegah terjadinya resonansi seperti yang telah dijelaskan didalam Bab II sebelumnya.

Dengan adanya komponen battery dan Motor BLDC, perlu adanya *tools* penambahan beban yang diinput pada komponen *chassis* yang tidak dimodelkan pada desain *chassis*, yakni menggunakan *remote force*. *Remote force* memiliki fungsi untuk dapat merepresentasikan suatu gaya yang ditimbulkan oleh *part/komponen* pada suatu desain tanpa memodelkan *part/komponen* tersebut pada suatu titik tertentu. Dalam hal ini, komponen baterai dan motor BLDC merupakan komponen yang paling memiliki kontribusi dalam mempengaruhi getaran yang terjadi pada desain *chassis*, yakni 70N untuk baterai dan 130N untuk motor BLDC. Setelah menginput gaya komponen, selanjutnya dilakukan *modal analysis* untuk mengetahui karakteristik struktur dengan adanya *force* komponen yang tidak berstatus *external force*, namun sebagai representasi baterai dan motor BLDC yang tidak dimodelkan pada desain *chassis*.

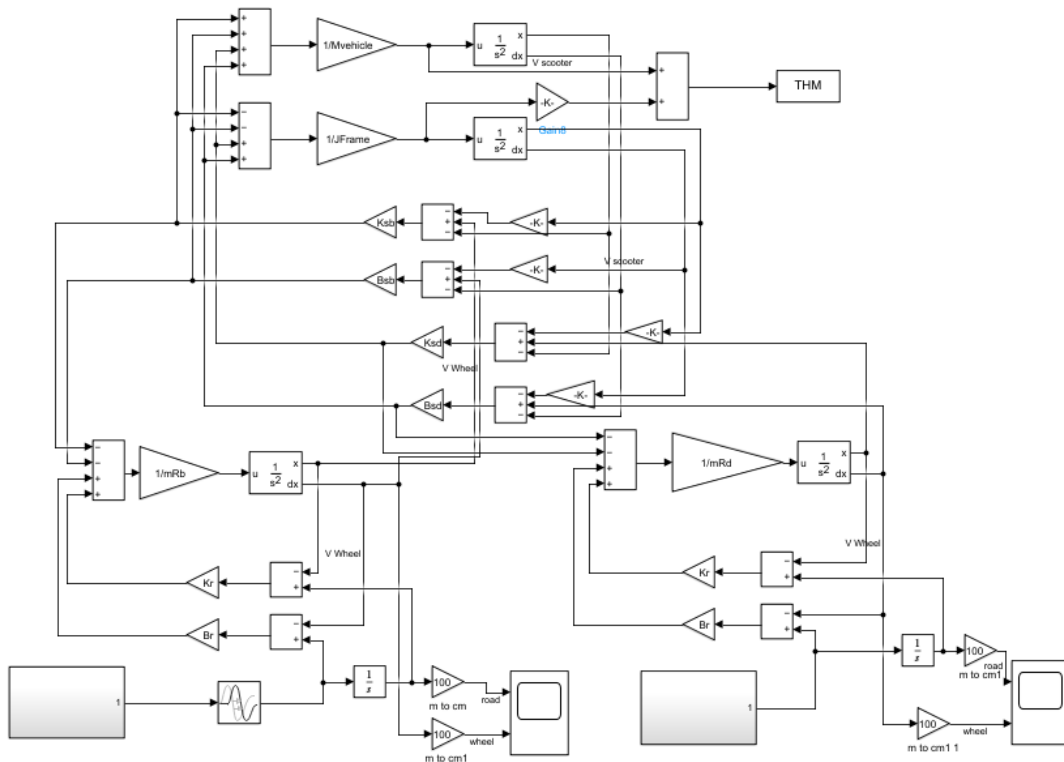


Gambar 26. Pemasangan *Boundary Condition* untuk Desain Pertama pada *Modal Analysis*

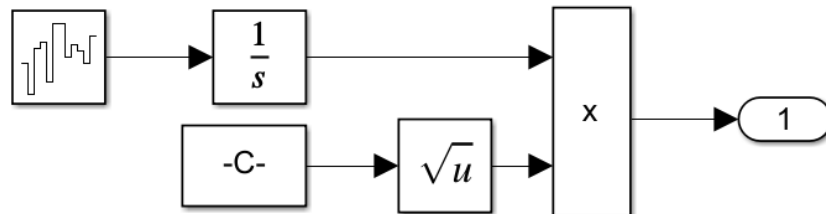
3.6. Penentuan Beban Dinamis

Beban dinamis yang diteliti pada penelitian kali ini adalah akibat dari kecepatan kendaraan dan juga dari faktor permukaan jalan. Pembebanan dinamis didapatkan dengan melakukan simulasi menggunakan *software Simulink* dengan memodelkan kendaraan *E-Trail* penuh sehingga didapatkan PSD pada *mounting chassis* ke roda depan dan *mounting shock arbsorber* ke *chassis E-Trail*. PSD mewakili intensitas rata-rata getaran yang terjadi sebagai fungsi frekuensi.

Berikut merupakan *free-body diagram* dari *chassis* akibat pembebanan kecepatan dan profil jalan yang tidak rata dan blok diagram *simulink E-Trail* :



Gambar 27. Blok Diagram *Simulink*.



Gambar 28. Input Integral *White Noise*.

Ketika kecepatannya tetap, kecepatan spektrum daya domain waktu adalah sinyal *white noise*. *Spectral density* konstan.

$$k = 4\pi^2 n_0^2 G_d(n_0) v \tag{3.1}$$

Untuk mendapatkan profil permukaan jalan dengan cara mengintegrasikan akar persamaan di atas dengan *white noise*, sehingga didapatkan rumus :

$$q(t) = \sqrt{k} \int_0^t w(t) dt \tag{3.2}$$

$n_0 = 0,1$ cycle/m, $G_d(n_0)$ merupakan nilai rata-rata kelas jalan, dan v merupakan kecepatan kendraan (m/s) dan $w(t)$ merupakan *white noise*. (Wang & Qiang, 2017). Berikut merupakan tabel variasi pembebanan dan parameter yang digunakan dalam simulasi *simulink*.

Tabel 3.6. Variasi Beban Dinamis yang akan disimulasikan.

No	Kecepatan (km/jam)	Material	Kelas Jalan
1	80	AISI 1080	A
			B
			C

Adapun kelas jalan yang digunakan mengikuti standar ISO 8680 Tentang *road surface*:

Tabel 3.7. ISO 8608 nilai $G_d(n_0)$ dan $G_d(\Omega_0)$

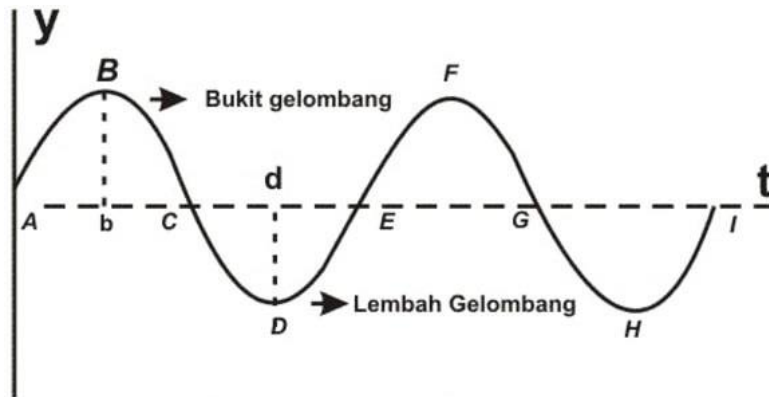
Road Class	$G_d(n_0) (10^{-6}m^3)$		$G_d(\Omega_0) (10^{-6}m^3)$	
	Lower Limit	Upper Limit	Lower Limit	Upper Limit
A	~	32	~	2
B	32	128	2	8
C	128	512	8	32
D	512	2048	32	128
E	2048	8129	128	512
F	8129	32768	512	2048
G	32768	131072	2048	8129
H	131072	~	8129	~
	$n_0 = 0,1 \text{ cycle/m}$		$\Omega_0 = 0,1 \text{ rad/m}$	

Untuk parameter konstanta *damping* dan *stiffnes* menggunakan data dari penelitian sebelumnya yang berjudul “Pemodelan dan Analisis Pengaruh Perubahan Parameter Variabel Orifice Sistem Suspensi Hidrolik Terhadap Gaya Redam yang dihasilkan dan Respon Dinamis Penumpang pada Sepeda Motor *Honda Beat 2009*”. (Hakim, 2017).

Tabel 3.8. Parameter *E-Trail*.

Parameter	Nilai
Konstanta Pegas Suspensi Belakang (Csb)	11062 N/m
Konstanta Redaman Suspensi Belakang (Ksb)	12000 Ns/m
Konstanta Pegas Roda (Cr)	1143 N/m
Konstanta Redaman Roda (Kr)	3430 Ns/m
Massa Roda Belakang (Mrb)	10 kg
Massa Roda Depan (Mrd)	6,6 kg
Massa Kendaraan + Penumpang dan Bagasi	220 kg
Inersia Kendaraan	29 kg/m ²
Konstanta Pegas Suspensi Depan (Csb)	8296,5 N/m
Konstanta Redaman Suspensi Depan (Ksb)	9000 Ns/m
Jarak Roda Depan ke Roda Belakang	1,21 m
Jarak Roda Depan ke Titik Pusat Massa	0,7318
Jarak Roda Depan ke Roda Belakang	0,4782

Karena pada kondisi operasi nyatanya beban akibat profil jalan akan diterima oleh roda depan terlebih dahulu baru kemudian diterima roda belakang, maka diperlukan asumsi panjang gelombang agar beban akibat profil jalan sesuai dengan kondisi nyata dan berbeda antara roda depan dan belakang.



Gambar 29. Boundary Condition simulasi Random Vibration

Asumsi Perbandingan Panjang Gelombang Profil Jalan dengan Jarak Roda Depan dan Belakang.

Agar roda depan dan roda belakang tidak mendapatkan beban yang sama, maka panjang gelombang terhadap jarak roda depan dan belakang harus diasumsikan. Ketika roda depan sudah berada di titik H, maka roda belakang diasumsikan masih berada di titik B. Sehingga panjang gelombang atau lamda besarnya $\frac{2}{3}$ dari jarak roda depan ke roda belakang. Sehingga:

$$wheelbase = \frac{3}{2} \lambda$$

$$1,35 \text{ m} = \frac{3}{2} \lambda$$

$$\lambda = 0,807 \text{ m}$$

Kemudian dicari frekuensinya sebagai berikut dengan asumsi kecepatan kendaraan 40 km/jam atau 11,11 m/s (nantinya kecepatan akan divariasikan dalam penelitian ini :

$$\omega = \frac{v}{\lambda}$$

$$\omega = \frac{22,22 \text{ m/s}}{0,807 \text{ m}}$$

$$\omega = 27,534 \text{ Hz}$$

Dari frekuensi didapat periode sebagai berikut :

$$T = \frac{1}{\omega}$$

$$T = \frac{1}{27,534 \text{ Hz}}$$

$$T = 0,0363 \text{ s}$$

Setelah itu dicari jarak waktu dari roda depan ke roda belakang ketika kecepatan 40 km/jam jika diasumsikan $wheelbase = \frac{2}{3} \lambda$:

$$t = \frac{\text{wheelbase}}{\lambda} \times T$$

$$t = \frac{1,21 \text{ m}}{0,807 \text{ m}} \times 0,0363 \text{ s}$$

$$t = 0,0544 \text{ s}$$

Waktu sebesar t akan diinput pada MATLAB untuk membedakan input *displacement* akibat profil jalan untuk roda depan dan roda belakang.

3.7. Analisa Random Vibration



Gambar 30. *Boundary Condition* simulasi *Random Vibration*

Random vibration atau getaran acak pada *chassis E-Trail* bisa terjadi oleh berbagai hal salah satunya diakibatkan oleh kondisi permukaan jalan yang tidak sama. Ketika kendaraan melaju di jalan, gaya eksitasi dari jalan akan sangat mempengaruhi respon dinamis *chassis E-Trail*. Hasil analisa dinamis ini digunakan untuk menentukan respon dari struktur terhadap beban acak (*random*) dengan harapan desain akan berhasil menerima beban dinamis tersebut tanpa mengalami kerusakan. *Boundary condition* yang akan diterapkan pada simulasi *random vibration* terlihat pada gambar di bawah ini

3.8. Analisa Data dan Pembahasan

Setelah diketahui data hasil simulasi yang telah dilakukan, maka akan dilakukan analisis dan pembahasan sesuai dasar teori yang ada. Dari analisis data dan pembahasan yang dilakukan, dapat diketahui variabel-variabel apa saja yang mempengaruhi keamanan struktur *chassis E-Trail* Ketika diaplikasikan pada kondisi operasi. Pembahasan dan penjelasan analisa tersebut akan digunakan sebagai acuan untuk menarik kesimpulan dari penelitian ini apakah desain struktur *chassis E-Trail* aman digunakan dan material apa yang memenuhi standar keamanan tersebut.

BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada penelitian ini, akan dilakukan analisis *chassis* untuk Motor Trail *Electric Vehicle*. Dengan desain pertama yang telah tersedia dari PUI-SKO ITS yang bekerjasama dengan MOLINA, akan ditentukan parameter atau spesifikasi desain *chassis*. Parameter tersebut berupa jenis material berat penumpang maksimal yang diizinkan, berat baterai, berat maksimal bagasi, dan lain-lain. Parameter-parameter beban tersebut akan diaplikasikan pada desain *chassis* dan disimulasikan menggunakan *software ANSYS Workbench* untuk mengetahui apakah struktur *chassis* sudah mempunyai *safety factor* yang aman ketika dikenai beban dinamis getaran maksimal. Metode pertama yang digunakan adalah dengan simulasi *modal analysis*. Simulasi *modal analysis* ini bertujuan untuk mengetahui frekuensi natural dan karakteristik getaran dari *chassis E-trail* pada *mode shape* awalnya. Pada simulasi *modal analysis* ini hanya akan dicari tiga *mode shape* awalnya saja dikarenakan frekuensi operasional dari *chassis E-trail* ini sendiri berada cukup jauh dibawah frekuensi natural struktur *chassis*.

Selain itu pada kondisi operasinya ketika *E-trail* dikendarai, kondisi jalan yang tidak rata juga akan memberikan beban dinamis kepada struktur *chassis*. Beban dinamis akibat *E-trail* yang dikendarai melewati profil jalan yang tidak rata juga akan disimulasikan pada tugas akhir ini dengan tujuan untuk mengetahui apakah desain *chassis* ini kuat melewati profil jalan di perkotaan pada kecepatan maksimumnya. Untuk mendapatkan beban dinamis dari profil jalan, akan digunakan *software MatLab SimuLink* untuk memodelkan struktur *chassis* penuh yang dieksitasi oleh profil jalan yang tidak rata. *Output* yang diharapkan dari pemodelan tersebut adalah didapatkannya grafik *Power Spectral Density* (PSD) pada titik sambungan *chassis* ke suspensi depan dan belakang. Grafik PSD tersebut selanjutnya akan digunakan sebagai *input* dalam simulasi *random vibration* untuk mendapatkan total deformasi dan tegangan yang terjadi pada struktur *chassis* ketika melewati profil jalan dan kecepatan tertentu.

Kedua jenis simulasi tersebut baik simulasi *Modal Analysis* dan *Random Vibration* sebagai representasi beban dinamis akan dilakukan kembali pada *chassis* desain kedua yang merupakan modifikasi *chassis* desain pertama dengan menambahkan *cross member* pada bagian tengah *chassis*, dudukan motor BLDC, dan *pack battery*. Kedua desain *chassis* menggunakan material AISI 1080. Kesimpulan dari simulasi yang akan dilakukan dalam tugas akhir adalah didapatkannya hasil perbandingan *Total Deformation* dan *Equivalen Stress* pada desain pertama dan kedua struktur *chassis* untuk *E-Trail*. Kondisi aman atau tidaknya struktur *chassis* ini diukur dari nilai *safety factor* yang akan didapatkan di hasil simulasi beban dinamis. Dalam bab 4 ini akan dipaparkan mengenai proses simulasi yang akan dilakukan terhadap rancangan desain *chassis E-trail* yang sudah dipaparkan dalam bab 3. Berikut adalah pembahasan mengenai proses dan hasil simulasi *modal analysis*, dan juga simulasi beban dinamis akibat profil jalan menggunakan *random vibration analysis*.

4.1. Simulasi Modal Analysis

Pada simulasi *modal analysis* ini akan dicari tiga *mode shapes* awal dari struktur *chassis E-Trail* beserta dengan frekuensi naturalnya. Frekuensi natural yang didapatkan dari simulasi *modal analysis* ini nantinya akan dibandingkan dengan frekuensi operasi dari *E-Trail* ketika dikendarai.

Karena apabila frekuensi operasinya sama atau mendekati frekuensi naturalnya, maka pada saat beroperasi struktur *chassis* bisa mengalami resonansi dan itu berdampak buruk pada

struktur *chassis* itu sendiri. Maka dari itu, penting untuk mengetahui berapa frekuensi natural dari struktur *chassis* sehingga kita bisa menghindari kondisi struktur *chassis* berada pada frekuensi tersebut ketika dioperasikan untuk menghindari resonansi.

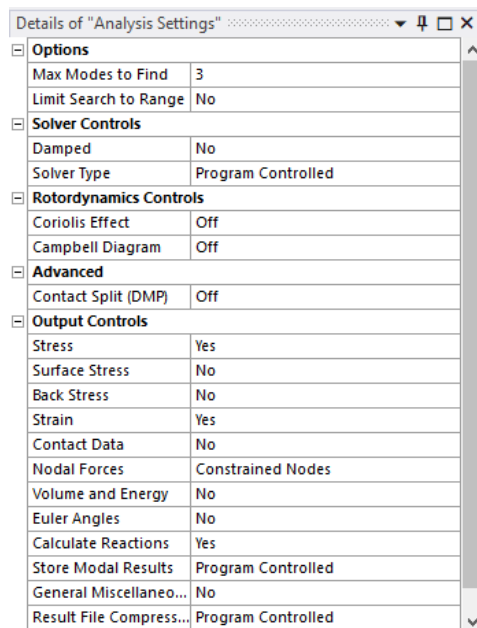
Pada simulasi *modal analysis* ini akan dicari 5 mode getar atau *mode shapes* dari material AISI 1080. Lima mode getar ini dirasa sudah cukup untuk merepresentasikan keadaan pada saat operasi.

Apalagi dirasa frekuensi maksimum operasinya akan berada cukup jauh dibawah frekuensi natural hasil dari analisa modal ini. Simulasi *modal analysis* yang menggunakan *software ANSYS* ini diawali dengan mengatur *set up* simulasi dan mengatur *boundary conditionnya* dalam simulasi ini adalah *fixed supportnya*.

Setelah itu simulasi *modal analysis* ini siap dijalankan. Setelah *running* simulasi *modal analysis* selesai nanti akan didapatkan tiga *mode shapes* atau mode getar beserta dengan frekuensi naturalnya. Setelah itu akan digenerate total deformasi dan *equivalent stress (von-misses)* pada masing-masing mode getarnya untuk dianalisa.

4.1.1. Setting dan Boundary Condition Simulasi Modal Analysis

Berikut adalah *setting software ANSYS* saat akan menjalankan simulasi *modal analysis*:



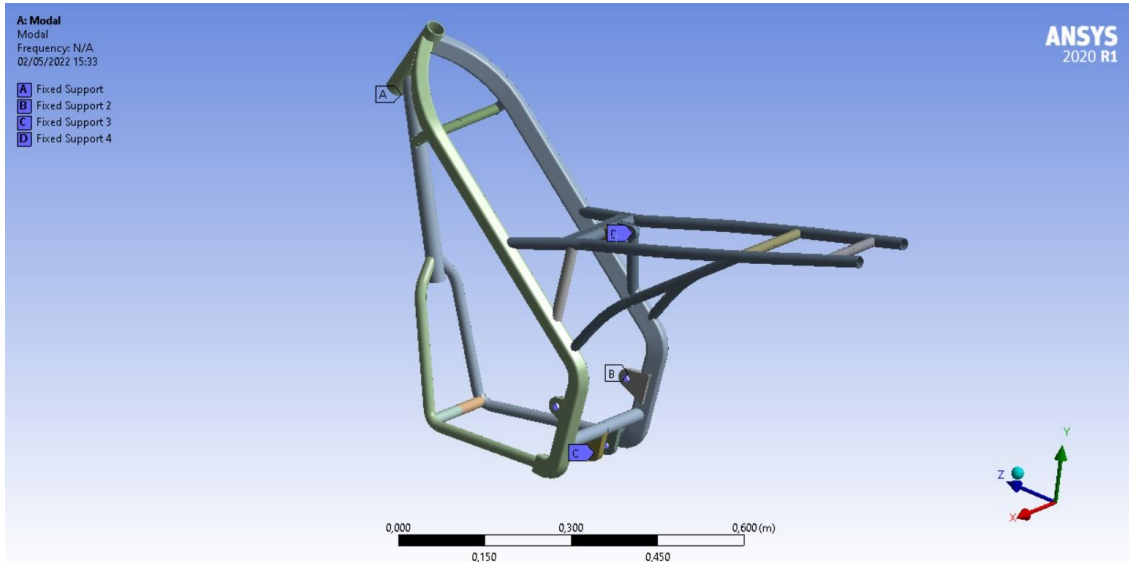
Gambar 4.1. Setting simulasi *modal analysis*

Tabel 4.1 Spesifikasi Beban

No	Data	Satuan
1	Batery	7 kg
2	Motor BLDC	12 kg

Pada simulasi *modal analysis* ini akan dicari 5 mode getar atau *mode shapes*. Seperti yang dikutip oleh Balaguru et al., 2019, pada jurnalnya tentang “*Structural and Modal Analysis of Scooter Chassis*”, dimana menyebutkan bahwa lima mode getar ini merupakan suatu standart *output mode shapes* pada saat melakukan *modal analysis*. Setelah itu akan disetting beberapa

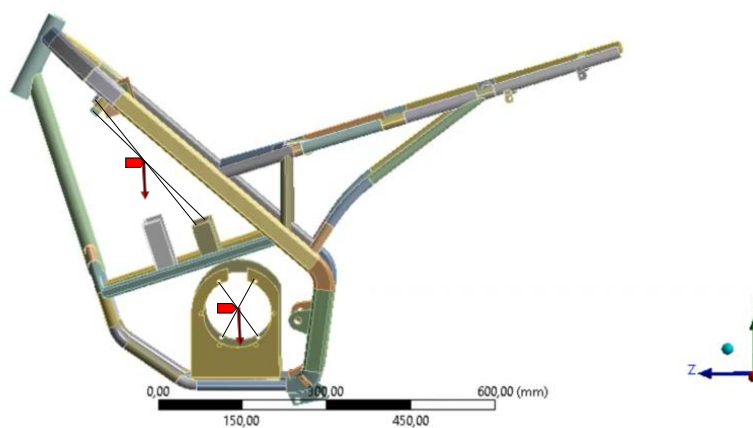
boundary conditionnya dalam hal ini adalah *fixed supportnya*. Berikut adalah konfigurasi penempatan *fixed support* dalam simulasi *modal analysis* ini:



Gambar 4.2. Penempatan *fixed support* simulasi *modal analysis*

Untuk *fixed support* yang pertama ditempatkan pada bagian depan bawah *handle bar* yang nantinya akan terhubung ke *arm* roda depan. *Fixed support* yang pertama ini dilambangkan dengan huruf A. Dan juga ada di bagian belakang *chassis* diberikan *fixed support* pada dua *mounting* tumpuan *swing arm* belakang (dilambangkan dengan huruf B) dan *mounting* untuk tumpuan *shock absorber* (dilambangkan dengan huruf C) dan *mounting* untuk tumpuan duduk penumpang (dilambangkan dengan huruf D). Setelah semua *set up* simulasi sudah dilakukan, maka simulasi *modal analysis* ini siap dijalankan.

D: Tipe C
Analysis Settings
Time: 1, s
11/07/2022 16:45



Gambar 4.3. Penempatan *Remote Force* pada *remote points* struktur *chassis*

Dengan adanya komponen *battery* dan *Motor BLDC*, perlu adanya *tools* penambahan beban yang diinput pada komponen *chassis* yang tidak dimodelkan pada desain *chassis*, yakni menggunakan *remote force*. *Remote force* memiliki fungsi untuk dapat merepresentasikan suatu

gaya yang ditimbulkan oleh *part*/komponen pada suatu desain tanpa memodelkan *part*/komponen tersebut pada suatu titik tertentu. Dalam hal ini, komponen baterai dan motor BLDC merupakan komponen yang paling memiliki kontribusi dalam mempengaruhi getaran yang terjadi pada desain *chassis*, yakni 70N untuk baterai dan 130N untuk motor BLDC. Setelah menginput gaya komponen, selanjutnya dilakukan *modal analysis* untuk mengetahui karakteristik struktur dengan adanya *force* komponen yang tidak berstatus *external force*, namun sebagai representasi baterai dan motor BLDC yang tidak dimodelkan pada desain *chassis*.

4.1.2. Hasil Simulasi *Modal Analysis* Desain Pertama

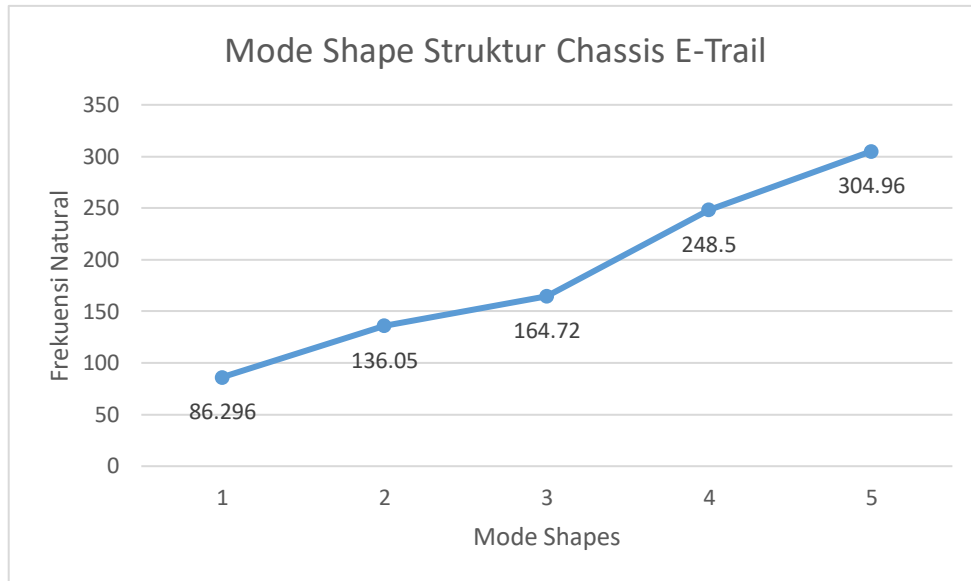
Setelah simulasi *modal analysis* untuk desain pertama selesai dijalankan, kita akan mendapatkan data lima mode getar atau *mode shapes* beserta dengan frekuensi naturalnya dengan material AISI 1080. Setelah didapatkan lima *mode shape* tersebut, maka akan dilanjutkan dengan menggenerate total deformasi untuk mengetahui karakter masing-masing mode getarnya dan juga digenerate *equivalent stress (von-misses)* pada masing-masing mode getar atau *mode shapes*.

Tabel 4.1. Data Hasil Simulasi *Modal Analysis* untuk Desain Pertama Material AISI 1080

Mode	Frekuensi Natural (Hz)	Deformasi (mm)	Equivalent Stress (MPa)
1	86.296	41,47	6539,1
2	136.05	74,61	4605,3
3	164.72	43,67	9278,3
4	248.5	51,95	9843,5
5	304.96	40,91	1366,8

Pada tabel hasil simulasi *modal analysis* untuk desain pertama diatas dapat dilihat bahwa adanya perbedaan baik dari hasil frekuensi natural, total deformasi, ataupun *equivalent* untuk setiap *mode shape*.

Untuk nilai frekuensi natural yang didapatkan pada masing-masing *mode shapes* atau mode getar menunjukkan nilai yang meningkat seperti gambar grafik dibawah ini:



Gambar 4.4. Grafik frekuensi dari masing-masing *mode shapes* Desain Pertama

Pada *mode shapes* 1 desain pertama didapatkan frekuensi natural sebesar 86,3 Hz. Kemudian pada *mode shapes* 2 didapatkan frekuensi natural sebesar 136,05 Hz. Pada *mode shapes* 3 didapatkan frekuensi natural sebesar 164,72 Hz. *Mode shape* 4 didapatkan frekuensi natural 248,5. Dan yang terakhir *mode shape* 5 didapatkan *mode shape* 304,06

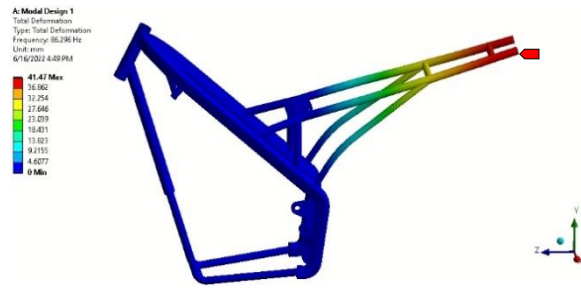
Nilai tersebut jauh berada diatas frekuensi maksimum operasi baik itu akibat putaran mesin atau rpm dan akibat ketidakrataan profil jalan perkotaan yang masih berada di nilai dibawah 80 Hz.

Tabel 4.2 Participation Factor desain 1

Participation Factor							
Mode	Frequency (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	86.296	-3,24E-02	5,83E-05	4,88E-02	-79,418	-703,02	-52,674
2	136.05	1,1712	-6,59E-04	-0,29198	463,41	-25,001	1855,2
3	164.72	0,29336	463,98	1,1709	-1855,8	22,749	-1,71E-04
4	248.5	-1,41E-02	5,59E+01	1,21E-02	-997,11	0,5816	-1106,2
5	304.96	-1,50E-01	6,92345	1,084298	-90,357	-0,7114	-1820

Berdasarkan *participation factor* untuk desain pertama diatas, mode 3 memiliki kontribusi eksitasi gaya yang lebih besar dari mode lainnya. Memberikan informasi bahwa untuk desain 1 sebenarnya cukup dilakukan simulasi *modal analysis* cukup sampai mode 3 saja. Pada mode 3, terlihat bahwa gaya terbesar tereksitasi pada arah gaya Y yang memberi informasi bahwa gaya getaran yang dialami *chassis* desain 1 paling besar tereksitasi pada arah Y yang mengkonfirmasi bahwa *chassis E-Trail* mengalami gaya vertical/aksial. Arah Y ini yang kemudian akan dijadikan patokan untuk menginput PSD pada saat akan dilakukan *random vibration analysis*

Untuk distribusi nilai total deformasi dan nilai *equivalent stress (von-misses)* yang menunjukkan karakter dari masing-masing mode getar akan ditampilkan dalam beberapa gambar berikut ini:



Gambar 4.5. Deformasi Desain 1 *Mode Shapes 1*



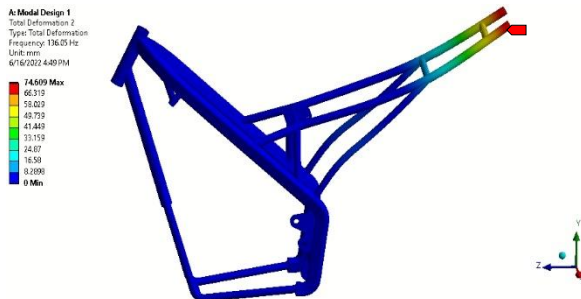
Gambar 4.6. *Equivalent stress* Desain 1 *Mode Shapes 1*

Pada mode getar pertama ini dapat dilihat bahwa deformasinya sebagian besar hanya terjadi pada *seat rail chassis* dengan deformasi maksimumnya merata di ujung *seat rail* sebesar 41,47mm. *Modes shapes* pertama ini menghasilkan modus getar berupa beban aksial yang searah sumbu Y positif dan disebut modus *axial bending vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan *von misses*.

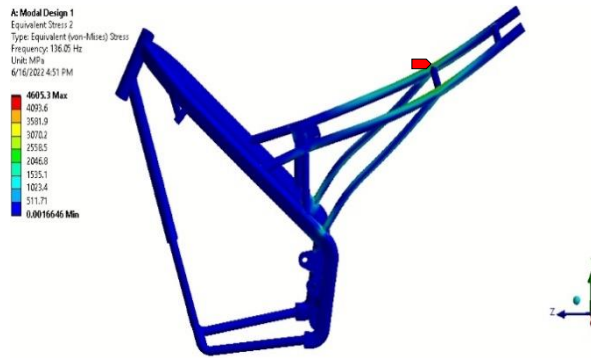
Pada gambar distribusi nilai *equivalent stress (von-misses)* terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada bagian tengah *seat rail* dan dudukan penumpang sebesar 6539,6 MPa yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan komponen.

Namun jika dilihat dari frekuensi maksimum kondisi operasinya yang berada dibawah 100 Hz tidak akan mendekati frekuensi natural *mode shapes 1* ini yang sebesar 86,3 Hz sehingga resonansi dan kegagalan komponen atau struktur bisa dihindarkan.

Untuk *mode shapes 2*, hasil total deformasi dan nilai *equivalent stressnya* adalah sebagai berikut :



Gambar 4.7. Deformasi Desain 1 *Mode Shapes 2*



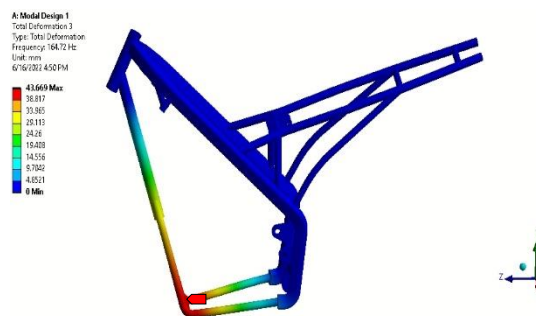
Gambar 4.8. *Equivalent stress* Desain 1 *Mode Shapes 2*

Pada mode getar kedua ini dapat dilihat bahwa deformasinya terjadi secara signifikan pada sebagian besar ujung dari *rear chassis* dengan deformasi maksimumnya berada di ujung belakang *rear chassis*nya sebesar 74,61 mm. *Modes shapes* kedua ini menghasilkan modulus getar berupa beban lateral dan disebut modulus *lateral bending vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan *von misses*.

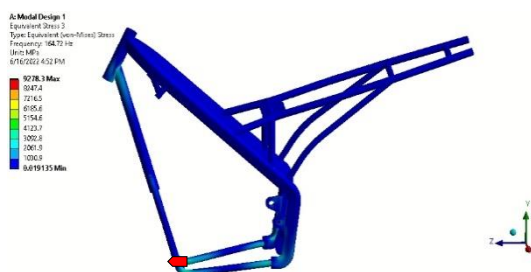
Pada gambar distribusi nilai *equivalent stress* (*von-misses*) terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada *seat rail* dari *chassis* sebesar 4605,3 MPa yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan komponen.

Namun jika dilihat dari frekuensi maksimum kondisi operasinya yang berada dibawah 80 Hz tidak akan mendekati frekuensi natural *mode shapes 2* ini yang sebesar 136,05 Hz sehingga resonansi dan kegagalan komponen atau struktur bisa dihindarkan.

Untuk *mode shapes 3*, hasil total deformasi dan nilai *equivalent stress*nya adalah sebagai berikut :



Gambar 4.9. Deformasi Desain 1 *Mode Shapes 3*



Gambar 4.10. *Equivalent Stress* Desain 1 *Mode Shapes 3*

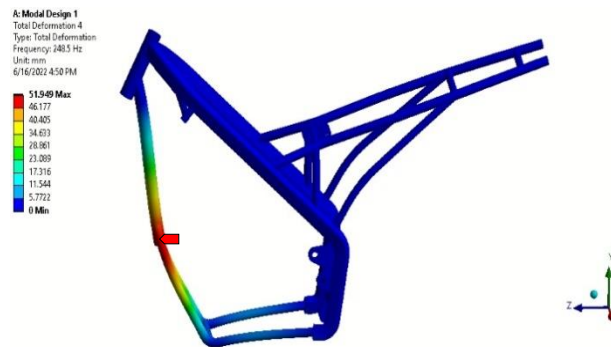
Pada mode getar ketiga ini dapat dilihat bahwa deformasinya hanya terjadi pada *down tube* dari *chassis* dengan deformasi maksimumnya berada di ujung *down tube chassis* sebesar 43,67 mm. *Modes shapes* ketiga ini menghasilkan modulus getar berupa beban aksial yang searah

sumbu Y positif dan disebut modus *axial bending vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan *von misses*.

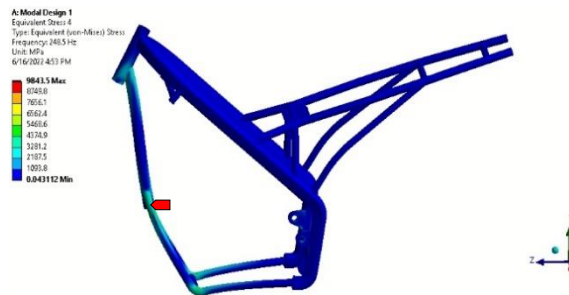
Pada gambar distribusi nilai *equivalent stress (von-misses)* terlihat adanya konsentrasi tegangan sebagian besar terjadi pada *down tube chassis* dan *equivalent stress* tertinggi terjadi pada ujung depan dari *down tube chassis* sebesar 9278,3 MPa yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan komponen.

Namun jika dilihat dari frekuensi maksimum kondisi operasinya yang berada dibawah 80 Hz tidak akan mendekati frekuensi natural *mode shapes* 2 ini yang sebesar 164,72 Hz sehingga resonansi dan kegagalan komponen atau struktur bisa dihindarkan.

Untuk *mode shapes* 4, hasil total deformasi dan nilai *equivalent stressnya* adalah sebagai berikut :



Gambar 4.11. Deformasi Desain 1 *Mode Shapes* 4



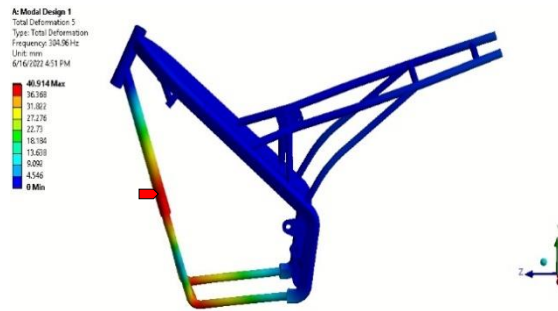
Gambar 4.12. *Equivalent Stress* Desain 1 *Mode Shapes* 4

Pada mode getar keempat ini dapat dilihat bahwa deformasinya sama seperti mode getar ketiga, yakni hanya terjadi pada kerangka *down tube* dari *chassis* dengan deformasi maksimumnya merata di tengah sambungan *down tube chassis* sebesar 51,95 mm *Modes shapes* pertama ini menghasilkan modus getar berupa beban aksial yang searah sumbu Y positif dan disebut modus *axial bending vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan *von misses*.

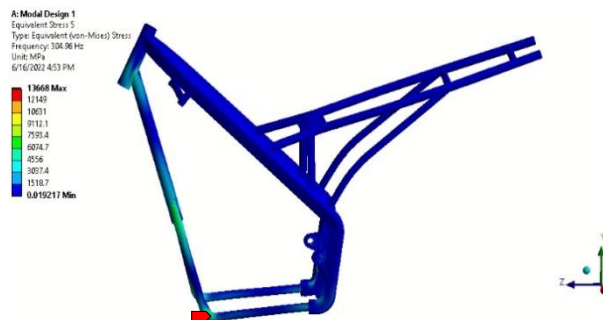
Pada gambar distribusi nilai *equivalent stress (von-misses)* terlihat jelas adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada tengah sambungan *down tube chassis* sebesar 9843,5 MPa yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan komponen.

Namun jika dilihat dari frekuensi maksimum kondisi operasinya yang berada dibawah 80 Hz tidak akan mendekati frekuensi natural *mode shapes* 1 ini yang sebesar 248,5 Hz sehingga resonansi struktur bisa dihindarkan.

Untuk *mode shapes* 5, hasil total deformasi dan nilai *equivalent stressnya* adalah sebagai berikut :



Gambar 4.13. Deformasi Desain 1 *Mode Shapes* 5



Gambar 4.14. *Equivalent Stress* Desain 1 *Mode Shapes* 5

Pada mode getar kelima ini dapat dilihat bahwa deformasinya sama seperti mode getar ketiga dan keempat, yakni hanya terjadi pada kerangka *down tube* dari *chassis* dengan deformasi maksimumnya merata di bagian bawah sambungan *down tube chassis* sebesar 40,91 mm. *Modes shapes* pertama ini menghasilkan modus getar berupa beban aksial yang searah sumbu Y positif dan disebut modus *lateral bending vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan *von misses*.

Pada gambar distribusi nilai *equivalent stress (von-misses)* terlihat adanya konsentrasi tegangan secara merata pada tiap ujung dari *down tube* dan tertinggi pada ujung bawah *down tube* sebesar 13668 MPa yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan komponen.

Namun jika dilihat dari frekuensi maksimum kondisi operasinya yang berada dibawah 80 Hz tidak akan mendekati frekuensi natural *mode shapes* 1 ini yang sebesar 304,96 Hz sehingga resonansi dan kegagalan komponen atau struktur bisa dihindarkan.

4.1.3. Hasil Simulasi *Modal Analysis* Desain Kedua

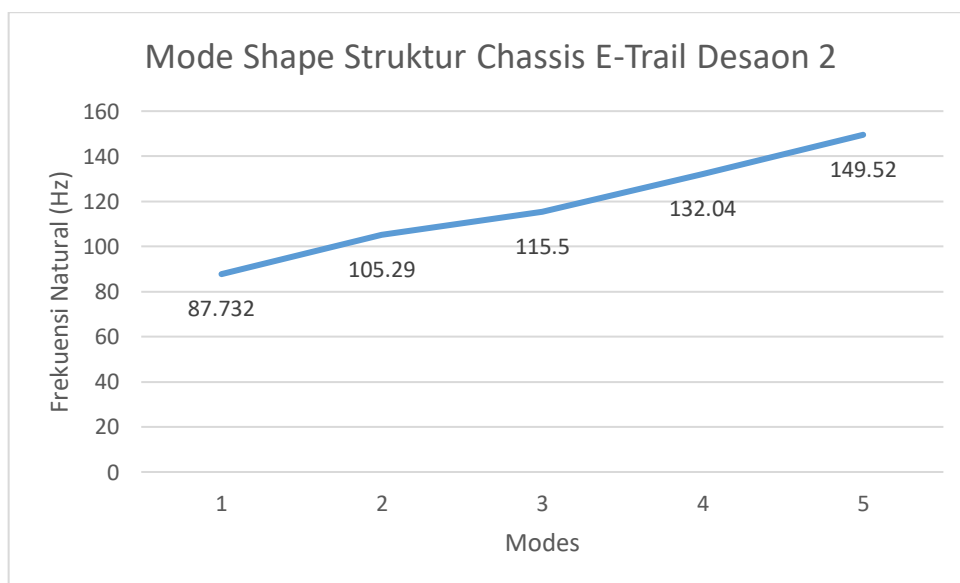
Setelah simulasi *modal analysis* untuk desain kedua selesai dijalankan, kita akan mendapatkan data lima mode getar atau *mode shapes* beserta dengan frekuensi naturalnya dengan material AISI 1080. Setelah didapatkan lima *mode shape* tersebut, maka akan dilanjutkan dengan *generate* total deformasi untuk mengetahui karakter masing-masing mode getarnya dan juga *generate equivalent stress (von-misses)* pada masing-masing mode getar atau *mode shapes*.

Tabel 4.2. Data Hasil Simulasi *Modal Analysis* untuk Desain Kedua Material AISI 1080

Mode	Frekuensi Natural (Hz)	Deformasi (mm)	Equivalen Stress (MPa)
1	87,732	38,9	4970,02
2	105,29	95,4	12617
3	115,5	124,06	14342
4	132,04	70,51	4132,5
5	149,52	118,92	19654

Pada tabel hasil simulasi *modal analysis* untuk desain pertama diatas dapat dilihat bahwa adanya perbedaan baik dari hasil frekuensi natural, total deformasi, ataupun *equivalent* untuk setiap *mode shape*.

Untuk nilai frekuensi natural yang didapatkan pada masing-masing *mode shapes* atau mode getar menunjukkan nilai yang meningkat seperti gambar grafik dibawah ini:



Gambar 4.15. Grafik frekuensi dari masing-masing *mode shapes* Desain Kedua

Pada *mode shapes* 1 didapatkan frekuensi natural sebesar 87, 73 Hz. Kemudian pada *mode shapes* 2 didapatkan frekuensi natural sebesar 105,29 Hz. Pada *mode shapes* 3 didapatkan frekuensi natural sebesar 115,5 Hz. Pada *mode shapes* 4 didapatkan frekuensi natural sebesar 132,04 Hz. Pada *mode shapes* 5 didapatkan frekuensi natural sebesar 149,52 Hz

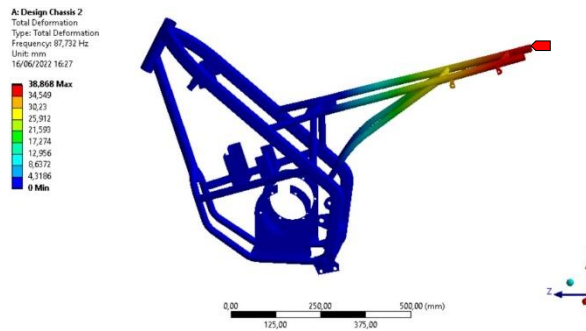
Nilai tersebut jauh berada diatas frekuensi maksimum operasi baik itu akibat putaran mesin atau rpm dan akibat ketidakrataan profil jalan perkotaan yang masih berada di nilai dibawah 80 Hz.

Tabel 4.4 Participation Factor desain 2

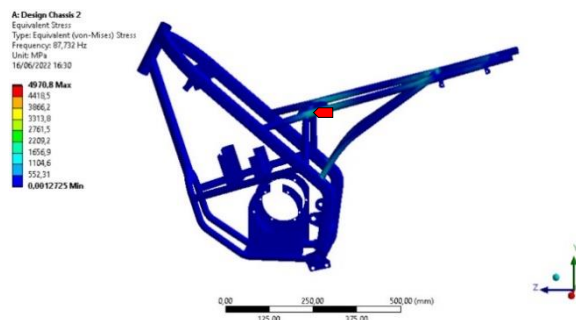
Participation Factor							
Mode	Frequency (Hz)	X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	87,732	1,08E+00	4,80E+00	-5,60E-01	0,58285	-7,63E-02	-0,7254
2	105,29	0,55988	1,69E+01	1,0771	-1682,2	-6,79E-02	0,8627495
3	115,5	9,89E+00	8,03E-05	-4,59E-05	8,33E-02	-708,38	-0,31784
4	132,04	4,34E-02	2298	-4,78E-02	1168	-6,09E-03	1064,3
5	149,52	0,9832	1,78E+01	-	-	-	-0,6721

Berdasarkan *participation factor* untuk desain kedua diatas, mode 4 memiliki kontribusi eksitasi gaya yang lebih besar dari mode lainnya. Memberikan informasi bahwa untuk desain 1 sebenarnya cukup dilakukan simulasi *modal analysis* cukup sampai mode 4 saja. Pada mode 4, terlihat bahwa gaya terbesar tereksitasi pada arah gaya Y yang memberi informasi bahwa gaya getaran yang dialami *chassis* desain 1 paling besar tereksitasi pada arah Y yang mengkonfirmasi bahwa *chassis E-Trail* mengalami gaya vertical/aksial. Arah Y ini yang kemudian akan dijadikan patokan untuk menginput PSD pada saat akan dilakukan *random vibration analysis*

Untuk distribusi nilai total deformasi dan nilai *equivalent stress (von-misses)* yang menunjukkan karakter dari masing-masing mode getar akan ditampilkan dalam beberapa gambar berikut ini :



Gambar 4.16. Deformasi Desain 2 Mode Shapes 1



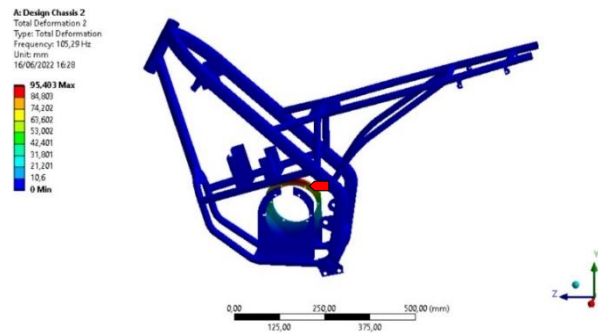
Gambar 4.17. Equivalent Stress Desain 2 Mode Shapes 1

Pada mode getar pertama ini dapat dilihat bahwa deformasinya sebagian besar hanya terjadi *seat rail chassis* saja dengan deformasi maksimumnya berada di ujung *seat rail* sebesar 38,87 mm. *Modes shapes* ketiga ini menghasilkan modus getar berupa beban aksial yang searah sumbu Y positif dan disebut modus *axial bending vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan *von misses*.

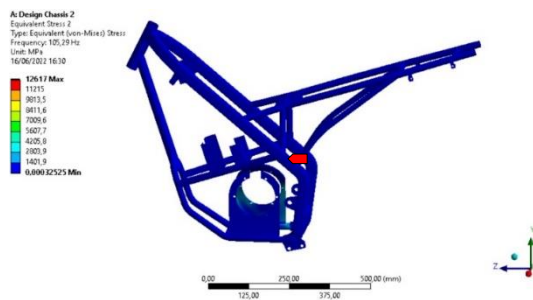
Pada gambar distribusi nilai *equivalent stress (von-misses)* terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada sambungan *down tube* dengan *back stay chassis* sebesar 4970,8 MPa yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan komponen.

Namun jika dilihat dari frekuensi maksimum kondisi operasinya yang berada dibawah 80 Hz tidak akan mendekati frekuensi natural *mode shapes* 1 ini yang sebesar 87,73 Hz sehingga resonansi dan kegagalan komponen atau struktur bisa dihindarkan.

Untuk *mode shapes* 2, hasil total deformasi dan nilai *equivalent stressnya* adalah sebagai berikut :



Gambar 4.18. Deformasi Desain 2 *Mode Shapes* 2



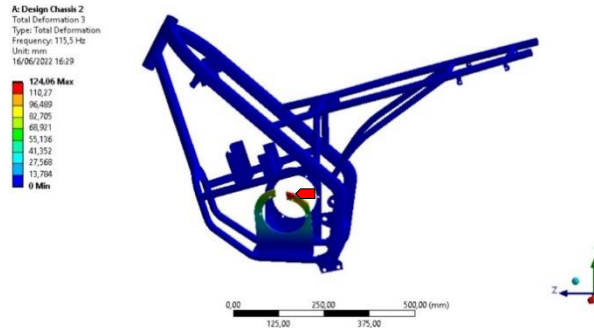
Gambar 4.19. *Equivalent Stress* Desain 2 *Mode Shapes* 2

Pada mode getar kedua ini dapat dilihat bahwa deformasinya terjadi pada sebagian besar bagian kanan dudukan motor BLDC dengan deformasi maksimumnya berada di bagian atas dudukan motor BLDC yang kanan sebesar 95,4 mm. *Modes shapes* kedua ini menghasilkan modus getar berupa beban aksial yang searah sumbu Y positif dan disebut modus *axial bending vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan *von misses*.

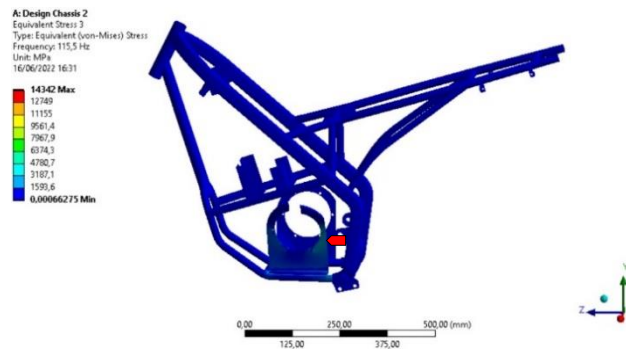
Pada gambar distribusi nilai *equivalent stress (von-misses)* terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi juga pada sebagian besar bagian kanan dudukan motor BLDC bagian atas sebesar 12617 MPa yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan komponen.

Mengkonfirmasi bahwa jika dilihat dari frekuensi maksimum kondisi operasinya yang berada 100 Hz mendekati frekuensi natural *mode shapes* 2 ini yang sebesar 105 Hz sehingga resonansi dan kegagalan komponen atau struktur bisa terjadi

Untuk *mode shapes* 3, hasil total deformasi dan nilai *equivalent stress*nya adalah sebagai berikut :



Gambar 4.20. Deformasi Desain 2 *Mode Shapes* 3

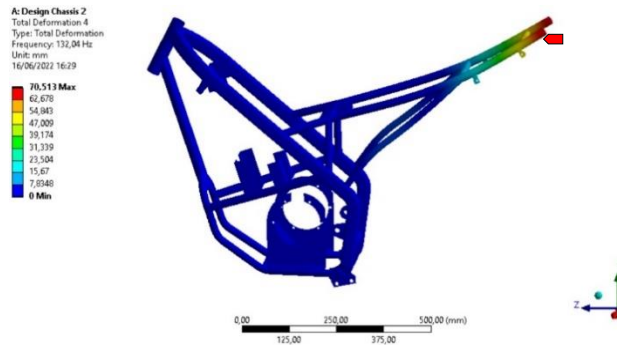


Gambar 4.21. *Equivalent Stress* Desain 2 *Mode Shapes* 3

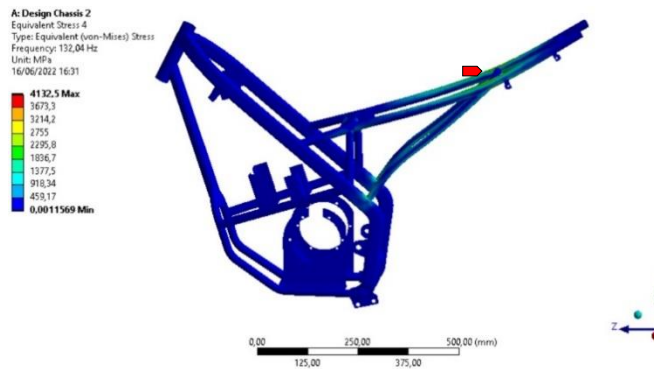
Pada mode getar ketiga ini dapat dilihat bahwa deformasinya terjadi pada sebagian besar dudukan motor BLDC bagian kiri dengan deformasi maksimumnya berada di bagian atas dudukan motor BLDC sebesar 124,06 mm *Modes shapes* ketiga ini menghasilkan modus getar berupa beban lateral yang searah sumbu X positif dan disebut modus *lateral bending vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan *von misses*.

Pada gambar distribusi nilai *equivalent stress* (*von-misses*) terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi juga pada sebagian besar bagian kiri dudukan motor BLDC bagian atas sebesar 14342 MPa yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan komponen. Namun jika dilihat dari frekuensi maksimum kondisi operasinya yang berada dibawah 100 Hz tidak akan mendekati frekuensi natural *mode shapes* 3 ini yang sebesar 115,5 Hz sehingga resonansi dan kegagalan komponen atau struktur bisa dihindarkan.

Untuk *mode shapes* 4, hasil total deformasi dan nilai *equivalent stress*nya adalah sebagai berikut :



Gambar 4.22. Deformasi Desain 2 Mode Shapes 4

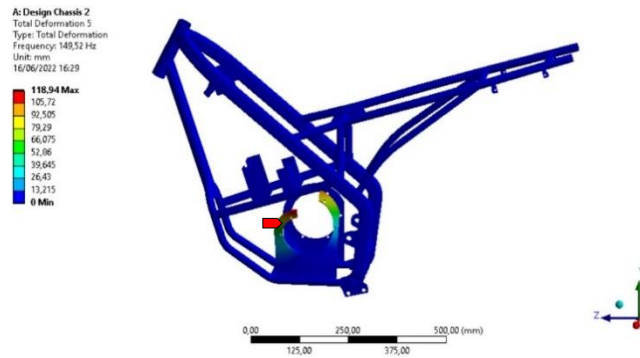


Gambar 4.23. Equivalent Stress Desain 2 Mode Shapes 4

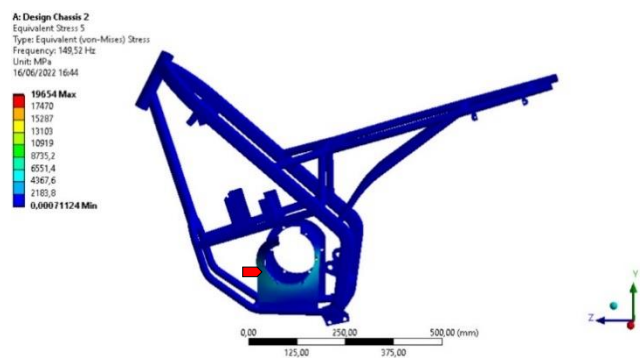
Pada mode getar keempat ini dapat dilihat bahwa deformasinya terjadi pada sebagian besar *seat rail* bagian belakang struktur *chassis* dengan deformasi maksimumnya berada di ujung *seat rail* struktur *chassis*nya sebesar 70,51 mm. *Modes shapes* pertama ini menghasilkan modus getar berupa beban aksial yang searah sumbu Y positif dan disebut modus *axial bending vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan *von misses* Pada gambar distribusi nilai *equivalent stress (von-misses)* terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada sambungan *down tube* dengan *back stay chassis* sebesar 4132,5 MPa yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan komponen.

Namun jika dilihat dari frekuensi maksimum kondisi operasinya yang berada dibawah 80 Hz tidak akan mendekati frekuensi natural *mode shapes* 1 ini yang sebesar 132,04 Hz sehingga resonansi dan kegagalan komponen atau struktur bisa dihindarkan.

Untuk *mode shapes* 5, hasil total deformasi dan nilai *equivalent stress*nya adalah sebagai berikut :



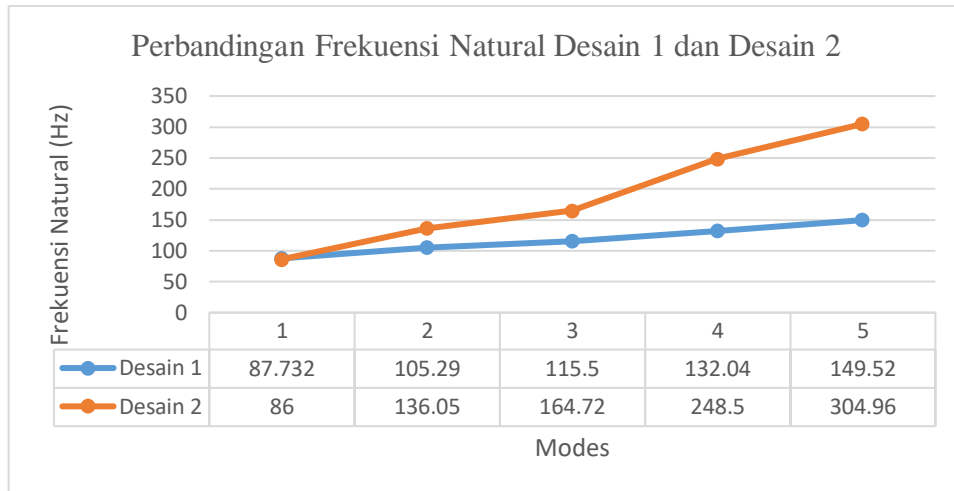
Gambar 4.24. Deformasi Desain 2 *Mode Shapes* 5



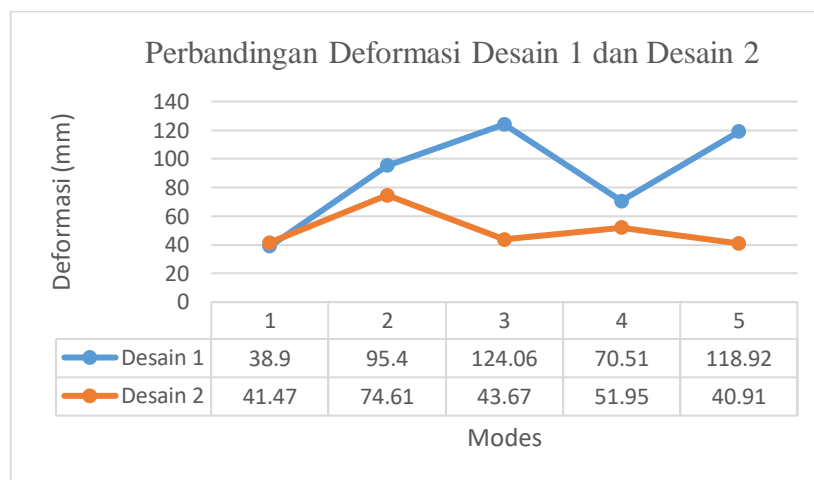
Gambar 4.25. *Equivalent Stress* Desain 2 *Mode Shapes* 5

Pada mode getar kelima ini dapat dilihat bahwa deformasinya terjadi pada sebagian besar dudukan motor BLDC bagian kiri dengan deformasi maksimumnya berada di bagian atas dudukan motor BLDC sebesar 118,94 mm. *Modes shapes* pertama ini menghasilkan modulus getar berupa beban aksial yang searah sumbu Y positif dan disebut modulus *axial bending vibration* sehingga menghasilkan suatu tegangan *von misses* Pada gambar distribusi nilai *equivalent stress (von-misses)* terlihat adanya konsentrasi tegangan tertinggi pada dudukan motor BLDC bagian kiri 19654 MPa yang dapat mengakibatkan terjadinya kegagalan komponen.

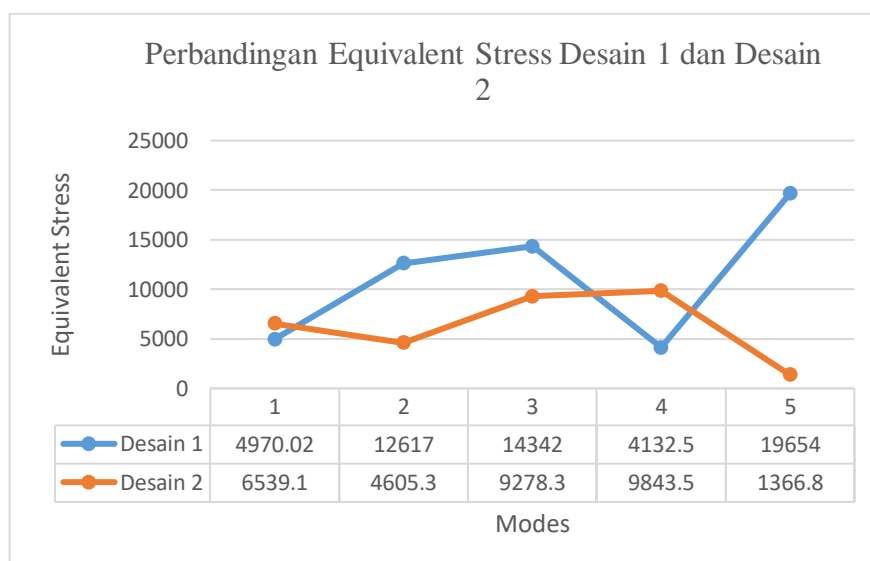
Namun jika dilihat dari frekuensi maksimum kondisi operasinya yang berada dibawah 80 Hz tidak akan mendekati frekuensi natural *mode shapes* 1 ini yang sebesar 149,52 Hz sehingga resonansi dan kegagalan komponen atau struktur bisa dihindarkan.



Gambar 4.26. Grafik Perbandingan Frekuensi Natural Desain 1 dan Desain 2



Gambar 4.27. Grafik Perbandingan Deformasi Desain 1 dan Desain 2



Gambar 4.28. Grafik Perbandingan *Equivalent Stress* Desain 1 dan Desain 2

Berdasarkan hasil grafik perbandingan frekuensi natural dari desain 1 dan desain 2, terlihat bahwa desain 2 memiliki frekuensi natural lebih rendah dari desain 1. Hal ini membuktikan pernyataan dari jurnal yang ditulis oleh Tang, Yadong dengan judul “*Modal and Random Vibration Analysis of Key Components of Robotic Arm Based on Ansys.*”, bahwa semakin besar nilai massa dari suatu struktur, maka batas frekuensi natural yang dimiliki oleh suatu struktur akan kecil, dibuktikan dengan rumus:

$$f = \sqrt{k / m} \div 2\pi$$

Dari hasil simulasi *modal analysis* yang didapat, membuktikan bahwa penambahan *part* yang dilakukan pada desain 2 akan secara bersamaan menambah nilai massa dari struktur tersebut.

4.2. Simulasi Beban Dinamis (*Random Vibration*)

Kondisi jalan tidak rata di perkotaan membuat semua kendaraan yang melewatinya terkena beban getaran. Untuk mengetahui apakah struktur *chassis* untuk *E-Trail* ini aman apabila melewati profil jalan yang tidak rata dan berubah – ubah (dinamis), perlu dilakukan simulasi untuk mengetahui akibat atau respon dari struktur *chassis* ketika dikenai beban dinamis dari profil jalan yang tidak rata.

Karena profil jalan yang tidak rata ini sangat susah untuk diprediksi bagaimana kondisi nyatanya, maka akan digunakan simulasi *random vibration* yang dirasa paling cocok mewakili beban yang sesungguhnya. Menggunakan standar tipe jalan berdasarkan kekasarannya dari ISO 8608 seperti yang bisa dilihat pada tabel, akan disimulasikan beban kekasaran jalan tipe A, B, dan C terhadap *chassis E-Trail* desain pertama dan desain kedua yang kemudian akan dilakukan perbandingan *total deformation* dan *equivalent stress*.

Langkah–langkah yang harus dilakukan dalam simulasi *random vibration* ini adalah pemodelan dari kekasaran profil jalan yang diterapkan ke struktur *chassis* untuk mendapatkan beban dinamis akibat kekasaran jalan yang akan diterima oleh *chassis* saat melewati jalan dengan tipe A, B, dan C.

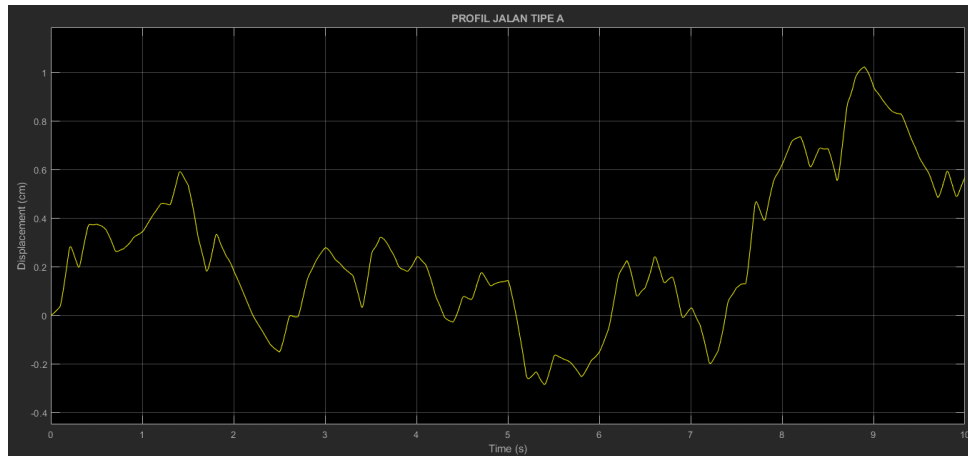
Setelah didapatkan beban dinamisnya, akan diaplikasikan ke struktur *chassis E-trail* dan disimulasikan dengan *ANSYS Workbench random vibration* untuk mendapatkan respon dinamisnya ketika melewati profil jalan yang kasar berupa deformasi dan persebaran tegangan ekuivalennya. Simulasi *random vibration* ini akan dilakukan dengan material AISI 1080

Kemudian hasil tegangan ekuivalennya akan dibandingkan dengan tegangan luluh materialnya untuk mendapatkan nilai *safety factor* yang bisa digunakan untuk menilai apakah struktur *chassis* ini aman menahan beban dinamis dari profil jalan tipe A, B, dan C. Berikut adalah pembahasan lebih rincinya tentang simulasi *random vibration* terhadap desain struktur *chassis E-trail* dengan beban dinamis akibat dari kekasaran profil jalan ini.

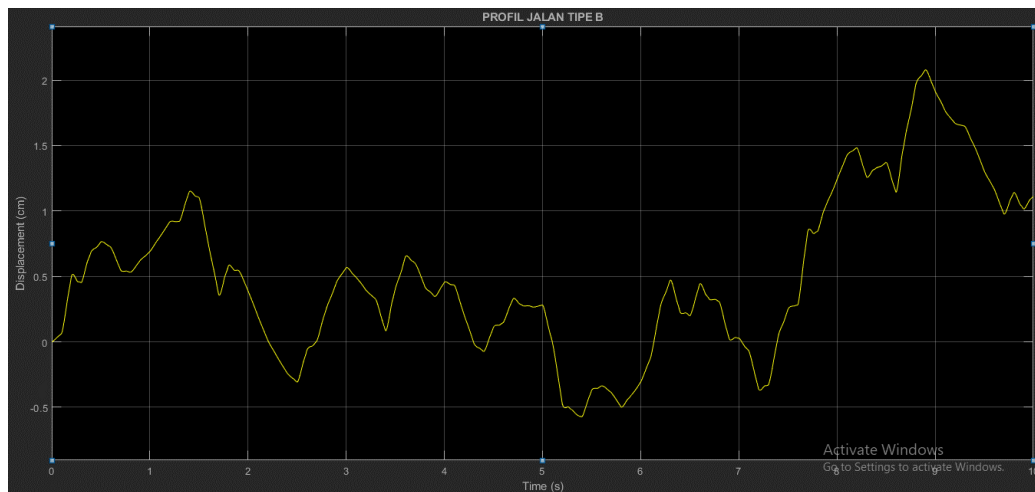
4.2.1 Pemodelan Beban Dinamis Akibat Kekasaran Profil Jalan

Karena input beban dari simulasi *random vibration* adalah grafik *power spectral density*, maka parameter kekasaran masing – masing tipe jalan yang didapat dari standar ISO 8608 harus diproses dengan *white noise* dan dimodelkan ke struktur *chassis* secara penuh dengan *software MATLAB SimuLink* untuk mendapatkan respon dinamisnya seperti yang sudah dijelaskan dalam sub bab 3.7.

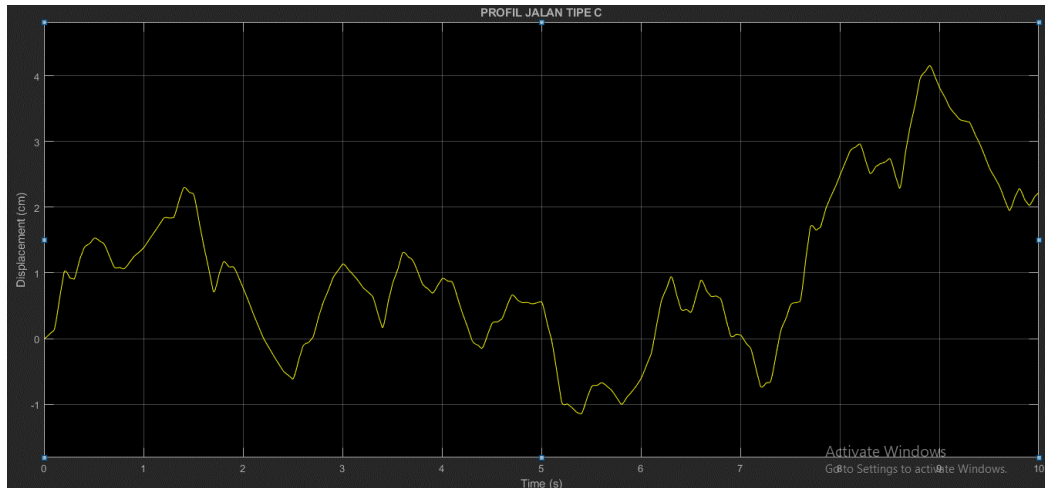
Pada penelitian ini yang akan diujikan adalah tipe jalan yang ada di perkotaan, yaitu tipe A, B, dan C sesuai standar dari ISO 8606 tentang *road surface*. Setelah parameter nilai rata – rata kelas jalan yang didapatkan dari standar ISO 8606 dimodelkan dengan *software MATLAB SimuLink*, akan didapatkan kekasaran atau *displacement* dari masing – masing tipe jalan A, B, dan C sebagai berikut ini:



Gambar 4.29. *Displacement* profil jalan tipe A



Gambar 4.30. *Displacement* profil jalan tipe C



Gambar 4.31. *Displacement* profil jalan tipe B

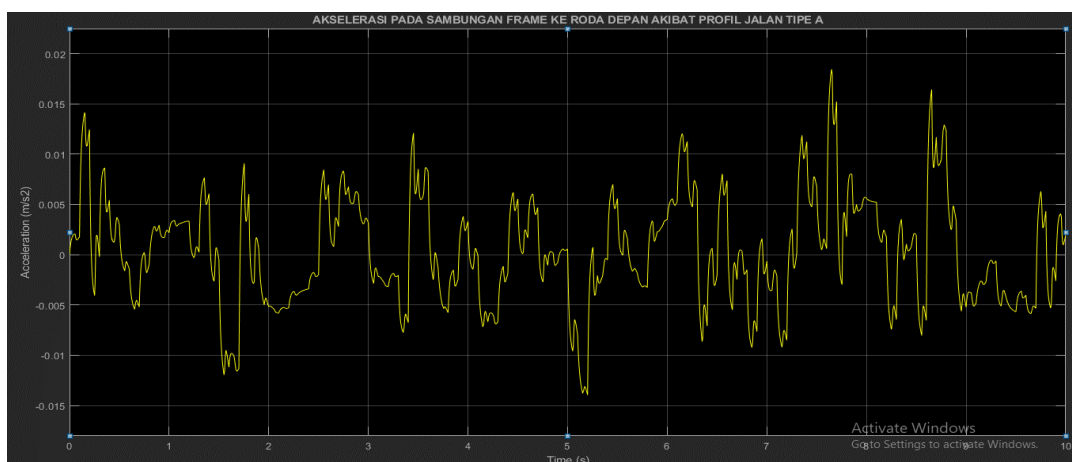
Dari ketiga gambar grafik diatas, bisa dilihat bahwa kekasaran jalan atau *displacement* yang dihasilkan dari masing - masing profil jalan dari tipe A, tipe B, hingga ke tipe C terus meningkat. *Displacement* tertinggi dari profil jalan tipe A berada di angka 1 sentimeter.

Kemudian *displacement* tertinggi dari profil jalan tipe B berada di angka 2 sentimeter. *Displacement* tertinggi dari profil jalan tipe C berada di angka 4 sentimeter.

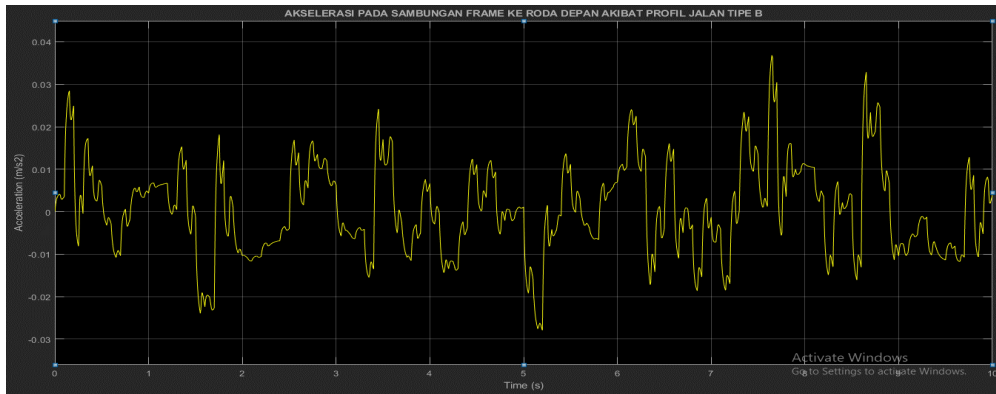
Setelah didapat data kekasaran jalan atau *displacement* dari masing – masing tipe jalan, data tersebut akan diaplikasikan ke pemodelan dinamis roda depan dan roda belakang kendaraan *E-trail* seperti yang sudah dijelaskan pada sub bab 3.7 untuk mendapatkan karakteristik getaran atau akselerasi dari *chassis E-trail* akibat dari beban dinamis kekasaran profil jalan.

Data akselerasi pada *chassis E-trail* ini akan ditinjau pada sambungan *chassis* ke roda depan dan sambungan *chassis* ke roda belakang untuk nantinya dijadikan inputan pada simulasi *random vibration*.

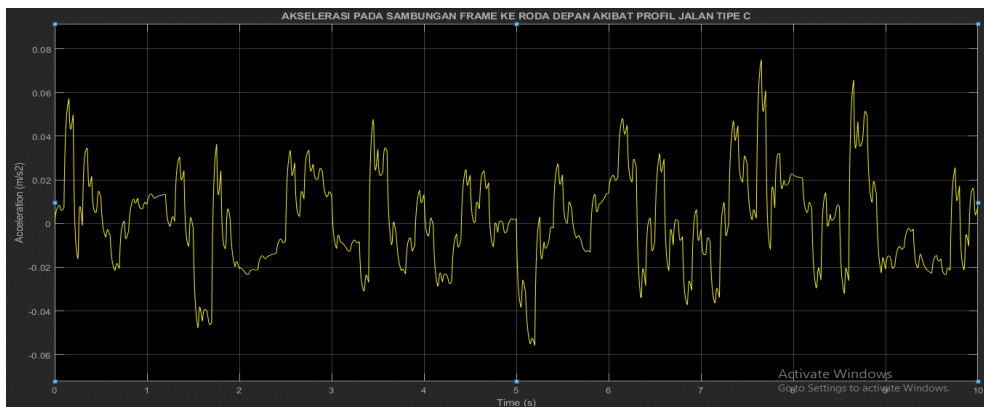
Berikut adalah akselerasi getaran pada sambungan *chassis E-trail* ke roda depan akibat beban dinamis dari kekasaran profil jalan tipe A, tipe B, dan tipe C:



Gambar 4.32. Akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda depan akibat profil jalan tipe A



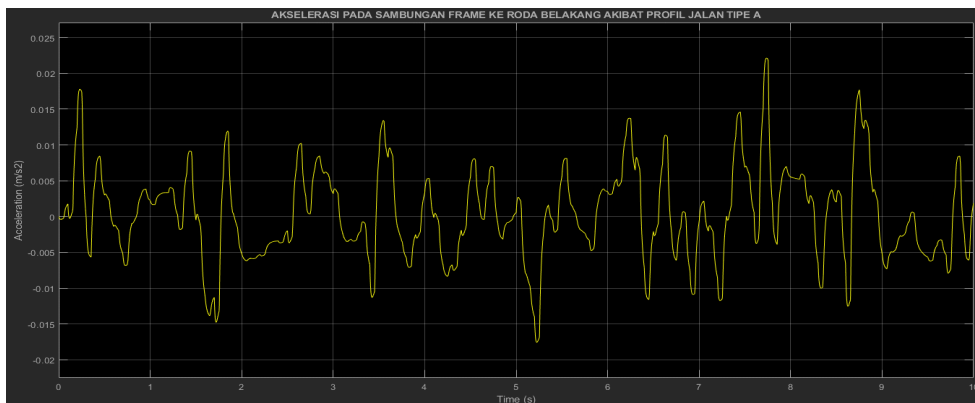
Gambar 4.33. Akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda depan akibat profil jalan tipe B



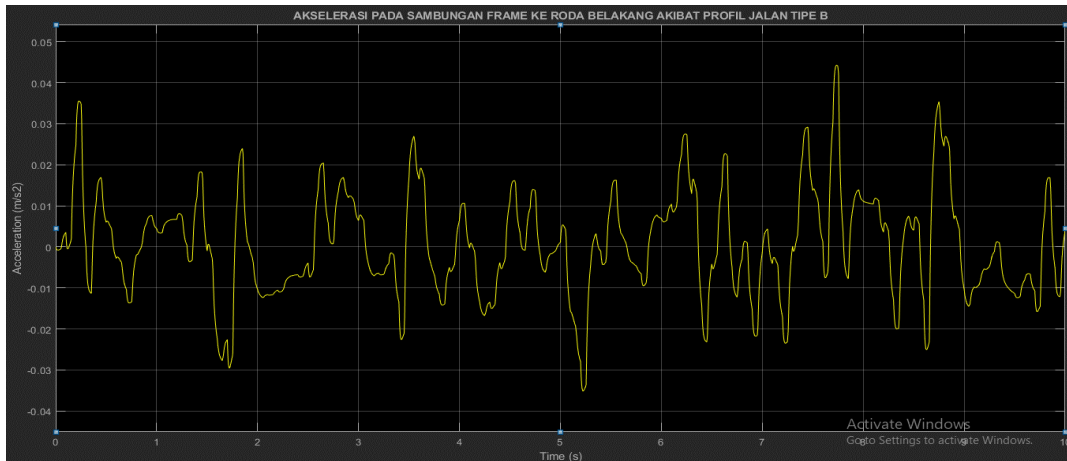
Gambar 4.34. Akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda depan akibat profil jalan tipe C

Dari gambar grafik diatas bisa dilihat bahwa nilai maksimum akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda depan akibat profil jalan tipe A kurang lebih berada pada nilai 0,018 m/s^2 . Kemudian, nilai maksimum akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda depan akibat profil jalan tipe B kurang lebih berada pada nilai 0,038 m/s^2 . Lalu selanjutnya, untuk nilai maksimum akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda depan akibat profil jalan tipe C kurang lebih berada pada nilai 0,078 m/s^2 .

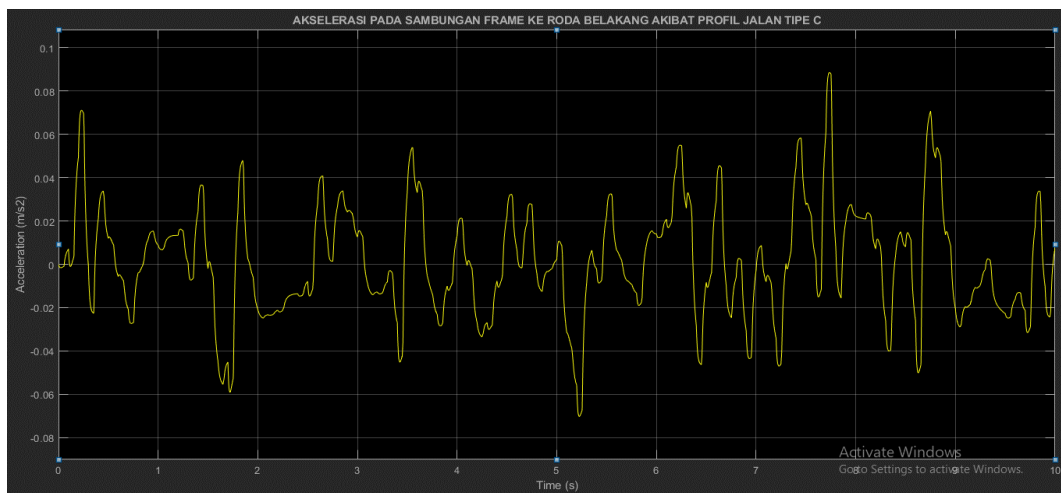
Selanjutnya, berikut adalah akselerasi getaran pada sambungan *chassis E-trail* ke roda belakang akibat beban dinamis dari kekasaran profil jalan tipe A, tipe B, dan tipe C:



Gambar 4.35. Akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda belakang akibat profil jalan tipe A



Gambar 4.36. Akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda belakang akibat profil jalan tipe B



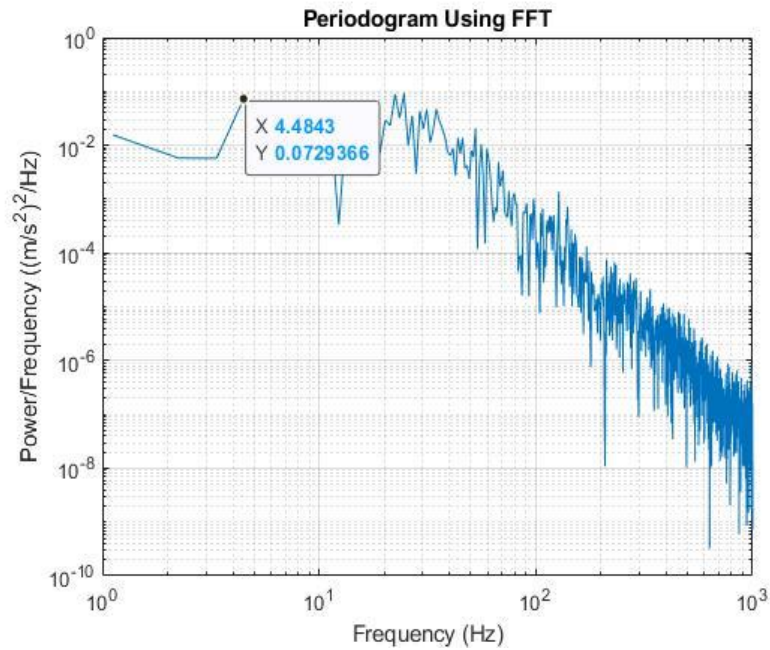
Gambar 4.37. Akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda belakang akibat profil jalan tipe C

Dari gambar grafik diatas bisa dilihat bahwa nilai maksimum akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda belakang akibat profil jalan tipe A kurang lebih berada pada nilai $0,0225 \text{ m/s}^2$. Kemudian, nilai maksimum akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda belakang akibat profil jalan tipe B kurang lebih berada pada nilai $0,045 \text{ m/s}^2$. Lalu selanjutnya, untuk nilai maksimum akselerasi pada sambungan *chassis* ke roda belakang akibat profil jalan tipe C kurang lebih berada pada nilai $0,088 \text{ m/s}^2$.

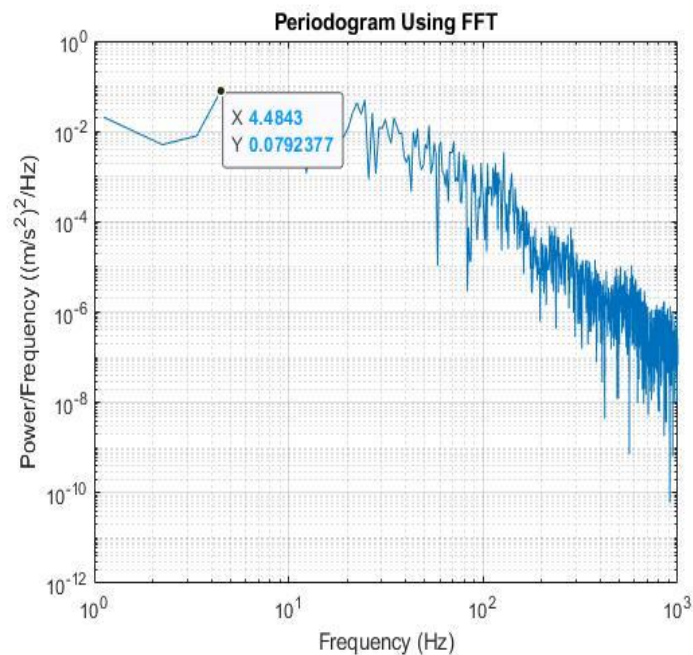
Bisa dikatakan bahwa nilai akselerasi getaran yang terjadi pada sambungan *chassis E-trail* ke roda belakang lebih tinggi daripada sambungan *chassis E-trail* ke roda depan. Hal tersebut dikarenakan besaran konstanta suspensi roda belakang, baik itu konstanta kekakuan maupun konstanta redamannya, mempunyai nilai yang lebih tinggi daripada konstanta suspensi roda belakang. Sehingga akibat hal tersebut apabila ada getaran atau perpindahan pada suspensi akibat kekasaran profil jalan, suspensi belakang cenderung lebih cepat kembali ke posisi semula daripada suspensi depan.

Selanjutnya karena input yang harus dimasukkan ke simulasi *random vibration* adalah grafik *power spectral density* seperti yang sudah dijelaskan dalam bab 2 dan bab 3. Maka data akselerasi pada sambungan *chassis E-trail* ke roda depan dan belakang akan diubah atau dikonversi ke grafik *power spectral density* terlebih dahulu menggunakan *software MATLAB*.

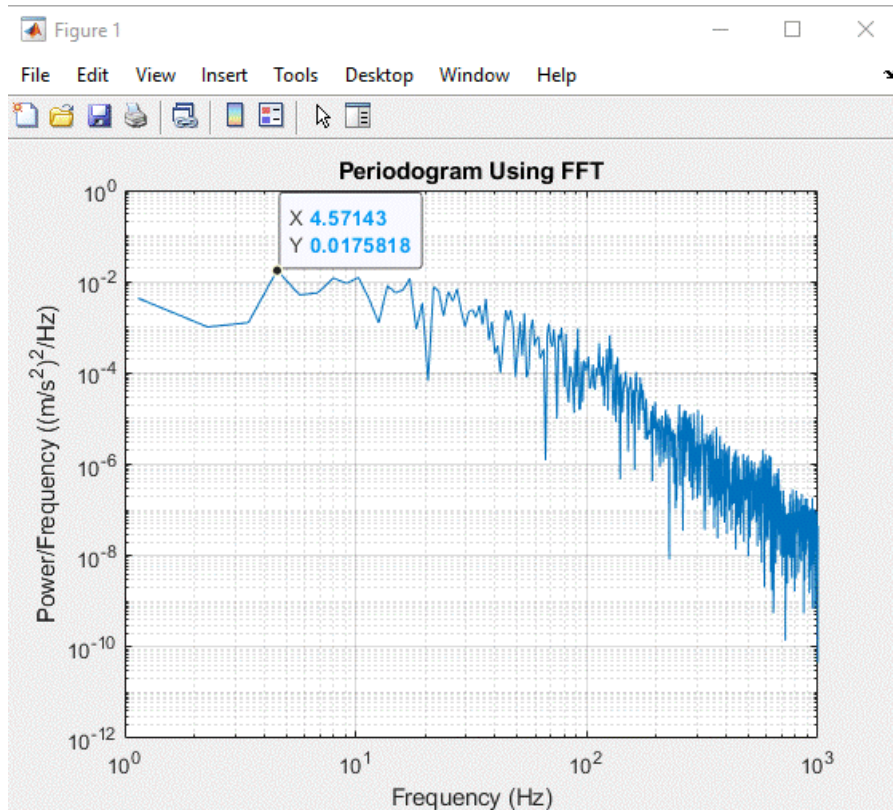
Berikut adalah hasil konversi grafik *power spectral density*nya pada sambungan *chassis E-trail* ke roda depan dan belakang ketika melewati profil jalan dengan kekasaran tipe C :



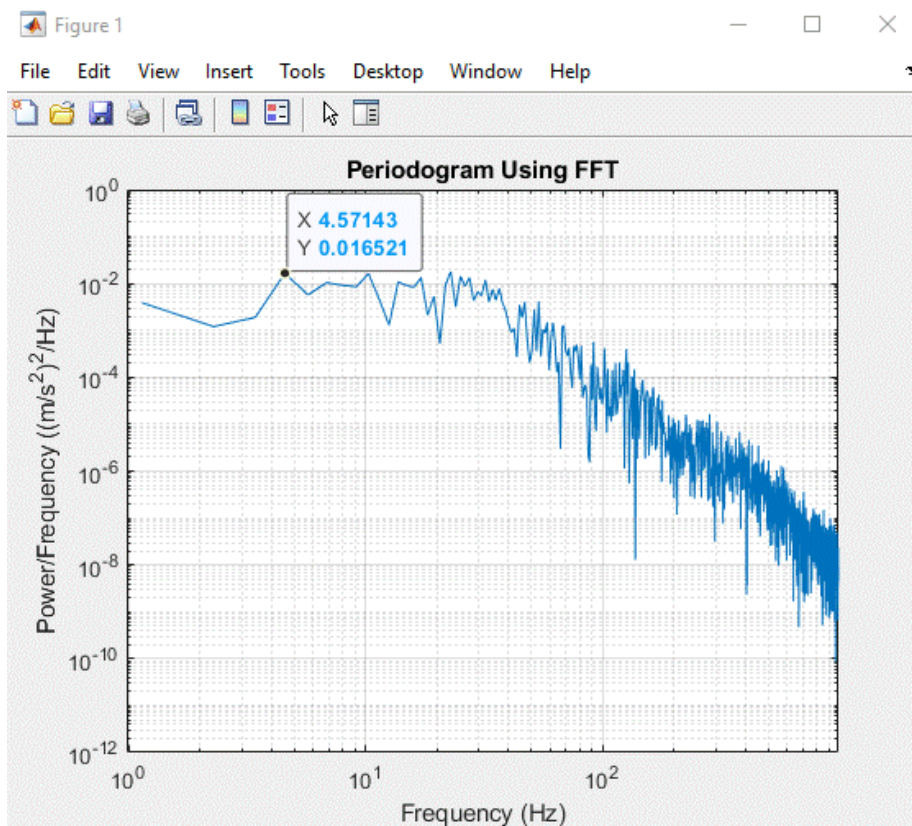
Gambar 4.38. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda depan ke struktur *chassis* dengan beban dinamis profil jalan tipe C pada kecepatan 80 km/jam.



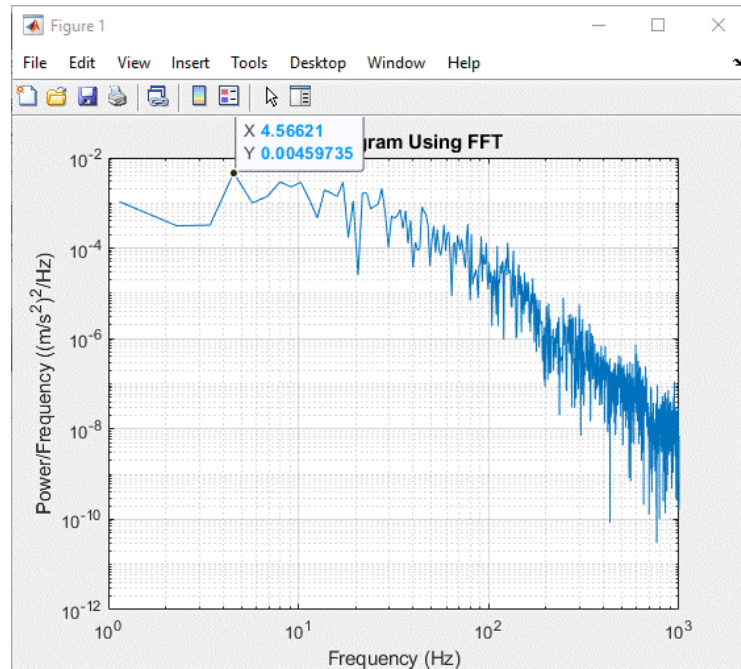
Gambar 4.39. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda belakang ke struktur *chassis* dengan beban dinamis profil jalan tipe C pada kecepatan 80 km/jam



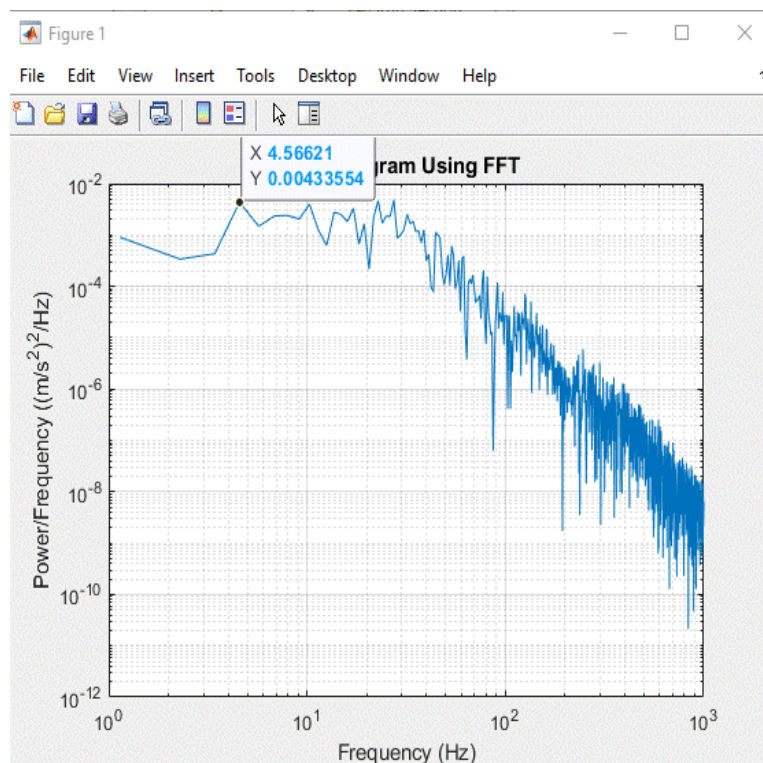
Gambar 4.40. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda depan ke struktur *chassis* dengan beban dinamis profil jalan tipe B pada kecepatan 80 km/jam



Gambar 4.41. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda belakang ke struktur *chassis* dengan beban dinamis profil jalan tipe B pada kecepatan 80 km/jam.



Gambar 4.42. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda depan ke struktur *chassis* dengan beban dinamis profil jalan tipe A pada kecepatan 80 km/jam.



Gambar 4.43. Grafik PSD pada sambungan suspensi roda belakang ke struktur *chassis* dengan beban dinamis profil jalan tipe A pada kecepatan 80 km/jam.

Pada hasil FFT diatas didapatkan nilai frekuensi untuk setiap kelas jalan A, B, dan C berturut-turut. Kelas jalan A untuk desain 1 didapatkan frekuensi 3,7-100,6 Hz, sedangkan untuk desain 2 didapatkan nilai frekuensi 3-100,66 Hz. Untuk kelas jalan B desain 1 didapatkan nilai frekuensi 3,5 – 101,1 Hz, sedangkan untuk desain 2 didapatkan nilai frekuensi 3,8-1011,7 Hz. Untuk kelas jalan C desain 1 didapatkan nilai frekuensi 4 – 102,1, sedangkan untuk desain

2 didapatkan nilai frekuensi 4,1-101,5. Jika dihubungkan dengan hasil dari frekuensi natural yang didapatkan dari *modal analysis* yang dimana untuk desain 1 memiliki frekuensi natural 86-304 Hz dan desain 2 87,7-149,9, dan hanya mode 1 dari masing-masing desain yang memiliki nilai frekuensi sama dengan frekuensi kelas jalan, maka desain 1 dan desain 2 memiliki probabilitas yang sama untuk dapat terjadi resonansi

Dari grafik *power spectral density* yang ditinjau pada sambungan *chassis E-trail* ke roda depan dan belakang diatas, bisa dilihat bahwa puncak grafik berada pada *range* 4-5 Hz. Kemudian semakin besar frekuensinya, maka nilai *power spectral density* akan semakin turun. Hal tersebut sesuai dengan hasil penelitian dari Hao Zhou, dkk. yang berjudul “*Measurement and Analysis of Vibration Levels for Express Logistics Transportation in South China*”.

Untuk profil jalan dengan kekasaran tipe C, baik dari sambungan *chassis E-trail* ke roda depan ataupun roda belakang, nilai maksimum *power spectral density*nya berada diatas 10^{-2} . Kemudian, untuk profil jalan dengan kekasaran tipe B, baik dari sambungan *chassis E-trail* ke roda depan ataupun roda belakang, nilai maksimum *power spectral density*nya berada kurang lebih pada nilai 10^{-2} . Lalu selanjutnya, untuk profil jalan dengan kekasaran tipe A, baik dari sambungan *chassis E-trail* ke roda depan ataupun roda belakang, nilai maksimum *power spectral density*nya berada dibawah 10^{-2} . Sehingga apabila dilihat dari data grafik – grafik di atas bisa disimpulkan bahwa semakin tinggi tingkat kekasaran jalannya, maka grafik *power spectral density* yang dihasilkan akan memiliki nilai maksimum atau puncak yang semakin tinggi pula.

Kemudian, setelah didapatkan grafik *power spectral density* pada sambungan *chassis E-trail* ke roda depan dan belakang, akan siap dilakukan simulasi *random vibration*.

4.2.2 Pengaturan *Boundary Condition* Simulasi *Random Vibration*

Pada tahap ini, akan dilakukan input pembebanan dan juga *setting* simulasi *random vibration* serta *setting output* apa saja yang diinginkan dari simulasi *random vibration* ini. Berikut adalah *boundary condition* pembebanan dari simulasi *random vibration* ini :

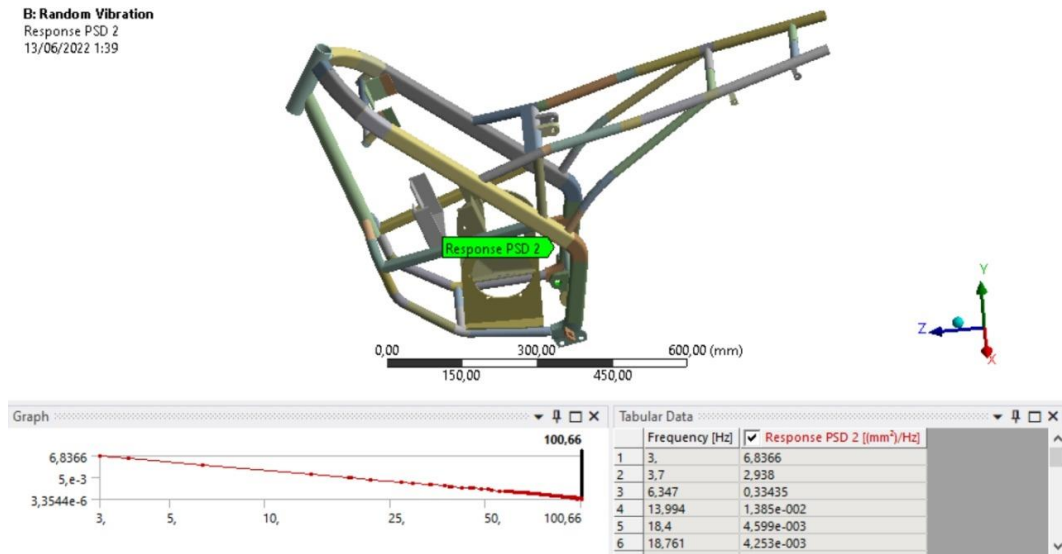


Gambar 4.44. *Boundary condition* pembebanan simulasi *random vibration* Desain Pertama

Beban dinamis untuk simulasi *random vibration* ini didapatkan dari kekasaran profil jalan yang diaplikasikan ke *chassis E-trail* dengan pemodelan dinamis menggunakan *software*

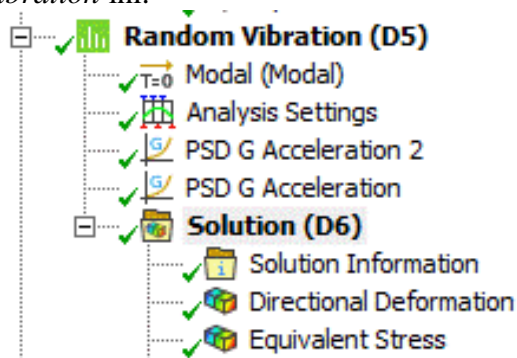
MATLAB SimuLink. Kemudian ditinjau akselerasi getarannya pada *mounting* sambungan struktur *chassis* ke roda depan dan belakang. Kemudian akselerasi tersebut diubah atau dikonversikan menjadi grafik *power spectral density*.

Pada *boundary condition* pembebanan ini, grafik *power spectral density* yang ditinjau pada *mounting* sambungan *chassis* ke roda depan akan diaplikasikan ke *fixed support mounting chassis* untuk suspensi roda depan atau pada titik A pada gambar diatas. Kemudian grafik *power spectral density* yang ditinjau pada *mounting* sambungan *chassis* ke roda belakang akan diaplikasikan ke *fixed support mounting chassis* untuk suspensi roda belakang atau pada titik B pada gambar diatas.



Gambar 4.45. Input *power spectral density* ke *fixed support chassis* suspensi depan

Setelah semua pembebanan selesai diinput, kemudian akan di *setup output solution* apa saja yang diinginkan dari simulasi *random vibration*. Dalam penelitian ini, akan dicari bagaimana respon desain struktur *chassis E-trail* akibat beban dinamis kekasaran profil jalan tipe A, tipe B, dan C dalam bentuk *directional deformation* dalam sumbu Y (karena dalam keadaan nyata beban dinamis masuk ke desain struktur *chassis E-trail* dalam sumbu Y juga) serta tegangan ekuivalen atau *equivalent stress (von-misses)*. Berikut adalah gambar *set up* dalam simulasi *random vibration* ini:



Gambar 4.46. Set up simulasi *random vibration*

Pada simulasi *random vibration* ini untuk kemudian dilihat hasil tegangan ekuivalennya dan dibandingkan dengan tegangan luluh masing-masing material untuk mendapatkan *safety factornya*. *Safety factor* inilah yang nantinya akan dipakai untuk menilai keamanan masing – masing variasi material.

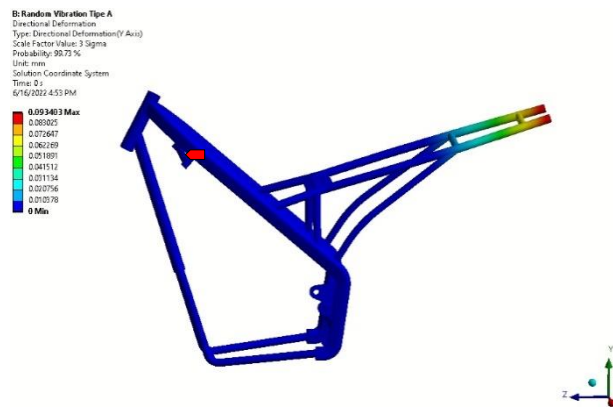
4.2.3 Hasil Simulasi *Random Vibration* Desain Pertama

Setelah dilakukan simulasi *random vibration* untuk desain pertama, berikut adalah hasil *directional deformation* sumbu Y, *equivalent stress (von-misses)*, dan hasil *safety factor* dari masing – masing variasi kelas jalan dengan material AISI 1080 untuk desain pertama:

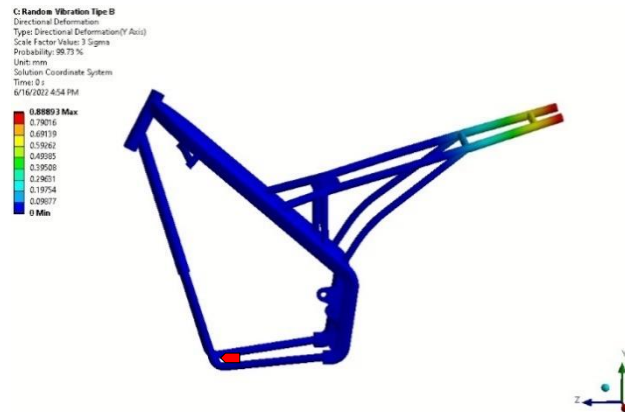
Tabel 4.3. Hasil Simulasi *Random Vibration* untuk Desain Pertama

Kecepatan	Material	Kelas Jalan	Deformasi (mm)	Equivalent Stress (Mpa)	Safety Factor
80 km/jam	AISI 1080	A	1,03	98, 02	5,25
		B	2,29	100,11	5,14
		C	4,59	115,65	4,45

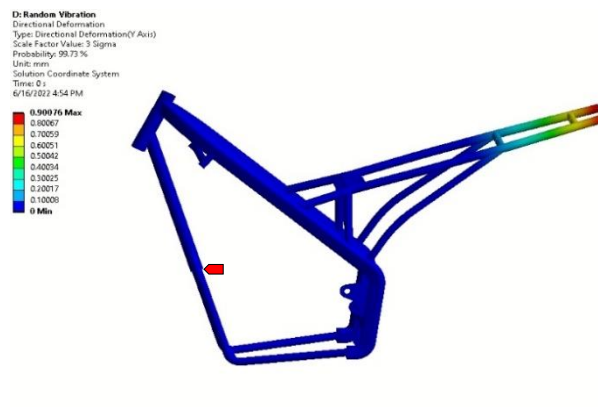
Pada data hasil simulasi *random vibration* diatas, bisa dilihat bahwa semakin tinggi tingkat kekasaran jalannya, maka hasil *directional deformation* dan *equivalent stress (von-misses)* akan semakin tinggi juga. Hal tersebut dikarenakan semakin tinggi kekasaran jalannya, maka akan semakin tinggi pula beban dinamis yang diterima oleh struktur *chassis E-trail*. Berikut adalah gambar distribusi *directional deformation* dalam sumbu Y pada desain struktur *chassis E-trail* ketika dikenai beban dinamis profil jalan untuk tiap tipe kekasaran A, B, dan C pada kecepatan 80 km/jam :



Gambar 4.47. *Directional Deformastion* Sumbu Y *Chassis E-Trail* Desain 1 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe A pada Kecepatan 80 km/jam

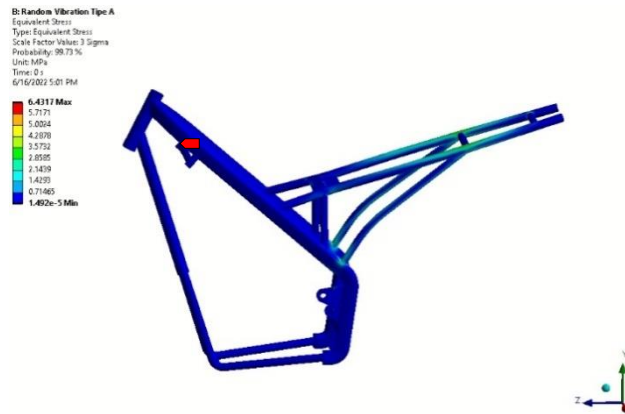


Gambar 4.48. *Directional Deformation* Sumbu Y Chassis E-Trail Desain 1 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe B pada Kecepatan 80 km/jam

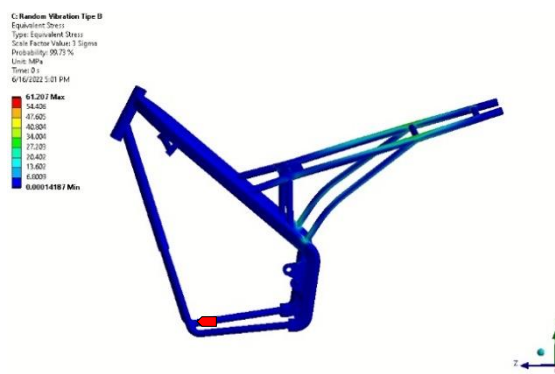


Gambar 4.49. *Directional Deformation* Sumbu Y Chassis E-Trail Desain 1 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe C pada Kecepatan 80 km/jam

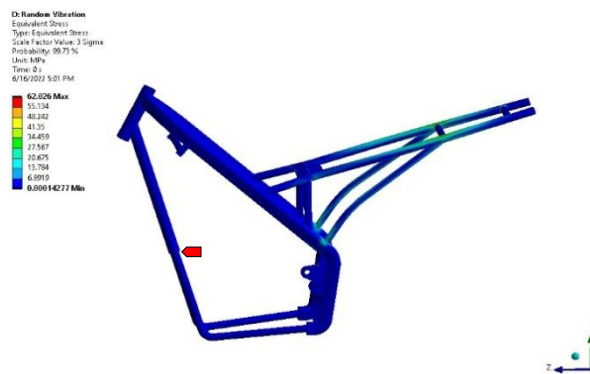
Bisa dilihat bahwa deformasi yang lebih besar terjadi pada saat *chassis* mengalami getaran acak dengan tipe jalan C. Hal ini membuktikan semakin tinggi kekasaran jalannya, maka akan semakin tinggi pula beban dinamis yang diterima oleh struktur *chassis E-trail*, seperti yang ditulis oleh The Royal Society for the Prevention of Accidents pada jurnalnya yang berjudul “*Road Safety Factsheet: Electric Scooters (E-Trails)*”. Dengan nilai deformasi yakni 4,59 mm bahwa struktur *chassis* dirasa masih mampu dan masih cukup aman menahan beban maksimal dinamis akibat profil kekasaran jalan yang diterimanya. Titik deformasi maksimalnya sendiri terjadi pada tengah dari *down tube chassis* sebesar 4,59 milimeter seperti yang bisa dilihat pada gambar diatas. Berikut adalah gambar distribusi *equivalent stress (von-misses)* pada desain struktur *chassis E-trail* ketika dikenai beban dinamis profil jalan dengan tiap tipe kekasaran A, B , dan C pada kecepatan 80 km/jam:



Gambar 4.50. Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail Desain 1 akibat beban dinamis profil jalan tipe A pada kecepatan 80 km/jam



Gambar 4.51. Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail Desain 1 akibat beban dinamis profil jalan tipe B pada kecepatan 80 km/jam



Gambar 4.52. Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail Desain 1 akibat beban dinamis profil jalan tipe C pada kecepatan 80 km/jam

Dari gambar di atas bisa dilihat bahwa tegangan ekuivalen terbesar pada saat *chassis* melaju dengan tipe jalan C berada pada bagian tengah dari *down tube chassis* sebesar 115,65 MPa. Hal tersebut dikarenakan struktur *chassis* bagian depan (*fork*) menahan beban benturan yang disebabkan oleh beban getaran akibat profil kekasaran jalan yang akan menjadi besar. Ini memberikan informasi bahwa perlu adanya penambahan kekuatan pada suspense bagian depan

dan belakang atau bisa juga dilakukan penambahan *cross member* pada bagian *down tube chassis*.

4.2.4 Hasil Simulasi *Random Vibration* Desain Kedua

Setelah dilakukan simulasi *random vibration* untuk desain pertama, akan dilakukan kembali prosedur yang sama terhadap desain kedua. Berikut adalah hasil *directional deformation* sumbu Y, *equivalent stress (von-misses)*, dan hasil *safety factor* dari masing – masing variasi kelas jalan dengan material AISI 1080 untuk desain kedua:

Tabel 3.9. Spesifikasi Beban

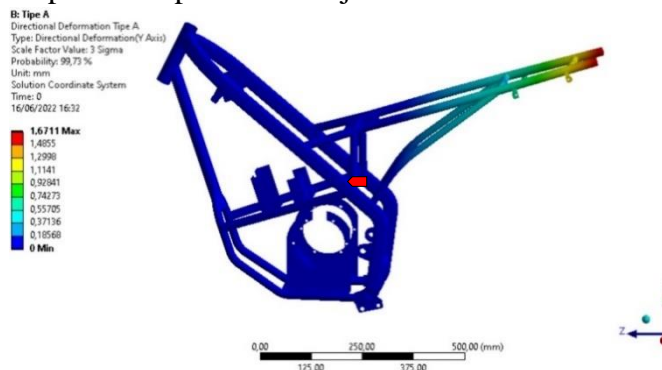
No	Data	Satuan
1	Batery	7 kg
2	Motor BLDC	12 kg

Tabel 4.4. Hasil Simulasi *Random Vibration* untuk Desain Kedua

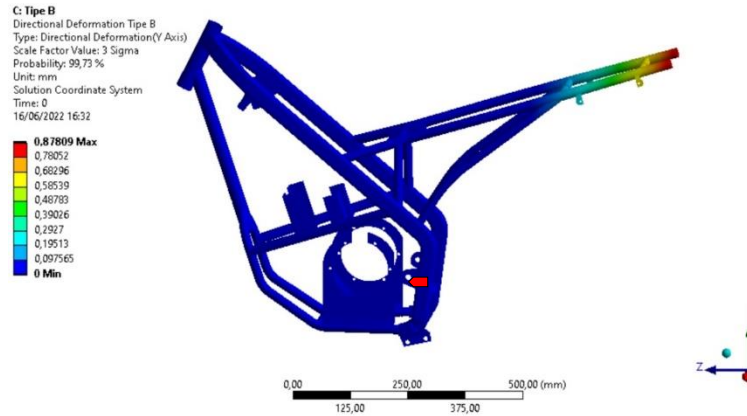
Kecepatan	Material	Kelas Jalan	Deformasi (mm)	Equivalent Stress (Mpa)	Safety Factor
80 km/jam	AISI 1080	A	2,58	110,55	4,65
		B	3,91	115,74	4,45
		C	5,79	135,09	3,8

Pada data hasil simulasi *random vibration* diatas, terbukti kembali bahwa semakin tinggi tingkat kekasaran jalannya, maka hasil *directional deformation* dan *equivalent stress (von-misses)* akan semakin tinggi juga. Hal tersebut dikarenakan semakin tinggi kekasaran jalannya, maka akan semakin tinggi pula beban dinamis yang diterima oleh struktur *chassis E-trail*.

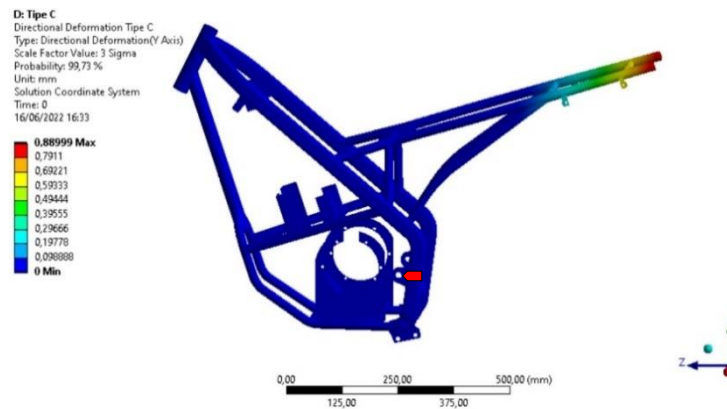
Berikut adalah gambar distribusi *directional deformation* dalam sumbu Y pada desain struktur *chassis E-trail* kedua ketika dikenai beban dinamis profil jalan untuk tiap tipe kekasaran A, B, dan C pada kecepatan 80 km/jam:



Gambar 4.53. *Directional Deformation Sumbu Y Chassis E-Trail Desain 2 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe A pada Kecepatan 80 km/jam*



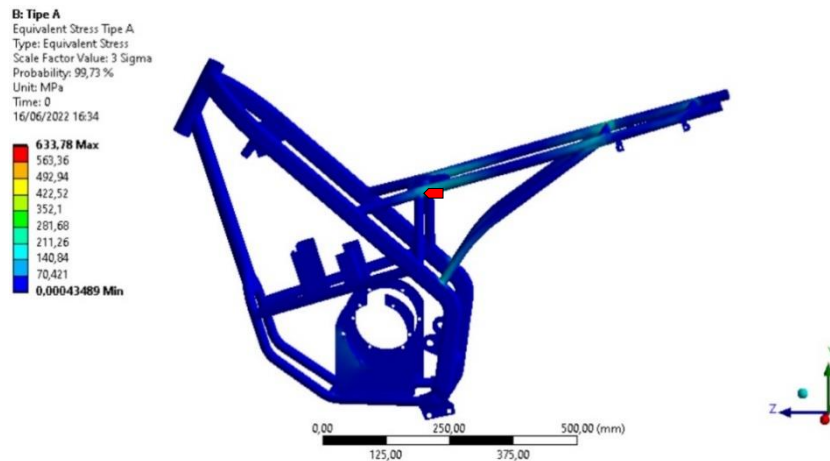
Gambar 4.54. *Directional Deformation Sumbu Y Chassis E-Trail Desain 2 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe B pada Kecepatan 80 km/jam*



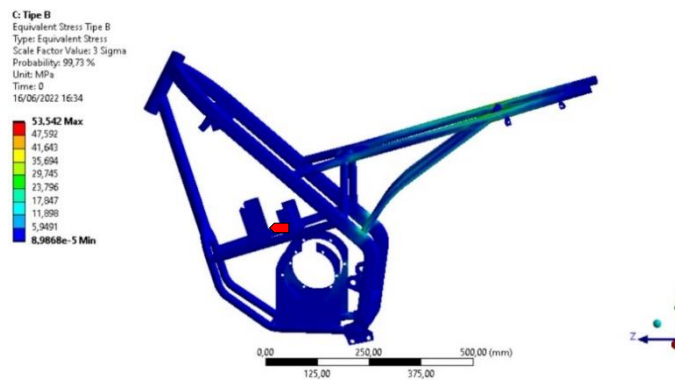
Gambar 4.55. *Directional Deformation Sumbu Y Chassis E-Trail Desain 2 Akibat Beban Dinamis Profil Jalan Tipe C pada Kecepatan 80 km/jam*

Bisa dilihat bahwa deformasi yang lebih besar terjadi pada saat *chassis* mengalami getaran acak dengan tipe jalan C. Hal ini membuktikan semakin tinggi kekasaran jalannya, maka akan semakin tinggi pula beban dinamis yang diterima oleh struktur *chassis E-trail*, seperti yang ditulis oleh The Royal Society for the Prevention of Accidents pada jurnalnya yang berjudul “*Road Safety Factsheet: Electric Scooters (E-Trails)*”.

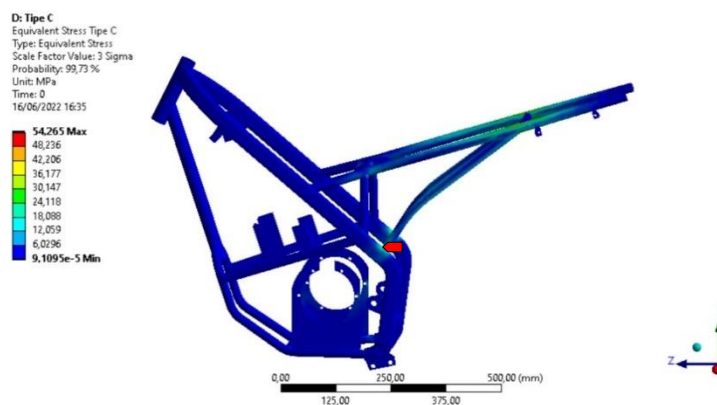
Hal tersebut dikarenakan adanya penambahan *part* pada *down tube* membuat getaran yang dialami oleh struktur menjadi terdistribusi pada ujung *rear seat chassis*. Penambahan *cross member* pada *rear seat* dapat diaplikasikan untuk mengoptimalkan struktur. Dengan nilai deformasi yang lebih kecil desain pertama, yakni 5,79 mm maka dirasa struktur *chassis* dirasa mampu dan cukup aman menahan beban maksimal dinamis akibat profil kekasaran jalan yang diterimanya lebih baik dari pada desain pertama. Berikut adalah gambar distribusi *equivalent stress (von-misses)* pada desain struktur *chassis E-trail* desain 2 ketika dikenai beban dinamis profil jalan dengan tiap tipe kekasaran A, B , dan C pada kecepatan 80 km/jam:



Gambar 4.56. *Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail Desain 2 akibat beban dinamis profil jalan tipe A pada kecepatan 80 km/jam*



Gambar 4.57. *Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail Desain 2 akibat beban dinamis profil jalan tipe B pada kecepatan 80 km/jam*



Gambar 4.58. *Equivalent stress (von-misses) chassis E-trail Desain 2 akibat beban dinamis profil jalan tipe C pada kecepatan 80 km/jam*

Dari gambar di atas bisa dilihat bahwa tegangan ekuivalen terbesar berada pada bagian *seat rail* yang menyambung pada *back stay* struktur *chassis* 139,09 MPa. Nilai *equivalent stress* pada *chassis* desain kedua ini lebih kecil dari pada *chassis* desain pertama. Hal tersebut

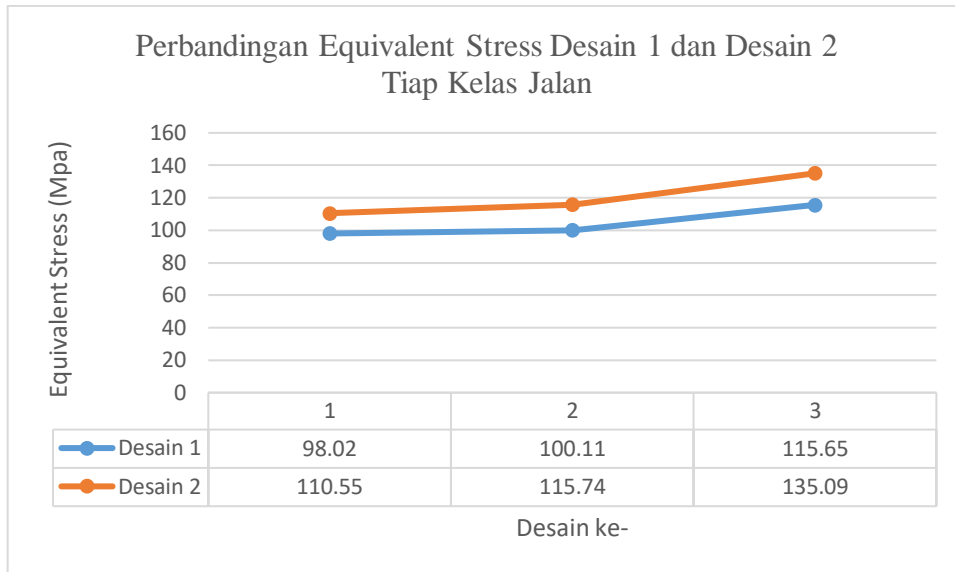
dikarenakan struktur *chassis* bagian tersebut menahan beban baterai yang akan menjadi besar ketika dikenai beban getaran akibat profil kekasaran jalan. Beda dengan beban penumpang dan pengendara yang masih dibantu ditahan dengan suspensi depan dan belakang.

Tabel 4. 5. Hasil Simulasi *Random Vibration* untuk Desain Pertama dan Kedua

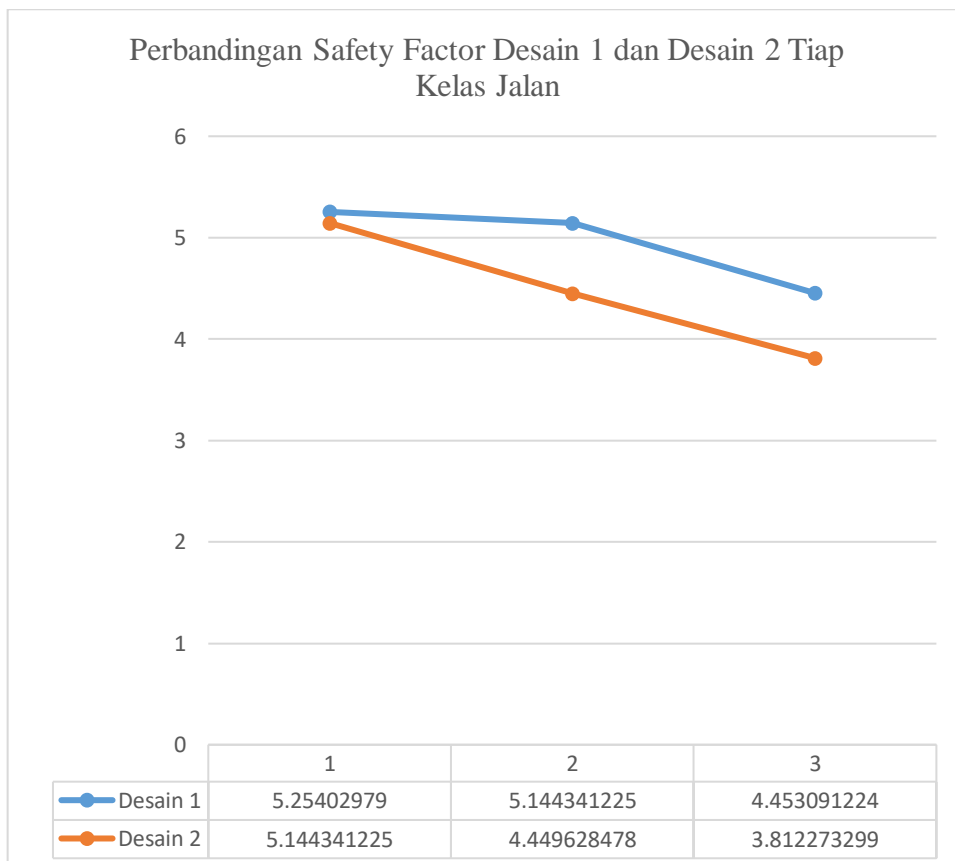
DESAIN	Kecepatan	Material	Kelas Jalan	Deformasi (mm)	Equivalent Stress (Mpa)	Safety Factor
1	80 km/jam	AISI 1080	A	1,03	98,02	5,25
			B	2,29	100,11	5,14
			C	4,59	115,65	4,45
2			A	2,58	110,55	4,65
			B	3,91	115,74	4,45
			C	5,79	135,09	3,8



Gambar 4.59. Grafik Perbandingan Deformasi pada Desain 1 dan Desain 2 untuk Tiap Kelas Jalan



Gambar 4.60. Grafik Perbandingan *Equivalent Stress* pada Desain 1 dan Desain 2 untuk Tiap Kelas Jalan



Gambar 4.61. Grafik Perbandingan *Safety Factor* pada Desain 1 dan Desain 2 untuk Tiap Kelas Jalan

Berdasarkan grafik perbandingan *total deformation* dan *equivalent stress* diatas, dapat terlihat bahwa penambahan *part* pada *down tube chassis* mempengaruhi letak dari deformasi maksimal dan tegangan *Von Mises* struktur. Dengan dilakukannya penambahan *part* pada *down tube chassis*, terjadi perbedaan nilai deformasi dan nilai tegangan *Von Mises* desain 2 yang menjadi lebih besar secara signifikan dari desain 1. Hal ini dikarenakan adanya

penambahan *part* pada *down tube chassis* yang membuat nilai dari deformasi maksimal dan tegangan *Von Mises* pada desain 2 lebih besar namun masih dalam keadaan aman.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

1. Pada hasil simulasi analisa modal yang dilakukan pada desain 1 dan desain 2, menunjukkan perbedaan yang signifikan dari karakteristik struktur dalam nilai frekuensi natural, deformasi, *equivalent stress* pada desain 1 dan desain 2 yang ditunjukkan oleh grafik. Grafik nilai frekuensi natural untuk desain 2 lebih landai dari desain 1, ini dikarenakan nilai massa dari desain 2 lebih berat dari desain 1 dan lebih besar dari nilai kekakuannya. Hal ini membuktikan dari rumus frekuensi natural (Hz) bahwa nilai frekuensi natural berbanding terbalik dengan massa (Kg). Semakin besar nilai massa (Kg) maka akan semakin kecil nilai frekuensi natural (Hz). Nilai massa yang berbeda dipengaruhi oleh penambahan *part* pada *chassis* desain 2 pada *down tube chassis*.
2. Pada hasil simulasi *random vibration* yang dilakukan pada desain 1 dan desain 2, menunjukkan perbedaan yang signifikan dari nilai *total deformation* dan *equivalent stress* yang ditunjukkan oleh grafik. Nilai *total deformation* dan *equivalent stress* pada kedua desain mencapai titik maksimal pada saat diberi tipe kekasaran C. Untuk nilai *total deformation* dan *equivalent stress* desain 1 dengan tipe kekasaran C, kecepatan 80 km/jam berturut-turut adalah 4,59 mm dan 115,65 MPa. Untuk nilai *total deformation* dan *equivalent stress* desain 2 dengan tipe kekasaran C, kecepatan 80 km/jam berturut-turut adalah 5,79 mm dan 135,09 MPa. Perbedaan ini dipengaruhi oleh penambahan *part* pada *chassis* desain 2 pada *down tube chassis*, semakin *rigid* suatu *chassis*, maka nilai deformasi dan tegangan akan semakin besar. Nilai kedua *equivalent stress* kedua *chassis* masih berada dibawah nilai aman material AISI 1080, yakni 515 MPa, maka kedua *chassis* bisa dikatakan berada pada batas aman.
3. Pada hasil simulasi *random vibration* yang dilakukan pada desain 1 dan desain 2 dan hasil nilai *equivalent stress*, didapatkan nilai *safety factor* pada tiap desain. Menurut Mott (2009: 164) nilai *safety factor* yang aman untuk struktur motor adalah yang memiliki nilai 4,0 – 8,0. Untuk tipe jalan C yang memiliki parameter kekasaran jalan yang paling besar, desain 1 memiliki nilai *safety factor* 4,45, sedangkan desain 2 memiliki nilai *safety factor* hingga 3,81. Dari hasil tersebut, desain 2 memiliki *safety factor* yang tidak lebih dari pada desain 1, namun kedua *chassis* masih boleh dikatakan pada batas aman.

5.2. Saran

Saran yang diberikan untuk pengembangan penelitian selanjutnya adalah sebagai berikut:

1. Dikarenakan desain *chassis E-trail* ini dibuat untuk kebutuhan simulasi kekuatan saja, sehingga belum mencakup semua bagian detail seperti *mounting* dan lubang baut untuk komponen lain. Maka perlu pendetailan lagi sebelum masuk ke proses fabrikasi.
2. Diperlukan perangkat simulasi dengan spesifikasi yang lebih tinggi agar bisa memproses hasil *meshing* yang lebih teliti untuk hasil simulasi yang lebih akurat.
3. Diperlukan simulasi ulang dengan menambahkan variasi beban kepada struktur atau memakai kelas jalan yang lebih kasar sesuai dengan standar ISO 8083

DAFTAR PUSTAKA

- Balaguru, S., Natarajan, E., Ramesh, S., & Muthuvijayan, B. (2019). Structural and modal analysis of scooter frame for design improvement. *Materials Today: Proceedings*, 16(7), 1106–1116. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2019.05.202>
- Budynas, Richard G., Nisbett, J. Keith. (2011). *Shigley's Mechanical Engineering Design Ninth Edition*. New York: The McGraw-Hill Companies, Inc.
- Engineering, B. O. F. (2008). “ *Dynamic Analysis of a Two Wheeler*. June, 1–71.
- Hai-Fei, Wang., dkk. (2014). *Random Vibration Analysis for The Chassis Chassis of Hydraulic Truck Based on ANSYS*. Shaanxi : Chang'an University.
- Imran, Al Ichlas. dkk. (2018). *Perancangan, Analisa dan Simulasi Rangka Sepeda Listrik untuk Masyarakat Perkotaan*. Kendari: Jurnal Ilmiah Teknik Mesin Universitas Halu Oleo.
- Kadam, Kaveri.S. dkk. (2020). *Design and Analysis of E-trail Chassis Chassis*. Ahmednagar: Mechanical Department, DVVPCOE.
- Kholil, Ahmad. (2013). *Analisis Dinamika Struktur Swing Arm Sepeda Motor Jenis Suspensi Monoshock Menggunakan Metode Elemen Hingga*. Jakarta: Jurnal Konversi Energi dan Manufaktur.
- Mohankumar, D., R. Sabarish, Dr. M. PremJeyaKumar. (2018). *Structural and Modal Analysis of Scooter Chassis*. Chennai: Department of Automobile Engineering, BIST, BIHER, Bharath University.
- Muchdor, Maulana Hanif Labiib. (2020). *Analisis Perbandingan Torsional Stiffness antara Metode Simple Structural Surface (SSS) dengan Metode Simulasi 3D pada Mobil Flood Rescue Vehicle (FRV)*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Mustofa, Jamhari Hidayat. (2017). *Analisis Tegangan Lokal Maksimum Struktur Chain Stopper pada Hexagonal Single Buoy Moring terhadap FSO saat Sistem Offloading*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Nirbito, Wahyu., Triwahyu Rahmatu Januar. (2017). *Analisa Respon Harmonik Struktur Poros Propeller Kapal Menggunakan Ansys Workbench 14.5*. Depok: Fakultas Teknik Universitas Indonesia.
- Novani, N. P., Prihatmanto, A. S., & Wijaya, R. (2016). Frequency Domain Analysis with PSD Estimation based on Fast Fourier Transform. *Master's Thesis*, August. <https://doi.org/10.13140/RG.2.1.3450.6487>
- Rao, Singresu S. (2011). *Mechanical Vibration Fifth Edition*. New Jersey: Pearson Education, Inc
- Shigley. (2015). *Mechanical Engineering Design*.
- Sihombing, Leonardo. (2020). *Perancangan Skuter Motor Listrik dengan Daya Angkut 75 Kg dan Charger 80W*. Pematang Siantar: Fakultas Teknik Universitas Simalungun.

- Tang, Yadong. dkk. (2017). *Modal and Random Vibration Analysis Analysis of Key Components of Robotic Arm Based on Ansys*. Zhengzhou: College of Machinery and Electronic Engineering, Henan Agriculture University.
- Tang, Y., Yu, Y., Shi, J., & Zhang, S. (2017). Modal and harmonic response analysis of key components of robotic arm based on ANSYS. *Vibroengineering Procedia*, 12, 109–114. <https://doi.org/10.21595/vp.2017.18703>
- The Royal Society for the Prevention of Accidents. (2020). *Road Safety Factsheet : Electric Scooters (E-trails)*.
- Tony Foale. (2002). Motorcycle Handling and Chassis Design. *Motorcycle Handling and Chassis Design*, 267–316. <https://drive.google.com/file/d/1AVD4AmhGwZsfZiF6xYG6x2irKqvi5iyx/view>
- Vignesh, M. dkk. (2018). *Design and Analysis of Chassis of an Electric Bike*. Chennai: Department of Automobile Engineering, BIST, BIHER, Bharath University.
- Wang, H. F., Jia, K. K., & Guo, Z. P. (2014). Random vibration analysis for the chassis frame of hydraulic truck based on ANSYS. *Journal of Chemical and Pharmaceutical Research*, 6(3), 849–852.
- Zhou, H., & Wang, Z.W. (2017). *Measurement and Analysis of Vibration Levels for Express Logistics Transportation in South China*. Guangzhou : Jinan University.
- Zhou, H., & Wang, Z. W. (2018). Measurement and analysis of vibration levels for express logistics transportation in South China. *Packaging Technology and Science*, 31(10), 665–678. <https://doi.org/10.1002/pts.2404>

Lampiran

1. Hasil Frekuensi Tipe Jalan A

Tipe A			
Desain 1		Desain 2	
freq (Hz)	G	freq (Hz)	G
3,7	9,05E-03	3	8,97E-03
18,4	8,52E-03	18,761	8,54E-03
27,1	8,52E-03	26,983	8,64E-03
33,4	9,67E-03	33,561	9,64E-03
38,2	9,03E-03	38,166	9,18E-03
39,1	9,05E-03	42,113	9,38E-03
42,1	9,16E-03	45,731	9,38E-03
45,4	9,46E-03	48,362	9,33E-03
48,4	9,39E-03	50,664	9,59E-03
50,8	9,46E-03	55,269	8,85E-03
55,3	8,72E-03	57,571	9,44E-03
57,4	9,28E-03	60,203	9,31E-03
60,4	9,16E-03	61,847	9,49E-03
61,9	9,46E-03	63,163	8,87E-03
63,4	8,31E-03	64,478	9,18E-03
64,6	9,03E-03	65,794	8,41E-03
66,1	7,47E-03	68,096	9,64E-03
67,6	9,23E-03	69,083	9,28E-03
69,4	8,90E-03	71,056	9,38E-03
71,2	8,98E-03	72,043	9,69E-03

72,1	9,26E-03	73,03	8,97E-03
73,9	8,11E-03	75,332	9,41E-03
74,5	8,72E-03	75,99	9,23E-03
75,4	8,67E-03	76,977	9,26E-03
76,6	8,82E-03	77,963	9,10E-03
77,5	8,47E-03	78,95	8,90E-03
78,1	8,82E-03	79,608	9,08E-03
78,7	8,18E-03	80,266	8,51E-03
79,6	8,59E-03	80,924	8,62E-03
80,2	7,60E-03	81,91	7,97E-03
80,8	8,11E-03	82,239	9,05E-03
81,7	7,98E-03	84,542	8,08E-03
82,6	8,90E-03	85,528	8,62E-03
84,7	7,67E-03	86,186	8,05E-03
85,6	8,47E-03	86,844	8,77E-03
85,9	7,95E-03	87,502	8,00E-03
86,5	8,36E-03	88,159	8,51E-03
87,4	7,90E-03	88,817	7,54E-03
88,3	8,47E-03	89,475	8,56E-03
88,6	8,01E-03	90,133	6,62E-03
89,5	8,34E-03	91,777	8,21E-03
90,4	7,03E-03	92,435	7,74E-03
91	8,11E-03	93,093	7,82E-03
91,6	7,67E-03	93,751	7,41E-03
91,9	8,29E-03	94,409	8,28E-03

92,5	7,98E-03	95,066	6,92E-03
93,1	8,21E-03	95,395	8,15E-03
94	7,62E-03	96,382	7,10E-03
94,3	8,54E-03	97,04	4,82E-03
95,2	6,88E-03	98,027	8,08E-03
95,5	8,26E-03	98,355	7,21E-03
95,8	7,24E-03	98,684	7,49E-03
96,4	7,49E-03	99,013	7,33E-03
97,3	6,98E-03	99,342	7,87E-03
97,9	8,21E-03	99,671	6,92E-03
98,2	7,29E-03	100,33	7,44E-03
98,5	7,85E-03	100,66	5,64E-03
98,8	7,67E-03		
99,4	8,11E-03		
99,7	7,14E-03		
100	7,65E-03		
100,6	6,32E-03		

2. Hasil Frekuensi Tipe Jalan B

Tipe B			
Desain 1		Desain 2	
freq (Hz)	G	freq (Hz)	G
3,553	0,81986	3,8592	0,85938
17,453	0,77829	17,798	0,8125
26,814	0,77829	26,733	0,82813
33,054	0,88684	33,166	0,91146
54,897	0,65589	54,968	0,76042
65,4	0,84527	64,617	0,83333
66,244	0,84065	67,477	0,88542

67,946	0,89145	68,549	0,86979
68,797	0,85681	69,621	0,89063
69,931	0,89607	70,693	0,7526
70,782	0,8037	71,765	0,86458
71,633	0,85219	72,48	0,76042
72,484	0,75289	73,552	0,84115
73,619	0,86374	74,267	0,84375
74,186	0,83603	74,982	0,85417
75,037	0,86605	76,412	0,81771
75,888	0,81293	77,484	0,85677
77,307	0,86374	78,913	0,83073
80,143	0,78291	80,7	0,78125
80,994	0,79446	81,058	0,79167
81,562	0,74827	81,773	0,72917
82,129	0,81524	82,13	0,83333
82,696	0,78753	82,845	0,80729
83,264	0,81293	83,202	0,83854
83,547	0,76443	84,274	0,77083
84,682	0,74365	85,347	0,8125
84,966	0,78984	85,704	0,80469
85,533	0,7806	86,061	0,84115
86,1	0,8291	86,776	0,76042
86,668	0,6097	87,491	0,8125
87,235	0,79677	88,563	0,58854
88,37	0,62125	89,278	0,8151
88,937	0,79215	89,635	0,76302
90,355	0,66051	89,993	0,73958
90,639	0,68591	90,708	0,76042
90,923	0,67898	91,065	0,70573
91,49	0,76905	91,422	0,79688
91,774	0,72748	92,137	0,79948
92,341	0,75289	92,495	0,8125
93,192	0,66744	92,852	0,74219
93,759	0,71363	93,209	0,75
94,327	0,65358	93,567	0,74479
94,894	0,7067	93,924	0,79688
95,745	0,56813	94,282	0,70313
96,312	0,59353	94,996	0,79167
96,88	0,52656	95,711	0,54167
97,163	0,67436	96,426	0,65625
97,731	0,69284	96,783	0,59375
98,582	0,52194	97,498	0,77083
98,865	0,67206	98,57	0,63542
99,149	0,62818	99,643	0,77344

99,433	0,69746	100,36	0,63542
100	0,57044	100,71	0,61458
100,28	0,61894	101,07	0,77604
100,85	0,49192		
101,13	0,67436		
101,42	0,63048		
101,7	0,67898		
101,99	0,54503		

3. Hasil Frekuensi Tipe Jalan C

Tipe C			
Desain 1		Desain 2	
freq (Hz)	G	freq (Hz)	G
4	0,80102	4,0091	0,80412
18,7	0,75	18,754	0,75773
27,4	0,75765	27,48	0,77577
33,7	0,85204	33,799	0,85309
38,5	0,80867	38,313	0,81443
42,1	0,81122	42,225	0,83505
45,7	0,83673	48,544	0,8299
48,7	0,82908	50,951	0,85052
51,1	0,83929	55,164	0,76546
55,6	0,7602	56,97	0,83763
57,4	0,82143	60,28	0,82732
58,9	0,81378	61,784	0,84278
60,4	0,81378	63,289	0,78093
62,2	0,83673	64,492	0,8067
63,7	0,74745	65,696	0,72938
64,9	0,79082	68,103	0,85309
66,1	0,65306	69,006	0,79639
67,3	0,82143	70,21	0,84278
68,5	0,81378	70,812	0,8299
69,4	0,77296	72,015	0,84021
70,3	0,81122	72,918	0,8067
71,2	0,79847	73,52	0,82216
72,4	0,81633	74,422	0,81186
73,9	0,75	75,024	0,83763
75,4	0,78061	76,228	0,8067
76,3	0,76531	76,83	0,82216
77,2	0,78571	77,432	0,8067

77,8	0,7551	78,033	0,82216
78,4	0,79592	80,441	0,75
79	0,72704	81,343	0,75515
79,9	0,7551	81,945	0,70876
80,2	0,70153	82,246	0,79639
81,1	0,71429	82,848	0,77835
81,7	0,66837	83,45	0,80155
82,6	0,77806	84,653	0,6933
83,5	0,76276	85,556	0,78866
83,8	0,77551	85,857	0,71907
85	0,66327	86,459	0,80155
85,9	0,7551	87,061	0,70876
86,2	0,69898	87,362	0,75
86,8	0,77041	88,264	0,76289
87,1	0,65816	88,565	0,68299
88,6	0,7602	89,468	0,76289
88,9	0,71429	90,07	0,68041
89,8	0,72959	90,371	0,6933
90,1	0,69388	90,973	0,54381
90,7	0,70663	91,574	0,75773
91,3	0,50765	92,176	0,70876
91,9	0,75255	92,778	0,71907
92,5	0,71429	93,38	0,65206
93,1	0,7398	93,982	0,72423
93,7	0,58418	94,884	0,66495
94,6	0,7449	95,486	0,72423
95,5	0,64031	95,787	0,63402
95,8	0,73469	96,088	0,65206
96,4	0,61224	96,991	0,52062
96,7	0,67347	97,593	0,72938
97,3	0,59184	98,195	0,57474
98,2	0,74235	98,796	0,68299
98,8	0,59949	99,699	0,62113
99,4	0,68622	100,3	0,71649
100	0,67857	100,6	0,56959
100,6	0,69388	100,9	0,67784
100,9	0,63776	101,5	0,59021
101,5	0,67857		
102,1	0,6352		



BIODATA PENULIS

Samuel Arista merupakan nama lengkap dari penulis tugas akhir ini. Penulis yang lahir di Mojokerto pada tanggal 14 Februari 2000 merupakan anak terakhir dari 2 bersaudara dari pasangan Bapak Arief Widjaja dan Ibu Sari Pratidina. Penulis memulai pendidikan formal di SDN Klampis Ngasem 1 Surabaya. Setelah lulus pada tahun 2012 penulis melanjutkan ke SMPN 23 Surabaya dan kemudian melanjutkan ke SMAN 1 Surabaya pada tahun 2015. Setelah menyelesaikan studi tingkat menengah kejuruan, penulis melanjutkan studi S1 dan diterima di Program S1 Departemen Teknik Mesin di Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya pada tahun 2018.

Selama menuntut ilmu S1, penulis aktif mengikuti kegiatan kemahasiswaan seperti menjadi fungsi pengembangan *event* di Himpunan Mahasiswa Mesin (HMM) ITS divisi MEEV, Staf organisasi mahasiswa Badan Eksekutif Mahasiswa (BEM) ITS di bagian Kementerian Dalam Negeri pada tahun 2020, menjadi Menteri Kementerian Dalam Negeri Badan Eksekutif Mahasiswa (BEM) ITS pada tahun 2021, dan menjadi Menteri Koordinator Intra Kampus Badan Eksekutif Mahasiswa (BEM) ITS pada tahun 2022. Penulis juga aktif di dalam kepanitiaan event yang diadakan oleh Kementerian Hubungan Luar BEM ITS, hingga menjadi Koordinator Keamanan dan Perizinan INI LHO ITS! 2020, sebuah event yang memperkenalkan kampus ITS kepada khalayak masyarakat terutama pada siswa/siswi SMA/SMK. Selama menjalani perkuliahan, penulis sangat tertarik dengan mekanika-mekanika yang terjadi pada suatu benda padat atau struktur kendaraan. Oleh karena itu, penulis memutuskan tugas akhir pada bidang mekanika benda padat dengan topik penelitian yang diambil berupa “Analisis Modal Dan *Random Vibration* Desain Struktur *Chassis* Pada Motor Trail Elektrik Pui-Sko Its Dengan *Finite Element Method* Dan *Power Spectrum Density* ”.