



TESIS - TM185400

DESAIN DAN ANALISA STRUKTUR SASIS KENDARAAN
LISTRIK RODA TIGA

Yayang Permadi
6007201003

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

Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
2022



TESIS - TM185400

**DESAIN DAN ANALISA STRUKTUR SASIS KENDARAAN
LISTRIK RODA TIGA**

**Yayang Permadi
6007201003**

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

**Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
2022**



THESIS - TM185400

**DESIGN AND STRUCTURE ANALYSIS OF THREE-
WHEELED ELECTRIC VEHICLE CHASSIS**

**Yayang Permadi
6007201003**

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

**Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial and Systems Engineering
Sepuluh Nopember Institute of Technology
2022**

LEMBAR PENGESAHAN TESIS

Tesis disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar

Magister Teknik (MT)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

Yayang Permadi

NRP : 6007201003

Tanggal Ujian : 15 Juli 2022

Periode Wisuda : September 2022

Disetujui oleh :

Pembimbing

1. Prof. Dr.Eng Harus Laksana Guntur S.T., M.Eng.
NIP : 197303222001121001



Penguji

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc Ph.D
NIP : 195811061986011001
2. Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T., M.T
NIP : 197004121997032003
3. Achmad Syaifudin S.T., M.Eng, Ph.D
NIP : 197909262005011001





Kepala Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknik Industri dan Rekayasa Sistem



Dr. Ir. Atok Setiyawan, M.Eng.Sc
NIP. 196604-21989031002

DESAIN DAN ANALISA STRUKTUR SASIS KENDARAAN LISTRIK RODA TIGA

Nama Mahasiswa : Yayang Permadi
Mahasiswa ID : 6007201003
Departemen : Teknik Mesin FTIRS-ITS
Dosen Pembimbing : Prof.Dr.Eng. Harus Laksana Guntur S.T., M.Eng

ABSTRAK

Penilaian kinerja struktur sasis kendaraan berkaitan dengan kekuatan dan kekakuannya untuk mencapai tingkat yang cukup dengan massa sesedikit mungkin. Kekuatan struktur sasis kendaraan dirancang mampu menahan beban yang diberikan mencakup semua sub komponen kendaraan. Jalur beban dalam struktur sasis disesuaikan dengan identifikasi komponen dan kebutuhan pembebanan. Sedangkan implementasi elemen rangka digunakan seleksi material dan komponen dengan metode elemen hingga untuk menghitung kemampuan kendaraan menangani perpindahan kondisi pembebanan pada struktur sasis. Pada tesis ini prosedur desain untuk meningkatkan kekuatan struktur sasis pada bagian yang mengalami tegangan dan kepadatan energi regangan maksimal dikembangkan dan direpresentasikan dalam *detail engineering design*. Pemilihan ukuran elemen pada proses *meshing* didasarkan pada akurasi dan tujuan dari hasil mode deformasi. Analisa statis diterapkan pada sistem untuk mengetahui reaksi dari beban, tegangan dan regangan dalam struktur. Analisa modal digunakan untuk mendapatkan natural frekuensi, mode getar dan fungsi respon frekuensi. Modifikasi desain dilakukan untuk menambah kekakuan dan kekuatan struktur berdasarkan identifikasi ratio faktor partisipasi dan kerapatan energi regangan memberikan ide perubahan desain. Evaluasi respon dinamis dilakukan dengan memodelkan permukaan jalan pada Matlab Simulink dan Script dengan luaran data PSD untuk analisa getaran acak pada Ansys sehingga desain kendaraan bisa diketahui terkait kenyamanan dan siklus hidupnya.

Kata Kunci : Struktur sasis kendaraan listrik roda tiga, Analisa statis-dinamis, Modifikasi struktur, *Modal strain energy* dan *Detail engineering design*.

DESIGN AND STRUCTURE ANALYSIS OF THREE-WHEELED ELECTRIC VEHICLE CHASSIS

Student Name : Yayang Permadi
Student ID : 6007201003
Department : Mechanical Engineering FTIRS-ITS
Supervisor : Prof.Dr.Eng. Harus Laksana Guntur S.T., M.Eng

ABSTRACT

The performance assessment of the vehicle chassis structure relates to its strength and rigidity in order to achieve a sufficient level with as little mass as possible. The strength of the vehicle chassis structure is designed to withstand a given load covering all sub-components of the vehicle. The load path in the chassis structure is adapted to the identification of components and loading needs. While the implementation of frame elements used material selection and components with finite element method to calculate the ability of the vehicle to handle the displacement of loading conditions on the chassis structure. In this thesis, the design procedure to increase the strength of the chassis structure on the parts that experience stress and maximum strain energy density is developed and represented in detail engineering design. The selection of the element size in the meshing process is based on the accuracy and purpose of the deformation mode results. Static analysis is applied to the system to determine the reaction of the load, stress and strain in the structure. Modal analysis is used to obtain natural frequency, vibration mode and frequency response function. Design modifications made to increase the rigidity and strength of the structure based on the identification of participation factor ratio and strain energy density gives the idea of design changes. Evaluation of dynamic response is done by modeling the road surface in Matlab Simulink and Script with PSD data output for random vibration analysis in Ansys so that the design of the vehicle can be known related to comfort and life cycle.

Keywords : Chassis structure of three-wheeled electric vehicle, Static-dynamic analysis, Structure modification, Modal strain energy and Detailed engineering design.

KATA PENGANTAR

Laporan master tesis ini merupakan projek pembangunan prototipe kendaraan angkut dengan tiga roda dengan penggerak motor listrik yang dikerjakan di Lab. Rekayasa Vibrasi dan Sistem Otomotif, Departemen Teknik Mesin, ITS. Dalam proses penyusunan banyak hal yang telah ditempuh untuk memperoleh pemahaman tentang struktur sasis kendaraan listrik beserta komponen – komponen pendukungnya. Meskipun begitu, penulis menyadari bahwa tulisan ini masih belum sempurna dalam kontribusi ilmu pengetahuan dan teknologi.

Penulis menyadari bahwa tulisan ini tidak dapat terselesaikan tanpa adanya bantuan serta bimbingan dari beberapa pihak. Oleh karena itu penulis ingin mengucapkan rasa terimakasih kepada :

1. Keluarga penulis, Bapak Wulyo dan Ibu Sueliati serta bapak Kandri dan Ibu Samiah serta Ibu Warsini. Kemudian Lia Asmara Dewi Susilowati dan Abdul Mutholib serta putrinya Hanifa Nur Hidayati. Dan Ibu Sartini dengan putrinya Dian Prihatiningtyas dan adiknya Muhammad Demas Gembong Bey Haki.
2. Bapak Prof. Dr.Eng Harus Laksana Guntur, M.Eng. S.T selaku dosen pembimbing penulis yang telah memberikan arahan dan banyak kesempatan di dunia akademik dan riset.
3. Bapak Prof.Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc Ph.D, Ibu Dr. Wiwiek Hendrowati, S.T.,M.T dan Bapak Achmad Syaifudin, ST, M.Eng, Ph.D sebagai dosen penguji yang telah memberikan banyak masukan untuk menyempurnakan tesis ini.
4. Teman – teman pascasarjana DTM ITS 2020 yang telah banyak membantu diskusi yang menyenangkan.
5. Serta orang – orang yang terkait dalam kehidupan penulis yang tidak bisa penulis sebutkan satu per satu yang telah banyak membantu penulis dalam menempuh pendidikan studi S2.

Penulis berharap semoga tulisan ini dapat membantu pembaca yang terkait dalam bidang terlepas dari isi didalamnya bisa memberi masukan yang berkelanjutan kedepannya untuk membantu menyempurnakan tesis ini.

Surabaya, 1 Agustus 2022

A handwritten signature in black ink, consisting of stylized, cursive letters that appear to be 'Y.P.' followed by a long horizontal stroke.

Yayang Permadi

Surabaya

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	ii
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	vii
DAFTAR ISI	ix
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xvii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah	3
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Tujuan Penelitian.....	4
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA	7
2.1 Kendaraan Listrik Roda Tiga	7
2.2 Desain Kendaraan.....	8
2.3 Penempatan Dan Faktor Beban	11
2.4 <i>Finite Element Analysis</i>	15
2.5 <i>Strain Energy Density</i>	19
2.6 Struktur Dinamis	21
2.7 Modifikasi Struktural sebagai Aplikasi Analisa Modal	26
2.8 Getaran Acak	30
2.9 Penelitian Terkait.....	31
2.9.1 Desain multi material untuk struktur bodi kendaraan	31
2.9.2 Analisa struktural dan modal rangka skuter untuk peningkatan desain ...	33
2.9.3 Desain perilaku dinamis berdasarkan <i>mode shape tracing</i>	34
2.9.4 Evaluasi harmonik frekuensi sasis kendaraan dengan analisa modal.....	35
2.9.5 Metode untuk menggeser natural frekuensi sistem dinamis ke nilai yang diinginkan dengan modifikasi massa terkonsentrasi	37

2.9.6 Penilaian kesesuaian permukaan profil jalan untuk simulasi.....	40
2.9.7 Analisa normal frekuensi dari sasis kendaraan dan optimasi desain	41
2.9.8 Penerapan energi regangan pada optimasi mode BIW	43
2.9.9 Analisis statis dan dinamis dari faktor-faktor yang mempengaruhi umur kelelahan struktur sasis truk.....	46
BAB 3 METODOLOGI	49
3.1 Metodologi Penelitian	49
3.2 Studi Literatur	51
3.3 Parameter dan Desain.....	52
3.4 <i>Meshing</i>	60
3.5 Analisa Struktur Statis	65
3.6 Analisa Modal.....	67
3.7 Analisa Getaran Acak	73
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN	84
4.1 Simulasi Struktur Statis.....	84
4.2 Simulasi Struktur Dinamis.....	86
4.3 Modifikasi Struktur 1	88
4.4 Simulasi Struktur Statis Modifikasi 1	97
4.5 Simulasi Struktur Dinamis Modifikasi 1	100
4.6 Modifikasi Struktur 2.....	104
4.7 <i>Detail Engineering Design</i>	111
4.7.1 <i>Long Members</i>	112
4.7.2 <i>Trust Members</i>	112
4.7.3 <i>Cross Members</i>	113
4.7.4 Tempat Kemudi dan Pengemudi.....	115
4.7.5 Dudukan Kemudi	119
BAB 5 KESIMPULAN DAN SARAN	125
4.1 Kesimpulan	125
4.2 Saran	127
DAFTAR PUSTAKA	129
BIOGRAFI PENULIS.....	132

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Konfigurasi kendaraan listrik roda tiga	8
Gambar 2.2 Penetapan desain.....	9
Gambar 2.3 Segitiga ergonomis	10
Gambar 2.4 Komponen tegangan positif pada titik Q	12
Gambar 2.5 S-N kurva pada material	14
Gambar 2.6 Elemen garis dua titik (digunakan untuk mewakili elemen balok) dan elemen garis orde tinggi	16
Gambar 2.7 Elemen dua dimensi sederhana dengan titik nodal (digunakan untuk mewakili tegangan/regangan bidang) dan elemen dua dimensi orde tinggi dengan nodal disepanjang tepinya	16
Gambar 2.8 Elemen tiga dimensi sederhana (digunakan untuk mewakili keadaan tegangan tiga dimensi) dan elemen tiga dimensi orde tinggi dengan nodal disepanjang tepinya	17
Gambar 2.9 Diagram perpindahan beban	19
Gambar 2.10 SDOF (a) Keseimbangan gaya (b) Respon defleksi	23
Gambar 2.11 Struktur dengan modifikasi pegas tunggal	29
Gambar 2.12 Struktur rangka 2-D dengan modifikasi massa.....	29
Gambar 2.13 Dua kantilever yang dihubungkan dengan modifikasi kekakuan ...	29
Gambar 2.14 Bagian dari struktur dengan luas penampang lingkaran.....	30
Gambar 2.15 Produksi komponen bodi	32
Gambar 2.16 Komponen dan rakitan bodi multi material	33
Gambar 2.17 Hasil Struktur statis dengan ketebalan profil 2 mm dan analisa modal pada <i>shape mode</i> pertama	34
Gambar 2.18 <i>Mode shape</i> 14 sepeda motor ditelusuri dari perakitan ke komponen	35
Gambar 2.19 Respons harmonik	36
Gambar 2.20 FFT analyzer	37
Gambar 2.21 Enam DOF sistem massa pegas	38
Gambar 2.22 Natural frekuensi sistem asli dan modifikasi.....	39
Gambar 2.23 <i>White noise filtration</i>	40

Gambar 2.24 Profil jalan yang disimulasikan menggunakan filtrasi <i>white noise</i>	40
Gambar 2.25 Profil jalan dalam domain spasial menggunakan metode sinusoidal	41
Gambar 2.26 Kerapatan energi regangan dan tegangan maksimal.....	42
Gambar 2.27 Komponen yang dimodifikasi.....	42
Gambar 2.28 Mode getar BIW.....	44
Gambar 2.29 Distribusi energi regangan.....	45
Gambar 2.30 <i>Join structure</i> yang tumpang tindih.....	45
Gambar 2.31 Hasil optimasi struktur.....	46
Gambar 2.32 Model 3D dan simulink sasis kendaraan.....	46
Gambar 2.33 Beban dinamis pada sasis.....	47
Gambar 2.34 Tegangan dan deformasi sasis pada analisa statis.....	48
Gambar 2.35 Tegangan pada analisa dinamis.....	48
Gambar 3.1 Diagram alur penelitian.....	51
Gambar 3.2 Dimensi kendaraan listrik roda tiga tampak samping.....	54
Gambar 3.3 Dimensi kendaraan listrik roda tiga tampak atas.....	55
Gambar 3.4 <i>Long Members</i>	56
Gambar 3.5 <i>Cross Members</i>	57
Gambar 3.6 <i>Trust Members</i>	57
Gambar 3.7 Tempat modul elektrik, kemudi dan pengemudi.....	58
Gambar 3.8 Dudukan kemudi.....	58
Gambar 3.9 Desain kendaraan listrik roda tiga.....	59
Gambar 3.10 Spektrum metrik <i>mesh skewness</i> dan <i>orthogonal quality</i>	61
Gambar 3.11 <i>Skewness global mesh</i>	61
Gambar 3.12 <i>Orthogonal quality global mesh</i>	62
Gambar 3.13 <i>Default global mesh</i>	62
Gambar 3.14 Lokal <i>mesh</i>	63
Gambar 3.15 Grafik uji konvergensi <i>mesh</i>	64
Gambar 3.16 <i>Contact region</i>	66
Gambar 3.17 <i>Boundary conditions static structural</i>	66
Gambar 3.18 <i>Boundary conditions modal</i>	68

Gambar 3.19 Kontur modal mode pertama	69
Gambar 3.20 Kontur modal strain energy density pada dudukan kemudi	70
Gambar 3.21 FRF deformasi pada koordinat X	71
Gambar 3.22 FRF deformasi pada koordinat Y	71
Gambar 3.23 FRF deformasi pada koordinat Z.....	71
Gambar 3.24 Simulai kekerasan jalan pada roda depan dan belakang.....	73
Gambar 3.25 Profil jalan tipe A.....	74
Gambar 3.26 Satu sisi spektrum magnitudo	74
Gambar 3.27 PSD	75
Gambar 3.28 Model dinamis kendaraan.....	76
Gambar 3.29 <i>Free Body diagram</i> kendaraan.....	77
Gambar 3.30 Block diagram simulink kendaraan	78
Gambar 3.31 Beban dinamis kendaraan	80
Gambar 3.32 Profil jalan tipe A pada masing-masing roda	80
Gambar 3.33 PSD model dinamis kendaraan.....	81
Gambar 3.34 <i>Boundary condition random vibration</i>	81
Gambar 4.1 (a) Tanpa beban, (b) <i>Overloading</i> dan (c) Beban normal.....	84
Gambar 4.2 <i>Factor of safety static structural</i>	84
Gambar 4.3 Deformasi sasis pada beban dinamis Grade A	86
Gambar 4.4 Tegangan sasis pada beban dinamis Grade A.....	86
Gambar 4.5 <i>Minimum fatigue life grade A</i> beban 200 Kg.....	87
Gambar 4.6 Pengaturan kerapatan energi regangan	89
Gambar 4.7 Mode getar 1	90
Gambar 4.8 Mode getar 2	90
Gambar 4.9 Mode getar 3	91
Gambar 4.10 Mode getar 5	91
Gambar 4.11 Mode getar 6	92
Gambar 4.12 Mode getar 7	92
Gambar 4.13 <i>Cross members</i> depan modifikasi.....	93
Gambar 4.14 Komponen tambahan penompang kargo	94
Gambar 4.15 <i>Trust members</i> modifikasi	94
Gambar 4.16 Modifikasi kasus mode getar	95

Gambar 4.17 Struktur kendaraan baru	95
Gambar 4.18 Deformasi statis struktur sasis modifikasi 1.....	97
Gambar 4.19 Tegangan maksimal statis struktur sasis modifikasi 1	98
Gambar 4.20 <i>Factor of safety static structural</i> modifikasi 1	99
Gambar 4.21 Deformasi sasis dinamis modifikasi 1 pada beban dinamis Grade A	101
Gambar 4.22 Volkswagen <i>cargo bike</i>	102
Gambar 4.23 Tegangan sasis dinamis modifikasi 1 pada beban dinamis Grade A	102
Gambar 4.24 <i>Fatigue life</i> sasis dinamis modifikasi 1 pada beban dinamis Grade A	103
Gambar 4.25 Komponen dudukan kemudi sebelum dan sesudah dimodifikasi	103
Gambar 4.26 Komponen tambahan alas kargo sebelum dan sesudah dimodifikasi	104
Gambar 4.27 Deformasi statis struktur sasis modifikasi 2.....	105
Gambar 4.28 Tegangan statis struktur sasis modifikasi 2.....	106
Gambar 4.29 FOS struktur sasis modifikasi 2	106
Gambar 4.30 Pengujian statis struktural kendaraan.....	107
Gambar 4.31 Deformasi dinamis struktur sasis modifikasi 2	108
Gambar 4.32 Tegangan dinamis struktur sasis modifikasi 2	108
Gambar 4.33 <i>Life cycle</i> struktur sasis modifikasi 2	109
Gambar 4.34 Pengujian dinamis struktural kendaraan	109
Gambar 4.35 Kendaraan listrik roda tiga	110
Gambar 4.36 DED <i>long members</i>	111
Gambar 4.37 DED <i>trust members</i>	112
Gambar 4.38 DED <i>cross members</i>	113
Gambar 4.39 Posisi <i>cross members</i>	113
Gambar 4.40 Perincian tempat kemudi dan pengemudi	114
Gambar 4.41 DED plat pada tempat kemudi dan pengemudi.....	115
Gambar 4.42 DED pipa pada tempat kemudi dan pengemudi.....	116
Gambar 4.43 DED pejal pada tempat kemudi	117

Gambar 4.44 DED tempat kemudi dan pengemudi.....	117
Gambar 4.45 Roda dan kemudi kendaraan.....	118
Gambar 4.46 DED dudukan kemudi	119
Gambar 4.47 DED komponen lain pada dudukan kemudi.....	119
Gambar 4.48 DED <i>battery pack</i>	120
Gambar 4.49 DED alas kargo.....	121
Gambar 4.50 Modul elektrik dan lain-lain	121
Gambar 4.51 Posisi modul elektrik	122
Gambar 4.52 DED kendaraan listrik	122
Gambar 4.53 Baut untuk perakitan kendaraan	123

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Klasifikasi jalan.....	30
Tabel 2.2 Frekuensi dan nilai deformasi maksimum untuk mode yang berbeda	36
Tabel 2.3 Natural frekuensi sistem massa pegas	38
Tabel 2.4 Menggeser dua natural frekuensi	39
Tabel 2.5 Natural frekuensi sitap mode, tegangan dan kerapatan energi regangan	42
Tabel 2.6 Modifikasi ketebalan	43
Tabel 2.7 Natural frekuensi sitap mode, tegangan dan kerapatan energi regangan struktur modifikasi	43
Tabel 2.8 Mode getar dan natural frekuensi	44
Tabel 3.1 Proses teknis tahap desain	53
Tabel 3.2 Kebutuhan beban	54
Tabel 3.3 Parameter kendaraan listrik roda tiga	55
Tabel 3.4 Properti material 6061 T6.....	59
Tabel 3.5 Properti material 6063 T5.....	60
Tabel 3.6 Data iterasi <i>mesh</i>	64
Tabel 3.7 <i>Boundary conditions</i>	67
Tabel 3.8 Faktor partisipasi	68
Tabel 3.9 Properti simulasi PSD	73
Tabel 3.10 Properti simulasi simulink.....	79
Tabel 4.1 Simulasi struktur statis	83
Tabel 4.2 Simulasi struktur dinamis.....	85
Tabel 4.3 Ratio faktor partisipasi	88
Tabel 4.4 Natural frekuensi dan kerapatan energi regangan original struktur.....	93
Tabel 4.5 Simulasi struktur statis sasis modifikasi.....	96
Tabel 4.6 Faktor partisipasi sasis modifikasi	99
Tabel 4.7 Ratio faktor partisipasi sasis modifikasi.....	100
Tabel 4.8 Simulasi struktur dinamis sasis modifikasi	101
Tabel 4.9 Properti material tropical mohogany wood.....	104

Tabel 4.10 Baut dan penggunaanya 123

BAB 1

PENDAHULUAN

Pada bab ini dijelaskan mengenai hal-hal yang melatarbelakangi pembuatan tesis, rumusan masalah yang digunakan untuk menyelesaikan tesis, batasan masalah pada tesis, tujuan dan manfaat.

1.1 Latar Belakang

Konsep logistik kota dalam kajian *urban delivery means* (UDM) berkaitan dengan strategi mobilitas barang perkotaan dalam hal pengiriman barang telah menjadi rutinitas masyarakat perkotaan hari ini. Tantangan *Last mile logistics* (LML) mempertimbangkan aspek digitalisasi logistik dan teknologi otomasi dipasar negara berkembang. Dengan pertumbuhan *internet shopping* atau *home delivery* berdampak pada statistik transportasi perkotaan. Pesatnya pertumbuhan urbanisasi mengakibatkan peningkatan pendapatan, pengembangan infrastruktur dan perencanaan transportasi yang memadai tidak dapat mengimbangi kepemilikan kendaraan. Pemilihan moda transportasi tersebut dilihat pada faktor sosio-ekonomi, seperti biaya, pendapatan, kemudahan, ketersediaan, fleksibilitas moda, serta pola perjalanan masyarakat. Tingginya pemakaian sepeda motor merupakan refleksi pemilihan moda transportasi yang dilakukan oleh masyarakat dengan berbagai moda yang ada. Dalam beberapa tahun terakhir telah menjadi periode perubahan dramatis pada *e-commerce*. Pertumbuhan layanan yang semakin komperhensif menyebabkan perubahan pola arus angkutan perkotaan dan pergerakan kendaraan. Layanan baru ini cenderung menjadi yang terdepan dalam penerepan teknologi. Disisi lain perusahaan mempertimbangkan adopsi kendaraan bahan bakar alternatif dan beberapa diantaranya didasarkan pada motif seperti tanggung jawab sosial perusahaan (Comi, A., & Savchenko, L., 2021).

Desain kendaraan dapat secara ringkas digambarkan sebagai kotak muatan, kabin atau bagasi dengan sistem suspensi pada roda yang digerakkan oleh mesin. Deskripsi ini berinteraksi terhadap manusia sebagai pengemudi maupun penumpang, jalan sebagai kontak dengan roda dan lingkungan seperti angin, suhu,

tekanan, rintangan dan pejalan kaki. Model kendaraan tergantung pada strukturnya (Crolla, D., 2009). Penilaian kinerja struktur sasis kendaraan berkaitan dengan kekuatan dan kekakuannya untuk mencapai tingkat yang cukup dengan massa sesedikit mungkin. Dalam segi otomotif, proses ini menjelaskan dimensi geometris, tata letak spasial komponen dan agregat di dalam kendaraan dengan menggunakan representasi grafis untuk mempertimbangkan kondisi batas terkait desain yang diturunkan dari spesifikasi kendaraan yang diinginkan. Kinerja struktur sasis kendaraan dirancang mampu menahan beban yang diberikan mencakup semua sub komponen kendaraan. Jalur beban dalam struktur sasis disesuaikan dengan identifikasi komponen dan kebutuhan pembebanan. Sedangkan implementasi elemen rangka digunakan seleksi material dan komponen dengan metode elemen hingga untuk menghitung kemampuan kendaraan menangani perpindahan kondisi pembebanan pada struktur sasis kendaraan sebagai rangka ruang (Stadler, S., *et al.*, 2013). Dengan cara ini proses perencanaan dan penyesuaian fungsional dan karakteristik struktural kendaraan secara keseluruhan bekerjasama dengan disiplin ilmu yang menangani. Kebutuhan ruang yang ditargetkan meliputi sebuah keranjang besar yang digunakan sebagai tempat untuk mengangkut barang atau penumpang serta ruang yang cukup untuk seorang pengemudi mengoperasikan kendaraan. Definisi dimensi kendaraan menggunakan sebuah sepeda motor dengan alasan bahwa sepeda motor mempunyai fleksibilitas lebih baik dibandingkan sebuah mobil pada area perkotaan. Motor penggerak menggunakan *Brushless Direct Current* (BLDC) tipe *in-wheel* dibuat sekompatibel mungkin dengan dimensi yang ada. Berbagai kondisi batas mempengaruhi secara signifikan seluruh tahapan konsep. Kondisi ini meliputi dimensi geometris, karakteristik serta fungsional struktur sasis kendaraan terkait dengan masalah pada tata letak posisi tempat duduk, jumlah penumpang dan penataan ruang kargo.

Tujuan utama pengembangan konsep moda transportasi perkotaan adalah untuk memastikan kelayakan mengenai operasional moda transportasi dalam kota dari konsep kendaraan lengkap yang sesuai dan kompetitif bagi konsumen. Melalui Pusat Unggulan Iptek Sistem dan Kontrol Otomotif (PUI-SKO) Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) menggalakkan perkembangan kendaraan listrik sebagai motivasi kepada banyak pihak untuk ikut berpartisipasi menciptakan kendaraan

berpenggerak listrik. Sebagai kontribusi dalam pengembangan konsep tersebut, maka diuraikan beberapa konsep kendaraan dengan dimensi utama yang ditentukan dengan mempertimbangkan aspek geometris dan fungsional dalam kondisi batas, jalur beban dalam struktur sasis dan perpindahan akibat kondisi pembebanan.

Pada tesis ini prosedur desain untuk meningkatkan kerja struktur sasis dalam level komponen dikembangkan dan direpresentasikan dalam satu model 3D CAD. Moda transportasi yang diinginkan mempunyai fleksibilitas yang baik dalam wilayah lalu lintas yang padat pada perkotaan. Selain itu, moda transportasi mempunyai kapasitas angkut barang atau penumpang. Dengan menggunakan bahan bakar alternatif seperti motor listrik sebagai penggerak pada kendaraan yang rendah emisi dan tidak menghasilkan gas beracun pada pengoperasiannya.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latarbelakang diatas, maka dapat diambil beberapa rumusan masalah yang dibahas dalam penelitian tesis, diantaranya:

1. Bagaimana merancang struktur sasis kendaraan listrik roda tiga untuk transportasi barang dalam wilayah kota.
2. Bagaimana deformasi dan tegangan struktur sasis kendaraan ketika diterapkan beban statis dan dinamis dari kekasaran profil jalan ISO 8608.
3. Bagaimana frekuensi natural dan mode getar struktur sasis kendaraan.
4. Apa saja modifikasi struktur yang dilakukan untuk meningkatkan kekuatan struktur sasis kendaraan.
5. Apakah struktur sasis memiliki *factor of safety* dan *life cycle* yang cukup untuk dioperasikan sebagai kendaraan transportasi barang dalam wilayah kota.

1.3 Batasan Masalah

Pada pengerjaan desain kendaraan listrik roda tiga dan pembentukan strukturnya ini memiliki beberapa batasan, diantaranya:

1. Dimensi kendaraan berdasarkan sebuah sepeda dengan kotak muatan terletak dibagian depan, modul elektrik, motor penggerak, sistem kemudi dan pengendara.

2. Pembebanan statis diperoleh dari kargo, modul elektrik, dan pengendara.
3. Pembebanan dinamis dari kekasaran profil jalan ISO 8608 diterapkan pada roda depan dan belakang.
4. Koneksi pada tiap komponen tidak diperhatikan dan dianggap rigid.
5. Modifikasi desain pada sumbu koordinat XYZ sedangkan uji struktur dinamis hanya pada sumbu koordinat Y.
6. Analisa dinamis hanya pada sumbu koordinat XYZ dan *pitching* dari tiap roda. Tidak memperhatikan efek *rolling* pada kendaraan.

1.4 Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Merancang struktur sasis kendaraan listrik roda tiga.
2. Menganalisa kekuatan struktur sasis akibat pembebanan statis dan dinamis.
3. Mengetahui frekuensi natural dan mode getar dari struktur sasis.
4. Memperbaiki desain struktur pada bagian yang mengalami tegangan maksimal.
5. Membuat *detail engineering design* yang siap difabrikasi dibengkel.

1.5 Kontribusi Penelitian

Melalui penelitian ini dihasilkan desain struktur sasis kendaraan listrik roda tiga dengan peningkatan desain berdasarkan kekuatannya. Sehingga mampu membawa beban seberat 320 kg dengan berat kendaraan 13.3 kg. Struktur kendaraan menggunakan material aluminium dengan tipe penggerak *in-wheel drive*. Pada rincian sasis kendaraan digunakan model struktur *trust members* untuk menopang berat kargo dan struktur *long members* sebagai sasis utama yang dihubungkan dengan *cross members*. Konfigurasi tersebut biasa diterapkan pada konstruksi jembatan atau kereta api. Sedangkan pada tempat pengemudi diadaptasi dari skuter matik yang ada dipasaran dan untuk struktur penopang roda depan menggunakan model struktur mobil yang biasa digunakan dalam kontes mobil listrik Indonesia. Model struktur ini belum diadaptasi kedalam desain kendaraan kecil bertipe angkutan dengan tiga roda. Sehingga melalui penelitian ini dihasilkan

konfigurasi desain kendaraan yang baru berdasarkan model komponen pembentuknya.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 2

KAJIAN PUSTAKA

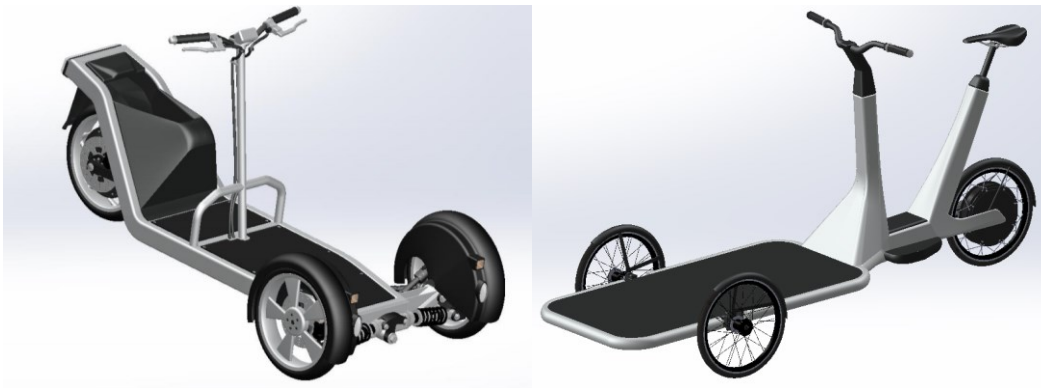
Penilaian kinerja struktur sasis kendaraan berkaitan dengan kekuatan dan kekakuannya untuk mencapai tingkat yang cukup dengan massa sesedikit mungkin. Kinerja struktur sasis kendaraan dirancang mampu menahan beban yang diberikan mencakup semua sub komponen kendaraan. Perancangan struktur sasis kendaraan mempertimbangkan frekuensi kerja kendaraan, sehingga sistem dapat terhindar dari getaran yang berlebihan. Kemudian, pembentukan konsep desain mulai dikembangkan dan disempurnakan. Persyaratan struktural berkaitan dengan kerja sistem pada kondisi beban statis dan dinamis. Hal ini berguna untuk mengkategorikan deformasi yang diijinkan. Dalam kategori kekuatan menunjukkan bahwa tidak ada bagian dari struktur sasis yang kehilangan fungsi ketika memperoleh beban dari jalan. Hilangnya fungsi dapat disebabkan oleh kelebihan beban sesaat karena kasus beban ekstrim atau kelelahan material. Hal tersebut dikarenakan tegangan berlebihan pada komponen di luar batas elastis, tekanan atau bergesernya benda yang mengakibatkan menekuknya komponen dan kegagalan pada sambungan antar komponen. Kekuatan bisa didefinisikan sebagai gaya maksimum yang dapat ditahan oleh struktur sasis. Kategori kekakuan ditandai dari perilaku getarannya. Dengan memastikan bahwa defleksi akibat beban ekstrim tidak terlalu besar sehingga mengganggu fungsi kendaraan, seperti memodifikasi desain kendaraan. Karena keakuan yang rendah dapat menyebabkan getaran yang tidak dapat diterima struktur sasis (Malen, D. E., 2011). Pada bab ini dijelaskan mengenai teori pendukung yang digunakan untuk merancang struktur sasis kendaraan serta penelitian terkait yang berhubungan dengan tesis.

2.1 Kendaraan Listrik Roda Tiga

E-mobilitas pada pergerakan barang merupakan peluang besar untuk secara drastis mengurangi emisi polusi di wilayah perkotaan. Sistem logistik kota berdasarkan kendaraan listrik roda tiga dapat mengungguli banyak kendaraan lain dalam hal fleksibilitas dengan kapasitas beban yang dibawa lebih banyak mampu menempuh perjalanan jarak jauh, mengatasi tanjakan serta beberapa rintangan pada

jalan dengan lalu lintas padat kendaraan (Aiello, G., *et al.*, 2021). Dalam hal konfigurasi sebagai persyaratan desain awal diperlukan kepatuhan terhadap Peraturan Menteri Perhubungan (PM) Republik Indonesia Nomer 65 tahun 2020 tentang Konversi Sepeda Motor Penggerak Motor Bakar Menjadi Sepeda Motor Listrik Berbasis Baterai sebagai berikut :

- Daya motor listrik konversi paling tinggi 4 kilowatt
- Kendaraan beroda tiga tanpa rumah-rumah
- Roda dipasang simetris terhadap bidang tengah arah memanjang
- Memiliki jumlah berat yang diperbolehkan maksimum 400 kilogram



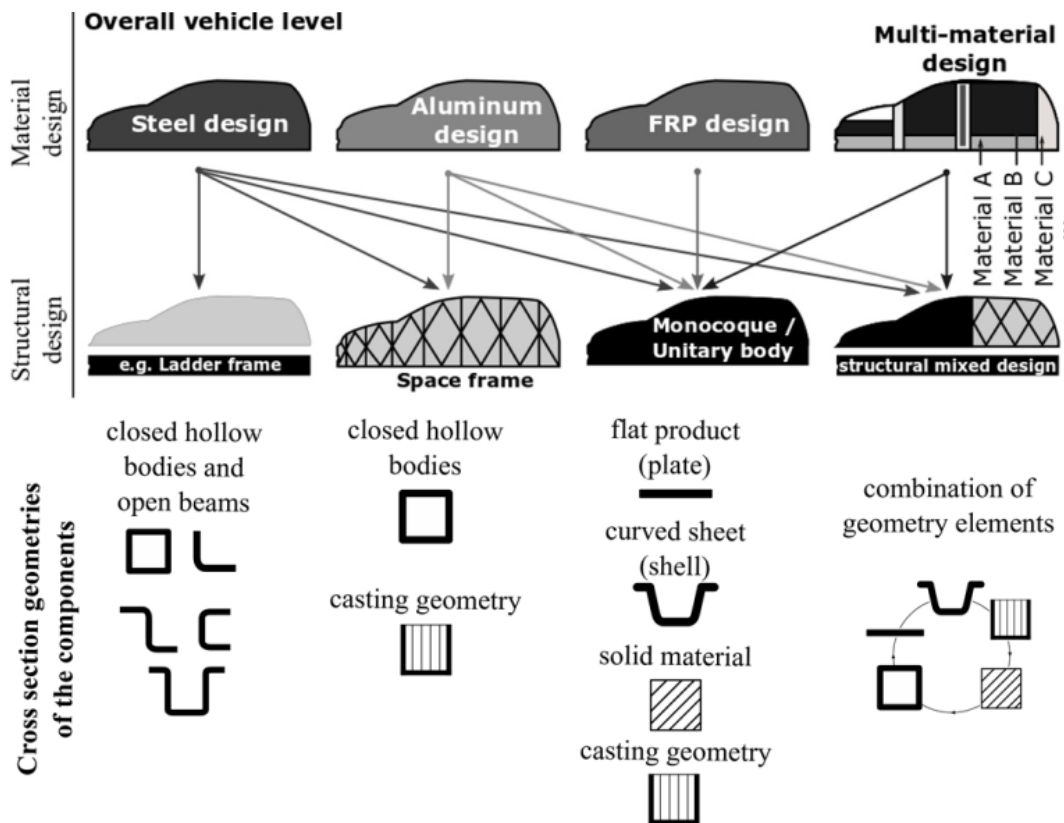
Gambar 2.1 Konfigurasi kendaraan listrik roda tiga

Selain memenuhi persyaratan tersebut, parameter desain lainnya mempengaruhi kinerja kendaraan secara signifikan. Desain yang diusulkan merupakan kendaraan beroda tiga dengan suspensi independen. Sebuah ruang untuk kargo didepan dengan penggerak roda belakang dan profile *hollow* sebagai rangka utamanya.

2.2 Desain Kendaraan

Desain kendaraan berpengaruh terhadap kinerja kendaraan secara keseluruhan dengan fungsinya untuk menopang beban terpasang termasuk pengendara dan muatan, memastikan kemampuan kendaraan pada analisis statis, dinamis atau modal. Sehingga kendaraan bisa beroperasi tanpa kendala dalam strukturnya. Desain bodi dapat dilihat dari segi struktur sasis, komponen dan

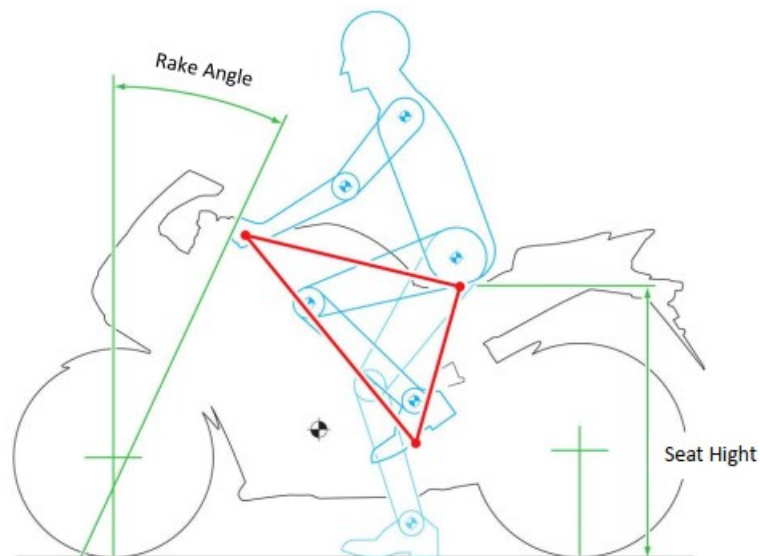
material bisa dilihat pada Gambar 2.2. Pada desain pertama diklasifikasikan sebagai material desain dengan bahan baja, aluminium, *Fiber Reinforced Plastic* (FRP) dan multi material dengan konfigurasi yang ditunjukkan dengan arah panah untuk pembentukan strukturnya (Altach, J., *et al.*, 2019).



Gambar 2.2 Penetapan desain

Kualifikasi struktur sasis kendaraan digunakan pada tahap desain konseptual untuk penyesuaian dengan frekuensi kerjanya. Hal ini diperlukan untuk melihat frekuensi natural struktur sasis, sehingga variasi atau perbaikan desain bisa dilakukan dengan tujuan menghindari getaran berlebihan yang bisa merusak struktur sasis. Pada tahap memodelkan kendaraan. Diterapkan referensi geometri pertama yang memberikan parameter untuk postur pengemudi adalah segitiga ergonomis. Untuk mengatur parameter ini seperti yang diusulkan (Maioglou, D., 2017) bahwa ketika pusat massa dipindahkan kedepan, memperpendek jarak sumbu roda, menajamkan sudut rake garpu dan memperpendek jarak trail roda depan dari

desain sepeda motor listrik yang ada dipasaran, agar persepsi kenyamanan berkendara yang lebih baik tercapai. Namun faktor tersebut memiliki efek dalam stabilitas sepeda motor dengan gaya yang berbeda. Segitiga ergonomis tergantung pada gaya berkendara yang diinginkan. Seperti sport untuk balap, menjelajah dengan kecepatan normal atau bergerak melalui lalu lintas dengan kecepatan rendah. Penempatan paket baterai yang berat sangat penting karena menentukan pusat massa kendaraan.



Gambar 2.3 Segitiga ergonomis

Jarak antara titik-titik dan sudut garis berhubungan dengan garis horizontal mempengaruhi kenyamanan berkendara. Sepeda motor *touring* yang dikendarai dalam waktu lama harus memiliki posisi tegak untuk menghindari nyeri pada persendian dan punggung serta mengurangi tekanan pada tangan. Sedangkan untuk sepeda balap performa lebih diutamakan daripada kenyamanan sehingga untuk mengurangi hambatan udara diperlukan posisi yang lebih agresif, dengan tubuh berjongkok diatas sepeda dan pedal kaki ditarik keatas sehingga ketika berada ditikungan tidak ada yang menggores aspal atau menyebabkan jatuh. Solusi terbaik karena tidak ada ukuran dan posisi yang tetap adalah memberikan kemampuan berkendara berada diposisinya dengan tetap memperhatikan suku cadang yang ada yang dapat disesuaikan dengan tiga titik segitiga ergonomis.

Faktor penting adalah :

- Posisi setang atau *handlebar*
- Kemiringan garpu
- Lebar setang. Lebih lebar berarti lebih mudah untuk dikemudikan dengan sedikit usaha namun juga berarti lebih banyak hambatan udara dan faktor paparan lain
- Tinggi sadel
- Tinggi pijakan kaki
- Jarak antara pedal kaki dan sadel

Hal yang sama berlaku pada kendaraan jenis angkutan barang dimana barang yang diangkut tetap terjaga diatas kendaraan tanpa mengganggu kemampuan pengendara untuk mengemudi (Maioglou, D., 2017).

2.3 Penempatan Dan Faktor Beban

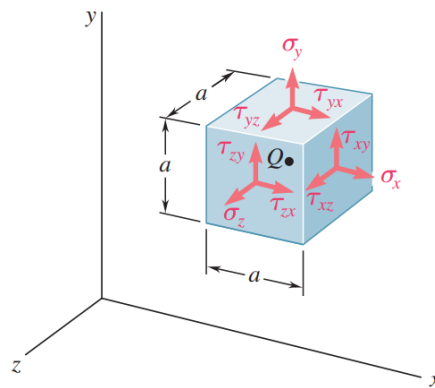
Perancang kendaraan perlu mengetahui beban yang paling buruk atau paling merusak yang mungkin menimpa struktur sasis. Hal tersebut dilakukan untuk memastikan bahwa struktur tidak gagal ketika kendaraan sedang beroperasi karena kelebihan beban sesaat. Pada tahap desain berfokus pada kekuatan. Asumsi yang umum digunakan adalah jika struktur dapat menahan beban terburuk yang mungkin dihadapi, maka struktur tersebut kemungkinan memiliki kekuatan fatik yang cukup.

Aspek penting dari analisa dan desain struktur berkaitan dengan deformasi yang disebabkan oleh beban yang diterapkan pada struktur. Gaya didistribusikan secara seragam menggunakan gaya per satuan luas atau bisa disebut tegangan dinotasikan dengan σ . Tegangan pada anggota area *cross-sectional* A yang mengalami beban aksial P diperoleh dengan:

$$\sigma = \frac{P}{A} \tag{2.1}$$

Sedangkan konsep regangan ϵ diperkenalkan dengan bertambahnya panjang L pada sebuah batang atau bisa disebut *elongation* δ . Sehingga nilai ϵ merupakan hasil dari δ/L . Tanda positif menunjukkan tegangan tarik (member in tension), dan tanda negatif menunjukkan tegangan tekan (member in compression). Gaya yang diarahkan sepanjang *member* dijelaskan sebagai tegangan normal yang

berada pada axial *load*. Jenis tegangan yang berbeda diperoleh ketika gaya transversal diterapkan pada struktur yang bersinggungan dengan gaya internal atau disebut gaya geser dinotasikan sebagai τ . Tegangan geser umumnya ditemukan pada baut, pin dan paku keling yang digunakan untuk menyambung komponen struktur. Sebagian besar anggota struktural berada dalam kondisi pembebanan yang lebih rumit. Untuk memahami kondisi tegangan dibuat beban melalui titik Q. Komponen tegangan ditunjukkan oleh σ_x , σ_y , dan σ_z yang mewakili tegangan normal dan komponen tegangan geser τ_{xy} , τ_{xz} , dll. Sementara tegangan mendekati nol karena gaya yang sama bekerja berlawanan, maka elemen penting yang harus diperhatikan adalah perilaku material dibawah beban.



Gambar 2.4 Komponen tegangan positif pada titik Q

Tes khusus pada sampel bahan disiapkan untuk mengetahui perilaku material. Berbagai perubahan dimensi seperti panjang dan diameter diukur untuk mengetahui gaya terbesar yang bisa diterima struktur. Gaya terbesar disebut beban *ultimate* dinotasikan oleh P_u . Karena beban yang diterapkan adalah terpusat, beban *ultimate* dibagi dengan luas penampang untuk mendapatkan tegangan normal material atau *ultimate strength*.

$$\sigma_u = \frac{P_u}{A} \quad (2.2)$$

Beban maksimum komponen struktur dalam kondisi normal jauh lebih kecil daripada beban *ultimate*. Beban yang lebih kecil ini adalah beban yang diijinkan. Jadi, hanya sebagian kecil dari kapasitas beban *ultimate* dari komponen struktur yang digunakan ketika beban yang diijinkan diterapkan. Bagian yang

tersisa dari kapasitas beban disimpan sebagai cadangan untuk memastikan kinerjanya aman. Rasio beban *ultimate* dengan beban yang diizinkan digunakan untuk menentukan faktor keamanan. Umumnya faktor keamanan harus lebih besar dari satu untuk menghindari terjadinya kegagalan struktur.

$$Factor\ of\ safety = \frac{ultimate\ load}{allowable\ load} \quad (2.3)$$

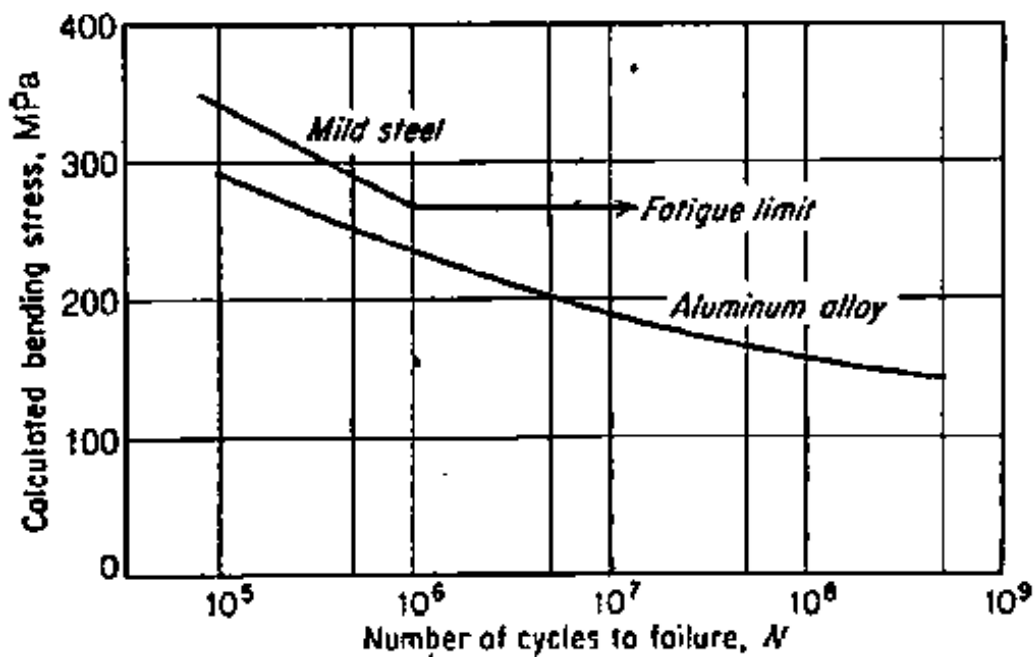
Alternatif lain dari penggunaan beban adalah tegangan. Persamaan 2.3 identik dengan hubungan linier antara beban dan tegangan. Penentuan faktor keamanan adalah jika nilai faktor keamanan terlalu kecil, kemungkinan kegagalan menjadi sangat besar. Namun jika faktor keamanan tidak perlu besar, hasilnya adalah desain yang tidak ekonomis atau nonfungsional. Pemilihan faktor keamanan membutuhkan beberapa penilaian berdasarkan beberapa pertimbangan yaitu:

- Variasi yang mungkin terjadi pada komponen. Dimensi struktur tergantung pada variasi komponen selama perancangan. Selain itu, sifat material dapat berubah atau terdeformasi selama manufaktur, penyimpanan atau pengangkutan.
- Jumlah pembebanan yang diharapkan pada umur struktur. Untuk sebagian besar material tegangan *ultimate* berkurang seiring dengan bertambahnya jumlah siklus beban. Fenomena ini dikenal sebagai kelelahan dan dapat mengakibatkan kegagalan mendadak jika diabaikan.
- Jenis pembebanan yang direncanakan dalam desain atau yang nantinya mungkin terjadi dimasa depan. Faktor keamanan yang lebih besar diperlukan untuk pembebanan dinamis.
- Jenis kegagalan. Material rapuh akan runtuh secara tiba-tiba, biasanya tanpa indikasi namun bahan ulet mengalami deformasi yang memberikan peringatan bahwa ada kelebihan beban.
- Ketidakpastian akibat metode analisis. Semua metode desain didasarkan pada asumsi penyederhanaan tertentu yang menghasilkan tegangan yang dihitung menjadi perkiraan tegangan yang sebenarnya.

- Kerusakan yang mungkin terjadi di masa depan karena pemeliharaan yang buruk atau penyebab alami yang tidak dapat dicegah. Lokasi dimana kondisi seperti korosi dan pembusukan sulit dikendalikan atau bahkan ditemukan.
- Komponen tertentu yang terintegrasi pada struktur. Penguatan anggota komponen struktur dalam banyak kasus dapat dirancang dengan faktor keamanan yang lebih rendah daripada yang digunakan untuk struktur utama (Beer, F. P., *et al.*, 2021).

Kelelahan harus dipertimbangkan dalam desain. Jumlah siklus pembebanan yang selama masa suatu komponen sangat bervariasi. Hal tersebut dikarenakan beberapa pembebanan bersifat fluktuatif.

Material yang menerima tegangan secara berulang dapat rusak atau patah pada tingkat tegangan yang lebih rendah dari tegangan yang diperlukan dalam sebuah pembebanan statis. Keadaan tersebut dikarenakan fatik. Kegagalan fatik dapat diperoleh melalui retak atau cacat secara bertahap sehingga menjalar setiap kali menerima tegangan. Perambatan retak berlangsung hingga sisa material tidak mampu menerima gaya yang bekerja dan terjadi kegagalan fatik. Dari jumlah siklus yang dialami jika ditampilkan dalam grafik *stress-number of cycle* (S-N curve) terlihat seperti pada Gambar 2.5



Gambar 2.5 S-N kurva pada material

Pada batas tegangan minimum fatik tidak akan terjadi atau bisa dikatakan terjadi siklus tak terhingga. Sedangkan dalam batas tegangan tertentu, material mengalami deformasi plastis atau *yield point* hingga mengalami *fracture* (Collins, J. A. 1993). Siklus fatik yang diterima oleh komponen diperoleh dari *stress-time* sebagai proses dari *fatigue life* pada siklus terjadinya kegagalan fatik. Dalam kenyataannya kegagalan fatik dipengaruhi oleh *surface factor*, *size factor* dan *load factor*.

2.4 *Finite Element Analysis*

Finite element analysis (FEA) merupakan metode numerik yang digunakan untuk menyelesaikan masalah teknik dengan sistem fisik seperti analisis struktural yang melibatkan pembebanan dan sifat material. FEA menghasilkan sistem persamaan aljabar secara simultan sebagai solusi. Oleh karena itu, proses pemodelannya menggunakan diskritisasi dengan membagi suatu benda ke dalam bentuk yang lebih kecil yang saling berhubungan pada titik nodal yang sama dengan dua atau lebih elemen garis. Solusi masalah struktural mengacu pada penentuan perpindahan pada setiap titik nodal dan elemen garis dengan tegangan dalam elemen pembentuk struktur ketika diberikan beban yang diterapkan. FEA menggunakan notasi matriks untuk menyederhanakan persamaan kekakuan elemen. Gaya pada nodal dinotasikan sebagai $\{F\}$ dan nodal *displacements* $\{d\}$ berhubungan dengan matriks *stiffnes* $[K]$.

$$\{F\} = [K]\{d\} \quad (2.4)$$

Terdapat tiga metode yang dapat digunakan untuk menurunkan persamaan FE dari sistem fisik meliputi : *Direct method* menggunakan kekuatan internal sebagai masalah yang tidak diketahui untuk mendapatkan persamaan yang mengatur kesetimbangan dan gaya yang berlebihan pada elemen pegas, batang uniaksial, rangka batang dan balok. Metode ini juga bisa digunakan untuk menentukan perpindahan titik nodal seperti memenuhi kondisi yang mengharuskan beberapa elemen terhubung pada titik nodal yang sama. Kemudian *energy method* menggunakan energi potensial pada bahan yang berperilaku linier-elastis. Teorema

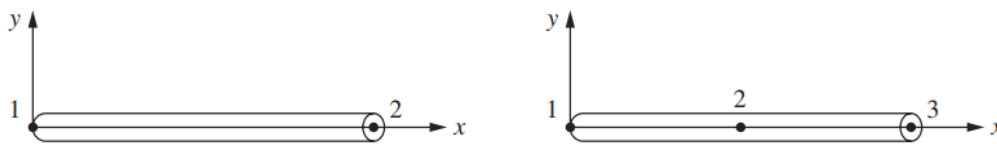
ini digunakan untuk elemen pegas, batang, balok dan bidang tiga dimensi. Metode ini juga bisa diterapkan pada kasus nonlinier yang memiliki perilaku kusus seperti panas pada sistem statis maupun dinamis. Dan yang terakhir merupakan *weight residual method* bisa diterapkan ke persamaan diferensial apapun tanpa adanya prinsip variasi. Metode ini menggunakan sifat tegangan/regangan yang diketahui untuk bahan penyusun struktur. Pada metode ini terdapat langkah-langkah yang dilakukan otomatis oleh komputer dengan mengingat analisis harus membuat keputusan mengenai pembagian struktur dan memilih tipe elemen yang digunakan.

- Langkah satu

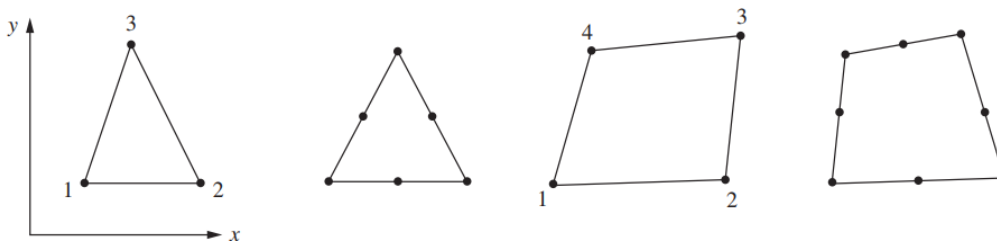
Diskritisasi dan pilih jenis elemen. Diskritisasi dilakukan dengan membuat elemen menjadi cukup kecil untuk memberikan hasil yang dapat digunakan namun cukup besar untuk mengurangi upaya komputasi. Pemilihan jenis elemen dilihat dari kesesuaiannya dengan perilaku fisik. Sehingga diperoleh jumlah total elemen.

- Langkah dua

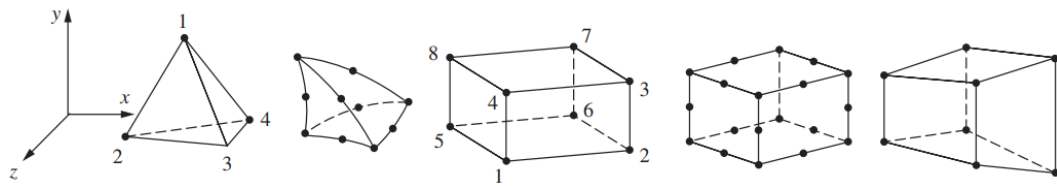
Pilih fungsi *displacement*. Formulasi FE menggunakan fungsi polinomial linier, *quadratic* dan *cubic*.



Gambar 2.6 Elemen garis dua titik (digunakan untuk mewakili elemen balok) dan elemen garis orde tinggi



Gambar 2.7 Elemen dua dimensi sederhana dengan titik nodal (digunakan untuk mewakili tegangan/regangan bidang) dan elemen dua dimensi orde tinggi dengan nodal disepanjang tepinya



Gambar 2.8 Elemen tiga dimensi sederhana (digunakan untuk mewakili keadaan tegangan tiga dimensi) dan elemen tiga dimensi orde tinggi dengan nodal disepanjang tepinya

- Langkah tiga

Menentukan hubungan *strain/displacement* dan *stress/strain* untuk menurunkan persamaan FE. Untuk kasus deformasi satu dimensi dalam arah *x* terdapat *strain* ϵ dan berhubungan dengan *displacement* *u* sebagai berikut :

$$\epsilon_x = \frac{du}{dx} \tag{2.5}$$

Perilaku material secara akurat didefinisikan sebagai hubungan tegangan/regangan. Hubungan ini diperoleh melalui hukum Hooke,

$$\sigma_x = E\epsilon_x \tag{2.6}$$

Dimana σ_x adalah *stress* dalam arah *x* dan *E* adalah *modulus of elasticity*.

- Langkah empat

Menurunkan persamaan dan elemen *stiffness* matriks. Pada setiap metode FE memiliki ekspresi yang berbeda dalam menanggapi langkah ke empat ini. Untuk *direct method stiffness* matriks dan persamaan elemen yang menghubungkan gaya nodal dengan perpindahan nodal diperoleh dengan menggunakan kondisi kesetimbangan gaya. Untuk *energy method* menggunakan prinsip energi potensial yang minimum berlaku untuk bahan yang elastis. Kemudian untuk *weight residual method* digunakan untuk mengembangkan persamaan elemen dalam bentuk matriks sebagai berikut :

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ \vdots \\ f_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & \cdots & k_{1n} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & \cdots & k_{2n} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & \cdots & k_{3n} \\ \vdots & & & & \vdots \\ k_{n1} & & & \cdots & k_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ d_3 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \tag{2.7}$$

Atau bisa ditampilkan dalam model matrix yang lebih sederhana,

$$\{f\} = [k]\{d\} \quad (2.8)$$

Dimana $\{f\}$ merupakan vektor gaya nodal elemen, $[k]$ adalah elemen *stiffness* matriks dan $\{d\}$ adalah vektor derajat kebebasan dari nodal elemen yang belum diketahui.

- Langkah lima

Merakit persamaan elemen untuk mendapatkan persamaan global dan memperkenalkan kondisi batas. Pada langkah ini persamaan keseimbangan nodal pada langkah empat digabungkan kedalam persamaan keseimbangan global ditulis dalam bentuk matriks sebagai berikut :

$$\{F\} = [K]\{d\} \quad (2.9)$$

Pada tahap ini, matriks global *stiffness* $[K]$ adalah matriks tunggal untuk menghilangkan masalah singularitas diperlukan kondisi batas sehingga struktur tetap pada tempatnya.

- Langkah enam

Menyelesaikan masalah derajat kebebasan yang tidak diketahui. Persamaan 2.9 dimodifikasi untuk memperhitungkan kondisi batas,

$$\begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ \vdots \\ F_n \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & \cdots & K_{1n} \\ K_{21} & K_{22} & \cdots & K_{2n} \\ \vdots & & & \vdots \\ K_{n1} & & \cdots & K_{nn} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_1 \\ d_2 \\ \vdots \\ d_n \end{Bmatrix} \quad (2.10)$$

- Langkah tujuh

Menyelesaikan elemen *strains* dan *stresses*. Untuk masalah analisis tegangan struktur, jumlah regangan dan tegangan sekunder (momen dan gaya geser) dapat diperoleh dalam langkah enam. Hubungan tegangan/regangan seperti pada persamaan 2.5 dan 2.6.

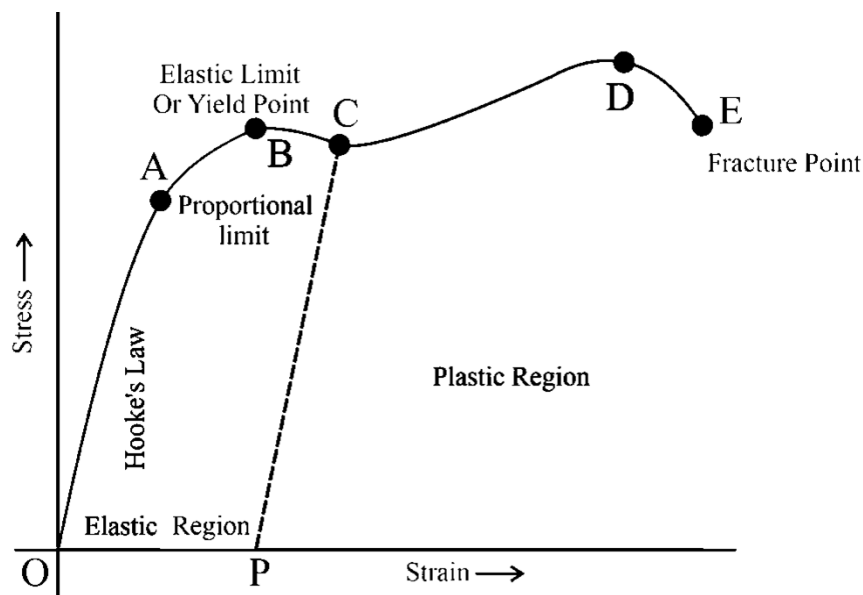
- Langkah delapan

Menginterpretasikan hasil. Tujuan akhir adalah menganalisa hasil yang digunakan dalam proses desain atau analisis. Penentuan lokasi dalam struktur dimana

deformasi dan *stresses* besar terjadi penting untuk dievaluasi dalam membuat keputusan desain atau analisis (Logan, D. L., 2016).

2.5 *Strain Energy Density*

Strain Energy Density (SED) erat hubungannya dengan hukum Hooke pada persamaan 2.6. Notasi E *modulus of elasticity* adalah rumus dari energi regangan elastis. Ketika gaya diterapkan pada sebuah benda, benda tersebut berubah bentuk. Dari Gambar 2.9 bisa dilihat bahwa wilayah antara O ke A adalah linier, sehingga nilai tegangan berbanding lurus dengan regangan. Ketika beban tidak lagi diterapkan, maka material mendapatkan dimensinya kembali dan semua energi potensial atau regangan dilepaskan. Dalam wilayah ini material berperilaku elastis.



Gambar 2.9 Diagram perpindahan beban

Di wilayah dari A ke B tegangan dan regangan menjadi tidak proporsional dengan batas titik lulus pada poin B. Jika tegangan meningkat lebih dari titik B, maka deformasi plastis akan terjadi, dan material tidak akan mencapai bentuk dan ukuran aslinya setelah pelepasan beban.

Perilaku elastis material adalah bentuk usaha dalam material menyimpan energi regangan atau energi potensial. Usaha tersebut dinyatakan dalam satuan SI dengan Joule (J) yang sama dengan satuan Newton meter (Nm). Gaya eksternal nilainya akan sama dengan energi regangan yang tersimpan. Dalam menyatakan energi regangan terdapat beberapa asumsi seperti sebuah material harus elastis, tegangan ada pada batas proporsional dan beban diterapkan secara bertahap. Bahan yang memiliki panjang L dan luas A memanjang dalam arah x . Maka,

$$\sigma_x = E \varepsilon_x \rightarrow \frac{F}{A} = E \frac{x}{L} \rightarrow F = E \frac{Ax}{L} \quad (2.11)$$

Sehingga gaya adalah variabel yang secara bertahap meningkat dengan deformasi. Ketika deformasi bekerja pada x , maka diferensialnya menjadi dW

$$dW = F \cdot ds = F \cdot dx$$

$$W = \int_0^{\Delta L} F dx$$

$$W = \int_0^{\Delta L} \frac{E Ax}{L}$$

$$W = \left[\frac{E Ax^2}{2L} \right]_0^{\Delta L} = \frac{EA(\Delta L)^2}{2L} \quad (2.12)$$

Kemudian, untuk total energi regangan (U) pada deformasi kecil adalah,

$$U = \frac{EA(\Delta L)^2}{2L}$$

$$= \frac{1}{2} \cdot \left(E \cdot \frac{\Delta L}{L} \right) \cdot AL \cdot \frac{\Delta L}{L}$$

$$= \frac{1}{2} \cdot (E \cdot \sigma) \cdot AL \cdot \sigma$$

$$= \frac{1}{2} V \sigma \varepsilon \quad \text{atau} \quad = \frac{\sigma^2}{2E} V \quad (2.13)$$

Jika energi regangan didistribusikan didalam material secara merata, maka energi regangan per satuan volume dikenal sebagai kerapatan energi regangan. Nilainya diberikan oleh,

$$U = \frac{\text{Total strain energy}}{\text{Volume of material}}$$

$$= \frac{1}{2} \sigma \varepsilon \quad \text{atau} \quad = \frac{1}{2} \cdot \frac{\sigma^2}{E} \quad (2.14)$$

Sebagian besar struktur dirancang dengan harapan bahwa material akan tetap berada dalam kisaran elastis dengan asumsi tegangan dalam material mencapai batas elastis yang diwakili oleh titik A pada Gambar 2.8. Selama beban berada di bawah nilai A, semua energi regangan dipulihkan dan tidak ada deformasi permanen. Sehingga bahan bertindak sebagai pegas elastis yang menyimpan dan melepaskan energi saat beban diterapkan dan dihilangkan (Hasan, M., & Abo Al-kibash, T. 2019).

2.6 Struktur Dinamis

Struktur dinamis merupakan kumpulan elemen sebab-akibat diantara variabel-variabelnya. Hal tersebut menjelaskan interaksi antara variabel dalam pemodelan dan analisis sistem dibanding memperlakukan elemen sebagai individu terpisah. Dalam mendeskripsikan sistem digunakan model matematis dalam bentuk persamaan sebagai dasar untuk membangun sistem dengan hukum Newton. Model dinamik diwakili oleh satu atau lebih elemen ideal sedangkan elemen yang tidak memainkan peran dominan, maka diabaikan. Dalam gerak translasi terdapat unsur *mass*, *friction*, *stiffnes* dan *lever*. Hukum elemen menghubungkan gaya eksternal dengan percepatan, kecepatan dan perpindahan posisi atau *displacement* yang terkait dengan elemen. Hukum D'Alembert mengatur ulang hukum Newton untuk laju perubahan momentum dengan massa konstan.

$$\sum_i (f_{ext})_i = M \frac{dv}{dt} \quad (2.15)$$

Dimana notasi *i* digunakan untuk semua gaya eksternal $(f_{ext})_i$ yang bekerja pada bodi (*M*). Jumlah gaya yang bekerja pada sebuah bodi sama dengan laju momentum.

$$M \frac{dv}{dt} = f \quad (2.16)$$

Gaya-gaya yang bekerja pada kecepatan relatif dan melucur dari sebuah massa dengan gesekan viskos digunakan sebagai fungsi *friction*.

$$f = B\Delta v \quad (2.17)$$

Setiap elemen mekanik yang mengalami perubahan bentuk ketika dikenai gaya merupakan bentuk dari elemen *stiffnes* (Close, C. M., *et al.*, 2001).

$$f = K\Delta x \quad (2.18)$$

Struktur sasis kendaraan adalah sistem resonansi dengan jumlah natural frekuensi yang tidak terbatas. Jika salah satu dari resonansi ini terjadi pada frekuensi yang salah, tingkat vibrasi yang terjadi bisa merusak struktur sasis. Penyelidikan perilaku vibrasi struktur dilakukan untuk menghindari bagian struktur yang tidak menginginkan vibrasi. Sistem vibrasi terdiri dari sumber energi vibrasi, jalur untuk vibrasi yang terdiri dari serangkaian sub sistem dan penerima vibrasi. Untuk sumbernya $F(\omega)$ merupakan amplitudo gaya yang diterapkan pada sistem, jalur memiliki memiliki fungsi transfer $P(\omega)$ dan untuk penerima adalah $X(\omega)$.

$$F(\omega) \left[\frac{X(\omega)}{F(\omega)} \right] = X(\omega)$$

$$F(\omega)[P(\omega)] = X(\omega) \quad (2.19)$$

Dalam hubungan diatas, jalur dianggap sebagai sub sistem tunggal yang merespon langsung dari sumber. Gaya yang diterapkan oleh sumber kemudian dilemahkan oleh suspensi $T(\omega)$ dan gaya yang dikurangi $F_T(\omega)$. Sikap ini ditulis sebagai hubungan:

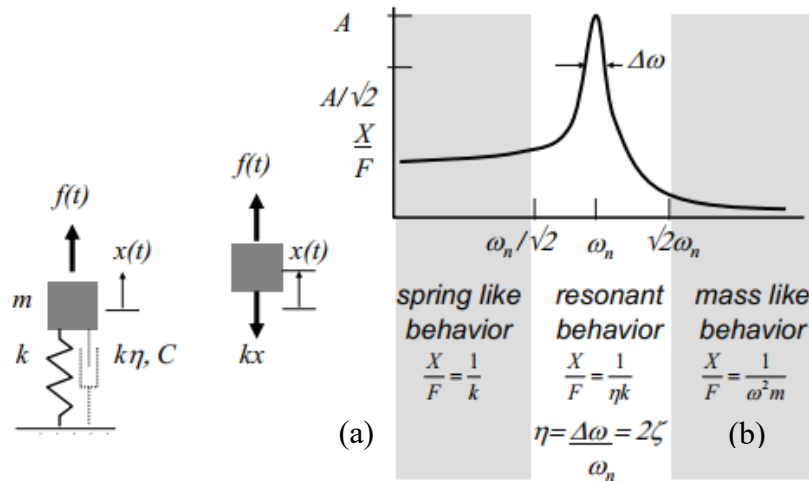
$$F(\omega) \left[\left(\frac{F_T(\omega)}{X(\omega)} \right) \left(\frac{X(\omega)}{F_T(\omega)} \right) \right] = X(\omega)$$

$$F(\omega)[T(\omega)P(\omega)] = X(\omega) \quad (2.20)$$

Tujuan dari perancangan vibrasi adalah untuk menciptakan lingkungan vibrasi yang dapat diterima oleh pengendara. Karakter umum dari kurva kriteria vibrasi berbentuk U dengan area yang paling tidak dapat ditoleransi terjadi pada kisaran 6-20 Hz. Sebagai contoh sistem respon frekuensi digunakan *single-degree-of-freedom system* (SDOF). Hanya terdapat satu koordinat yang diperlukan untuk menggambarkan gerakan berupa defleksi atau rotasi. Dengan fungsi sinusoidal diterapkan amplitudo F dan frekuensi ω .

$$f(t) = F \sin(\omega t)$$

$$x(t) = X \sin(\omega t) \quad (2.17)$$



Gambar 2.10 SDOF (a) Keseimbangan gaya (b) Respon defleksi

Persamaan gerak sistem SDOF dengan defleksi positif x :

$$\sum(\text{forces acting on } m) = m \frac{d^2x(t)}{dt^2} - c \frac{dx(t)}{dt} - kx(t)$$

$$f(t) = m\ddot{x} - c\dot{x} - kx \quad (2.21)$$

Ketika massa memiliki perpindahan dalam kondisi ini, maka asumsi $x(t) = X \sin \omega t$, tidak ada gaya yang terjadi dan nilai $c = 0$. Dimana x merupakan frekuensi osilasi dan t adalah amplitudo dengan mensubstitusikan asumsi ini pada persamaan 2.18 diperoleh.

$$-X\omega^2 m \sin \omega t + Xk \sin \omega t = 0$$

$$[-\omega^2 m + k] = 0$$

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (2.22)$$

Persamaan 2.22 merupakan natural frekuensi yang digunakan untuk menganalisis getaran bebas. Persamaan 2.23 juga bisa digunakan untuk menganalisa modal dengan asumsi tidak ada gaya yang terjadi, nilai $c = 0$ dan perpindahan berubah secara harmonik terhadap waktu. $x(t) = \bar{x} \sin(\omega t)$, $\dot{x}(t) = \omega \bar{x} \cos(\omega t)$ dan $\ddot{x}(t) = -\omega^2 \bar{x} \sin(\omega t)$ dimana vektor \bar{x} adalah amplitudo dari perpindahan nodal. Analisis modal digeneralisasikan dalam *eigenvalue problem* (EVP) (Malen, D. E., 2011).

$$[k - \omega_i^2 m] \bar{u}_i = 0 \quad (2.23)$$

ω_i^2 adalah adalah polinomial orde ke- n , dengan solusi nilai eigen $i = 1, 2, \dots, n$ dan \bar{u}_i adalah nilai *normal modes* atau *mode shape* dengan $i = 1, 2, \dots, n$. Analisa modal mewakili perilaku diwilayah resonansi dan seluruh parameter bisa ditentukan dengan eksperimen sehingga kinerja dari struktur sasis kendaraan bisa dicapai dengan meminimalkan tingkat getaran yang tidak diinginkan (Chen, X., & Liu, Y. 2018). Analisis modal adalah proses menentukan karakteristik dinamis yang melekat pada suatu sistem dalam bentuk natural frekuensi dan bentuk mode. Sedangkan tingkat partisipasi setiap mode ditentukan oleh bentuk sistem. Pengujian analisa modal ditetapkan dengan hubungan antara respon getaran disuatu lokasi dengan menambahkan suatu eksitasi. Hubungan ini biasa disebut sebagai *Frequency Respon Function* (FRF). Dalam FRF respon impuls suatu struktur dapat diukur pada satu lokasi. Data dari analisa modal dapat digunakan sebagai analisa suatu sistem. Berikut beberapa aplikasi analisa modal:

- *Troubleshooting*

Analisa modal bisa digunakan untuk mendapatkan informasi tentang struktur yang bermasalah. Pemecahan masalah bergantung pada natural frekuensi, mode getar dan hasil FRF untuk meninjau lokasi sistem.

- Korelasi sistem dinamis dan metode FEA

Sistem dinamis sepenuhnya mengandalkan metode FEA. Dalam analisa modal biasa ditemukan masalah *rigid body motion* dengan berkurangnya sensitivitas model terhadap prediksi perubahan struktural yang diusulkan. Namun, karena kompleksitas dan ketidakpastian struktur, FEA menjadi tidak representatif. Dengan mendapatkan modal model suatu sistem dapat digunakan untuk berkolerasi dengan model FE untuk kemudian diperbarui.

- Modifikasi struktur

Modifikasi struktural membuat perubahan pada massa, kekakuan atau redaman sistem. Perubahan fisik ini tentunya akan mengubah perilaku dinamis sistem. Dengan menggunakan model modal sistem, simulasi dan prediksi dapat dilakukan. Perubahan fisik dapat dilakukan dengan menambah massa ke bagian dari sistem, maka model modal yang ada dan massa bersama-sama harus memprediksi model modal baru setelah modifikasi struktural. Hal tersebut sangat berguna dalam

tahap desain awal untuk mengoptimalkan karakteristik dinamis dari desain baru, atau untuk meningkatkan perilaku dinamis struktur. Namun, pendekatan modifikasi struktural ini tidak digunakan untuk perubahan struktural skala besar.

- Analisa sensitivitas

Model modal dari sistem dapat digunakan untuk memperkirakan sensitivitas parameter modal suatu sistem karena perubahan parameter fisik. Analisis sensitivitas ini terkait dengan modifikasi struktural. Namun, biasa digunakan untuk mengidentifikasi perubahan fisik mana yang paling efektif untuk perubahan parameter modal yang diusulkan seperti menggeser frekuensi alami. Sebaliknya, modifikasi struktural adalah mempelajari variasi parameter modal karena perubahan fisik yang dipilih. Analisis ini secara khusus berguna dalam mendesain ulang struktur dinamis dalam memenuhi target karakteristik pada suatu sistem dinamis.

- Reduksi model matematika

Pemodelan FE dari struktur dinamis menggunakan jumlah koordinat untuk menentukan model FE. Ketika akurasi yang dibutuhkan tidak terlalu besar, maka reduksi model matematika lebih disukai. Penurunan model FE menggunakan berbagai algoritma reduksi pemodelan. Dalam kasus ini, model modal sangat penting dalam proses dan penilaian hasil akhir.

- Prediksi respon gaya

Data model modal yang diperoleh bisa digunakan untuk mengetahui respons getaran karena input gaya. Sehingga respon kendaraan dapat diperoleh dengan menggunakan metode superposisi.

- Identifikasi gaya

Penggunaan analisa modal dan FRF dapat mengidentifikasi gaya yang memberikan getaran utamanya pada bantalan mesin. Getaran yang tidak diperhatikan memicu penyebab kegagalan struktur.

- Prediksi respons struktur

Setelah model modal suatu struktur telah diperoleh, prediksi respon bisa diperoleh dalam bentuk regangan sistem. Prediksi ini berguna dalam menentukan umur sistem.

- Kopling substruktur

Prediksi perilaku dinamis dari struktur tentang perilaku komponen-komponennya. Proses ini dikenal sebagai kopling substruktur. Hal tersebut berguna untuk memecah masalah dinamis yang kompleks sehingga tidak membebani komputer dalam melakukan FEA.

- Deteksi kerusakan struktural

Dasar analisis modal untuk deteksi kerusakan suatu struktur bervariasi dan melekat pada struktur tersebut. Deteksi kerusakan menghubungkan antara kerusakan dan perubahan parameter modal. Sehingga penanganan bisa dilakukan dengan mengubah parameter modal.

- *Active vibration control*

Masalah kendali tergantung pada model sistem dan aktuasi untuk mendapatkan kehandalan dalam pengendaliannya. Pada kendali getaran aktif diterapkan model matematika yang menggambarkan karakteristik dinamis suatu sistem. Analisis modal adalah alat yang ideal untuk tujuan ini. Dengan model modal suatu sistem yang akurat dan teknik filtrasi bisa diwujudkan dengan merancang aktuator dan sensor yang membentuk kendali umpan balik sehingga mode getaran yang dipilih akan dikendalikan (Fu, Z. F., & He, J., 2001).

2.7 Modifikasi Struktural sebagai Aplikasi Analisa Modal

Teknik modifikasi struktural sebagai aplikasi analisa digunakan untuk mengetahui pengaruh perubahan parameter fisik suatu sistem struktural terhadap sifat-sifat dinamisnya yang berupa frekuensi alami dan bentuk mode. Teori modifikasi struktural menggunakan matriks massa dan kekakuan sehingga perubahan parameter fisik diproyeksikan menjadi perubahan sifat massa dan kekakuan sistem. Untuk sistem massa-pegas sederhana, parameter fisik sebenarnya adalah nilai massa dan kekakuan elemen fisik. Untuk sistem kontinu seperti kantilever, parameter ini dapat berupa ketebalan atau panjang bagian balok sehingga perubahannya dapat mempengaruhi sifat massa dan kekakuan. Untuk struktur nyata seperti sasis mobil, parameter fisik dapat berupa perubahan massa dan kekakuan lokal yang disebabkan oleh perubahan luas penampang atau oleh tambahan komponen yang dilas antara dua lokasi. Sehingga modifikasi struktural tidak tidak harus bergantung pada mengetahui matriks massa dan kekakuan.

Tujuan dari modifikasi struktural adalah untuk meningkatkan sifat dinamis struktur. Pada mulanya natural frekuensi akan berubah dikarenakan modifikasi tersebut. Namun modal model tersebut menjadi acuan dalam mengidentifikasi getaran berlebihan yang dapat menyebabkan kegagalan struktur. Ketika perancangan struktur tidak bisa mengubah getaran eksitasi, maka solusi yang bisa diambil untuk mengurangi getaran tersebut adalah memindahkan natural frekuensi dari frekuensi eksitasi menggunakan modifikasi struktural atau modifikasi struktur dapat membantu memindahkan antiresonansi struktur agar sesuai dengan frekuensi eksitasi dengan menandai titik lokasi pada sistem (Fu, Z. F., & He, J., 2001).

Modifikasi struktural dapat dimulai dari menyederhanakan model matematika struktur dengan mengecualikan redaman atau model modal yang terdiri dari natural frekuensi dan bentuk mode dan model respons yang mencakup FRF. Struktur yang dapat dimodelkan menggunakan sistem dinamis linier, model matematika terdiri dari matriks massa $[M]$ dan matriks kekakuan $[K]$. Matriks ini berkaitan dengan frekuensi alami ω_r dan bentuk mode $\{\phi\}_r$ ($r = 1, 2, \dots, N$) dari persamaan eigenvalue

$$([K] - \omega_r^2[M])\{\phi\}_r = \{0\} \quad (2.21)$$

Matriks $[M]_r$ dan matriks kekakuan $[K]$ juga terhubung dengan matriks FRF $[\alpha(\omega)]$ dari sistem yang didefinisikan sebagai inversi matriks.

$$([K] - \omega^2[M])^{-1} = [\alpha(\omega)] \quad (2.22)$$

Secara matematis, setiap FRF individu dapat diturunkan dari

$$\alpha_{ij}(\omega) = (-1)^{i+j} \frac{\det([K]_{ij} - \omega^2[M]_{ij})}{\det([K] - \omega^2[M])} \quad (2.23)$$

Matriks $[K]_{ij}$ diperoleh dengan menghapus baris ke- i dan kolom ke- j dari matriks $[K]$, dan hal sama untuk matriks $[M]_{ij}$. Teori analisis modal juga menurunkan partisipasi modal dari setiap bentuk mode yang berkontribusi pada FRF dari

$$\alpha_{ij}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{ir}\phi_{jr}}{\omega_r^2 - \omega^2} \quad (2.24)$$

Jika modifikasi struktural dikuantifikasi oleh perubahan pada matriks massa dan kekakuan dan perubahan dilambangkan masing-masing sebagai $[\Delta M]$ dan $[\Delta K]$, maka persamaan nilai eigen dari sistem dimodifikasi menjadi

$$([K] + [\Delta K] - \omega_r^2[M] + [\Delta M])\{\mu\} = \{0\}, \quad r = 1, 2, \dots, N \quad (2.25)$$

Matriks modifikasi $[\Delta M]$ dan $[\Delta K]$ mencirikan modifikasi massa dan kekakuan dalam model spasial. Modifikasi tidak dilakukan pada matriks tetapi pada komponen atau parameter fisik seperti elemen balok pada struktur (He, J. 2001).

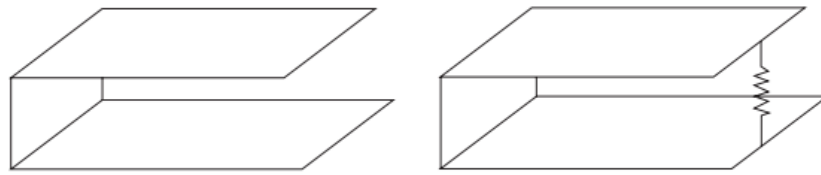
Modifikasi struktur dapat diklasifikasikan menjadi modifikasi peringkat unit, modifikasi massa atau kekakuan, dan modifikasi parameter fisik. Berikut klasifikasi modifikasi struktur sebagai analisa modal:

- Modifikasi peringkat unit

Modifikasi peringkat unit melibatkan perubahan massa atau elemen kekakuan struktur. Ini biasanya diwujudkan dengan menambahkan massa terkonsentrasi ke DoF atau menghubungkan pegas antara dua DoF. Matriks modifikasi massa atau kekakuan dari perubahan ini ditunjukkan dalam persamaan (2.26).

$$[\Delta M] = \begin{bmatrix} 0 & & & 0 \\ & \dots & & \\ & & \Delta M & \\ & & & \dots \\ 0 & & & 0 \end{bmatrix} \quad [\Delta K] = \begin{bmatrix} \dots & & & \\ & \Delta K & \dots & -\Delta K \\ & \dots & \dots & \dots \\ & -\Delta K & \dots & \Delta K \\ & & & \dots \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

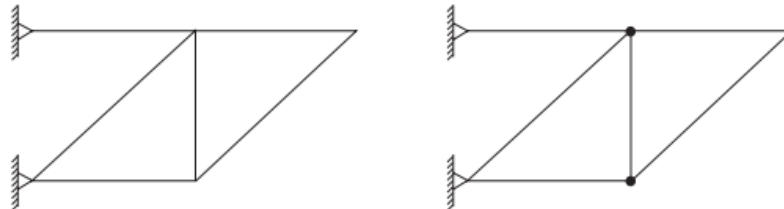
Modifikasi yang melibatkan kekakuan peringkat unit bisa dilihat pada Gambar 2.11. Struktur sebelum dan sesudah dilakukan modifikasi dengan penambahan pegas elastis yang menghubungkan dua posisi struktur. Berlawanan dengan penampilannya, modifikasi peringkat unit cukup sulit dicapai karena tidak mungkin untuk menambahkan massa terkonsentrasi yang hanya mempengaruhi getaran dalam satu arah. Hanya ketika getaran ke arah lain tidak signifikan solusi ini bisa digunakan. Pemahaman tentang modifikasi peringkat unit membantu memberikan wawasan fisik tentang modifikasi struktural.



Gambar 2.11 Struktur dengan modifikasi pegas tunggal

- Modifikasi massa dari sistem yang disatukan

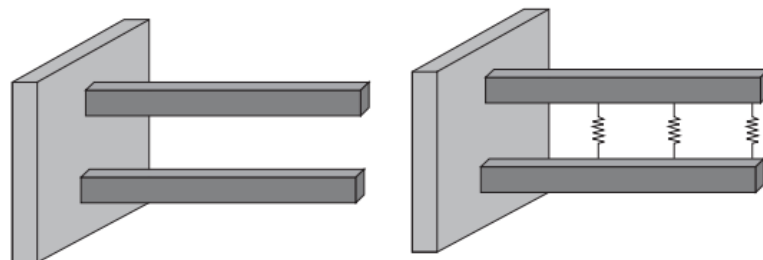
Modifikasi struktural melalui perubahan massa bisa dilakukan hanya pada struktur yang dimodelkan sebagai sistem yang disatukan. Bisa dilihat pada Gambar 2.12. Modifikasi massa terletak diantara koordinat yang dipilih. Poin tersebut harus ditentukan sebelumnya untuk mengatur modifikasi diantara DoF yang dipilih.



Gambar 2.12 Struktur rangka 2-D dengan modifikasi massa

- Modifikasi kekakuan dari sistem yang disatukan

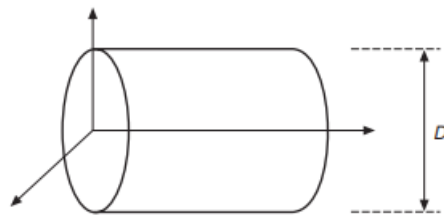
Modifikasi struktur melalui perubahan kekakuan dapat dimodelkan pada sistem yang disatukan. Seperti kasus modifikasi massa yang hanya memiliki beberapa DoF untuk dimodifikasi. Namun tidak diagonal karena kekakuan berubah antar DoF. Analisis ini tidak menggunakan informasi bentuk mode sebelum dan sesudah modifikasi.



Gambar 2.13 Dua kantilever yang dihubungkan dengan modifikasi kekakuan

- Modifikasi dengan perubahan parameter fisik

Untuk struktur yang sesungguhnya, perubahan massa atau kekakuan menjadi tidak efektif. Untuk modifikasi parameter fisik tersebut meliputi ketebalan, diameter dan panjang. Struktur yang terdiri dari balok lebih efektif untuk merubah area penampang daripada mengubah kekakuan. Perubahan tersebut memodifikasi sifat massa dan kekakuan. Bisa dilihat pada Gambar 2.14. Di sini natural frekuensi diposisikan ulang. Perubahan D menyebabkan perubahan massa dan kekakuan.



Gambar 2.14 Bagian dari struktur dengan luas penampang lingkaran

Teori modifikasi struktural sejauh ini telah berfungsi terutama untuk tujuan sederhana, yaitu untuk memposisikan kembali frekuensi alami suatu struktur atau anti-resonansi dari salah satu jalur beban yang dipilihnya. Karena modifikasi struktural digunakan terutama untuk memperbaiki getaran berlebihan dari struktur dinamis, teori ini cukup selama gaya eksitasi memiliki frekuensi tunggal atau pita frekuensi yang sangat sempit. Prinsipnya adalah memindahkan frekuensi alami suatu struktur menjauh dari eksitasi, atau memindahkan antiresonansi untuk 'mencocokkannya'. Jika frekuensi eksitasi lebih dari rentang yang sangat sempit, menggerakkan frekuensi alami tidak membantu. Aplikasi yang lebih kreatif dari teori modifikasi struktural diperlukan untuk menghindari getaran yang berlebihan.

2.8 Getaran Acak

Fenomena getaran acak diperhatikan dari perjalanan kendaraan dari satu titik tertentu dengan merekam eksitasi yang membangkitkan frekuensi struktur sasis. Alaminya vibrasi terjadi secara acak dengan menggunakan parameter meliputi nilai *root mean square* (RMS) dari sinyal, distribusi sinyal dari akselerasi sesaat terhadap waktu dan *power spectral density* (PSD).

Profil jalan dijelaskan dengan PSD untuk menyatakan jalan kecil, jalan raya dan medan *off-road*. Terdapat dua kondisi untuk menentukan PSD yang pertama mencakup perpindahan vertikal ($G_d(n)$) versus frekuensi spasial ($G_d(\Omega)$) yang ditampilkan dalam sudut. Kemudian yang kedua merupakan percepatan PSD dalam hal laju perubahan kemiringan permukaan jalan. Relasi dari hubungan kedua kondisi tersebut ditampilkan sebagai *degree of roughness*.

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w} \text{ atau } G_d(\Omega) = G_d(\Omega_0) \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-w} \quad (2.24)$$

Dalam simulasi kendaraan yang memiliki dua *axle track* atau lebih diasumsikan roda belakang dan depan bergerak dalam profil jalan yang sama sehingga roda belakang mengalami penundaan. Δt merupakan delay waktu dalam *seconds* dihasilkan dari panjang *wheelbase* (l) dalam meter dibagi oleh kecepatan kendaraan (v) dalam *m/s* (Vibration, I. M., 2016).

Tabel 2.1 Klasifikasi jalan

<i>Road class</i>	<i>Degree of roughness, $n G_d(n_0)^a (10^{-6} m^3) /$ (cycle/m) where $n_0 = 0.1 \text{ cycle/m}$</i>	<i>Angular spatial frequency units, Ω $G_d(\Omega_0)^b (10^{-6} m^3)$ where $\Omega_0 = 0.1 \text{ rad/m}$</i>
A	16	1
B	64	4
C	256	16
D	1 024	64
E	4 094	256
F	16 384	1 024
G	65 536	4 094
H	256 144	16 384

2.9 Penelitian Terkait

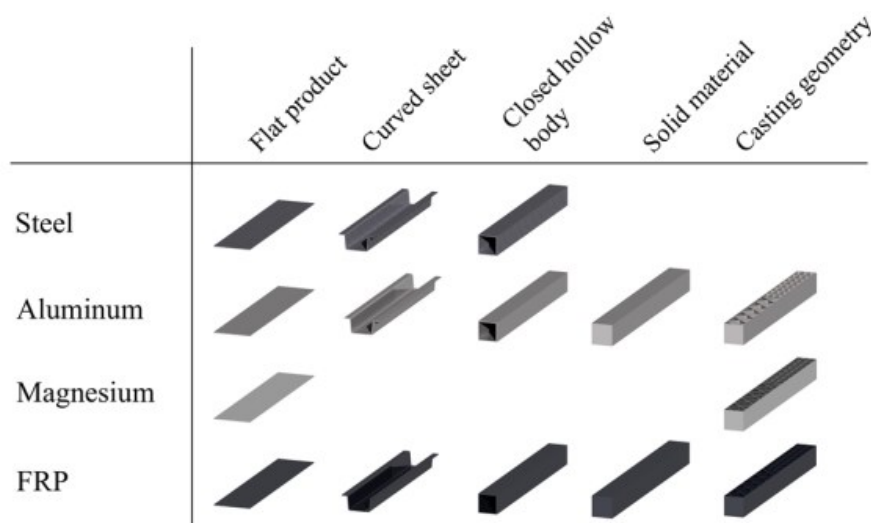
Beberapa penelitian yang berkaitan dengan tesis ini dibahas dalam subbab 2.5.

2.9.1 Desain multi material untuk struktur bodi kendaraan

Altach, J., *et al.*, 2019 meneliti mengenai desain bodi yang berbeda dikategorikan menurut desain struktural dan materialnya. Perbedaan ditunjukkan pada kendaraan secara keseluruhan hingga pada level komponen yang menjelaskan bahwa ruang solusi untuk desain multi material tidak hanya ditentukan oleh material yang digunakan, tetapi juga oleh proses manufaktur dan geometri yang dapat diproduksi. Kategoeri dalam menggolongkan desain dimungkinkan untuk membuat dua prinsip desain multi material yang berbeda. Struktur bodi kendaraan memiliki fungsi antara lain:

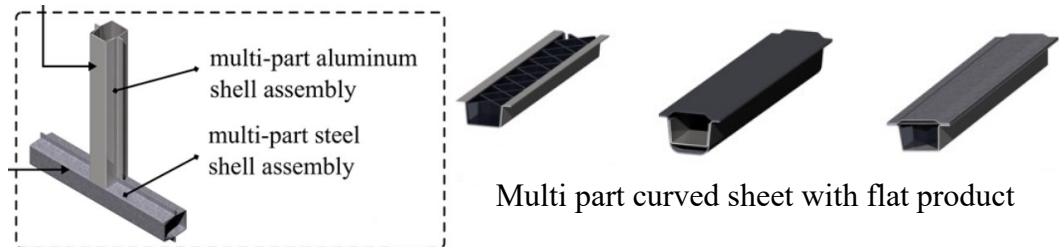
- Menjamin kestabilan komponen kendaraan
- Melindungi penumpang dan kargo
- Menyerap gaya dan momen
- Memastikan kekakuan *bending* dan torsional
- Menjamin penyerapan energi
- Menyediakan titik pemasangan komponen

Desain bodi kendaraan diidentifikasi oleh material dan geometri komponen atau setiap pemilihan material selaras dengan geometri komponennya. Sedangkan pada proses manufaktur batas parameter diterapkan seperti yang ditunjukkan pada Gambar 2.14. Batas parameter tersebut antaran lain: lembaran plat, *curved sheets*, profil, solid material dan geometri cor.



Gambar 2.15 Produksi komponen bodi

Perakitan dengan menggunakan komponen berbeda bisa dicapai dengan Gambar 2.15 merupakan prinsip pertama yang menjelaskan desain multi material bisa diperoleh dengan level komponen dan kedua adalah pada tingkat perakitan menyeluruh struktur kendaraan.

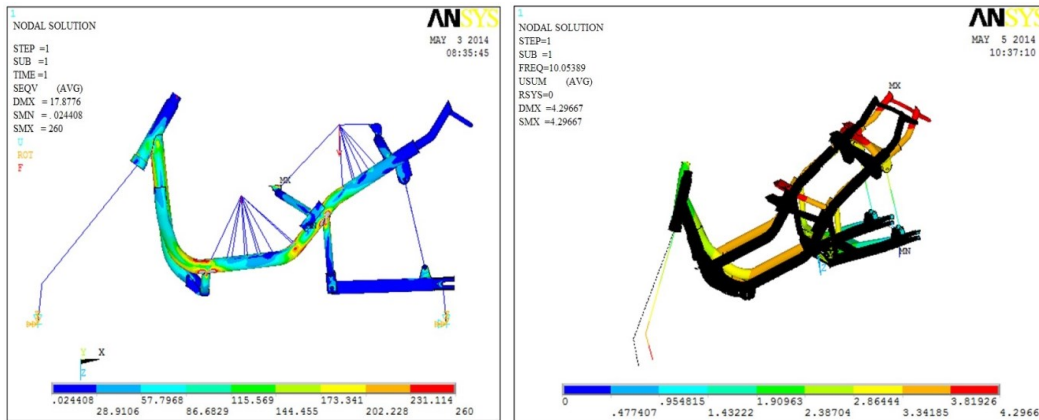


Gambar 2.16 Komponen dan rakitan bodi multi material

Kompleksitas penyambungan tampak lebih tinggi dikarena komponen dibuat dari bahan yang berbeda. Komponen harus diproduksi secara individual tergantung pada konsep. Semakin banyak bagian yang membentuk bodi kendaraan, semakin tinggi kompleksitas produksi tergantung pada kombinasi material yang digunakan, maka biaya dapat ditingkatkan atau diminimalkan (Altach, J., *et al.*, 2019).

2.9.2 Analisa struktural dan modal rangka skuter untuk peningkatan desain

Balaguru, S., *et al.*, 2019 meneliti mengenai tegangan dan deformasi yang terjadi pada sasis dan mengidentifikasi mode kegagalan dengan analisis modal. Analisis dilakukan mulai dari pemodelan 3D, *meshing* hingga melakukan analisis dengan Ansys. Persyaratan kekuatan dan kekakuan ada dalam beban statis dan dinamis yang bekerja diberbagai kondisi seperti menikung dengan kecepatan tinggi, mengemudi dijalan yang tidak rata atau gundukan dan lubang. Kemudian beban yang lain diperoleh dari pengendara dan penumpang. Kekakuan dan kekuatan rangka harus sedemikian rupa sehingga defleksi minimum selama beroperasi. Kekakuan rangka yang tidak memadai menyebabkan ketidakstabilan kendaraan saat menikung dan mempengaruhi penanganan serta kemampuan manuver. Pengaturan simulasi seperti yang dikutip pada subbab 3.5.



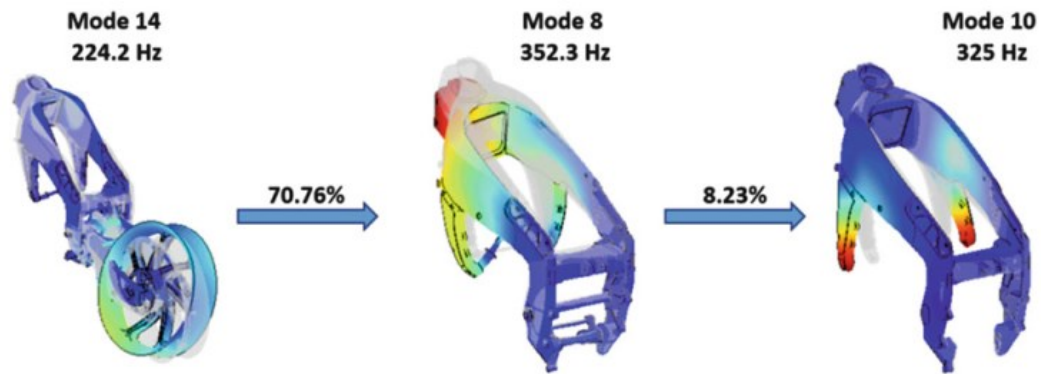
Gambar 2.17 Hasil Struktur statis dengan ketebalan profil 2 mm dan analisa modal pada *shape mode* pertama

Analisa struktur statis didasarkan pada tegangan dengan perbedaan ketebalan profil yang digunakan pada sasis sedangkan pada analisa modal diterapkan *default mode* dengan ketebalan 1.6 mm pada profil sasis. Perbaikan desain dilakukan untuk memenuhi target nilai tegangan maksimum 300 MPa dan perpindahan vertikal kurang dari 18 mm. Dari analisis modal, natural frekuensi yang diidentifikasi untuk bentuk mode yang berbeda tidak berbahaya bagi tubuh manusia. Manusia sensitif pada pita frekuensi 4 sampai 8 Hz.

2.9.3 Desain perilaku dinamis berdasarkan *mode shape tracing*

Bonisoli, E., *et al.*, 2020 meneliti sebuah metode berbasis analisa modal untuk merancang dan meningkatkan perilaku dinamis sistem multi bodi yang fleksibel. Perilaku dinamis dari sistem multi bodi fleksibel tergantung pada dinamika komponen dan efek dari cara pemasangan komponennya. Perbandingan *mode shape* komponen dengan memperhatikan *mode shape* secara global diusulkan dengan tujuan untuk memilih komponen yang paling berpengaruh bagi perilaku dinamis sistem multi bodi fleksibel.

Penelitian ini diawali dengan analisis modal dari desain penuh, sub desain, dan pada level komponen: sasis, lengan ayun, mesin, dan roda. Setelah properti modal diperoleh kemudian dibandingkan menggunakan Modal Assurance Criterion (MAC). Metode *mode shape tracing* diterapkan pada seluruh rangka sepeda motor dengan sistem multi bodi pada kekakuan komponen yang sebanding.



Gambar 2.18 *Mode shape* 14 sepeda motor ditelusuri dari perakitan ke komponen

Mode shape 14 sepeda motor ditandai oleh vertikal *bending* dari sasis dengan mesin dan gerakan roda yang hampir kaku sehubungan dengan swingarm. *Mode shape* 8 dari subsistem depan memiliki pengaruh tinggi dan akibatnya mempengaruhi *mode shape* 10 dari komponen sasis.

Metode *mode shape tracing* memiliki dua informasi berbeda: yang pertama digunakan untuk menentukan mode mana yang memiliki efek relevan pada rentang frekuensi pada desain penuh, sub desain, dan pada level komponen, sedangkan yang yang kedua untuk memahami beberapa perubahan struktural pada komponen, sehingga meningkatkan kinerja dinamis dari perakitan global dan menghindari resonansi komponen di beberapa rentang frekuensi.

2.9.4 Evaluasi harmonik frekuensi sasis kendaraan dengan analisa modal

Ahirrao, N., & Bhosle, S. 2020 meneliti tentang analisa modal dan pengukuran getaran untuk mengevaluasi harmonik sasis. Berhubungan dengan level getaran dan kebisingan yang tidak terkendali menyebabkan kerusakan pada sistem kendaraan. Analisis harmonik berguna pada tahap desain dan operasi. Ketidakrataan di jalan menyebabkan getaran yang berlebihan dan dinamika yang tidak terkendali dalam kendaraan. Untuk analisa getaran ada pada domain frekuensi. Sebaliknya tidak disarankan untuk terlibat dengan domain waktu. Dalam analisa frekuensi, amplitudo terhadap waktu diubah menjadi amplitudo terhadap frekuensi. Amplitudo getaran dapat berupa perpindahan, kecepatan dan percepatan.

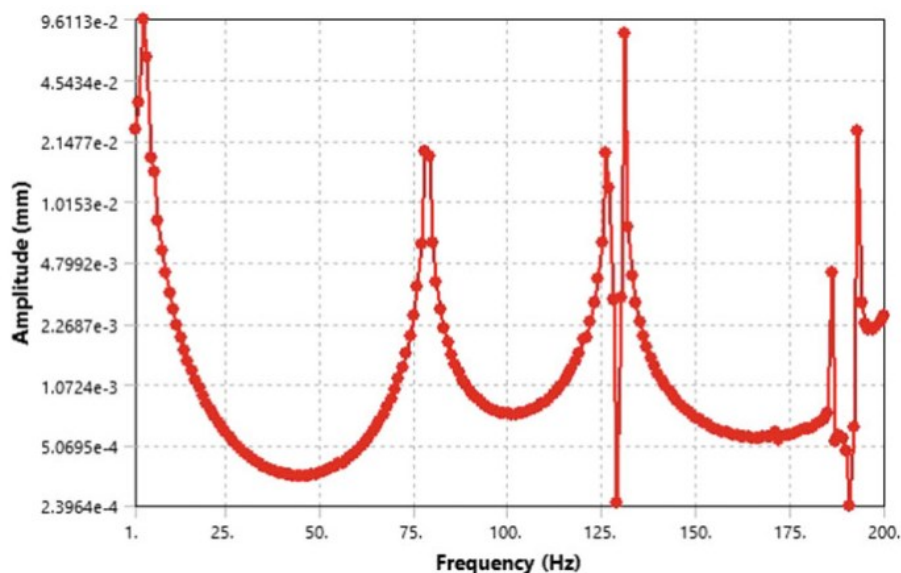
Fakta penting tentang semua kendaraan dirancang dengan kekakuan yang berasal dari sasis utama.

Analisis modal adalah cara untuk menghitung natural frekuensi dari sasis yang bergetar dan frekuensi resonansi kendaraan tergantung pada geometri kendaraan. Tahap pertama dimuali dengan memperhatikan nilai frekuensi terkecil dan memilih frekuensi terakhir untuk menemukan frekuensi resonansi yang berada dalam rentan operasi tertentu. Metode superposisi digunakan untuk analisa harmonik.

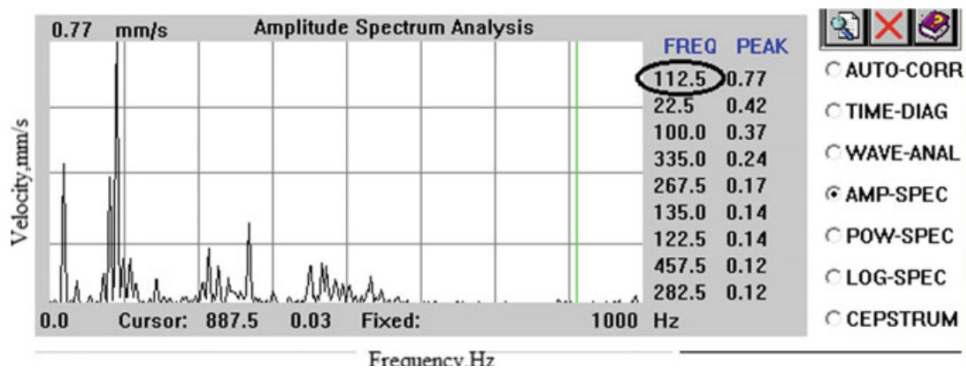
Tabel 2.2 Frekuensi dan nilai deformasi maksimum untuk mode yang berbeda

Mode of vibrations	First	Second	Third	Fourth	Fifth	Sixth
Frequencies (Hz)	94.66	126.45	126.48	130.37	137.61	150.5
Deformations (mm)	14.349	15.317	18.696	16.4	12.315	19.075

Analisa modal menggunakan *default* mode dengan nilai frekuensi terbesar 150.5 Hz yang kemudian diperlebar menjadi 200 Hz dalam analisa harmonik untuk mencakup wilayah keenam mode.



Gambar 2.19 Respons harmonik



Gambar 2.20 FFT analyzer

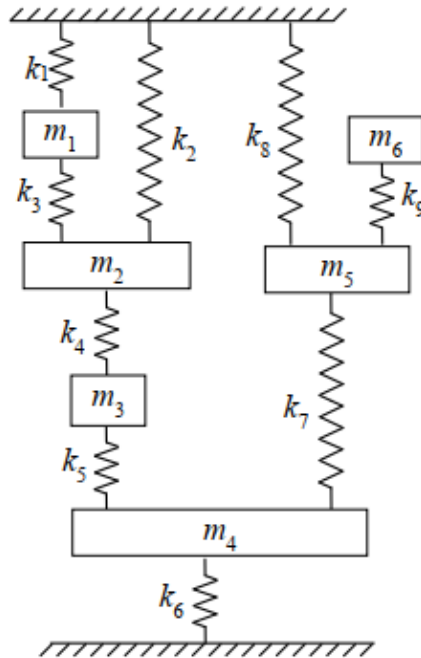
FFT analyzer digunakan dengan akselerometer untuk mengukur getaran pada rangka. Hasilnya terdapat dua mode getar dalam analisis modal yang dibutuhkan untuk mengevaluasi sasis kendaraan. Prosedur ini membantu untuk memperbaiki sifat massa dan kekakuan harmonik sasis.

2.9.5 Metode untuk menggeser natural frekuensi sistem dinamis ke nilai yang diinginkan dengan modifikasi massa terkonsentrasi

Çakar, O. 2018 meneliti pergeseran sejumlah natural frekuensi dari sistem dinamis ke nilai yang diinginkan dengan modifikasi massa terkonsentrasi. Sebuah metode diusulkan untuk menentukan modifikasi massa yang didasarkan pada rumus Sherman-Morrison (SM) dan koordinat sistem. Sistem dimodifikasi untuk menggeser frekuensi dilokasi yang telah ditentukan dengan sejumlah massa yang tidak diketahui. Pergeseran natural frekuensi menuju nilai yang diinginkan pada suatu sistem dibuat untuk menghindari resonansi atau menyesuaikan model numerik dengan model eksperimental. Metode yang diterapkan dapat digunakan pada kasus umum dengan prosedur sebagai berikut:

1. Memilih natural frekuensi dan lokasi modifikasi
2. Mengukur FRF yang berhubungan dengan lokasi modifikasi
3. Menentukan FRF dari sistem yang dimodifikasi karena massa tidak diketahui
4. Modifikasi massa yang diperlukan
5. Jika solusi tidak memenuhi kriteria, maka langkah 4 bisa diulang. Jika tidak ada solusi yang ditemukan, maka langkah 2 hingga 4 bisa diulang untuk

memilih lokasi baru. Dalam hal ini, tidak ada solusi untuk frekuensi yang dipilih.



Gambar 2.21 Enam DOF sistem massa pegas

Untuk verifikasi metode, enam DOF sistem massa pegas diberikan pada Gambar 2.21. Nilai semua massa adalah 1 kg dan koefisien pegas adalah 1 N/m. Natural frekuensi sistem diberikan pada Tabel 2.3.

Tabel 2.3 Natural frekuensi sistem massa pegas

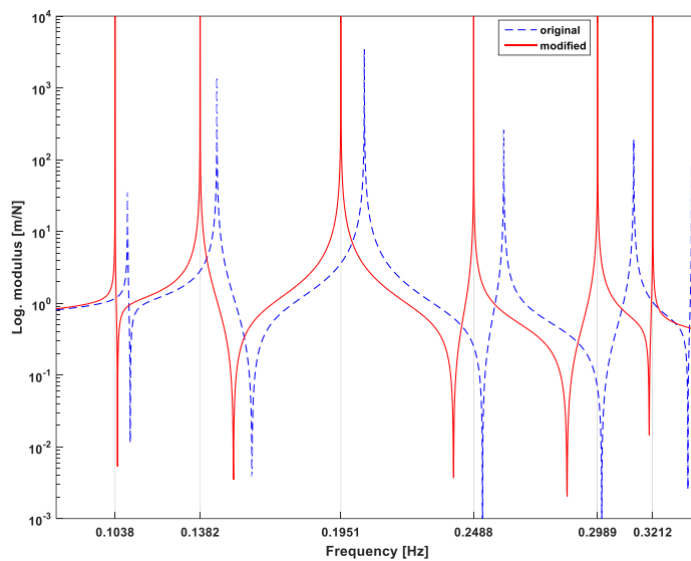
Mode of vibrations	First	Second	Third	Fourth	Fifth	Sixth
Frequencies (Hz)	0.1089	0.1450	0.2046	0.2610	0.3135	0.3369

Pergeseran dua natural frekuensi ditentukan pada *mode shape* kedua nilainya digeser ke 0.1305 Hz dan keempat nilainya digeser ke 0.2349 Hz. Terdapat beberapa kombinasi koordinat modifikasi ditampilkan dalam Tabel 2.4. Modifikasi massa diperlukan untuk mencapai natural frekuensi yang diinginkan dengan menggunakan metode berdasarkan rumus SM. Setelah memperoleh massa, natural frekuensi dari sistem modifikasi dihitung dengan menyelesaikan masalah nilai eigen.

Tabel 2.4 Menggeser dua natural frekuensi

Desired Freq. (Hz)	Modif coords.	Mass Modif. (Kg)	Natural Freq. Modif. Sys.					
			1	2	3	4	5	6
0.1305	1-2	No solution	-	-	-	-	-	-
	1-3	1.238 – -2.531	-	-	-	-	-	-
	1-4	-0.099 – 3.412	0.0887	0.1305	0.1718	0.2349	0.2971	0.3219
	1-5	0.871 – 0.522	0.1033	0.1305	0.1749	0.2349	0.2928	0.3252
	1-6	-0.338 – -0.663	0.1305	0.1735	0.2349	0.2994	0.3371	0.3577
0.2349	2-3	1.773 – -2.319	-	-	-	-	-	-
	2-4	0.82 – 1.268	0.1009	0.1305	0.1715	0.2349	0.2732	0.3024
	2-5	0.876 – 0.628	0.1018	0.1305	0.1972	0.2349	0.2624	0.3154
	2-6	0.305 – -1.377	-	-	-	-	-	-

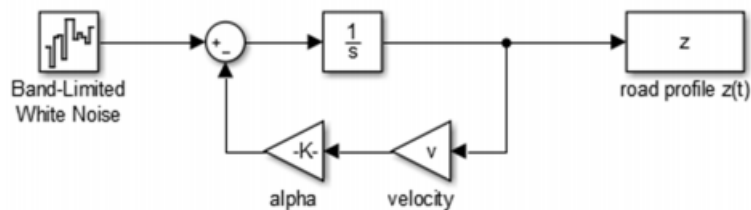
Sistem yang dimodifikasi memiliki dua frekuensi alami yang diinginkan untuk beberapa pilihan koordinat modifikasi. Karena sifat modifikasi tidak ada solusi yang ditemukan untuk koordinat (1, 2), (1, 3), (2, 3) dan (2, 6). Frekuensi alami yang sesuai dengan mode target ditulis dalam karakter tebal.



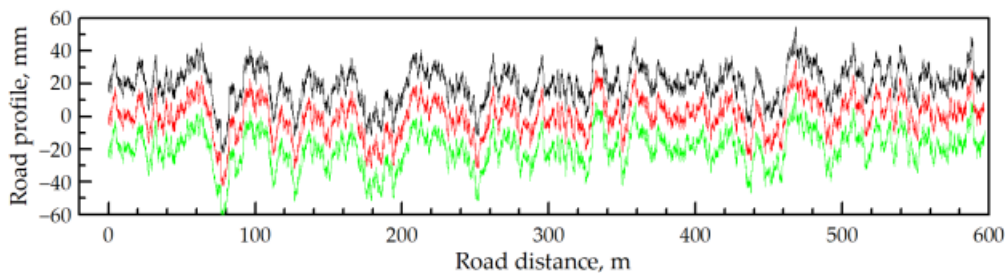
Gambar 2.22 Natural frekuensi sistem asli dan modifikasi

2.9.6 Penilaian kesesuaian permukaan profil jalan untuk simulasi

Lenkulis, T., et al., 2020 meneliti mengenai analisa dan perbandingan kegunaan ISO 8608 dari metode white noise filtration dan sinusoidal approximation. Permukaan jalan tidak benar-benar rata. Profil jalan diambil dari garis imajiner mengikuti superelevasi disaat kendaraan melalui tikungan. Analisis getaran dan pemodelan respons sistem berguna untuk menentukan hubungan antara profil jalan dengan karakteristiknya, jenis kendaraan, dan respons dinamis dari seluruh suspensi kendaraan. Mendefinisikan hubungan antara kendaraan dan permukaan jalan diperlukan untuk menggambarkan profil jalan dengan mengukur profil jalan yang sebenarnya dengan profilometer atau membuat profil buatan dengan parameter yang ditentukan. Metode yang umum digunakan untuk menghasilkan profil jalan buatan adalah *white noise filtration* dan *sinusoidal approximation*.



Gambar 2.23 *White noise filtration*



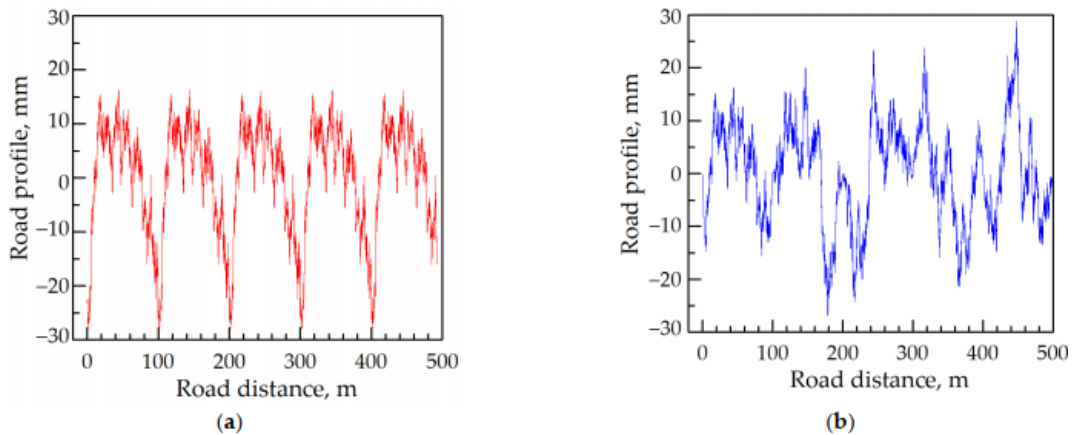
Gambar 2.24 Profil jalan yang disimulasikan menggunakan filtrasi *white noise*

$$\frac{d}{dt} z(t) = -\alpha v z(t) + \eta(t) \tag{2.25}$$

Sinyal white noise dapat ditransformasikan ke profil jalan baik dalam domain spasial atau waktu melalui filter bentuk linier orde pertama. Simulasi menggunakan metode white noise filtration dapat dilakukan dengan model cut off frekuensi rendah, di mana untuk menghindari kenaikan standar deviasi selama

periode integrasi, persamaan PSD kekasaran jalan yang digunakan dalam ISO 8608 dimodifikasi. Untuk pendekatan sinusoidal dalam domain waktu menggunakan Matlab Script.

$$z_i = \sqrt{2G_d(\Omega_i)\Delta\Omega} \quad (2.26)$$



Gambar 2.25 Profil jalan dalam domain spasial menggunakan metode sinusoidal

Metode filtrasi white noise dengan mudah memberikan output yang bagus dan sesuai, seperti yang ditunjukkan pada hasil simulasi yang dilakukan. Metode sinusoidal memakan waktu dan menghasilkan fragmen profil dengan panjang tertentu. Panjang ini tergantung pada frekuensi terendah yang diterima.

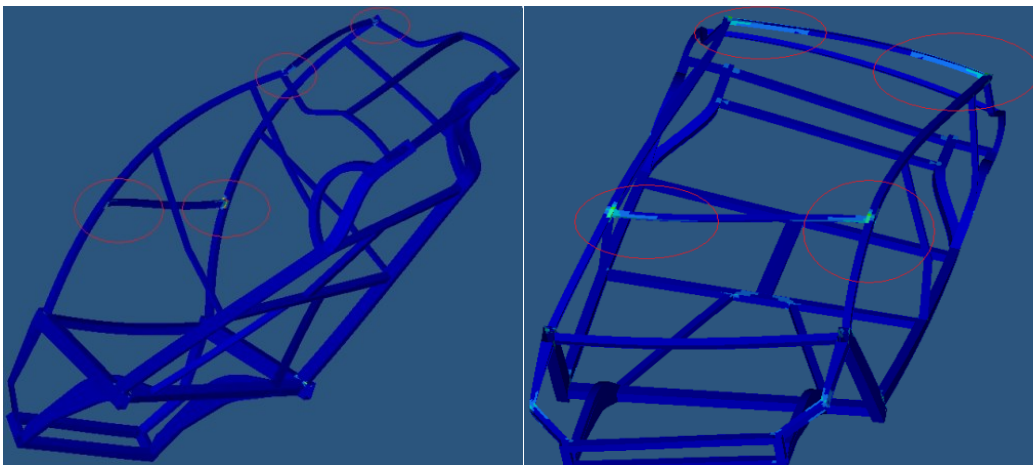
2.9.7 Analisa normal frekuensi dari sasis kendaraan dan optimasi desain

MS. ME Ahmad A. Abbas., 2008 meneliti mengenai analisa dan mengoptimasikan desain dari sasis kendaraan. Mode normal dari sistem struktural adalah pola gerak di mana semua bagian sistem bergerak secara sinusoidal dengan frekuensi dan fase yang sama. Frekuensi mode normal suatu sistem dikenal sebagai frekuensi alami atau frekuensi resonansi. Sasis kendaraan memiliki serangkaian mode normal yang bergantung pada struktur, bahan, dan kondisi batasnya.

Sasis dimodelkan menggunakan satu bahan isotropik utama dalam perakitan komponen dengan menggunakan baja paduan nomor AISI 1015. Model dirancang dan disimulasikan dengan *default software* dan kemudian diperhatikan datanya sebagai acuan untuk tahap optimasi.

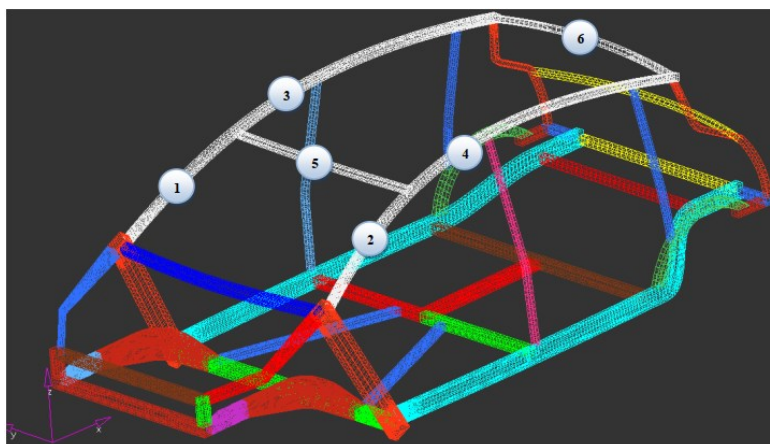
Tabel 2.5 Natural frekuensi sitap mode, tegangan dan kerapatan energi regangan

Mode of vibrations	Frequencies (Hz)	Max deformation (mm)	Strain energy density (J/m ³)
First	6.36E-04	7.51	2.28E-11
Second	6.39E-04	7.24	4.87E-10
Third	8.12E-04	6.19	1.26E-10
Fourth	8.81E-04	6.64	6.71E-11
Fifth	8.89E-04	5.98	3.18E-11
Sixth	9.36E-04	7.3	2.20E-11



Gambar 2.26 Kerapatan energi regangan dan tegangan maksimal

Berdasarkan hasil yang disajikan dalam analisis dapat diindikasikan bahwa elemen-elemen teratas dari struktur perlu dimodifikasi. Mempertimbangkan hubungan tegangan pada noda sehingga perlu diperhatikan dalam struktur aslinya sebagai target modifikasi.



Gambar 2.27 Komponen yang dimodifikasi

Tabel 2.6 Modifikasi ketebalan

Component	Original	Modified
1	3.00	4.00
2	3.00	4.00
3	2.40	3.40
4	2.40	3.40
5	3.20	4.20
6	3.20	4.20

Selanjutnya model diverifikasi menggunakan analisa modal. Pemeriksaan dilakukan untuk memastikan bahwa model akan memiliki kekakuan yang cukup. Ketika model tidak memiliki masalah, maka enam mode getar diperoleh dalam simulasi.

Tabel 2.7 Natural frekuensi sitap mode, tegangan dan kerapatan energi regangan struktur modifikasi

Mode of vibrations	Frequencies (Hz)	Max deformation (mm)	Strain energy density (J/m ³)
First	0.644E-03	6.78	0.294E-09
Second	0.669E-03	6.94	0.429E-10
Third	0.815E-03	5.31	0.106E-09
Fourth	0.888E-03	4.25	0.466E-10
Fifth	0.890E-03	7.02	0.661E-10
Sixth	0.943E-03	7.00	0.189E-10

Modifikasi yang disarankan dalam struktur merupakan modifikasi yang hemat biaya karena tidak ada komponen baru yang akan ditambahkan ke sistem sasis kendaraan. Dengan demikian tidak ada alat baru yang dibutuhkan. Dalam Tabel 2.7 merupakan hasil dari modifikasi sasis kendaraan. Bisa dilihat bahwa nilai dari deformasi menurun pada setiap modenya sebanding dengan jumlah energi regangan yang juga ikut menurun.

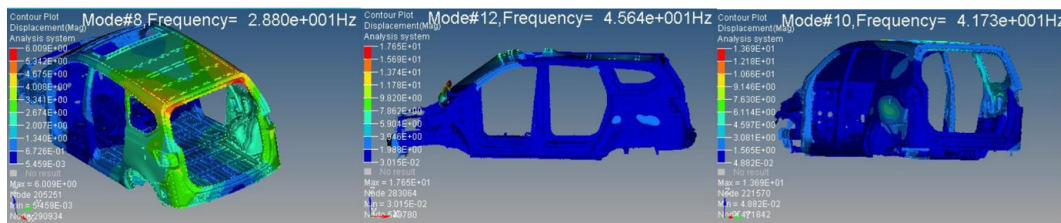
2.9.8 Penerapan energi regangan pada optimasi mode BIW

Chang, G., et al., 2015 meneliti mengenai optimasi mode *Body in White* (BIW) dengan menerapkan energi regangan pada model. Pengujian dilakukan

dengan membandingkan simulasi dan hasil yang diperoleh dari analisa modal dengan memverifikasinya pada model FEA untuk meningkatkan frekuensi BIW. Diperoleh struktur lemah dari pilar D dan kemudian dioptimalkan dengan metode energi regangan. Sehingga frekuensi BIW meningkat dari 28.8 Hz menjadi 32.15 Hz.

Tabel 2.8 Mode getar dan natural frekuensi

Mode of vibrations	Mode Shape	Natural Frequency (Hz)
First	Tail torsion	28.8
Second	Vertical bending	45.63
Third	Whole body torsion	41.73



Gambar 2.28 Mode getar BIW

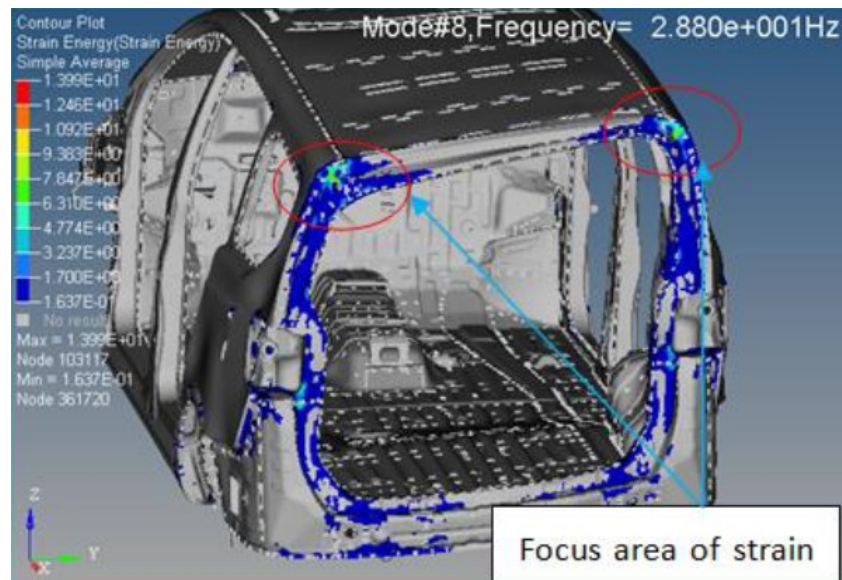
Energi regangan dapat digunakan untuk menemukan perubahan kinerja komponen, dan menunjukkan posisi yang tepat.

$$[K]\{\phi\}_i = \omega_i^2 [M]\{\phi\}_i \quad (2.27)$$

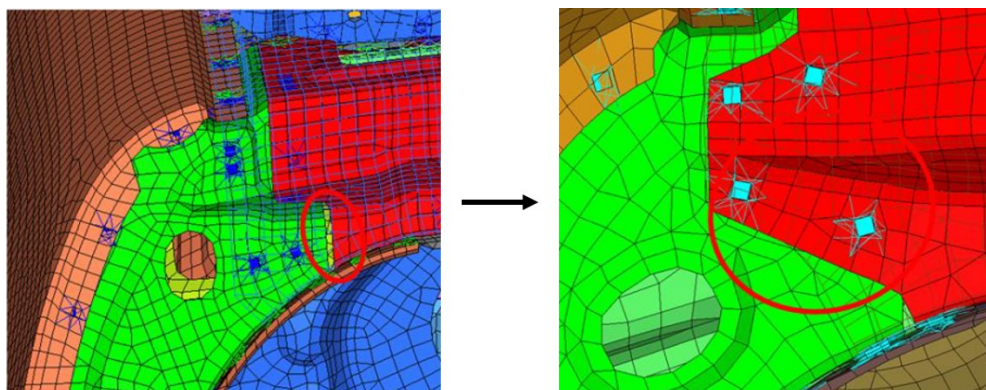
Dimana persamaan kiri adalah vektor gaya restorable elastisitas, dan persamaan kanan adalah vektor gaya inersia. Dalam proses analisis mode, distribusi energi regangan mudah diperoleh oleh *software* Nastran. Regangan dalam BIW ditemukan oleh distribusi energi regangan, sehingga bagian yang lemah dioptimalkan.

Energi regangan diperoleh dari hasil mode, dan distribusi energi regangan dari mode pertama ditunjukkan pada Gambar 2.29. Pilar D adalah posisi yang memiliki energi regangan terbesar, dan distribusinya adalah fokus ekstrem. Ini

menunjukkan bahwa kekakuan pilar sangat lemah, sehingga *tail torsion* harus ditingkatkan dengan mengoptimalkan area ini.

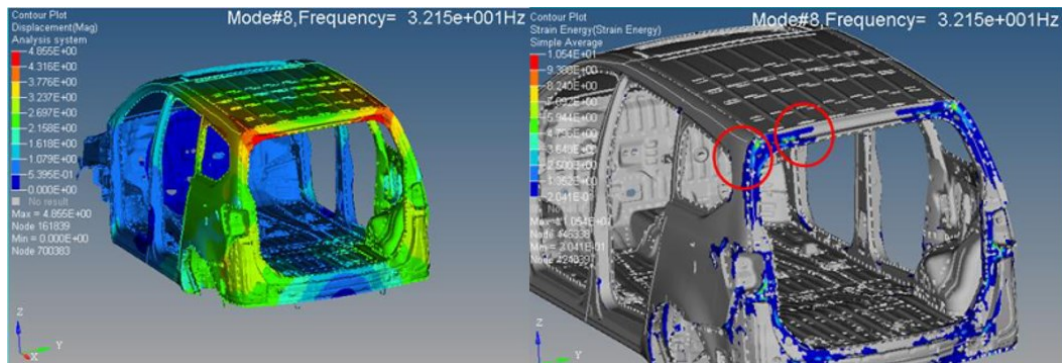


Gambar 2.29 Distribusi energi regangan



Gambar 2.30 *Join structure* yang tumpang tindih

Pilar adalah daerah dengan kekakuan yang lemah. Sekarang lokasi ini dioptimalkan dan strategi pengoptimalan ditunjukkan pada Gambar 2.30. Sambungan tumpang tindih antara panel merah dan panel hijau memiliki celah besar. Jadi panel merah ditingkatkan dengan memperpanjang engsel. Sehingga kekakuan area lebih kontinu. Bisa dilihat pada Gambar 2.31.

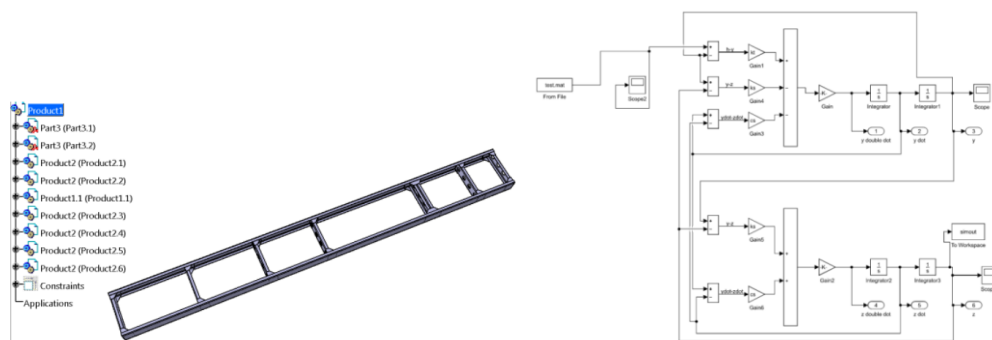


Gambar 2.31 Hasil optimasi struktur

Mode pertama meningkat dari 28.80 Hz menjadi 32.15 Hz setelah dioptimalkan. Model FE digunakan sebagai simulasi untuk memperoleh model modal sehingga metode energi regangan bisa dicapai untuk optimasi mode.

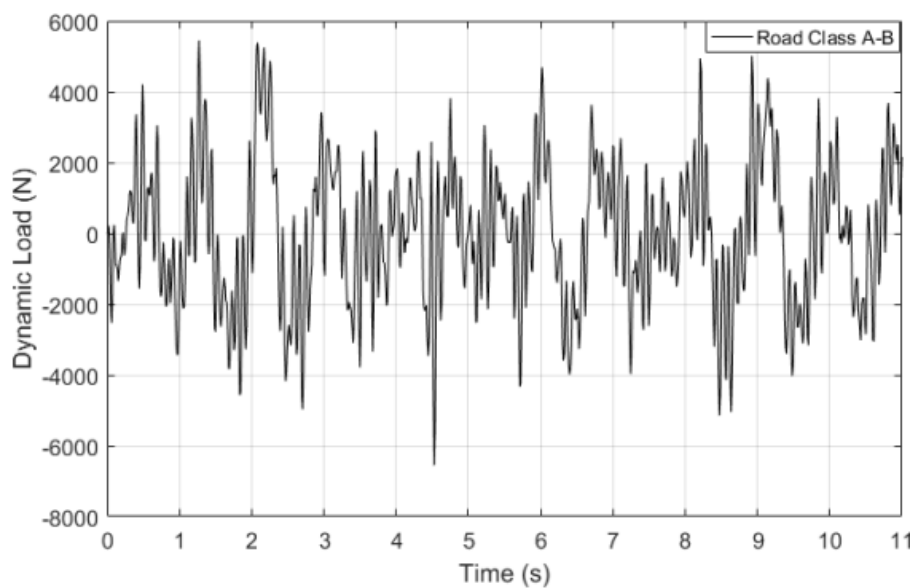
2.9.9 Analisis statis dan dinamis dari faktor-faktor yang mempengaruhi umur kelelahan struktur sasis truk

Bayat, S. H., & Zehsaz, M. 2017 meneliti mengenai analisis statis dan dinamis dari parameter yang mempengaruhi umur kelelahan struktur chassis truk. Struktur sasis disajikan dalam model 3D untuk mendapatkan analisa secara numerik. Sehingga bisa diterapkan beban statis maupun dinamis berupa berat sasis dan kelas jalan. Temuan pada penelitian ini menunjukkan bahwa ketika struktur sasis melewati kekasaran jalan dengan nilai yang tinggi, maka struktur sasis memiliki masa pakai yang terbatas dan telah ditemukan bahwa kasus kritis terjadi ketika hanya roda belakang yang melwati permukaan jalan.



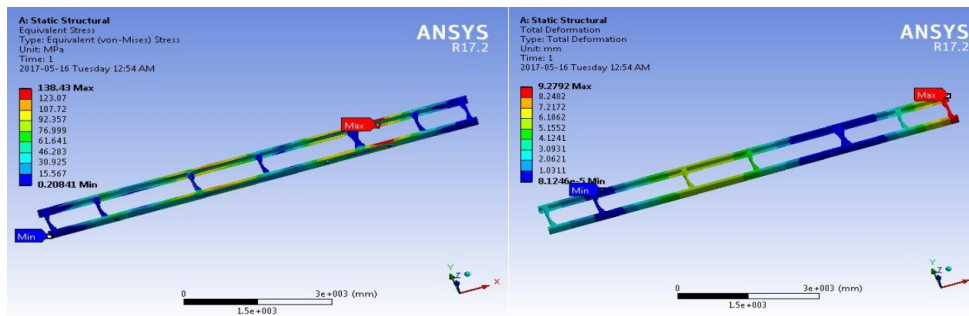
Gambar 2.32 Model 3D dan simulink sasis kendaraan

Software CAE CATIA V5 digunakan untuk membuat model solid 3D dari sasis kendaraan. Model simulink secara efektif dapat digunakan untuk mempelajari interaksi dinamis antara kendaraan dan profil kekasaran jalan. Persamaan diferensial model seperempat mobil di bawah hukum gerak Newton dengan menggabungkan nilai massa m , konstanta kekakuan k dan redaman C ditulis untuk menentukan perpindahan vertikal massa terhadap eksitasi yang disebabkan oleh kekasaran jalan. Aplikasi dari klasifikasi kelas jalan ISO 8608 dimungkinkan untuk membuat profil jalan buatan dari representasi stokastik, dalam hal fungsi kepadatan spektral daya (PSD) perpindahan vertikal yang diperoleh melalui transformasi Fourier.



Gambar 2.33 Beban dinamis pada sasis

Beban dinamis pada Gambar 2.33 digunakan untuk mensimulasikan struktur sasis dalam *software* ANSYS. Pada simulasi beban statis berdasarkan kapasitas truk ke rangka sasis, hasil menunjukkan tegangan maksimum pada seluruh sasis adalah 138.43 MPa, yaitu di bagian belakang sasis dan dekat poros roda belakang dan perpindahan terbesar adalah 28,9 mm, yaitu di bagian belakang sasis.



Gambar 2.34 Tegangan dan deformasi sasis pada analisa statis

Gaya dinamis yang diperoleh oleh model kendaraan digunakan untuk mensimulasikan jalan yang tidak rata di tiga kelas yang berbeda. Tegangan maksimum yang dihasilkan pada sasis di jalan ISO A, C dan E masing-masing adalah 156,4, 172,26, dan 366,22 Mpa dengan *life cycle* berturut-turut *unlimited life*, 87512 dan 2271. Lokasi tegangan maksimal di tiga kelas jalan yang berbeda ini berada di bagian belakang sasis (dekat poros roda belakang), yang ditunjukkan pada Gambar 2.35.



Gambar 2.35 Tegangan sasis pada analisa dinamis

BAB 3

METODOLOGI

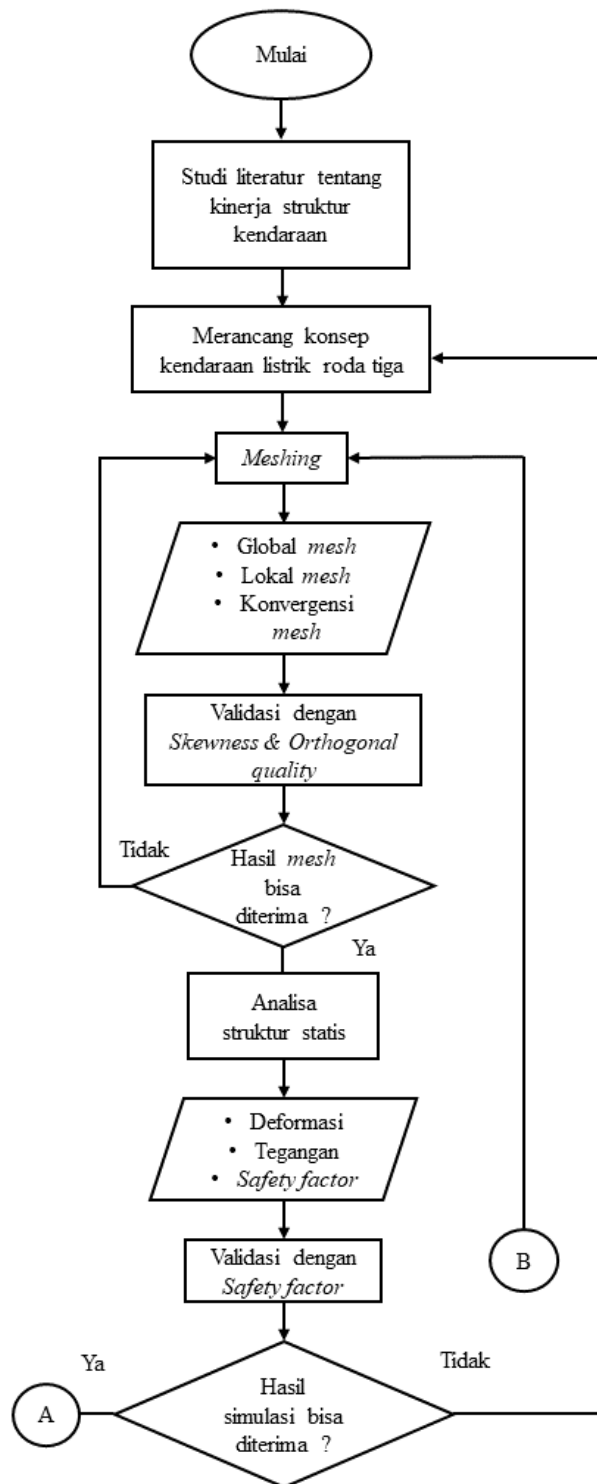
Metodologi penelitian yang berkaitan dengan tesis ini dapat diuraikan secara singkat sebagai berikut :

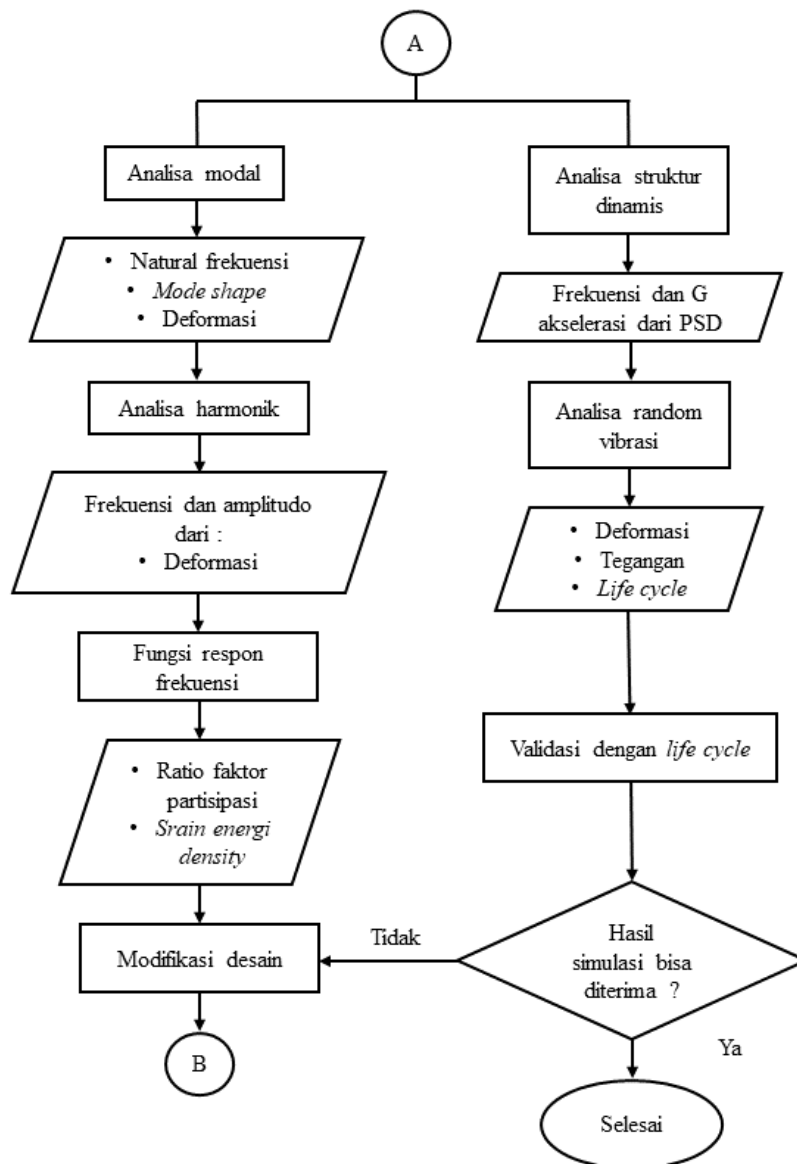
3.1 Metodologi Penelitian

Desain, strategi atau pendekatan yang digunakan dalam menjawab permasalahan penelitian sehingga tujuan penelitian bisa tercapai serta beberapa tahapan penelitian dijelaskan secara rinci dan singkat sebagai berikut :

1. Studi literatur berhubungan dengan kinerja struktur sasis kendaraan listrik roda tiga dalam merancang dan analisisnya.
2. Informasi yang diperoleh kemudian digunakan untuk merancang konsep kendaraan dengan mendesainnya pada *software* Solidwork.
3. *Meshing* dilakukan dalam *global mesh* dan *lokal mesh*. Berbagai metode diterapkan pada *lokal mesh* untuk meningkatkan akurasi simulasi.
4. Analisa struktur statis dilakukan dengan mendapatkan nilai deformasi dan tegangan struktur serta memvalidasinya dengan *factor safety*.
5. Analisa kemudian bisa dilakukan masing-masing dengan analisa modal dengan tujuan modifikasi desain dan struktur dinamis dengan tujuan menguji kendaraan pada eksitasi profil jalan.
6. Analisa modal dan harmonik dilakukan untuk mengevaluasi desain melalui ratio faktor partisipasi dan *strain energy density*.
7. Kemudian tahap analisa selesai dengan mengulangi proses *meshing* dan analisa struktur dinamis.

Penjelasan tahapan proses penelitian bisa dilihat sebagai diagram alur penelitian pada Gambar 3.1.





Gambar 3.1 Diagram alur penelitian

3.2 Studi literatur

Sebelum melakukan penelitian tesis ini dilakukan studi literatur dan mencari referensi yang terkait dengan penelitian ini. Literatur dan referensi tersebut mengenai analisis beban statis, faktor dinamis dan faktor keamanan dalam menguji kekuatan struktur sasis. Kemudian dalam menguji kekakuan diterapkan analisa modal untuk mengetahui karakteristik dinamis sehingga pemodelannya bisa dibuat untuk menguji struktur sasis kendaraan dalam kondisi jalan. Vibrasi acak diterapkan untuk merekam eksitasi profil jalan yang dijelaskan dengan PSD.

3.3 Parameter dan Desain

Proses desain berkaitan dengan tata letak komponen kendaraan, ruang penumpang atau barang serta pengemudi. Proses mengembangkan, mengoperasikan, dan akhirnya pensiunkan sistem modern digambarkan sebagai siklus hidup. Model siklus hidup dijelaskan menggunakan standar yang dikembangkan oleh pemangku kepentingan dari industri, pemerintah, dan akademisi yang diterbitkan oleh Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE) dan International Organization for Standardization (ISO) dan International Electrotechnical Commission (IEC). Standar yang digunakan untuk siklus hidup sistem buatan manusia adalah IEEE dan ISO/IEC 15288: Sistem dan rekayasa perangkat lunak. Konsep penting dari IEEE Standard 15288 meliputi:

- Setiap sistem memiliki siklus hidup. Siklus hidup dapat dijelaskan menggunakan model fungsional abstrak yang mewakili konseptualisasi kebutuhan akan sistem, realisasi, pemanfaatan, evolusi, dan pembuangannya.
- Tahapan mewakili periode siklus hidup utama yang terkait dengan suatu sistem dan mereka berhubungan dengan keadaan deskripsi sistem atau sistem itu sendiri. Tahapan-tahapan tersebut menggambarkan kemajuan besar dan tonggak pencapaian sistem melalui siklus hidupnya. Mereka memunculkan gerbang keputusan utama dari siklus hidup.

Tahap desain siklus hidup sistem menggunakan sejumlah proses teknis yang dijelaskan dalam Standar IEEE 15288 (2008) untuk mencapai tujuan desain (Adams, K. M. 2015).

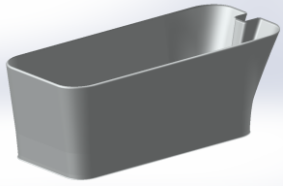
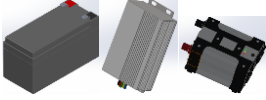

Sebagai persyaratan dan tujuan dalam proses teknis pada tahap desain atau *Design Requirement and Objectives* (DRO), untuk lebih memperjelas DRO, maka akan ditampilkan dalam Tabel 3.1.

Tabel 3.1 Proses teknis tahap desain

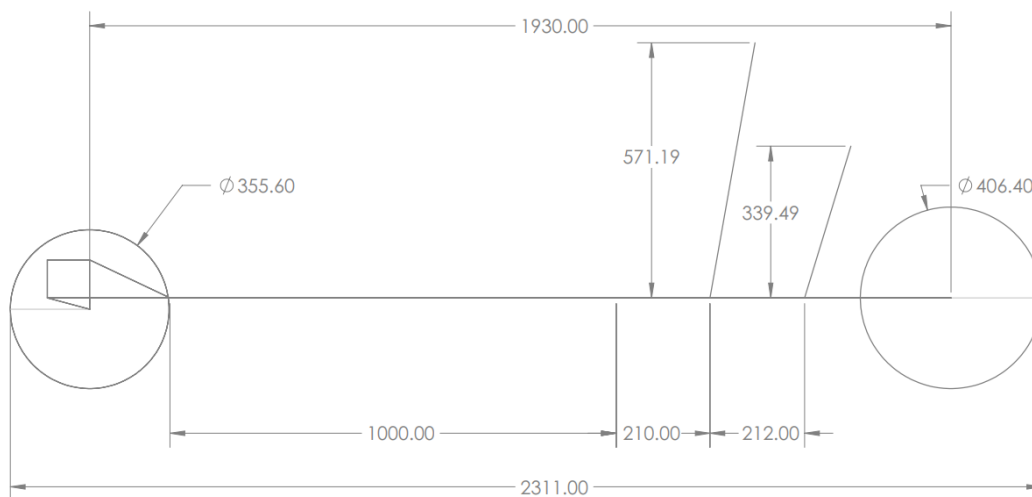
No	Proses Teknis	Tujuan
1	Syarat penting	Kepatuhan terhadap Peraturan Menteri Perhubungan (PM) Republik Indonesia Nomer 65 tahun 2020 tentang Konversi Sepeda Motor Penggerak Motor Bakar Menjadi Sepeda Motor Listrik Berbasis Baterai
2	Analisa kebutuhan	Mengubah persyaratan penting menjadi teknis dengan produk yang diinginkan
3	Pemodelan desain	Merancang solusi yang memenuhi persyaratan teknis
4	Integrasi	Merakit seluruh solusi teknis dalam pemodelan desain
5	Verifikasi	Mengkonfirmasi bahwa persyaratan desain yang ditentukan dipenuhi oleh sistem
6	Validasi	Memberikan bukti objektif bahwa persyaratan desain telah mencapai tujuan
7	Implementasi	Mewujudkan elemen-elemen sistem yang telah didesain

Proses teknis dalam desain memberikan tahapan untuk menyusun beberapa komponen sehingga membentuk sebuah struktur sasis secara keseluruhan. Desain terbentuk dari sebuah sepeda terletak dibelakang dengan satu roda dan kargo yang terletak didepan dengan dua roda. Kondisi ini memengaruhi dimensi geometris hingga kinerja dari struktur sasis kendaraan meliputi beban statis yang diterima dan beberapa DRO yang telah dijelaskan pada sub bab 2.1. Berikut merupakan komponen serta beban yang diterima struktur sasis sebagai DRO ditampilkan dalam Tabel 3.2.

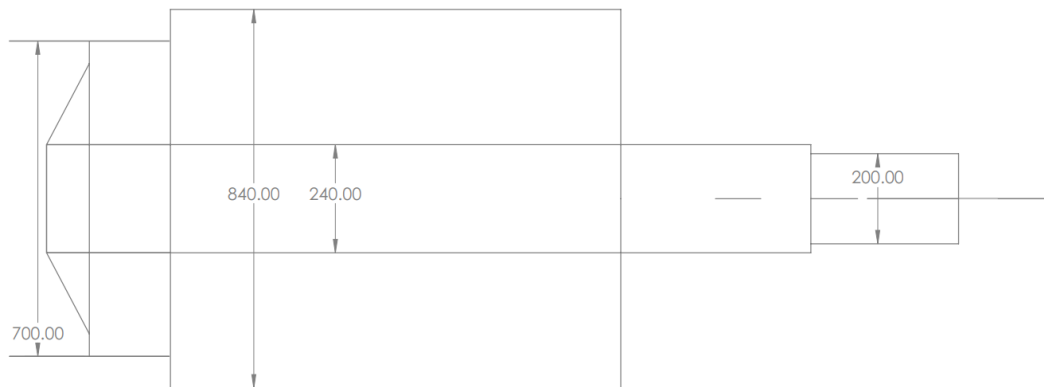
Tabel 3.2 Kebutuhan beban

No	Komponen	Gambar	Beban (kg)
1	Kargo		200
2	Modul elektrik : baterai, kontrol, konverter		20
3	Pengendara		100

Desain kendaraan listrik roda tiga yang digunakan sebagai moda transportasi perkotaan terdiri dari sebuah kargo terletak dibagian depan dan sepeda dibagian belakang. Sistem kemudi yang digunakan adalah sistem yang sama pada mobil. Modul elektrik yang terdiri dari baterai diletakan dibawah kaki pengendara, konverter dibawah kemudi dan kontrol ada dibawah tempat duduk pengemudi. Berdasarkan persepsi tersebut komponen pelengkap struktur sasis seperti roda dan suspensi diidentifikasi hingga mendapatkan dimensi keseluruhan.



Gambar 3.2 Dimensi kendaraan listrik roda tiga tampak samping



Gambar 3.3 Dimensi kendaraan listrik roda tiga tampak atas

Konsep kendaraan listrik roda tiga terbentuk dari menghubungkan komponen hingga menghasilkan sketsa kasar untuk selanjutnya membentuk model menggunakan *software* CAD SolidWork. Hasil penggabungan tersebut menghasilkan parameter yang digunakan untuk membuat desain ditampilkan dalam Tabel 3.3.

Tabel 3.3 Spesifikasi rancangan sasis

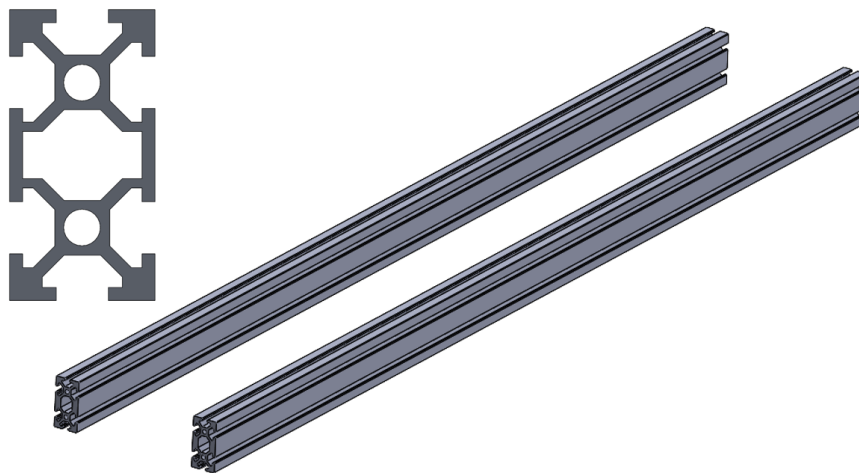
Panjang x lebar x tinggi kendaraan	2311 x 840 x 571.19 mm
Jarak sumbu roda depan ke belakang	1930 mm
Jarak sumbu roda kiri ke kanan	700 mm
Jarak sumbu roda depan ke tanah	177.8 mm
Jarak sumbu roda belakang ke tanah	203.2 mm
Roda depan	335.6 mm
Roda belakang	406.4 mm
Panjang kargo	1000 mm
Panjang ruang modul elektrik	422 mm
Tinggi tempat duduk pengemudi	339.49 mm
Tinggi kemudi	571.19 mm

Parameter ketinggian pegangan kemudi, tempat duduk pengemudi dan pijakan kaki pengemudi atau segitiga ergonomi diperoleh dari referensi produsen sepeda motor yang umum beredar dipasar. Hal tersebut dilakukan untuk mengatasi

masalah kenyamanan berkendara sehingga pengemudi bisa dengan cepat membiasakan diri dalam mengendalikan kendaraan.

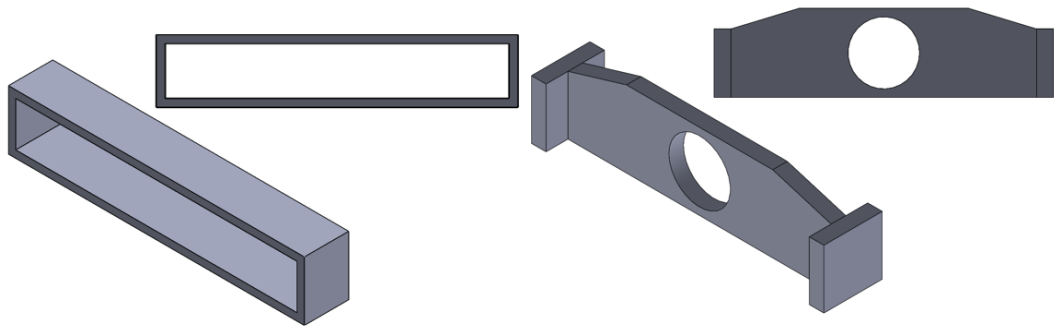
Desain bodi dapat dilihat dari segi struktur sasis, komponen dan material (Altach, J., *et al.*, 2019). Prosedur selanjutnya diperoleh dengan membagi desain struktur sasis menjadi sub desain untuk memperkirakan penampang komponen dalam kendaraan. Desain didekati dengan membandingkan kinerja yang diperlukan struktur sasis. Penyesuaian ini dilakukan berulang hingga mendapatkan ukuran sub desain yang memenuhi syarat massa yang dapat diterima. Pada penelitian ini digunakan komponen dan material *Round Tube* Alumunium Alloy EN AW 6061 T6. Material tersebut telah diperikasa dalam toko *online* tersedia dari diameter 10 – 60 mm dan ketebalan 1.5 – 5 mm. Sedangkan untuk tipe *plate* tersedia untuk ketebalan 0.6 hingga 350 mm dan lebar 10 – 2500 mm. Pada sasis utama dipilih alumunium profile dengan ukuran 20x40 dan material 6063 T5.

Setelah diperoleh klasifikasi komponen dan material selanjutnya model bisa dikejakan dalam *software* CAD Solidworks.



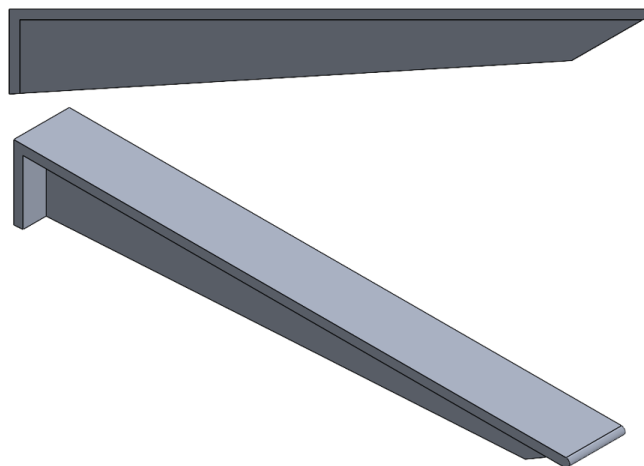
Gambar 3.4 *Long Members*

Sasis utama menggunakan *long members* sebagai penyatu seluruh komponen kendaraan. Bisa dilihat pada Gambar 3.3 bagian tersebut menggunakan alumunium profile 20x40 dengan material 6063 T5.



Gambar 3.5 *Cross Members*

Gambar 3.5 merupakan *cross members* yang digunakan untuk menghubungkan dua *long members* untuk membentuk sasis utama. *Cross members* terletak didepan dan ditengah tepat dibawah sistem kemudi yang juga memiliki fungsi sebagai dudukan *bearing* untuk sistem kemudi.



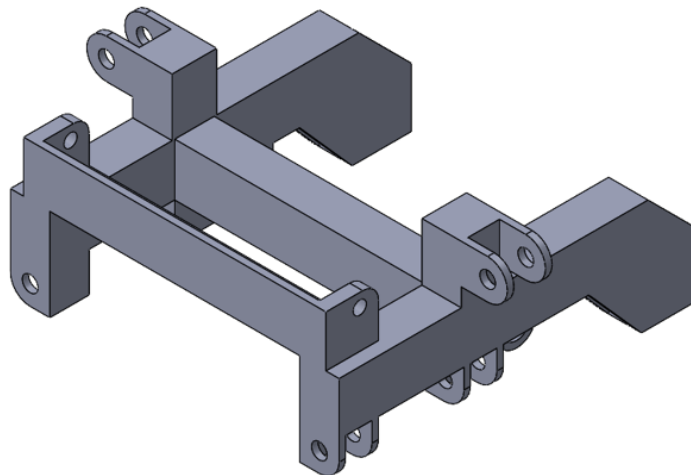
Gambar 3.6 *Trust Members*

Gambar 3.6 digunakan sebagai bagian yang menopang beban kargo atau penumpang pada struktur sasis kendaraan. *Trust member* terletak disepanjang sasis utama. Jumlah dari bagian ini divariasikan untuk memenuhi kinerja struktur sasis dalam operasi beban statis.



Gambar 3.7 Tempat modul elektrik, kemudi dan pengemudi

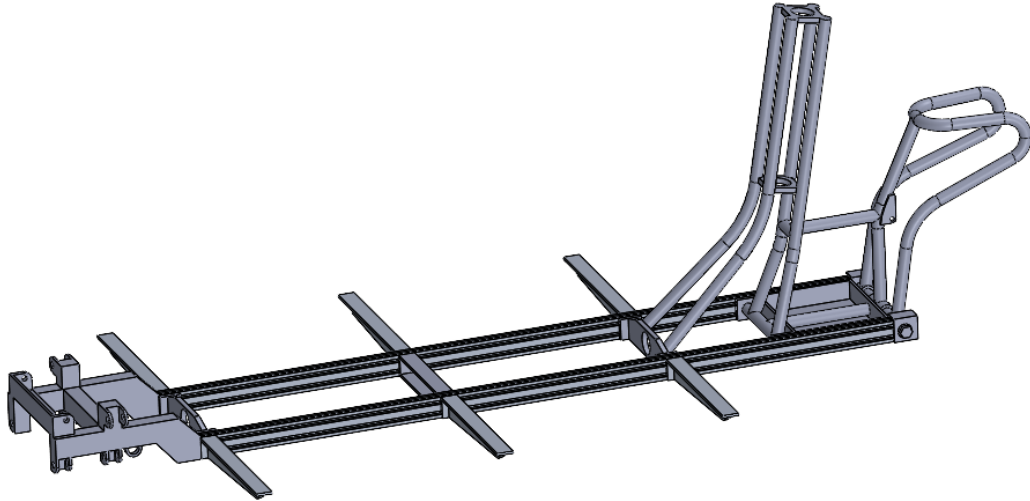
Gambar 3.7 berturut-turut dari kiri ke kanan adalah kemudi, tempat baterai dan tempat duduk pengemudi yang juga difungsikan sebagai tempat modul elektrik dari konverter dan kontrol dari motor BLDC. Kedua bagian juga mendukung untuk penghubungan pada sasis utama.



Gambar 3.8 Dudukan kemudi

Dudukan kemudi adalah komponen utama yang mendukung kaki kendaraan dibagian depan. Suspensi dan dua *swing arm* dipasang melekat pada

bagian ini. Untuk material dariudukan kemudi menggunakan sebuah plat alumunium dengan tebal 5 mm dibentuk dengan sambungan permanen.



Gambar 3.9 Desain kendaraan listrik roda tiga

Semua sub bagian dari kendaraan listrik roda tiga jika diintegrasikan membentuk struktur secara penuh. Gambar 3.9 menampilkan struktur sasis kendaraan. Pada analisis beban statis digunakan struktur penuh yang berfokus pada sasis utama. Penambahan komponen atau modifikasi dilakukan sebagai upaya untuk memenuhi persyaratan kinerja struktur sasis. Tabel 3.4 dan 3.5 merupakan informasi mengenai properti material yang digunakan dalam desain. Terdapat 3 komponen yaitu plat, pipa dan profile dengan dua jenis material. Plat dan pipa menggunakan material alumunium 6061 T6 sedangkan profile menggunakan material alumunium 6063 T5.

Tabel 3.4 Properti material 6061 T6

<i>Density (g/cm³)</i>	2.7
<i>Tensile strength (Ultimate) (Mpa)</i>	310
<i>Tensile strength (Yield) (Mpa)</i>	275
<i>Elastis modulus (Gpa)</i>	69
<i>Poisson's ratio (N/A)</i>	0.33
<i>Bulk modulus (GPA)</i>	69
<i>Shear modulus (Gpa)</i>	26

Tabel 3.5 Properti material 6063 T5

<i>Density (g/cm³)</i>	2.7
<i>Tensile strength (Ultimate) (Mpa)</i>	185
<i>Tensile strength (Yield) (Mpa)</i>	145
<i>Elastis modulus (Gpa)</i>	69
<i>Poisson's ratio (N/A)</i>	0.33
<i>Bulk modulus (GPA)</i>	69
<i>Shear modulus (Gpa)</i>	26

Pada tabel properti material bisa dilihat bahwa struktur sasis kendaraan listrik roda tiga dimodelkan dengan dua material berbeda. Desain dikerjakan untuk tujuan pengurangan berat kendaraan sekaligus memenuhi persyaratan kinerja. Setelah diterapkan material pada *software* Ansys, informasi beban kendaraan bisa diketahui dengan nilai 13.133 kg. Untuk mengeksplorasi manfaat material ringan dilakukan berbagai macam pengujian.

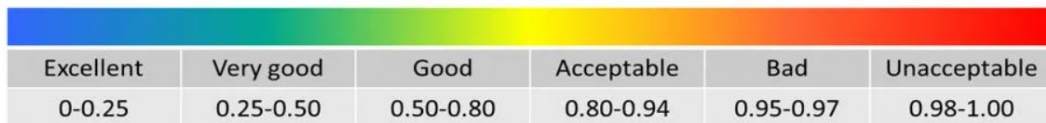
3.4 *Meshing*

Tugas diskritisasi sistem atau struktur menggunakan FE sering disebut hanya sebagai *meshing*. Proses *meshing* hanya didasari pada pengalaman pribadi. Karena *mesh* perlu disesuaikan untuk setiap model. Diskritisasi struktur apapun dapat diselesaikan dengan berbagai cara. Sehingga proses yang terjadi adalah kondisional, tidak ada cara yang benar atau salah untuk *meshing*. Namun, ada yang buruk atau baik. Sehingga memiliki pengaruh yang signifikan terhadap hasil FEA. Hal tersebut bergantung pada tujuan dari dilakukannya analisis FE dan akurasi yang diinginkan dari analisis. Asumsi dan penyederhanaan diperkenalkan untuk mengurangi kesulitan memecahkan masalah. Namun masalah pemilihan material, penempatan beban dan batasan tetap harus diperhatikan.

Pemilihan ukuran elemen berkaitan dengan tujuan dan akurasi seperti hasil dari semua mode deformasi. Dilain hal masalah CPU meningkat dengan waktu yang dibutuhkan semakin banyak pada akhirnya dapat menyebabkan penghentian perangkat lunak FE karena kekurangan memori. Pendekatan lain untuk menentukan ukuran *mesh* yang sesuai adalah dengan membandingkan *mesh* yang dibuat dengan geometri asli (Christensen, J., & Bastien, C., 2015).

Untuk meningkatkan kualitas mesh, pengaturan tambahan dilakukan dalam properti *mesh*. Parameter mesh seperti kualitas elemen, skewness dan orthogonal quality dipertimbangkan dalam global *mesh*. Kualitas elemen *mesh average* 0,6 dan di atasnya dapat diterima. Ukuran diterimanya *skewness* dan *orthogonal quality* dapat dilihat pada Gambar 3.10.

Skewness mesh metrics spectrum:

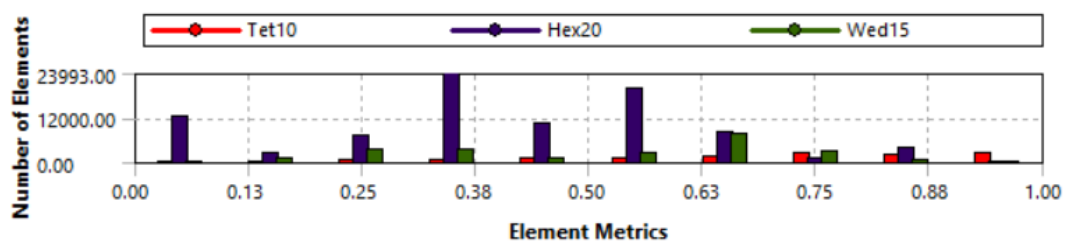


Orthogonal Quality mesh metrics spectrum:



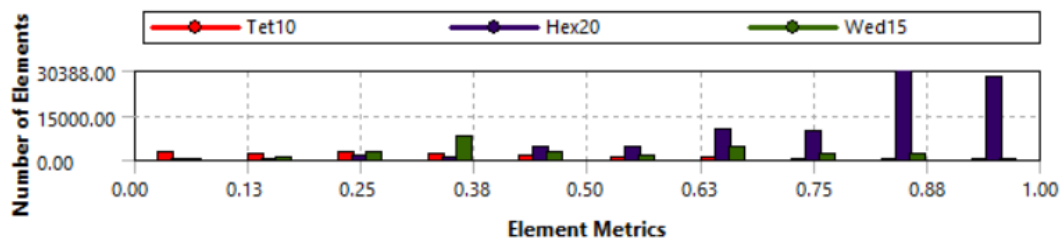
Gambar 3.10 Spektrum metrik *mesh skewness* dan *orthogonal quality*

Ansys *meshing* memberikan banyak pilihan untuk pemeriksaan kualitas *mesh*. Dalam tesis ini digunakan pemeriksaan melalui diagram batang seperti yang ditunjukkan pada Gambar 3.11 3.12. Nilai dari diagram tersebut kemudian diklarifikasi dengan spektrum metrix. Ketika nilai dirasa masih kurang, maka perlu dilakukan *meshing* ulang untuk meningkatkan kualitas meshing.



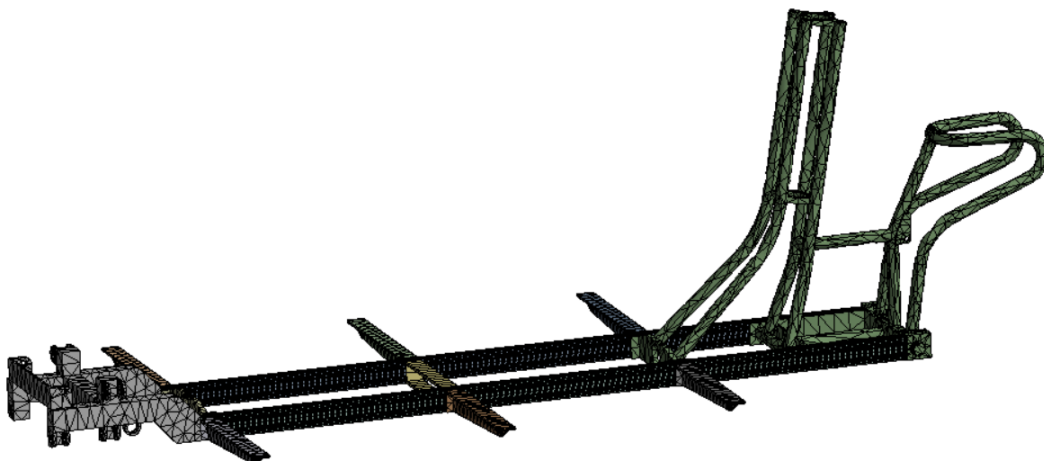
Gambar 3.11 *Skewness global mesh*

Pada Gambar 3.11 menunjukkan informasi nilai rata – rata *skewness* adalah 0.45277. Nilai tersebut jika diklarifikasi spektrum metrik pada Gambar 3.10 ada pada kondisi bagus.



Gambar 3.12 *Orthogonal quality global mesh*

Sedangkan untuk nilai *orthogonal quality* adalah 0.99864 dikonfirmasi pada kondisi bagus sekali. Ketiga gambar diagram batang tersebut adalah contoh dari pemeriksaan kualitas *mesh*. Untuk mencapai kualitas *mesh* yang tinggi, melanjutkan prosedur untuk menambahkan pengaturan pada lokal *mesh*. Bentuk *mesh* dari kendaraan listrik roda tiga pada pengaturan global *mesh* bisa dilihat pada gambar 3.13.



Gambar 3.13 *Default global mesh*

Pada struktur sasis kendaraan listrik roda tiga berasal dari beberapa bagian yang disatukan terdiri dari 636784 node dan 119888 elemen pada global *mesh*. Sehingga untuk alasan ini diperlukan kendali *mesh* dari setiap bagian dengan tetap memperhatikan global *mesh*. Pengaturan ukuran, kontak dan perbaikan elemen *mesh* pada setiap anggota struktur dilakukan dengan fungsi *body sizing* pada bagian *long members* dan melakukan *mesh copy* untuk bagian *long members* yang lain. Untuk penopang beban kargo adalah *trust members* yang berjumlah enam

bagian diletakkan menempel disepanjang kiri dan kanan *long members*. Pada bagian ini digunakan *face meshing* sebanyak lima tempat permukaan. Bisa dilihat pada Gambar 3.14. Kemudian pada dudukan kaki – kaki kendaraan digunakan *refinement* untuk membuat node lebih banyak dibagian sambungan suspensi, *swing arm* depan dan komponen lainnya.

Setelah pengaturan pada lokal *meshing* diperoleh nilai node menjadi 429248 dan nilai elemen adalah 110963. Hal tersebut menunjukkan penurunan jumlah dari global *mesh*. Untuk memastikan kelayakan *mesh* pada struktur dilakukan uji konvergensi *mesh* dimana diterapkan *trial error* terhadap nilai dari *element size* dengan memilih hasil dari maksimum *stress* sebagai parameter untuk mengklarifikasi hasil uji konvergensi *mesh*.



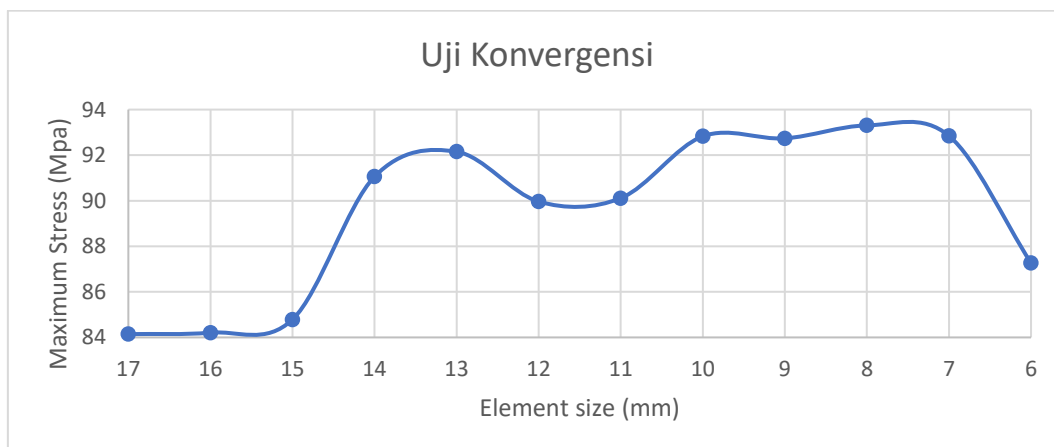
Gambar 3.14 Lokal *mesh*

Akurasi *meshing* meningkat dengan dengan semakin banyaknya elemen yang digunakan. Namun hal tersebut juga berdampak pada waktu komputasi. Semakin banyak jumlah elemen juga semakin banyak waktu yang dibutuhkan untuk komputasi (Madenci, E., & Guven, I., 2015). Tabel 3.6 menunjukkan hasil dari uji konvergensi dimana diskontinuitas tegangan maksimal ditampilkan.

Tabel 3.6 Data iterasi *mesh*

Element size (mm)	Node	Element	Skewness	Orthogonal Quality	Maximum Stress (Mpa)
17	461806	127764	0.45267	0.61023	84.146
16	466994	130508	0.44821	0.61332	84.211
15	476586	135785	0.44203	0.61704	84.788
14	485468	140223	0.43998	0.61718	91.057
13	479183	136528	0.43295	0.62592	92.151
12	491733	138737	0.44808	0.61007	89.964
11	509733	148068	0.43606	0.6184	90.113
10	529142	158681	0.99972	0.62213	92.826
9	570151	180983	0.41959	0.6248	92.737
8	614886	210355	0.39592	0.64245	93.305
7	699918	252671	0.41011	0.62228	92.846
6	936741	368598	0.32532	0.70048	87.267

Uji konvergensi diawali dengan ukuran elemen 17 mm. Hasil diperoleh dengan menyelesaikan model kendaraan listrik roda tiga. Analisis kemudian diulang dengan ukuran elemen yang lebih kecil. Nilai maksimal tegangan dibandingkan dengan hasil sebelumnya dalam Gambar 3.15. Jika perbedaan nilai tegangan cukup besar, maka nilai terbesar dengan mempertimbangkan *skewness* dan *orthogonal quality* diambil sebagai hasil tegangan yang sebenarnya.



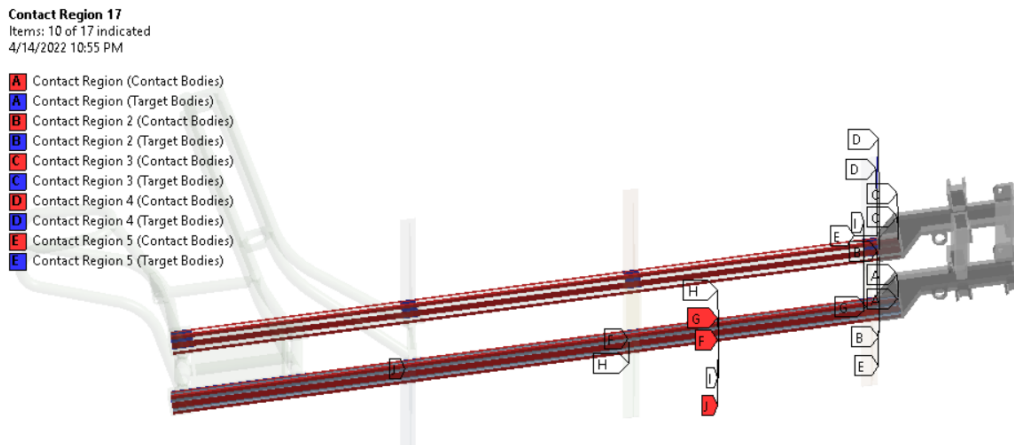
Gambar 3.15 Grafik uji konvergensi *mesh*

Hasil uji konvergensi *mesh* diperoleh nilai maksimal tegangan tertinggi sebanyak tiga kali pada ukuran elemen 13, 10 dan 8 sehingga ketiga data tersebut diambil untuk membandingkan nilai *skewness* dan *orthogonal quality*. Bisa dilihat pada Tabel 3.6. *Skewness* terendah dimiliki oleh ukuran elemen 8 sebesar 0.39592 dan *orthogonal quality* pada nilai 0.64245 dimana nilai tersebut mengidentifikasi bahwa hasil *mesh* sudah baik. Bisa dilihat pada Gambar 3.9. Sehingga bisa diambil keputusan pada proses *meshing*. Nilai tegangan sebenarnya untuk model yang dikerjakan menggunakan pengaturan ukuran elemen 8 mm.

3.5 Analisa Struktur Statis

Analisa statis diterapkan pada kendaraan listrik roda tiga untuk mengetahui reaksi dari beban, tegangan dan deformasi dalam struktur. Pada analisa struktur statis diasumsikan stabil terhadap waktu sehingga tidak ada efek inersia dan redaman. Kondisi operasi kendaraan listrik roda tiga digunakan untuk memuat barang dalam lingkungan kota.

Perancang kendaraan perlu mengetahui beban yang paling buruk atau paling merusak yang mungkin menimpa struktur. Hal tersebut dilakukan untuk memastikan bahwa struktur tidak gagal ketika kendaraan sedang beroperasi karena kelebihan beban sesaat. Pada tahap desain berfokus pada kekuatan. Asumsi yang umum digunakan adalah jika struktur dapat menahan beban terburuk yang mungkin dihadapi, maka struktur tersebut kemungkinan memiliki kekuatan fatik yang cukup. Analisa struktur statis dilakukan dengan simulasi menggunakan *software* Ansys Mechanical dengan pembebanan yang terdapat pada Table 3.1. Sehingga proses analisa selanjutnya dilakukan dengan mengatur *contact* dan *boundary conditions*.



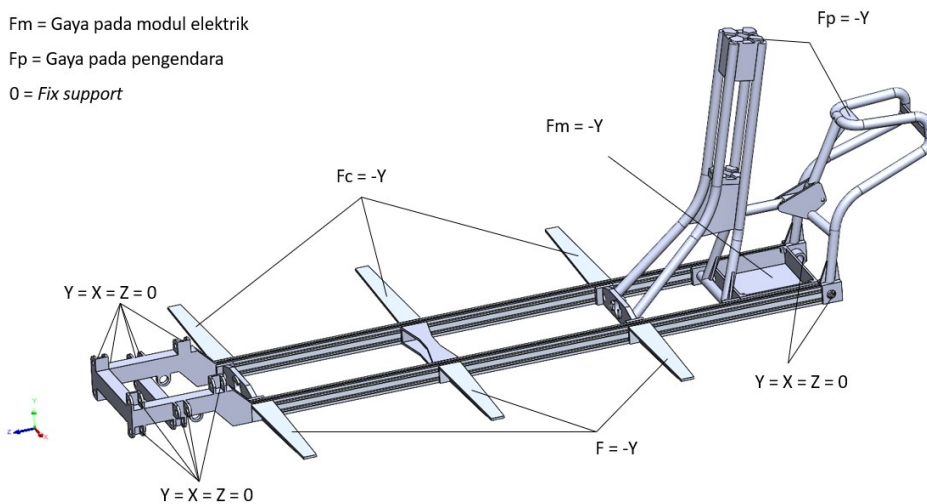
Gambar 3.16 *Contact region*

F_c = Gaya pada cargo

F_m = Gaya pada modul elektrik

F_p = Gaya pada pengendara

0 = *Fix support*



Gambar 3.17 *Boundary conditions static structural*

Kendaraan listrik roda tiga dimodelkan perbagian sehingga untuk membentuk seluruh struktur dilakukan perakitan tiap bagian. Pada pengaturan *contact region* terdapat 17 permukaan yang disatukan sebagai *solid body*. Bisa dilihat pada Gambar 3.16. Kemudian pada pengaturan *boundary condition* simulasi *static structural* ditambahkan efek gravitasi pada model kendaraan dan *fix support* yang ditempatkan pada *mounting swing arm* depan dan belakang serta suspensinya. Sedangkan pada pengaturan pembebanan diterapkan empat gaya pada struktur sasis kendaraan listrik roda tiga. Bisa dilihat pada Tabel 3.7. Beban pengendara terdistribusi 30% pada area kemudi dengan derajat kebebasan mengikuti sudut

caster dari geometri kendaraan (Balaguru, S., *et al.*, 2019). Seluruh beban dikonversi ke dalam satuan Newtoon dengan kalkulator.

Tabel 3.7 *Boundary conditions*

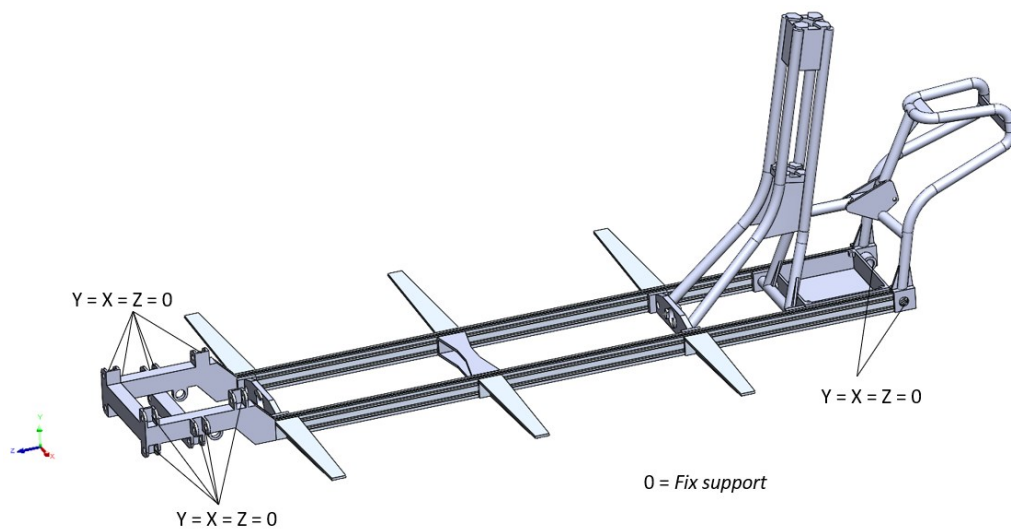
Notasi	Informasi	Nilai	Keterangan
A	Standar gravitasi	9,81 m/s ²	Ditempatkan pada enam <i>trust member</i>
B	Kargo	200 kg	Terletak dibawah kaki pengendara
C	Modul elektrik	20 kg	Ada pada tempat duduk pengendara
D	Pengendara	70% dari 100 kg	Menggunakan koordinat Y
E	Pengendara	30% dari 100 kg	Ada pada kemudi
F	<i>Fixed support</i>	–	Terdapat pada <i>mounting swing arm</i> dan suspensi

Hasil yang dilaporkan merupakan deformasi, tegangan dan ditambahkan *safety factor* untuk informasi kekuatan fatik. Pada beberapa komponen bagian dievaluasi berdasarkan titik kritisnya dengan *safety factor* untuk memvalidasi analisa sturktur statis.

3.6 Analisa Modal

Analisa modal didasarkan pada natural frekuensi dengan asumsi tidak ada gaya yang terjadi dan ditampilkan dalam *eigenvalue problem* (EVP). *Mode shape* melekat pada sistem dinamis suatu struktur yang sepenuhnya ditentukan oleh bentuk fisiknya. Analisa FEM memberikan identifikasi mengenai kerusakan pada struktur dan analisa modal berguna untuk mendeteksi rentang frekuensi getaran. Sehingga pada tahap ini deformasi dan amplitudo getaran diperoleh sebagai data awal untuk melanjutkan analisa. Proses analisa selanjutnya dilakukan dengan mengatur *boundary conditions*.

Struktur sasis kendaraan adalah sistem resonansi dengan jumlah natural frekuensi yang tidak terbatas. Jika salah satu dari resonansi ini terjadi pada frekuensi yang salah, tingkat vibrasi yang terjadi merusak struktur. Penyelidikan perilaku vibrasi struktur dilakukan untuk menghindari bagian struktur yang tidak menginginkan vibrasi (Malen, D. E., 2011).



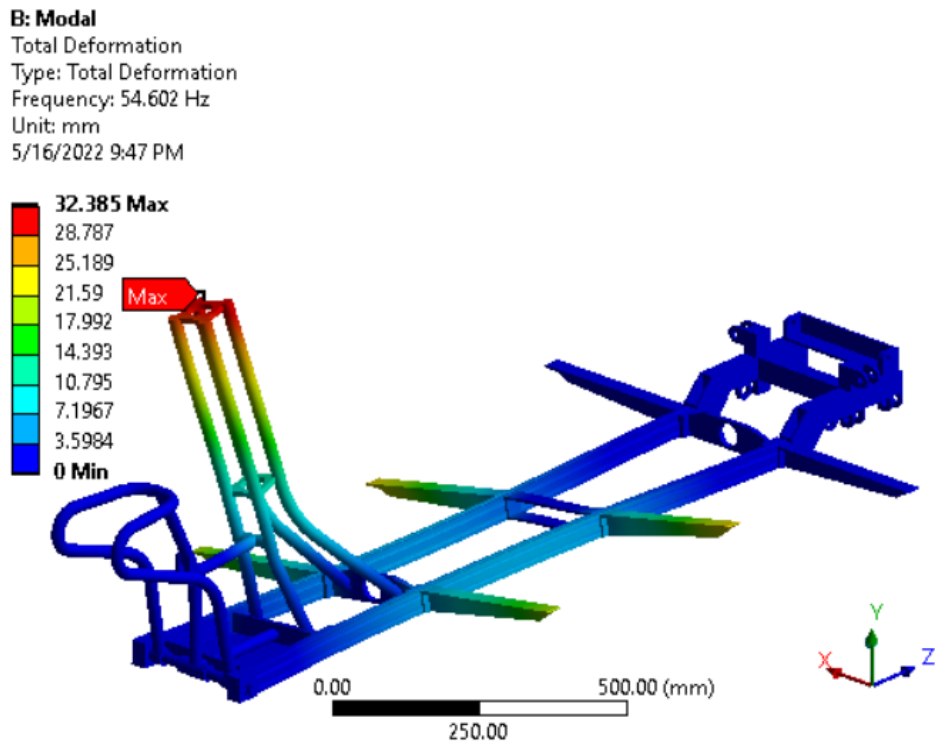
Gambar 3.18 *Boundary conditions modal*

Pengaturan *boundary condition* simulasi modal hanya menggunakan *fix support* yang ditempatkan pada *mounting swing arm* depan dan belakang serta suspensinya. Tidak ada efek gravitasi maupun gaya pada analisa modal. Pengaturan analisa modal menggunakan 10 mode maksimal dengan membentuk *mode shape* berdasarkan hasil frekuensi. Nilai deformasi dalam struktur bisa diperoleh berdasarkan *mode shape*. Hasil dari deformasi *mode shape* bisa digunakan untuk mengevaluasi komponen karena menampilkan perilaku dinamis tertentu.

Tabel 3.8 Faktor partisipasi

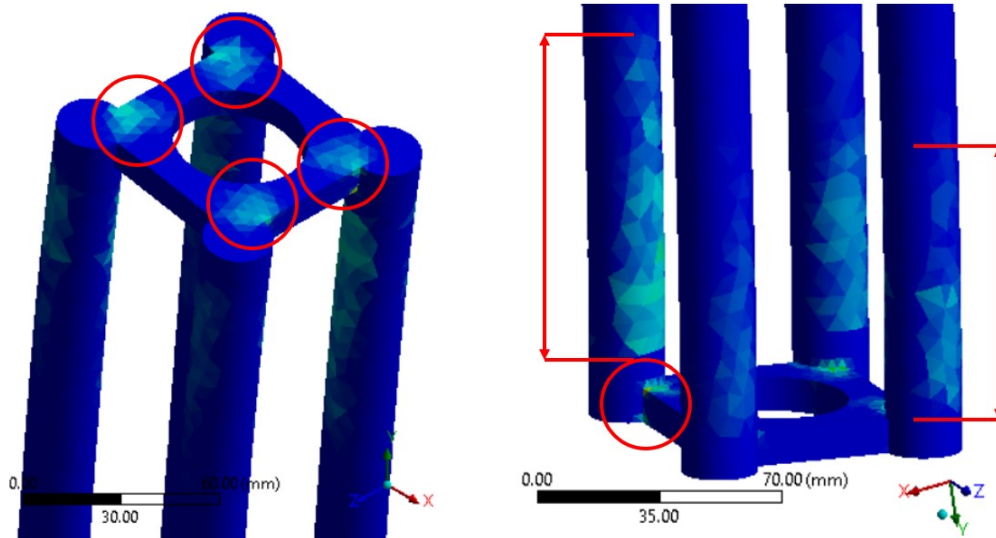
Mode	Frekuensi (Hz)	Deformasi (mm)	Ratio					
			X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	54.602	32.385	0.847894	0.000065	0.000157	0.000157	1.000000	1.000000
2	72.296	56.294	1.000000	0.000622	0.000375	0.000375	0.808170	0.686624
3	75.351	32.213	0.000376	0.906801	1.000000	1.000000	0.064672	0.117282
4	79.231	50.154	0.689162	0.000148	0.000025	0.000025	0.331045	0.468833
5	97.263	48.5	0.617708	0.000248	0.000750	0.000750	0.899588	0.584153
6	120.67	25.347	0.000053	1.000000	0.226127	0.226127	0.014450	0.129727
7	128.94	39.506	0.001194	0.71659	0.831225	0.831225	0.055485	0.091420
8	149.04	62.656	0.148303	0.000507	0.000958	0.000958	0.271374	0.086182
9	159.83	66.179	0.000515	0.053615	0.003321	0.003321	0.000508	0.007260
10	163.4	38.964	0.00006	0.654662	0.499137	0.499137	0.032488	0.084623

Analisa modal dilakukan pada satu bagian penuh struktur sasis kendaraan listrik roda tiga. Frekuensi awal diperoleh dengan nilai terkecil 54.602 Hz dan frekuensi terakhir 163.4 Hz. 10 *modes* dipilih pada penentuan analisa modal. Berdasarkan nilai frekuensi bentuk deformasi struktur diamati melalui *mode shape*. Perilaku dinamis ditingkatkan dengan mengidentifikasi komponen yang paling berpengaruh. Dalam solusi informasi pada pilihan *participation factor summary* bisa dilihat faktor partisipasi yang memberikan informasi mengenai jumlah massa yang bergerak disetiap arah pada setiap *mode shape*. Informasi dari *solver output* tersebut bisa digunakan untuk mengidentifikasi *mode shape* yang paling berpengaruh dalam sistem sehingga bisa menentukan target modifikasi struktur. Target modifikasi natural frekuensi ditentukan dengan memilih ratio dari faktor partisipasi yang mendekati nilai 1 yang mungkin mengalami resonansi. Terdapat dua solusi untuk menggeser nilai frekuensi dengan meningkatkan kekakuan struktur dan massa struktur. Setelah menentukan nilai frekuensi yang dimodifikasi, maka langkah selanjutnya dikerjakan pada level komponen. Perubahan pada level komponen meningkatkan perilaku sistem multibody (Bonisoli, E., *et al.*, 2020). Untuk mempermudah penentuan dibutuhkan luaran *strain energy density* pada Ansys *analysis setting* dengan memberikan kendali luaran volume dan energi sehingga bisa diperiksa pada *worksheet* Ansys untuk kemudian dibuat luaran potential energi dimana perubahan desain bisa diamati pada kontur komponen dan kemudian diperbaiki dalam rentan operasi kondisi kendaraan listrik roda tiga. Bisa dilihat pada Gambar 3.19.



Gambar 3.19 Kontur modal mode pertama

Nilai ratio dari faktor partisipasi pada mode pertama menunjukkan arah koordinat yang perlu diperhatikan adalah arah X, rotasi Y dan rotasi Z. Pada arah X deformasi maksimal terletak pada ujung dudukan kemudi. Pada Gambar 3.20 menunjukkan kontur *strain energy density* dengan titik yang dilingkari sebagai target modifikasi. Sedangkan untuk rotasi Y dan rotasi Z dipilih solusi memberikan penutup dengan material yang sama sepanjang luas penampang kargo dengan model desain yang menyelimuti seluruh bagian *cross member* untuk membatasi kemungkinan deformasi pada arah rotasi XYZ.

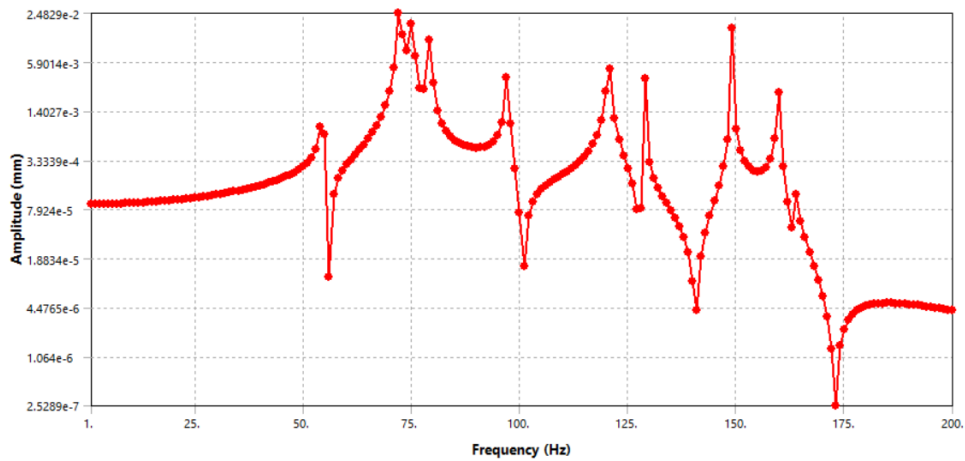


Gambar 3.20 Kontur modal strain energy density pada dudukan kemudi

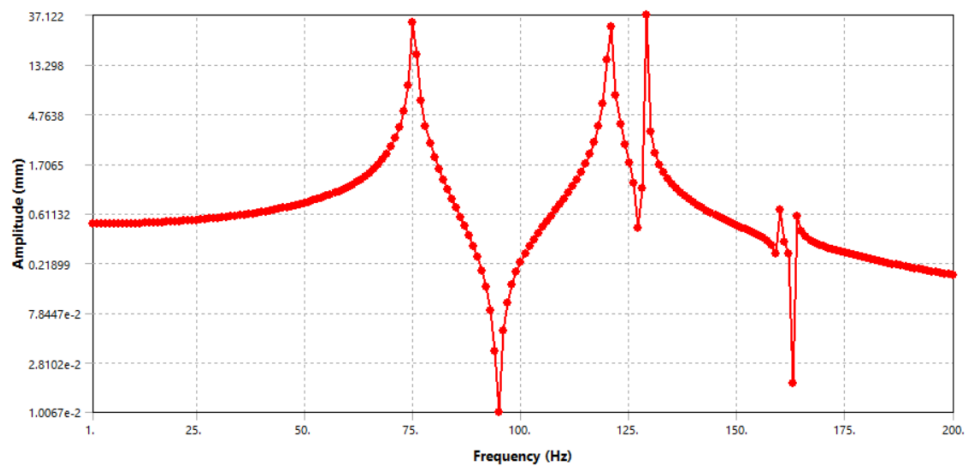
Area dengan regangan besar perlu untuk dikakukan. Solusi yang diberikan pada dudukan kemudi adalah menambah ketebalan pada titik yang dilingkari atau dengan mengurangi panjang dudukan kemudi dengan nilai sepanjang arah panah pada Gambar 3.20. Proses identifikasi dilanjutkan untuk 10 mode natural frekuensi.

Prosedur selanjutnya adalah menemukan frekuensi resonan dari struktur. Diterapkan beban harmonik untuk mengamati natural frekuensi dalam bentuk maksimal deformasi. Dalam analisa harmonik beban diterapkan sesuai dengan analisa statis, bisa dilihat dalam Tabel 3.8. Namun tidak diaplikasikan standar gravitasi. Pada pengaturan analisa dalam *software* jangkauan minimum diatur 0 Hz dan Maksimum diperlebar dari hasil analisa modal 163.4 Hz menjadi 200 Hz (Ahirrao, N., & Bhosle, S. 2020). Metode superposisi *mode* digunakan dalam *solver* untuk mempermudah pengambilan hasil amplitudo tegangan dan deformasi. Data awal FRF ditampilkan dalam koordinat global XYZ.

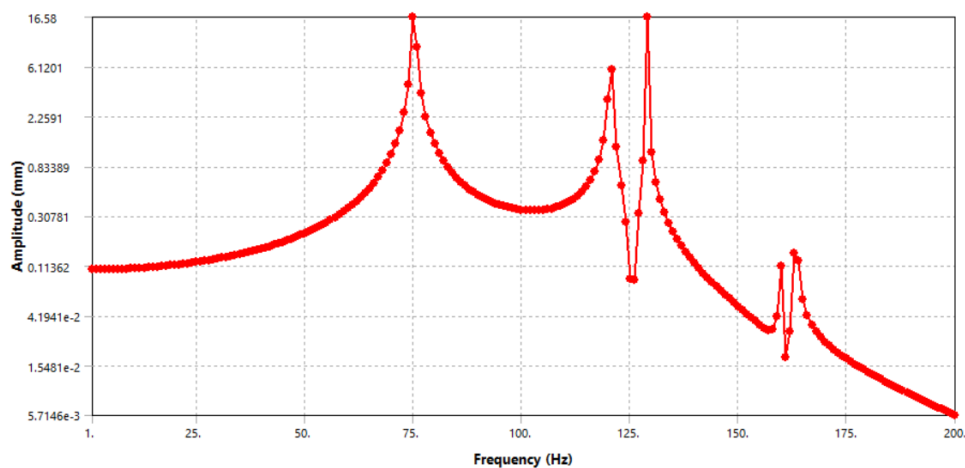
Analisa harmonik menampilkan deformasi struktur. Data frekuensi tersebut berdasarkan natural frekuensi sedangkan nilai deformasi ditampilkan dalam amplitudo gelombang.



Gambar 3.21 FRF deformasi pada koordinat X



Gambar 3.22 FRF deformasi pada koordinat Y



Gambar 3.23 FRF deformasi pada koordinat Z

Pada sumbu X respon harmonik struktur ditampilkan dalam grafik fungsi respon frekuensi deformasi. Nilai maksimal deformasi divalidasi dengan faktor

partisipasi pada Tabel 3.8. Jumlah amplitudo gelombang adalah nilai ratio pada frekuensi natural. Sehingga untuk memudahkan pembacaan tabel, komponen modifikasi ditentukan dengan FRF deformasi pada ketiga sumbu koordinat XYZ.

3.7 Analisa Getaran Acak

Analisa getaran dan pemodelan sistem dinamis memberikan peran penting untuk meningkatkan desain kendaraan, terkait dengan tingkat kenyamanan dan keamanannya. Hal ini berguna untuk menentukan hubungan antara profil jalan dengan frekuensi natural dari kendaraan dan mengevaluasi respon dinamik terhadap profil jalan yang diterapkan. Pada evaluasi tersebut desain dimodifikasi untuk menggeser frekuensi natural kendaraan dengan menambahkan massa searah dengan sumbu deformasi yang tercipta.

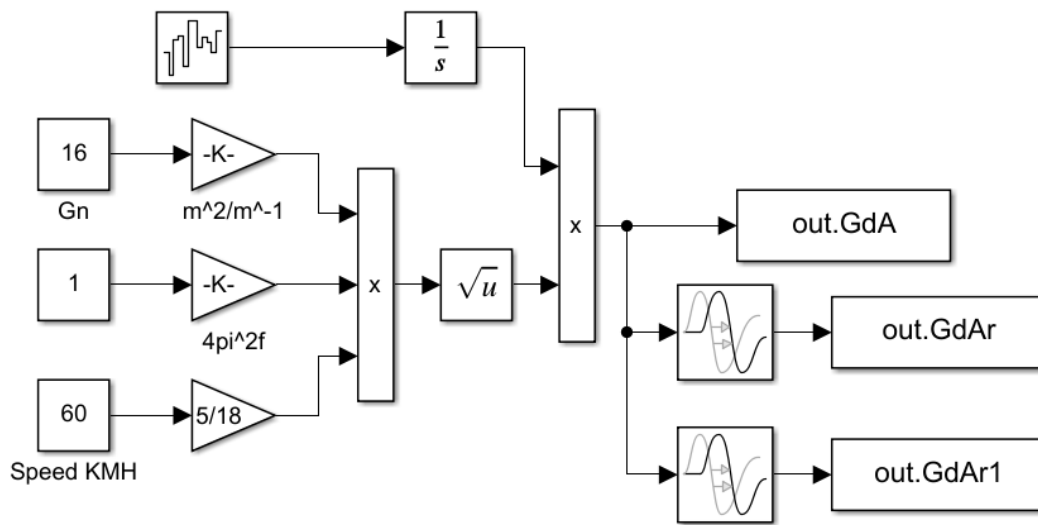
Selama tahap desain, simulasi getaran struktur sasis kendaraan listrik roda tiga membutuhkan nilai masukan dari permukaan jalan untuk beban dinamis. Hubungan antara kendaraan dan permukaan jalan didefinisikan dengan profil jalan yang diukur menggunakan Standar ISO 8608 (Vibration, I. M., 2016). ISO 8608 berbagai jalan dengan tingkat kekasaran dimodelkankan menggunakan persamaan 3.1.

$$G_d(n) = G_d(n_0) \left(\frac{n}{n_0}\right)^{-w} \quad (3.1)$$

Dimana n adalah frekuensi spasial dan n_0 adalah frekuensi referensi spasial. $G_d(n_0)$ adalah koefisien kekasaran jalan. W adalah *waviness* mewakili panjang gelombang jalan. Proses getaran acak dalam kelas jalan direpresentasikan dalam domain waktu dengan filtrasi *white noise*. Masukan jalan acak pada roda depan diekspresikan sebagai berikut:

$$\dot{z}_f(t) - \sqrt{4\pi^2 n_0^2 G_d(n_0)} v = \int_0^t w(t) dt \quad (3.2)$$

Dimana $w(t)$ adalah sinyal *white noise* dengan kerapatan spektral dayanya adalah 1. Kemudian $z_f(t)$ adalah kelas jalan yang dimasukkan berdasarkan data Table 2.1. *Transport delay function* mewakili asumsi waktu tunda pada roda belakang (Al-Yafeai, D., *et al.*, 2020).



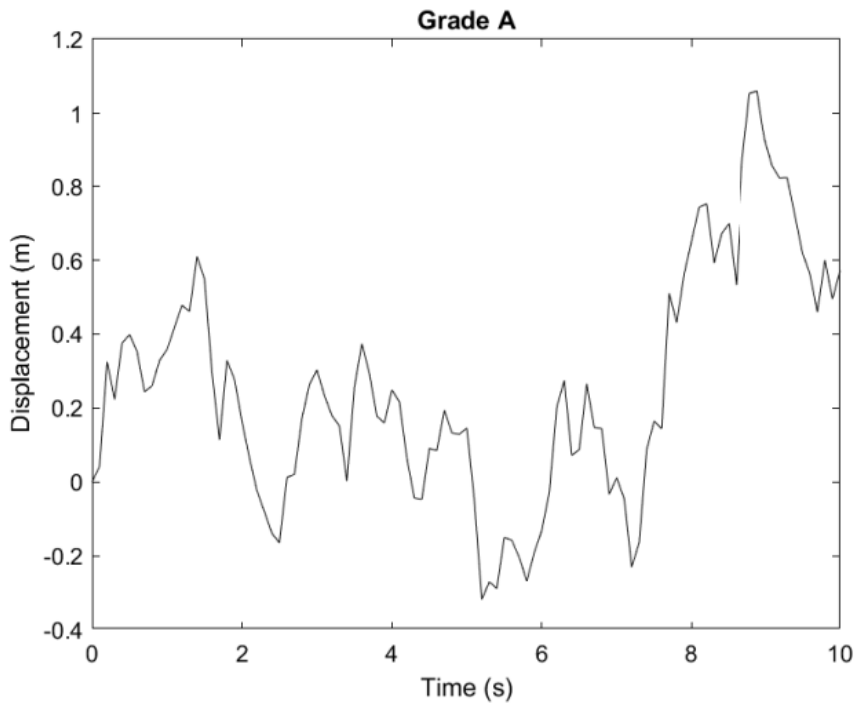
Gambar 3.24 Simulai kelas jalan pada roda depan dan belakang

Gambar 3.24 menunjukkan perjalanan waktu pada kelas jalan dengan kecepatan stasioner saat kendaraan melaju dengan kecepatan 60 kmh pada tipe jalan A. Untuk mendapatkan PSD dari domain waktu ke domain frekuensi digunakan *Fast Fourier Transform* (FFT) dengan Matlab Script.

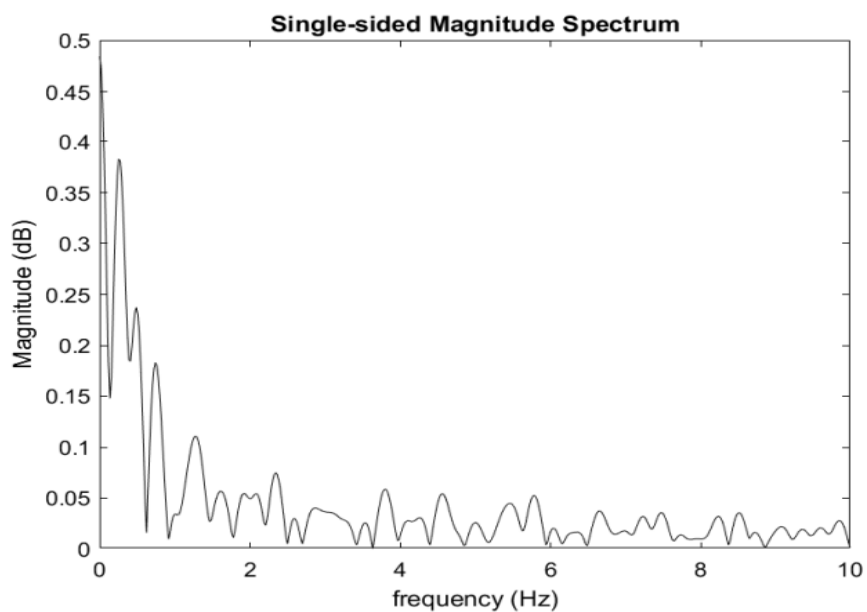
Tabel 3.9 Properti simulasi PSD

Notasi	Nilai
$G_d(n_o)$	$16 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{m}^{-1}$
n_o	0.1 m^{-1}
v	60 kmh
w	2 Hz
<i>Noise power</i>	1 dB
<i>Sample time</i>	0.1 s

Gambar 3.25 adalah luaran dari simulasi kelas jalan dalam domain waktu. Untuk mengidentifikasi komponen frekuensi digunakan data *Displacement (m)*. FFT akan menghasilkan dua sisi spektrum. Untuk mendapatkan satu sisi spektrum, maka luaran FFT dibagi dengan panjang sinyal N digunakan nilai 1000 dan sampel frekuensi 0.05 bisa dilihat pada Gambar 3.26.



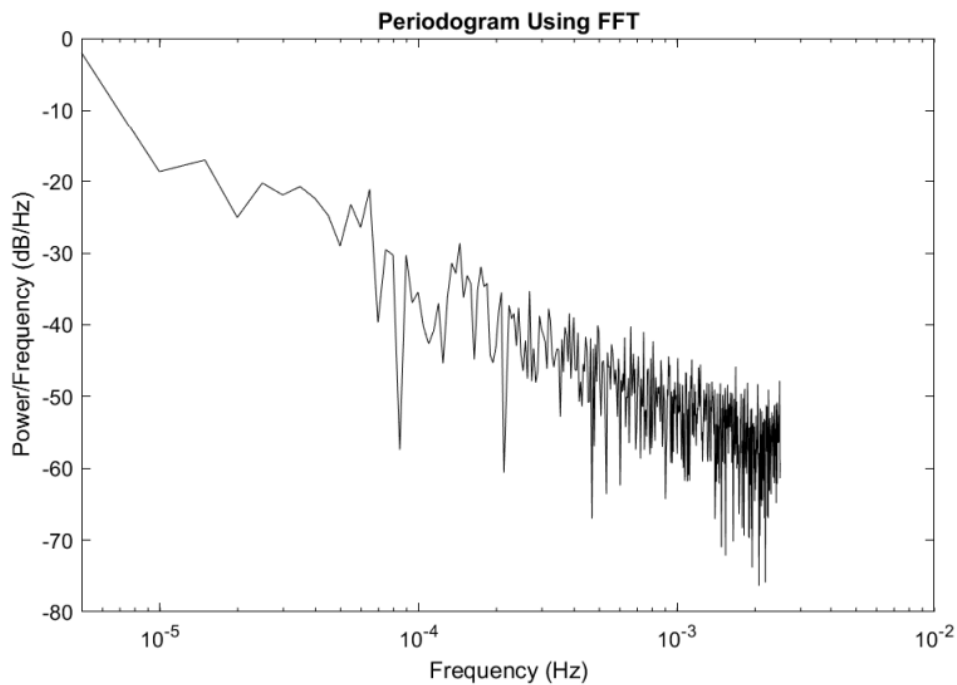
Gambar 3.25 Profil jalan tipe A



Gambar 3.26 Satu sisi spektrum magnitudo

Data FFT pada Gambar 3.26 jika ditampilkan dalam PSD terlihat seperti pada Gambar 3.27. PSD menampilkan kekuatan variasi energi sebagai fungsi frekuensi. Dengan kata lain, menunjukkan dimana variasi frekuensi yang kuat dan

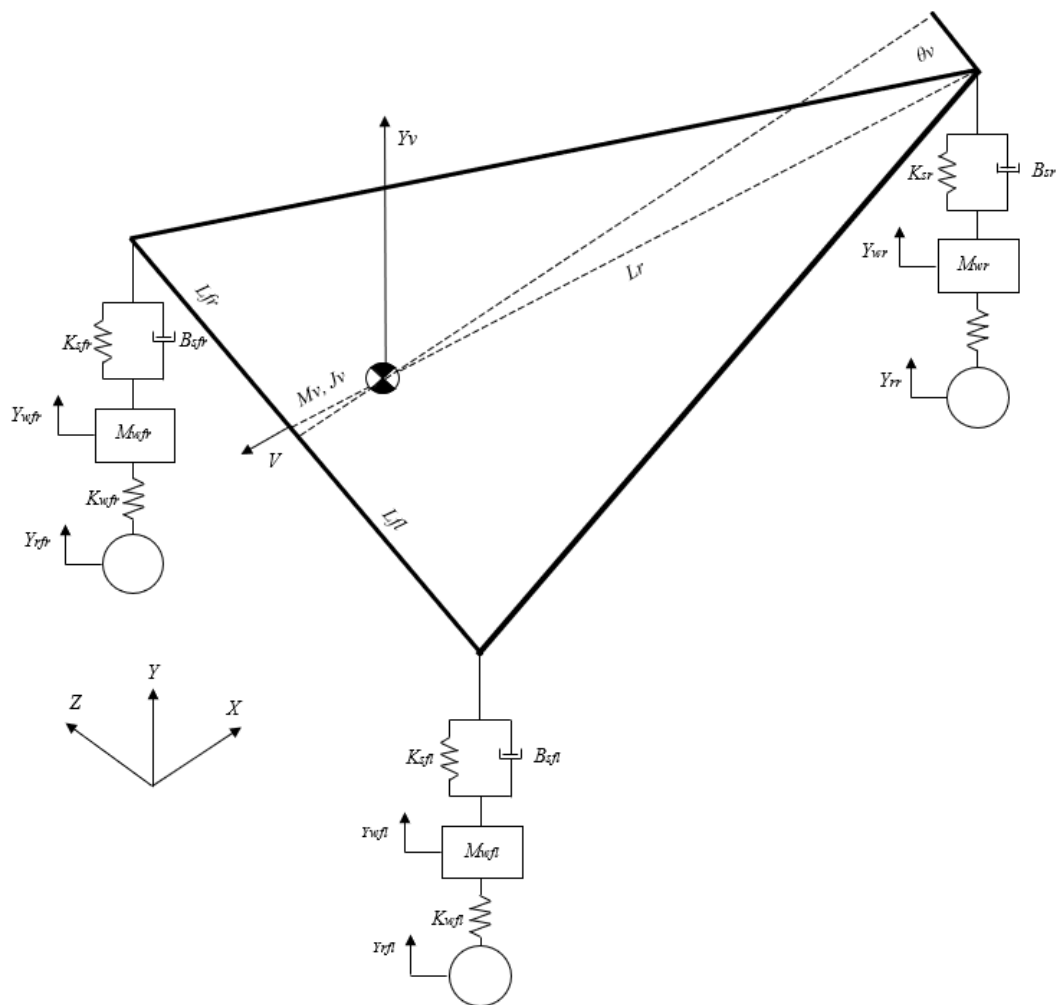
yang lemah untuk memperoleh data ini dengan mengintegrasikan energi dalam rentang frekuensi tertentu.



Gambar 3.27 PSD

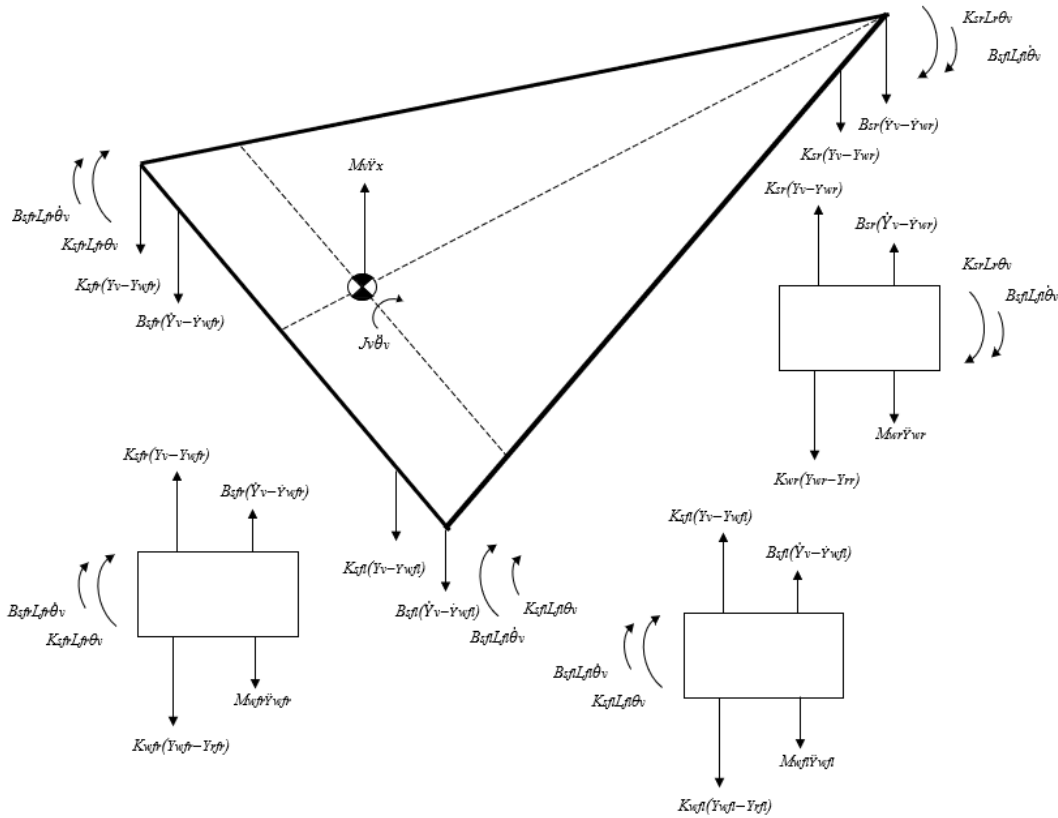
Selanjutnya luaran dari simulasi kelas jalan digunakan sebagai masukan ke roda kendaraan pada pemodelan dinamis kendaraan listrik roda tiga dengan matlab simulink.

Pembebanan dinamis pada struktur sasis disederhanakan dan dimodelkan dalam sistem dinamis pada Gambar 3.28. Ketika salah satu dari dua roda dalam kendaraan mengalami benturan, transfer gaya dari profil jalan yang diterima roda diteruskan ke struktur kendaraan.



Gambar 3.28 Model dinamis kendaraan

Selanjutnya model dinamis dipisahkan menjadi sub model untuk dianalisa arah gaya yang terjadi sehingga persamaan matematis bisa dibentuk. Hasil persamaan digunakan untuk membangun block diagram pada Matlab Simulink. Dalam simulasi kendaraan diasumsikan roda belakang dan depan bergerak dalam profil jalan yang sama sehingga roda kiri dan roda belakang mengalami penundaan. Pada model dinamis kendaraan didesain mengalami *displacement* pada arah sumbu Y dan inesia θ untuk ke tiga rodanya.



Gambar 3.29 Free Body diagram kendaraan

Massa Wheel Front Right

$$M_{wfr}\ddot{Y}_{wfr} + B_{sfr}(-\dot{Y}_v + \dot{Y}_{wfr} - L_{fr}\dot{\theta}_v) + K_{sfr}(-Y_v + Y_{wfr} - L_{fr}\theta_v) + K_{wfr}(Y_{wfr} - Y_{rfr}) = 0$$

Massa Wheel Front Left

$$M_{wfl}\ddot{Y}_{wfl} + B_{sfl}(-\dot{Y}_v + \dot{Y}_{wfl} - L_{fl}\dot{\theta}_v) + K_{sfl}(-Y_v + Y_{wfl} - L_{fl}\theta_v) + K_{wfl}(Y_{wfl} - Y_{rfl}) = 0$$

Massa Wheel Rear

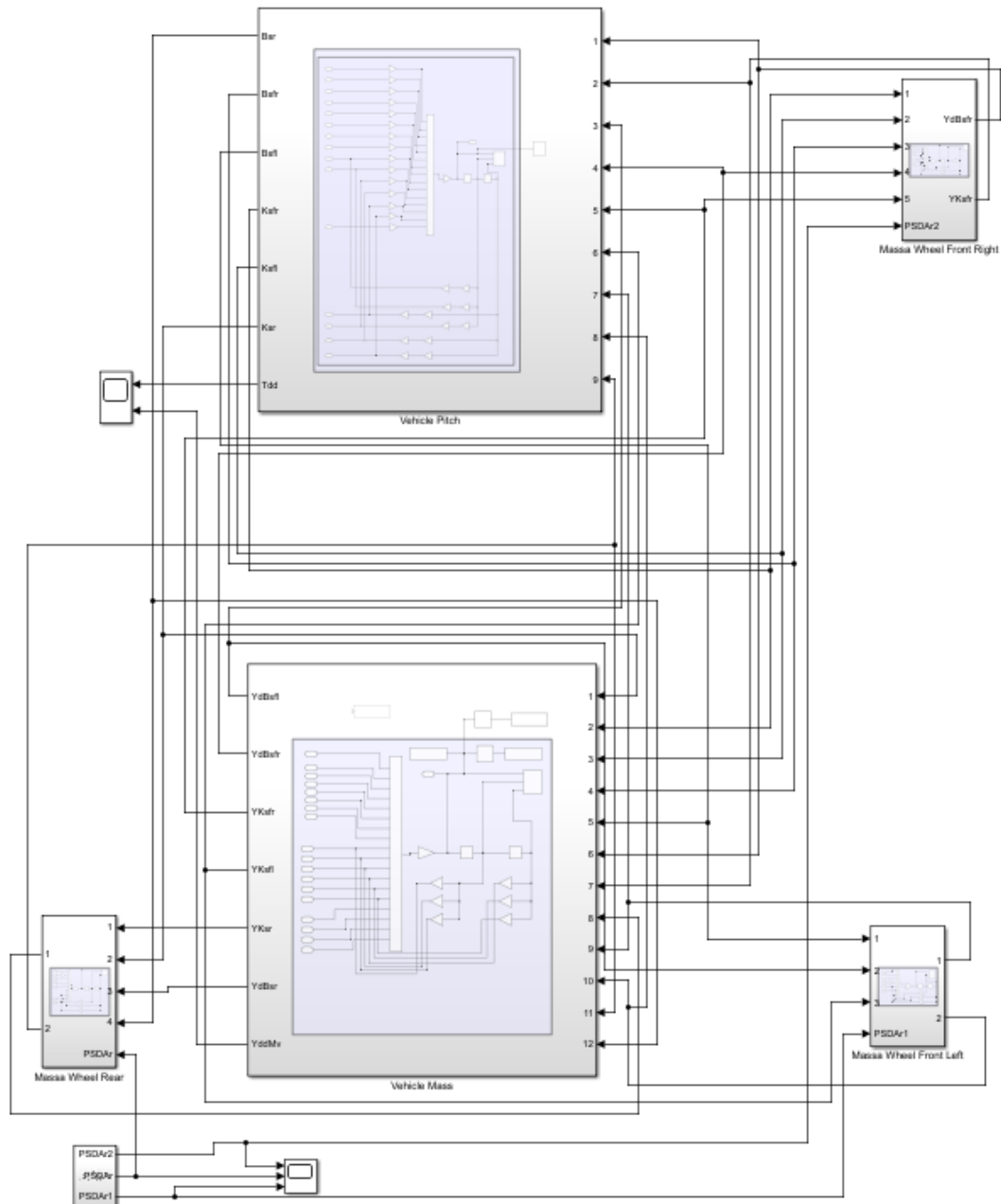
$$M_{wrr}\ddot{Y}_{wrr} + B_{srr}(-\dot{Y}_v + \dot{Y}_{wrr} - L_r\dot{\theta}_v) + K_{srr}(-Y_v + Y_{wrr} - L_r\theta_v) + K_{wrr}(Y_{wrr} - Y_{rr}) = 0$$

Massa Vehicle (Displacement)

$$M_v\ddot{Y}_v + B_{sfr}(\dot{Y}_v - \dot{Y}_{wfr} + L_{fr}\dot{\theta}_v) + B_{sfl}(\dot{Y}_v - \dot{Y}_{wfl} - L_{fl}\dot{\theta}_v) + B_{srr}(\dot{Y}_v - \dot{Y}_{wrr} - L_r\dot{\theta}_v) + K_{sfr}(Y_v - Y_{wfr} + L_{fr}\theta_v) + K_{sfl}(Y_v - Y_{wfl} - L_{fl}\theta_v) + K_{srr}(Y_v - Y_{wrr} - L_r\theta_v) = 0$$

Inertia Vehicle (Pitching)

$$J_v \ddot{\theta}_v + B_{sf r} L_{f r} (\dot{Y}_v - \dot{Y}_{w f r} - L_{f r} \dot{\theta}_v) + B_{s f l} L_{f l} (\dot{Y}_v - \dot{Y}_{w f l} - L_{f l} \dot{\theta}_v) + B_{s r} L_r (\dot{Y}_v - \dot{Y}_{w r} - L_r \dot{\theta}_v) + K_{s f r} L_{f r} (Y_v - Y_{w f r} - L_{f r} \theta_v) + K_{s f l} L_{f l} (Y_v - Y_{w f l} - L_{f l} \theta_v) + K_{s r} L_r (Y_v - Y_{w r} - L_r \theta_v) = 0$$



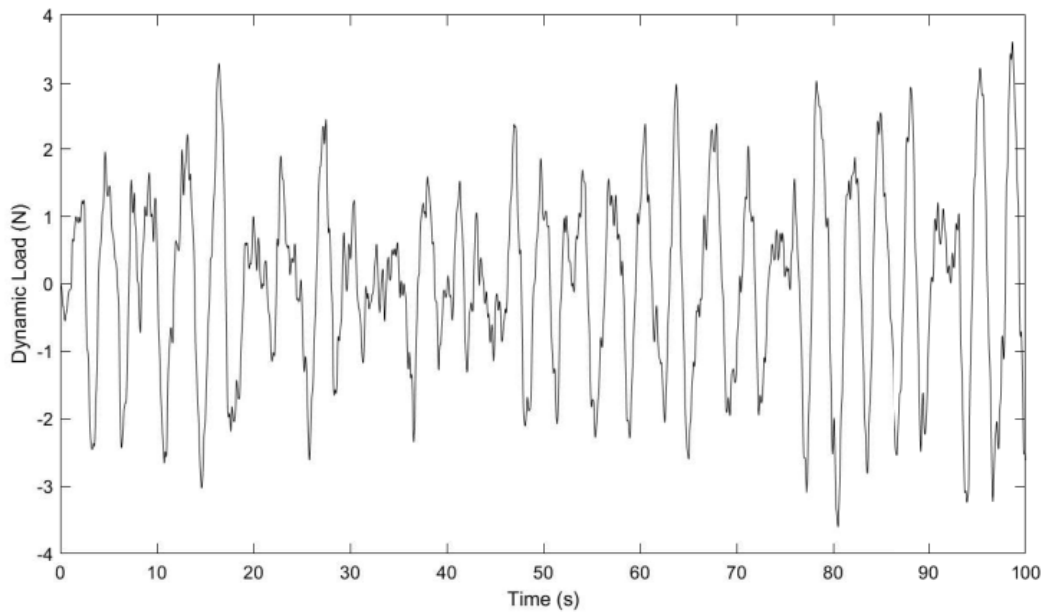
Gambar 3.30 Block diagram simulink kendaraan

Hasil persamaan matematis berada pada setiap subsistem pada Gambar 3.30. Dalam hal ini, pembebanan dinamis termasuk posisi beban diselesaikan dalam persamaan matematis dan nilai properti simulasi.

Tabel 3.10 Properti simulasi simulink

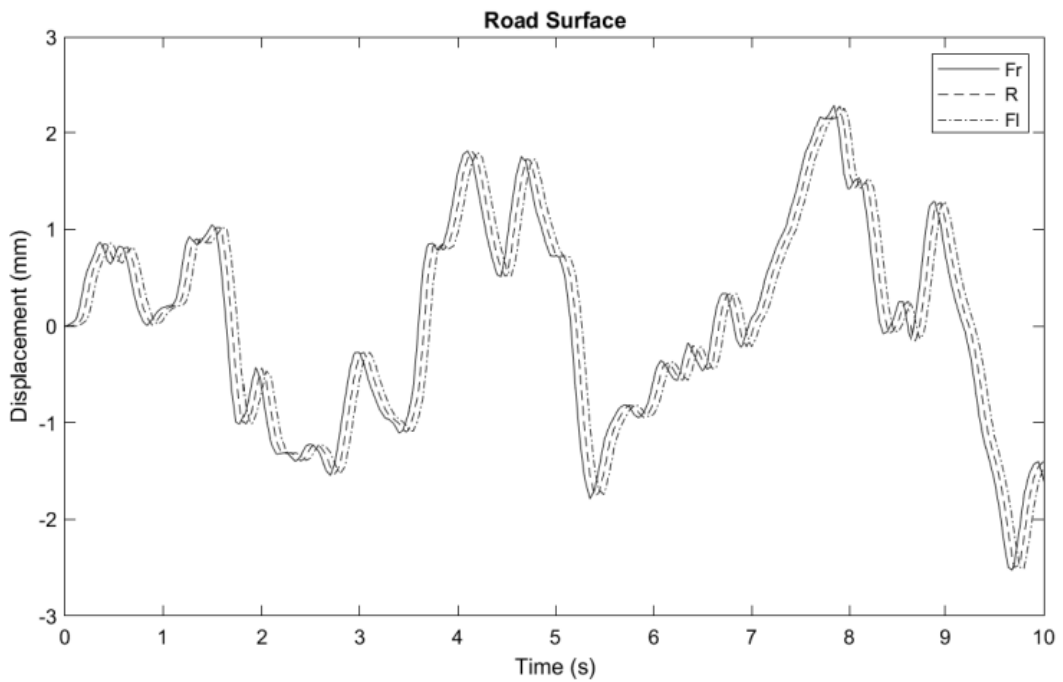
Notasi	Informasi	Nilai
Mv	Massa vehicle	333.133 Kg
Jtv	Inertia theta vehicle	4.2 Kg.m ²
Bsfr	Damper suspensi front right	3.6x10 ⁴ Ns/m
Bsfl	Damper suspensi front left	3.6x10 ⁴ Ns/m
Bsr	Damper suspensi rear	1.2x10 ⁴ Ns/m
Ksfr	Stiffnes suspension front right	2.7655x10 ⁴ N/m
Ksfl	Stiffnes suspension front left	2.7655x10 ⁴ N/m
Ksr	Stiffnes suspension rear	1.1062x10 ⁴ N/m
Lfr	Front right axle distance to center of vehicle	0.42 m
Lfl	Front left axle distance to center of vehicle	0.42 m
Lr	Rear axle distance to center of vehicle	0.965 m
Mwfr	Massa wheel front right	6.6 kg
Mwfl	Massa wheel front left	6.6 kg
Mwr	Massa wheel front rear	10 kg

Nilai dari beban dinamis diperoleh dengan faktor beban dari permukaan profile jalan menuju roda dan sasis ditambah dengan berat kendaraan, beban kargo, modul elektrik dan pengendara. Hal tersebut sama dengan mengikuti prosedur analisa getaran acak. Dalam domain waktu periode sinyal dinyatakan sebagai $T = N\Delta t$, sedangkan pada domain frekuensi $\Delta f = \frac{f_s}{N}$ dengan Δf menyatakan interval antara frekuensi dan $f_s = \frac{1}{\Delta t} = N\Delta f$ sehingga penghubung antara domain waktu dan domain frekuensi adalah $\Delta t\Delta f = \frac{1}{N}$.

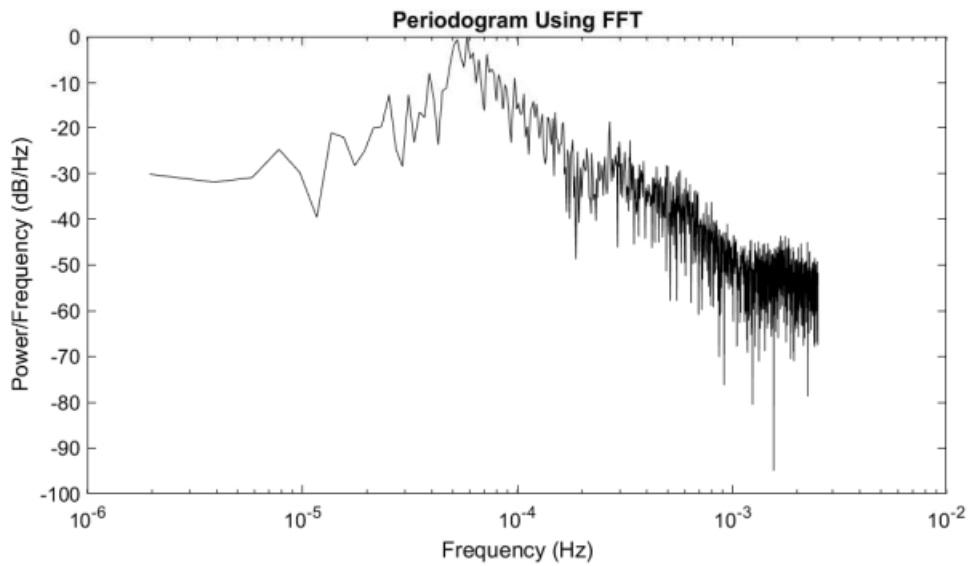


Gambar 3.31 Beban dinamis kendaraan

Ketika beban dinamis dimasukkan pada block diagram simulink pada Gambar 3.30, maka hasil yang diperoleh seperti pada Gambar 3.32. Data tersebut dirubah kedalam domain frekuensi dan PSD.

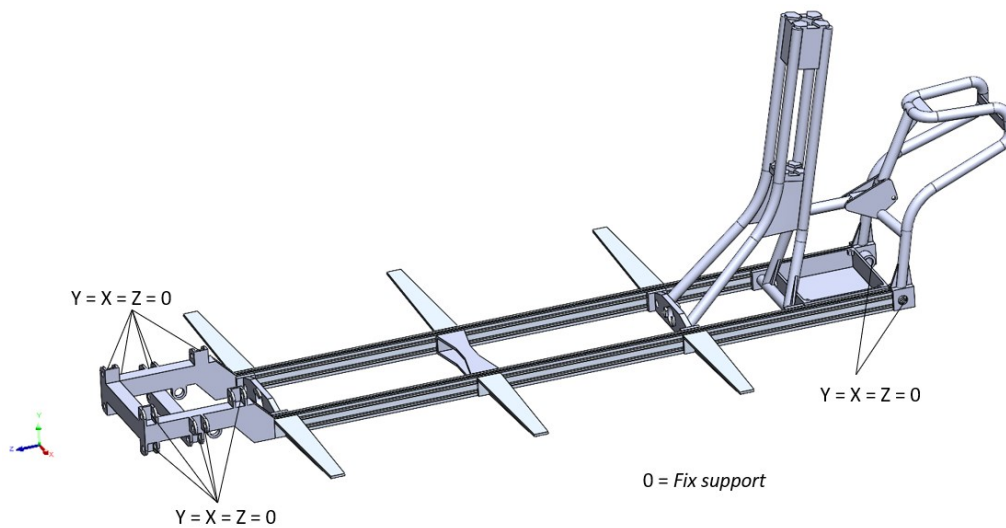


Gambar 3.32 Profil jalan tipe A pada masing-masing roda



Gambar 3.33 PSD model dinamis kendaraan

Data yang diperoleh pada Gambar 3.33 menjadi masukkan simulasi getaran acak pada Ansys. Tiga data pada masing-masing roda diterapkan pada *fix support* roda depan dan roda belakang. Dari hasil simulasi diperoleh deformasi dan tegangan sasis.



Gambar 3.34 *Boundary condition random vibration*

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada pengujian tesis ini dilakukan dengan simulasi dan pengambilan data pada struktur sasis kendaraan listrik roda tiga. Perancangan struktur sasis dilakukan dengan mendesainnya melalui Solidworks kemudian menguji kekuatan struktur statis dan dinamis pada Ansys. Untuk pengujian dinamis dibantu dengan Matlab untuk mendapatkan profile jalan. Analisa modal pada Ansys memberikan ide modifikasi desain sehingga pengujian diulangi lagi untuk mendapatkan struktur sasis yang lebih kuat dan hasil dilaporkan sebagai *detail engineering design*.

4.1 Simulasi Struktur Statis

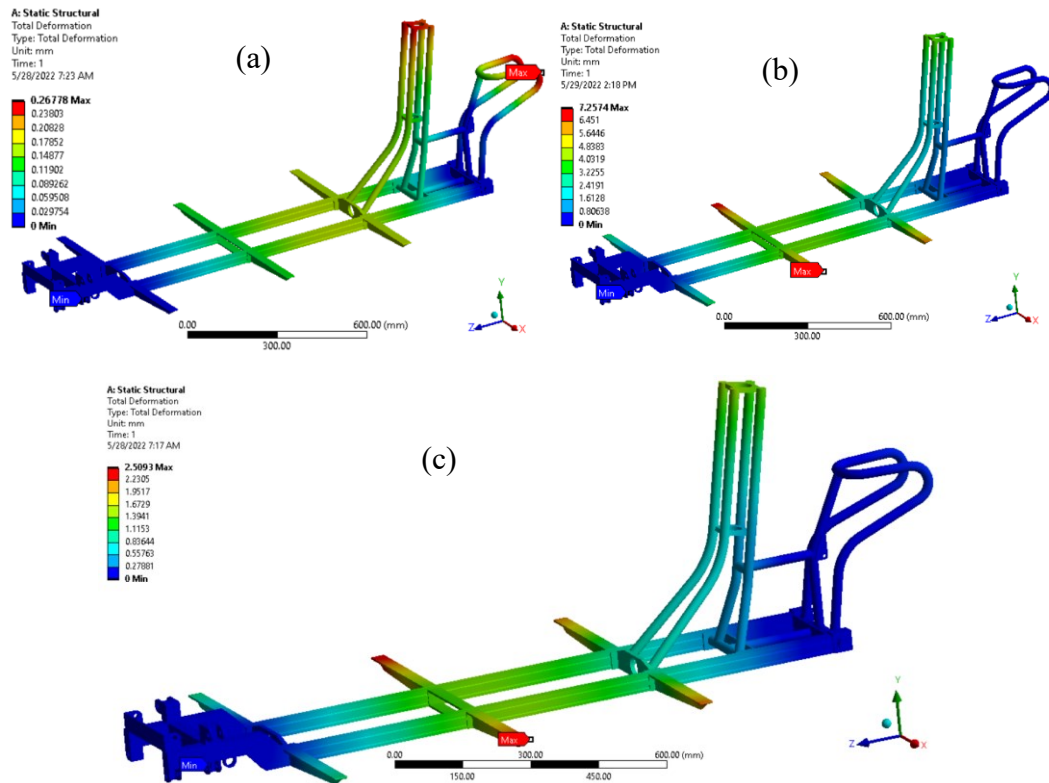
Pada simulasi struktur statis sasis kendaraan diberikan beban yang telah dijelaskan pada bab metodologi. Pada simulasi digunakan software Ansys Static Structural dengan beberapa hasil dan kondisi yang telah direncanakan.

Tabel 4.1 Simulasi struktur statis

Static structural	Gaya (N)	Total deformasi (mm)	Max Stress (MPa)	FOS
Tanpa beban	0	0.26778	20.961	3.9473
Beban normal 200kg	1961.33	2.5093	95.941	0.8624
300kg	2941.99	3.6963	143.38	0.57705
400kg	3922.66	4.8834	190.83	0.43359
500kg	4903.33	6.0704	238.27	0.34726
<i>Overloading</i> 600kg	5883.99	7.2574	285.71	0.28959

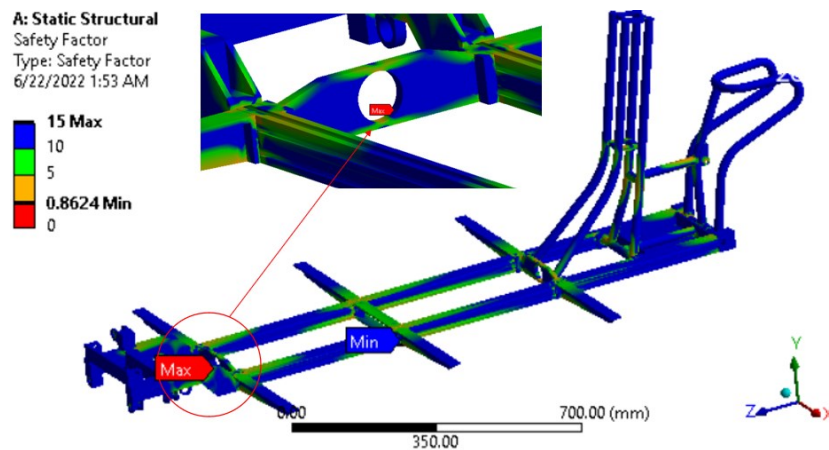
Tabel 4.1 merupakan variasi beban hanya pada kargo, sedangkan beban yang lain telah ditampilkan pada Tabel 3.2. Pada tabel total deformasi simulasi struktur statis tanpa beban berdeformasi 0.26 mm jika dilihat pada kontur deformasi pada Gambar 4.1. Deformasi maksimal terjadi pada ujung dudukan kemudi dan tempat duduk pengemudi. Hal tersebut dikarenakan beban dari pengendara,

sedangkan pada beban normal dan *overloading* deformasi terjadi pada area yang sama.



Gambar 4.1 (a) Tanpa beban, (b) *Overloading* dan (c) Beban normal

Pada pengujian tegangan maksimal diperoleh nilai beban 600 kg memiliki nilai tegangan melebihi tegangan luluh material bisa dilihat pada Tabel 3.4 dan 3.5. Sehingga pada kondisi ini dinyatakan kendaraan pada kondisi *overloading*.



Gambar 4.2 *Factor of safety static structural*

Validasi nilai dari FOS adalah lebih dari satu sehingga pada struktur sasis yang ada dianggap tidak aman pada beban normal karena nilainya 0.8. Bisa dilihat pada Gambar 4.2 kontur FOS maksimal terdapat pada *cross members* dibagian depan. Area ini akan diperhatikan sebagai target modifikasi untuk meningkatkan keamanan struktur sasis.

4.2 Simulasi Struktur Dinamis

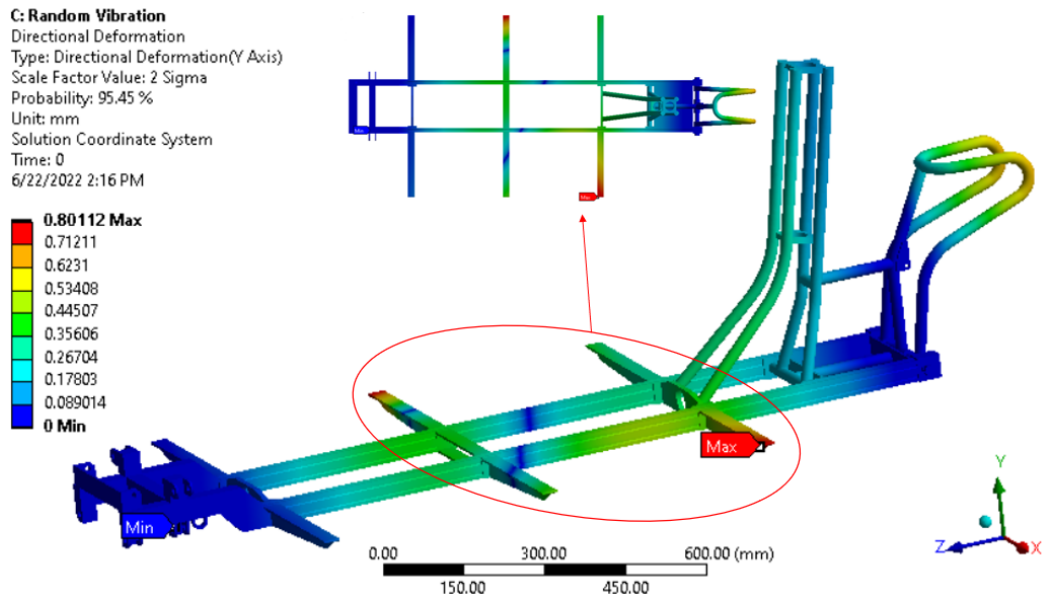
Simulasi struktur dinamis diperoleh dari pengujian struktur terhadap permukaan jalan. Dimana digunakan lima dari delapan tingkat kelas jalan dengan tujuan untuk mengetahui batas kekuatan struktur terhadap jalan yang mampu dilewati. Pada simulasi statis sebelumnya diperoleh batas maksimal struktur statis mampu menahan beban dikisaran 500 Kg. Sehingga hal tersebut menjadi acuan pada analisa struktur dinamis.

Tabel 4.2 Simulasi struktur dinamis

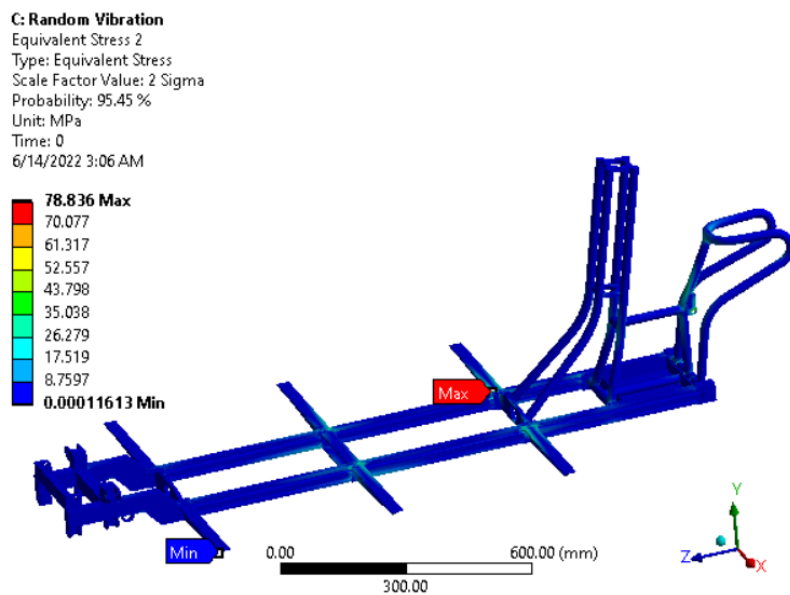
Dynamic structural	Beban (Kg)	Total deformasi (mm)	Max Stress (Mpa)	Life (Seconds)
Grade A	Tanpa beban	1.2601	41.889	7.5969e+007
Grade A	200	0.81113	78.836	4.8146e+005
Grade A	500	1.1595	102.75	42969
Grade B	200	1.134	111.66	20135
Grade B	500	1.633	144.72	1889.6
Grade C	200	1.5998	157.28	884.7
Grade C	500	2.3043	204.3	81.373
Grade D	200	2.2618	222.35	37.597
Grade D	500	3.2569	288.91	3.4498
Grade E	200	3.1907	313.67	1.6291
Grade E	500	4.5976	407.75	0.14889

Berdasarkan tegangan luluh material yaitu 310 Mpa, struktur sasis mampu melewati profile jalan hingga pada tingkat D dengan membawa beban sebesar 500 Kg. Sehingga hal ini menjadi batasan pengoprasian kendaraan untuk dianjurkan tidak digunakan pada jalan tingkat E.

Sedangkan pada pengujian deformasi, sasis mengalami deformasi torsi dikarenakan nilai masukan roda depan kanan dan kiri berbeda. Bisa dilihat pada Gambar 4.3 terdapat kontur yang terbentuk dari deformasi minimum melingkar pada *long members* dan *trust members*. Deformasi maksimal terjadi diujung *trust members*.



Gambar 4.3 Deformasi sasis pada beban dinamis Grade A

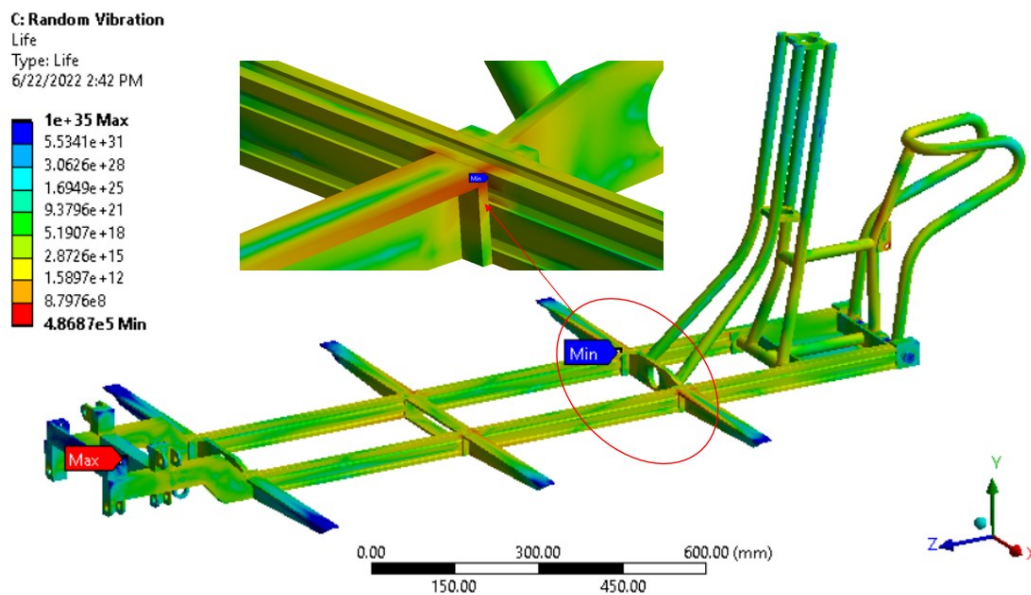


Gambar 4.4 Tegangan sasis pada beban dinamis Grade A

Tegangan sasis terjadi paling besar pada lokasi sambungan *trust member* dengan posisi paling belakang. Bisa dilihat pada Gambar 4.4. Hal tersebut menunjukkan *torsional bending* sangat mempengaruhi kekuatan sasis.

Fatigue life mencakup keseluruhan struktur sasis dengan hasil kontur merata. Namun pada *fix support* dan sambungan *trust members* mengalami kelelahan yang lebih cepat. Sehingga area tersebut akan mengalami kegagalan pada siklus tertentu. Bisa dilihat pada Tabel 4.2. *Fatigue life* terjadi jika pembebanan amplitudo konstan. Sehingga tidak terjadi kondisi lain.

Pada Gambar 4.5 minimum *fatigue life* terjadi pada rentan waktu 481.460 detik atau 5.57 hari. Hal tersebut berkurang hingga pada tingkat profil jalan E pada beban 500 Kg yang memiliki waktu kurang dari 1 detik.



Gambar 4.5 Minimum *fatigue life* grade A beban 200 Kg

4.3 Modifikasi Struktur 1

Modifikasi struktur dilakukan dengan mengidentifikasi komponen yang paling berpengaruh. Faktor partisipasi mengidentifikasi jumlah massa yang bergerak disetiap arah pada mode getar. Informasi tersebut digunakan untuk menentukan target modifikasi struktur kendaraan. Bisa dilihat pada Table 3.7.

Terdapat beberapa prosedur yang digunakan untuk menentukan target modifikasi pada setiap mode getar.

- Analisa modal untuk mendapatkan natural frekuensi dan mode getar
- Ratio faktor partisipasi untuk mengidentifikasi mode yang signifikan
- Strain energy density untuk memberikan ide perubahan desain

Langkah pertama adalah menggunakan analisa modal untuk mengetahui natural frekuensi dan mode getar pada struktur sasis. Dalam teori analisa modal terdapat dua solusi yang bisa diambil untuk modifikasi struktur sasis. $\omega = \sqrt{k/m}$ dengan menambah nilai k atau menambah massa sehingga regangan dalam struktur naik, maka natural frekuensi akan naik. Solusi yang kedua dengan mengurangi nilai m atau menghilangkan massa di beberapa lokasi, maka nilai frekuensi akan turun. Sehingga dengan tujuan untuk meningkatkan kekuatan struktur, maka solusi modifikasi yang diambil adalah dengan menambah jumlah massa pada area tertentu. Kemudian pada lokasi penambahan jumlah massa digunakan langkah kedua dengan menambahkan pengaturan pada ratio faktor partisipasi yang nilainya mendekati 1.

Tabel 4.3 Ratio faktor partisipasi

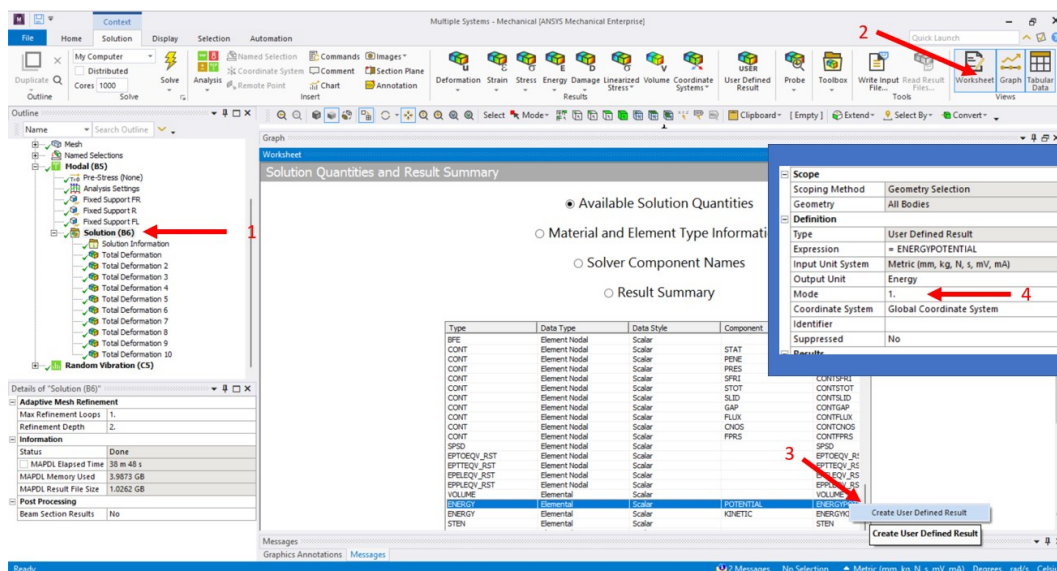
Mode	Direction		
	1	X Direction	Rotation Y
2	X Direction	Rotation Y	
3	Y Direction	Z Direction	Rotation X
5	Rotation Y		
6	Y Direction		
7	Y Direction	Z Direction	Rotation X

Tabel 4.3 merupakan mode getar yang memiliki pengaruh pada analisa modal. Sehingga area tersebut memiliki tingkat signifikan mengalami resonansi yang tinggi. Daerah tersebut akan diperhatikan sebagai target modifikasi penambahan massa.

Langkah ke tiga dengan memberikan luaran energi pervolume pada mode getar yang telah dipilih. Ketika gaya yang diterapkan pada benda padat, maka benda tersebut akan mengalami perubahan bentuk. Usaha yang dilakukan oleh gaya yang

diterapkan disimpan dalam padatan sebagai energi potensial. Hal ini merupakan keseimbangan kerja yang dilakukan struktur akibat beban luar untuk menormalkan reaksi seluruh material dengan melihat kerapatan energi regangan, yang merupakan energi regangan persatuan volume. Dengan demikian kerapatan energi regangan dapat digunakan sebagai penentu suatu material berada dikondisi tegangan yang sesuai. Daerah yang memiliki energi regangan tinggi akan dimodifikasi agar seluruh energi menyebar terarah dalam struktur sasis.

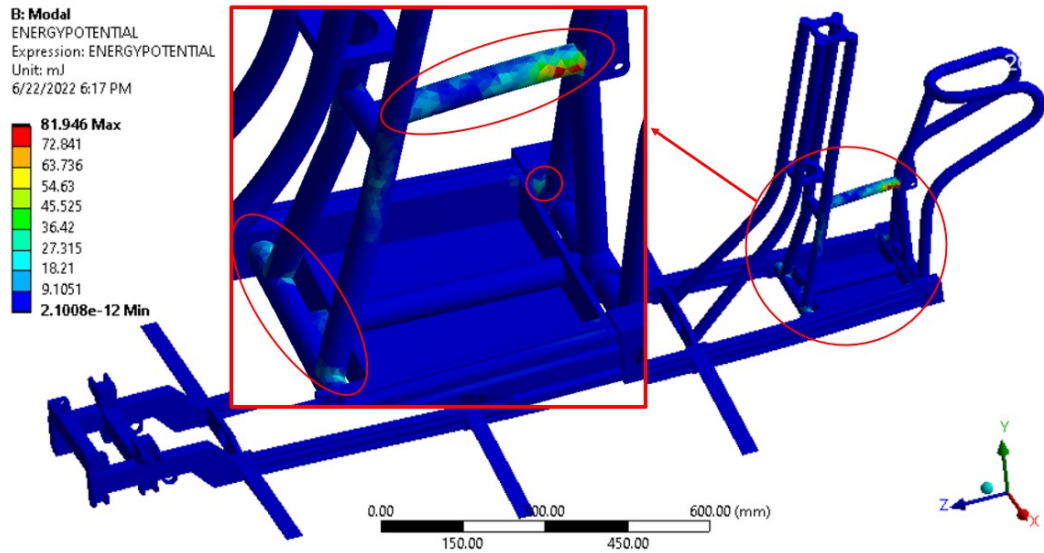
Tahap ketiga digunakan untuk memeriksa dan memastikan bahwa struktur telah dirancang menahan beban dengan baik. Berikut merupakan pengaturan pada Ansys untuk memperoleh hasil dari kerapatan energi regangan pada seluruh mode getar.



Gambar 4.6 Pengaturan kerapatan energi regangan

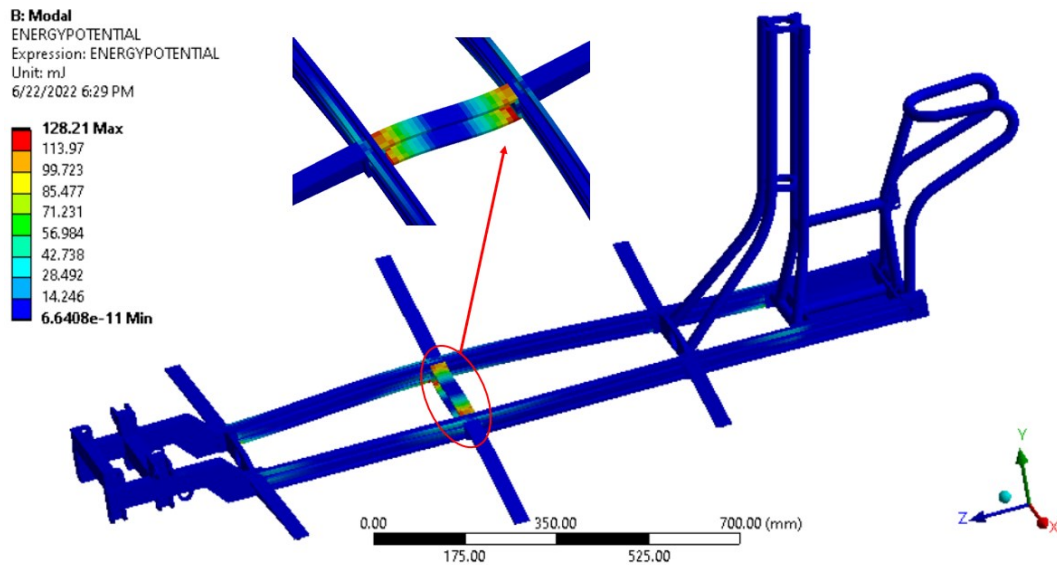
Gambar 4.6 menunjukkan pengaturan untuk mengeluarkan perintah simulasi kerapatan energi regangan. Simulasi ini menggunakan analisa modal dengan memilih solusi pada nomor 1. Hasil dari analisa modal ditampilkan. Pada urutan nomor 2. Menampilkan lembar kerja. Ketika dalam pengaturan analisa modal menu yang diberi tanda “Ya” bisa dilihat hasilnya dalam lembar kerja. Dengan menggeser kebawah, maka kolom potensial energi atau energi regangan bisa dilihat pada nomor 3. Klik kanan kemudian *Create user defined result*, maka ekspresi energi

potensial bisa tampil diluar lembar kerja. Dengan memilih mode pada nomer 4. Setiap mode getar bisa diperoleh data kerapatan energi regangannya.

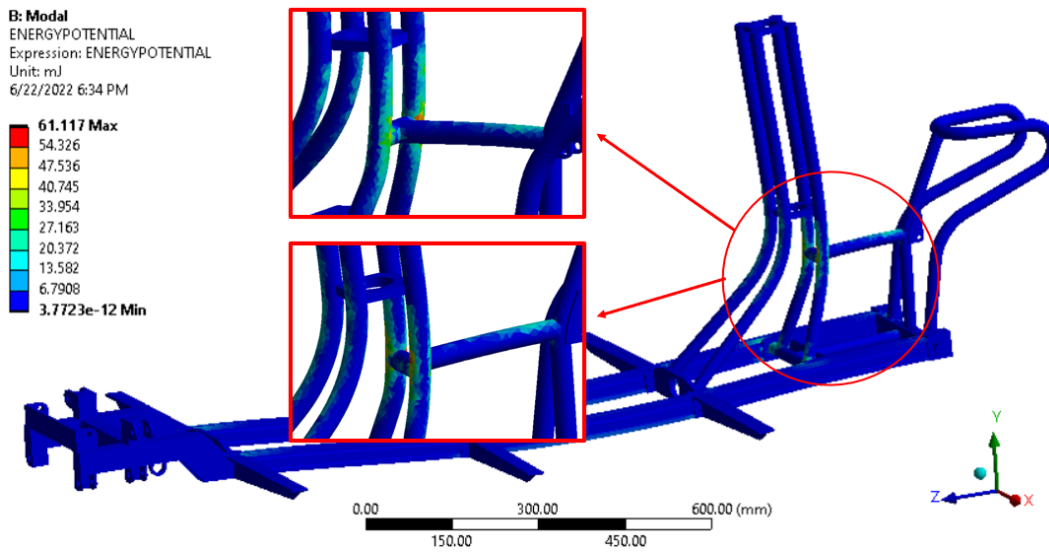


Gambar 4.7 Mode getar 1

Mode getar 1 memberikan tiga titik modifikasi yang ditunjukkan pada Gambar 4.7. Langkah ini diulang pada mode getar 2,3,5,6 dan 7. Titik modifikasi pada mode getar 2 ditunjukkan pada Gambar 4.8. Pada area tersebut mengalami kontur dengan jumlah massa maksimal. Arah pergerakan sesuai dengan Tabel 4.3 yaitu arah X dan rotasi Y.

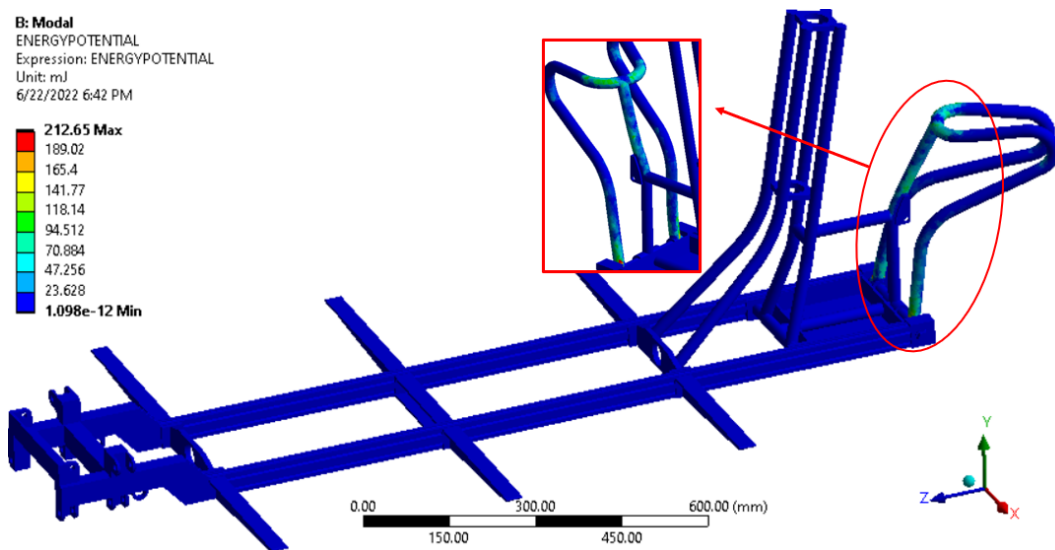


Gambar 4.8 Mode getar 2

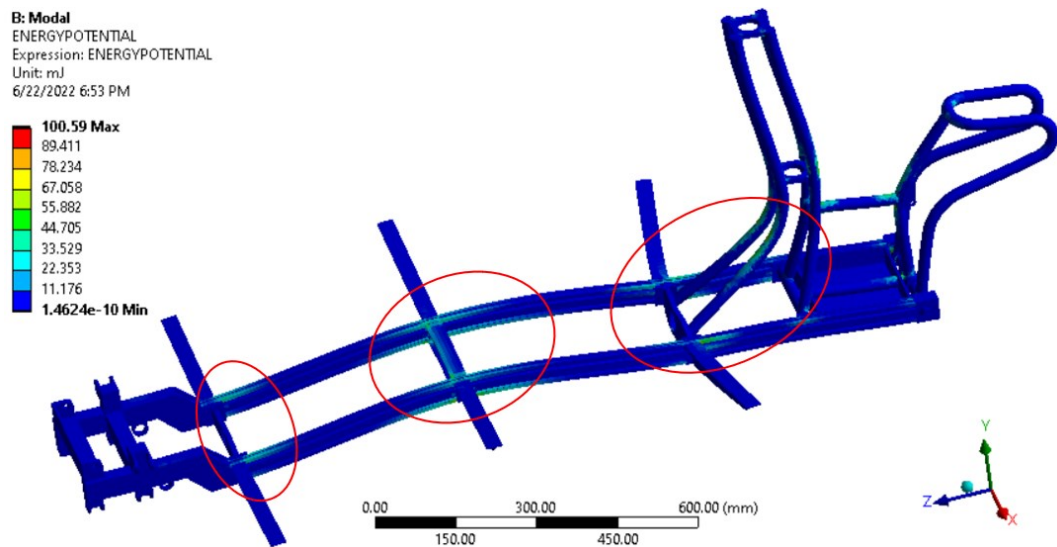


Gambar 4.9 Mode getar 3

Kerapatan energi regangan pada mode getar 3 dominan terletak pada komponen tempat kemudi dan pipa sambungan antara komponen tempat kemudi dan pengemudi. Sedangkan pada mode getar 5 kerapatan energi regangan dominan terletak pada tempat pengemudi. Kejadian ini terhubung dan akan menjadi ide untuk modifikasi bahwa kedua komponen ini harus dirubah bentuknya agar deformasi yang terjadi tidak berdampak buruk terhadap struktur.

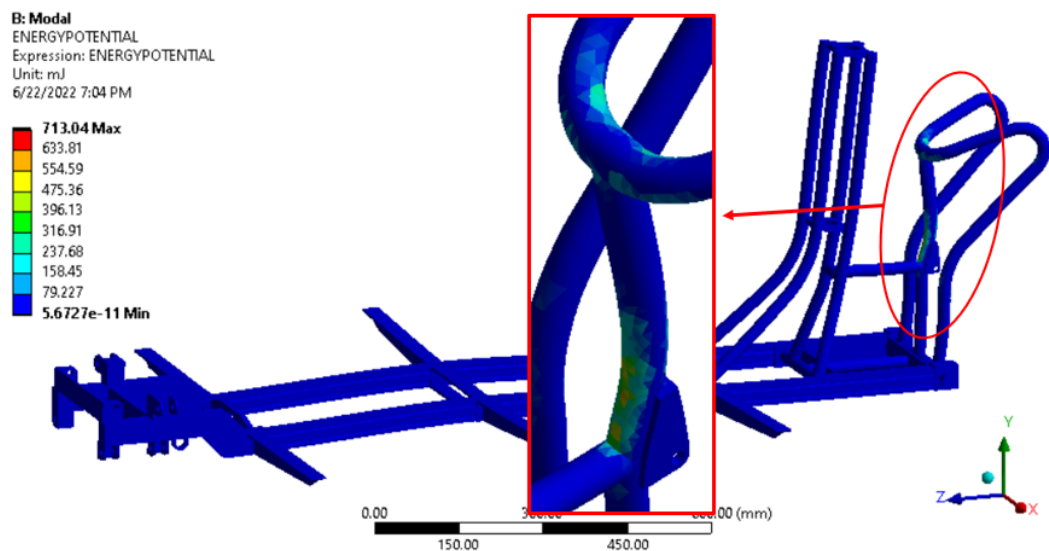


Gambar 4.10 Mode getar 5



Gambar 4.11 Mode getar 6

Pada mode getar 6 terdapat batasan bahwa *long members* berasal dari aluminium profil. Terdapat batasan untuk memodifikasi area tersebut. Sehingga untuk mengatasi masalah ini dipilih penambahan plat seluas alas kargo dan menyelimuti struktur sasis. Komponen kargo awalnya direncanakan sebagai sistem modular dengan hasil yang diperoleh pada pengujian ini, maka penambahan komponen disepanjang struktur *long members* harus dilakukan.



Gambar 4.12 Mode getar 7

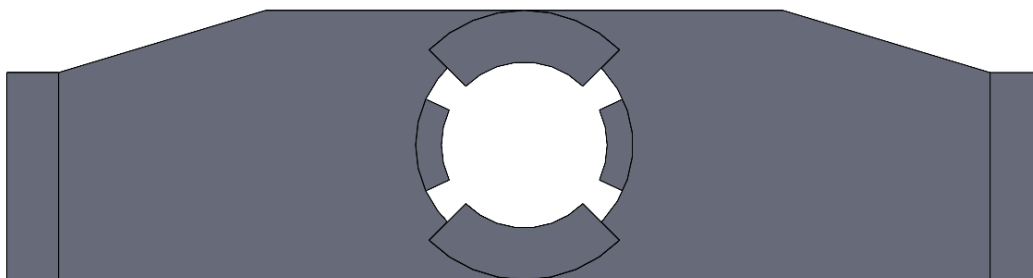
Tabel 4.4 Natural frekuensi dan kerapatan energi regangan original struktur

Mode	Frekuensi (Hz)	SED (J/m ³)
1	54.602	81.946
2	72.296	128.21
3	75.351	61.117
5	97.263	212.65
6	120.67	100.59
7	128.94	713.04

Setiap benda yang diberikan gaya akan mengalami deformasi atau tegangan hingga nilainya melawati batas elastisitas material menyerap gaya dari luar. Bentuk gaya yang diserap dalam material adalah energi dari regangan. Ketika energi tersebut dilihat dalam satuan volume, maka nilai dari kerapatan energi regangan bisa diperoleh. Dalam Tabel 4.4 ditampilkan nilai kerapatan energi regangan dalam tiap mode pada natural frekuensi struktur kendaraan.

Setelah memperoleh hasil bagian yang perlu dimodifikasi dari seluruh struktur, maka langkah selanjutnya adalah mendapatkan strategi modifikasi. Pada solusi modifikasi diperoleh dari dua data, data yang pertama diperoleh dari masalah langsung pada pengujian statis dan dinamis kemudian data yang kedua diperoleh dari pengujian analisa modal. Untuk komponen modifikasi dan strateginya diuraikan sebagai berikut :

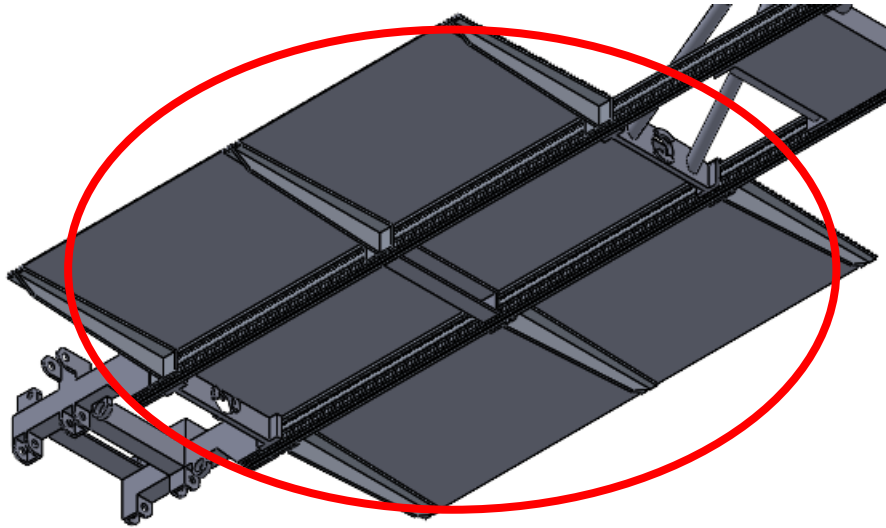
1. *Cross members* yang terletak dibagian depan struktur kendaraan. Area tersebut menjadi titik FOS minimum yang menyebabkan nilainya kurang dari 1.3.



Gambar 4.13 *Cross members* depan modifikasi

Pada area dengan FOS minimum ditambahkan bantalan untuk memberikan massa tambahan yang sekaligus berfungsi sebagai pegangan atau penjaga pada bearing sistem kemudi.

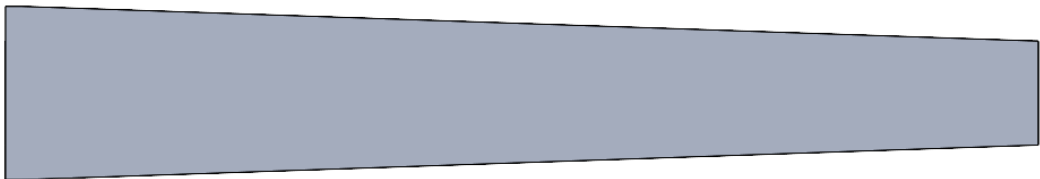
2. Struktur sasis penompang kargo. Jika berada dalam kondisi beban torsional akan mengalami deformasi pada ujung-ujung *trust members*.



Gambar 4.14 Komponen tambahan penompang kargo

Memberikan alas penompang kargo dengan luas area selebar kargo menempel pada ke enam *trust members*. Strategi ini juga diterapkan sebagai solusi dari mode getar 6.

Trust members disepanjang *long members*. Pada komponen ini bertugas untuk menopang beban kargo. Sehingga mengalami *fatigue life* minimum.

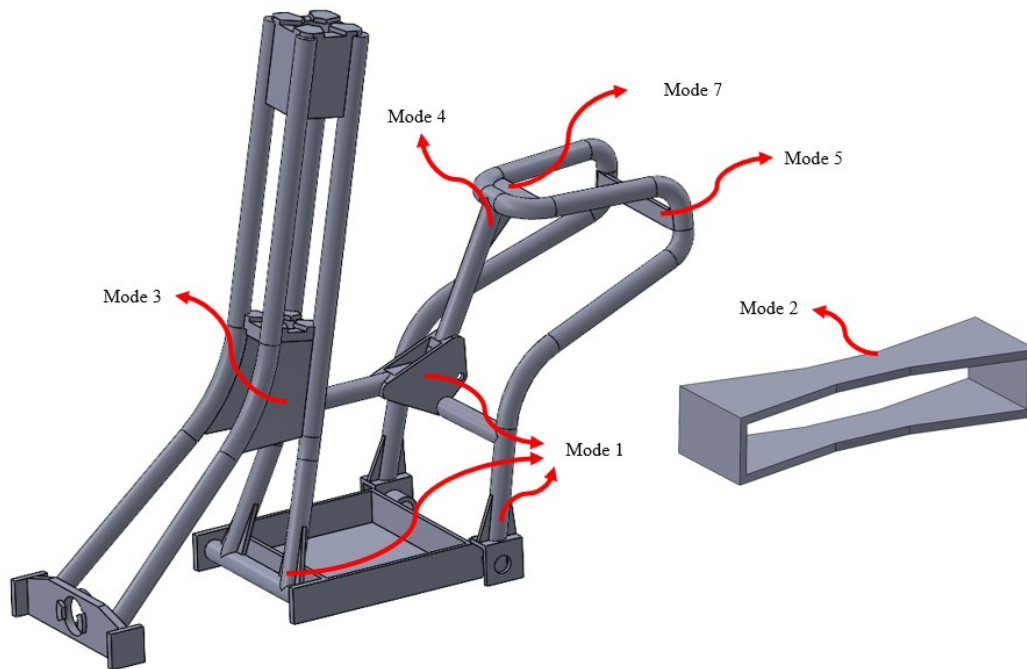


Gambar 4.15 *Trust members* modifikasi

Modifikasi dilakukan dengan mengubah bentuk dari *trust members* yang jika dilihat tampak atas memiliki luasan persegi menjadi sebuah trapesium. Dengan sisi yang lebih panjang dipasang menempel pada *long members* untuk memberikan nilai lebih lama.

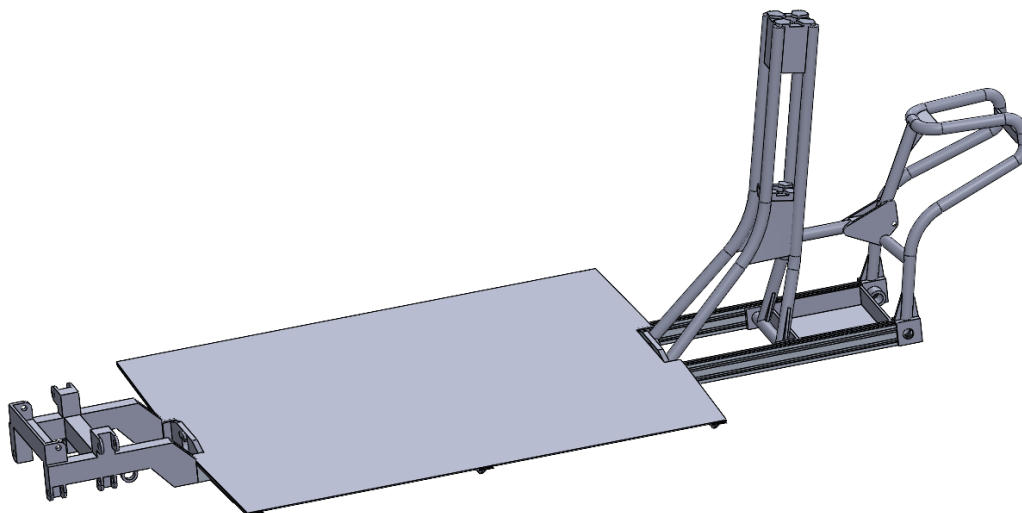
3. Mode getar. Kasus yang terjadi pada mode getar 1, 3, 5 dan 7 adalah sama yaitu pada tempat duduk pengemudi dan dudukan kemudi. Namun pada mode getar 2 dan 6 memiliki kasus yang berbeda. Pada mode getar 2 terletak pada *cross*

members dibagian tengah struktur sasis sedangkan pada mode getar 6 terletak pada sepanjang sambungan *long members* dan *trust members*.



Gambar 4.16 Modifikasi kasus mode getar

Solusi dengan menambahkan plat penampang yang terletak disudut sepanjang komponen dudukan kemudi dan tempat duduk pengemudi diterapkan untuk menambah kekuatan struktur.



Gambar 4.17 Struktur kendaraan baru

Hasil modifikasi struktur secara keseluruhan ditampilkan pada Gambar 4.17. Dengan struktur yang baru dilakukan pengujian kembali pada simulasi struktur statis dan dinamis untuk mendapatkan validasi mengenai kekuatan struktur.

4.4 Simulasi Struktur Statis Modifikasi 1

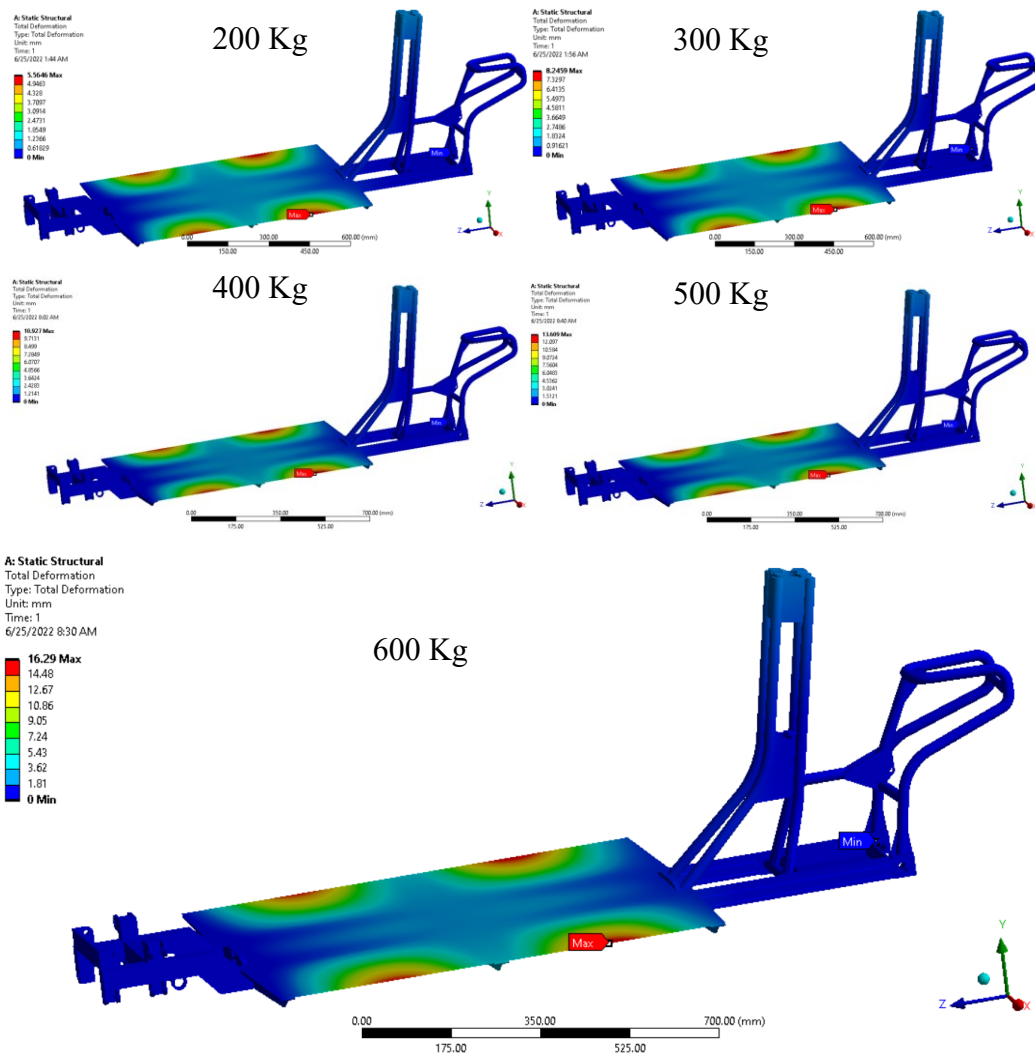
Pada pengujian struktur sasis sebelumnya diperoleh hasil bahwa struktur sasis dapat dioperasikan pada kondisi statis tanpa beban dengan nilai FOS 3.9473. Nilai tersebut dinyatakan aman. Sehingga pada simulasi struktur sasis modifikasi tidak dilakukan pengujian kembali. Sedangkan pada kondisi beban normal struktur sasis direncanakan beroperasi pada beban 200 kg dinyatakan tidak aman dengan nilai FOS 0.8624.

Tabel 4.5 Simulasi struktur statis sasis modifikasi

Static structural	Gaya (N)	Total deformasi (mm)	Max Stress (MPa)	FOS
Beban normal 200kg	1961.33	5.5646	80.954	1.0221
300kg	2941.99	8.2459	112.39	0.73617
400kg	3922.66	10.927	143.84	0.57522
500kg	4903.33	13.609	175.29	0.47202
600kg	5883.99	16.29	206.74	0.4002

Pengujian struktur sasis dalam kondisi statis telah diperoleh nilai dengan menyatakan kendaraan aman terhadap beban normal yang direncanakan yaitu 200 Kg dengan nilai FOS 1.0221. Pada beban 600 Kg komponen selain *long members* belum mencapai tegangan luluh material sehingga masih bisa bertahan dalam beban ini. Namun, pada struktur *long members* dengan properti material 6063 T5 memiliki tegangan luluh 145 Mpa. Sehingga sasis hanya bisa menahan beban sekitar 400 Kg lebih agar tetap mempertahankan bentuknya.

Deformasi maksimal berasal dari penambahan plat sepanjang luas alas sebagai dudukan kargo yang mana pada penambahan ini digunakan plat dengan ketebalan 2 mm sehingga rentan mengalami deformasi. Bisa dilihat pada Gambar 4.18. Sedangkan pada tegangan maksimal diperoleh hasil struktur sasis mampu menahan beban dalam kondisi statis hingga 400 Kg, khususnya *long members* sebelum mencapai tegangan luluh material.

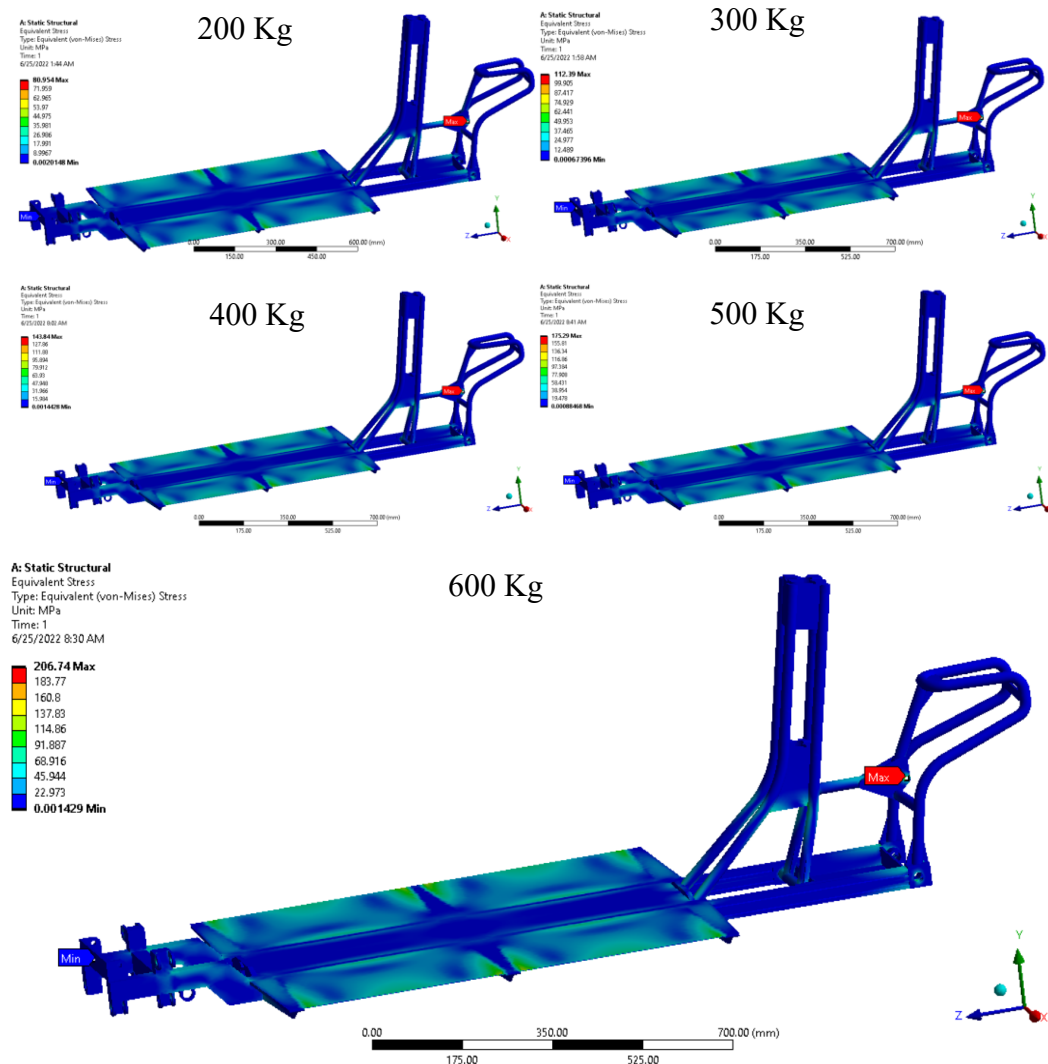


Gambar 4.18 Deformasi statis struktur sasis modifikasi 1

Pada Gambar 4.18 adalah gambar dari kontur deformasi yang diuji dalam beban seperti pada Tabel 4.5. Dalam pengujian statis struktural diperoleh deformasi pada area yang sama yaitu plat penampang kargo. Hasil ini tidak dianggap sebagai masalah karena diluar struktur sasis. Sehingga strategi untuk mengatasi masalah ini plat penampang kargo bisa ditingkatkan ketebalannya dari 2 mm yang digunakan saat ini pada simulasi dengan plat yang lebih tebal.

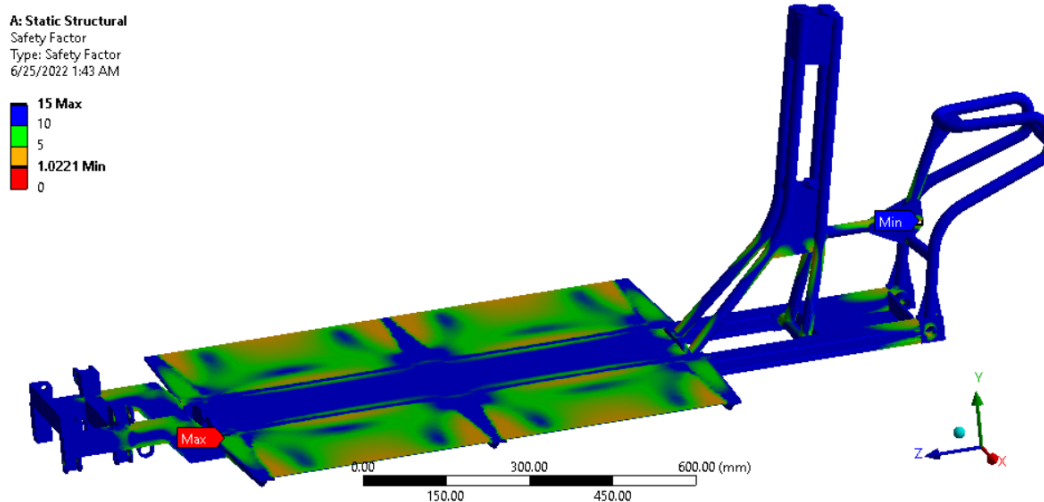
Pada pengujian tegangan maksimal diperoleh kontur tegangan dengan area tegangan maksimal yang sama. Yaitu pada dudukan suspensi belakang yang terletak disasis. Hal ini disebabkan struktur kendaraan hanya menggunakan *single swing arm* sehingga sambungan mengalami tegangan maksimal. Namun nilai dari

tegangan maksimal tersebut masih dibawah tegangan luluh material. Sehingga desain masih dinyatakan aman.



Gambar 4.19 Tegangan maksimal statis struktur sasis modifikasi 1

Hal terpenting dalam pengujian struktur statis modifikasi adalah terpenuhinya FOS minimal dengan nilai diatas 1.3 agar struktur sasis dianggap aman digunakan pada kondisi beban kerjanya. FOS dari struktur sasis modifikasi diperoleh dengan nilai 1.0221. Hasil ini merupakan validasi struktur sasis bisa digunakan pada beban kerjanya yaitu 200 Kg sebagai spesifikasi awal struktur.



Gambar 4.20 *Factor of safety static structural* modifikasi 1

4.5 Simulasi Struktur Dinamis Modifikasi 1

Pada simulasi struktur dinamis dimulai dengan pencarian nilai natural frekuensi dimana nilai ini menjadi acuan desain mengalami deformasi jika dioperasikan pada rentan frekuensi tertentu. Bisa dilihat pada Tabel 4.6.

Tabel 4.6 Faktor partisipasi sasis modifikasi

Mode	Frekuensi (Hz)	Deformasi (mm)	Ratio					
			X Direction	Y Direction	Z Direction	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
1	43.104	48.669	-0.006	0.000	0.000	-0.017	10.448	20.482
2	52.893	77.296	0.000	0.032	-0.004	23.431	-0.418	-3.166
3	53.869	62.479	-0.004	0.001	0.000	0.520	4.385	-1.361
4	57.384	77.055	0.000	0.046	-0.004	18.456	-0.464	-4.506
5	67.772	29.227	0.047	0.000	0.000	0.021	-54.729	-19.443
6	84.272	50.388	0.012	0.000	0.000	-0.178	-9.024	-0.420
7	86.845	29.533	0.000	-0.054	0.031	-25.352	3.125	5.396
8	122.53	26.899	0.000	-0.038	-0.012	-22.080	-1.248	3.777
9	129.08	33.627	0.000	-0.021	-0.019	-25.680	-1.782	2.094
10	130.95	59.533	0.038	0.000	0.000	-0.293	-30.752	-1.129

Pada Tabel 4.6 diperoleh data analisa modal pada struktur sasis modifikasi. Bisa dilihat bahwa frekuensi menurun dibawah 150 Hz hal tersebut terjadi dikarenakan penambahan massa yang terkonsentrasi didalam struktur sehingga kekauan meningkat. Pada rasio partisipasi perubahan massa yang signifikan hanya

terjadi pada arah rotasi sedangkan pada arah sumbu XYZ nilainya dibawah 1. Sehingga bisa dinyatakan modifikasi struktur sasis telah mencapai tujuannya. Jika dilihat pada rasio faktor partisipasi struktur sasis hanya berubah pada arah sumbu rotasi. Hal ini disebabkan oleh alas kargo yang memiliki ketebalan 2 mm.

Tabel 4.7 Ratio faktor partisipasi sasis modifikasi

Mode	Frekuensi (Hz)	Ratio		
1	43.104		Rotation Y	Rotation Z
2	52.893	Rotation X		Rotation Z
3	53.869		Rotation Y	Rotation Z
4	57.384	Rotation X		Rotation Z
5	67.772		Rotation Y	Rotation Z
6	84.272		Rotation Y	
7	86.845	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
8	122.53	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
9	129.08	Rotation X	Rotation Y	Rotation Z
10	130.95		Rotation Y	Rotation Z

Keterangan :

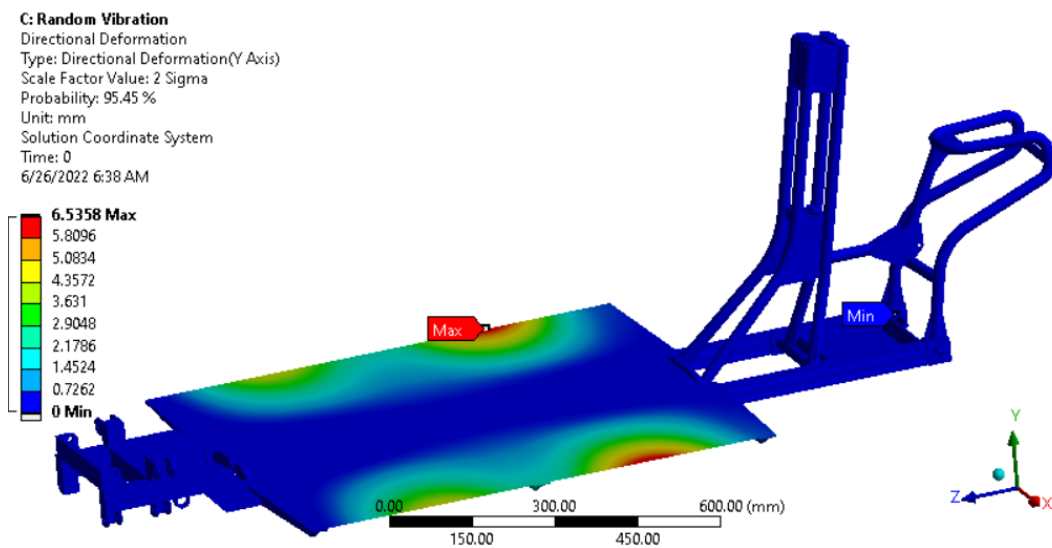
- Rotasi X = beban ketika belok
- Rotasi Y = beban ketika roda kanan dan kiri berada pada ketinggian yang berbeda
- Rotasi Z = beban ketika sasis mengalami *bending*

Table 4.7 menunjukkan mode getar yang memiliki pengaruh signifikan terhadap deformasi sasis. Jika dilihat pada nilai perpindahan rasio partisipasi struktur sasis masing-masing ratio sasis mengalami *bending* yang hampir terjadi diseluruh mode getar. Nilai tertinggi berasal dari mode getar 5 dengan beban torsional.

Pengujian terhadap tingkat kelas permukaan jalan diberikan batasan hanya berfokus pada beban kerja normal struktur sasis beroperasi yaitu 200 Kg. Pengujian ini diterapkan pada lima tingkat kelas jalan. Namun dikarenakan pada pengujian sebelumnya struktur sasis tidak mampu melewati kelas jalan pada tingkat E, maka pada pengujian tingkat tersebut dieliminasi.

Tabel 4.8 Simulasi struktur dinamis sasis modifikasi

Dynamic structural	Total deformasi (mm)	Max Stress (Mpa)	Life (Seconds)
Grade A	6.5358	47.196	1.6171e+008
Grade B	9.4127	66.463	4.2538e+006
Grade C	12.181	89.369	4.7193e+005
Grade D	18.812	132.82	7677.3



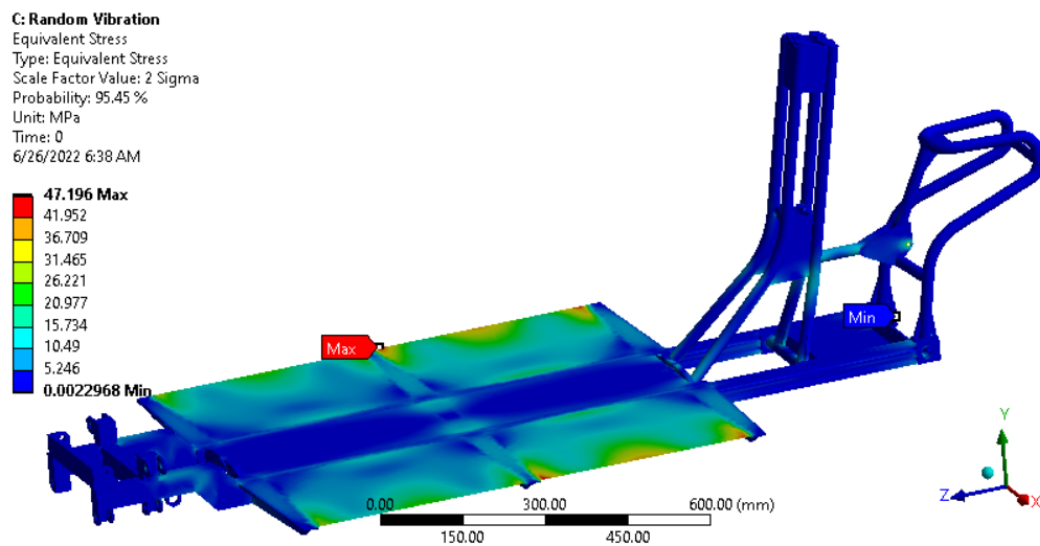
Gambar 4.21 Deformasi sasis dinamis modifikasi 1 pada beban dinamis Grade A

Pada Gambar 4.21 deformasi sasis berada pada alas penampung kargo. Hal tersebut membuktikan bahwa modifikasi struktur sasis berpengaruh signifikan dengan meminimalisir beban torsional akibat masuknya roda kiri dan kanan yang berbeda. Namun, masalah baru terjadi disini karena material yang digunakan sebagai alas kargo adalah aluminium dengan ketebalan 2 mm kemungkinan *bending* sangat tinggi. Hal tersebut terjadi jika dilihat pada kontur deformasi pada Gambar 4.21. Selain itu dalam penelitian ini tidak memperhatikan sifat material ketika terkena paparan panas baik dari sinar matahari maupun benda yang diangkut kendaraan.

Sehingga untuk mengatasi masalah ini diambil solusi mengganti material pada alas kargo dengan referensi desain dari Volkswagen yang menggunakan papan kayu sebagai alas penampung.

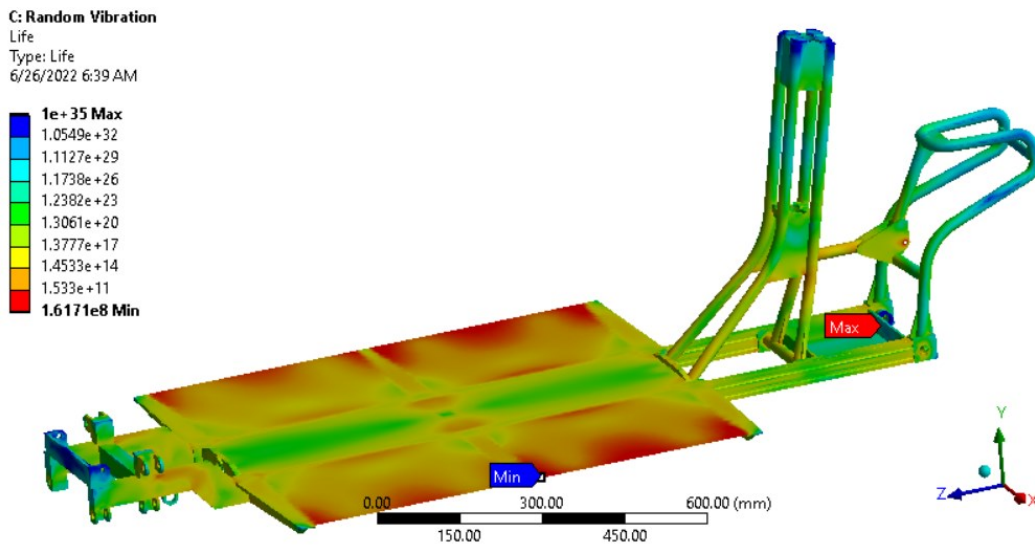


Gambar 4.22 Volkswagen *cargo bike*



Gambar 4.23 Tegangan sasis dinamis modifikasi 1 pada beban dinamis Grade A

Tegangan sasis jika dilihat dengan kontur tegangan pada Gambar 4.23 terjadi pada penampang kargo. Tegangan terjadi merata hanya pada plat disebelah ujung kedua *trust members* yang berada ditengah sasis tegangan menjadi maksimal.

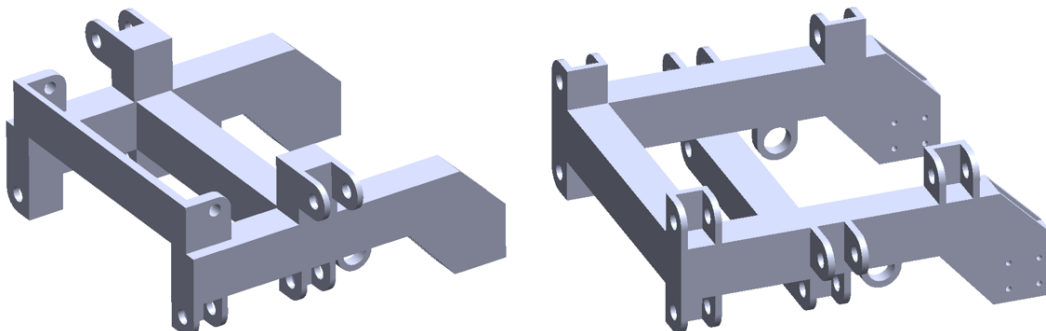


Gambar 4.24 *Fatigue life* sasis dinamis modifikasi 1 pada beban dinamis Grade A

Fatigue life mencakup keseluruhan struktur sasis dengan hasil kontur merata. Namun pada *fix support swing arm* dan dudukan suspensi belakang mengalami kelelahan yang lebih cepat puncak kelelahan terjadi pada ujung *trust members* dibagian tengah. Pada Gambar 4.24 minimum *fatigue life* terjadi pada rentan waktu $1.6171e+008$ detik atau 5.15 tahun dengan nilai ini digunakan sebagai batas akhir operasi kendaraan untuk kemudian diganti struktur utama yaitu *long members* agar kendaraan bisa beroperasi kembali.

4.6 Modifikasi Struktur 2

Pada tahap penyesuaian seluruh desain agar struktur bisa difabrikasi dibengkel terdapat beberapa penyesuaian seperti bentuk dudukan kemudi yang memiliki dimensi terbatas sehingga suspensi dan roda kendaraan tidak bisa dirakit.

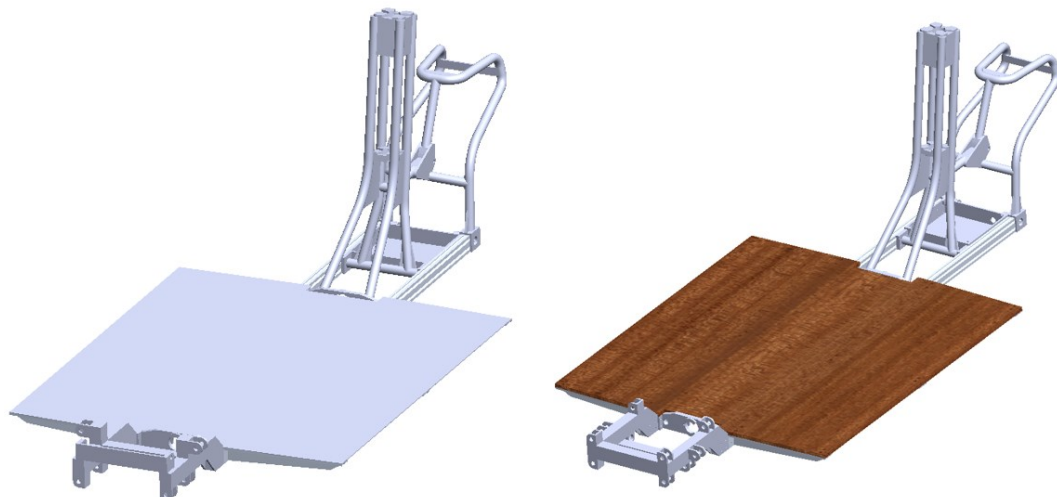


Gambar 4.25 Komponen dudukan kemudi sebelum dan sesudah dimodifikasi

Pada Gambar 4.25 desain suspensi yang awalnya menggunakan dua suspensi dirubah menjadi satu suspensi dan digunakan T *join* untuk menghubungkan antara roda kiri dan kanan.

Pada komponen *battery pack* awalnya didesain untuk enam baterai dikarenakan tinggi baterai yang digunakan terlalu tinggi untuk masuk kedalam dengan posisi anantara *long members*, maka jumlah baterai dikurangi dan peletakkannya dengan posisi sisi baterai menempel pada alas *battery pack*.

Kemudian terjadi evaluasi material dan ketabalan pada komponen tambahan alas kargo. Sehingga dalam pengujian kali ini terdapat penambahan material alas kargo dari kayu mahoni



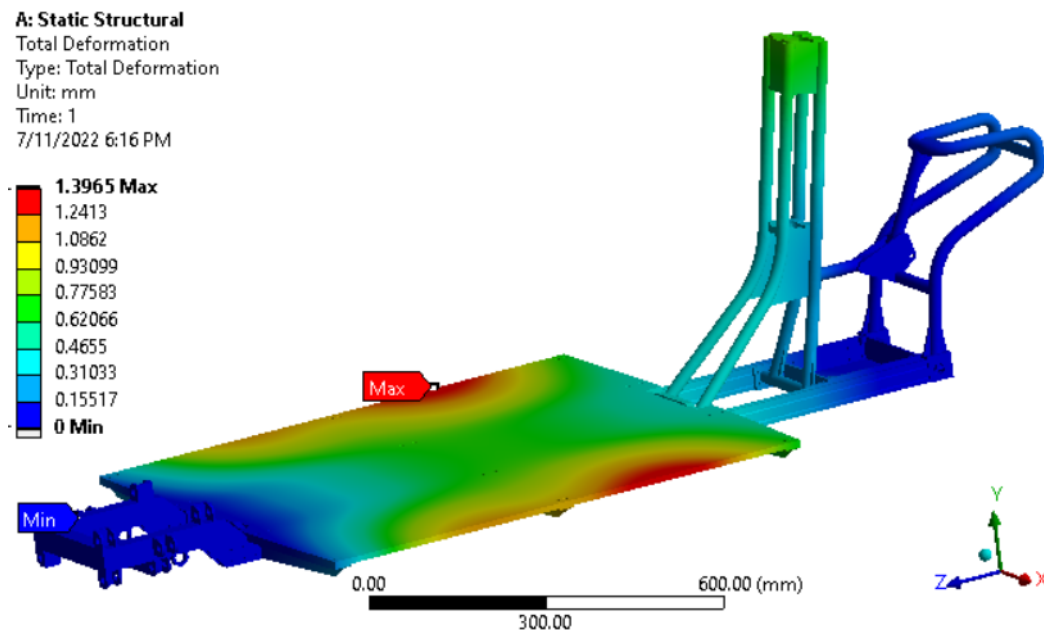
Gambar 4.26 Komponen tambahan alas kargo sebelum dan sesudah dimodifikasi

Tabel 4.9 Properti material tropical mahogany wood

<i>Density (g/cm³)</i>	0.6
<i>Tensile strength (Ultimate) (Mpa)</i>	69.63
<i>Tensile strength (Yield) (Mpa)</i>	60
<i>Elastis modulus (Gpa)</i>	8.73
<i>Poisson's ratio (N/A)</i>	0.032
<i>Bulk modulus (GPA)</i>	3
<i>Shear modulus (Gpa)</i>	4

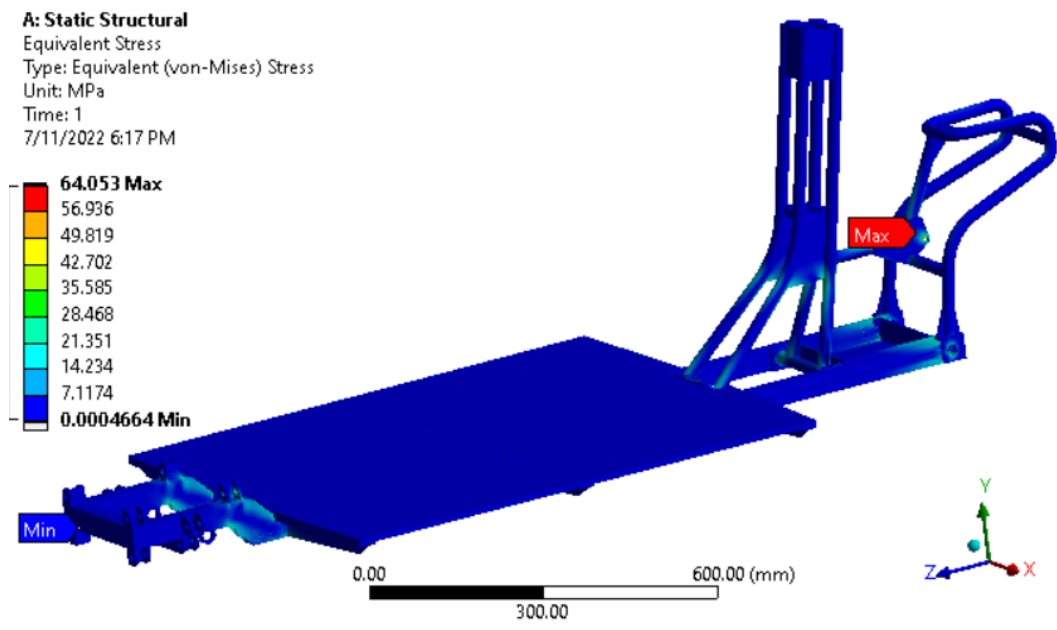
Modifikasi struktur 2 dilakukan pengujian statis dan dinamis kembali untuk mengetahui deformasi dan tegangan pada struktur. Untuk simulasi statis nilai

FOS digunakan sebagai validasi bahwa struktur dinyatakan aman untuk dioperasikan di jalan wilayah perkotaan dengan beban normalnya yaitu 200 kg. Sedangkan pada pengujian dinamis digunakan data *life cycle* untuk memvalidasi umur operasi struktur. Dalam pengujian kali ini hanya berfokus pada beban 200 kg dan tingkat kelas profil jalan A.



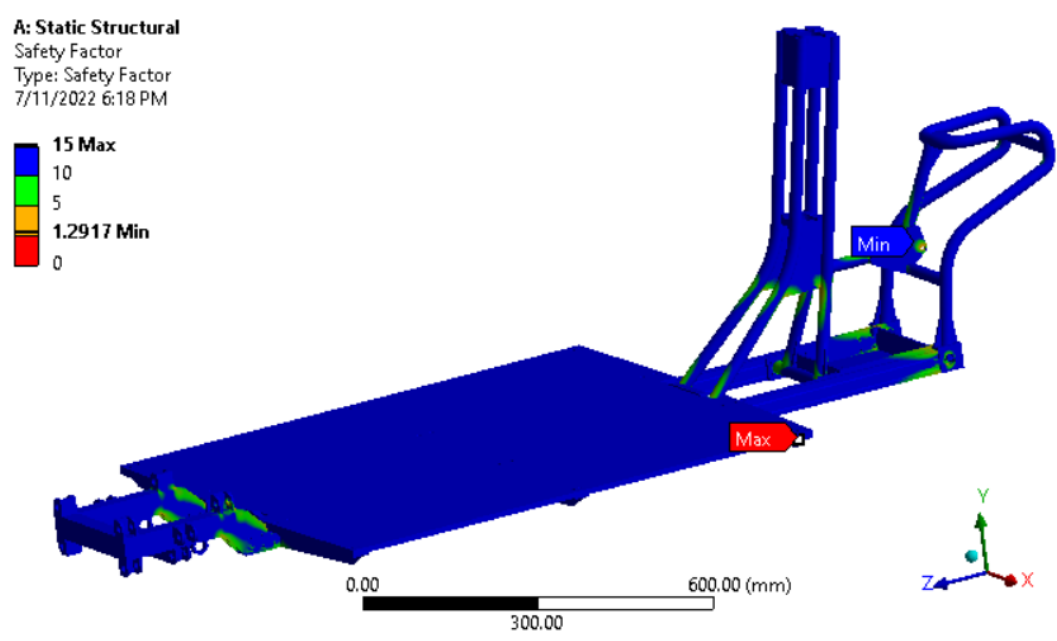
Gambar 4.27 Deformasi statis struktur sasis modifikasi 2

Deformasi maksimal struktur sasis diperoleh dengan data 1.3965 mm yang jika dilihat pada kontur deformasi terjadi pada area penampang kargo. Sedangkan nilai tegangan adalah 64.053 Mpa dengan kontur merata sepanjang *long members* dan tempat kemudi serta pengemudi. Material kayu mahoni digunakan sebagai ganti dari material penampang kargo sebelumnya memiliki nilai luluh material 60 Mpa sehingga solusi ini tidak efektif, maka harus diuji dengan material yang baru agar tegangan struktur tidak melebihi tegangan luluh material. Kemudian dalam simulasi struktur modifikasi 2 diperoleh nilai FOS 1.2917. Nilai ini meningkat dari hasil simulasi struktur modifikasi 1. Untuk lebih jelasnya bisa dilihat diagram balok pada Gambar 4.30.

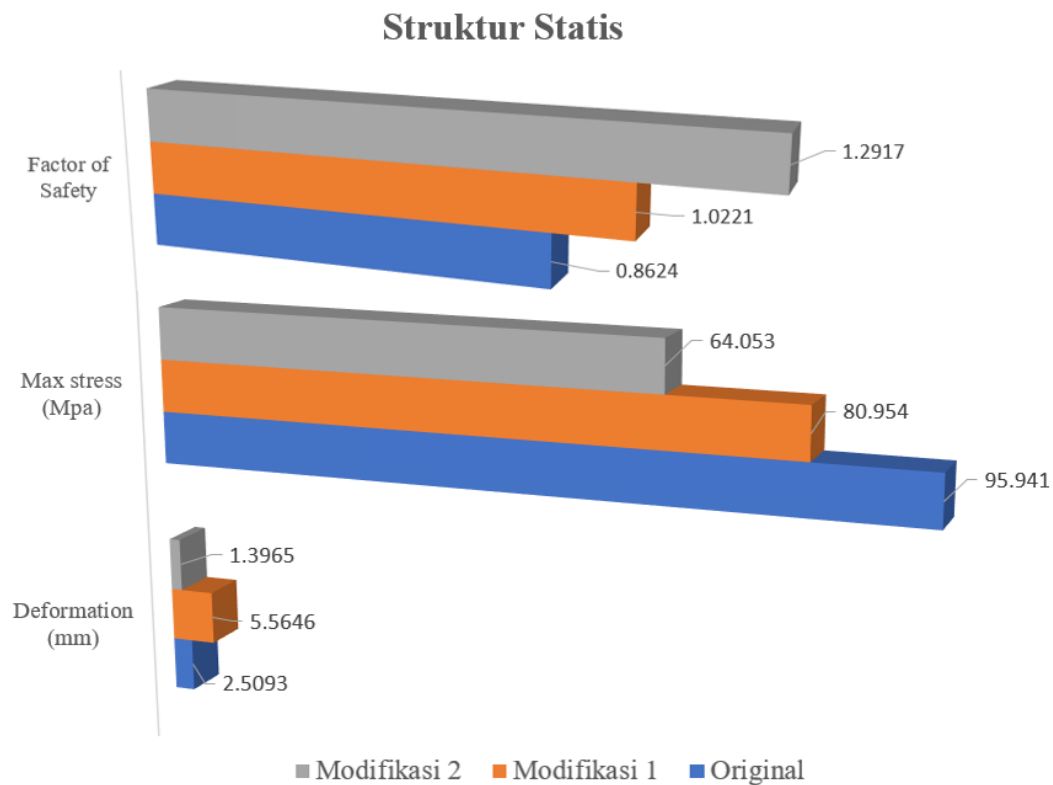


Gambar 4.28 Tegangan statis struktur sasis modifikasi 2

64.053 Mpa



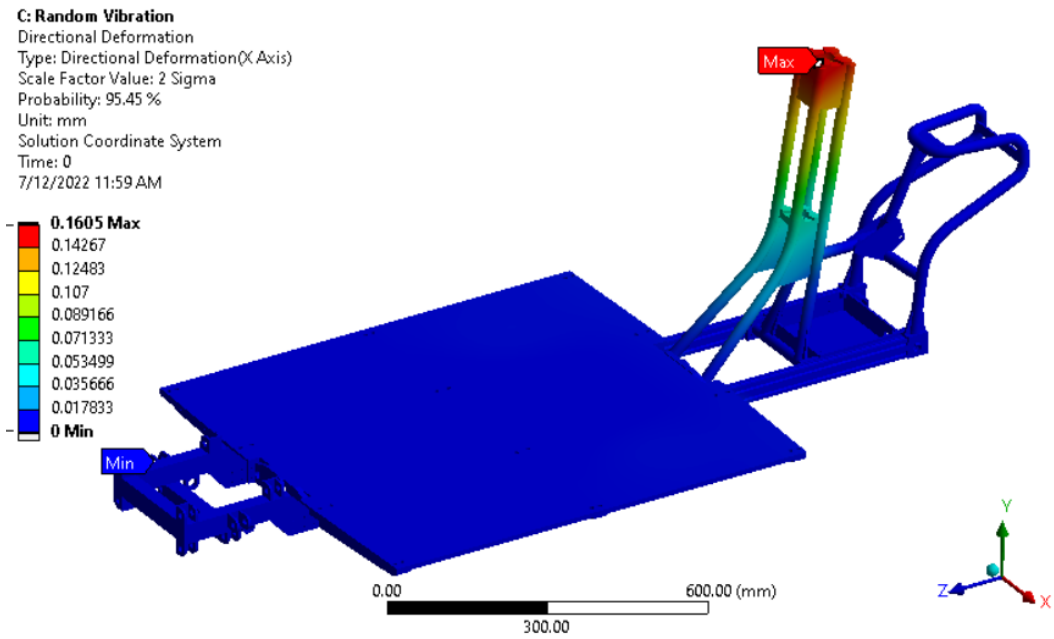
Gambar 4.29 FOS struktur sasis modifikasi 2



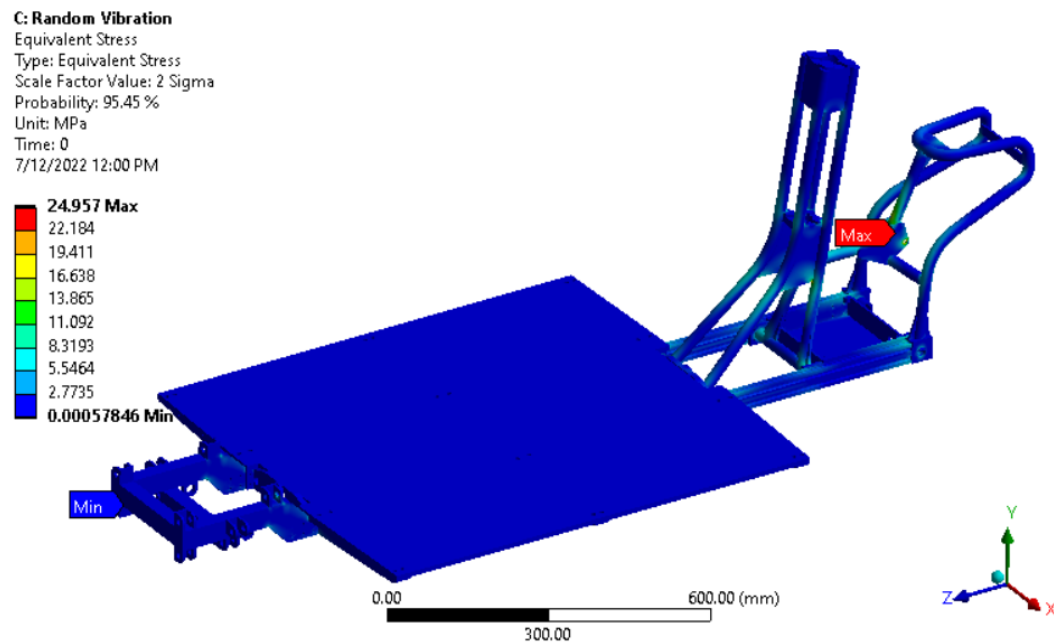
Gambar 4.30 Pengujian statis struktural kendaraan

Pengujian dinamis hanya dilakukan pada beban 200 kg dengan kendaraan yang melalui profile jalan dengan tingkat kelas A. Data yang ditampilkan adalah deformasi, tegangan dan nilai *life cycle*.

Deformasi ditampilkan dalam Gambar 4.31 dengan kontur deformasi. Nilai dari deformasi adalah 0.1605 mm. nilai tersebut dirasa tidak memberi dampak buruk dalam struktur. Sedangkan pada tegangan struktur diperoleh nilai 24.957 Mpa. Sehingga struktur dinyatakan aman ketika dioperasikan pada jalan dengan tingkat kelas profil A. Untuk nilai *life cycle* didapatkan hasil bahwa struktur jika dioperasikan dengan beban 200 kg pada jalan dengan tingkat kelas profil A bisa bertahan selama 25.62 tahun pengoperasian. Untuk lebih detail dalam penyajian hasil bisa dilihat dalam diagram balok pengujian dinamis yang ada pada Gambar 4.34.

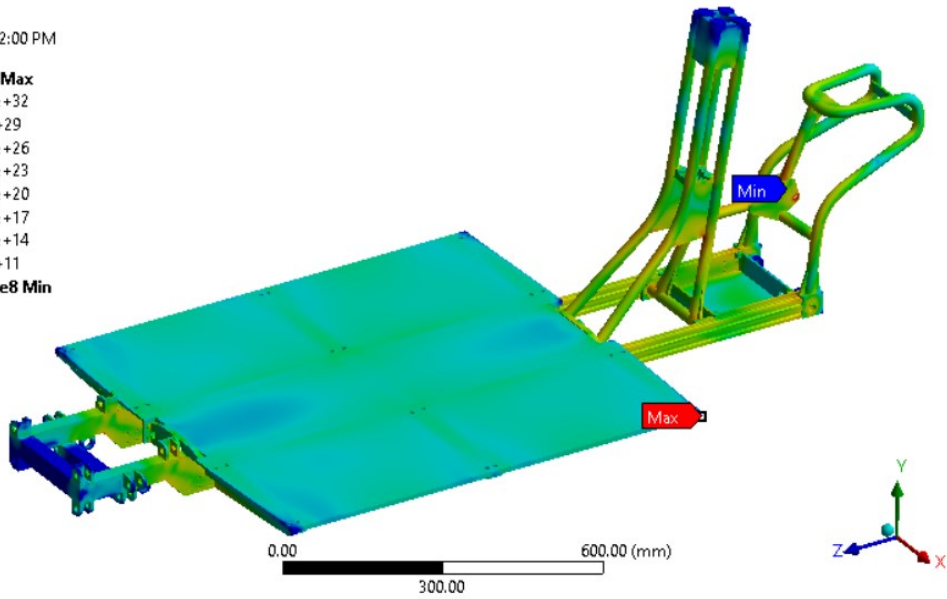
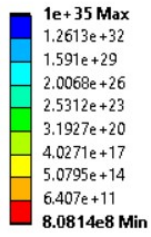


Gambar 4.31 Deformasi dinamis struktur sasis modifikasi 2



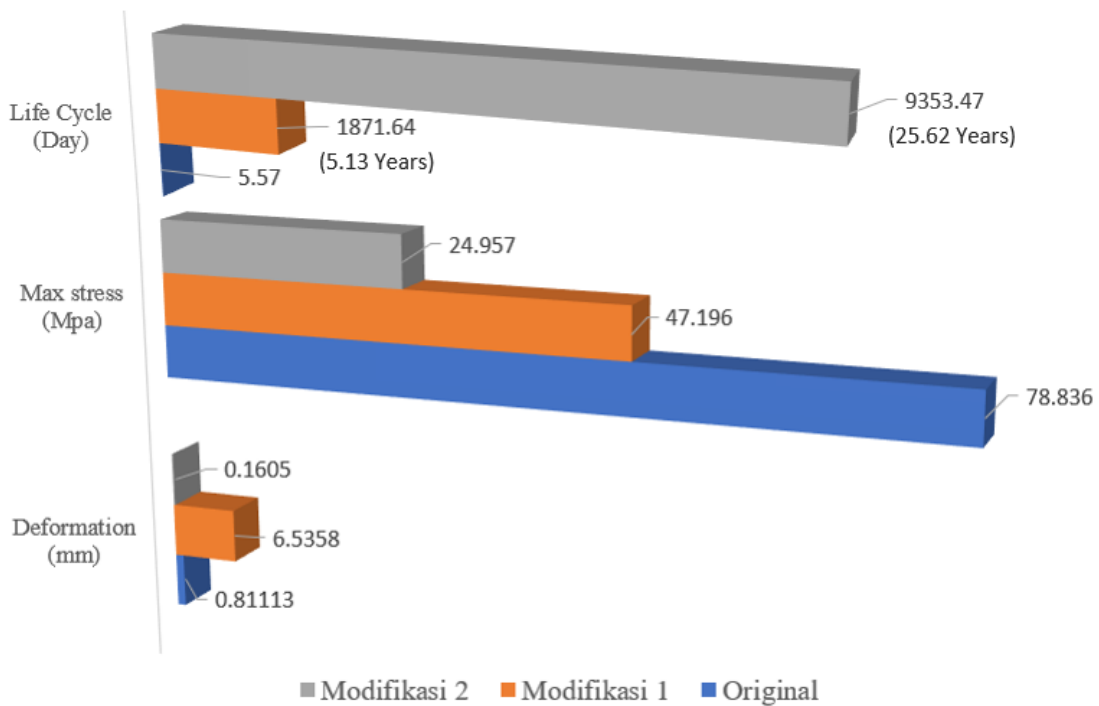
Gambar 4.32 Tegangan dinamis struktur sasis modifikasi 2

C: Random Vibration
 Life
 Type: Life
 7/12/2022 12:00 PM



Gambar 4.33 *Life cycle* struktur sasis modifikasi 2

Struktur Dinamis

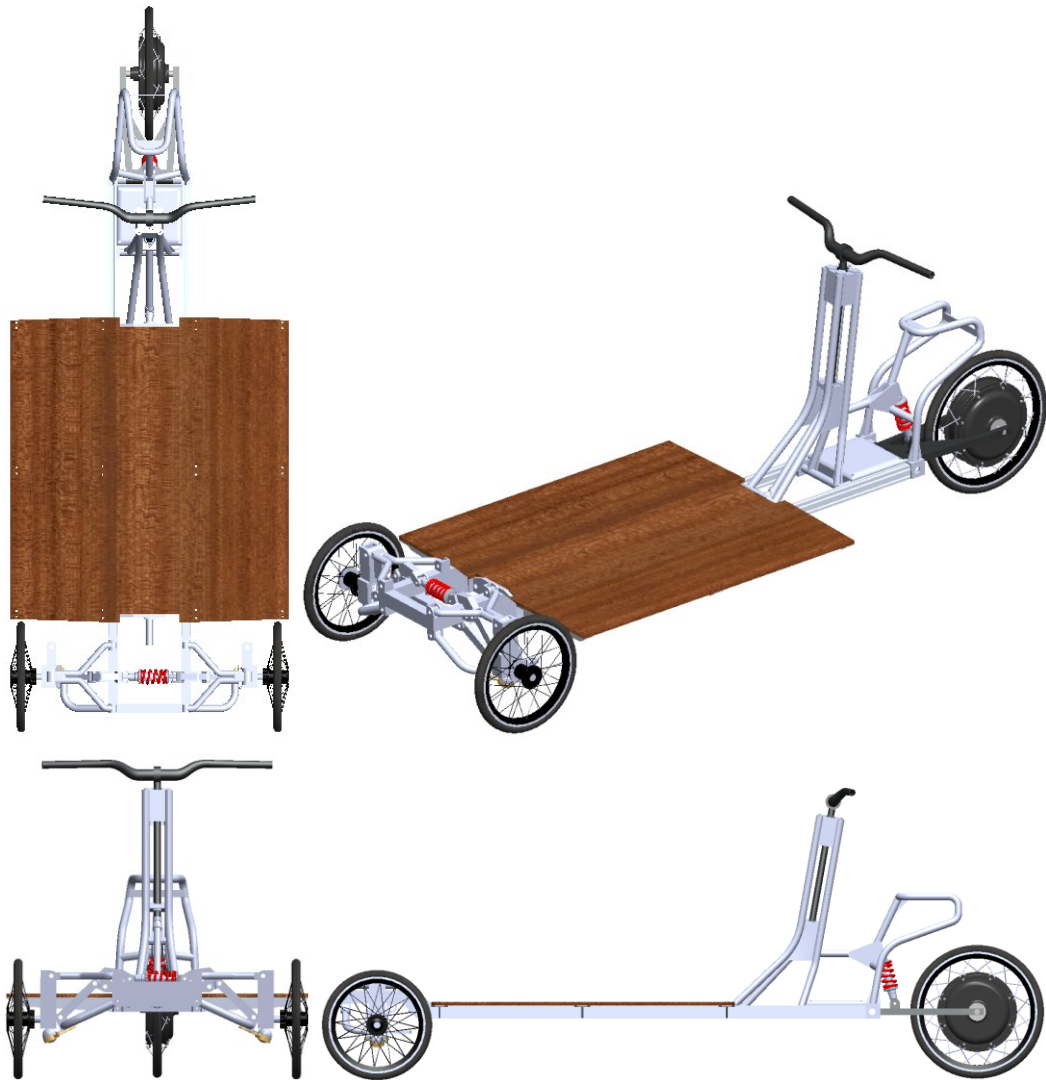


Gambar 4.34 Pengujian dinamis struktural kendaraan

4.7 *Detail Engineering Design*

Detail Engineering Design (DED) dibuat untuk melengkapi rancangan struktur sasis dengan detail meliputi seluruh komponen, material dan proses yang harus dilakukan dalam fabrikasinya. Tujuan dari perancangan DED adalah untuk mengurangi kesalahan, kerusakan dan biaya keseluruhan pelaksanaan hingga proses selesai (Yudi, A., *et al.*, 2020).

Desain kendaraan struktur sasis roda tiga diperoleh hasil akhir dengan material alumunium sebagai struktur dan kayu sebagai alas kargo. Komponen pembentuk struktur terdiri dari plat dan pipa alumunium yang masing-masing memiliki proses sendiri agar bisa dirakit. Untuk hasil akhir dari desain bisa dilihat pada Gambar 4.35. Desain tersebut merupakan tampilan keseluruhan kendaraan.

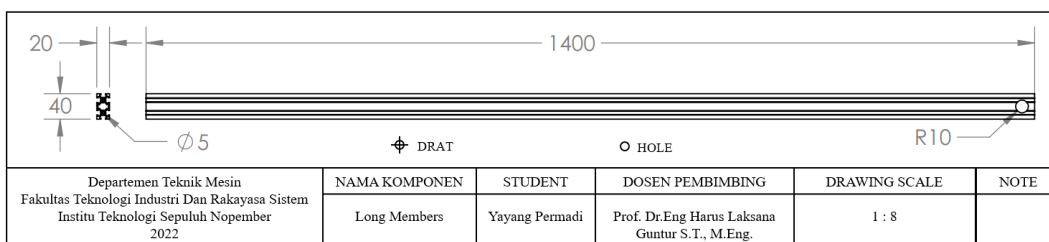


Gambar 4.35 Kendaraan listrik roda tiga

Berdasarkan bab 3.3 Parameter dan Desain terdapat tujuh komponen pembentuk struktur sasis. Komponen tersebut merupakan *long members*, *trust members*, *cross members*, tempat kemudi, tempat pengemudi, tempat modul elektrik, dan dudukan kemudian ditambah satu komponen sebagai alas kargo sehingga total keseluruhan terdapat delapan komponen dimana komponen tersebut dibahas melalui DED.

4.7.1 *Long Members*

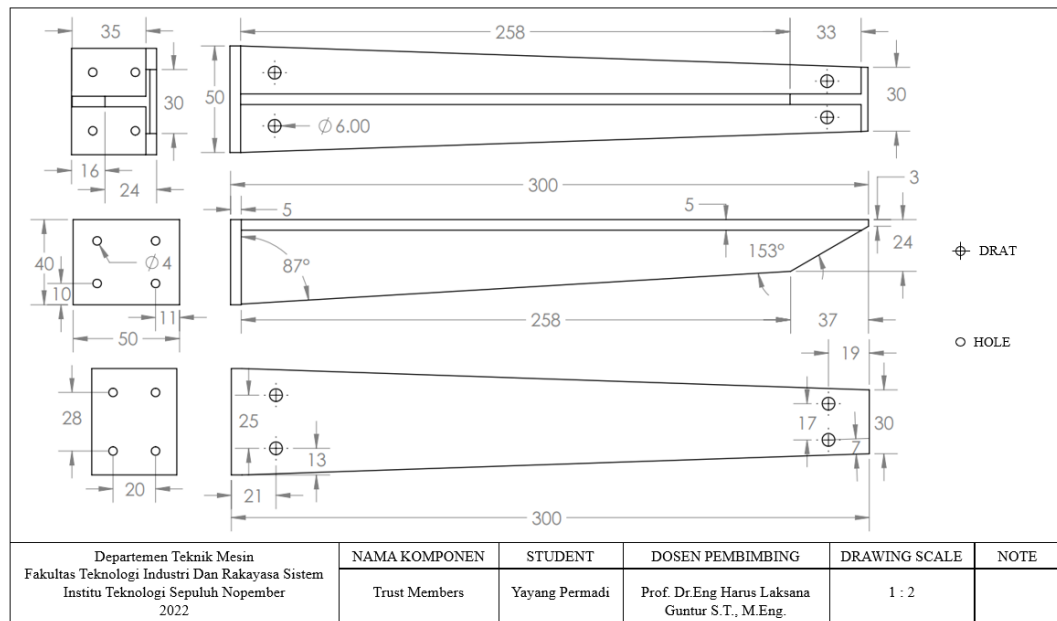
Long members terbentuk dari alumunium profil material 6063 T5. Terdapat tiga proses fabrikasi yaitu memotong, melubangi dan membuat drat atau ulir dalam.



Gambar 4.36 DED *long members*

Struktur kendaraan membutuhkan dua *long mebers* sehingga dalam sekali pembelian alumunium profile yaitu 6000 mm hanya dibutuhkan 2810 mm dengan toleransi pemotongan 5 mm tiap komponen. Terdapat empat lubang drat tiap komponen untuk menjaga sambungan komponen dudukan kemudi dan tempat pengemudi. Sedangkan hole digunakan sebagai as suspensi.

4.7.2 *Trust Members*

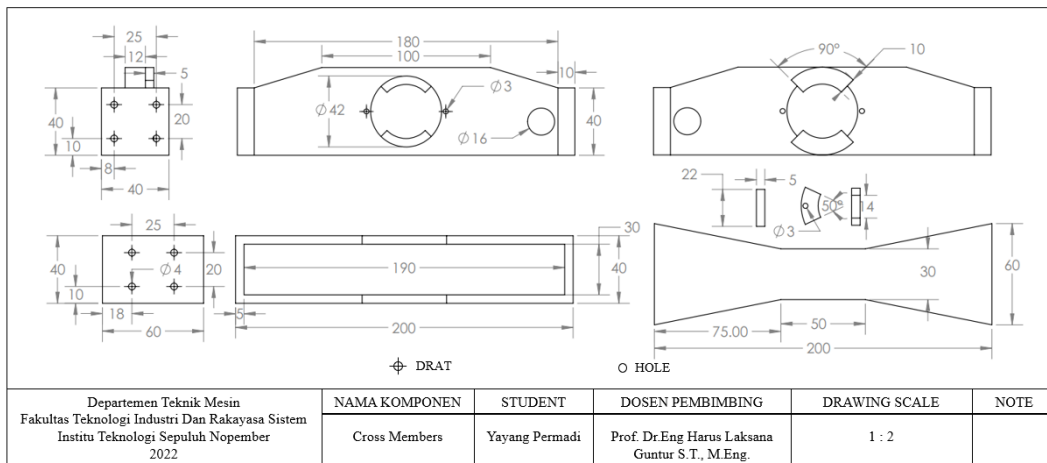


Gambar 4.37 DED *trust members*

Trust members terbentuk dari plat alumunium material 6061 T6. Terdapat tiga proses fabrikasi yaitu memotong, melubangi dan membuat drat atau ulir dalam. Untuk satu buah *trust members* dibutuhkan plat seluas 130 x 310 mm. Sehingga untuk seluruh komponen dibutuhkan plat 780 x 620 mm dengan toleransi pemotongan 5 mm. *Trust members* terletak menempel disepanjang *long members* dengan sambungan mur baut atau bisa ditambahkan dengan las untuk memberikan kekuatan lebih pada sambungan karena proses sambungan tidak dibahas dalam penelitian ini.

4.7.3 *Cross Members*

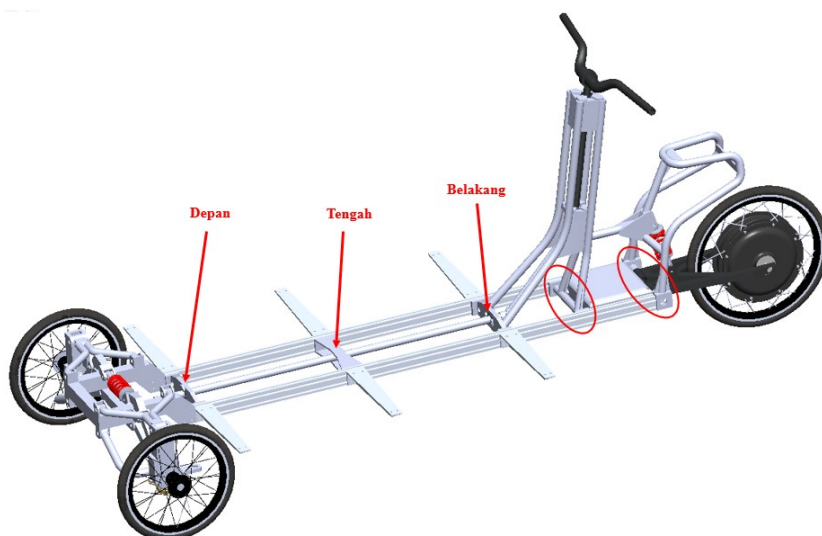
Cross members terdiri dari tiga komponen. Masing-masing terletak didepan, tengah dan belakang dengan fabrikasi yang berbeda.



Gambar 4.38 DED *cross members*

Pembentuk komponen *cross members* bagian depan dan belakang adalah sama yang membedakan adalah pada bagian belakang memiliki sambungan las dengan pipa tempat kemudi. Sedangkan pada bagian tengah sepenuhnya berbeda.

Bagian depan dan belakang terdiri dari tiga plat dengan ketebalan yang berbeda. Plat dengan tebal 10 mm terletak disamping sebagai penghubung dengan *long members*, plat dengan tebal 12 mm terletak ditengah sebagai rumah bearing dan plat dengan tebal 5 mm terletak ditengah sebanyak empat buah dua diantaranya dihubungkan dengan las dan sisanya dihubungkan dengan baut sebagai penjaga bearing agar tidak terlepas. Bagian tengah berbentuk persegi panjang dengan ketebalan 5 mm.

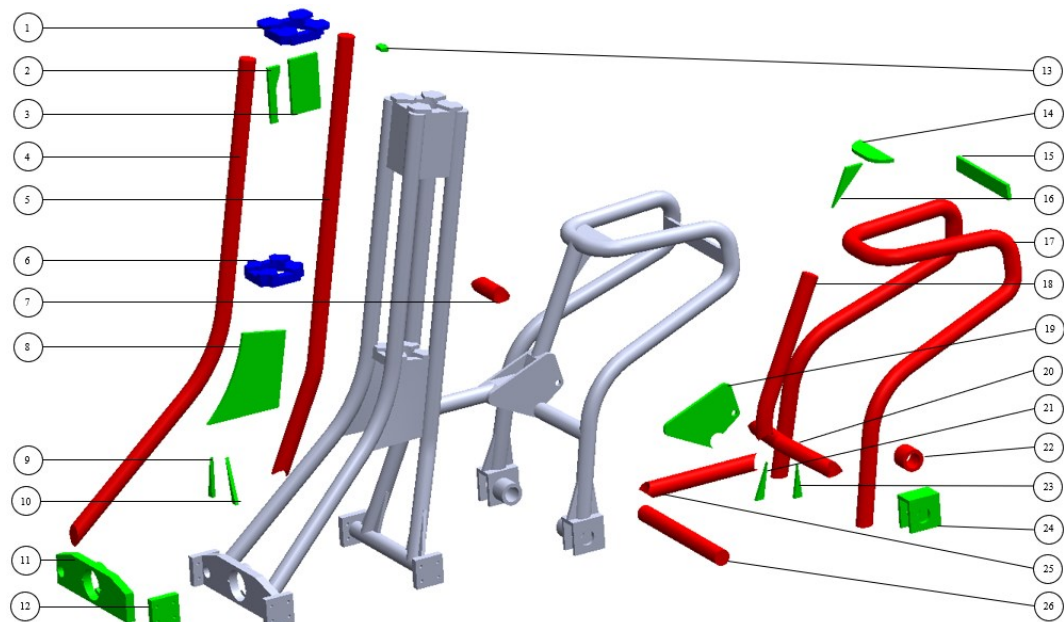


Gambar 4.39 Posisi *cross members*

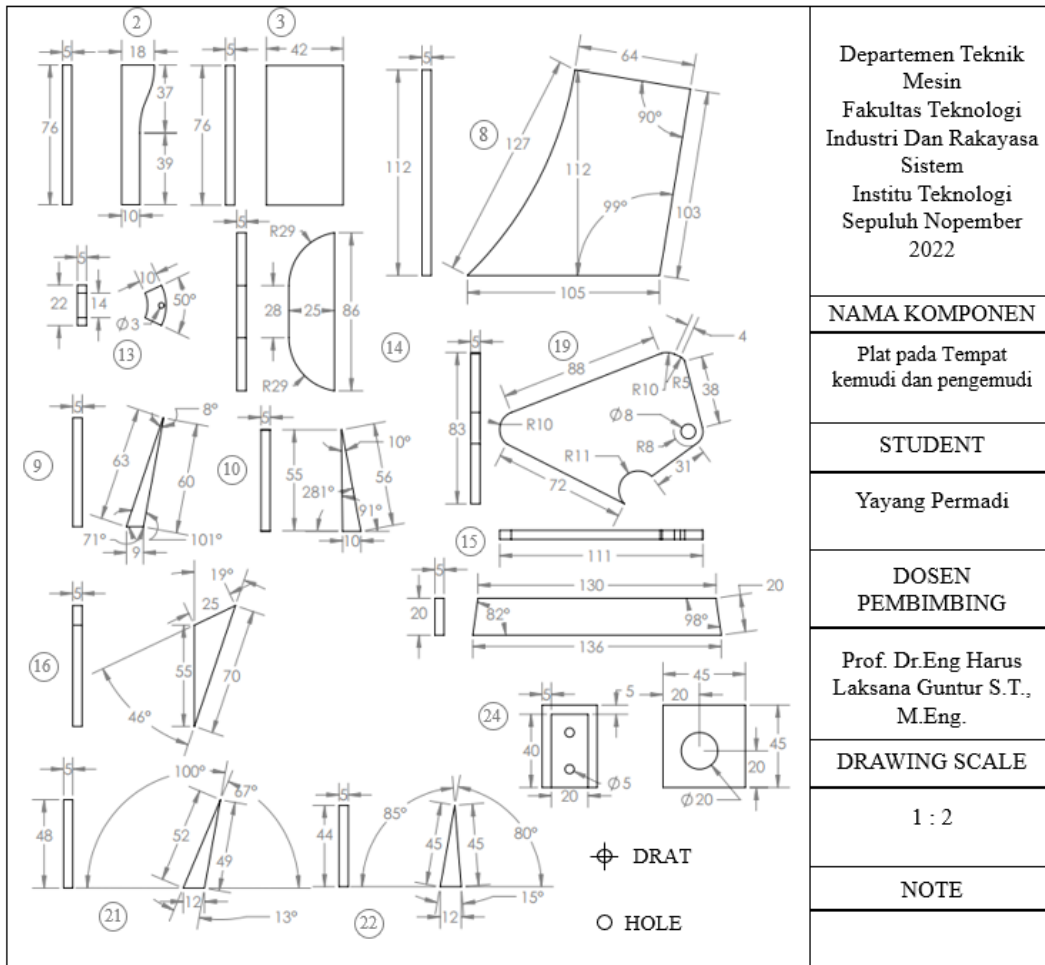
Gambar 4.39 merupakan posisi *cross members* ditunjukkan oleh arah panah. Selain itu terdapat dua bagian lain yang membantu fungsi dari komponen *cross members* yaitu untuk menyatukan dua *long members* terdapat pada Gambar 4.39 ditunjukkan dengan lingkaran merah.

4.7.4 Tempat Kemudi dan Pengemudi

Dua komponen tempat kemudi dan pengemudi merupakan komponen yang dihubungkan menjadi satu bagian oleh pipa aluminium untuk memperkuat tempat pengemudi. Bisa dilihat pada Gambar 4.40 untuk perincian dari dua komponen tempat kemudi dan pengemudi. Komponen tersebut berasal dari pipa, plat dan pejal ditandai dengan perbedaan warna. Warna hijau merupakan bagian yang berasal dari plat, warna biru merupakan komponen dengan bahan pejal dan warna merah dari pipa. Ketiga bahan tersebut akan diproses agar bisa difabrikasi dengan rincian tiap bagian dijelaskan dalam gambar DED berdasarkan nomor urut yang terlihat pada Gambar 4.40.

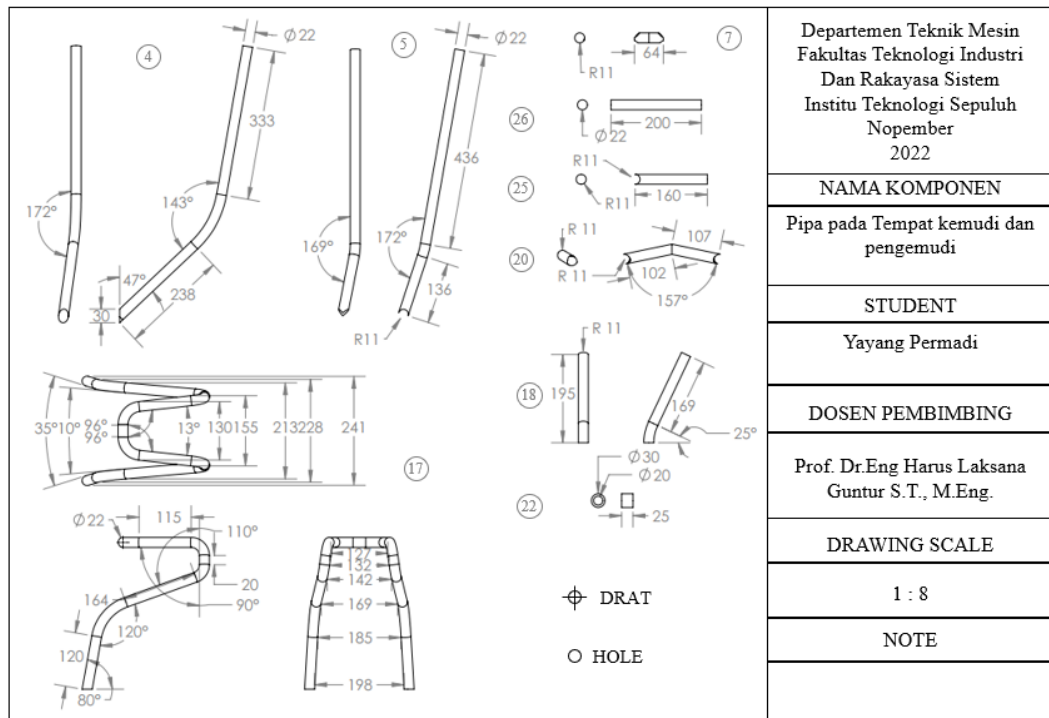


Gambar 4.40 Perincian tempat kemudi dan pengemudi



Gambar 4.41 DED plat pada tempat kemudi dan pengemudi

Tiap bagian yang berasal dari plat disatukan dan ditampilkan pada Gambar 4.41. Plat yang digunakan memiliki ketebalan 5 mm dengan proses pemotongan dan melubangi. Seluruh bagian plat akan difabrikasi dengan menggunakan las untuk membentuk komponen tempat kemudi dan pengemudi.

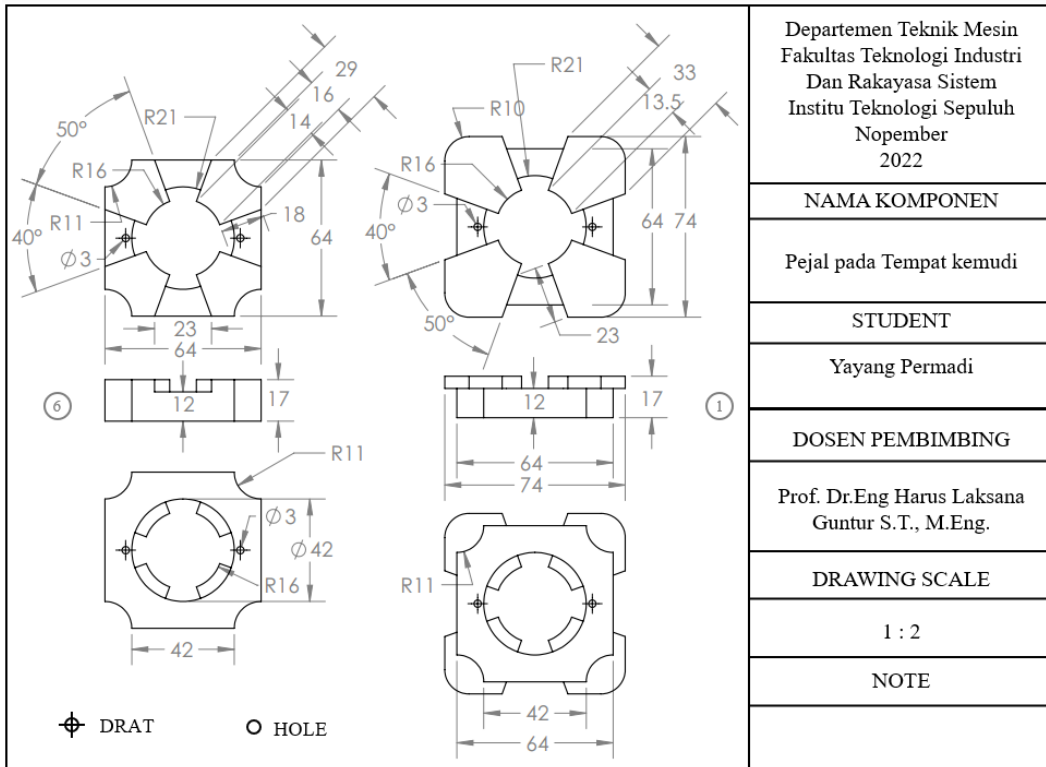


Gambar 4.42 DED pipa pada tempat kemudi dan pengemudi

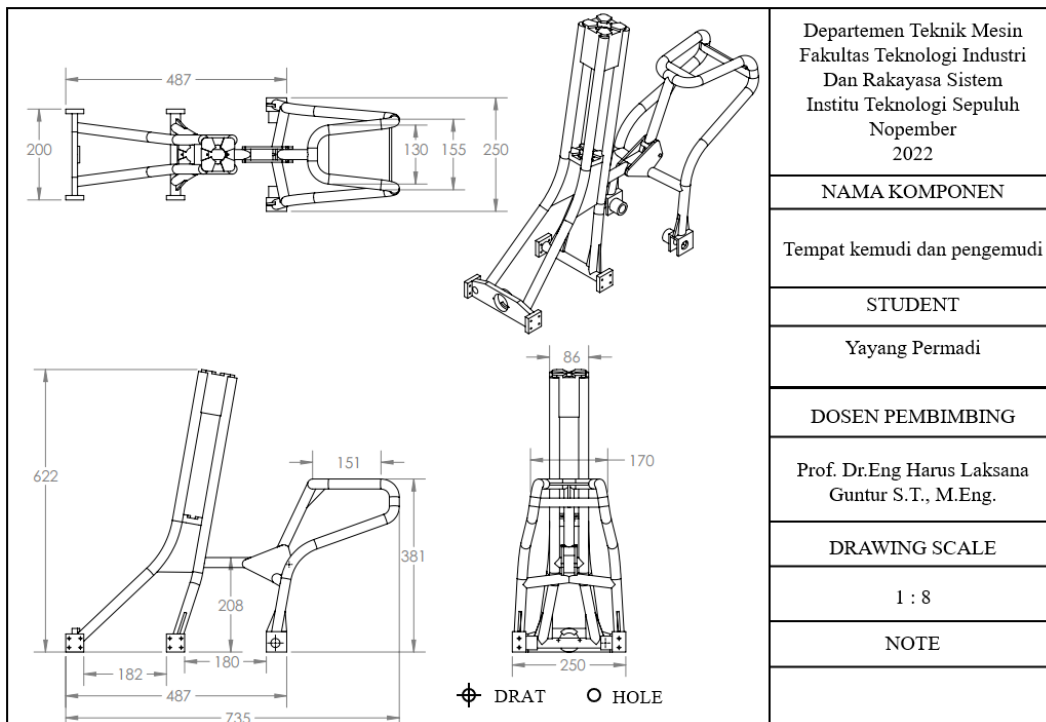
Gambar 4.42 merupakan komponen bagian yang berasal dari pipa sehingga membutuhkan proses *bending* untuk membentuknya. Pipa-pipa tersebut kemudian disambung dengan plat pada Gambar 4.44 dengan menggunakan las.

Sedangkan untuk komponen nomer 1 dan 6 menggunakan pembentukan dengan mesin agar bisa disatukan. Dikarenakan komponen tersebut berasal dari pejal dengan ketebalan 17 mm. Setelah pembentukan selesai komponen tersebut disatukan dengan menggunakan las ke bagian pipa-pipa pembentuk tempat kemudi.

Gambar 4.44 merupakan DED dari dimensi keseluruhan komponen tempat kemudi dan pengemudi. Sehingga dalam pembentukan tiap komponen pipa, plat dan pejal bisa divalidasi hasil akhir agar sesuai dengan dimensi yang direncanakan.



Gambar 4.43 DED pejal pada tempat kemudi

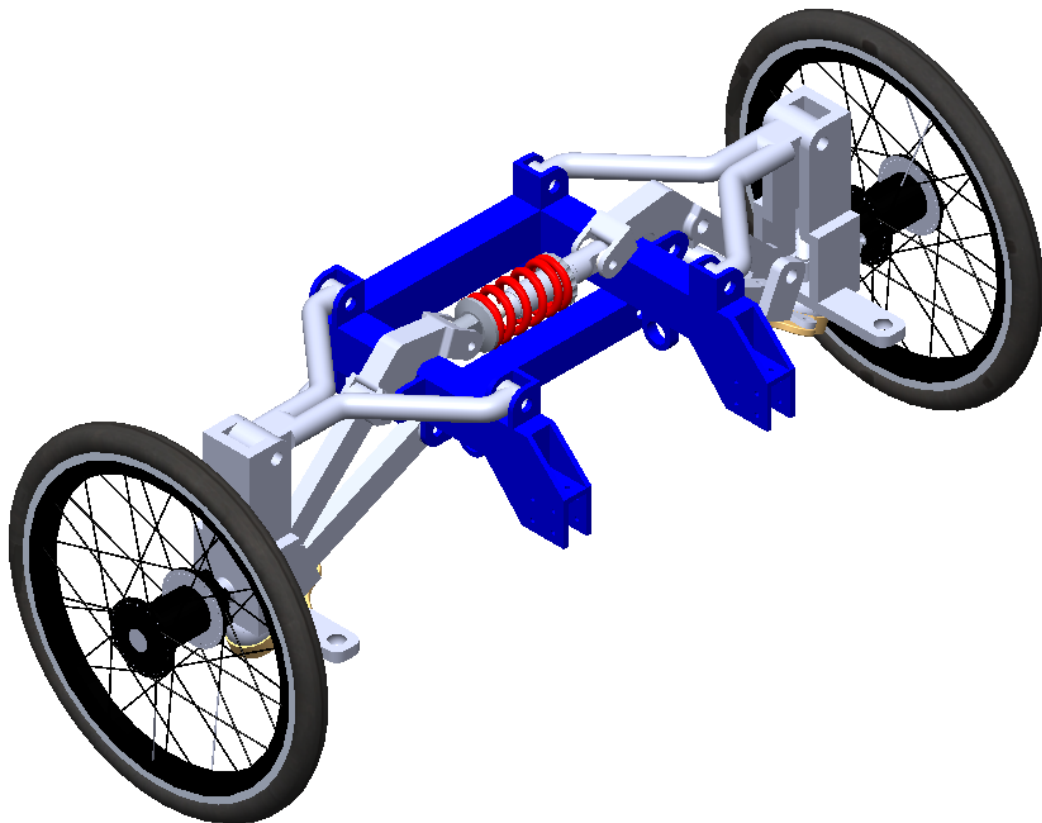


Gambar 4.44 DED tempat kemudi dan pengemudi

4.7.5 Dudukan Kemudi

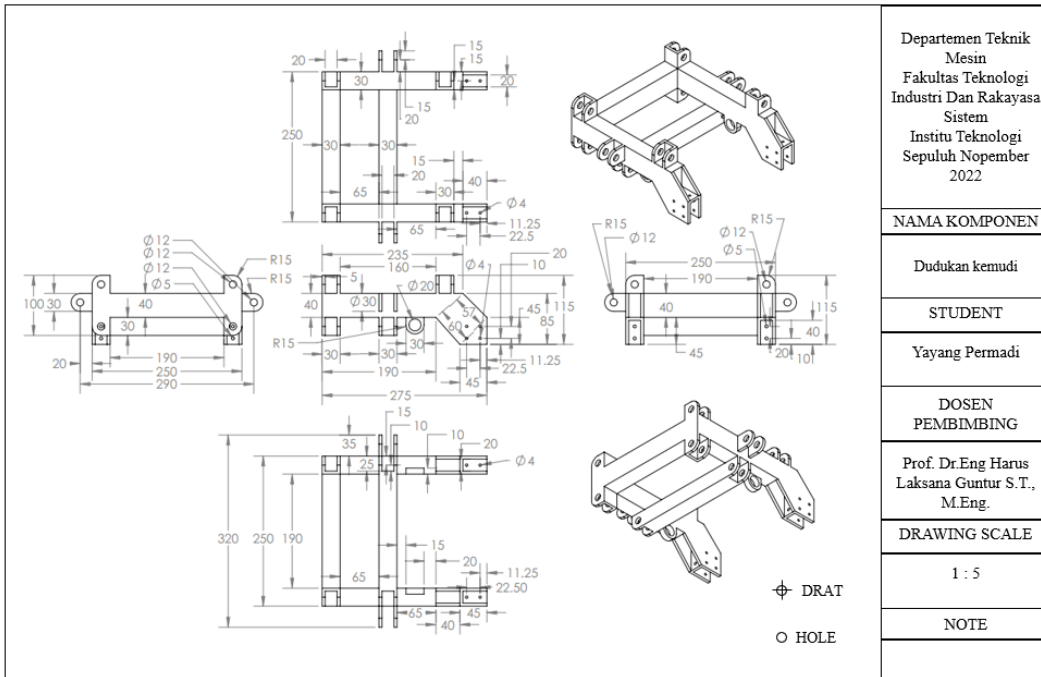
Dudukan kemudi terletak didepan struktur kendaraan listrik roda tiga. Komponen ini memiliki fungsi terintegrasi dengan sistem kemudi dan roda kendaraan. Perencanaan awal menggunakan *single swing arm* telah direvisi pada pengujian struktur statis modifikasi. Sehingga dalam penempatannya tidak memiliki cukup ruang untuk dua suspensi.

Komponen dudukan kemudi berasal dari plat dengan ketebalan 5 mm. Plat tersebut diproses menggunakan mesin pemotong kemudian disatukan dengan las diseluruh strukturnya.

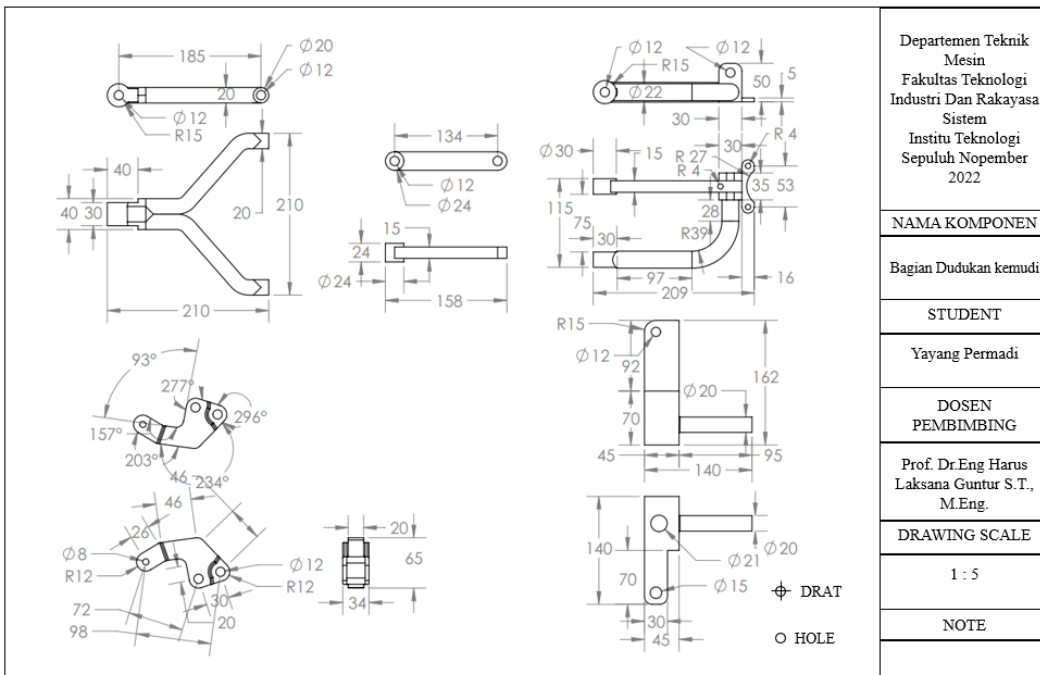


Gambar 4.45 Roda dan kemudi kendaraan

Komponen yang dimaksud sebagai dudukan kemudi bisa dilihat pada Gambar 4.45 yang berwarna biru. Sedangkan komponen yang lain tidak termasuk dalam penelitian ini. Namun tetap didesain dan dirakit untuk melengkapi struktur kendaraan.



Gambar 4.46 DED dudukan kemudi

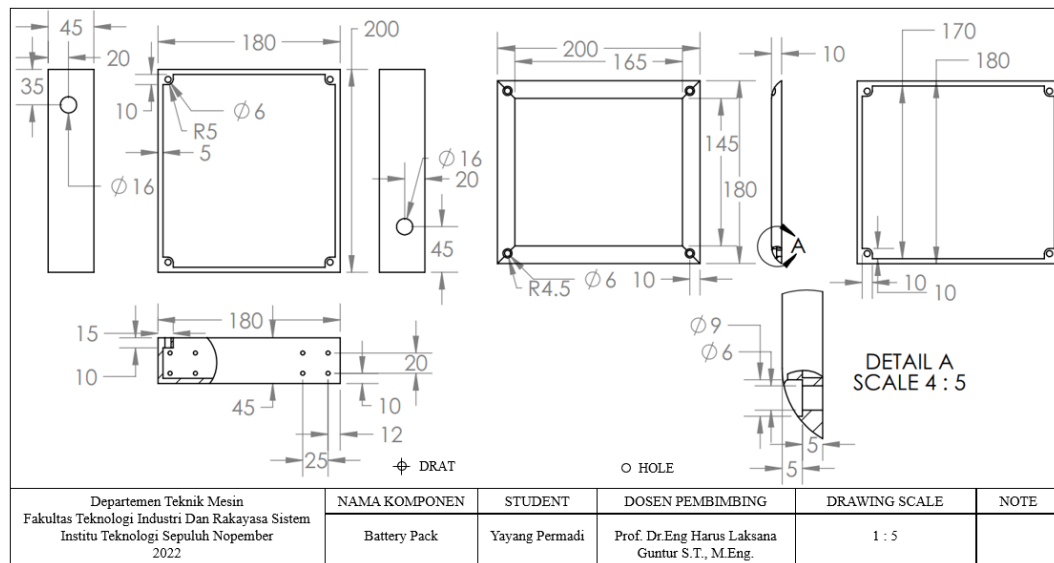


Gambar 4.47 DED komponen lain pada dudukan kemudi

Dudukan kemudi menggunakan plat setebal 5 mm dengan proses pembentukan menggunakan mesin cnc. Penyetauan berbagai plat menggunakan las.

Dalam komponen ini tidak ada bagian yang menggunakan drat sehingga seluruh pemrosesan bisa ditangani oleh mesin.

Pada Gambar 4.47 adalah komponen pendukung roda dan kemudi yang menyatu dengan dudukan. Komponen tersebut meliputi dua *swing arm*, batang penekan suspensi, T join dari suspensi dan *steering knuckle*.

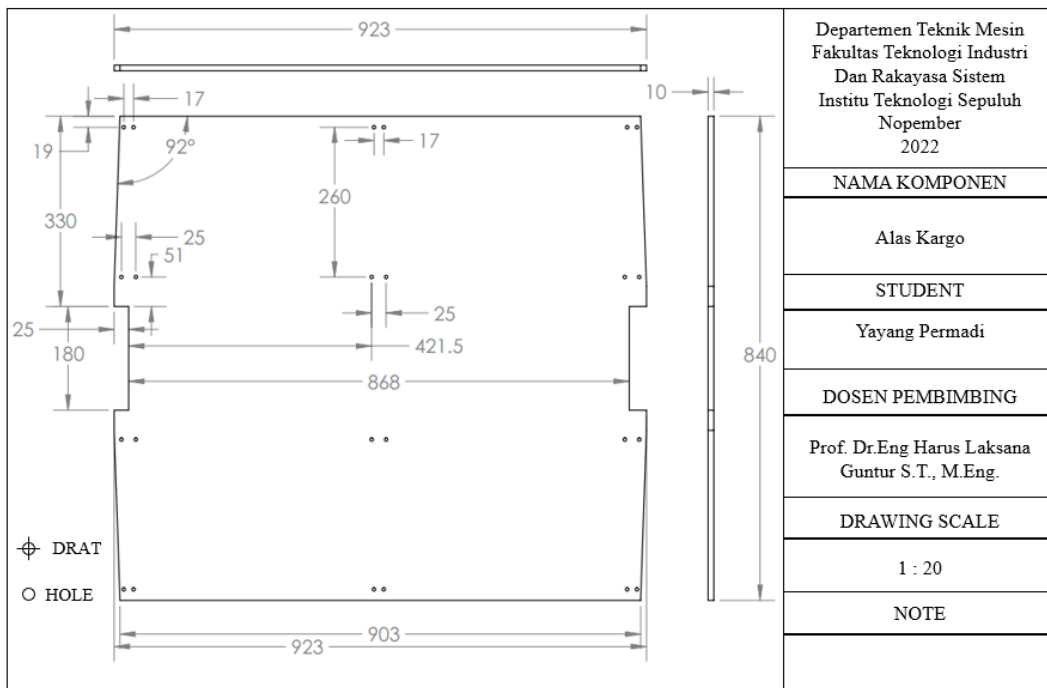


Gambar 4.48 DED *battery pack*

Komponen pendukung lain adalah *battery pack* tempat baterai yang terdapat dibawah pengemudi dalam pijakan kaki. Untuk mengetahui posisi *battery pack* bisa dilihat dalam Gambar 4.51.

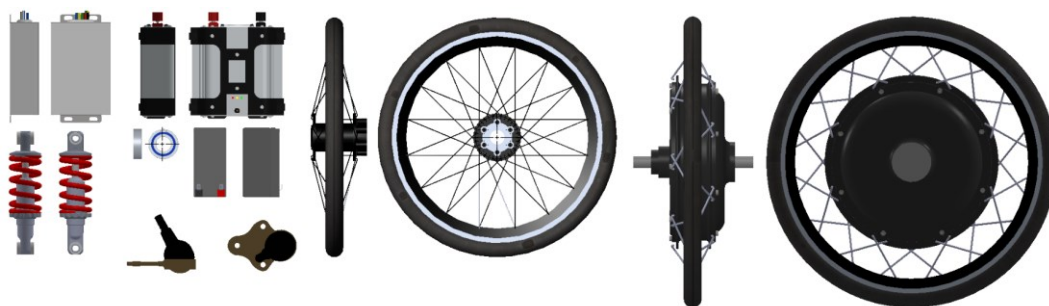
Battery pack terbentuk dari plat setebal 5 mm dengan ujung sudut yang ditemplei drat sebagai mur untuk tutup *battery pack*. Selain itu didalam *battery pack* terdapat lubang tempat baut untuk menempelkannya pada sasis kendaraan.

Gambar 3.49 merupakan alas kargo. Pada rencana awal kargo menggunakan sistem modular sehingga bisa dilepas pasang tergantung jenis yang ingin dimuat namun dalam analisa dinamis terdapat *torsional bending* sehingga tidak memungkinkan ruang kargo dibiarkan kosong dalam pengoperasian. Sehingga alas kargo merupakan komponen tambahan yang harus ada untuk menghilangkan efek *torsional bending*.



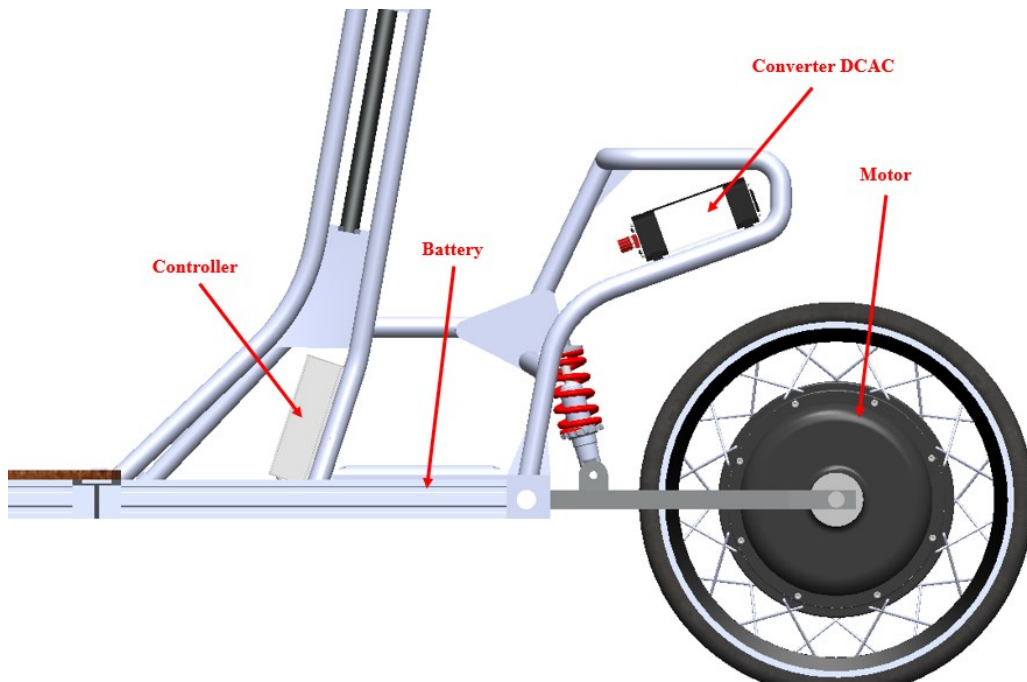
Gambar 4.49 DED alas kargo

Awal dari analisa struktur 4dinamis alas kargo diambil dari material alumunium setebal 2 mm namun hal tersebut membuat deformasi menjadi tinggi. Seperti yang telah disampaikan dalam subbab 4.5 simulasi struktur dinamis modifikasi bagian ini digantikan dengan kayu mahoni dengan ketebalan 10 mm. Untuk detail dimensinya bisa dilihat pada Gambar 4.49.



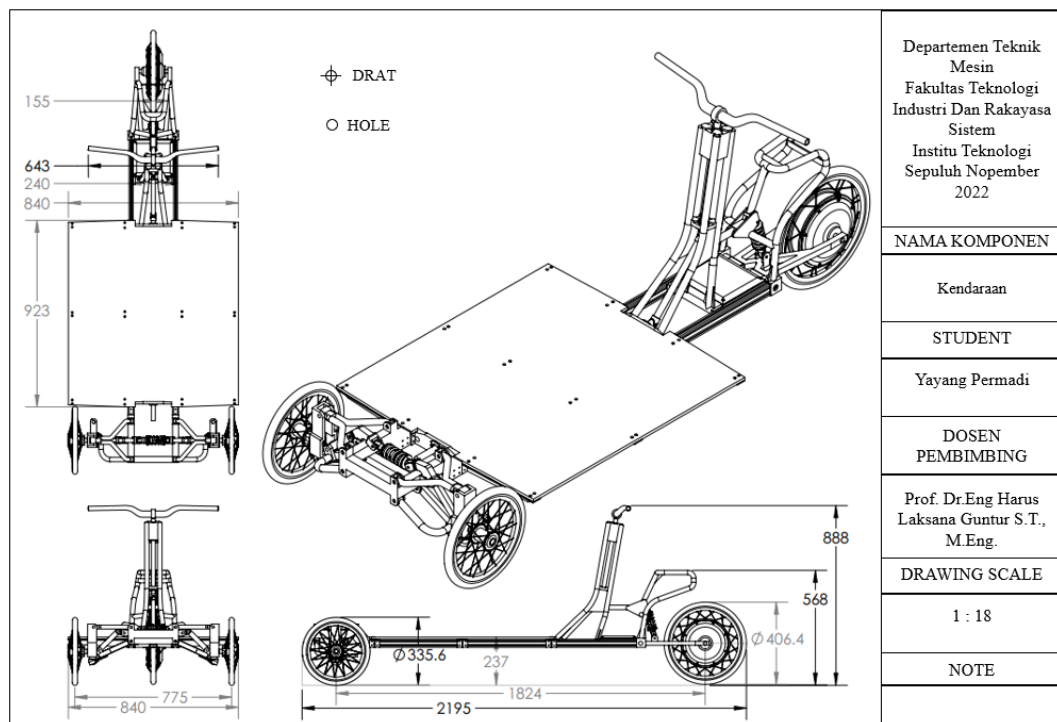
Gambar 4.50 Modul elektrik dan lain-lain

Komponen lain yang juga ditambahkan dalam desain adalah *controller*, *converter DCAC*, *battery*, *knuckle join*, *suspension*, roda depan 14 inch dan roda belakaang 16 inch yang telah dirakit dengan motor.



Gambar 4.51 Posisi modul elektrik

Posisi modul elektrik yang memungkinkan untuk dirakit bersama dalam kendaraan bisa dilihat pada Gambar 4.51.



Gambar 4.52 DED kendaraan listrik

Pada Gambar 3.52 telah diperoleh dimensi keseluruhan kendaraan listrik dalam tampilan DED. Hal tersebut menunjukkan bahwa tujuan dari penelitian ini telah tercapai dengan membentuk DED dari desain kendaraan listrik roda tiga.

Detail lain yang disampaikan merupakan penggunaan baut untuk perakitan struktur kendaraan.



Gambar 4.53 Baut untuk perakitan kendaraan

Pada sambungan kendaraan beberapa menggunakan jenis mur dan baut. Untuk detail baut yang digunakan bisa dilihat pada Gambar 4.53. jumlah dan penggunaannya bisa dilihat dalam Tabel 4.10.

Tabel 4.10 Baut dan penggunaannya

Jenis	Jumlah	Penggunaan
M3	10	Rumah bearing
M4	82	Sambungan ke <i>long members</i> dan <i>steering knuckle</i>
M5	32	Sambungan ke <i>trust members</i> dan ujung <i>long members</i>
M6	4	<i>Battery pack</i>
M8	4	Suspensi
M12	16	<i>swing arm</i> dan <i>T join</i>

BAB 5

KESIMPULAN DAN SARAN

Pada pengerjaan tesis ini telah dilakukan dengan dua pengujian statis dan dinamis pada struktur sasis kendaraan listrik roda tiga. Pengerjaan bertahap dilakukan mulai dari merancang struktur sasis kendaraan hingga memodifikasinya untuk memenuhi kekuatan minimal yang diinginkan kendaraan beroperasi di jalan. Hasil yang diperoleh dari pengujian statis dan dinamis struktur pada tahap awal digunakan sebagai acuan untuk memperbaiki struktur sasis kendaraan secara menyeluruh. Sehingga diperoleh hasil akhir bahwa kendaraan layak jalan pada kondisi beban 200 Kg. Oleh sebab itu pada bab lima ini diberikan penjelasan mengenai beberapa kesimpulan dan saran yang diperoleh selama pengerjaan.

5.1 Kesimpulan

Pada pengerjaan tesis diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

- Perancangan struktur sasis kendaraan listrik roda tiga dibentuk berdasarkan DRO dengan material aluminium 6061 T6 yang diterapkan pada pipa dan plat sedangkan pada struktur utama sasis digunakan material aluminium 6063 T5. Terdapat bahan lain yang diambil sebagai solusi yaitu alas kargo dengan material kayu mahoni. Kargo awalnya direncanakan dengan sistem modular sesuai kebutuhan pengendara sehingga bisa lepas pakai. Namun karena dibiarkan kosong terjadi *torsional bending* ketika diberi beban dinamis sehingga diambil solusi pemberian alas.

- Pada pengujian statis diperoleh struktur mampu menahan beban hingga 500 Kg hingga kurang dari 600 Kg. Pengujian analisa statis mendapatkan nilai FOS yang meningkat dari struktur original, modifikasi 1 hingga modifikasi 2. Dikonfirmasi oleh FOS dinyatakan aman membawa beban 200 kg dengan nilai 1.2917. Sedangkan nilai deformasi struktur sebesar 1.3965 mm pada struktur modifikasi 2 dengan nilai tegangan 64.053 Mpa. Nilai tersebut ada dibawah tegangan luluh material aluminium namun kayu mahoni memiliki tegangan luluh 60 Mpa. Sehingga pemilihan material kayu mahoni sebagai pengganti alas kargo dinyatakan tidak berhasil karena melebihi tegangan luluh material kayu.

Pada pengujian dinamis struktur original dicoba untuk melintasi lima tingkat profile jalan. Struktur dinyatakan mampu membawa beban seberat 500 Kg yang dioperasikan pada profile jalan dengan tingkat kelas D. Pada tingkan kelas jalan E tegangan maksimalnya melebihi tegangan luluh material. Pada pengujian tersebut ditemukan kejadian *torsional bending*, sehingga pada struktur modifikasi 1 diberikan penambahan komponen penampang kargo. Penambahan alas kargo pada struktur sasis modifikasi terbukti berhasil menahan *torsional bending* dilihat dalam kontur tegangan sasis. Pada struktur modifikasi 2 kendaraan dimodifikasi untuk penyesuaian pada fabrikasi dan menangani kesalahan pada pemilihan material alas kargo. Nilai deformasi, tegangan maupun *life cycle* mengalami peningkatan. Seperti semakin kecilnya nilai deformasi dan tegangan maksimal yaitu 0.1605 mm dan 24.957 Mpa. Dan semakin tingginya nilai *life cycle*. Struktur sasis modifikasi 2 dinyatakan bisa dioperasikan dalam waktu 25 tahun.

- Modifikasi struktur sasis menggunakan dua strategi. Strategi yang pertama dengan menggunakan masalah langsung melalui pengujian statis dan dinamis. Sedangkan yang kedua menggunakan *modal strain energy* dimana strategi ini memanfaatkan hasil dari analisa modal untuk melanjutkan analisa. Dari analisa modal diperoleh natural frekuensi dan mode getar. Pada sasis original rentang frekuensi ada pada 54.602 Hz pada mode 1 hingga 163.4 Hz pada mode 10. Sedangkan pada modifikasi 1 nilai frekuensi ada di rentang 43.104 Hz pada mode 1 hingga 130.95 Hz pada mode ke 10. Dan pada modifikasi 2 ada pada rentang 58.83 Hz untuk mode 1 hingga 192.81 Hz untuk mode yang ke 10. Nilai tersebut dipengaruhi oleh massa sehingga berdampak pada kekauan struktur sasis.

- Kekuatan struktur ditingkatkan dengan menambah massa yang terkonsentrasi pada bagian yang memiliki regangan tinggi. Jumlah massa terkonsentrasi yang ditambahkan tidak diketahui. Modifikasi struktur dilakukan dengan mengidentifikasi mode getar yang memiliki pengaruh besar ditandai dengan nilai faktor partisipasinya yang mendekati 1. Struktur original memiliki 6 mode getar yang berpengaruh dan kemungkinan mengalami resonansi. Dengan mengetahui jumlah mode getar, maka fungsi kerapatan energi regangan bisa di simulasikan menurut mode yang berpengaruh. Hasilnya meliputi regangan energi yang terdapat pada struktur kendaraan. Regangan yang berlokasi tersebut

merupakan rujukan sebagai lokasi modifikasi. Sehingga struktur kendaraan didesain ulang untuk mendapatkan kekuatan struktur yang baru yang ditampilkan dalam modifikasi 1. Pada modifikasi 1 terdapat kesalahan dan penyesuaian dalam pemilihan material dan dimensi. Kesalahan terletak pada pemilihan material dan ketebalan komponen tambahan penampang kargo. Kemudian penyesuaian terletak pada dudukan kemudi dan *battery pack*. Sehingga dilakukan modifikasi struktur 2 untuk mengatasi masalah tersebut.

- *Detail engineering design* dilakukan untuk memudahkan dalam pembacaan dimensi struktur sasis dan komponen yang dibutuhkan dalam pembuatannya. Sehingga sasis siap difabrikasi dibengkel. DED dibuat dalam dua dimensi setiap komponen dan jenisnya. DED juga memberikan informasi mengenai pemrosesan yang harus dilakukan pada komponen struktur agar bisa dirakit menjadi kendaraan.

5.2 Saran

Setelah mengerjakan tesis terdapat beberapa kondisi yang belum diterapkan diberikan melalui saran sebagai berikut :

- Pada perancangan struktur sasis kendaraan listrik roda tiga, kondisi *fix support* langsung diaplikasikan pada dudukan *swing arm* dan suspensi. Sehingga faktor pegas dan peredam pada roda dan suspensi tidak diperhitungkan. Hal tersebut berdampak pada kestabilan struktur sasis ketika dioperasikan. Sehingga untuk mendapatkan kendaraan yang stabil perlu ditambahkan analisa kestabilan kendaraan yangmana pada analisis ini perlu ditambahkan jalur berkelok-kelok yang dilewati sehingga diperoleh dimensi *swing arm* dan nilai suspensi yang dibutuhkan untuk mengatasi ketidakstabilan kendaraan.

- Ketika melakukan modifikasi struktur, model kendaraan telah dikonfirmasi kuat dalam kondisi yang direncanakan. Namun struktur sasis masih bisa dikembangkan lagi berdasarkan hasil simulasi statis dan dinamis pada tahap yang kedua dan identifikasi dengan analisa modal untuk memberikan ide lokasi modifikasi. Sehingga versi struktur sasis yang lebih kuat dan lebih detail lagi bisa diperoleh.

- Pada susbbab DED masih belum dibentuk bodi kendaraan. Sehingga dampak dari faktor alam seperti angin, hujan dan panas matahari pada kendaraan masih belum diketahui. Ketika bodi telah dibentuk, maka perlu ditambahkan analisa Computational Fluid Dynamics (CFD) untuk mengetahui dampak dari faktor alam kepada kendaraan listrik roda tiga. Kemudian batasan penelitian pada sambungan struktur juga mempengaruhi kekuatan pada struktur yang nyata. Sehingga perlu dilakukan analisa tegangan disetiap sambungan struktur sasis.

DAFTAR PUSTAKA

- Comi, A., & Savchenko, L. (2021). Last-mile delivering: Analysis of environment-friendly transport. *Sustainable Cities and Society*, 74, 103213.
- Aiello, G., Quaranta, S., Certa, A., & Inguanta, R. (2021). Optimization of urban delivery systems based on electric assisted cargo bikes with modular battery size, taking into account the service requirements and the specific operational context. *Energies*, 14(15), 4672.
- Crolla, D. (2009). *Automotive engineering: powertrain, chassis system and vehicle body*, 569-572
- Stadler, S., Hirz, M., Thum, K., & Rossbacher, P. (2013). Conceptual full-vehicle development supported by integrated computer-aided design methods. *Computer-Aided Design and Applications*, 10(1), 159-172.
- Altach, J., Bader, B., Fröhlich, T., Klaiber, D., & Vietor, T. (2019). Approach to the systematic categorization and qualitative evaluation of multi-material designs for use in vehicle body structures. *Procedia CIRP*, 84, 908-915.
- Malen, D. E. (2011). *Fundamentals of automobile body structure design* (Vol. 394). SAE Technical Paper.
- Jazar, R. N. (2017). *Vehicle dynamics: theory and application*. Springer.
- Beer, F. P., Russell, E., & Mazurek, D. F. (2021). *Mecánica de materiales*.
- Close, C. M., Frederick, D. K., & Newell, J. C. (2001). *Modeling and analysis of dynamic systems*. John Wiley & Sons.
- Logan, D. L. (2016). *A first course in the finite element method*. Cengage Learning.
- Madenci, E., & Guven, I. (2015). *The finite element method and applications in engineering using ANSYS®*. Springer.
- Balaguru, S., Natarajan, E., Ramesh, S., & Muthuvijayan, B. (2019). Structural and modal analysis of scooter frame for design improvement. *Materials Today: Proceedings*, 16, 1106-1116.
- Ahirrao, N., & Bhosle, S. (2020). To Evaluate Chassis Frequency Harmonics of Vehicles by Modal Analysis and Measurement. In *Recent Trends in Mechanical Engineering* (pp. 685-693). Springer, Singapore.

- Bonisoli, E., Lisitano, D., Dimauro, L., & Peroni, L. (2020). A Proposal of Dynamic Behaviour Design Based on Mode Shape Tracing: Numerical Application to a Motorbike Frame. In *Dynamic Substructures, Volume 4* (pp. 149-158). Springer, Cham.
- Vibration, I. M. (2016). Road Surface Profiles—Reporting of Measured Data; ISO 8608. International Standards Organisation, Geneva.
- Al-Yafeai, D., Darabseh, T., & Mourad, A. H. I. (2020). Energy harvesting from car suspension system subjected to random excitation. In *2020 Advances in Science and Engineering Technology International Conferences (ASET)* (pp. 1-5). IEEE.
- Çakar, O. (2018). A method for shifting natural frequencies of a dynamic system to desired values with concentrated mass modifications. *Journal of Vibroengineering*, 20(1), 1-12.
- Christensen, J., & Bastien, C. (2015). Nonlinear optimization of vehicle safety structures: Modeling of structures subjected to large deformations. Butterworth-Heinemann.
- Chen, X., & Liu, Y. (2018). *Finite element modeling and simulation with ANSYS Workbench*. CRC press.
- Maioglou, D. (2017). Motorcycle Design: defining a new typology and form for the electric motorcycle of the 21st century.
- Fu, Z. F., & He, J. (2001). Modal analysis. Elsevier.
- He, J. (2001). Structural modification. *Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 359(1778), 187-204.
- Hasan, M., & Abo Al-kibash, T. (2019). Simulation and Analysis of a Vehicle Chassis by ANSYS Program.
- Adams, K. M. (2015). Nonfunctional requirements in systems analysis and design (Vol. 28). Cham: Springer international publishing.
- Yudi, A., Ulum, M. S., & Nugroho, M. T. (2020). Perancangan Detail Engineering Design Gedung Bertingkat Berbasis Building Information Modeling. *Media Komunikasi Teknik Sipil Volume 00, No. 00*.

- MS. ME Ahmad A. Abbas (2008). Normal Frequency Analysis of a Vehicle Chassis and Design Optimization. AdvancedCAE.
- Chang, G., Zhao, H., Liang, J., Lv, J., Li, S., & Ni, X. (2015). Application of Strain Energy on BIW Mode Optimization. In MATEC Web of Conferences (Vol. 22, p. 03015). EDP Sciences.
- Bayat, S. H., & Zehsaz, M. (2017). Analysis of Static and Dynamic and the Effect of Parameters on Fatigue Life of Heavy Truck Chassis Structure. International Journal of Current Engineering and Technology.
- Collins, J. A. (1993). Failure of materials in mechanical design: analysis, prediction, prevention. John Wiley & Sons.

BIOGRAFI PENULIS



Penulis lahir di Jombang, 4 Desember 1996. Putra kedua dari pasangan Bapak Wulyo dan Ibu Sueliati. Penulis menyelesaikan SD Negeri Blimbing 1 Jombang, SMP Negeri 6 Mojokerto, SMK Negeri 1 Teknik Sepeda Motor Mojokerto dan D4 Teknik Mekatronika PENS. Setelah itu penulis melanjutkan studi magister di Teknik Mesin ITS pada Tahun 2020. Selama menempuh pendidikan jenjang magister, penulis mengambil bidang keahlian desain sistem mekanikal di Lab. Rekayasa Vibrasi dan Sistem Otomotif sembari mengajar di SMK Pesantren darul dakwah Mojokerto pada program studi Teknik Ototronik dan SMK Jayanegara Mojokerto pada program studi Teknik Kendaraan Ringan. Jika ada informasi atau pertanyaan yang berkaitan dengan hasil penelitian dalam tesis ini, maka dapat disampaikan melalui email permadiyahayang@gmail.com atau wa [087819494591](tel:087819494591).