



TUGAS AKHIR - TF 181801

**Analisis Sifat Mekanik Rangka *Electric Bike*
dengan Uji Statik dan Beban Dinamik menggunakan
*Finite Element Analysis (FEA)***

RODZAN ISKANDAR
NRP. 02311640000104

Dosen Pembimbing:
Dyah Sawitri, ST, MT.
Dr. Ridho Hantoro, S.T, M.T.

Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri Dan Rekayasa Sistem
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020

Halaman ini sengaja dikosongkan



FINAL PROJECT - TF 181801

***Analysis of Mechanical Properties of Electric Bike
Frames with Static Tests and Dynamic Loads using
Finite Element Analysis (FEA)***

**RODZAN ISKANDAR
NRP. 02311640000104**

Supervisors:
Dyah Sawitri, ST, MT.
Dr. Ridho Hantoro, S.T, M.T

*Department Of Engineering Physics
Faculty of Industrial Technology and System Engineering
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2020*

Halaman ini sengaja dikosongkan

PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI

Saya yang bertanda tangan di bawah ini.

Nama : Rodzan Iskandar
NRP : 02311640000104
Departemen / Prodi : Teknik Fisika / S1 Teknik Fisika
Fakultas : Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FTIRS)
Perguruan Tinggi : Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul "*Analisis Sifat Mekanik Rangka Electric Bike dengan Uji Statik dan Beban Dinamik menggunakan Finite Element Analysis (FEA)*" adalah benar karya saya sendiri dan bukan plagiat dari karya orang lain. Apabila di kemudian hari terbukti terdapat plagiat pada Tugas Akhir ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai ketentuan yang berlaku.

Demikian surat pernyataan ini saya buat dengan sebenarnya-benarnya.

Surabaya, 29 Juli 2020

Yang membuat pernyataan,



Rodzan Iskandar

NRP. 02311640000104

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

TUGAS AKHIR

**Analisis Sifat Mekanik Rangka *Electric Bike*
dengan Uji Statik dan Beban Dinamik menggunakan
*Finite Element Analysis (FEA)***

Oleh:

Rodzan Iskandar

NRP. 02311640000104

Surabaya,

**Menyetujui,
Pembimbing I**



**Dyah Sawitri, ST, MT.
NIP. 197001011995122001**

**Menyetujui,
Pembimbing II**



**Dr. Ridho Hantoro, S.T, M.T.
NIP. 197612232005011001**

Mengetahui,

Kepala Departemen

Teknik Fisika FTIRS-ITS



Dr. Suyanto, ST., MT.

NIP. 197111131995121002

Halaman ini sengaja dikosongkan

LEMBAR PENGESAHAN

Analisis Sifat Mekanik Rangka *Electric Bike* dengan Uji Statik dan Beban Dinamik menggunakan *Finite Element Analysis (FEA)*

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Progam Studi S-1 Departemen Teknik Fisika
Fakultas Teknologi Industri & Rekayasa Sistem (FTIRS)
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

RODZAN ISKANDAR

NRP. 02311640000104

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dyah Sawitri, ST, MT.



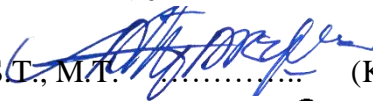
(Pembimbing I)

2. Dr. Ridho Hantoro, S.T, M.T.



(Pembimbing II)

3. Dr.-Ing. Doty Dewi Risanty S.T., M.T.



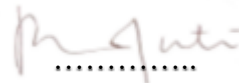
(Ketua Penguji)

4. Dr.rer.nat. Ruri Agung Wahyuono ST., M.T.



(Penguji I)

5. Dr. Ir. Ronny Dwi Noriyati M.Kes.



(Penguji II)

SURABAYA

2020

Halaman ini sengaja dikosongkan

**Analisis Sifat Mekanik Rangka *Electric Bike*
dengan Uji Statik dan Beban Dinamik menggunakan
*Finite Element Analysis (FEA)***

Nama : Rodzan Iskandar
NRP : 02311640000104
Departemen : Teknik Fisika FTIRS - ITS
Dosen Pembimbing : Dyah Sawitri, ST, MT.
Dr. Ridho Hantoro, S.T, M.T.

ABSTRAK

E-bike (Pygmy) kendaraan roda dua yang digunakan untuk para pengguna transportasi umum perkotaan dalam menempuh jarak dari rumah ke halte/stasiun, halte/stasiun ke kantor ataupun sebaliknya perlu didesain ringan dan *portable* dengan kemampuan dapat dilipat. Rangka sebagai salah satu komponen yang dapat divariasikan materialnya dianalisis menggunakan *Finite Element Analysis* agar didapatkan rangka yang ringan dan memenuhi kebutuhan untuk menahan beban statik saat diberi beban pengendara dan beban dinamik saat digunakan. Pada kondisi *existing* material AISI 1020 Steel dengan berat pengendara 80 kg dan berat *e-bike* 21 kg, pada beban statik dan beban dinamik didapatkan *factor of safety* lebih dari satu dengan *max equivalent stress* sebesar 162 MPa dan *mechanical fatigue* sebanyak 1000 jumlah siklus. Pengurangan massa *e-bike* dari 21 kg dengan beban pengendara 80 kg didapatkan pada material Aluminium 7075-T6 variasi tebal rangka 1 dan 2 dengan massa *e-bike* 16,270 kg dan 16,194 kg dan dengan jumlah siklus untuk mengalami *fatigue failure* sebesar $1,5 \times 10^7$ dan 5000 secara berurutan tetapi diikuti dengan penambahan biaya pengadaan material sebanyak 2 kali lipat lebih dari Rp81.000,00 pada AISI 1020 steel menjadi Rp193.000,00 pada Aluminium 7075-T6.

Kata Kunci: *Material selection, Finite element analysis, Mechanical Fatigue*

Halaman ini sengaja dikosongkan

***Analysis of Mechanical Properties of Electric Bike
Frames with Static Tests and Dynamic Loads using
Finite Element Analysis (FEA)***

Name : **Rodzan Iskandar**
NRP : **02311640000104**
Department : **Engineering Physics INDSYS - ITS**
Supervisors : **Dyah Sawitri, ST, MT.**
Dr. Ridho Hantoro, S.T, M.T.

ABSTRACT

E-bike (Pygmy) is a newly designed two-wheeled vehicle used for short-distance urban public transportation users, such as from home to bus stops/stations, bus stops/stations to the office, or vice versa, which offers lightweight, portable and foldable capabilities. The frame material, as one component, that can be varied and analyzed by using Finite Element Analysis under static and dynamic loads for a given driver's load, i.e.80 kg. Under these loads, the existing design using AISI 1020 steel material weighs in 21 kg (safety factor of more than 1) resulted in maximum equivalent stress of 162 MPa and mechanical fatigue of 1000 number of cycles. Reduction of e-bike mass from 21 kg to 16.270 kg and 16.194 kg was obtained for aluminum alloy 7075-T6 as its thickness of frames 1 and 2 was varied, respectively. Hence, the number of cycles to experience fatigue failure of those two frames was increased to 1.5×10^7 and 5000, correspondingly. However, the material procurement costs raise twice from IDR 81,000.00 for AISI 1020 steel to IDR 193,000.00 for Aluminum 7075-T6.

Keywords: Material selection, Finite element analysis, Mechanical Fatigue

Halaman ini sengaja dikosongkan

KATA PENGANTAR

Segala puji bagi Tuhan, berkat rahmat dan ridho-Nya penelitian Tugas Akhir dengan judul “Analisis Sifat Mekanik Rangka *Electric Bike* dengan Uji Statik dan Beban Dinamik menggunakan *Finite Element Analysis (FEA)*” dapat terselesaikan. Oleh karena itu dengan selesainya penelitian Tugas Akhir saya, saya ingin berterimakasih ke berbagai pihak yang secara langsung ataupun tidak langsung telah membantu saya.

1. Allah SWT, Tuhan Yang Maha Esa.
2. Kedua orang tua dan keluarga yang telah mendorong penulis dari segala aspek.
3. Dyah Sawitri, ST, MT dan Dr. Ridho Hantoro, S.T, M.T selaku dosen pembimbing saya dalam penelitian ini.
4. Dr.-Ing. Doty Dewi Risanti S.T., M.T selaku dosen mata kuliah pilihan bidang minat material.
5. Rekan-rekan Tugas akhir bidang minat material.
6. Rekan-rekan di Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengondisian Lingkungan.
7. Rekan-rekan yang terjebak di Surabaya saat wabah Covid-19 melanda.
8. Rekan-rekan yang tidak dapat disebutkan satu persatu.

Semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat dan dipergunakan dengan sebaik-baiknya.

Surabaya, 29 Juli 2020

Penulis

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL.....	i
COVER PAGE	iii
PERNYATAAN BEBAS PLAGIASI	v
LEMBAR PENGESAHAN.....	vii
LEMBAR PENGESAHAN.....	ix
ABSTRAK	xi
<i>ABSTRACT</i>	xiii
KATA PENGANTAR	xv
DAFTAR ISI	xvii
DAFTAR GAMBAR	xix
DAFTAR TABEL	xxiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Sistematika Laporan	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	5
2.1 Pgygmy	5
2.2 Geometri kendaraan roda dua.....	7
2.3 Beban dinamik pada kendaraan roda dua	8
2.4 Rangka metal ringan	11
2.5 Sifat mekanik material	13
2.6 Finite Element Analysis dan ANSYS	21

BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	25
3.1 Studi literatur.....	25
3.2 Pengumpulan data.....	26
3.3 Analisis beban uji statik dan dinamik	26
3.4 Simulasi FEA.....	29
3.5 Verifikasi simulasi	36
3.6 Pengambilan data.....	36
3.7 Analisis data dan penarikan kesimpulan.....	36
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN	37
4.1 Verifikasi simulasi <i>ANSYS Static Structural</i>	37
4.2 Perhitungan kondisi <i>existing</i>	40
4.3 Simulasi menggunakan <i>Ansys Static Structural</i>	46
4.4 Pemilihan alternatif material	57
4.5 Material Aluminium 6061-T6	60
4.6 Material Aluminium 7075-T6	61
4.7 Pengaruh variasi beban pengendara terhadap sifat mekanik rangka	68
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	71
5.1 Kesimpulan.....	71
DAFTAR PUSTAKA	73
LAMPIRAN	75
BIODATA PENULIS	79

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2. 1 Design Requirement and Objective (Abiyyu, 2019)	5
Gambar 2. 2 Rangka <i>e-bike</i> (Pgymy) (Abiyyu, 2019).....	6
Gambar 2. 3 Geometri pada kendaraan roda dua (Cossalter, 2006).....	7
Gambar 2. 4 Parameter geometri pada kendaraan roda dua (Moré, 2011)	8
Gambar 2. 5 Gaya eksternal yang bekerja pada kendaraan roda dua saat akselerasi maksimum (Moré, 2011)	9
Gambar 2. 6 Gaya internal yang bekerja pada rangka di titik <i>swing arm</i> pada saat akselerasi maksimum (Moré, 2011)	10
Gambar 2. 7 Gaya eksternal yang bekerja pada kendaraan roda dua saat pengereman maksimum roda bagian depan (Moré, 2011)	10
Gambar 2. 8 Gaya internal yang bekerja pada rangka pada saat pengereman maksimum (Moré, 2011).....	11
Gambar 2. 9 Hubungan stress-strain pada material (Callister & Rethwisch, 2010)	13
Gambar 2. 10 Hubungan perlakuan gaya terhadap perubahan panjang material (Callister & Rethwisch, 2010)	13
Gambar 2. 11 <i>Triaxial stress</i> pada material (Hibbeler, 2014).....	15
Gambar 2. 12 <i>Average principal stress</i> (kiri) dan <i>stress</i> yang masih tersisa (kanan) pada material (Hibbeler, 2014)	16
Gambar 2. 13 Variasi <i>stress</i> terhadap waktu yang mnyebabkan <i>fatigue</i> (a) <i>Reversed stress cycle</i> (b) <i>Repeated stress cycle</i> (c) <i>Random stress cycle</i> (Callister & Rethwisch, 2010)	17
Gambar 2. 14 <i>S-N Curve</i> (a) yang memiliki <i>fatigue limit</i> (b) yang tidak memiliki <i>fatigue limit</i> (Callister & Rethwisch, 2010)	18
Gambar 2. 15 Perbandingan antara Goodman dan Gerber <i>mean stress</i> pada siklus 200000 AA 6061 T-6 (Yahr, 1997)	19
Gambar 2. 16 Koreksi dari Gerber <i>mean stress</i> menghasilkan data yang lebih kecil dari <i>fatigue fully reversed loading</i> (Yahr, 1997)	20
Gambar 2. 17 <i>Fatigue design curve</i> untuk AA 6061-T6 (Yahr, 1997)	21

Gambar 2. 18 Struktur yang dibangun dari elemen yang saling berhubungan	22
Gambar 3. 1 Diagram alir metode penelitian	25
Gambar 3. 2 Perhitungan beban dinamik pengereman maksimum roda depan	27
Gambar 3. 3 Perhitungan beban dinamik akselerasi maksimum	28
Gambar 3. 4 Desain <i>e-bike</i> pada <i>software Autodesk Fusion 360</i>	29
Gambar 3. 5 Desain <i>mainframe</i> pada <i>design modeler Ansys</i>	30
Gambar 3. 6 Karakterisasi material pada <i>Ansys Static Structural</i>	30
Gambar 3. 7 Kualitas meshing dengan menggunakan <i>mesh metric skewnees</i>	31
Gambar 3. 8 Kualitas meshing dengan menggunakan <i>mesh metric aspect ratio</i> ..	32
Gambar 3. 9 Hasil meshing pada kondisi statik dengan menggunakan <i>tetrahedron</i> , <i>hexahedron</i> dan <i>wedge</i>	32
Gambar 3. 10 Inisialisai kondisi dan parameterisasi solusi pada <i>ANSYS static structural</i>	33
Gambar 3. 11 <i>Forces</i> dan <i>fixed support</i> pada kondisi statik	33
Gambar 3. 12 <i>Fixes support</i> dan <i>forces</i> pada pengereman maksimum (kiri) dan akselerasi maksium (kanan)	34
Gambar 4. 1 Pemberian beban pada perhitungan analitik verifikasi	37
Gambar 4. 2 Contoh <i>Bending Moment Diagram</i> 10 N pada <i>head tube</i>	37
Gambar 4. 3 Hasil simulasi pada proses validasi	39
Gambar 4. 4 Titik beban pengendara pada <i>handlebar</i> pada kondisi statik	41
Gambar 4. 5 Titik beban pengendara pada <i>seat post</i> pada kondisi statik	42
Gambar 4. 6 Titik beban <i>battery</i> pada kondisi statik	42
Gambar 4. 7 Titik beban pengendara pada <i>foot step</i> pada kondisi statik	42
Gambar 4. 8 Gaya eksternal dan internal yang bekerja saat pengereman maksimum	43
Gambar 4. 9 Data geometri <i>head tube</i>	44
Gambar 4. 10 Gaya eksternal dan internal yang bekerja saat Akselerasi maksimum	45
Gambar 4. 11 Grafik nilai <i>Max Equivalent Stress</i> terhadap jumlah <i>elements</i> pada kondisi statik	47
Gambar 4. 12 Posisi <i>Max Equivalent Stress</i> pada kondisi statik	48
Gambar 4. 13 Posisi <i>Max Deformation</i> pada kondisi statik	48

Gambar 4. 14 Grafik nilai <i>Max Equivalent Stress</i> terhadap jumlah <i>elements</i> pada kondisi dinamik pengereman maksimum	49
Gambar 4. 15 Posisi <i>Max Equivalent Stress</i> pada kondisi dinamik pengereman maksimum	50
Gambar 4. 16 Posisi <i>Max Deformation</i> pada kondisi dinamik pengereman maksimum	50
Gambar 4. 17 Grafik nilai <i>Max Equivalent Stress</i> terhadap jumlah <i>elements</i> pada kondisi dinamik akselerasi maksimum	51
Gambar 4. 18 Posisi <i>Max Equivalent Stress</i> pada kondisi dinamik akselerasi maksimum.....	52
Gambar 4. 19 Posisi <i>Max Deformation</i> pada kondisi dinamik akselerasi maksimum	52
Gambar 4. 20 Grafik <i>fatigue Strength model (Stress Range)</i> AISI 1020 Steel pada <i>Stress Ratio</i> 0,375	53
Gambar 4. 21 Grafik <i>Fatigue</i> Gerber AISI 1020 steel pada <i>mean stress</i> 230,095 MPa.....	54
Gambar 4. 22 Grafik variasi massa <i>e-bike</i> terhadap <i>stress</i> kondisi statik AISI 1020 steel	56
Gambar 4. 23 Grafik variasi massa <i>e-bike</i> terhadap <i>stress</i> kondisi dinamik pengereman AISI 1020 steel	57
Gambar 4. 24 <i>Chart strength against density</i>	58
Gambar 4. 25 <i>Trade-off curve minimizing mass dan cost</i>	59
Gambar 4. 26 <i>Zoom-in Trade-off curve minimizing mass dan cost</i>	59
Gambar 4. 27 Grafik variasi massa <i>e-bike</i> terhadap <i>stress</i> kondisi statik AISI 1020 steel.....	63
Gambar 4. 28 Grafik variasi massa <i>e-bike</i> terhadap <i>stress</i> kondisi dinamik pengereman Aluminium 7075-T6.....	64
Gambar 4. 29 Grafik variasi massa <i>e-bike</i> terhadap <i>stress</i> kondisi dinamik akselerasi Aluminium 7075-T6	65
Gambar 4. 30 Grafik <i>fatigue Strength model (Stress Range)</i> Aluminium 7075-T6 pada <i>Stress Ratio</i> 0,384 (atas), 0,359 (tengah) dan 0,317 (bawah).	66

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

Tabel 2. 1 Komparasi sifat material rangka metallic (McMahon, Woods, Weaver, & Giorgetti, 2016)	11
Tabel 3. 1 Kualitas meshing berdasarkan <i>skewness</i>	31
Tabel 3. 2 Variasi tebal pada rangka yang digunakan	35
Tabel 4. 1 Konfigurasi <i>meshing</i> uji statik	38
Tabel 4. 2 Konfigurasi <i>meshing</i> beban dinamik	39
Tabel 4. 3 <i>Error</i> antara perhitungan analitik dan hasil simulasi pada tiap konfigurasi <i>meshing</i>	40
Tabel 4. 4 Karakteristik material AISI 1020 Steel	40
Tabel 4. 5 Dimensi pada <i>Mainframe</i>	41
Tabel 4. 6 Data geometri berdasarkan COG saat digunakan pengendara.....	43
Tabel 4. 7 Data geometri pada <i>headtube</i>	44
Tabel 4. 8 Karakteristik dari <i>motor hub</i>	45
Tabel 4. 9 <i>Resume</i> dari gaya eksternal dan internal pada pengereman dan akselerasi maksimum	46
Tabel 4. 10 Uji <i>Grid Independency</i> pada kondisi statik.....	47
Tabel 4. 11 Uji <i>Grid Independency</i> pada kondisi dinamik pengereman maksimum	48
Tabel 4. 12 Uji <i>Grid Independency</i> pada kondisi dinamik akselerasi maksimum	50
Tabel 4. 13 Variasi tebal rangka dan massa <i>e-bike</i> AISI 1020 Steel.....	55
Tabel 4. 14 Gaya internal dan eksternal pada variasi rangka AISI 1020 Steel	56
Tabel 4. 15 Karakteristik mekanik Aluminium 6061-T6.....	60
Tabel 4. 16 COG Pgy my dengan material Aluminium 6061-T6	60
Tabel 4. 17 Karakteristik mekanik Aluminium 7075-T6.....	61
Tabel 4. 18 COG Pgy my dengan material Aluminium 7075-T6	61
Tabel 4. 19 Variasi rangka terhadap massa <i>e-bike</i> aluminium 7075-T6.....	62
Tabel 4. 20 Gaya internal dan eksternal pada variasi rangka Aluminium 7075-T6	64
Tabel 4. 21 Jumlah siklus <i>fatigue</i> pada tiap variasi	67

Tabel 4. 22 Biaya pengadaan material Aluminium 7075-T6 pada tiap variasi rangka.....	67
Tabel 4. 23 Hasil dari simulasi kondisi statik variasi beban pengendara	68
Tabel 4. 24 Hasil dari simulasi kondisi dinamik variasi beban pengendara	69
Tabel 4. 25 Hasil <i>fatigue</i> pada variasi beban pengendara	70

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Kendaraan roda dua seperti sepeda motor, sepeda dan skuter merupakan kendaraan yang memiliki fleksibilitas yang tinggi karena bentuknya yang praktis sehingga memudahkan untuk bermanuver di kota-kota besar dan penggunaan lahan parkir yang lebih sedikit, oleh karena itu banyak digemari masyarakat dalam hal memenuhi kebutuhan transportasi. Untuk dapat digunakan secara massal dalam masyarakat dibutuhkan suatu kepastian akan keamanan dari produk kendaraan roda dua. Salah satu komponen yang penting dan harus dipastikan keamanannya dalam kendaraan roda dua adalah *frame* atau rangka sebagai penopang beban kendaraan secara keseluruhan.

Dalam tugas akhir ini yang menjadi objek utama penelitian adalah rangka dari Pygmy, sebuah kendaraan *e-bike* yang sedang dalam tahap pengembangan (Abiyyu, 2019). Desain rangka menjadi sangat penting pada objek penelitian karena dengan kemampuan *e-bike* yang dapat dilipat akan menambah potensi rangka mengalami kegagalan yang lebih besar yang disebabkan oleh *stress* di dalam struktur. Sehingga *stress* dan *deformation* yang terjadi pada rangka harus dianalisis agar karakteristik maksimal *stress* pada keadaan statik pada rangka dapat diketahui dan *mechanical fatigue* dapat diprediksi.

Salah satu metode untuk menganalisis perilaku struktur pada suatu objek adalah *Finite Element Analysis (FEA)* merupakan metode yang pertama kali dikembangkan oleh Peterson and Londry pada tahun 1986 yang digunakan untuk menganalisis masalah fisik dan mekanik salah satunya pada rangka sepeda (Peterson & Londry, 1986). Dengan menggunakan *Finite Element Method*, parameter performansi pada rangka yaitu *stress* dan deformasi yang terjadi akibat beban yang diberikan ke rangka pada keadaan statik yaitu saat dilakukan uji *static structural* pada rangka *e-bike* (Cossalter, 2006). Selain itu, pada keadaan dinamik juga pada *e-bike* perlu dianalisis yaitu pada saat akselerasi maksimum dan pengereman maksimum pada roda depan kendaraan (Slaiman, 2018) (Moré, 2011).

Karena Pygmy dikembangkan sebagai kendaraan roda dua yang digunakan untuk memfasilitasi kebutuhan mobilitas jarak tempuh awal dan akhir pengguna transportasi publik dari dan ke halte terdekat, maka Pgymy didesain ringan, memiliki berat sekitar 15 kg, agar mudah untuk dibawa saat tidak digunakan seperti saat di dalam kereta ataupun bus (Abiyyu, 2019). Oleh karena itu digunakan material rangka yang ringan seperti Aluminium 6061-T6 dan Aluminium 7075-T6 (Gupta, 2016) yang umumnya digunakan pada sepeda, Aluminium A380 (Slaiman, 2018) dan Aluminium 5052 (Moré, 2011) yang umumnya digunakan pada sepeda motor dan material rangka yang lain yaitu carbon epoxy resin (Kondaiah & Kumar, 2016) dan rangka yang lebih *sustainable* terhadap lingkungan, Bambu (Fierro, Fierro, & Suárez, 2019), sebagai objek material lainnya dalam penelitian.

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang yang telah diuraikan di atas, maka didapatkan permasalahan dalam tugas akhir ini, yaitu:

- a) Bagaimana *deformation* dan maksimal *stress* yang menggambarkan performansi rangka *e-bike* (Pgymy) *existing* pada saat uji statik?
- b) Bagaimana *mechanical fatigue* rangka *e-bike* (Pgymy) *existing* pada beban dinamik saat kondisi akselerasi maksimum dan pengereman maksimum pada roda depan?
- c) Bagaimana mengurangi massa *e-bike* dari 21 kg menggunakan analisis statik dan dinamik pada beban pengendara 80 kg dengan variasi material dan variasi tebal rangka?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan berdasarkan rumusan masalah di atas adalah sebagai berikut:

- a) Mengetahui *deformation* dan maksimal *stress* yang menggambarkan performansi rangka *e-bike* (Pgymy) *existing* pada saat uji statik.
- b) Mengetahui *mechanical fatigue* rangka *e-bike* (Pgymy) *existing* pada beban dinamik saat kondisi akselerasi maksimum dan pengereman maksimum pada roda depan.

- c) Mengetahui pengurangan massa *e-bike* dengan analisis statik dan dinamik pada beban pengendara 80 kg dengan variasi material dan variasi tebal rangka.

1.4 Batasan Masalah

Adapun batasan masalah dalam penelitian ini antara lain:

- a) Hanya rangka utama yang diteliti tanpa *fork* dan *swingarm*
- b) Variasi bahan yang digunakan: Aluminium 6061-T6, Aluminium 7005-T6, Aluminium A380, Aluminium 5052, carbon eposxy resin dan bambu.
- c) Material yang digunakan diasumsikan sebagai *Isotropic elasticity* (Solanki & Vaishya, 2018) (Selmer, Tencati, & Shweiki, 2017) (Barton & Fieldhouse, 2018) karena tebal rangka sangat kecil dibandingkan dengan panjang rangka.
- d) Variasi beban pengendara yang dianalisa dari 80 kg adalah 60 kg, 70 kg, 90 kg, dan 100 kg.
- e) Simulasi dilakukan pada keadaan *isothermic* pada suhu 32°C.
- f) Simulasi beban dinamik dilakukan dengan asumsi:
 - pada trek lurus pada kondisi normal (tanpa *inclination*, tanpa air, *smooth and clear*)
 - Tidak terdapat energi yang hilang (*energy losses*) ketika pengereman dan akselerasi pada *electric scooter*.
 - *Center of Gravity* pada saat pengereman dan akselerasi tetap sama.
 - Sistem suspensi dianggap tidak ada.

1.5 Sistematika Laporan

Laporan terdiri dari 5 BAB dengan rincian BAB 1 berisi tentang latar belakang yang mendasari penelitian, rumusan masalah dan tujuan sebagai hasil yang ingin dicapai. Pada BAB 2 berisi Dasar teori sebagai pengetahuan yang diperlukan dalam penelitian. Pada BAB 3 membahas alur dan tata cara penelitian digambarkan dengan *flowchart*. Pada BAB 4 berisi cara perhitungan dan tata cara penelitian secara detail dan dilengkapi dengan pembahasan dan analisis dari penelitian. Pada BAB 5 berisi kesimpulan yang menjawab dari rumusan masalah pada BAB 1.

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

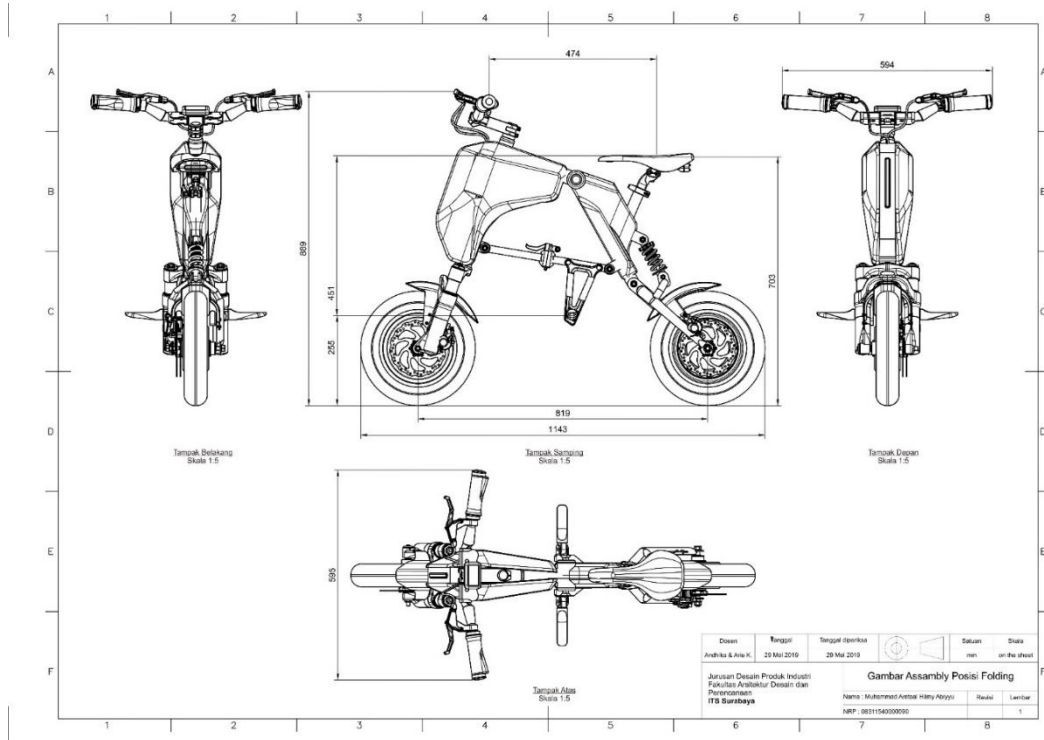
2.1 Pgygmy

Pgygmy merupakan *electric scooter* yang sedang dalam tahap pengembangan. *E-bike* ini didesain untuk para komuter atau masyarakat yang rela melaju perjalanan yang cukup jauh untuk melakukan aktivitasnya seperti bekerja atau aktivitas lain setiap harinya. Dalam skenario perjalanan, mobilitas transit ditunjang dengan *e-bike* yang dapat dilipat untuk dibawa pada sarana transportasi publik seperti busway dan kereta komuter lokal. Dengan *e-bike* diharapkan dapat mengefisiensi waktu dan energi perjalanan saat beraktifitas di dalam kota serta mengakomodir perjalanan *first mile and last mile* hingga sampai ke lokasi tujuan akhir. Berikut hasil kesimpulan analisis dan visualisasi spesifikasi yang akan menjadi acuan atau tolok ukur dan batasan dalam keberhasilan hasil desain yang mengacu kepada requirement atau permintaan dari kebutuhan dan objektif desainer (Abiyyu, 2019).



Gambar 2. 1 Design Requirement and Objective (Abiyyu, 2019)

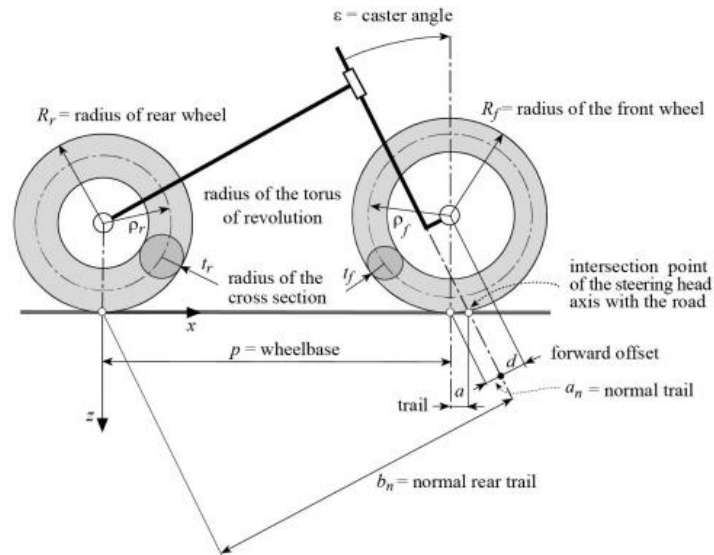
Saat akselerasi maksimum *e-bike* melaju dengan kecepatan 30 km/jam dengan menggunakan Dinamo motor hub Brushless DC / BLDC 36v / 350w. Saat pengereman maksimum digunakan rem Disc Brake karena ketersediaanya di pasaran. Rangka dari *E-bike* Pgymy pada gambar 2. 2.



Gambar 2. 2 Rangka *e-bike* (Pgymy) (Abiyyu, 2019)

2.2 Geometri kendaraan roda dua

Berikut Geometri pada kendaraan roda dua pada gambar 2. 3.



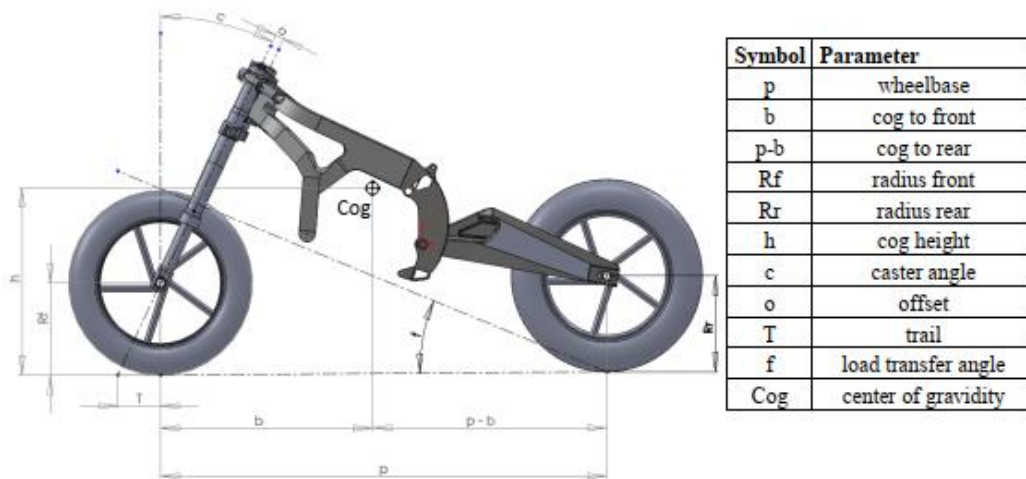
Gambar 2. 3 Geometri pada kendaraan roda dua (Cossalter, 2006)

Dari gambar 2.3 terdapat parameter-parameter utama dalam geometri kendaraan roda dua yaitu *wheelbase*, *caster angle* dan *trail*. *Wheelbase* merupakan jarak antara titik kontak ban belakang dengan titik kontak ban depan. Nilai dari *wheelbase* bergantung pada jenis kendaraan roda dua, seperti range 1150 mm untuk skuter kecil, 1250 mm untuk sepeda motor 125c, 1350 mm untuk sepeda motor 250cc dan 1550 mm untuk sepeda motor touring. *Caster angle* merupakan sudut antara sumbu steering dan sumbu vertikal dari ban depan. *Caster angle* berpengaruh ke karakteristik *handling* kendaraan roda dua. *Trail* merupakan jarak pada *ground* antara garis vertikal dari pusat ban depan dengan garis yang berasal dari *steer* atau

kendali kendaraan roda dua. Semakin besar *trail* semakin stabil tetapi kemampuan berbelok menjadi berkurang, begitu juga sebaliknya (Slaiman, 2018).

2.3 Beban dinamik pada kendaraan roda dua

Pada beban dinamik akan dianalisis gaya-gaya yang bekerja rangka *E-bike*. Pada penelitian ini, terdapat dua kondisi yaitu akselerasi maksimum dan pengereman maksimum pada roda depan. Dalam menganalisis gaya yang bekerja pada dua kondisi tersebut dibutuhkan parameter pada geometri seperti yang dapat dilihat pada gambar 2. 4.

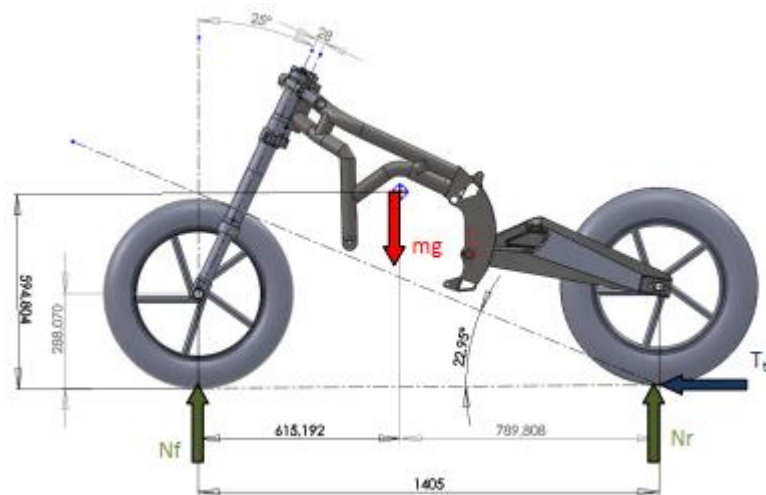


Gambar 2. 4 Parameter geometri pada kendaraan roda dua (Moré, 2011)

2.3.1 Akselerasi maksimum

Pada akselerasi maksimum asumsi yang digunakan adalah sebagai berikut:

- Gaya *rolling resistance* dianggap tidak ada
- Gaya *lift* aerodinamika dianggap tidak ada
- Permukaan jalan rata



Gambar 2. 5 Gaya eksternal yang bekerja pada kendaraan roda dua saat akselerasi maksimum (Moré, 2011)

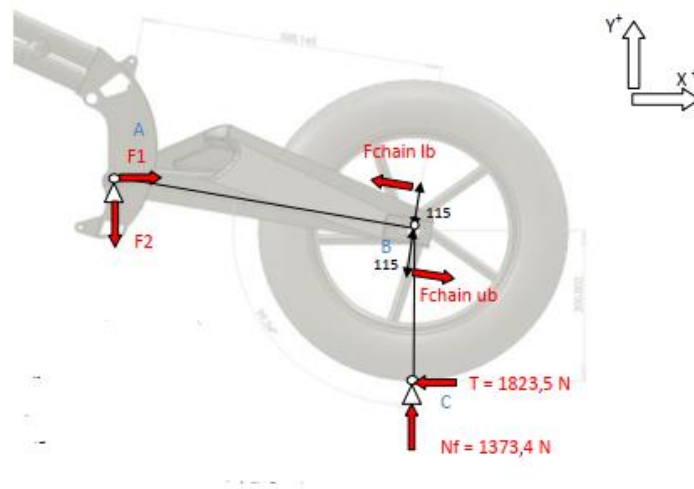
Akselerasi maksimum terjadi saat roda bagian depan kendaraan roda mengalami lepas kontak sehingga beban dinamik pada roda depan sebagai berikut:

$$N_f = N_{sf} - N_{tr} = mg * \frac{b}{p} - T * \frac{h}{p} = 0 \quad (2.1)$$

Dan beban dinamik pada roda belakang sebagai berikut:

$$N_r = N_{sr} - N_{tr} = mg * \frac{(p - b)}{p} - T * \frac{h}{p} \quad (2.2)$$

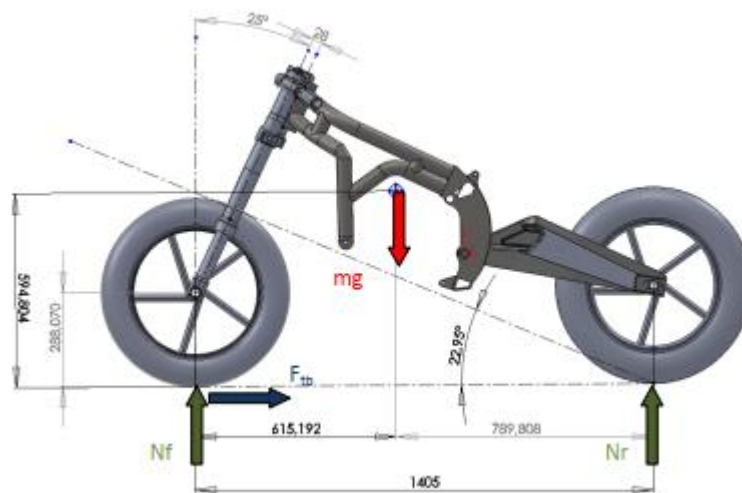
Setelaha gaya eksternal didapatkan yaitu T pada persamaan (2) dan N maka dilakukan analisis gaya internal atau gaya yang bekerja secara langsung terhadap rangka. Gaya internal pada (Moré, 2011) ditunjukkan pada gambar 2. 6. Gaya internal ini digunakan sebagai gaya input pada simulasi FEA pada rangka.



Gambar 2. 6 Gaya internal yang bekerja pada rangka di titik *swing arm* pada saat akselerasi maksimum (Moré, 2011)

2.3.2 Pengereman maksimum pada roda depan

Asumsi yang digunakan pada saat Pengereman maksimum pada roda depan sama dengan asumsi yang digunakan pada saat akselerasi maksimum. Pengereman maksimum terjadi pada saat saat roda belakang mulai lepas kontak dengan jalan.

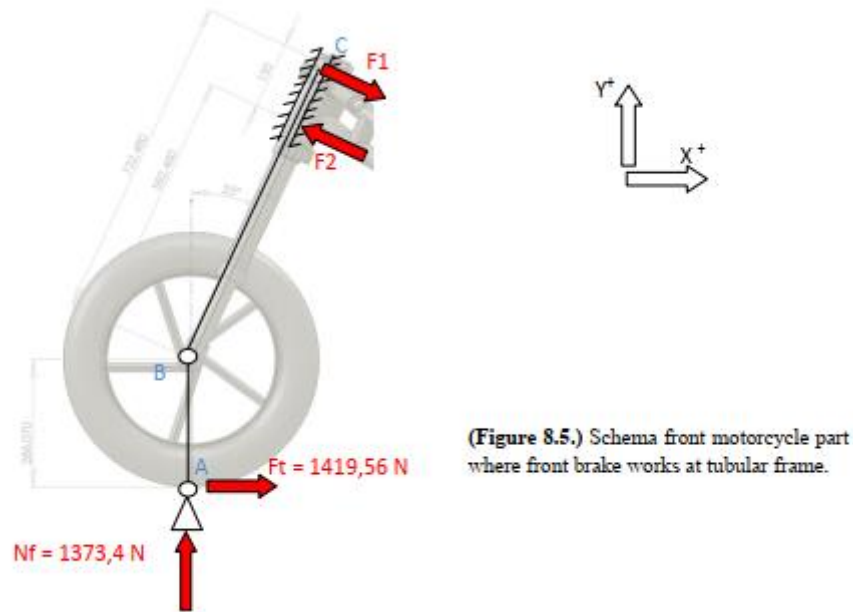


Gambar 2. 7 Gaya eksternal yang bekerja pada kendaraan roda dua saat pengereman maksimum roda bagian depan (Moré, 2011)

Persamaan yang berlaku pada saat pengereman maksimum sebagai berikut:

$$N_r = N_{sr} - N_{tr} = mg * \frac{b}{p} - F * \frac{h}{p} = 0 \quad (2.3)$$

Setelah gaya eksternal didapatkan, gaya internal dianalisis seperti pada gambar 2.8 berdasarkan (Moré, 2011).



Gambar 2. 8 Gaya internal yang bekerja pada rangka pada saat pengereman maksimum (Moré, 2011)

2.4 Rangka metal ringan

Berdasarkan (McMahon, Woods, Weaver, & Giorgetti, 2016) berikut komparasi material yang sering digunakan untuk rangka kendaraan roda dua:

Tabel 2. 1 Komparasi sifat material rangka metallic (McMahon, Woods, Weaver, & Giorgetti, 2016)

Material	Young's Modulus E (Gpa)	Density ρ (g cm-3)	0.2% Yield Stress σ_y (MPa)	E/ σ_y	σ_y/ρ
Carbon steel	210	7,8	240	25,6	30
Cr-Mo steel	210	7,8	665	25,6	85
6061-T6 Al	70	2,7	260	25,9	95
Ti-3Al-2.5 V	110	4,5	700	24,4	156

2.4.1 Aluminium Alloys

Dapat dilihat dari Tabel 3 bahwa rasio *Young's Modulus* terhadap *yield stress* pada dasarnya sama untuk ketiganya. Namun, ada potensi keuntungan menggunakan logam ringan, yang memiliki *density* rendah, untuk rangka sepeda, karena berat rangka tertentu sebanding dengan akar dari diameter, tetapi *stiffness* sebanding dengan diameter pangkat empat, yang artinya jika menggunakan material aluminium yang lebih ringan dari *steel* didapatkan nilai *stiffness* yang sama dengan *steel* dengan meingkatkan diameter rangka dengan material aluminium. Ini berasal dari *simple beam theory*. Dalam pembengkokan murni tabung silinder, hubungan antara *bending Moment* M dan kelengkungan tabung $1/r$ sebagai berikut:

$$1/r = M/EI \quad (2.4)$$

di mana E adalah *Young's Modulus* dan I adalah momen inersia tabung sebagai berikut:

$$I = \frac{\pi}{64(D^4 - d^4)} \quad (2.5)$$

di mana D dan d adalah diameter luar dan dalam tabung. Sehingga nilai *Young's Modulus* kecil dapat diatasi dengan meningkatkan momen inersia melalui pelebaran diameter. Namun *Stiffness* bukan satu-satunya parameter penting, *Yield strength* dan juga *Fatigue Strength* merupakan parameter penting. Dimana *Maximum stress* harus memiliki nilai yang lebih kecil daripada nilai *Yield stress* material. *Maximum stress* dinyatakan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\sigma_{max} = MD/2I \quad (2.6)$$

2.4.2 Titanium Alloys

Rangka yang menggunakan titanium alloys akan memiliki diameter yang lebih kecil dari rangka yang menggunakan aluminium alloys untuk nilai *stiffness* yang sama. Tetapi titanium alloys memiliki harga yang cenderung lebih mahal daripada aluminium alloys, karena dalam proses manufakturnya lebih sulit.

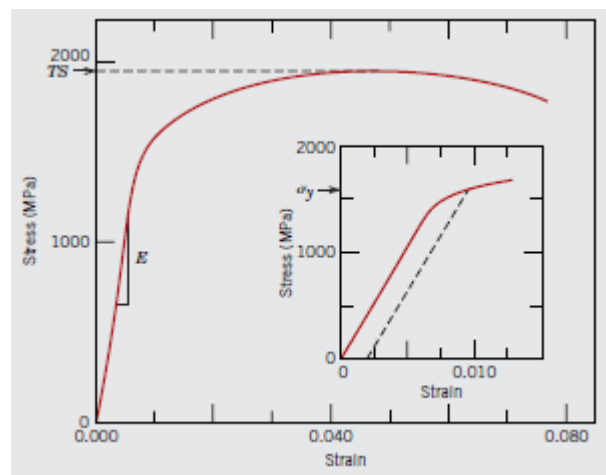
2.4.3 Carbon Fiber Composite

Carbon fiber Composite mempunyai nilai *stiffness* atau *Young's Modulus* yang besar sekitar 400 GPa. Material Carbon Fiber Composite juga telah dalam tahap pengembangan rangka yang tanpa memiliki sambungan atau *joint* dalam satu

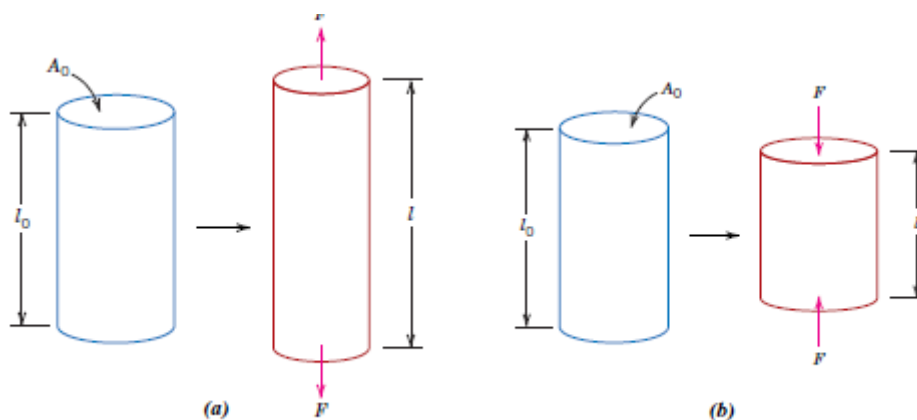
rangka, yang artinya mengurangi rangka patah karena sambungan atau *joint* pada rangka.

2.5 Sifat mekanik material

Sifat mekanik material erat kaitannya dengan *Stress* dan *Strain* pada material. *Fatal Failure* pada material terjadi apabila suatu material melewati batas atas stress di daerah plastis material, sebelum mencapai *fatal failure*, material terlebih dahulu melewati *Ultimate Stress* di dalam struktur, yang dinamai TS pada gambar 2. 9. *Ultimate Stress* merupakan gaya tekanan atau tegangan maksimal yang dapat ditahan oleh material.



Gambar 2. 9 Hubungan stress-strain pada material (Callister & Rethwisch, 2010)



Gambar 2. 10 Hubungan perlakuan gaya terhadap perubahan panjang material (Callister & Rethwisch, 2010)

Gambar (a) pada gambar 2. 10 merupakan contoh bagaimana beban atau gaya mengakibatkan penambahan panjang pada material atau *positive linear strain* sedangkan pada gambar (b) gambar 2. 10 bagaimana gaya atau beban mengakibatkan pengurangan panjang atau disebut dengan *negative linear strain*.

Engineering Stress digambarkan dalam persamaan matematika sebagai berikut:

$$\sigma = \frac{F}{A_0} \quad (2.7)$$

dengan F sebagai gaya yang berkerja pada material dan A_0 sebagai luas area material pada material yang bekerja.

Sedangkan elastis digambarkan dalam persamaan matematika sebagai berikut:

$$\varepsilon = \frac{l_i - l_0}{l_0} = \frac{\Delta l}{l_0} \quad (2.8)$$

dengan l_i merupakan panjang setelah diberi gaya dan l_0 merupakan panjang awal sebelum diberi gaya.

Stress dan Elastisitas memiliki hubungan matematika sebagai berikut:

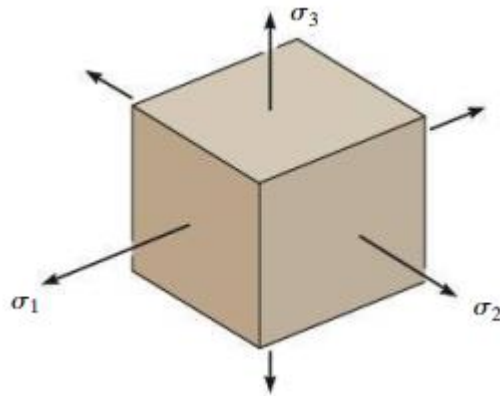
$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.9)$$

Dengan E adalah *Modulus of Elasticity* atau *young's Modulus* atau sering disebut dengan *stiffness*.

2.5.1 Maximum-Distortion-Energy Theory of Failure

Pembebanan dari luar akan merubah bentuk dari material, menyebabkan terjadinya penyimpanan energi secara internal dalam volumenya. Energi per satuan volume dari material disebut *Strain-energy density*, dan jika material dikenai *uniaxial stress* maka *strain-energy density* dinyatakan oleh

$$u = \frac{1}{2} \sigma\varepsilon \quad (2.10)$$



Gambar 2. 11 *Triaxial stress* pada material (Hibbeler, 2014)

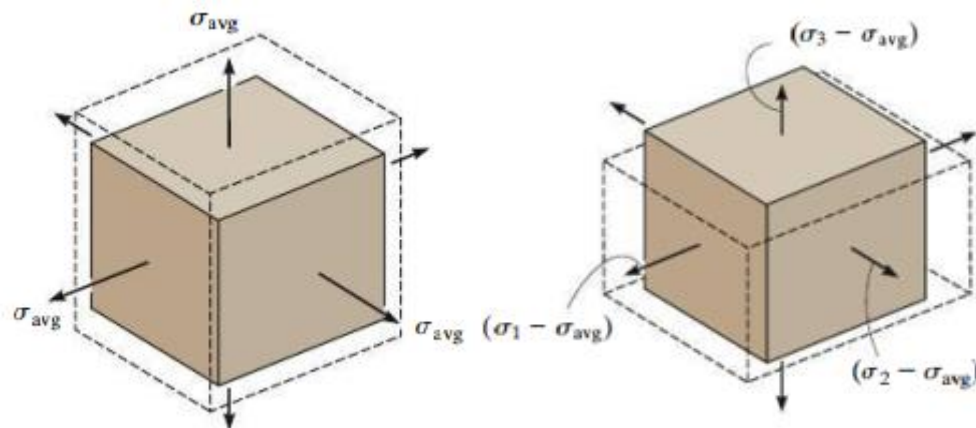
Jika material dikenai oleh *Triaxial stress* seperti pada gambar 2. 11 maka *strain-energy density* menjadi

$$u = \frac{1}{2} \sigma_1 \varepsilon_1 + \frac{1}{2} \sigma_2 \varepsilon_2 + \frac{1}{2} \sigma_3 \varepsilon_3 \quad (2.11)$$

Dan jika material bersifat *linear-elastic*, maka Hukum Hooke berlaku. *Strain-energy density* menjadi

$$u = \frac{1}{2E} [\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3\sigma_2)] \quad (2.12)$$

Strain-energy density dapat dianggap sebagai penjumlahan dari dua bagian, bagian pertama merepresentasikan energi yang dibutuhkan untuk menyebabkan terjadinya perubahan volume dari elemen dengan tanpa terjadi perubahan bentuk, dan bagian lainnya merepresentasikan energi yang dibutuhkan untuk mendistorsi elemen. Energi yang disimpan pada elemen sebagai hasil dari perubahan volume yang disebabkan oleh *average principal stress*, $\sigma_{avg} = (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)/3$ dan terjadi *principal strain* yang setara pada gambar 2. 12 dan *stress* yang masih tersisa, $(\sigma_1 - \sigma_{avg})$, $(\sigma_2 - \sigma_{avg})$, $(\sigma_3 - \sigma_{avg})$ yang menyebabkan terjadinya distorsi pada gambar 2. 12.

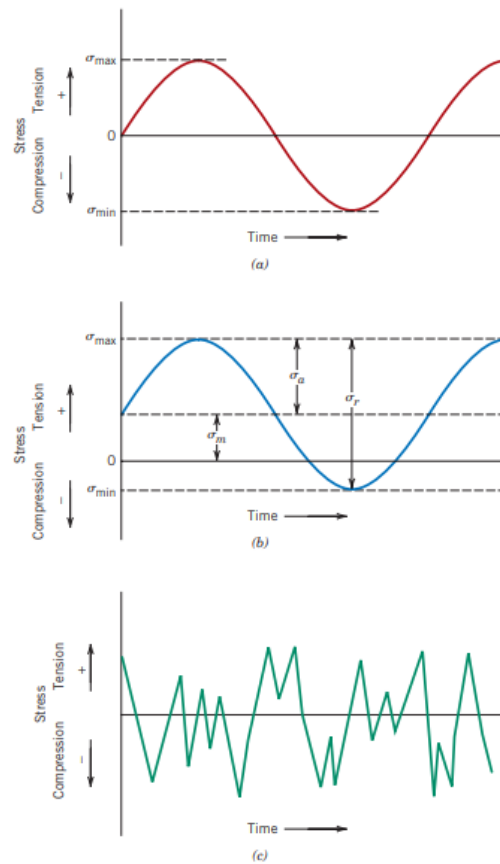


Gambar 2. 12 *Average principal stress* (kiri) dan *stress* yang masih tersisa (kanan) pada material (Hibbeler, 2014)

Eksperimen membuktikan bahwa material tidak akan berubah jika dikenai oleh *uniform (hydrostatic) stress*, seperti σ_{avg} di atas. Hasilnya, pada tahun 1904 Huber mengusulkan bahwa *yielding* pada material yang *ductile* atau ulet terjadi ketika *distortion energy* per satuan volume dari material sama atau melebihi *distortion energy* per satuan volume dari material yang sama pada *simple tension test*, ini disebut dengan *maximum-distortion-energy theory* (Hibbeler, 2014).

2.5.2 Mechanical fatigue

Fatigue adalah bentuk kegagalan yang terjadi pada struktur saat diberi beban dinamik dan fluktuatif. Pada kasus ini, mungkin terjadi kegagalan pada beban yang kurang dari *yield strength* pada beban statik. Bentuk kegagalan *fatigue* biasanya terjadi pada beban atau *stress* yang berulang pada panjang periode tertentu (Callister & Rethwisch, 2010).



Gambar 2. 13 Variasi *stress* terhadap waktu yang menyebabkan *fatigue* (a) *Reversed stress cycle* (b) *Repeated stress cycle* (c) *Random stress cycle* (Callister & Rethwisch, 2010)

Berikut beberapa persamaan yang dapat menjelaskan karakterisasi *stress cycle* (a) dan (b) (Callister & Rethwisch, 2010):

mean stress

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.13)$$

Range of stress

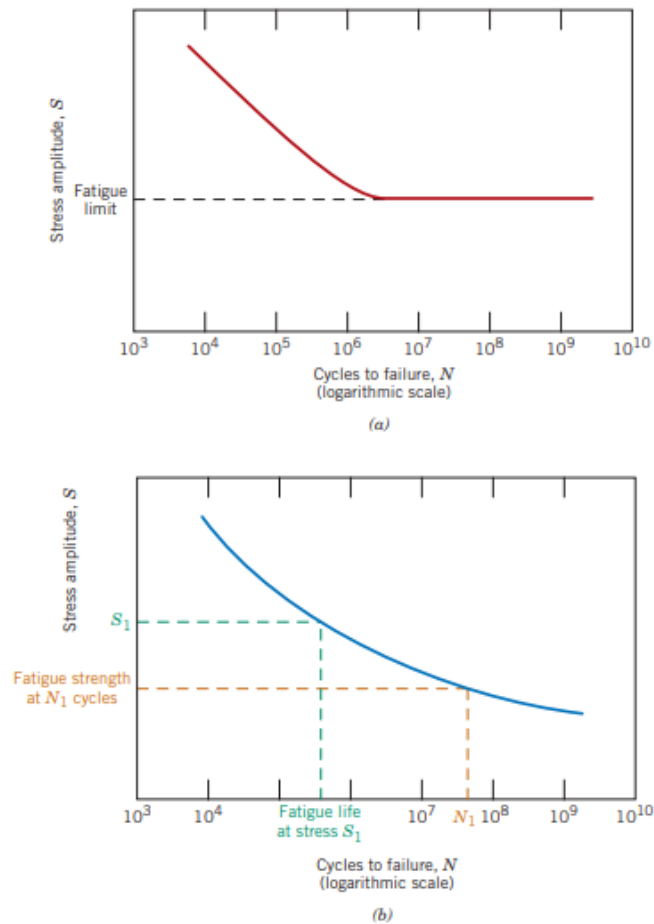
$$\sigma_r = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.14)$$

Stress amplitude

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.15)$$

Stress ratio

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.16)$$



Gambar 2. 14 S - N Curve (a) yang memiliki *fatigue limit* (b) yang tidak memiliki *fatigue limit* (Callister & Rethwisch, 2010)

Grafik pada gambar 2. 12 menggambarkan suatu material akan mengalami kegagalan *fatigue* pada *stress amplitude* tertentu yang terjadi berulang atau memiliki sikus, material tidak akan mengalami kegagalan *fatigue* apabila berada di bawah dan sebelah kiri garis pada kurva. Pada gambar 2. 12 (a) *fatigue* dapat tidak terjadi pada siklus yang berulang jika *stress amplitude* memiliki nilai yang lebih rendah dari pada nilai pada *fatigue limit* sedangkan pada gambar 2. 12 (b) *fatigue* akan terjadi pada pada *stress amplitude* dan pada periode tertentu karena tidak memiliki *fatigue limit* pada grafik (Callister & Rethwisch, 2010).

2.5.3 Basic fatigue design curves yang dipengaruhi oleh mean stress

Pada *Basic Fatigue Design Curves* yang dipengaruhi oleh *Mean Stress* dianalisis pada tiap titik pada S - N Curves menggunakan Goodman diagram (ASME, 1969).

$$S_{f'} = S_f \left(1 - \frac{S_m}{S_u}\right) \quad (2.17)$$

Tapi berdasarkan studi (Fuchs & Stephens, 1980) (Woodward, Gunn, & Forrest, 1956) persamaan Gerber menunjukkan hasil yang lebih baik.

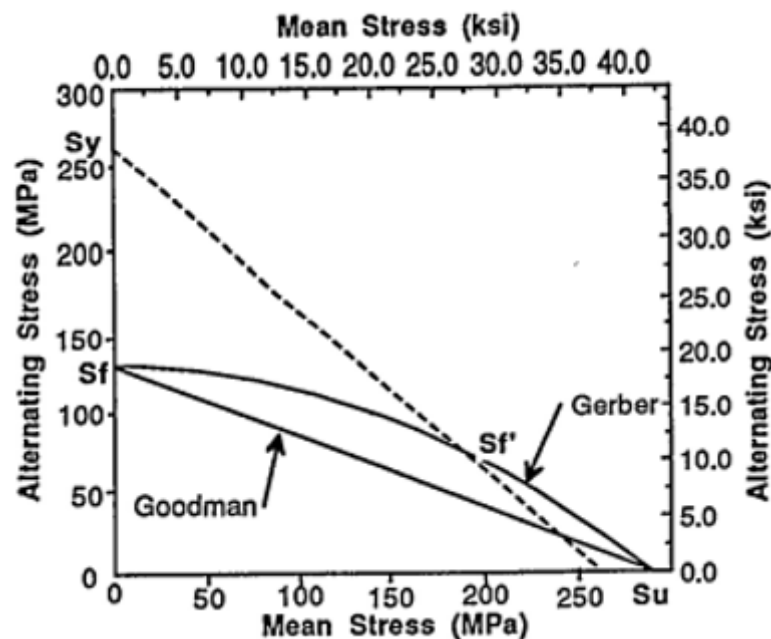
$$S_{f'} = S_f \left(1 - \left(\frac{S_m}{S_u}\right)^2\right) \quad (2.18)$$

$S_{f'}$, *fatigue strength in presence mean stress*

S_f , *fatigue strength under fully reversed cycling*

S_m , *mean stress*

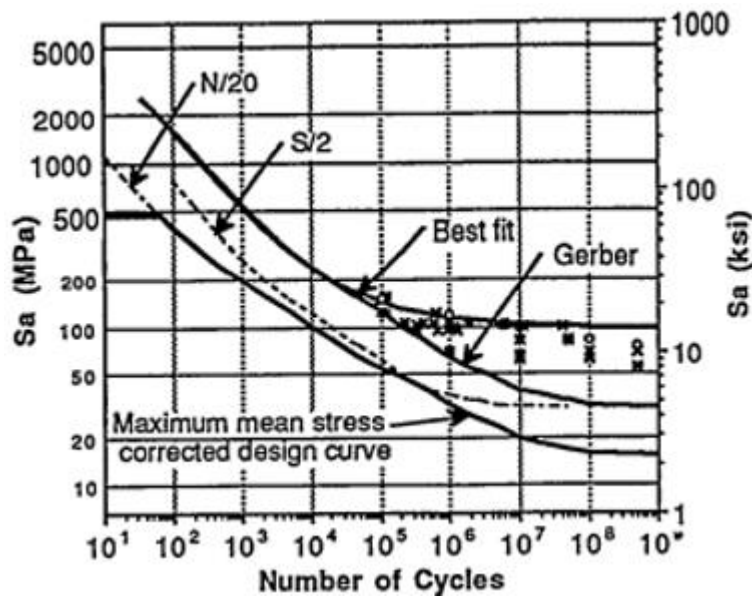
S_u , *Tensile Strength*



Gambar 2. 15 Perbandingan antara Goodman dan Gerber *mean stress* pada siklus 200000 AA 6061 T-6 (Yahr, 1997)

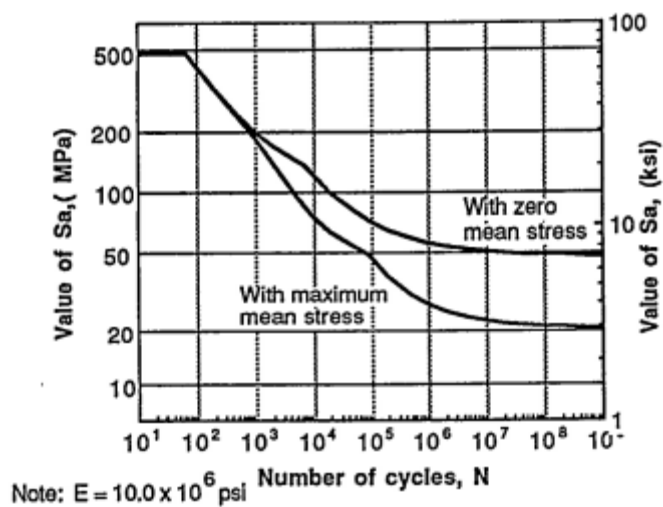
Gambar 2.15 merupakan salah satu contoh penentuan *fatigue design curve* yang dipengaruhi *mean stress* pada *alternating stress basic fatigue design curve* 129 MPa pada siklus 200.000. Terdapat 3 garis pada grafik, dengan garis putus-putus yang merepresentasikan *sustained cyclic condition*, bila berada pada di atas garis putus-putus maka akan mengalami *yielding* karena garis putus-putus berdasarkan *yielding stress*. Garis Goodman dan Gerber berdasarkan persamaan (2.17-18). Hasil

singgungan antara garis putus-putus dan Goodman atau Gerber didapatkan *fatigue strength* yang baru berdasarkan masing-masing persamaan, Goodman dan Gerber. Pada contoh di atas Goodman didapatkan 22 MPa, dan Gerber didapatkan 75 MPa. Selain itu hasil juga ditentukan pada temperature ruang uji, pada contoh yang sama bila dilakukan pada temperature ruang (sebelumnya 149 °C), *yielding stress* akan turun menjadi 241 MPa, dan pada Gerber akan didapatkan *alternating stress* yang diizinkan menjadi 93 MPa.



Gambar 2. 16 Koreksi dari Gerber *mean stress* menghasilkan data yang lebih kecil dari fatigue *fully reversed loading* (Yahr, 1997)

Gambar 2.16 menggambarkan hasil perhitungan pada tiap siklus menggunakan Gerber dan jika dibandingkan dengan *fit fully reversed loading*, Gerber memiliki nilai *fatigue strength* yang lebih kecil secara keseluruhan.



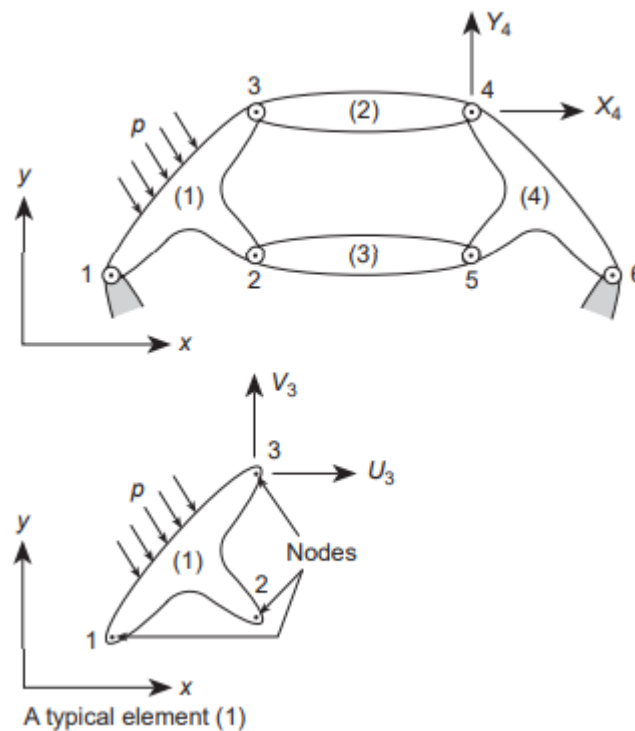
Gambar 2. 17 *Fatigue design curve* untuk AA 6061-T6 (Yahr, 1997)

Gambar 2.17 merupakan perbandingan antara pengaruh *mean stress* maksimal dan *mean stress zero* (Yahr, 1997).

2.6 Finite Element Analysis

FEM adalah singkatan dari *Finite Element Method* atau dapat disebut *Finite Element Analysis*, dalam bahasa Indonesia disebut Metode Elemen Hingga. Konsep paling dasar FEM adalah, menyelesaikan suatu problem dengan cara membagi obyek analisis menjadi bagian-bagian kecil, kemudian dianalisis dan hasilnya digabungkan kembali untuk mendapatkan penyelesaian untuk keseluruhan daerah. Kata “finite atau terhingga” digunakan untuk menekankan bahwa bagian-bagian kecil tersebut tidak terhingga, seperti yang lazim digunakan pada metode integral analitik. Finite Element adalah salah satu dari metode numerik yang memanfaatkan operasi matrix untuk menyelesaikan masalah-masalah fisik. Metode lain yang adalah metode analitik, yang untuk melakukannya diperlukan suatu persamaan matematik yang merupakan model dari perilaku fisik. Semakin rumit perilaku fisiknya (karena kerumitan bentuk geometri, banyaknya interaksi beban, *constraint*, sifat material, dll) maka semakin sulit atau bahkan mustahil di bangun suatu model matematik yang bisa mewakili permasalahan tersebut. Alternatif metodenya adalah dengan cara membagi kasus tadi menjadi bagian-bagian kecil yang sederhana pembagian ini disebut diskritisasi yang mana pada bagian kecil tersebut dapat dibangun model matematik dengan lebih sederhana. Kemudian interaksi antar

bagian kecil tersebut ditentukan berdasarkan fenomena fisik yang akan diselesaikan. Metode ini dikenal sebagai metode elemen hingga, karena kita membagi permasalahan menjadi sejumlah elemen tertentu (finite) untuk mewakili permasalahan yang sebenarnya jumlah elemennya adalah tidak berhingga (kontinum). Diskritisasi yang dilakukan dapat dilakukan dengan menggunakan elemen satu dimensi (elemen garis), dua dimensi (elemen bidang, ataupun tiga dimensi (elemen solid/kontinum). Pendekatan menggunakan elemen kontinum untuk menentukan pendekatan penyelesaian masalah yang lebih mendekati sebenarnya (Yang, 1986).



Gambar 2. 18 Struktur yang dibangun dari elemen yang saling berhubungan (Zienkiewicz & Taylor, 2000)

Untuk memahami konsep secara umum dari sistem diskrit dilakukan analisa pada contoh dari *structural engineering* yaitu *linear elasticity*. Gambar 2.18 merupakan gambar struktur 2 dimensi yang dirakit dari beberapa komponen yang dihubungkan pada beberapa node nomor 1 sampai 6. *Joints* pada node pada kasus ini *dipinned* sehingga momen tidak bias disalurkan. Maka jika elemen yang dilabeli (1) dan berhubungan dengan nodes 1, 2, dan 3 gaya yang diberikan ke nodes didefinisikan oleh *displacements* pada nodes, beban yang terdistribusi pada elemen

(p), dan *strain* awal. Gaya dan *displacements* didefinisikan oleh komponen (U , V dan u , v) pada koordinat x dan y .

Gaya gaya yang bekerja pada nodes 1, 2, dan 3 pada elemen (1) digambarkan pada matriks

$$q^1 = \begin{Bmatrix} q_1^1 \\ q_2^1 \\ q_3^1 \end{Bmatrix} \quad q_1^1 = \begin{Bmatrix} U_1 \\ V_1 \end{Bmatrix} \quad (2.19)$$

Dan *nodal displacement* sebagai berikut:

$$a^1 = \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ a_3 \end{Bmatrix} \quad a_1 = \begin{Bmatrix} u_1 \\ v_1 \end{Bmatrix} \quad (2.20)$$

Dengan mengasumsikan perilaku *linear elastic* pada elemen, maka hubungan antara gaya dan *displacements* adalah

$$q^1 = K^1 a^1 + f_p^1 + f_{\varepsilon_0}^1 \quad (2.21)$$

Dengan f_p^1 merepresentasikan gaya *nodal* yang dibutuhkan untuk mengimbangi beban yang terdistribusi pada elemen dan $f_{\varepsilon_0}^1$ gaya *nodal* yang dibutuhkan untuk mengimbangi *initial strain* seperti yang mungkin disebabkan oleh perubahan temperatur. $K^1 a^1$ merepresentasikan gaya yang terinduksi dari *displacement* pada node.

Seperti pada penjelasan sebelumnya *stress* atau reaksi internal pada titik tertentu pada elemen dapat didefinisikan oleh matriks σ^1 dalam bentuk:

$$\sigma^1 = Q^1 a^1 + \sigma_{\varepsilon_0}^1 \quad (2.22)$$

Berdasarkan *initial strain* ketika tidak terjadi *displacement* pada node. K^e dikenal sebagai *element stiffness matrix* dan Q^e dikenal sebagai *element stress matrix* untuk elemen (e). Dengan menggunakan definisi yang sama yang dilakukan pada elemen 1 diatas, tiap masing-masing elemen dapat dianalisa gaya-gaya dan *stress* dengan cara yang sama.

$$q^e = \begin{Bmatrix} q_1^e \\ q_2^e \\ \vdots \\ q_m^e \end{Bmatrix} \quad \text{dan} \quad a^e = \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_m \end{Bmatrix} \quad (2.23)$$

Untuk menganalisa struktur secara keseluruhan (*assembly*) pada gambar 2.18 dengan memperoleh kondisi *displacement compatibility* dan *equilibrium*

diperlukan untuk diperoleh keadaan *equilibrium* pada *nodes* pada struktur setelah didapatkan kondisi *equilibrium* pada elemen. Dengan gaya-gaya eksternal r yang bekerja pada nodes sebagai berikut:

$$r = \begin{Bmatrix} r_1 \\ \vdots \\ r_n \end{Bmatrix} \text{ dengan } r_i = \begin{Bmatrix} X_i \\ Y_i \end{Bmatrix} \quad (2.24)$$

$$r_i = \sum_{e=1}^m q_i^e = q_i^1 + q_i^2 + \dots \quad (2.25)$$

Dengan q_i^1 adalah gaya yang diberikan oleh elemen 1 ke node i , q_i^2 oleh elemen 2 ke node i , dan seterusnya. Substitusikan persamaan 2.21 ke persamaan 2.25 didapatkan persamaan r node i sebagai berikut:

$$r_i = \left(\sum_{e=1}^m K_{i1}^e \right) a_1 + \left(\sum_{e=1}^m K_{i2}^e \right) a_2 + \dots + \sum_{e=1}^m f_i^e \quad (2.26)$$

dengan

$$f^e = f_p^e + f_{\varepsilon 0}^e$$

Dengan penjumlahan pada suatu node contoh pada node i pada persamaan 2.26, maka persamaan dapat disederhanakan menjadi

$$Ka = r - f \quad (2.27)$$

dengan

$$K_{ij} = \sum_{e=1}^m K_{ij}^e \text{ dan } f_i = \sum_{e=1}^m f_i^e \quad (2.28)$$

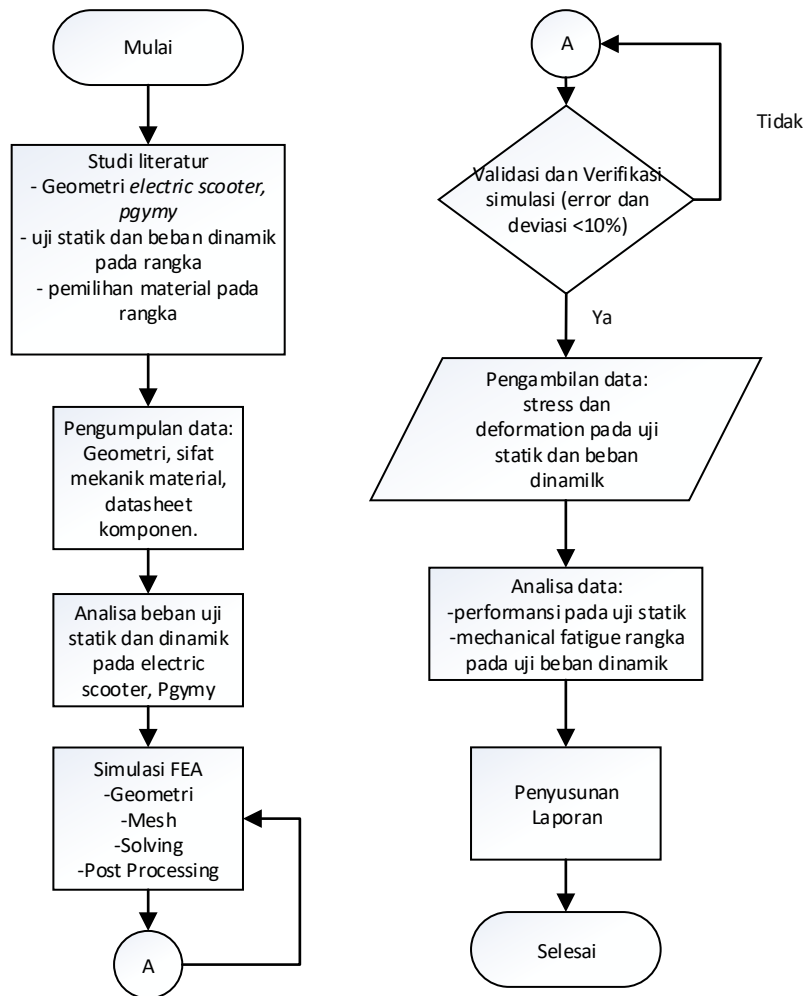
Sistem dari persamaan 2.27 dapat diselesaikan jika *support displacements* yang telah ditentukan sebelumnya disubstitusikan. Conoth pada gambar 2.18 dimana komponen dari *displacement* dari nodes 1 dan 6 adalah nol, maka yang disubstitusikan pada nodes 1 dan 6 ke persamaan 2.27 adalah

$$a_1 = a_6 = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix}$$

Dan nodes yang lain sebagai *boundary conditions* memiliki nilai-nilai tertentu yang disubstitusikan ke persamaan 2.27 sebagai persamaan sistem, sehingga persamaan dapat diselesaikan sehingga nilai *displacement*, *stresses* dan *internal forces* dari setiap elemen dalam sistem dapat diperoleh. (Zienkiewicz & Taylor, 2000).

BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Tahapan rencana penelitian dalam tugas akhir ini ditunjukkan pada gambar 3.1 berikut ini:



Gambar 3.1 Diagram alir metode penelitian

3.1 Studi literatur

Tahap studi literatur pada tugas akhir ini dimaksud untuk membangun pemahaman awal sampai mendalam secara teoritis terhadap materi yang mendukung penelitian tugas akhir ini dengan mengumpulkan literatur dan referensi yang relevan mengenai Geometri *e-bike* (Pgymy) uji statik dan beban dinamik pada rangka, dan pemilihan material pada rangka.

3.2 Pengumpulan data

Data diambil dari eksperimen sebelumnya terkait geometri dan datasheet komponen dari *e-bike* (Pygmy) dan sifat-sifat mekanik material yang dipilih untuk menjadi rangka.

3.3 Analisis beban uji statik dan dinamik

Pada bagian 3.3 ini dijelaskan asumsi dari kondisi statik dan dinamik yang digunakan dalam penelitian ini, sebagai berikut:

3.3.1 Analisis kondisi statik

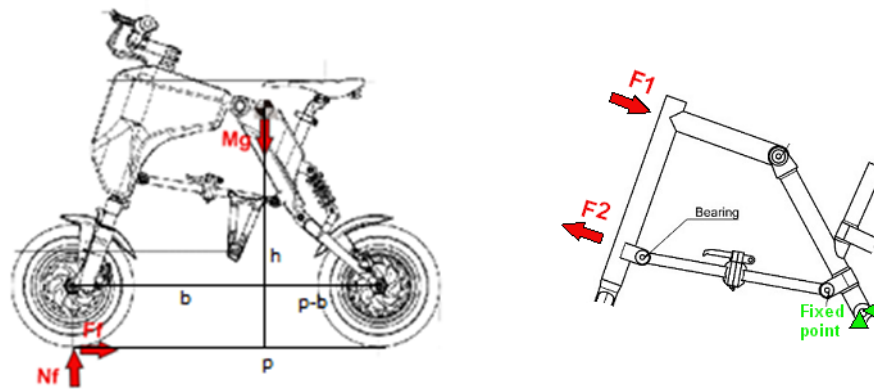
Pada kondisi statik, *e-bike* (Pygmy) diuji pada keadaan diam saat diberi beban oleh pengendara dan komponen pada rangka utama. Beban dari pengendara dibagi menjadi 3 pada *handlebar*, *seat*, dan *foot step*. Pembagian beban menurut (Syehan, Pamungkas, & Sumarsono, 2019) 44% dari berat pengendara pada *handlebar*, 50% dari berat pengendara pada *seat tube*, dan 100% dari berat pengendara pada *foot step*. Selain beban dari pengendara, beban yang bekerja langsung pada frame utama yaitu beban yang berasal dari *battery* pada *e-bike* dengan berat 3,5 kg. Pada *Ansys static structural* digunakan *remote force* untuk memberikan gaya atau beban yang bekerja pada rangka yang tidak bekerja secara langsung pada rangka utama.

3.3.2 Analisis kondisi dinamik

Gaya-gaya dinamik merupakan gaya yang bekerja pada *e-bike* (Pygmy) saat digunakan, Gaya-gaya dinamik -disebut juga gaya eksternal- yang bekerja merupakan gaya terbesar atau gaya dengan *maximum effort*, yaitu pada saat pengereman maksimum pada roda depan dan akselerasi maksimum. Untuk menghitung gaya-gaya tersebut digunakan beberapa asumsi, sebagai berikut:

- *Rigid bodies*, walaupun pada rangka kendaraan roda dua terdiri dari beberapa bagian mekanik (*mechanical part*), rangka dianggap sebagai satu body.
- *Rigid suspension*, jadi gaya yang bekerja pada roda akan berefek langsung ke rangka. Sehingga gaya akan lebih besar dari gaya sebenarnya yang bekerja pada rangka, sehingga hasil dari penelitian aman untuk keadaan sebenarnya.

- Constants COG, Center of Gravity dianggap tetap saat *e-bike* pada suatu material digunakan.
- Transfer Load Constant pada pengereman maksimum dan akselerasi maksimum.
- Berat penumpang maksimal 80 kg dan berat *e-bike existing* **21 kg**.
- *E-bike* berjalan pada trek lurus pada kondisi normal (tanpa air, *smooth and clear*).



Gambar 3. 2 Perhitungan beban dinamik pengereman maksimum roda depan

External forces

$$N_r = mg \quad (3.1)$$

$$F_f = mg * \frac{b}{h} \quad (3.2)$$

Internal forces

$$\Sigma M_B = 0$$

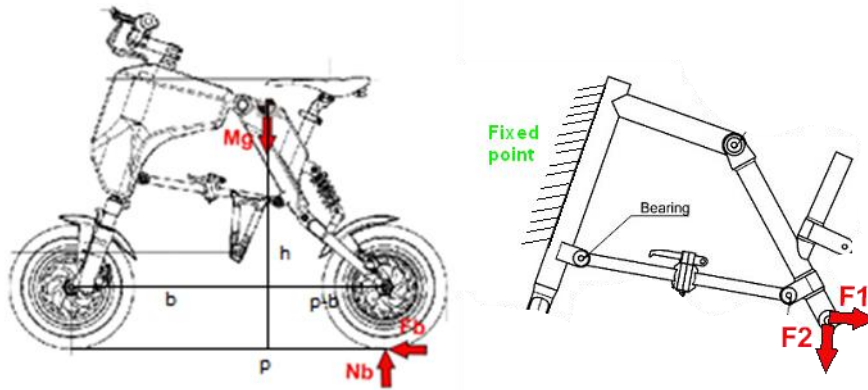
$$F_f * AB + F_2 * CB - F_1 * BD = 0$$

$$F_1 = \frac{F_f * AB + F_2 * CB}{BD} \quad (3.3)$$

$$\Sigma M_D = 0$$

$$F_2 * CD + N_f * BD * \sin \theta - F_f * (AB + BD * \cos \theta) = 0$$

$$F_2 = \frac{F_f * (AB + BD * \cos \theta)}{CD + N_f * BD * \sin \theta} \quad (3.4)$$



Gambar 3. 3 Perhitungan beban dinamik akselerasi maksimum

External forces

$$N_r = mg \quad (3.5)$$

$$F_r = mg * \frac{(p - b)}{h} \quad (3.6)$$

Internal forces

$$\Sigma F_x = F_e - F_1 + F_r = 0$$

$$F_e = \frac{P}{V}$$

$$P = 350 \text{ W}$$

$$V = 30 \text{ km/jam} = 8,33 \text{ m/s}$$

$$F_1 = F_e + F_r \quad (3.7)$$

$$\Sigma F_y = N_r - F_2 = 0$$

$$F_2 = N_r \quad (3.8)$$

Internal forces atau gaya internal yang dihasilkan pada masing-masing beban pada persamaan (3.3), (3.4), (3.7) dan (3.8) digunakan sebagai *input forces* pada simulasi menggunakan ANSYS.

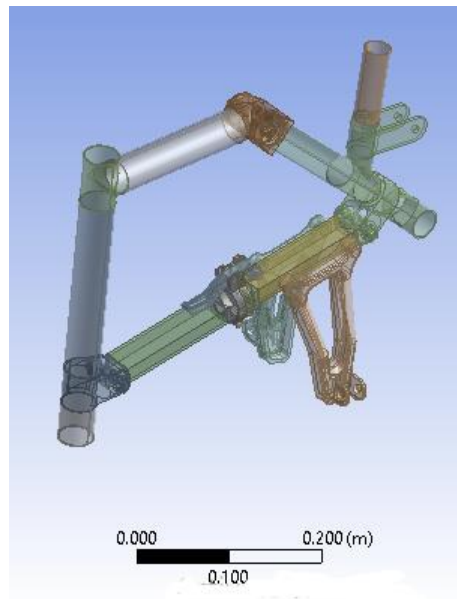
3.4 Simulasi FEA

Simulasi dilakukan dengan terlebih dahulu mendesain geometri menggunakan *software CAD (Computer-Aided Design)* seperti *Autodesk Fusion 360, Inventor, Solidworks* atau yang lainnya seperti yang ditunjukkan pada gambar 3. 4 pada *software Autodesk Fusion 360*.



Gambar 3. 4 Desain *e-bike* pada *software Autodesk Fusion 360*

Sedangkan pada simulasi FEA geometri yang digunakan hanya *mainframe* dari *e-bike* seperti pada gambar 3. 5.



Gambar 3. 5 Desain *mainframe* pada *design modeler Ansys*

Dalam simulasi FEA dilakukan pengaturan karakteristik material pada *engineering data* pada gambar 3. 6. Dalam penelitian ini material dianggap sebagai *isotropic elasticity*.

Properties of Outline Row 4: Aluminum 7075-T6			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	2830	kg m ⁻³
4	Isotropic Elasticity		
5	Derive from	Young's Modulus...	
6	Young's Modulus	7.6E+10	Pa
7	Poisson's Ratio	0.335	
8	Bulk Modulus	7.6768E+10	Pa
9	Shear Modulus	2.8464E+10	Pa
10	Tensile Yield Strength	530	MPa
11	Tensile Ultimate Strength	580	MPa

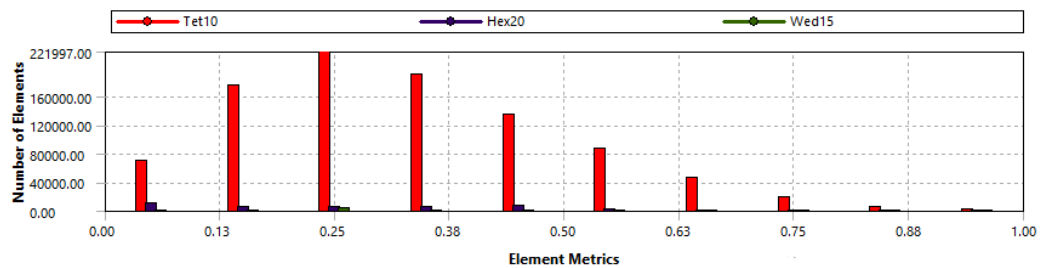
Gambar 3. 6 Karakterisasi material pada *Ansys Static Structural*

Pada tahap *meshing*, *mesh metric skewness* dikontrol sebagai acuan kualitas *meshing* pada geometri, *skewness* memiliki range nilai 0 sampai 1. Dengan kualitas *skewness* dapat dilihat pada tabel 3. 1.

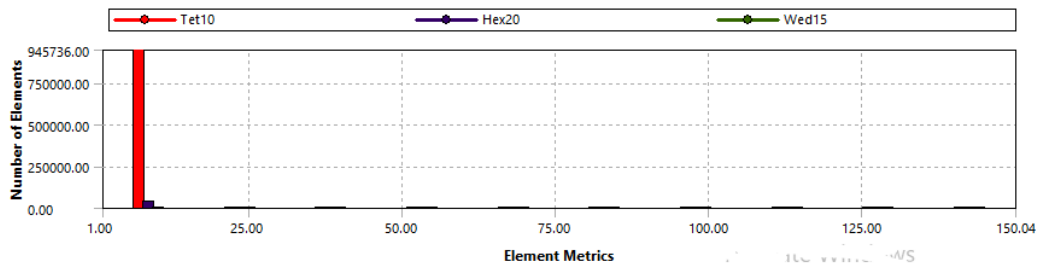
Tabel 3. 1 Kualitas meshing berdasarkan *skewness*

Value of Skewness	Cell Quality
1	Degenerate
0,9 - < 1	Bad (silver)
0,75 – 0,9	poor
0,5 – 0,75	fair
0,25 – 0,5	good
>0 – 0,25	excellent
0	equaliteral

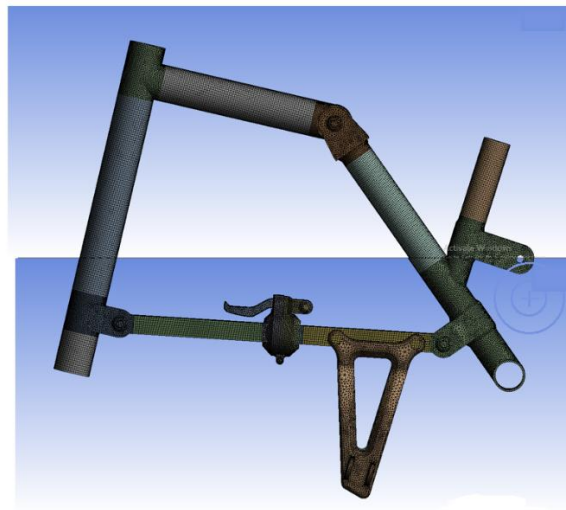
Pada penelitian ini persebaran kualitas meshing pada salah satu meshing (pada kondisi statik) menggunakan *skewness* dapat dilihat pada gambar 3. 7 yang menunjukkan persebaran didominasi pada nilai *skewness* 0,25 dan dengan rata-rata *skewness* 0,259 yang artinya meshing yang digunakan cukup baik dan dapat diterima hasilnya.

Gambar 3. 7 Kualitas meshing dengan menggunakan *mesh metric skewnees*

Selain itu *mesh metric* dari *aspect ratio* juga digunakan yang berdasarkan (Syehan, Pamungkas, & Sumarsono, 2019) *meshing* yang digunakan dikategorikan sebagai *high quality meshing* dengan *maximum aspect ratio* 100,38 dan *minimum aspect ratio* 1,0781 dengan pola persebaran *aspect ratio meshing* terbanyak kurang dari 6.

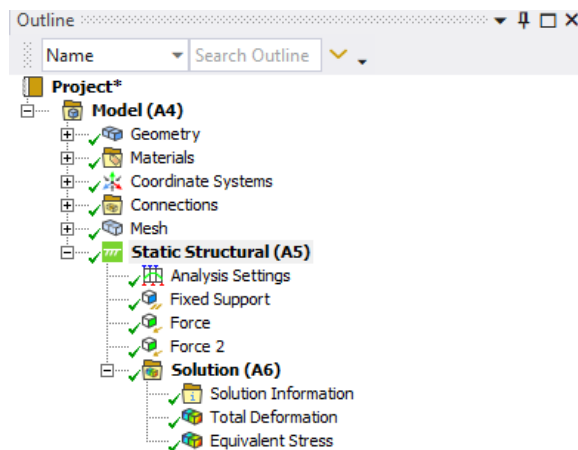


Gambar 3. 8 Kualitas meshing dengan menggunakan *mesh metric aspect ratio*



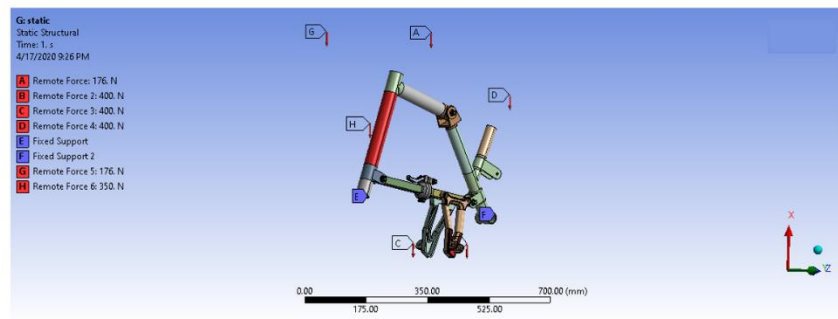
Gambar 3. 9 Hasil meshing pada kondisi statik dengan menggunakan *tetrahedron*, *hexahedron* dan *wedge*

Selanjutnya setelah dari tahap *meshing*, diberikan inisial kondisi dan solusi yang diinginkan pada simulasi. Inisial kondisi dilakukan untuk menentukan suhu lingkungan sebesar 32°C dan untuk memberikan gaya-gaya dan *support* yang bekerja pada rangka pada *Static structural (A5)* pada gambar 3.10. Kemudian *Solution (A6)* pada gambar 3.10 digunakan untuk melihat hasil dari simulasi berdasarkan parameter yang diinginkan, pada penelitian ini parameter solusi yang digunakan adalah *equivalent stress* dan *deformation*.

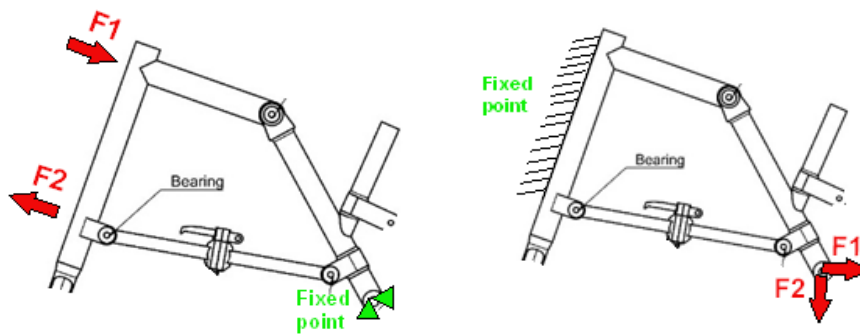


Gambar 3. 10 Inisialisasi kondisi dan parameterisasi solusi pada *ANSYS static structural*

Pada kondisi statik, *fixed support* ditentukan pada rangka yang berhubungan dengan *fork* dan *swingarm* dan untuk memberikan gaya-gaya statik pada rangka digunakan *remote force* seperti pada gambar 3. 11. Sedangkan pada kondisi dinamik, *fixed support* atau *fixed point* dan gaya-gaya yang diberikan dapat dilihat pada gambar 3. 12.



Gambar 3. 11 *Forces* dan *fixed support* pada kondisi statik



Gambar 3. 12 *Fixes support* dan *forces* pada pengereman maksimum (kiri) dan akselerasi maksimum (kanan)

Uji statik dan beban dinamik disimulasikan di tiap material pilihan diantara Aluminium 6061-T6, Aluminium 7005-T6, Aluminium A380, Aluminium 5052 Carbon Epoxy Resin dan Bambu pada rangka.

Pada tahapan pertama dilakukan analisis kondisi *existing* dengan frame *AISI 1020 steel* pada *e-bike*. Proses pertama dilakukan dengan mendesain rangka *existing* menggunakan *software Autodesk Fusion 360*. Setelah dilakukan perhitungan beban pada uji statik dan dinamik dilakukan 3 jenis simulasi pada kondisi dinamik dan statik menggunakan *Ansys Static structural* sebagai pemroses metode FEA. Dari simulasi dilakukan pengambilan data dari parameter *deformation* dan *max equivalent stress*. Pada simulasi uji statik dilakukan analisis *max equivalent stress* dan *deformation* yang menggambarkan performansi rangka dalam menerima beban statik dari pengendara dan komponen *e-bike* khususnya *battery* yang memiliki bobot cukup berat. Jika *max equivalent stress* melebihi *yield stress* pada *AISI 1020 steel* maka diperlukan perancangan ulang geometri. Pada simulasi dinamik dilakukan analisis *stress* maksimal pada pengereman maksimum dan akselerasi maksimum yang tidak melebihi *yielding stress* pada material, yang kemudian dua *stress* maksimal digunakan sebagai acuan perhitungan *mechanical fatigue*.

Pada tahapan kedua dilakukan simulasi dengan mengubah geometri pada lokasi maksimal *stress* jika pada kondisi *existing* melebihi *yielding stress* material atau memperkecil ketebalan pada rangka jika pada kondisi *existing* sudah tidak melebihi *yielding stress* material agar didapatkan bobot yang lebih ringan.

Tabel 3. 2 Variasi tebal pada rangka yang digunakan

Variasi	bagian (diameter (mm), tebal (mm))	Volume rangka (mm ³)
1	head tube (40, 1,6)	6,40E+05
	Top Tube (40, 1,6)	
	seat tube (40, 1,6)	
	seat post (30, 1,4)	
	Down tube (35x20, 2)	
2	head tube (40, 1,4)	6,13E+05
	Top Tube (40, 1,4)	
	seat tube (40, 1,4)	
	seat post (30, 1,2)	
	Down tube (35x20, 1,8)	
3	head tube (40, 1,2)	5,86E+05
	Top Tube (40, 1,2)	
	seat tube (40, 1,2)	
	seat post (30, 1)	
	Down tube (35x20, 1,6)	
4	head tube (40, 1)	5,58E+05
	Top Tube (40, 1)	
	seat tube (40, 1)	
	seat post (30, 0,8)	
	Down tube (35x20, 1,4)	

Simulasi yang dilakukan juga sama dengan simulasi pada tahap pertama dengan menganalisis pada keadaan statik dan dinamik. Simulasi dengan variasi geometri dilakukan sampai hasil dari geometri yang diperbaharui memenuhi syarat pada keadaan statik dan pada keadaan dinamik dengan *max equivalent stress* tidak melebihi *stress yielding* pada material yang dipakai.

Pada tahapan ketiga dilakukan simulasi menggunakan geometri yang telah diperbaharui dengan variasi material. Material dipilih dengan menggunakan chart *Ashby chart strength against density, trade-off curve minimizing mass* dan *cost* dan dengan riset menggunakan jurnal mengenai sepeda motor, sepeda listrik dan sepeda dengan mempertimbangkan ketersediaan, harga dan proses manufaktur. Dari variasi material dipilih material dengan performansi ringan dan *mechanical fatigue*

optimal, dengan kriteria minimal sebanyak $1,0 \times 10^6$ siklus untuk rangka mengalami *fatigue*.

3.5 Verifikasi simulasi

Verifikasi dilakukan dengan menggunakan dua tahap, tahap pertama dilakukan dengan membandingkan perhitungan analitik dengan hasil simulasi pada tiap konfigurasi *meshing* yang digunakan pada tiap simulasi uji statik, beban dinamik pengereman maksimum dan beban dinamik akselerasi maksimum. Kemudian verifikasi dilakukan dengan menggunakan metode *grid independency* terhadap *meshing* yang digunakan. Pada tahap kedua verifikasi dilakukan uji variasi jumlah *elements* dan *nodes* pada *meshing* terhadap nilai keluaran parameter dari ANSYS. Variasi jumlah *elements* dan *nodes* terus dilakukan sampai nilai keluaran parameter dari ANSYS mencapai nilai yang mendekati sama dengan deviasi kurang dari 10%.

3.6 Pengambilan data

Setelah semua simulasi berhasil, kemudian diambil data mengenai karakteristik mekanik material pada rangka terhadap uji statik dan beban dinamik untuk selanjutnya dianalisis.

3.7 Analisis data dan penarikan kesimpulan

Data yang dianalisis merupakan karakteristik mekanik material pada rangka terhadap uji statik dan beban dinamik. Berdasarkan hasil analisis tersebut maka dapat ditentukan material dan diameter yang tepat dan sesuai pada rangka yang memiliki *max equivalent stress* tidak melebihi dari *yield strength* material yang digunakan pada kendaraan roda dua, dan mempunyai waktu yang ideal untuk mengalami *fatigue*.

BAB IV

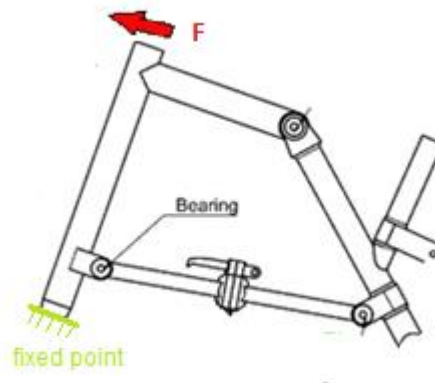
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Verifikasi simulasi *Ansys Static Structural*

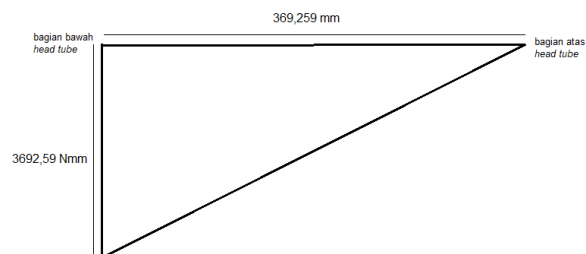
Verifikasi dilakukan pada simulasi dilakukan agar hasil data yang didapat dari simulasi dapat dipercaya hasilnya. Verifikasi dilakukan dengan membandingkan hasil perhitungan analitik *stress* pada rangka dengan hasil simulasi pada 3 variasi *meshing* yang digunakan pada keadaan statik, beban dinamik pengereman maksimum roda depan dan akselerasi maksimum.

4.1.1 Perhitungan analitik

Pada kasus verifikasi dilakukan perhitungan stress pada *head tube* rangka dengan memberikan gaya tegak lurus terhadap rangka dan *fixed point* pada ujung bagian bawah *head tube* seperti pada gambar 4.1



Gambar 4. 1 Pemberian beban pada perhitungan analitik verifikasi



Gambar 4. 2 Contoh *Bending Moment Diagram* 10 N pada *head tube*

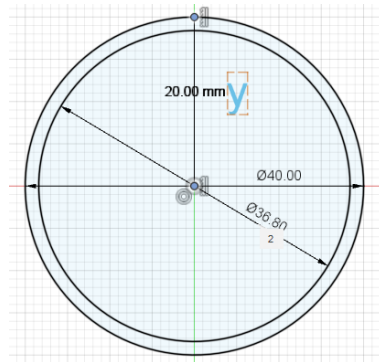
Dengan menggunakan *Bending Moment Diagram* (BMD) pada rangka *head tube* pada gambar 4.2 maka *stress* sepanjang *head tube* dapat dicari menggunakan persamaan 4.1.

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I} \quad (4.1)$$

M = Moment pada bidang

y = jarak lokasi dari pusat massa

contoh:



I = Area of moment of inertia

$$I = \frac{\pi}{4} (R_o^4 - R_i^4), \text{ untuk silinder berongga}$$

Sebagai *sample* perhitungan pada gaya 10 N, *stress* yang kita bandingkan pada ujung *head tube* pada *fixed point* bagian atas.

$$\sigma = \frac{10 \text{ N} \times 369,259 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}}{\frac{3,14}{4} (20^4 - 18.4^4)}$$

$$\sigma = 2,073 \text{ MPa}$$

4.1.2 Perbandingan perhitungan dan simulasi

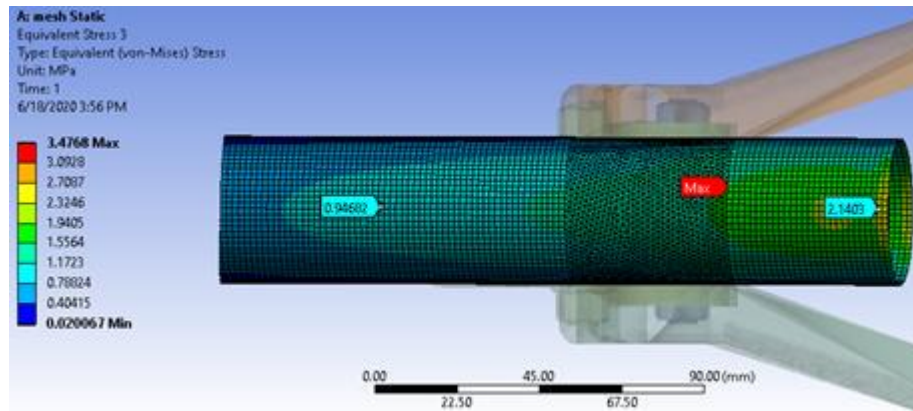
Pada meshing uji statik dengan konfigurasi *meshing* ditunjukkan pada Tabel 4.1.

Tabel 4. 1 Konfigurasi *meshing* uji statik

Size Function	Proximity and Curvature
relevance center	Fine
Number cells across gap	1
max face size	2,23 mm

Didapatkan *stress* pada lokasi ujung *head tube* sebesar 2,140 MPa dengan pemberian gaya 10 N. Jika dibandingkan dengan perhitungan analitik didapatkan

error yang berada di bawah nilai 10%, sehingga data hasil dari simulasi dengan konfigurasi *meshing* di atas dapat dipercaya.



Gambar 4. 3 Hasil simulasi pada proses validasi

Tabel 4. 2 Konfigurasi *meshing* beban dinamik

konfigurasi <i>meshing</i> pengereman maksimum		Konfigurasi <i>meshing</i> akselerasi maksimum	
Size Function	Proximity and Curvature	Size Function	Proximity and Curvature
relevance center	Fine	relevance center	coarse
Number cells across gap	3	Number cells across gap	2
max face size	2,23 mm	max face size	2,25 mm
proximity min size	1,20 mm	proximity min size	Default

Berdasarkan konfigurasi *meshing* uji statik dan beban dinamik pengereman maksimum dan akselerasi maksimum pada tabel 4.1 dan 4.2 didapatkan data pada tabel 4.3 dengan pemberian variasi nilai gaya yang tegak lurus terhadap rangka *head tube* yang memiliki *error* di bawah 10% dari nilai perhitungan analitik sehingga konfigurasi *meshing* dapat digunakan.

Tabel 4. 3 *Error* antara perhitungan analitik dan hasil simulasi pada tiap konfigurasi *meshing*

Beban (N)	konfigurasi meshing	Perhitungan analitik (MPa)	Hasil Simulasi (MPa)	error (%)
10	Uji statik	2,073	2,140	3,233
	Beban dinamik pengereman maksimum		2,014	2,873
	Beban dinamik akselerasi maksimum		2,037	1,754
50	Uji statik	10,366	10,634	2,582
	Beban dinamik pengereman maksimum		10,886	5,013
	Beban dinamik akselerasi maksimum		10,379	0,122
100	Uji statik	20,733	21,667	4,507
	Beban dinamik pengereman maksimum		21,219	2,346
	Beban dinamik akselerasi maksimum		20,422	1,498
500	Uji statik	103,663	108,820	4,975
	Beban dinamik pengereman maksimum		110,430	6,528
	Beban dinamik akselerasi maksimum		107,220	3,431

4.2 Perhitungan kondisi *existing*

Pada kondisi *existing* menggunakan **AISI 1020 Steel**, berat dari Pgmy adalah **21 kg**, dengan karakteristik material dan kondisi rangka sebagai berikut:

Tabel 4. 4 Karakteristik material AISI 1020 Steel

Mechanical Properties	
Density	7,87 g/cm ³
Young Modulus	186 GPa
Poison Ratio	0,29
Tensile Strength, Ultimate	420 MPa
Tensile Strength, Yield	350 MPa

Tabel 4. 5 Dimensi pada *Mainframe*

Part	Dimensi (mm)	Tebal (mm)
head tube	40	1,6
top tube	40	1,6
seat tube	35	1,6
seat post	30	1,44
down tube	35 × 20	2

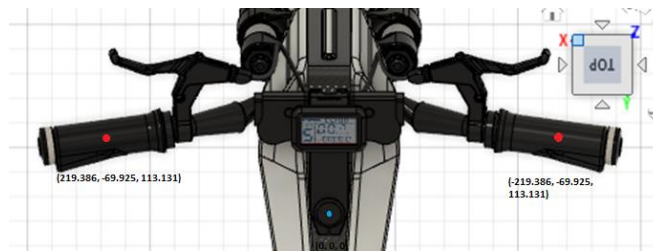
Sehingga berdasarkan Tabel 4.5 *volume* pada *main frame* sebesar 640300 mm³ dan volume pada swing arm sebesar 298100 mm³, sehingga volume total yang dapat diganti dengan material lain sebesar 938000 mm³ dengan dengan berat sebesar 7390 gram atau 7,39 Kg menggunakan density AISI 1020 Steel.

4.2.1 Kondisi statik

Pada kondisi statik, terdapat 4 beban jenis yaitu pada *handlebar*, *seat*, *foot step*, dan *battery*.

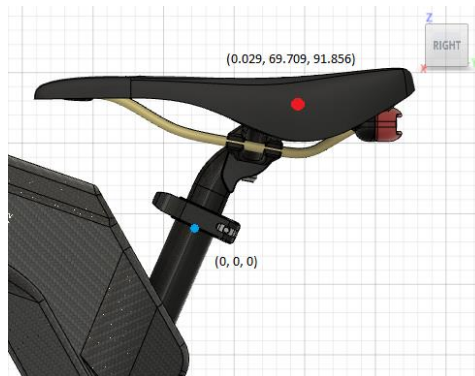
- *Handlebar*

Pada *handlebar*, beban yang bekerja pada koordinat (219.386, -69.925, 113.131) dan (-219.386, -69.925, 113.131) dari (0, 0, 0) pada pusat *top tube* sebesar 44% dari 800 N (berat pengendara 80 kg) sebesar 352 N.

Gambar 4. 4 Titik beban pengendara pada *handlebar* pada kondisi statik

- *Seat Post*

Pada *Seat Post*, beban yang bekerja pada koordinat (0.029, 69.709, 91.856) dari (0, 0, 0) pada pusat seat tube sebesar 50% dari 800 N (berat pengendara 80 kg) sebesar 400 N.



Gambar 4. 5 Titik beban pengendara pada *seat post* pada kondisi statik

- *Battery*

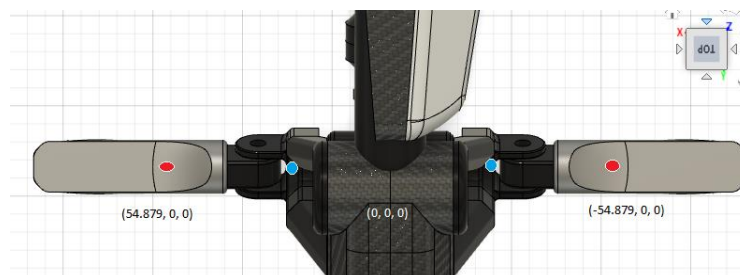
Pada *battery*, beban yang bekerja pada koordinat (0.029, 69.709, 91.856) dari (0, 0, 0) pada titik tengah pada top tube sebesar 350 N.



Gambar 4. 6 Titik beban *battery* pada kondisi statik

- *Foot Step*

Pada *Foot Step*, beban yang bekerja pada koordinat (54.879, 0, 0) dan (-54.879, 0, 0) seperti pada gambar sebesar 100% dari 800 N (berat pengendara 80 kg) sebesar 800 N.



Gambar 4. 7 Titik beban pengendara pada *foot step* pada kondisi statik

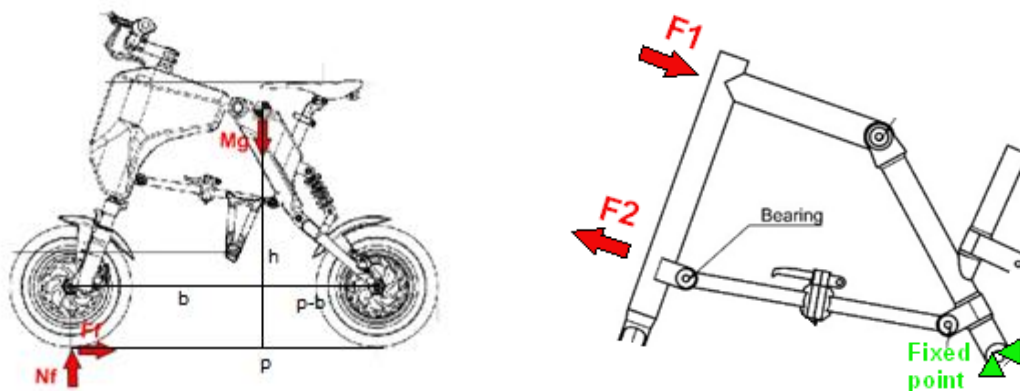
4.2.2 Kondisi dinamik pengereman maksimum pada roda depan

Perhitungan pada kondisi dinamik dihitung dengan cara yang telah dijelaskan pada 3.3.2 dengan **berat pengendara 80 kg** sehingga berat keseluruhan 101 kg dan data geometri pada Pgymy saat digunakan oleh pengemudi 80 kg sebagai berikut:

Tabel 4. 6 Data geometri berdasarkan COG saat digunakan pengendara

Parameter (symbol)	(mm)
COG Height (h)	642,884
COG to Front (b)	516,102
Wheelbase (p)	819
COG to Rear (p-b)	302,898

Pengereman maksimum terjadi disaat tidak ada gaya yang bekerja pada roda belakang atau saat roda belakang lepas kontak dengan permukaan jalan.



Gambar 4. 8 Gaya eksternal dan internal yang bekerja saat pengereman maksimum

Gaya Normal pada roda depan:

$$N_f = mg$$

$$N_f = 101 * 9,81$$

$$N_f = \mathbf{990, 810 \text{ N}}$$

Gaya Horizontal pada roda depan:

$$F_f = mg * \frac{b}{h}$$

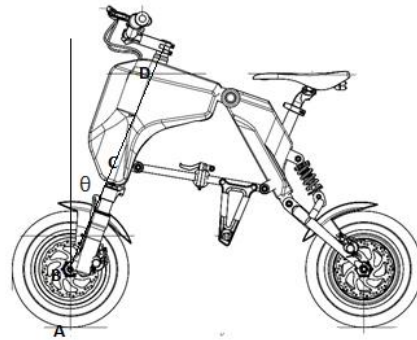
$$F_f = 101 * 9,81 * \frac{516,102}{819}$$

$$F_f = 795,414 \text{ N}$$

Kemudian gaya yang bekerja secara langsung ke rangka atau disebut gaya Internal dihitung dengan menggunakan persamaan dengan menggunakan data pada tabel 4. 7 dan gambar 4. 9.

Tabel 4. 7 Data geometri pada *headtube*

Part	(mm)	(deg)
B	149,707	-
BC	267,064	-
CD	370	-
BD	637,064	-
θ	-	19,7



Gambar 4. 9 Data geometri head tube

Gaya pada F2

$$\Sigma M_D = 0$$

$$F_2 * CD + N_f * BD * \sin \theta - F_f * (AB + BD * \cos \theta) = 0$$

$$F_2 = \frac{F_f * (AB + BD * \cos \theta) - N_f * BD * \sin \theta}{CD}$$

$$F_2 = 1036,142 \text{ N}$$

Gaya pada F1

$$\Sigma M_B = 0$$

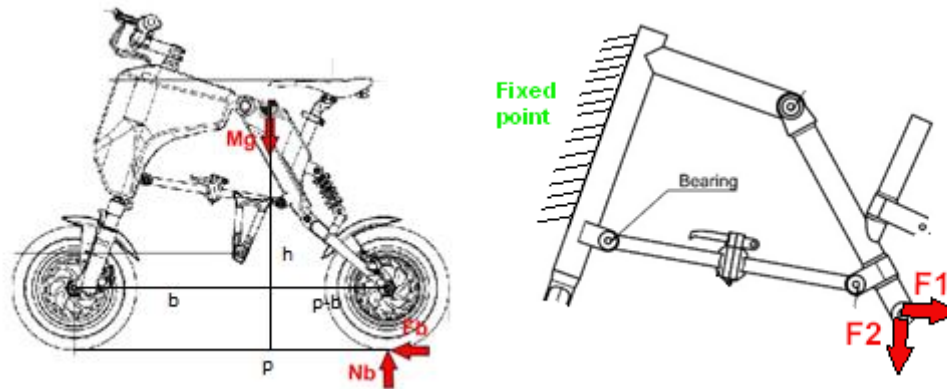
$$F_f * AB + F_2 * CB - F_1 * BD = 0$$

$$F_1 = \frac{F_f * AB + F_2 * CB}{BD}$$

$$F_1 = 621,280 \text{ N}$$

4.2.3 Kondisi dinamik akselerasi maksimum

Akselerasi maksimum terjadi disaat tidak ada gaya yang bekerja pada roda depan atau saat roda depan lepas kontak dengan permukaan jalan.



Gambar 4. 10 Gaya eksternal dan internal yang bekerja saat Akselerasi maksimum

Gaya Normal pada roda belakang:

$$N_r = mg$$

$$N_r = 101 * 9,81$$

$$N_r = 990,810 \text{ N}$$

Gaya Horizontal pada roda belakang:

$$F_r = mg * \frac{(p - b)}{h}$$

$$F_f = 101 * 9,81 * \frac{302,898}{819}$$

$$F_r = 466,825 \text{ N}$$

Kemudian gaya yang bekerja secara langsung ke rangka atau disebut gaya Internal dihitung dengan menggunakan persamaan dengan menggunakan karakteristik dari motor hub yang digunakan sebagai berikut:

Tabel 4. 8 Karakteristik dari *motor hub*

karakteristik	
Daya Motor	350 Watt
Kecepatan Maksimal	8,33 m/s

Gaya pada F1

$$\Sigma Fx = Fe - F1 + Fr = 0$$

$$F_1 = Fe + Fr$$

$$*** Fe = \frac{P}{V} = \frac{350 \text{ Watt}}{8,33 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 42,01681 \text{ N}$$

$$F_1 = 42,017 + 466,825$$

$$F_1 = 508,842 \text{ N}$$

Gaya pada F2

$$\Sigma Fy = Nr - F_2 = 0$$

$$F_2 = Nr$$

$$F_2 = 990,810 \text{ N}$$

4.2.4 Gaya eksternal dan gaya internal (resume)

Tabel 4. 9 *Resume* dari gaya eksternal dan internal pada pengereman dan akselerasi maksimum

Gaya eksternal pengereman maksimum		Gaya internal pengereman maksimum		Gaya eksternal akselerasi maksimum		Gaya internal akselerasi maksimum	
Nf (MPa)	Ff (MPa)	F1 (MPa)	F2 (MPa)	Nr (MPa)	Fr (MPa)	F1 (MPa)	F2 (MPa)
990,81	795,414	621,28	1036,142	990,81	466,825	508,842	990,81

4.3 Simulasi menggunakan ANSYS Static Structural

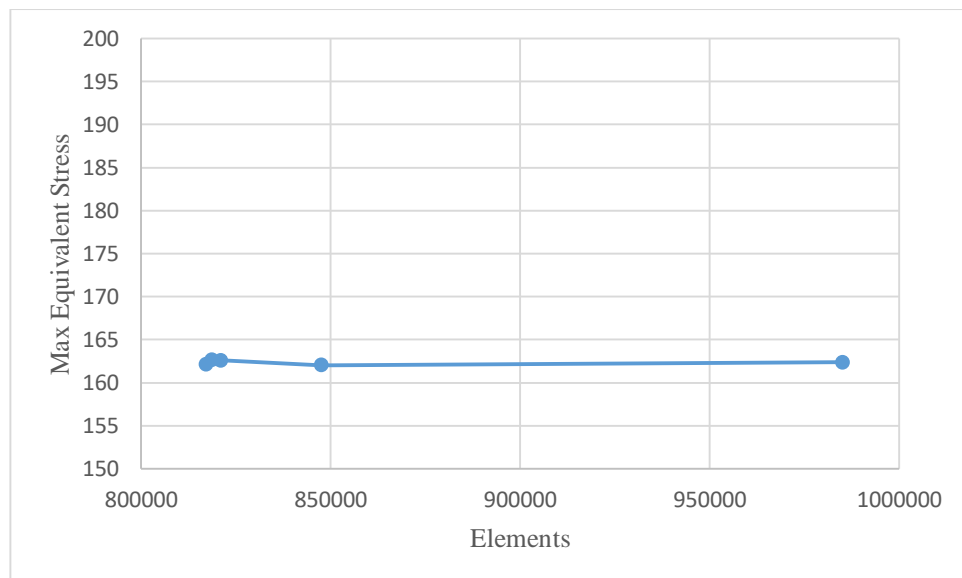
Beban yang diberikan oleh pengendara dan *battery* pada kondisi statik dan gaya internal pada frame pada 2 kondisi dinamik digunakan untuk gaya input yang bekerja untuk mengetahui efeknya pada rangka, efek dilihat dengan menggunakan parameter *Max Equivalent stress* dengan menggunakan metode *Finite Element Analysis* (FEA) pada *ANSYS Static Structural*.

4.3.1 Kondisi statik

Pada kondisi statik yang telah dijelaskan di sub-bab 4.2.1 disimulasikan di *ANSYS Static structural*. Sebelum dilakukan pengambilan data pada kondisi statik dibutuhkan uji *grid independency* terhadap *mesh* agar didapatkan data yang mendekati kondisi asli. Uji *Grid Independency* ini dilakukan dengan memvariasikan jumlah *elements* dan *nodes* secara global. Parameter pada *meshing* yang digunakan sebagai pengubah jumlah *elements* dan *nodes* adalah *max face*.

Tabel 4. 10 Uji *Grid Independency* pada kondisi statik

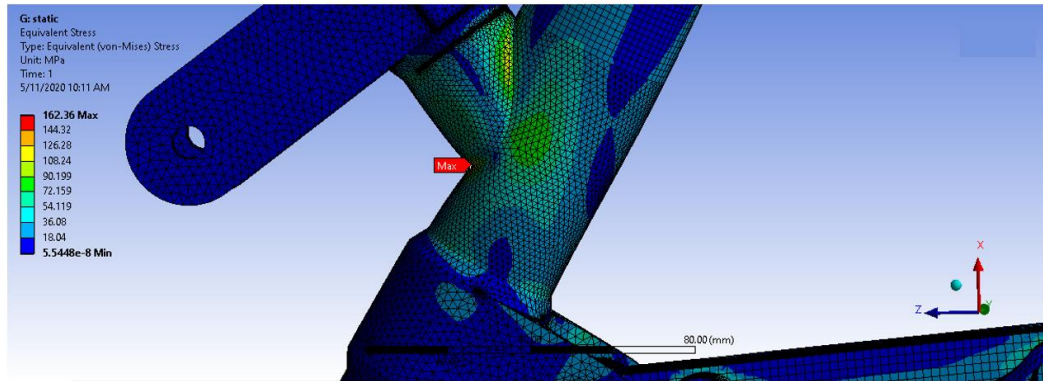
Max face size (mm)	Nodes	Elements	Max Equivalent stress (MPa)	Deviasi (%)
default (11,2845)	1511882	816967	162,14	-
7,523	1515381	818619	162,69	0,339
5,015	1518910	820966	162,59	0,061
3,343	1560276	847468	162,03	0,344
2,23	1777060	984964	162,36	0,204

Gambar 4. 11 Grafik nilai *Max Equivalent Stress* terhadap jumlah *elements* pada kondisi statik

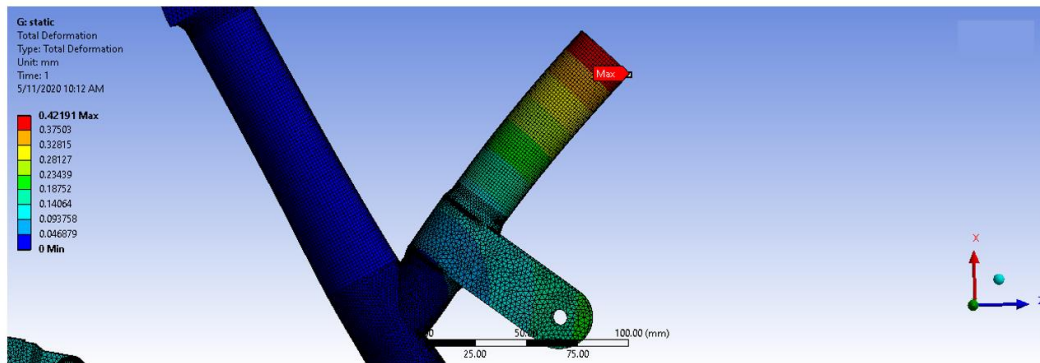
Tabel 4.10 dan Gambar 4.11 merupakan hasil dari uji *grid independency* dengan menggunakan variasi *max face size* dengan 1,5 lebih kecil dari *max face size* sebelumnya yang menggambarkan hasil output yang sudah tidak bergantung pada jumlah *nodes dan elements*, ditandai dengan deviasi yang berada di bawah nilai deviasi 10% pada tiap variasi. Sehingga nilai output *max equivalent stress* pada kondisi statik bisa dikatakan mendekati nilai real disekitar 162 MPa.

Dari simulasi didapatkan *max equivalent stress* sekitar **162 MPa** pada **sambungan antara seat post dan seat tube**. Berdasarkan nilai *max equivalent stress* tersebut, maka dapat dikatakan desain dari geometri dan bahan yang digunakan berada dalam cakupan aman karena berada di bawah dari nilai *Yield stress* dari AISI 1020 steel sebesar 350 MPa. Sehingga tidak ada perubahan pada

geometri yang bersifat plastis. Selain itu juga didapatkan deformasi terbesar sebesar 0,42 mm di bagian atas *seat tube*.



Gambar 4. 12 Posisi *Max Equivalent Stress* pada kondisi statik



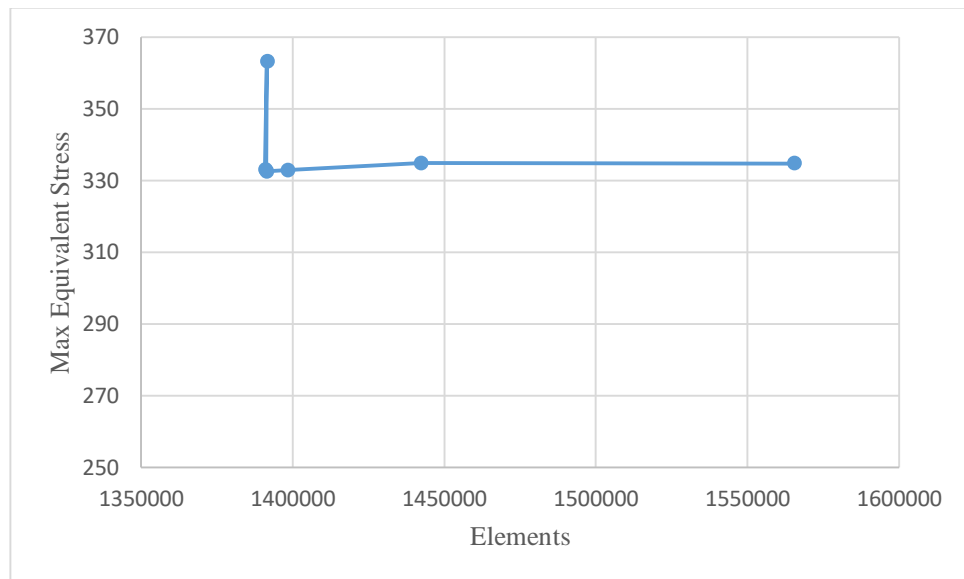
Gambar 4. 13 Posisi *Max Deformation* pada kondisi statik

4.3.2 Kondisi dinamik pengereman maksimum pada roda depan

Pada pengereman maksimum input yang digunakan adalah gaya internal yang telah didapatkan pada sub-bab 4.2.2 dan *fixed support* pada bagian belakang rangka yang tersambung dengan *swing arm* pada *full assembly* dari Pygmy.

Tabel 4. 11 Uji *Grid Independency* pada kondisi dinamik pengereman maksimum

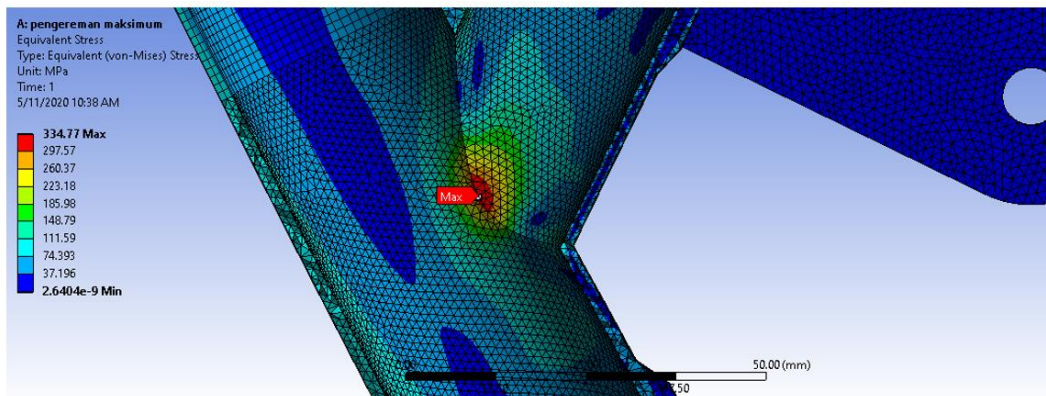
Max face size (mm)	Nodes	Elements	Max Equivalent stress (MPa)	error (%)
default (11,2850)	2632707	1390860	332,93	-
7,523	2633770	1391553	363,22	9,098
5,0156	2633414	1391249	332,55	8,444
3,344	2645977	1398422	332,88	0,099
2,229	2718069	1442324	334,86	0,595
1,49	2920118	1565421	334,77	0,027



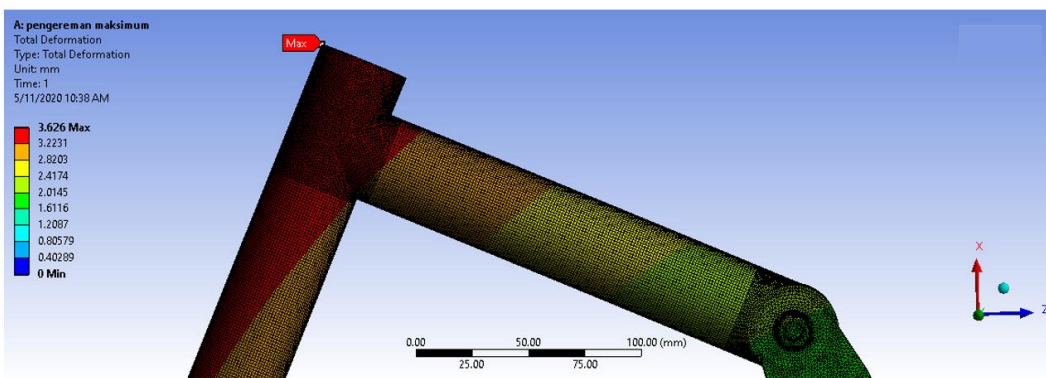
Gambar 4. 14 Grafik nilai *Max Equivalent Stress* terhadap jumlah *elements* pada kondisi dinamik pengereman maksimum

Tabel 4.11 dan Gambar 4.14 merupakan hasil dari uji *grid independency* dengan menggunakan variasi *max face size* dengan 1,5 lebih kecil dari *max face size* sebelumnya yang menggambarkan hasil output yang sudah tidak bergantung pada jumlah *nodes* dan *elements*, ditandai dengan deviasi yang berada di bawah nilai deviasi 10% pada tiap variasi. Sehingga nilai output *max equivalent stress* pada kondisi statik bisa dikatakan mendekati nilai real disekitar 334 MPa.

Dari proses komputasi pada Ansys didapatkan nilai *max equivalent stress* sekitar **334,77 MPa** pada bagian dalam dari **sambungan antara seat post dan seat tube**. Nilai equivalent stress ini masih dalam cakupan aman untuk material steel karena masih di bawah dari nilai stress yielding dari material yang menyebabkan perubahan plastis pada material. Tetapi walaupun pada daerah aman, maksimal stress ini akan mengakibatkan *fatigue* pada material jika diaplikasikan pada material secara berkala yang selanjutnya akan dibahas di sub-bab *mechanical fatigue*. Kemudian *Deformation* maksimal sebesar **3,62 mm** yang terjadi pada **bagian atas Head tube**.



Gambar 4. 15 Posisi *Max Equivalent Stress* pada kondisi dinamik pengereman maksimum



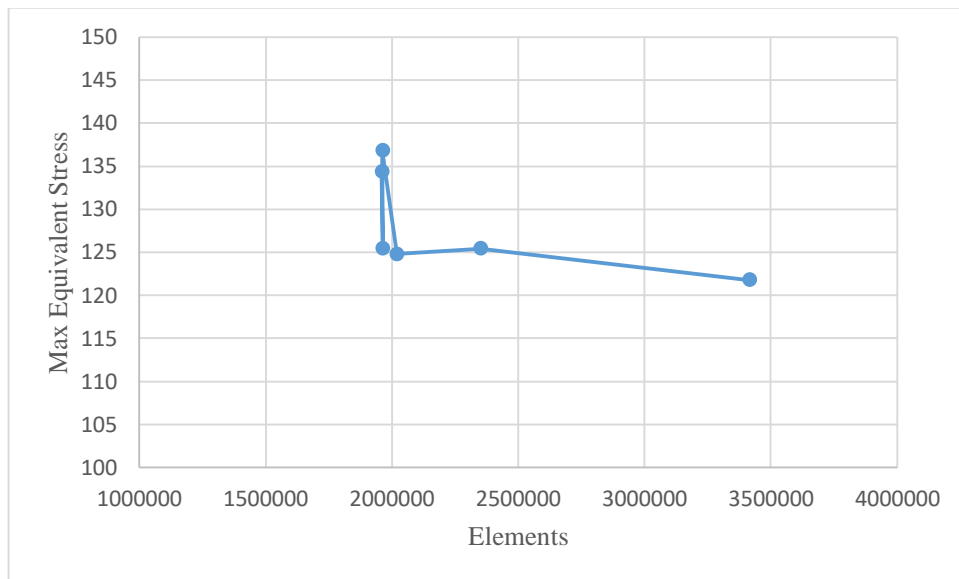
Gambar 4. 16 Posisi *Max Deformation* pada kondisi dinamik pengereman maksimum

4.3.3 Akselerasi maksimum

Pada akselerasi maksimum input yang digunakan adalah gaya internal yang telah didapatkan pada sub-bab 4.2.3 dan *fixed support* pada *head tube* dari Pygmy.

Tabel 4. 12 Uji *Grid Independency* pada kondisi dinamik akselerasi maksimum

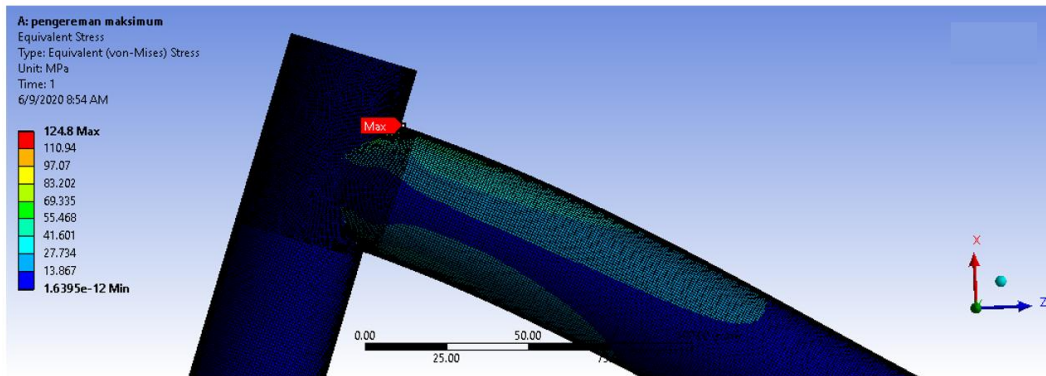
Max face size (mm)	Nodes	Elements	Max Equivalent stress (MPa)	error (%)
38,51	4181563	1960058	134,34	-
7,611	4184886	1962813	125,45	6,618
5,074	4184515	1962135	136,86	9,095
2,255	4278158	2018992	124,8	8,812
1,5	4793479	2350678	125,42	0,497
1	6444405	3414600	121,76	2,918



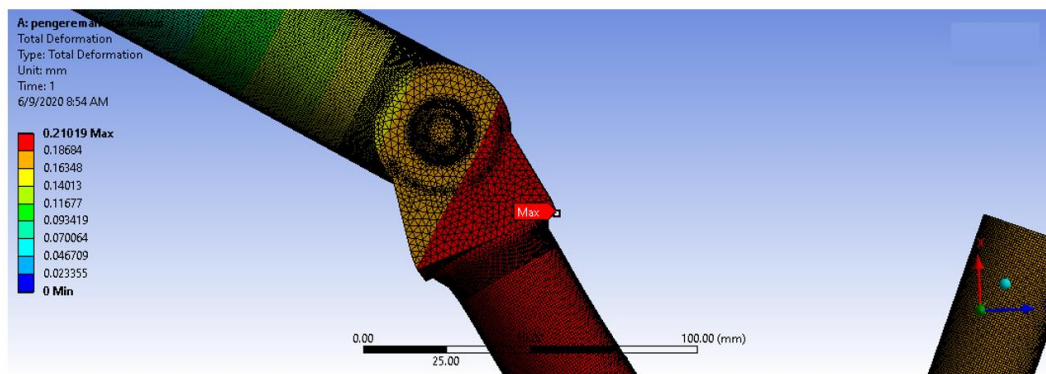
Gambar 4. 17 Grafik nilai *Max Equivalent Stress* terhadap jumlah *elements* pada kondisi dinamik akselerasi maksimum

Tabel 4.12 dan Gambar 4.17 merupakan hasil dari uji *grid independency* dengan menggunakan variasi *max face size* dengan 1,5 lebih kecil dari *max face size* sebelumnya yang menggambarkan hasil output yang sudah tidak bergantung pada jumlah *nodes* dan *elements*, ditandai dengan deviasi yang berada di bawah nilai deviasi 10% pada tiap variasi. Sehingga nilai output *max equivalent stress* bisa dikatakan mendekati nilai real disekitar 120 MPa.

Dari proses komputasi pada *ANSYS static structural* didapatkan nilai *max equivalent stress* sebesar **125,42 MPa** pada bagian **sambungan antara head tube dan top tube**. Nilai *max equivalent stress* ini masih dalam cakupan aman untuk material AISI 1020 steel karena masih di bawah dari nilai *yielding stress* dari material yang menyebabkan perubahan plastis pada material. Tetapi walaupun pada daerah aman, maksimal stress ini akan mengakibatkan *fatigue* pada material jika diaplikasikan pada material secara berkala yang selanjutnya akan dibahas di sub-bab *mechanical fatigue*. Kemudian *deformation* maksimal sebesar **0,21019 mm** yang terjadi pada **bagian joint antara top tube dan seat tube**.



Gambar 4. 18 Posisi *Max Equivalent Stress* pada kondisi dinamik akselerasi maksimum



Gambar 4. 19 Posisi *Max Deformation* pada kondisi dinamik akselerasi maksimum

4.3.4 Mechanical fatigue

Beban yang terjadi pada *e-bike* atau *Pgymy* secara berulang-ulang dan berkala pada kondisi dinamik (pengereman maksimum roda depan dan akselerasi maksimum) dapat menyebabkan *mechanical fatigue* pada rangka. *Stress* pada beban dinamik dapat dianggap sebagai *tension (max stress)* dan *compression (min stress)* pada uji tes *fatigue* berdasarkan *Maximum-Distortion-Energy theory* (Hibbeler, 2014).

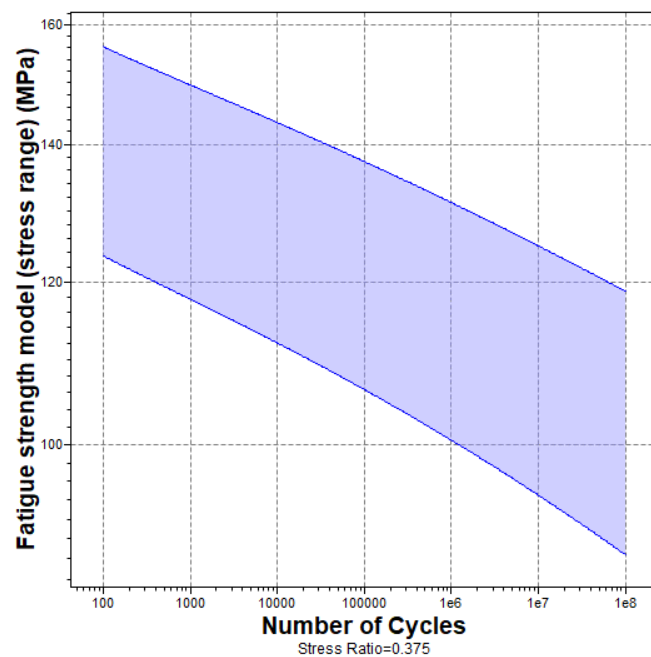
Von Mises stress hasil dari simulasi dapat dibandingkan dengan *stress* pada uji *fatigue tensile compression* menurut teori *Maximum-Distortion-Energy Theory* (Hibbeler, 2014). Oleh karena itu, berdasarkan hasil simulasi menggunakan *ANSYS static structural* pada beban dinamik didapatkan *max stress* **334,77 MPa** pada pengereman maksimum dan *min stress* **125,42 MPa** pada akselerasi maksimum.

Berdasarkan data tersebut maka didapatkan *stress ratio* yang akan digunakan untuk mendapatkan grafik *S-N curve* dari material.

$$\text{Stress Ratio} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{125,42 \text{ MPa}}{334,77 \text{ MPa}}$$

$$\text{Stress Ratio} = 0,375$$

Berdasarkan hasil tes *fatigue* pada AISI 1020 Steel yang telah dilakukan pada beberapa studi sebelumnya ditunjukkan pada grafik *fatigue Strength model (Stress Range)* pada aplikasi CES EduPack 2019 dengan *stress ratio* 0,375 dengan sumbu y sebagai *stress amplitude* dan sumbu x sebagai *Number of Cycles* yang ditunjukkan pada gambar 4. 20.



Gambar 4. 20 Grafik *fatigue Strength model (Stress Range)* AISI 1020 Steel pada *Stress Ratio* 0,375

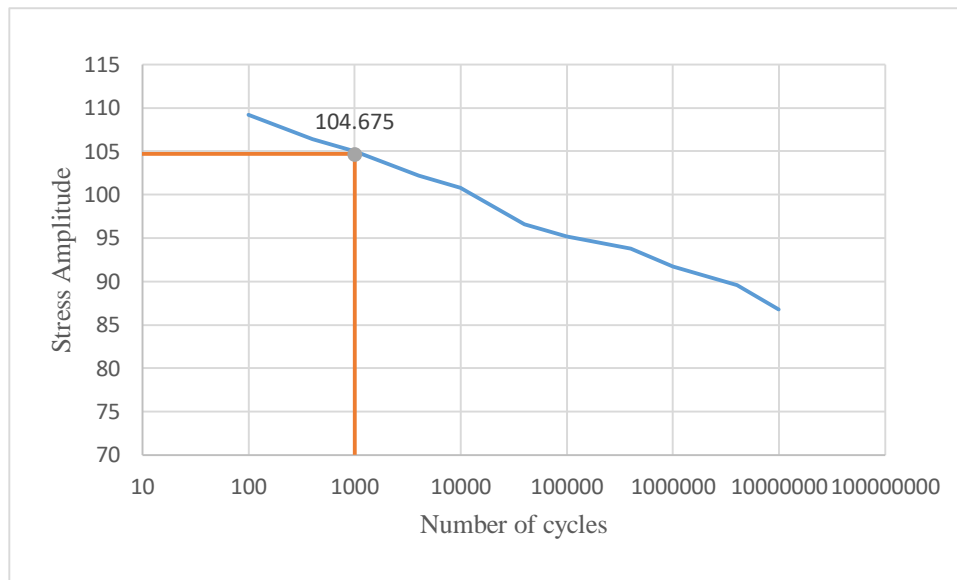
Karena beban yang diberikan tidak *fully reversed loading* pada beban dinamik, maka *S-N Curve* material yang digunakan merupakan *S-N Curve* material yang dipengaruhi oleh *mean stress* dengan menggunakan persamaan Goodman (2.14) ataupun Gerber (2.15) yang telah dijelaskan di sub-bab 2.5.3. Dengan menggunakan *ultimate stress* AISI 1020 steel pada tabel 4.4 dan *mean stress* yang telah dijelaskan di sub-bab 2.5.2.

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_{mean} = \frac{334,77 \text{ MPa} + 125,42 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_{mean} = 230,095 \text{ MPa}$$

Didapatkan grafik *S-N curve* material yang baru dengan menggunakan persamaan Gerber pada tiap siklus, Gerber digunakan karena memiliki hasil *S-N curve* material yang lebih baik (Yahr, 1997) pada gambar 4.21.



Gambar 4. 21 Grafik *Fatigue Gerber* AISI 1020 steel pada *mean stress* 230,095 MPa

Berdasarkan grafik tersebut dan dengan menggunakan *amplitude stress*.

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_r}{2} = \frac{334,77 \text{ MPa} - 125,42 \text{ MPa}}{2}$$

$$\sigma_a = 104,675 \text{ MPa}$$

Didapatkan perkiraan *e-bike* pada kondisi *existing* mengalami *fatigue* pada minimal sekitar **1000 jumlah siklus** pada *Stress amplitude* 104,675 MPa.

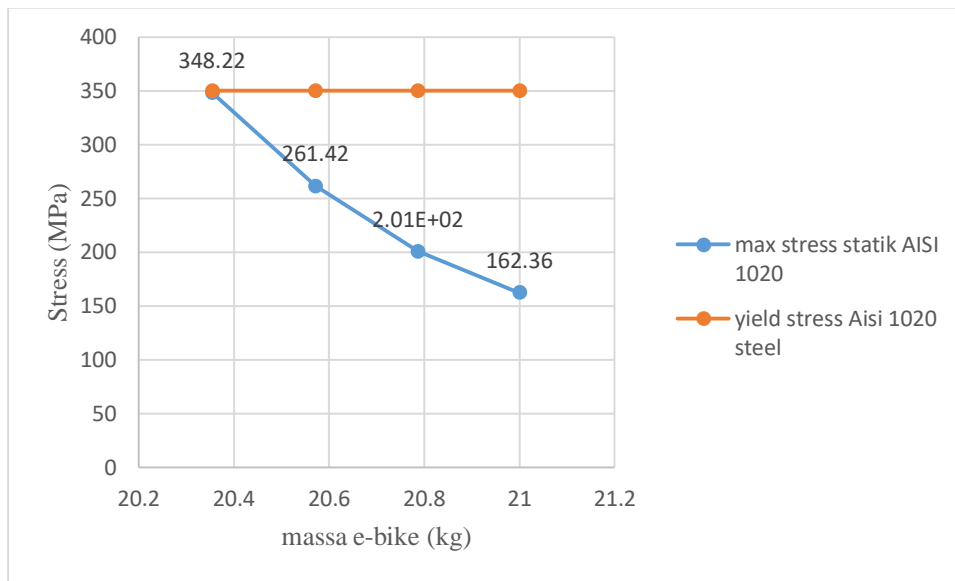
4.3.5 Variasi tebal rangka

Variasi tebal rangka dilakukan agar didapatkan massa *e-bike* yang lebih ringan dengan menampilkan performansi rangka saat kondisi statik dan dinamik. Variasi tebal rangka yang digunakan ditampilkan dalam tabel 4. 13.

Tabel 4. 13 Variasi tebal rangka dan massa *e-bike* AISI 1020 Steel

Variasi	bagian (diameter (mm), tebal (mm))	Volume rangka (mm ³)	massa rangka (kg)	massa e-bike (kg)
1	head tube (40, 1,6)	6,40e+05	5,039	21
	Top Tube (40, 1,6)			
	seat tube (40, 1,6)			
	seat post (30, 1,4)			
	Down tube (35x20, 2)			
2	head tube (40, 1,4)	6,13e+05	4,826	20,787
	Top Tube (40, 1,4)			
	seat tube (40, 1,4)			
	seat post (30, 1,2)			
	Down tube (35x20, 1,8)			
3	head tube (40, 1,2)	5,86e+05	4,611	20,572
	Top Tube (40, 1,2)			
	seat tube (40, 1,2)			
	seat post (30, 1)			
	Down tube (35x20, 1,6)			
4	head tube (40, 1)	5,58e+05	4,394	20,355
	Top Tube (40, 1)			
	seat tube (40, 1)			
	seat post (30, 0,8)			
	Down tube (35x20, 1,4)			

Pada kondisi statik didapatkan performansi pada Gambar 4. 22 dengan variasi massa *e-bike* terhadap *max equivalent stress* pada kondisi statik dengan *yielding stress* sebesar 350 MPa pada AISI 1020 Steel.

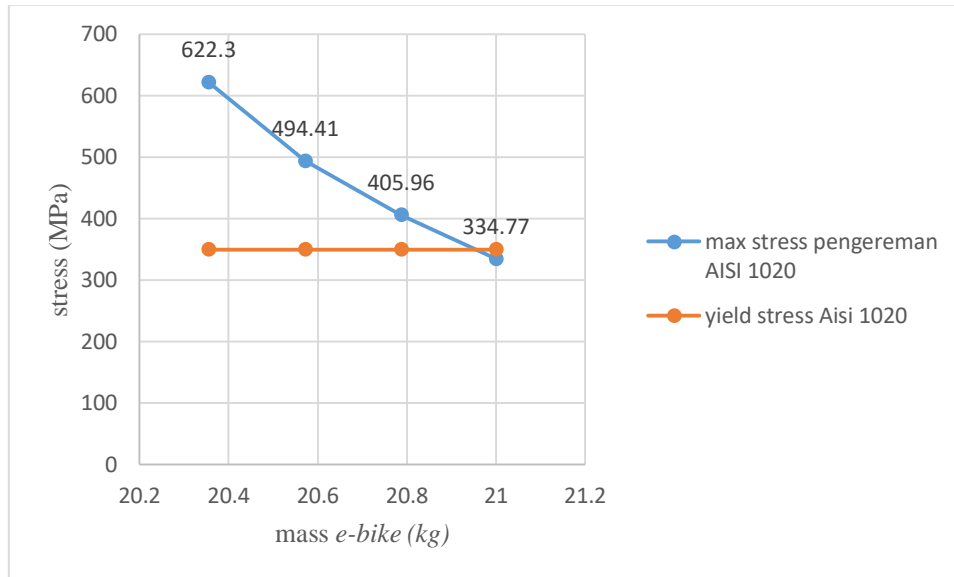


Gambar 4. 22 Grafik variasi massa *e-bike* terhadap *stress* kondisi statik AISI 1020 steel

Berdasarkan Gambar 4. 22, variasi pada tebal rangka pada tabel 4. 13 dapat menahan beban statik dari pengendara dan *battery* saat *e-bike* tidak digunakan dengan *max equivalent stress* yang membesar seiring dengan pengurangan massa *e-bike* akibat dari pengurangan tebal pada rangka. Pada kondisi dinamik, variasi tebal pada rangka dianalisis pada pengereman maksimum sebagai kondisi terburuk pada kondisi dinamik. Karena terdapat perubahan tebal rangka maka terdapat perubahan minor pada *Central of Gravity* (COG) dan gaya eksternal dan internal pada rangka yang disebabkan oleh perubahan massa pada *e-bike* ditunjukkan pada tabel 4. 14.

Tabel 4. 14 Gaya internal dan eksternal pada variasi rangka AISI 1020 Steel

Variasi	Gaya eksternal pengereman maksimum		Gaya internal pada pengereman maksimum		Gaya eksternal pada akselerasi maksimum		Gaya internal pada akselerasi maksimum	
	Nf (MPa)	Ff (MPa)	F1 (MPa)	F2 (MPa)	Nr (MPa)	Fr (MPa)	F1 (MPa)	F2 (MPa)
1	990,81	795,41	621,28	1036,14	990,81	466,82	508,84	990,81
2	988,72	793,73	619,97	1033,95	988,72	465,84	507,85	988,72
3	986,60	792,03	618,64	1031,74	986,60	464,84	506,85	986,60
4	984,47	790,32	617,30	1029,51	984,47	463,83	505,85	984,47



Gambar 4. 23 Grafik variasi massa *e-bike* terhadap *stress* kondisi dinamik pengereman AISI 1020 steel

Berdasarkan gambar 4. 23 Pada kondisi dinamik, hanya variasi rangka 1 yang dapat menahan perubahan plastis pada saat pengereman maksimum. Maka jika menggunakan material AISI 1020 steel dengan target beban pengendara 80 kg, variasi tebal rangka yang dapat digunakan adalah variasi 1 pada tabel 4. 13.

4.3.6 Biaya pada material AISI 1020 steel

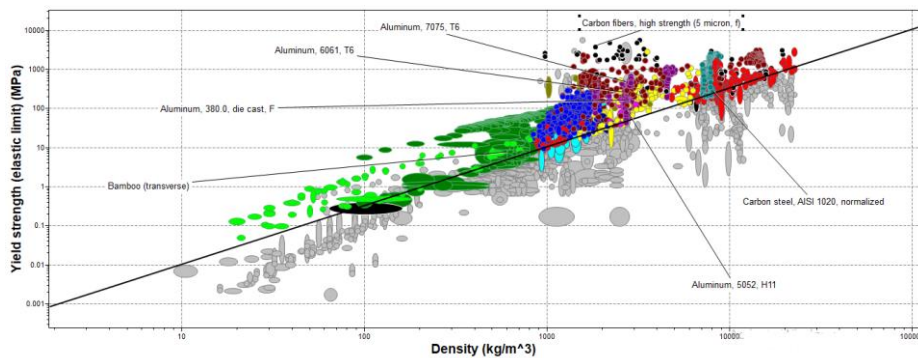
Pada penelitian ini biaya yang dibandingkan tidak termasuk biaya manufaktur, tetapi hanya biaya material pada keadaan mentah. Pada AISI 1020 Steel pengadaan pada bentuk *Billets/ingots/cathodes*. Dengan biaya material per volume sebesar 6160 USD/m³ dan volume rangka utama dan *swingarm* 0,000938 m³ pada variasi 1 didapatkan biaya pengadaan material sebesar **\$5.78** atau **Rp81.000,00** berdasarkan kurs dollar terhadap rupiah pada bulan juni 2020.

4.4 Pemilihan alternatif material

Alternatif material yang dipilih adalah material yang memiliki **massa yang lebih ringan** daripada AISI 1020 steel dan memiliki harga yang tidak begitu jauh dengan harga AISI 1020 Steel sebagai material existing. Alternatif material yang dipilih menggunakan metode oleh Prof. Mike Ashby dari Universitas Cambridge

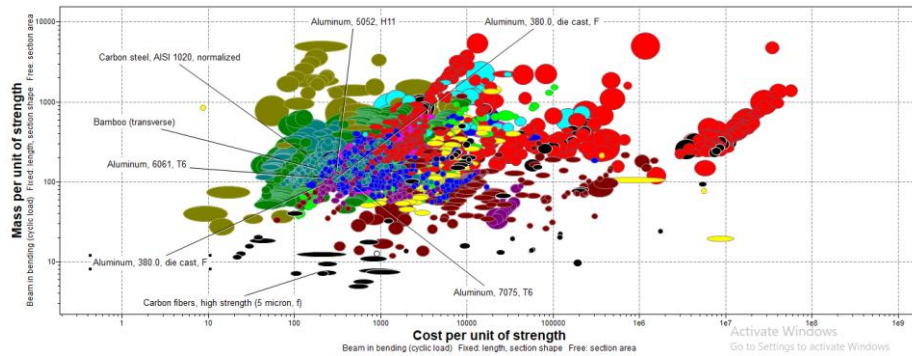
(Ashby, 1999) dengan memodelkan rangka sebagai *Strength-limited beam in bending*.

Dalam mendapatkan alternatif material dengan minimal performansi yang sama terhadap karakteristik *strength* terhadap *density*, digunakan *chart strength against density* pada gambar 4. 28 dengan garis pada $\frac{\sigma_f^2}{\rho}$ konstan AISI 1020 steel digunakan sebagai *performance index line*.



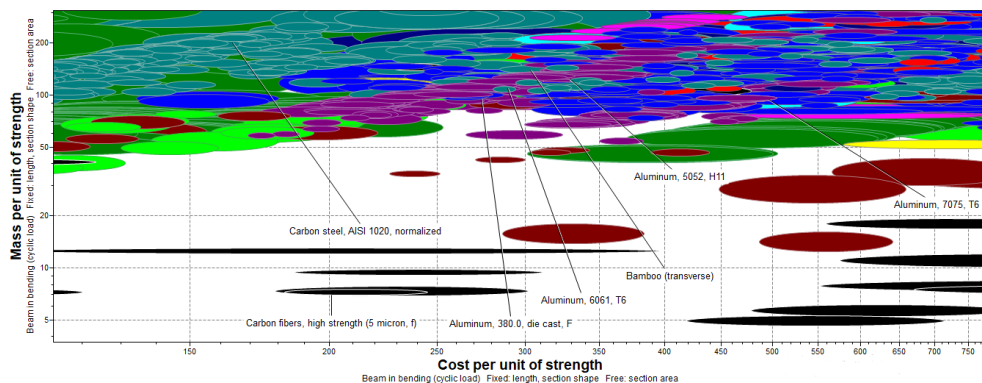
Gambar 4. 24 *Chart strength against density*

Dari gambar terlihat beberapa material yang sebelumnya telah diteliti, yaitu Aluminium 6061-T6 dan Aluminium 7075-T6 (Gupta, 2016), Aluminium A380 (Slaiman, 2018), Aluminium 5052 (Moré, 2011), carbon epoxy resin (Kondaiah & Kumar, 2016) dan bambu (Fierro, Fierro, & Suárez, 2019) dominan memiliki performansi yang lebih tinggi dari pada AISI 1020 steel ditandai dengan berada di atas garis dari *performance index*, hanya bambu yang memiliki performansi yang hampir sama dengan AISI 1020 steel. Berdasarkan analisis pada kondisi existing, *max equivalent stress* yang terburuk terjadi pada pengereman maksimal dengan nilai yang mendekati *yield stress* pada material AISI 1020 steel. Maka dipilih material yang memiliki *yield strength* lebih kuat dibandingkan AISI 1020 steel, yaitu pada jajaran aluminium, aluminium 6061-T6 dan Aluminium 7075-T6.



Gambar 4. 25 Trade-off curve minimizing mass dan cost

Selain mempertimbangkan performansi karakteristik strength terhadap density atau *minimizing mass*, cost juga dipertimbangkan. Oleh karena itu digunakan *trade-off curve* pada gambar 4. 25 dan 4. 26 untuk mempertimbangkan keduanya. Dengan semakin ke kiri bawah pada kurva semakin menunjukkan material yang memiliki massa ringan dan harga murah. Dengan cacatan *cost* pada kurva belum termasuk biaya manufaktur.



Gambar 4. 26 Zoom-in Trade-off curve minimizing mass dan cost

Oleh karena itu berdasarkan dua *chart* sebelumnya, dapat dipilih material aluminium 6061-T6 dibandingkan dengan material aluminium lainnya karena berada memiliki performansi yang lebih baik dari pada aluminium 5052 dan aluminium 308 pada chart pertama dan memiliki harga yang lebih murah dari pada aluminium 7075-T6, aluminium 7075-T6 dipilih juga sebagai pembandingan dengan *yield strength* yang lebih baik Sedangkan *carbon fibers, high strength (5 macron, f)* sebagai material yang memiliki nilai performansi yang paling optimal tidak

dipilih karena dalam sistem manufakturnya masih sulit dan memakan biaya yang cukup besar.

4.5 Material Aluminium 6061-T6

Pada alternatif material, Aluminium 6061-T6 dengan densitas $2,7 \text{ g/cm}^3$ pada tabel 4. 15 didapatkan berat rangka dan *swing arm* yang dapat diganti materialnya sebesar 2,53 kg, yang artinya terdapat pengurangan massa sebesar 4,86 kg dari massa existing menggunakan AISI 1020 steel. Sehingga massa *e-bike* (Pgmy) dengan material rangka aluminium 7075-T6 pada geometri *existing* sebesar **16,14 kg**

Tabel 4. 15 Karakteristik mekanik Aluminium 6061-T6

Mechanical Properties	
Density	$2,7 \text{ g/cm}^3$
Young Modulus	70 GPa
Poison Ratio	0,33
Tensile Strength, Ultimate	338 MPa
Tensile Strength, Yield	280 MPa

Karena terjadi perubahan massa maka *Center of Gravity* (COG) yang mempengaruhi kondisi dinamik pada Pgmy dengan material Aluminium 6061-T6 berubah pula, COG ditunjukkan pada tabel 4.16.

Tabel 4. 16 COG Pgmy dengan material Aluminium 6061-T6

Parameter (symbol)	(mm)
COG Height (h)	639,449
COG to Front (b)	504,397
Wheelbase (p)	819
COG to Rear (p-b)	314,603

Pada kondisi statik dengan beban pengendara 80 kg dengan cara yang sama pada sub-bab 4.2.1 didapatkan *maximum stress* sebesar **163,72 MPa** yang berada di bawah nilai *yield strength* sebesar **280 MPa** sehingga rangka dengan material AA6061-T6 dan geometri *existing* memenuhi kondisi statik. Selanjutnya dilakukan analisis pada keadaan kondisi dinamik, kondisi terburuk perlu dianalisis terlebih dahulu yaitu pada kondisi pengereman maksimum. Dengan beban

pengendara 80 kg, pada pengereman maksimum didapatkan *maximum stress* sebesar **309.92 MPa** yang melebihi *yield strength* sebesar **280 MPa** yang artinya rangka dengan material AA6061-T6 dan geometri *existing* tidak dapat memenuhi beban dinamik pengereman maksimum dengan beban pengendara 80 kg dan tidak dapat memenuhi persona pengendara atau konsumen yang telah dibuat pada penelitian sebelumnya (Abiyyu, 2019).

4.6 Material Aluminium 7075-T6

Pada alternatif material, Aluminium 7075-T6 dengan densitas 2,83 g/cm³ pada tabel 4. 17 didapatkan berat rangka dan *swing arm* yang dapat diganti materialnya sebesar 2,66 kg, yang artinya terdapat pengurangan massa sebesar 4,73 kg dari massa *existing* menggunakan AISI 1020 steel. Sehingga berat *e-bike* (Pgymy) dengan material rangka aluminium 7075-T6 sebesar **16,27 kg**.

Tabel 4. 17 Karakteristik mekanik Aluminium 7075-T6

Mechanical Properties	
Density	2,83 g/cm ³
Young Modulus	76 GPa
Poison Ratio	0,335
Tensile Strength, Ultimate	580 MPa
Tensile Strength, Yield	530 MPa

Karena terjadi perubahan massa maka *Center of Gravity* (COG) yang mempengaruhi kondisi dinamik pada *e-bike* (Pgymy) dengan material Aluminium 7075-T6 berubah pula, COG pada Aluminium 7075-T6 berada pada titik yang sama dengan rangka menggunakan aluminium 6061-T6 karena memiliki karakteristik densitas yang hampir sama ditunjukkan pada tabel 4.18.

Tabel 4. 18 COG Pgymy dengan material Aluminium 7075-T6

Parameter (symbol)	(mm)
COG Height (h)	639,449
COG to Front (b)	504,397
Wheelbase (p)	819
COG to Rear (p-b)	314,603

Pada kondisi statik dengan beban pengendara 80 kg didapatkan *maximum stress* sebesar **163,27 MPa** yang berada di bawah nilai *yield strength* sebesar **530**

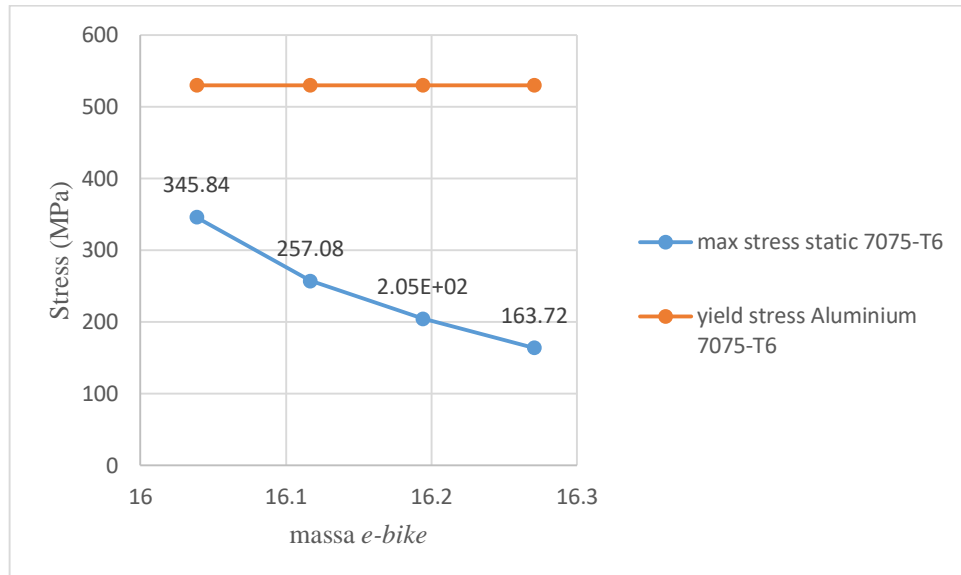
MPa sehingga rangka dengan material AA 7075-T6 dan geometri *existing* memenuhi kondisi statik. Agar memenuhi seluruh keadaan pada kondisi dinamik, maka kondisi terburuk perlu dianalisis terlebih dahulu, yaitu pada kondisi pengereman maksimum. Dari pengereman maksimum pada berat maksimal pengendara *existing* sebesar 80 kg didapatkan *max equivalent stress* sebesar **310,27 MPa**. Berdasarkan Tabel 4.17 *max equivalent stress* masih berada di bawah *yield stress*, yang artinya tidak ada perubahan plastis pada rangka saat terjadi pengereman maksimum sehingga berat 80 kg sebagai karakteristik dari persona pengendara atau konsumen pada penelitian sebelumnya (Abiyyu, 2019) dapat diatasi oleh rangka dengan material aluminium 7075-T6.

Pada analisis kondisi statik dan dinamik digunakan juga variasi tebal rangka seperti pada tabel 4. 13 Namun dengan density yang berbeda pada aluminium 7075-T6 didapatkan massa *e-bike* yang berbeda pada tabel 4. 19.

Tabel 4. 19 Variasi rangka terhadap massa *e-bike* aluminium 7075-T6

Variasi rangka	bagian (diameter (mm), tebal (mm))	Volume rangka (mm ³)	massa rangka (kg)	massa e-bike (kg)
1	head tube (40, 1,6)	6,40e+05	1,812	16,270
	Top Tube (40, 1,6)			
	seat tube (40, 1,6)			
	seat post (30, 1,4)			
	Down tube (35x20, 2)			
2	head tube (40, 1,4)	6,13e+05	1,735	16,194
	Top Tube (40, 1,4)			
	seat tube (40, 1,4)			
	seat post (30, 1,2)			
	Down tube (35x20, 1,8)			
3	head tube (40, 1,2)	5,86e+05	1,658	16,117
	Top Tube (40, 1,2)			
	seat tube (40, 1,2)			
	seat post (30, 1)			
	Down tube (35x20, 1,6)			
4	head tube (40, 1)	5,58e+05	1,580	16,038
	Top Tube (40, 1)			
	seat tube (40, 1)			
	seat post (30, 0,8)			
	Down tube (35x20, 1.4)			

4.6.1 Kondisi statik



Gambar 4. 27 Grafik variasi massa *e-bike* terhadap *stress* kondisi statik AISI 1020 steel

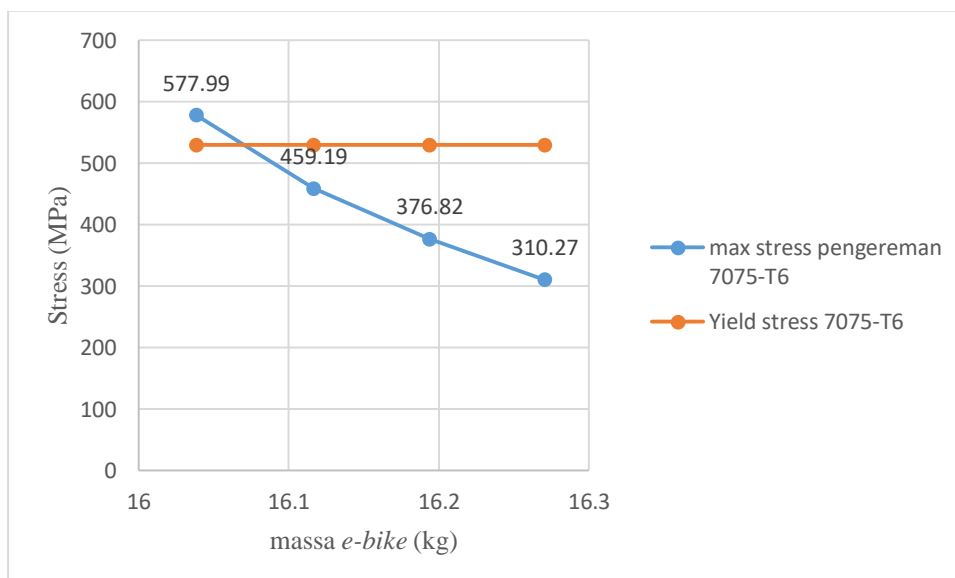
Berdasarkan variasi tebal rangka pada tabel 4. 19 didapatkan *max equivalent stress* pada kondisi statik tiap variasi berada di bawah *yield stress* pada beban pengendara 80 kg dan beban *battery* 35 kg. Sehingga tiap variasi dari rangka dengan material Aluminium 7075-T6 dapat menahan beban 80 kg sesuai dengan persona pengendara atau konsumen pada penelitian sebelumnya (Abiyu, 2019).

4.6.2 Kondisi dinamik pengereman maksimum pada roda depan

Pada kondisi dinamik, gaya internal yang mengenai rangka dihitung dengan cara yang sama pada sub-bab 4.2.2 namun dengan perubahan data *Central of Gravity* (COG) disesuaikan dengan massa material pada variasi rangka didapatkan gaya internal dan eksternal pada tabel 4. 20.

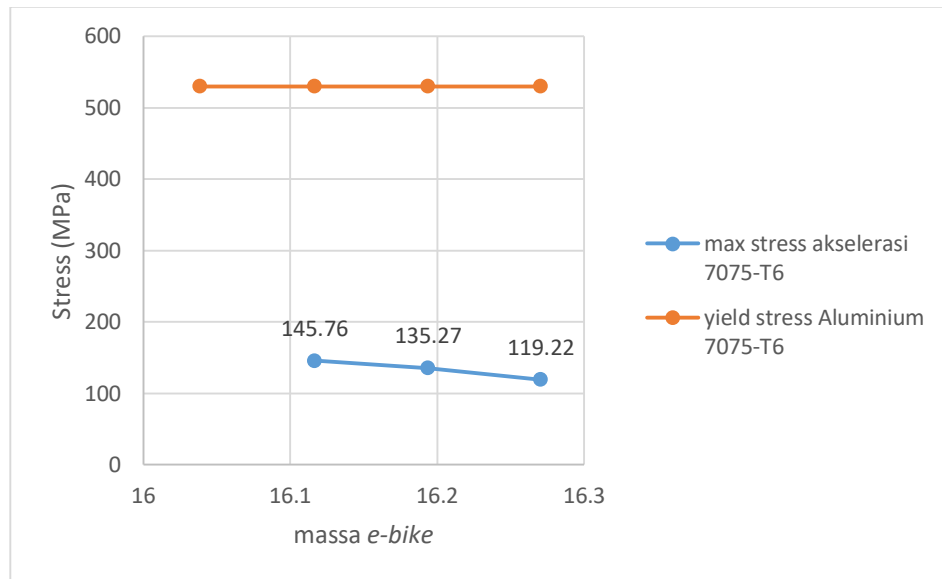
Tabel 4. 20 Gaya internal dan eksternal pada variasi rangka Aluminium 7075-T6

Variasi	Gaya eksternal pengereman maksimum		Gaya internal pada pengereman maksimum		Gaya eksternal pada akselerasi maksimum		Gaya internal pada akselerasi maksimum	
	Nf (MPa)	Ff (MPa)	F1 (MPa)	F2 (MPa)	Nr (MPa)	Fr (MPa)	F1 (MPa)	F2 (MPa)
1	944,409	744,949	577,858	960,85	994,409	464,64	506,657	944,409
2	943,653	744,353	577,396	960,081	943,653	464,269	506,286	943,653
3	942,898	743,758	576,934	959,313	942,898	463,897	505,914	942,898
4	942,133	743,154	576,465	958,534	942,133	463,521	505,537	942,133

Gambar 4. 28 Grafik variasi massa *e-bike* terhadap *stress* kondisi dinamik pengereman Aluminium 7075-T6

Berdasarkan gaya internal pada tabel 4. 20 Didapatkan *max equivalent stress* tiap variasi pada gambar 4. 28. Dari gambar 4. 28 Rangka dengan material aluminium 7075-T6 dapat menahan beban dinamik pengereman maksimum pada keadaan elastis tanpa adanya perubahan plastis di variasi 1, 2 dan 3. Sedangkan pada variasi 4 terjadi perubahan plastis karena *max equivalent stress* melebihi *yield stress* dari Aluminium 7075-T6. Oleh karena analisis selanjutnya pada rangka dengan material aluminium 7075 hanya dilakukan pada variasi 1, 2 dan 3.

4.6.3 Kondisi dinamik akselerasi maksimum

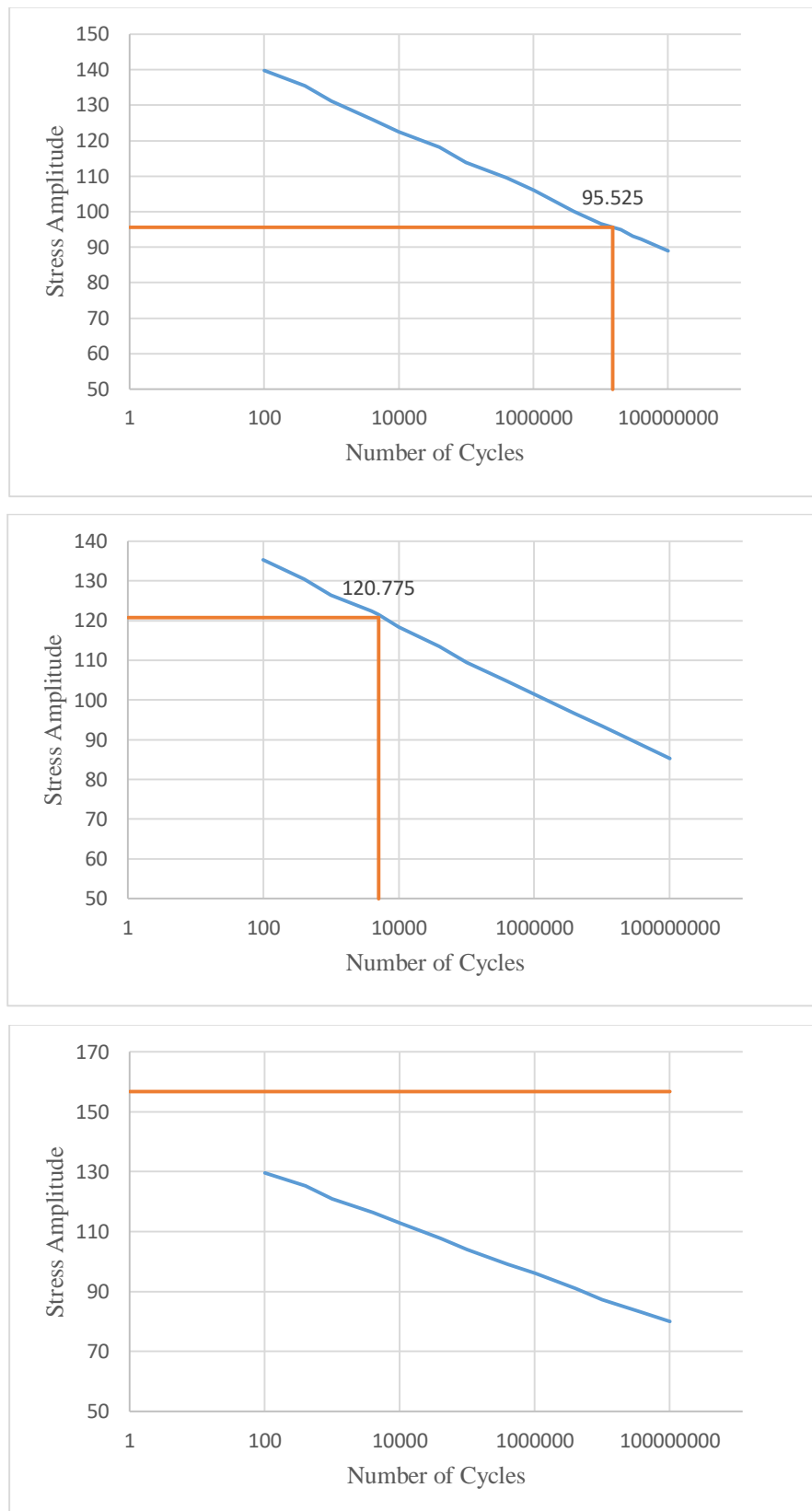


Gambar 4. 29 Grafik variasi massa *e-bike* terhadap *stress* kondisi dinamik akselerasi Aluminium 7075-T6

Dari 3 jenis variasi tebal rangka didapatkan ketiganya berada di bawah nilai *yield stress* aluminium 7075-T6 dengan nilai 119,22 MPa, 135,27 MPa, dan 145,76 MPa untuk variasi 1, 2 dan 3 secara berurutan. Variasi 4 tidak termasuk dalam analisis karena pada keadaan pengereman maksimum telah mengalami *fatal failure* disebabkan perubahan plastis pada rangka.

4.6.4 Mechanical fatiuge Aluminium 7075-T6

Berdasarkan analisis kondisi dinamik pengereman maksimum dan akselerasi maksimum pada sub-bab 4.6.2 dan 4.6.3 maka dapat diketahui *fatigue* akan terjadi pada rangka dengan menggunakan *stress amplitude*, *mean stress* dan *stress ratio* dengan perhitungan menggunakan persamaan Gerber seperti yang dilakukan pada sub-bab 4.3.4.



Gambar 4. 30 Grafik *fatigue Strength model (Stress Range)* Aluminium 7075-T6 pada *Stress Ratio* 0,384 (atas), 0,359 (tengah) dan 0,317 (bawah).

Berdasarkan hasil tes *fatigue* pada Aluminium 7075-T6 yang telah dilakukan pada beberapa studi sebelumnya ditunjukkan pada grafik *fatigue Strength model (Stress Range)* pada aplikasi CES EduPack 2019 dengan stress ratio 0,384, 0,359 dan 0,317 dengan sumbu y sebagai *stress amplitude* dan sumbu x sebagai *Number of Cycles* dan dengan menggunakan persamaan Gerber didapatkan grafik *S-N Curve AA 7075-T6* yang dipengaruhi *mean stress* pada gambar 4. 30, dari gambar tersebut data hasil *fatigue* dapat dilihat pada tabel 4. 21.

Tabel 4. 21 Jumlah siklus *fatigue* pada tiap variasi

Variasi	<i>Stress amplitude</i>	<i>stress ratio</i>	jumlah siklus
1	95,525	0,384	1,5e+07
2	120,775	0,359	5000
3	156,715	0,317	0

Jumlah siklus terbanyak sampai material mengalami *fatigue* terjadi pada variasi 1, yang artinya pada rangka dengan material Aluminium 7075-T6 variasi 1 lebih *reliable* dari pada variasi 2 dan variasi 3 pada material Aluminium 7075-T6 tidak dapat digunakan.

4.6.5 Biaya pada material Aluminium 7075-T6

Biaya pada material, saat material Aluminium 7075-T6 dalam bentuk *billets/ingots/cathodes*. Dengan biaya material per volume sebesar 14700 USD/m³ dan volume rangka utama dan *swingarm* pada tiap variasi tebal rangka pada tabel 4. 19 didapatkan biaya pengadaan material pada tabel 4. 22 berikut berdasarkan kurs dollar terhadap rupiah pada bulan Juni 2020.

Tabel 4. 22 Biaya pengadaan material Aluminium 7075-T6 pada tiap variasi rangka

Variasi	Volume rangka utama dan <i>swingarm</i> (m ³)	biaya (USD/m ³)	biaya pengadaan	biaya pengadaan
1	9,38e-04	14700	\$ 13.79	Rp193.000,00
2	9,11e-04		\$ 13.39	Rp187.000,00
3	8,84e-04		\$ 12.99	Rp182.000,00

4.7 Pengaruh variasi beban pengendara terhadap sifat mekanik rangka

Variasi beban pengendara dilakukan pada 3 jenis material dan 4 jenis variasi geometri di atas untuk melihat performansi rangka yang lebih luas pada beberapa beban pengendara, variasi beban pengendara 60 kg, 70 kg, 90 kg dan 100 kg diambil sebagai beban pengendara yang berada diantara beban pengendara 80 kg sebagai persona konsumen maksimum yang telah ditentukan (Abiyu, 2019).

4.7.1 Kondisi statik

Pada kondisi statik dilakukan hal yang sama sesuai dengan pembagian beban pada sub-bab 4.2.1 dengan menyesuaikan variasi beban pengendara. Dari simulasi didapatkan maksimum *stress* yang terjadi pada rangka pada tabel 4. 23 dengan satuan MPa.

Tabel 4. 23 Hasil dari simulasi kondisi statik variasi beban pengendara

		60 kg	70 kg	90 kg	100 kg
AISI 1020 steel	variasi 1	121,75	142,05	182,66	202,96
	variasi 2	150,46	175,52	225,66	250,73
	variasi 3	261,12	304,67	391,77	
	variasi 4	292,81	341,65	439,33	
AA 6061-T6	variasi 1	122,77	125,11	184,2	204,67
	variasi 2	148,84	173,66	223,3	248,12
	variasi 3	192,88	225,05	289,39	
	variasi 4	261,12	304,67		
AA 7075-T6	variasi 1	122,77	143,25	184,2	204,67
	variasi 2	153,44	179	230,12	255,68
	variasi 3	192,78	224,93	289,23	321,38
	variasi 4	259,33	302,58	389,09	

Pada tabel 4. 23 terlihat 2 warna pada maksimum *stress* yang terjadi, yaitu warna hijau dan merah. Warna hijau artinya maksimum *stress* tidak melebihi *yield stress* dari material sedangkan pada warna merah, maksimum *stress* melebihi *yield stress* dari material dan tabel merah sepenuhnya menandakan simulasi yang tidak perlu dilakukan karena hasil yang akan didapat menunjukkan nilai yang lebih besar dari tabel sebelah kirinya yang telah melebihi *yield stress* dari material. Oleh karena itu, berdasarkan tabel 4. 23 material yang memiliki performansi paling baik diantara ketiga jenis material di atas adalah AA 7075-T6. AA 7075-T6 dapat menahan

semua variasi beban pengendara pada variasi geometri 1, 2, dan 3, tetapi hanya dapat menahan beban pengendara 70 kg pada variasi geometri 4.

4.7.2 Kondisi dinamik

Pada kondisi dinamik dilakukan perhitungan seperti pada sub-bab 4.2.2 dengan memperhitungkan COG dan data geometri yang berubah akibat terjadinya perubahan beban total pada tiap variasi beban pengendara.

Tabel 4. 24 Hasil dari simulasi kondisi dinamik variasi beban pengendara

		60 kg		70 kg		90 kg		100 kg	
AISI 1020 steel	variasi 1	292,6 7	99,33 4	314,8 1	112,0 4	352,7 4	-		-
	variasi 2	353,9 6	-		-		-		-
	variasi 3		-		-		-		-
	variasi 4		-		-		-		-
AA 6061 -T6	variasi 1	267,8 7	72,22 3	289,9 9	-		-		-
	variasi 2	322,7 9	-		-		-		-
	variasi 3		-		-		-		-
	variasi 4		-		-		-		-
AA 7075 -T6	variasi 1	268,2 7	93,68 9	290,3 6	106,4 3	328,1 8	132,0 6	344,2 5	144,9 5
	variasi 2	325,4 8	72,26 8	352,3 3	82,11 4	398,2 8	101,9 3	417,8 2	111,8 9
	variasi 3	396,2 3	79,28 4	428,9 6	90,10 8	485	111,9	508,8 3	111,7 7
	variasi 4	498,2	102,8 8	539,4 3	116,9 6	610,0 3	-		-

Tabel 4. 24 menunjukkan hasil maksimum *stress* dengan satuan MPa dari simulasi pada kondisi dinamik, seperti pada kondisi statik warna hijau menggambarkan maksimum *stress* yang tidak melebihi *yield stress* dari material sedangkan pada warna merah, maksimum *stress* yang melebihi *yield stress* dari material dan tabel merah sepenuhnya menandakan simulasi yang tidak perlu dilakukan karena hasil yang akan didapat menunjukkan nilai yang lebih besar dari tabel sebelah kiri atau atasnya yang telah melebihi *yield stress* dari material. Pada tiap baris dari tiap kolom beban pengendara terbagi menjadi 2 kolom, kolom

sebelah kiri adalah kolom pengereman maksimum dan kolom sebelah kanan adalah kolom akselerasi maksimum. Tabel yang kosong (bertanda “strip”) adalah simulasi akselerasi maksimum yang tidak perlu dilakukan karena beban dinamik pengereman maksimum pada kondisi yang sama telah melebihi *yield stress* dari material. Dari tabel 4. 24 material AA 7075-T6 menunjukkan performansi yang paling baik dengan dapat menahan semua variasi beban pengendara pada variasi geometri 1, 2, dan 3, sedangkan pada variasi geometri 4 hanya dapat menahan beban pengendara maksimum 70 kg.

4.7.3 Fatigue

Dari tabel 4. 24 kondisi dinamik maka fatigue dari tiap kondisi dapat didapatkan, cara yang dilakukan sesuai dengan sub-bab 4.3.4 dengan menyesuaikan *stress ratio*, *mean stress* dan *amplitude stress* dari tiap kondisi.

Tabel 4. 25 Hasil *fatigue* pada variasi beban pengendara

		60 kg	70 kg	90 kg	100 kg
AISI 1020 steel	variasi 1	>10E+08	2,50E+05		
	variasi 2				
	variasi 3				
	variasi 4				
AA 6061- T6	variasi 1	0,00E+00			
	variasi 2				
	variasi 3				
	variasi 4				
AA 7075- T6	variasi 1	>10E+08	>10E+08	2,00E+06	3,00E+05
	variasi 2	1,00E+06	1,00E+05	7,00E+02	0,00E+00
	variasi 3	1,00E+03	0,00E+00	0,00E+00	0,00E+00
	variasi 4	0,00E+00	0,00E+00		

Berdasarkan tabel fatigue yang dihasilkan didapatkan rangka dengan material AA 7075-T6 dan variasi geometri 1 memenuhi semua variasi beban pengendara hingga 100 kg. Pengurangan massa e-bike pada variasi geometri 2 (lihat tabel 4.22) tidak begitu menguntungkan jika dibandingkan dengan pengurangan jumlah siklus pada *fatigue*, sehingga variasi geometri 1 lebih menguntungkan dengan penambahan sedikit massa *e-bike* dan biaya pengadaan rangka.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil dan pembahasan pada BAB IV maka dapat disimpulkan sebagai berikut:

- a) *Deformation* terbesar terjadi di *seat post* sebesar 0,42 mm dan *max equivalent stress* sebesar 162 MPa di sambungan antara *seat post* dan *seat tube*. Rangka existing AISI 1020 steel dapat menahan beban pengendara maksimal yang didesain sebesar 80 kg saat diberikan ke *e-bike*, karena *max equivalent stress* nilainya lebih kecil dari *yielding stress* pada kondisi statik.
- b) *Mechanical fatigue* pada rangka existing AISI 1020 steel akan terjadi pada minimal siklus sekitar 1000 siklus pada beban pengendara 80 kg yang diberikan saat dikendarai pada saat pengereman maksimum pada roda depan dan akselerasi maksimum.
- c) Pengurangan massa *e-bike* dari 21 kg dengan beban pengendara 80 kg didapatkan pada material Aluminium 7075-T6 variasi tebal rangka 1 dan 2 dengan massa *e-bike* 16,270 kg dan 16,194 kg dan dengan jumlah siklus untuk mengalami *fatigue failure* sebesar $1,5 \times 10^7$ dan 5000 secara berurutan tetapi diikuti dengan penambahan biaya pengadaan material sebanyak 2 kali lipat lebih dari Rp81.000,00 pada AISI 1020 steel menjadi Rp193.000,00 pada Aluminium 7075-T6.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

- Abiyu, M. A. (2019). Design Requirements & Objectives pada Urban Skuter Elektris sebagai Penunjang Gaya Hidup Mobilitas Perkotaan Melalui Identifikasi Kebutuhan Persona. *Tugas Akhir*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
- Ashby, M. F. (1999). *Materials Selection in Mechanical Design 2nd edition*. London: Butterworth-Heinemann.
- ASME. (1969). *Criteria of the ASME Boiler and Pressure Vessel Code for Design by Analysis in Sections III and VIII Division 2*. American Society for Mechanical Engineers.
- Barton, D., & Fieldhouse, J. (2018). *Automotive Chassis Engineering*. Cham: Springer.
- Callister, W., & Rethwisch, D. (2010). *Materials Science and Engineering: An Introduction*. John Wiley & Sons, Inc.
- Cossalter, V. (2006). *Motorcycle Dynamics*. Morrisville, United States: LULU.
- Fierro, J. P., Fierro, L. A., & Suárez, H. E. (2019). Structural Evaluation of Bamboo Bike Frames: Experimental and Numerical Analysis. In H. Suárez, *Strength of Materials*. Interchopen.
- Fuchs, H., & Stephens, R. (1980). *Metal Fatigue in Engineering*. New York: John Wiley & Sons.
- Gupta, R. (2016). Analysis of Mountain Bike Frame by F.E.M. *IOSR Journal Of Mechanical And Civil Engineering (IOSR-JMCE)*, 13(2), 1-12.
- Hibbeler, R. C. (2014). *Mechanics of Materials 9th edition*. Upper Saddle River, NJ.: Pearson Education Inc.
- Kondaiah, T., & Kumar, D. (2016). Shape And Material Optimization of A Two Wheeler Front Suspension Frame For Pipe Type And Rectangular Cross Sections. *International Journal of Emerging Trends in Engineering Research*, 4(6), 41-49.

- McMahon, C., Woods, S., Weaver, R., & Giorgetti, M. (2016). Sporting Materials: Bicycle Frames. *Reference Module in Materials Science and Materials Engineering*, 1-5.
- Moré, J. L. (2011). Comparison between a tubular frame and a beam frame. *Master Theses*. Milano: Politecnico di Milano.
- Peterson, L., & Londry, K. (1986). Finite-Element Structural Analysis: A New Tool for Bicycle Frame Design: The Strain Energy Design Method. *Bike Tech: Bicycling Magazine's Newsletter for the Technical Enthusiast*, 5, 2.
- Selmer, H. L., Tencati, P. A., & Shweiki, S. (2017). Design and Optimization of a SAE Baja Chassis. *Bachelor Theses*. Worcester: Worcester Polytechnic Institute Digital WPI.
- Slaiman, H. (2018). Strength and Stiffness Analysis of Motorcycle Frame. *Master's Final Degree Project*. Kaunas: Kaunas University of Technology.
- Solanki, V., & Vaishya, R. (2018). Finding Optimum Diameter and Thickness of AISI 1020 Tube for Manufacturing Go-Kart Chassis. *International Journal of New Technology and Research (IJNTR)*, 4(4), 06-10.
- Syehan, A., Pamungkas, A. T., & Sumarsono, D. A. (2019). Static Simulation of e-Bike Tilting Threewheeled Frame Structure Using The Finite Element Method. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 494, 012088.
- Woodward, A. R., Gunn, K. W., & Forrest, G. (1956). The Effect of Mean Stress on the Fatigue of Aluminum Alloys. *The International Conference on Fatigue of Metals* (pp. 158-170). London: Institution of Mechanical Engineers.
- Yahr, G. T. (1997). Fatigue Design Curves for 6061-T6 Aluminum. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 119(2), 211-215.
- Yang, T. Y. (1986). *Finite element structural analysis*. Englewood Cliffs, N.J.: Prentice Hall.
- Zienkiewicz, O., & Taylor, R. (2000). *The Finite Element Method Fifth edition Volume 1: The Basis*. Butterworth Heinemann.

LAMPIRAN

- AISI 1020 steel

Table 12 Carbon steel compositions

Applicable to semifinished products for forging, hot-rolled and cold-finished bars, wire rods, and seamless tubing

UNS number	SAE-AISI number	Cast or heat chemical ranges and limits, % ^(a)			
		C	Mn	P max	S max
G10200	1020	0.18-0.23	0.30-0.60	0.040	0.050

Table 13 Carbon steel compositions

Applicable only to structural shapes, plates, strip, sheets, and welded tubing

UNS number	SAE-AISI number	Cast or heat chemical ranges and limits, % ^(a)			
G10200	1020	0.17-0.23	0.30-0.60	0.040	0.050

Table 14 Composition ranges and limits for merchant quality steels

SAE-AISI number	Cast or heat chemical ranges and limits, % ^(a)			
	C	Mn	P max	S max
M1020	0.17-0.24	0.25-0.60	0.04	0.05

- AA 6061-T6

Table 2 Composition of wrought unalloyed aluminum and wrought aluminum alloys

Grade designation				Composition, wt%														
Aluminum Association	UNS No.	ISO R209	No.	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	Ga	V	Specified other elements	Ti	Unspecified other elements		Al, minimum
																Each	Total	
6061	A96061	AlMg1SiCu		0.40-0.8	0.7	0.15-0.40	0.15	0.8-1.2	0.04-0.35	...	0.25	0.15	0.05	0.15	rem

Table 4 ISO equivalents of wrought Aluminum Association international alloy designations

Aluminum Association international designation	ISO designation
6061	AlMg1SiCu

Table 83 Typical mechanical properties of alloy 6061

Temper	Tensile strength		Yield strength		Elongation, %		Shear strength	
	MPa	ksi	MPa	ksi	1.6 mm ($\frac{1}{16}$ in.) thick specimen	13 mm ($\frac{1}{2}$ in.) diam specimen	MPa	ksi
Bare 6061								
O	124	18	55	8	25	30	83	12
T4, T451	241	35	145	21	22	25	165	24
T6, T651	310	45	276	40	12	17	207	30
Alclad 6061								
O	117	17	48	7	25	...	76	11
T4, T451	228	33	131	19	22	...	152	22

- AA 7075-T6

Table 2 Composition of wrought unalloyed aluminum and wrought aluminum alloys

Grade designation				Composition, wt%													
Aluminum Association	UNS No.	ISO R209 No.	Si	Fe	Cu	Mn	Mg	Cr	Ni	Zn	Ga	V	Specified other elements	Ti	Unspecified other elements		Al, minimum
															Each	Total	
7075	A97075	AlZn5.5MgCu	0.40	0.50	1.2-2.0	0.30	2.1-2.9	0.18-0.28	...	5.1-6.1	(b)	0.20	0.05	0.15	rem

Table 4 ISO equivalents of wrought Aluminum Association international alloy designations

Aluminum Association international designation	ISO designation
7075	Al Zn5.5MgCu

Table 8 Typical mechanical properties of various aluminum alloys

Alloy and temper	Ultimate tensile strength		Tensile yield strength		Elongation 50 mm (2 in.), %		Hardness HB ^(a)	Ultimate shearing strength		Fatigue endurance limit ^(b)		Modulus of elasticity ^(c)	
	MPa	ksi	MPa	ksi	1.6 mm ($\frac{1}{16}$ in.) thick specimen	1.3 mm ($\frac{1}{2}$ in.) diam specimen		MPa	ksi	MPa	ksi	GPa	10 ⁶ psi
7075-T6, T651	570	83	505	73	11	11	150	330	48	160	23	72	10.4
Alclad 7075-T6, T651	525	76	460	67	11	315	46	72	10.4

Halaman ini sengaja dikosongkan

BIODATA PENULIS



Penulis lahir di kota Bandar Lampung, provinsi Lampung pada 4 Januari 1997. Penulis menempuh pendidikan di MI Diniyyah Putri Lampung (2003 – 2009), SMP IT Abu Bakar Yogyakarta (2009 – 2012), SMAN 1 Yogyakarta (2013 – 2016), dan pendidikan S-1 di Departemen Teknik Fisika , Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember. Selama menjadi mahasiswa, penulis aktif di Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan karena ketertarikan penulis di dunia transportasi. Penulis juga pernah menjadi koordinator Kelompok Studi Energi (KSE) di Laboratorium Rekayasa Energi dan Pengkondisian Lingkungan pada tahun kepengurusan 2018 – 2019. Pada Juni – Agustus penulis melakukan *internship* di PT. Dirgantara Indonesia Departemen Aerodinamika. Pada *internship* tersebut penulis melakukan analisis *Hinge Moment* pada *Rudder* pesawat N-219 milik PT. Dirgantara Indonesia. Penulis dapat dihubungi melalui *e-mail* rodzan.iskandar@gmail.com.