



TESIS - TM185400

DESAIN DAN *PROTOTYPING*
***STEERING KNUCKLE* MOBIL FORMULA LISTRIK**
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
MENGGUNAKAN METODE OPTIMASI TOPOLOGI

YULIANTO

NRP. 02111650050005

DOSEN PEMBIMBING

ALIEF WIKARTA, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.

PROGRAM MAGISTER

BIDANG KEAHLIAN DESAIN SISTEM MEKANIKAL

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2019



TESIS - TM185400

DESAIN DAN *PROTOTYPING*
***STEERING KNUCKLE* MOBIL FORMULA LISTRIK**
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
MENGGUNAKAN METODE OPTIMASI TOPOLOGI

YULIANTO

NRP. 02111650050005

DOSEN PEMBIMBING

ALIEF WIKARTA, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.

PROGRAM MAGISTER

BIDANG KEAHLIAN DESAIN SISTEM MEKANIKAL

DEPARTEMEN TEKNIK MESIN

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI

INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER

SURABAYA

2019

(halaman ini sengaja dikosongkan)

LEMBAR PENGESAHAN

Tesis ini disusun untuk memenuhi salah satu syarat memperoleh gelar

Magister Teknik (M.T.)

di

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :


Yulianto

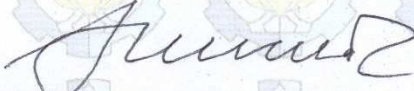
NRP. 02111650050005

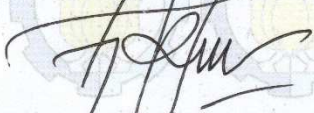
Tanggal ujian : 22 Januari 2019

Periode wisuda : Maret 2019

Disetujui oleh :



1. Alief Wikarta, S.T., M.Sc. Eng., Ph.D. (Pembimbing)
NIP. 198202102006041002


2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D. (Penguji)
NIP. 195106051978031002


3. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA. (Penguji)
NIP. 196508101991021001


4. Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D. (Penguji)
NIP. 197909262005011001

Dekan Fakultas Teknologi Industri,


Dr. Bambang Lelono Widjiantoro, S.T., M.T.
NIP. 196905071995121001

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DESAIN DAN *PROTOTYPING*
***STEERING KNUCKLE* MOBIL FORMULA LISTRIK**
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
MENGGUNAKAN METODE OPTIMASI TOPOLOGI

Nama : Yulianto
Nomor Mahasiswa : 02111650050005
Pembimbing : Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.

ABSTRAK

Pengurangan bobot kendaraan mobil formula sangat diperlukan untuk mengurangi konsumsi energi yang dibutuhkan. *Steering knuckle* merupakan komponen kritis yang perlu diperhatikan karena merupakan titik pivot dari sistem kemudi kendaraan. Komponen yang ringan dan memiliki kekuatan yang tinggi merupakan tuntutan yang harus dipenuhi pada mobil balap. Kendala dalam pemenuhan persyaratan ringan dan kuat tersebut menjadikan alasan penggunaan optimasi topologi sebagai metode untuk mereduksi massa komponen. Penelitian terdahulu banyak yang membahas tentang optimasi pada *steering knuckle*. Penggunaan optimasi topologi dipakai oleh peneliti yang terdahulu hanya untuk mengurangi massa saja, tanpa ada batasan dalam proses permesinan yang digunakan.

Desain 3D awal digunakan untuk mengetahui distribusi tegangan yang terjadi. Pengamatan dilakukan pada pemodelan awal sesuai pada kondisi operasi kendaraan menggunakan bantuan perangkat lunak elemen hingga. Sebelum simulasi optimasi topologi, perlu diketahui terlebih dahulu apakah desain awal memenuhi syarat untuk dioptimasi. Penelitian ini divariasikan pengurangan massanya pada saat simulasi topologi dengan pengurangan sebesar 60%, 70%, dan 80%. Setelah proses simulasi topologi, dilakukan proses penghalusan pada komponen supaya dapat dikerjakan pada proses manufaktur sesuai dengan kondisi batas yang ditentukan menggunakan mesin CNC *milling 3-axis*. Hasil penghalusan divalidasi kembali menggunakan metode elemen hingga untuk dapat diketahui keamanan komponen tersebut.

Hasil yang didapat setelah proses simulasi mampu mengurangi massa komponen *steering knuckle* mobil formula listrik Institut Teknologi Sepuluh Nopember sebesar 14,34% yaitu pada komponen optimum dengan pengurangan massa pada simulasi topologi sebesar 80% dan massanya menjadi 493,5 [g]. Hasil analisis elemen hingga pada desain akhir didapatkan tegangan maksimum sebesar 254 [MPa] dan perpindahan maksimum sebesar 0,0236 [mm]. Hasil *prototyping* menunjukkan bahwa desain akhir yang diusulkan mampu dikerjakan dengan CNC *milling 3-axis* dengan massa hasil proses manufaktur sama dengan hasil simulasi.

Kata kunci : CNC 3-axis, formula listrik, optimasi topologi, pengurangan massa, *steering knuckle*.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

**DESIGN AND PROTOTYPING OF STEERING KNUCKLE
FOR INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOPEMBER
FORMULA CAR
USING TOPOLOGY OPTIMIZATION METHOD**

Student Name : Yulianto
Student Identity Number : 02111650050005
Supervisor : Alief Wikarta, S.T., M.Sc.Eng., Ph.D.

ABSTRACT

Nowdays, a decrease of vehicle quality is needed for reducing the needed energy consumption. Steering knuckle is a critical component that needed to be noticed since it is pivot point of vehicle steering system. The light component and has high power is a demand which has to be qualified on hotrod. The problem of acquirement easy and powerful conditions becomes a reason of the use of topology optimization as a method for reducing mass of component. The previous research that discussed optimization on steering knuckle.

Initial design that used to find out stress distribution that happened. Observation was conducted on initial model based on condition of vehicle operation using finite element software. We know that whether initial design simulation of topology optimization meets requirement to be optimized before simulation of topology optimization. This study varied the mass reduction during topology simulation with a reduction of 60%, 70%, and 80%. After optimization process, smoothing process was conducted on components in order to be able to run on manufacturing process based on limit condition which determined using CNC milling 3-axis. The result of smoothing process was revalidated using finite element method then it can be found out the safety of the components.

The result that can be obtain after simulation process is able to reduce mass of steering knuckle component electrical formula car Institut Teknologi Sepuluh Nopember by 14,34% from the optimum third component. The result of component analysis to the final design can be obtain that maximum stress of 254,5 [MPa] and the maximum displacement of 0,0236 [mm]. The result of prototyping shows that the proposed design is capable of being conducted using CNC milling 3-axis.

Key words : CNC 3-axis, formula electric, topology optimization, mass reduction, steering knuckle.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan ke hadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya sehingga dapat menyelesaikan Tesis sesuai dengan waktu yang telah ditentukan. Tesis ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan magister di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya (ITS). Terima kasih yang sebesar-besarnya kepada pihak Lembaga Pengelola Dana Pendidikan (LPDP) yang sudah memberikan dukungan berupa materi sehingga studi lanjut magister di ITS dapat terwujud. Penyelesaian tesis ini melibatkan banyak pihak, sehingga tidak lupa rasa terima kasih saya ucapkan kepada :

1. Alief Wikarta, S.T., M.Sc., Eng., Ph.D., selaku dosen pembimbing yang dengan sepenuh hati telah memberikan arahan dalam penyusunan tesis ini.
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D., Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA., serta Achmad Syaifudin, S.T., M.Eng., Ph.D., selaku dosen penguji yang telah meluangkan waktu dan memberikan sumbang pikiran demi kesempurnaan tesis ini.
3. Kedua orang tua yang selalu memberikan doa yang terbaik kepada anak-anaknya.
4. Istri tercinta Noviani Widiharningrum yang telah memberikan dukungan moril serta doa yang dipanjatkan demi kelancaran dalam studi ini.
5. Anakku Nabila Arsy Khairani yang selalu menjadi penyemangat untuk menyelesaikan studi.
6. Kakakku Ika Kristanti, adikku Resti Kristanti, serta keluarga besarku yang banyak memberikan dukungan moril.
7. Desain Sistem Mekanikal 2016 : Edwin Ramadhani Sampurna, Elisa Sulistiyorini, Auliana Diah Wilujeng, serta Ferly Isnomo Abdi yang telah bantu-membantu dalam hal kebaikan selama studi di ITS, suka maupun duka yang selama ini dilalui akhirnya berbuah manis.
8. *Civitas academica* ITS atas fasilitas serta informasi yang bermanfaat demi kelancaran selama studi.

9. Teman-teman S2 yang sudah saling mendukung, dan semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu terima kasih banyak atas semua yang telah diberikan semoga kebaikan kalian dapat dibalas oleh Tuhan Yang Maha Esa.

Besar harapan saya agar tesis ini dapat digunakan dengan baik dan dapat bermanfaat bagi kita semua. Kritik dan saran dari pembaca sangat membantu untuk menjadikan tesis ini lebih sempurna bagi penelitian selanjutnya dan dapat digunakan untuk acuan penelitian lanjut.

Surabaya, 28 Januari 2019

Penulis,

Yulianto

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	v
<i>ABSTRACT</i>	vii
KATA PENGANTAR	ix
DAFTAR ISI	xi
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xviii
BAB 1 PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	4
1.3 Tujuan Penelitian	4
1.4 Batasan Masalah	4
1.5 Manfaat Penelitian	4
BAB 2 KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI.....	7
2.1 Kajian Pustaka	7
2.2 Optimasi Struktur	14
2.2.1 Optimasi ukuran	17
2.2.2 Optimasi bentuk.....	18
2.2.3 Optimasi topologi	18
2.3 Prosedur Metode Optimasi Struktur	20
2.4 Metode Elemen Hingga	21
2.5 Perangkat Lunak Elemen Hingga	22
2.6 Sistem Pengereman Kendaraan.....	23
2.7 Dinamika Kendaraan Berbelok.....	24
BAB 3 METODE PENELITIAN.....	27
3.1 Diagram Alir Penelitian	27

3.2 Studi Literatur	28
3.3 Analisis Gaya	28
3.3.1 Analisis pada kondisi datar dengan perlambatan	30
3.3.2 Analisis pada kondisi jalan datar berbelok dengan perlambatan.....	34
3.4 Simulasi Kekuatan Material.....	39
3.4.1 Pemilihan material.....	40
3.4.2 Analisis elemen hingga dan <i>fatigue</i>	40
3.5 Simulasi Optimasi Topologi	44
3.6 Batasan Manufaktur	45
3.7 <i>Prototyping</i>	47
BAB 4 HASIL DAN PEMBAHASAN.....	49
4.1 Hasil Simulasi Optimasi Topologi.....	49
4.2 Proses Penghalusan	53
4.3 Analisis Struktural	60
4.3.1 Simulasi tegangan statis	60
4.3.2 Simulasi <i>fatigue</i>	70
4.4 Batasan Manufaktur	75
4.4.1 Komponen pertama.....	75
4.4.2 Komponen kedua.....	76
4.4.3 Komponen ketiga.....	77
4.5 Realisasi Desain	78
BAB 5 KESIMPULAN.....	83
5.1 Kesimpulan	83
5.2 Saran	83
DAFTAR PUSTAKA	85
BIOGRAFI PENULIS	87

DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	<i>Steering Knuckle</i>	2
Gambar 1.2	Desain Mobil Formula Listrik ITS	3
Gambar 2.1	<i>Design Variables (t_1-t_4) of Knuckle Component</i>	8
Gambar 2.2	<i>CAD Model of Steering Knuckle</i>	8
Gambar 2.3	(a) <i>Steering Knuckle</i> , (b) Optimal Desain <i>Steering Knuckle</i>	10
Gambar 2.4	(a) CAD Model Sebelum Optimasi, (b) Model Hasil Optimasi....	10
Gambar 2.5	(a) <i>Steering Knuckle Model</i> , (b) <i>Steering Knuckle Shape Optimized</i>	10
Gambar 2.6	(a) Model Sebelum Optimasi, (b) Model Setelah Optimasi.....	12
Gambar 2.7	(a) <i>Model of Existing Component</i> , (b) <i>Model of Optimized Component</i>	13
Gambar 2.8	Ilustrasi Perbandingan Optimasi Ukuran, Bentuk, dan Topologi..	16
Gambar 2.9	Proses Optimasi Topologi	19
Gambar 2.10	Ilustrasi Perpindahan Beban : (a) Saat Terjadi Percepatan, (b) Saat Terjadi Perlambatan.....	24
Gambar 2.11	Gaya Sentrifugal Saat Kendaraan Belok	25
Gambar 2.12	Ilustrasi Perpindahan Beban : (a) Saat Belok Kanan, (b) Saat Belok Kiri.....	26
Gambar 3.1	Diagram Alir Penelitian.....	27
Gambar 3.2	<i>Steering Knuckle</i> Mobil Formula Listrik ITS.....	28
Gambar 3.3	Posisi <i>Steering Knuckle</i> Terhadap Tumpuan Roda, (a) Pandangan Depan, (b) Pandangan Isometrik	29
Gambar 3.4	DBB Kendaraan Pada Kondisi Jalan Datar Dengan Pengereman.	30
Gambar 3.5	DBB Roda Depan Saat Pengereman di Jalan Datar	32
Gambar 3.6	DBB Kendaraan Saat Berbelok Pada Bidang $x-y$	34
Gambar 3.7	DBB Kendaraan Saat Berbelok Pada Bidang $x-z$	35
Gambar 3.8	DBB Roda Depan pada Bidang $y-z$	36
Gambar 3.9	DBB Roda Kendaraan pada Bidang $y-z$	37

Gambar 3.10	Desain Awal : (a) Pandangan Atas, (b) Pandangan Isometrik, (c) Pandangan Depan, (d) Pandangan Samping.....	39
Gambar 3.11	Kondisi Pembebanan Saat Lurus dan Pengereman	41
Gambar 3.12	Kondisi Pembebanan Saat Belok dan Pengereman	42
Gambar 3.13	Grafik Hubungan Antara Tegangan Maksimum dengan Ukuran <i>Meshing</i>	43
Gambar 3.14	Diagram Alir Proses Optimasi Topologi.....	44
Gambar 3.15	Pengaturan Pengurangan Massa	46
Gambar 3.16	Penentuan Arah Pengerjaan Pada Mesin <i>Milling</i> CNC : (a) Pandangan Samping, (b) Pandangan Isometrik.....	46
Gambar 3.17	Jenis Alat Potong yang Digunakan.....	47
Gambar 3.18	Mesin CNC 3-axis yang Digunakan.....	48
Gambar 4.1	Skema Proses Simulasi Optimasi Topologi	50
Gambar 4.2	<i>Meshing</i> dan Kondisi Batas	50
Gambar 4.3	Hasil Simulasi Optimasi Topologi Pengurangan Massa 60% : (a) Massa Awal dan Hasil, (b) Hasil Pengurangan Massa.....	51
Gambar 4.4	Hasil Simulasi Optimasi Topologi Pengurangan Massa 70% : (a) Massa Awal dan Hasil, (b) Hasil Pengurangan Massa.....	51
Gambar 4.5	Hasil Simulasi Optimasi Topologi Pengurangan Massa 80% : (a) Massa Awal dan Hasil, (b) Hasil Pengurangan Massa.....	52
Gambar 4.6	Proses Penghalusan Komponen Pertama.....	53
Gambar 4.7	Komponen Pertama	54
Gambar 4.8	Proses Penghalusan Komponen Kedua	55
Gambar 4.9	Komponen Kedua	55
Gambar 4.10	Proses Penghalusan Komponen Ketiga	56
Gambar 4.11	Komponen Ketiga.....	57
Gambar 4.12	Grafik Perbandingan Massa Hasil Simulasi dengan Hasil Proses Penghalusan.....	58
Gambar 4.13	Perbedaan Komponen Kedua dengan Komponen Ketiga	59
Gambar 4.14	Grafik Hasil Tegangan Maksimum	62
Gambar 4.15	Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Pertama Plot Tegangan	63

Gambar 4.16	Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Pertama Plot Perpindahan	64
Gambar 4.17	Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Kedua Plot Tegangan	65
Gambar 4.18	Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Kedua Plot Perpindahan	66
Gambar 4.19	Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Ketiga Plot Tegangan	67
Gambar 4.20	Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Ketiga Plot Perpindahan	68
Gambar 4.21	Hasil Simulasi Analisis Struktural Produk yang Sudah Ada Plot Tegangan	69
Gambar 4.22	Hasil Simulasi Analisis Struktural Produk yang Sudah Ada Plot Perpindahan	70
Gambar 4.23	Hasil Simulasi <i>Fatigue</i> Parameter <i>Life</i> Minimum.....	72
Gambar 4.24	Hasil Simulasi <i>Fatigue</i> Parameter <i>Damage</i> Maksimum	72
Gambar 4.25	Hasil Simulasi <i>Fatigue</i> Parameter <i>Load Factor</i>	73
Gambar 4.26	Hasil Simulasi Kelelahan Komponen Pertama.....	74
Gambar 4.27	Hasil Simulasi Kelelahan Komponen Kedua	74
Gambar 4.28	Hasil Simulasi Kelelahan Komponen Ketiga.....	75
Gambar 4.29	Hasil Simulasi Kelelahan Komponen yang Ada	75
Gambar 4.30	Pemeriksaan Geometri untuk Proses Manufaktur Komponen Kedua	76
Gambar 4.31	Arah Pengerjaan Komponen.....	78
Gambar 4.32	Ilustrasi Pengerjaan Prototipe Langkah Pertama.....	79
Gambar 4.33	Ilustrasi Pengerjaan Prototipe Langkah Kedua	80
Gambar 4.34	Ilustrasi Saat <i>Surface Milling</i>	80
Gambar 4.35	<i>Prototyping</i>	82

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Matriks Perbandingan Pustaka	13
Tabel 3.1	Spesifikasi Mobil Formula Listrik ITS	29
Tabel 3.2	Kondisi Pembebanan pada Jalan Lurus dengan Pengereman	38
Tabel 3.3	Kondisi Pembebanan pada Jalan Berbelok dengan Pengereman	39
Tabel 3.4	<i>Material Properties of Aluminum 7075-T6</i>	41
Tabel 3.5	Data Uji Konvergensi <i>Meshing</i>	42
Tabel 3.6	Batasan Geometri	46
Tabel 3.7	Alat Potong yang Digunakan	47
Tabel 3.8	Spesifikasi Mesin CNC <i>3-axis</i> yang Digunakan.....	48
Tabel 4.1	Massa Hasil Proses Optimasi dengan Hasil Proses Penghalusan	57
Tabel 4.2	Tabel Hasil Simulasi Analisis Struktural	61
Tabel 4.3	Hasil Simulasi Kelelahan	71
Tabel 4.4	Perbandingan Massa Komponen Setelah Pemeriksaan Geometri.....	77

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB 1

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Konsumsi energi merupakan hal utama yang menjadi perhatian dalam industri otomotif. Banyak hal yang menyebabkan konsumsi energi suatu kendaraan meningkat. Perilaku berkendara merupakan salah satu faktor penyebabnya, selain itu bobot kendaraan juga menyebabkan konsumsi energi menjadi boros. Seiring dengan masalah tersebut, banyak industri otomotif yang melakukan pengurangan bobot kendaraan yang diproduksi pada bagian-bagian tertentu seperti *engine*, suspensi, bodi, dan lain-lain. Pengurangan massa dari suatu komponen-komponen tersebut dapat berkontribusi terhadap pengurangan bobot kendaraan secara keseluruhan sehingga menjadi lebih ringan dan konsumsi energi menjadi lebih irit.

Penelitian desain kendaraan dengan bobot yang ringan dan hemat biaya saat ini sedang meningkat. *Optimization tools* dan *Computer Aided Engineering (CAE)* merupakan suatu perangkat yang dapat digunakan sebagai bantuan *engineers* melakukan perubahan desain agar dapat memenuhi persyaratan kendaraan dengan bobot yang ringan. CAE digunakan untuk memverifikasi desain tanpa harus membuat prototipe dengan tujuan mengurangi biaya pembuatan produk. Metode yang digunakan untuk pengurangan bobot kendaraan sangat beragam. Penerapan teknologi material, teknik desain, proses fabrikasi, optimasi desain, dan masih banyak lagi metode yang dapat dilakukan untuk tujuan pengurangan bobot kendaraan (Kaya, et al., 2010). Pengurangan bobot tersebut dapat dilakukan pada tiap komponen yang terdapat pada suatu kendaraan sesuai dengan persyaratan yang harus dipenuhi.

Optimasi desain banyak dikembangkan pada komponen-komponen otomotif. Penggunaan optimasi pada komponen otomotif mampu menghasilkan suatu komponen yang efisien baik dari proses manufaktur, volume, maupun biaya produksi. Terdapat banyak komponen kritis pada suatu kendaraan yang mengalami pembebanan statis maupun siklis. *Steering knuckle* misalnya, adalah komponen penting dalam mobil yang menghubungkan sistem suspensi, kemudi, hub roda dan

rem ke sasis. *Steering knuckle* merupakan suatu komponen yang mentransfer semua gaya ke sasis melalui sistem suspensi. Komponen tersebut mengalami berbagai beban dalam situasi yang berbeda, tanpa mempengaruhi karakteristik kinerja kendaraan. Desain *steering knuckle* didasarkan pada berbagai pembebanan yang beraksi saat kendaraan berada dalam keadaan dinamis.

Beberapa teknik optimasi terkait dengan hal tersebut adalah optimasi topologi, optimasi bentuk, optimasi ukuran, serta optimasi topografi. Optimasi topologi merupakan proses optimasi yang memberikan tata letak material yang optimal sesuai dengan desain ruang dan batasan beban (Yegateela, et al., 2016). Pendekatan optimasi topologi digunakan untuk menemukan distribusi material yang seimbang mengikuti jalur beban yang terjadi. Proses optimasi topologi, terbukti sangat efektif dalam menentukan topologi struktur perancangan awal untuk pengembangan komponen pada tahap desain konseptual (Kaya, et al., 2010). Berat dari *steering knuckle* dapat dioptimalkan dengan cara pengurangan massanya sehingga berkontribusi dalam penurunan bobot kendaraan yang berdampak pada efisiensi energi yang digunakan. Mengatasi masalah optimasi topologi maka harus ditentukan tiga parameter yaitu variabel desain (densitas material), tujuan perancangan (pengurangan berat) dan batasan desain (volume).



Gambar 1.1 *Steering Knuckle*
(Admin, 2018)



Gambar 1.2 Desain Mobil Formula Listrik ITS
(Cahyadi, 2018)

Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) saat ini sedang merancang sebuah mobil balap formula listrik yang akan digunakan untuk mengikuti kompetisi *Student Formula Japan* (SFJ) seperti yang terlihat pada Gambar 1.2. Atas dasar pertimbangan pengurangan bobot kendaraan yang dirancang, maka akan dilakukan optimasi pada komponen yang ada di dalamnya. Karena itulah dalam penelitian ini, penggunaan optimasi topologi pada komponen *steering knuckle* akan dilakukan supaya dapat tercapai tujuan pengurangan bobot tersebut. Hasil optimasi topologi pada umumnya menghasilkan geometri yang kompleks sehingga perlu adanya batasan-batasan dalam hal proses pengerjaannya. Penggunaan mesin CNC 3-axis diterapkan pada batasan proses manufakturnya atas dasar masih minimnya penggunaan 3D *printing* untuk logam dan dengan alasan lebih ekonomis. Alat potong juga perlu dibatasi agar dalam pengerjaannya menjadi lebih mudah dan proses produksi dapat lebih cepat.

Terdapat sedikit perbedaan dari komponen tersebut yaitu diameter lubang lebih besar daripada produk yang umum di pasaran karena pada komponen tersebut menopang motor listrik sebagai penggerak yang langsung dihubungkan dengan sumbu roda. *Steering knuckle* mobil formula listrik ini juga difungsikan sebagai rumah *gearbox* dari motor listrik yang digunakan untuk memindahkan daya. Keberhasilan dari optimasi tidak terlepas dari faktor desain, pemilihan material, dan proses pembuatan. Perangkat lunak *Computer Aided Design* (CAD) digunakan untuk membantu dalam perancangan awal dan perangkat lunak CAE digunakan

untuk memverifikasi hasil dalam hal analisis kekuatan tanpa harus melakukan uji laboratorium.

1.2 Perumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah dijabarkan di atas, maka dapat dirumuskan permasalahannya sebagai berikut :

1. Bagaimana mengurangi massa dari desain *steering knuckle* dengan metode optimasi topologi?
2. Bagaimana membuat prototipe *steering knuckle* hasil dari optimasi topologi menggunakan mesin CNC 3-axis dengan batasan alat potong yang digunakan dan dengan arah pengerjaan yang ditentukan?

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Reduksi massa komponen *steering knuckle* mobil formula listrik ITS.
2. Membuat prototipe *steering knuckle* hasil optimasi menggunakan mesin CNC 3-axis.

1.4 Batasan Masalah

Penelitian ini memiliki beberapa batasan masalah, antara lain sebagai berikut :

1. Simulasi optimasi topologi menggunakan perangkat lunak *ANSYS AIM 19.2 Student version*.
2. Simulasi elemen hingga menggunakan perangkat lunak *Solidworks 2017 educational version*.
3. Komponen *steering knuckle* yaitu dari *existing product* yang sudah didesain sebelumnya oleh tim desain formula listrik ITS.
4. Analisis beban ditentukan yaitu pada saat kendaraan dalam kondisi jalan lurus dan berbelok yang disertai pengereman.

1.5 Manfaat Penelitian

1. Memberikan hasil yang maksimal pada mobil formula listrik yang akan digunakan untuk mengikuti kejuaraan SFJ.

2. Memberikan kontribusi pada pengembangan kendaraan hemat energi dengan cara mengurangi bobot kendaraan yang saat ini sedang dilakukan riset oleh tim mobil listrik nasional ITS.
3. Kontribusi yang lain pada penelitian ini adalah penerapan metode optimasi topologi untuk memudahkan desainer untuk membuat desain konseptual supaya dapat mempercepat waktu desain.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

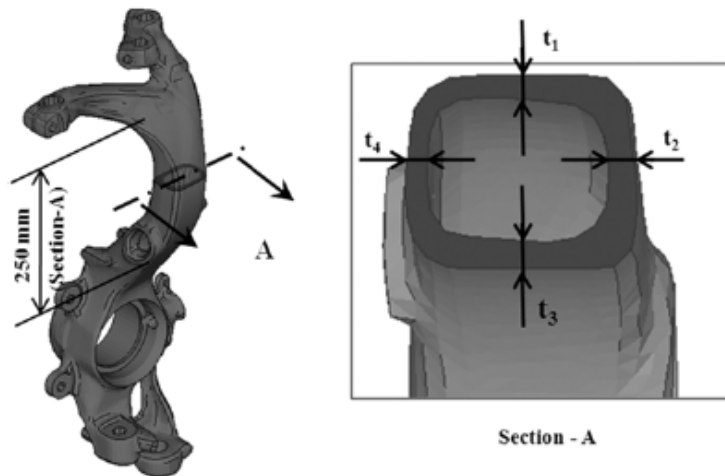
BAB 2

KAJIAN PUSTAKA DAN DASAR TEORI

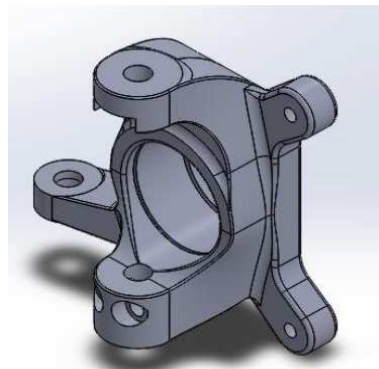
2.1 Kajian Pustaka

Penggunaan optimasi pada suatu komponen *knuckle* sudah banyak dilakukan oleh peneliti-peneliti yang terdahulu. Penelitian (Yong Song & Lee, 2011) membahas optimasi desain berbasis keandalan dari komponen pada sistem suspensi yaitu *steering knuckle*. Desain awal dibuat berdasarkan spesifikasi kendaraan yang sebenarnya. Analisis elemen hingga dilakukan menggunakan *Abaqus* dan solusi optimal probabilistik diperoleh melalui *Moving Least Squares Method* (MLSM) dalam konteks perkiraan optimasi. Meminimalkan berat komponen *steering knuckle* yang dikenakan pada tegangan, deformasi, dan batasan frekuensi untuk memenuhi keandalan target yang diberikan. Untuk pemodelan fungsi kendala ketidaksamaan, metode *Constraint Feasible Moving Least Squares Method* (CF-MLSM) digunakan dalam penelitian ini. Aplikasi penggunaan metode optimasi seperti yang terlihat pada Gambar 2.1.

Penelitian tentang kekakuan dan analisis mode normal dari *steering knuckle* diperoleh dengan menggunakan metode analisis elemen hingga menggunakan *Hypermesh* dan *ANSYS Workbench* dengan memberikan kondisi batas yang diperlukan dengan menggunakan perangkat seperti *Radioss* dilakukan oleh (Yegateela, et al., 2016). Pengoptimalan dilakukan dengan menggunakan *OptiStruct*. Pengurangan massa dilakukan dengan menggunakan teknik pengoptimalan topologi dengan memenuhi kendala yang diperlukan seperti kekuatan, kekakuan, target getaran, dan analisis yang sesuai dilakukan pada komponen yang dioptimalkan. Model solid komponen seperti yang terlihat pada Gambar 2.2. Arah desain yang diberikan oleh *OptiStruct* digunakan untuk melakukan modifikasi desain dan dengan beberapa iterasi, desain yang optimal memenuhi semua kendala yang diberikan dan batasan beban yang akan dialami selama siklus penggunaannya. Analisis statis linier dan analisis mode normal menggunakan *Radioss*.



Gambar 2.1 *Design Variables (t_1 - t_4) of Knuckle Component*
(Yong Song & Lee, 2011)

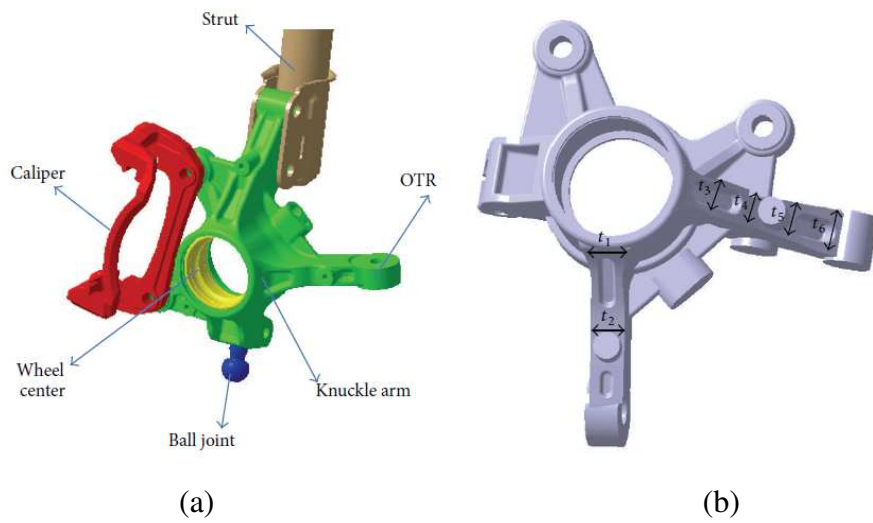


Gambar 2.2 *CAD Model of Steering Knuckle*
(Yegateela, et al., 2016)

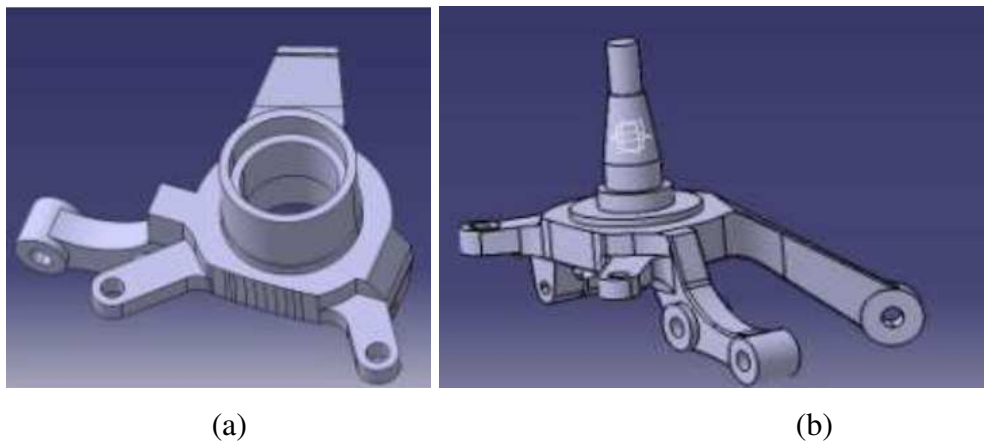
Penelitian tentang desain yang ringan dari *steering knuckle* yang dipasang pada mobil kecil, materialnya diubah dari baja menjadi aluminium dan optimasi berbasis meta model diterapkan dilakukan oleh (Kim, et al., 2014). Hasil yang pertama adalah ketika aluminium pertama kali disesuaikan dengan desain yang ada, fungsi kendala untuk kekakuan tidak terpenuhi. Dalam rancangan yang diusulkan, bentuk *steering knuckle* didesain ulang dan berat minimum optimal dihitung, mencapai pengurangan berat sekitar 60 [%] tanpa mengorbankan syarat kekakuan dan daya tahan. Penurunan berat pada *steering knuckle* dapat memberikan

kontribusi langsung untuk meningkatkan efisiensi bahan bakar dan mengurangi emisi. Hasil yang kedua dapat dilihat bahwa optimasi yang diperkirakan menggunakan Kriging untuk desain *steering knuckle* yang ringan sangat efektif untuk optimasi bentuk yang sulit diterapkan pada perangkat lunak komersial yang ada. Metode optimasi berbasis meta model yang menggunakan metode interpolasi Kriging sebagai teknik optimasi diterapkan. Hasilnya menunjukkan bahwa semua batasan untuk kekakuan dan daya tahan terpenuhi menggunakan A16082M, sementara mengurangi bobot sebesar 60 [%] dibandingkan dengan GCD450 yang ada. Selain itu, validasi model Kriging dilakukan melalui validasi silang dan indeks *Cross Validation (CV)* dan nilai prediksi model Kriging untuk bobot, regangan plastis setara, dan faktor keamanan umur kelelahan tidak berbeda nyata dengan hasil dari analisis elemen hingga. Gambar 2.3 (a) menunjukkan komponen yang akan dilakukan pengoptimalan dan pada Gambar 2.3 (b) menunjukkan metode *shape optimization* yang dilakukan pada komponen tersebut.

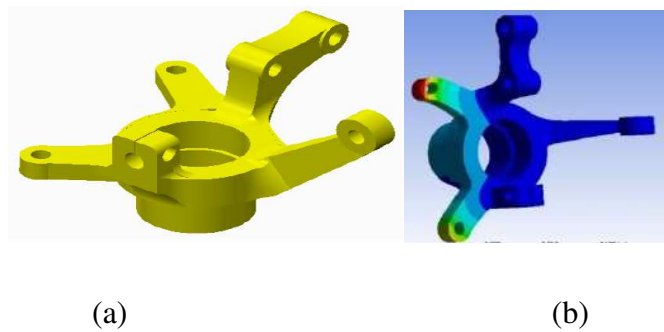
Penelitian analisis struktur dilakukan dengan mempertimbangkan kondisi beban statis dan dinamis untuk mempelajari sifat dan besarnya tekanan dilakukan oleh (Gaikwad & Reddy, 2016). Tujuannya adalah untuk mengurangi berat melalui optimasi tanpa mempengaruhi kekuatan, frekuensi dan kekakuannya. Dalam penelitiannya, CAD model dihasilkan oleh perangkat lunak CATIA V5, *hypermesh* digunakan untuk pemrosesan awal dengan menggunakan ANSYS. Optimasi bentuk dilakukan dengan menggunakan *OptiStruct*. Berat total atau reduksi massa sekitar 4 [%] tercapai tanpa mengurangi kekuatan strukturalnya. Di bawah kondisi pembebanan, bagian aman karena tegangan kerja kurang dari hasil penekanan. Penurunan tingkat tegangan dari 274 [MPa] ke 248 [MPa]. Setelah optimalisasi massa berkurang 23,6 [kg] menjadi 22,7 [kg]. Seperti pada Gambar 2.4 (a) yang menunjukkan sebelum dioptimasi, maka Gambar 2.4 (b) merupakan model solid hasil optimasi yang dilakukan yaitu menggunakan optimasi bentuk.



Gambar 2.3 (a) *Steering Knuckle*, (b) *Optimal Desain Steering Knuckle*
(Kim, et al., 2014)



Gambar 2.4 (a) *CAD Model Sebelum Optimasi*, (b) *Model Hasil Optimasi*
(Gaikwad & Reddy, 2016)



Gambar 2.5 (a) *Steering Knuckle Model*, (b) *Steering Knuckle Shape Optimized*
(Teja, et al., 2016)

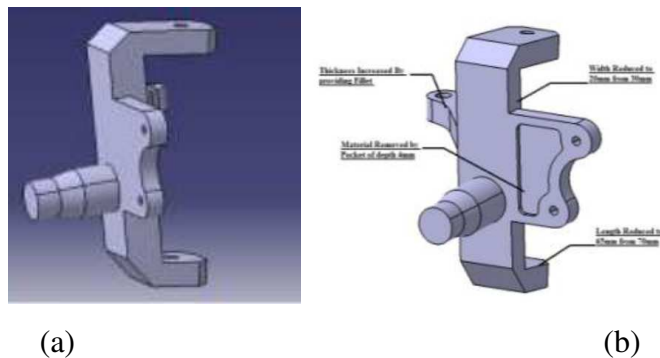
Penelitian yang dilakukan (Teja, et al., 2016) ini berfokus pada optimalisasi *steering knuckle*. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengurangi massa dengan menggunakan pengoptimalan bentuk. Pengurangan massa untuk *steering knuckle* depan didapatkan sebesar 11,7 [%], dibandingkan model yang saat ini digunakan. Berat sebelumnya adalah 2,4 [kg] dan dioptimalkan menggunakan paduan Aluminium 6061 T6 yang menggantikan bahan besi cor adalah menjadi sebesar 0,8755 [kg]. Tegangan yang didapatkan untuk paduan Aluminium yang dimodifikasi sedikit berkurang dari pada besi cor. Pemodelan penelitian ini dilakukan pada perangkat lunak pemodelan yaitu *Creo Parametric 2.0* dan analisis optimasi dilakukan di *ANSYS Workbench 15.0*. Tegangan dan perpindahan maksimum berada di bawah batas aman. Proses optimasi ini memberikan sedikit perubahan pada perpindahan yang berarti bahwa perubahan volume dan bentuk tidak berpengaruh secara signifikan terhadap kekakuan struktur. Oleh karena itu, berat keseluruhan kendaraan dapat dikurangi untuk mencapai penghematan biaya dan bahan, serta meningkatkan efisiensi bahan bakar dan mengurangi emisi karbon untuk menjaga lingkungan. Gambar 2.5 (a) dan (b) terlihat bahwa metode optimasi bentuk dilakukan dan sekilas tampak mirip tetapi terdapat dimensi yang berbeda.

Penelitian (Deshmukh & Bhadange, 2017) ini bertujuan untuk mendesain ulang *steering knuckle* untuk mengurangi bobot dan mempertahankan faktor keamanan yang optimal untuk performa kendaraan agar lebih baik. Langkah pertama adalah memodelkan *steering knuckle* sesuai pertimbangan struktural dan kendala desain yang ditetapkan oleh suspensi, kemudi, rem, serta penentuan beban yang bekerja. Langkah kedua adalah menganalisis tegangan menggunakan perangkat lunak elemen hingga dan penyesuaian desain untuk mengurangi berat tanpa mengorbankan kekuatan struktural. Menurut hasil analisis, material dapat ditambahkan ke bagian yang mengalami tekanan lebih tinggi daripada izin faktor keamanan dan material tersebut juga dapat dihilangkan dari area tegangan yang rendah, sehingga membantu mengurangi berat komponen.

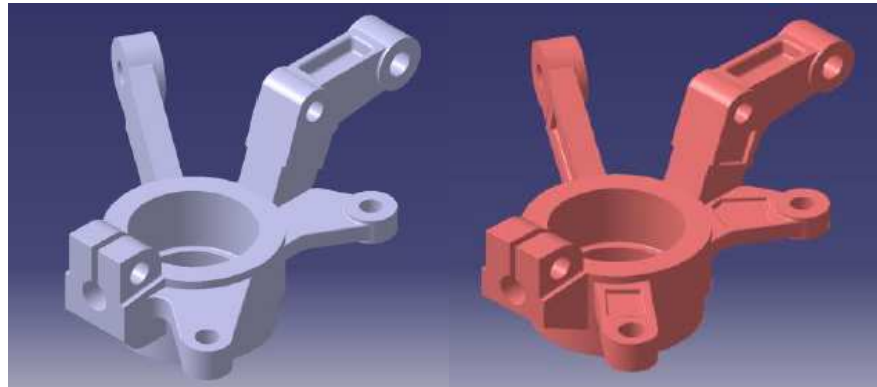
Metode optimasi bentuk digunakan dalam penelitian ini untuk mengurangi massa *steering knuckle* sebesar 17,53 [%]. Tegangan dan deformasi maksimum dapat dikendalikan karena optimasi bentuk memberikan perubahan kecil dalam deformasi. Ini berarti bahwa perubahan volume dan bentuk tidak berpengaruh

signifikan terhadap kekakuan struktur. Oleh karena itu, berat keseluruhan kendaraan dapat dikurangi untuk mencapai penghematan dalam biaya dan bahan, serta meningkatkan efisiensi bahan bakar. Seperti yang terlihat pada Gambar 2.6 (a) yaitu model sebelum dioptimasi dan Gambar 2.6 (b) adalah model setelah pengoptimalan bentuk komponen *steering knuckle*.

Penelitian tentang *steering knuckle* (Gambar 2.7 (a)) (Chavan, et al., 2014) untuk dapat dikurangi bobotnya melalui optimasi topologi. Gaya yang diterapkan pada komponen ini bersifat siklik ketika lengan kemudi diputar untuk mengarahkan kendaraan ke kiri atau ke kanan dan ke pusat lagi. Analisis struktural dan analisis modal dilakukan dengan mempertimbangkan kondisi beban statis dan dinamis. Model elemen hingga dikembangkan pada *Hypermesh10*. Sebanyak 10 elemen *tetrahedral node* digunakan untuk *meshing*, memberikan hasil yang lebih baik dalam waktu yang lebih singkat. Perangkat lunak FEA maupun CAE seperti *Abaqus* dilibatkan untuk melakukan simulasi dan memprediksi tingkat tekanan untuk gaya yang diberikan. *OptiStruct* digunakan sebagai alat optimasi untuk mencari distribusi tegangan, distribusi kepadatan atas komponen. Setelah menganalisis hasil dari *OptiStruct* komponen dimodifikasi dengan menghilangkan material dari daerah tegangan rendah. Setelah melakukan analisis pada komponen yang dimodifikasi, diamati bahwa tegangan dan perpindahan berkurang. Setelah menggunakan optimasi topologi (Gambar 2.7(b)), tegangan berkurang hingga 225 [MPa] dari sebelumnya sebesar 231,4 [MPa]. Massa komponen juga berkurang sebesar 11,5 [%] yaitu menjadi 2,9 [kg] dari sebelumnya 3,25 [kg].



Gambar 2.6 (a) Model Sebelum Optimasi, (b) Model Setelah Optimasi
(Deshmukh & Bhadange, 2017)



(a)

(b)

Gambar 2.7 (a) *Model of Existing Component*, (b) *Model of Optimized Component*
(Chavan, et al., 2014)

Penelitian-penelitian di atas memiliki tujuan yang hampir sama yaitu mereduksi massa dari komponen otomotif *steering knuckle*. Metode yang digunakan untuk mencapai tujuannya tersebut berbeda-beda seperti yang terangkum dalam Tabel 2.1 berikut.

Tabel 2.1 Matriks Perbandingan Pustaka

Peneliti	Perangkat yang Digunakan	Metode
(Yong Song & Lee, 2011)	Abaqus	Analisis elemen hingga menggunakan perangkat lunak Abaqus dan optimasi menggunakan metode MLSM dan CF-MLSM
(Yegateela, et al., 2016)	ANSYS dan OptiStruct	Analisis elemen hingga menggunakan ANSYS dan pengoptimalan perangkat lunak OptiStruct dengan cara modifikasi desain
(Kim, et al., 2014)	Optimasi metamodel	Optimasi berbasis metamodel menggunakan Kriging untuk optimasi bentuk yang susah diterapkan menggunakan perangkat lunak.
(Gaikwad & Reddy, 2016)	Catia, ANSYS, dan OptiStruct	Optimasi bentuk yang dilakukan menggunakan perangkat lunak OptiStruct menghasilkan reduksi masa sebesar 4 [%]. Pemodelan awal dilakukan menggunakan CATIA dan untuk <i>meshing</i> menggunakan ANSYS

Lanjutan Tabel 2.1

(Teja, et al., 2016)	Creo Parametric 2.0, dan ANSYS Workbench 15.0	Melakukan optimasi pada komponen <i>steering knuckle</i> dengan menggunakan optimasi bentuk. Pemodelan awal menggunakan perangkat lunak <i>Creo Parametric</i> dan optimasi menggunakan perangkat lunak <i>ANSYS Workbench 15.0</i> .
(Deshmukh & Bhadange, 2017)	CATIA V5 dan ANSYS 14.5	Solid model menggunakan CATIA sedangkan untuk analisis tegangan menggunakan ANSYS. Optimasi bentuk digunakan dalam penelitian ini untuk mereduksi massa dari <i>steering knuckle</i> dengan bantuan perangkat lunak ANSYS
(Chavan, et al., 2014)	Abaqus dan OptiStruct	Pemodelan awal dari komponen otomotif <i>steering knuckle</i> dan analisis tegangan menggunakan Abaqus dan optimasi topologi menggunakan <i>OptiStruct</i> dengan cara menghilangkan material yang berada pada tegangan yang rendah

Berdasarkan pada penelitian-penelitian terdahulu, secara keseluruhan belum ada yang membahas mengenai penggunaan alat ataupun proses manufaktur secara jelas. Penelitian yang akan dilakukan ini yaitu penggunaan optimasi topologi digunakan sebagai metode untuk mereduksi massa *steering knuckle* mobil formula listrik ITS dengan penggunaan mesin CNC 3-axis dan batasan-batasan manufaktur baik penggunaan segi alat potong maupun juga arah pengerjaan ditentukan sehingga hasil akhir lebih akurat. Akurasi tersebut yaitu berupa perbandingan hasil simulasi dengan hasil akhir setelah dilakukan proses permesinan.

2.2 Optimasi Struktur

Optimasi struktur dengan sebagian atau seluruh variabel desain merupakan nilai diskrit yang terbatas dan menggunakan analisis struktur elastis memberikan formulasi masalahnya berupa masalah non-linier diskrit. Beberapa pendekatan untuk memecahkan masalah ini telah diusulkan termasuk program integer sekuensial, algoritma penelusuran arah variabel diskrit, dan lain-lain (Wu, 1986). Jenis optimasi struktural dapat dikelompokkan menjadi tiga kategori, yaitu optimasi geometri, optimasi bentuk dan optimasi topologi. Optimalisasi geometri adalah

untuk menemukan desain yang optimal dengan mengubah variabel ukuran seperti dimensi penampang gulungan rangka dan bingkai, atau ketebalan pelat. Optimasi ini merupakan pendekatan termudah dan paling awal untuk memperbaiki kinerja struktural. Pengoptimalan bentuk terutama dilakukan pada struktur kontinum dengan memodifikasi batas yang telah ditentukan untuk mencapai desain yang optimal. Optimasi topologi untuk struktur diskrit, seperti rangka adalah untuk mencari urutan spasial dan konektivitas bar yang optimal. Secara matematis, permasalahan optimasi dapat diformulasikan seperti dalam persamaan 2.1 (Chang, 2014) berikut :

Minimize : $f(\mathbf{x})$

$$\left. \begin{array}{l} g_i(\mathbf{x}) \leq 0, i = 1, m \\ \text{Subject to : } h_j(\mathbf{x}) = 0, j = 1, p \\ x_k^l \leq x_k \leq x_k^u, k = 1, n \end{array} \right\} \quad (2.1)$$

Keterangan :

$f(\mathbf{x})$ = Fungsi objektif yang harus diminimalkan

$g(\mathbf{x})$ = *Inequality constraint*

$h(\mathbf{x})$ = *Equality constraint*

m, p = Jumlah *inequality* dan *equality constraints*

x = Vektor variabel desain

n = Jumlah variabel desain

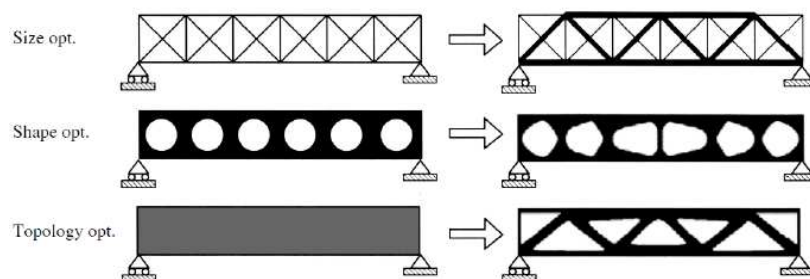
x_k^l, x_k^u = Batas bawah dan batas atas dari masing-masing variabel desain

Metode optimasi dalam penggunaannya terdapat tiga besaran utama antara lain :

1. Variabel desain : Besaran yang tidak berubah nilainya disebut parameter tetap, sedangkan yang nilai berubah selama proses optimasi disebut variabel desain. Variabel desain merupakan variabel yang dicari dalam masalah optimasi. Contohnya adalah ukuran komponen struktur dan geometri struktur. Data variabel desain ada dua macam, yaitu data diskrit dan data kontinu. Dalam beberapa kasus, khususnya optimasi bentuk dan geometri, variabel desain lebih

sesuai dinyatakan sebagai variabel desain kontinu dibandingkan variabel diskrit.

2. Fungsi kendala : Fungsi kendala merupakan suatu fungsi yang memberikan batasan daerah layak dan daerah tak layak. Dalam bidang teknik terdapat dua macam kendala yaitu : (a) Kendala rencana, yaitu kendala yang menentukan variabel desain selain yang memberikan batasan berdasarkan sifat. Kendala ini biasanya dapat dilihat secara nyata, misalnya batasan karena masalah fungsional, fabrikasi atau keindahan. Contoh kendala rencana adalah ketebalan pelat, kemiringan atap. (b) Kendala sifat, yaitu kendala yang didapat dari persyaratan sifat. Kendala ini biasanya tidak dapat terlihat secara nyata karena berhubungan dengan analisis struktur. Contoh kendala sifat adalah batas tegangan maksimum, perpindahan (*displacements*) yang diijinkan, kekuatan tekuk.
3. Fungsi sasaran : Fungsi sasaran adalah suatu fungsi yang mengandung kriteria dari struktur yang diinginkan, misalnya struktur dengan berat paling ringan, dengan harga termurah, paling aman atau paling efisien. Pemilihan fungsi sasaran merupakan hal yang terpenting dalam proses optimasi agar dapat mencapai sasaran yang sebenarnya sedekat mungkin. Beberapa situasi fungsi sasaran dapat terlihat jelas misalnya jika ingin mencari harga yang termurah maka fungsi sasarannya dapat diasumsikan ke dalam berat strukturnya. Namun terkadang sulit juga untuk menentukan harga yang sebenarnya dari sebuah konstruksi, misalnya struktur dengan berat paling ringan belum tentu yang termurah, karena biasanya masalah harga minimum akan termasuk juga harga bahan, fabrikasi, transportasi dan lain-lain.



Gambar 2.8 Ilustrasi Perbandingan Optimasi Ukuran, Bentuk, dan Topologi
(Gebisa & Lemu, 2017)

Perumusan masalah optimasi harus dibuat dengan sangat hati-hati karena solusi terbaik diperoleh hanya jika masalah dirumuskan dengan cara yang tepat. Lima langkah berikut digunakan dalam perumusan masalah optimasi desain (Arora, 2017) antara lain :

1. Kembangkan pernyataan masalah optimasi : Proses merumuskan masalah dengan mengembangkan pernyataan yang deskriptif untuk suatu permasalahan. Tujuan desain apa yang harus dicapai oleh optimasi dan serangkaian persyaratan yang harus dipenuhi.
2. Pengumpulan data dan informasi : Semua informasi yang diperlukan dikumpulkan misalnya mengumpulkan sifat material, persyaratan kinerja, batas sumber daya, biaya bahan baku, dan hal-hal lain yang relevan dengan masalah yang akan diselesaikan. Prosedur analisis dan alat analisis harus diidentifikasi pada tahap ini.
3. Identifikasi atau definisi variabel desain : Variabel desain yang menggambarkan sistem, diidentifikasi dan didefinisikan dengan jelas.
4. Identifikasi kriteria yang akan dioptimalkan : Kriteria untuk mengevaluasi dan menghentikan pengoptimalan proses harus diklarifikasi. Kriteria ini disebut fungsi objektif yang harus dimaksimalkan atau diminimalkan tergantung pada persyaratan masalah.
5. Identifikasi kendala : Semua batasan yang ditempatkan pada desain, secara umum disebut dengan kendala. Langkah terakhir dalam proses formulasi adalah untuk mengidentifikasi semua kendala.

2.2.1 Optimasi ukuran

Tujuan dari analisis optimasi ukuran adalah untuk menemukan penggunaan material terbaik pada struktur bodi dan biasanya melibatkan pengoptimalan distribusi material sehingga struktur akan memiliki kekakuan maksimum untuk pembebanan yang diterima pada komponen tersebut. *Output* dari analisis ini adalah plot kontur yang menunjukkan bagian-bagian geometri yang paling berkontribusi pada kekakuan struktur untuk diberikan beban tergantung pada pola variabel geometri dan wilayah desain. Optimalisasi geometri adalah salah satu dari tiga jenis optimasi struktur yang digunakan

untuk membuat desain konseptual. Pengoptimalan geometri mendefinisikan parameter ideal ke komponen. Parameternya adalah seperangkat kendala yang harus diikuti oleh komponen sementara pada saat yang sama berusaha mencapai tujuan dan atau sasaran yang ditetapkan.

2.2.2 Optimasi bentuk

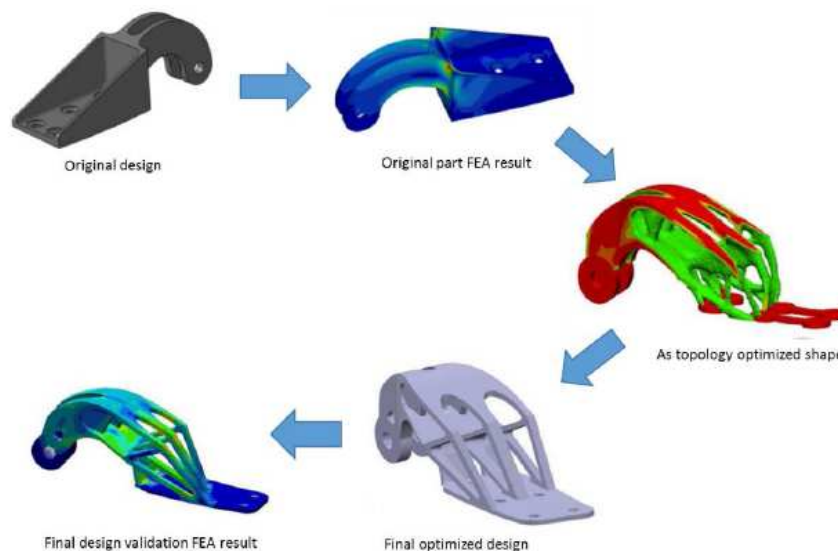
Optimasi bentuk adalah salah satu dari tiga tipe optimasi struktur yang berbeda yang digunakan untuk membuat desain konseptual. Pengoptimalan bentuk mendefinisikan parameter ideal ke bagian. Parameternya adalah seperangkat kendala yang harus diikuti oleh bagian tersebut sementara pada saat yang sama mencoba mencapai tujuan dan sasaran yang ditetapkan. Bagian ini biasanya didefinisikan sebagai struktur, dinding atau bentuk. Beberapa contoh tujuan dapat menurunkan bobot dan pengurangan biaya. Tujuan utama pengoptimalan bentuk adalah menentukan bentuk ideal dari setiap bagian ini untuk mencapai tujuan atau sasarannya. Pengoptimalan bentuk umumnya muncul setelah optimasi topologi karena memerlukan penyebaran awal material yang akan didefinisikan dalam ruang desain sebelum dapat dijalankan. Bentuk adalah langkah kedua dalam proses optimasi struktur.

2.2.3 Optimasi topologi

Menurut definisi, optimasi topologi adalah pendekatan matematis yang mengoptimalkan struktur material untuk memenuhi suatu persyaratan desain tertentu. Persyaratan ini termasuk jumlah material yang akan digunakan dalam desain akhir, geometri domain desain, kondisi batas, dan beban yang diterapkan. Jumlah bahan yang tersedia akan didistribusikan ke daerah yang sepenuhnya padat dan kosong berdasarkan hasil optimasi dalam domain desain. Banyak iterasi yang dilakukan untuk mencapai desain optimal dalam program perangkat lunak yang dikomputerisasi. Umumnya, desain optimal digunakan dalam tahap proses desain konseptual dan kemudian direvisi untuk lebih memenuhi standar kinerja dan dapat untuk dimanufaktur. Keuntungan untuk menggabungkan optimasi topologi ke dalam proses desain mengarah pada peningkatan desain dan penggunaan optimasi topologi di banyak industri

sedang berkembang. Bahkan jika desain tidak menghasilkan hasil yang dapat langsung diimplementasikan, itu memberikan desain optimal patokan yang dapat digunakan untuk mengevaluasi desain yang lebih layak.

Optimasi topologi juga disebut sebagai optimasi tata letak atau optimasi bentuk umum di banyak makalah. Biasanya, dua jenis struktur dipertimbangkan yaitu struktur kontinum dan diskrit. Struktur kontinum sering mengacu pada bagian atau komponen tunggal, sedangkan struktur diskrit biasanya struktur yang lebih besar seperti *truss* dan jembatan. Optimasi topologi merupakan salah satu dari tiga tipe optimasi struktur yang berbeda yang digunakan untuk membuat desain konseptual. Penerapan optimasi ini mengedepankan kekakuan dalam melakukan optimasi terhadap bobot atau massa dari model geometri berdasarkan sejumlah batasan dan kriteria desain yang dimasukkan. Prosedur dalam melakukan optimasi ini adalah suatu komponen dioptimalkan bila beban dan kondisi batas diterapkan dan persyaratan desain dinyatakan. Persyaratan desain ini dapat menetapkan nilai kinerja misalnya faktor keamanan, berat atau ukuran. Pendekatannya adalah untuk meminimalkan atau memaksimalkan fungsi objektif tertentu $f(x)$ dengan semua parameter yang ditetapkan.



Gambar 2.9 Proses Optimasi Topologi
(Gebisa & Lemu, 2017)

2.3 Prosedur Metode Optimasi Struktur

Penggunaan metode optimasi struktur yang harus dilakukan sebelumnya adalah mencari tingkat tegangan dan regangan dalam setiap bagian dari struktur, metode yang dapat dipakai untuk menentukan tingkat tegangan adalah metode elemen hingga. Tingkat tegangan dan regangan ini dapat menjadi indikator efisien atau tidaknya sebuah struktur. Tingkat tegangan dan regangan pada setiap bagian dari struktur dapat digunakan metode *Von Mises* untuk menghitung tegangan yang terjadi pada setiap bagian (σ_e^{vm}) dengan nilai tegangan maksimum *Von Mises* pada struktur (σ_{max}^{vm}) sebagai pembanding. Setelah itu metode elemen hingga digunakan untuk mengidentifikasi bagian pada struktur yang tidak efektif, yang nantinya bagian tersebut dapat dikurangi.

$$\frac{\sigma_e^{vm}}{\sigma_{max}^{vm}} < RR_i \quad (2. 2)$$

Keterangan :

RR_i = *Current rejection ratio*

Setelah itu dilakukan pengulangan analisis elemen hingga dan penghapusan bagian pada struktur dengan cara yang sama, pengulangan metode elemen hingga ini dilakukan hingga nilai RR_i *steady state* tercapai, yang artinya tidak ada lagi bagian yang dapat dihapus atau dikurangi pada struktur. Pada saat ini metode elemen hingga ditambahkan satu variabel lagi yaitu *rejection ratio (ER)* (Huang & Xie, 2010).

$$RR_{i+1} = RR_i + ER \quad (2. 3)$$

Dengan meningkatnya *rejection ratio* iterasi dilakukan kembali sampai nilai *steady state* baru tercapai. Pada beberapa proses optimasi yang dilakukan dapat disimpulkan tahapan dalam melakukan metode optimasi struktur adalah :

1. *Discretize* struktur menggunakan *fine mesh* elemen hingga.
2. Melakukan analisis elemen hingga untuk struktur.
3. Hapus elemen atau bagian yang memenuhi kondisi persamaan RR_i .
4. Meningkatkan rasio penolakan menurut persamaan $RR_{i+1}=RR_i+ER$.
5. Ulangi langkah 2 sampai 4 hingga nilai struktur optimum.

2.4 Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga adalah metode numerik yang digunakan sebagai salah satu solusi pendekatan untuk memecahkan berbagai permasalahan fisik (Z. & Abbas, 2014). Adapun dasar dari metode elemen hingga adalah membagi benda kerja menjadi elemen-elemen kecil yang jumlahnya berhingga sehingga dapat menghitung reaksi akibat beban (*load*) pada kondisi batas (*boundary condition*) yang diberikan. Elemen-elemen tersebut dapat disusun menjadi persamaan-persamaan matriks yang biasa diselesaikan secara numerik dan hasilnya menjadi jawaban dari kondisi beban yang diberikan pada benda kerja tersebut. Persamaan tersebut secara umum dapat dituliskan sebagai berikut :

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

Keterangan :

$\{F\}$ = Matriks kolom gaya

$[K]$ = Matriks kekakuan

$\{X\}$ = Matriks kolom perpindahan

Metode elemen hingga dapat mengubah suatu masalah yang memiliki jumlah derajat kebebasan tidak berhingga menjadi suatu masalah dengan jumlah derajat kebebasan tertentu sehingga proses pemecahannya lebih sederhana. Penggunaan perangkat komputer dalam hal ini dapat membantu mempercepat dalam penggunaan metode ini dengan bantuan perangkat lunak *Finite Element Analysis* (FEA). Kemampuan standar dari perangkat lunak tersebut memuat informasi berikut :

1. Tipe elemen yang disediakan seperti : *beam*, *plane stress*, dan *three dimensional solid*.
2. Tipe analisis yang disediakan seperti statis atau dinamik.
3. Sifat material, seperti *linear*, elastik atau *nonlinear*.
4. Jenis tegangan yang digunakan seperti terkonsentrasi, terdistribusi, panas dan *displacement*.
5. Data yang dihasilkan seperti *node*, *element* dan *restrain*.

6. *Ploting* seperti bentuk asli, bentuk setelah terdeformasi, tegangan dan temperatur.
7. Sifat *displacement* yang dihasilkan seperti *displacement* kecil, *displacement* besar dan *buckling*.
8. Pemilihan *output* seperti pada *node*, *element*, nilai maksimum dan minimum.

2.5 Perangkat Lunak Elemen Hingga

Metode elemen hingga hanya merupakan pendekatan tentang bagaimana cara sebuah problem dimodelkan, sebagai contoh adalah pendekatan geometri atau properti material, dan metode diskritisasi (jumlah dan jenis elemen yang digunakan) kedua-duanya akan mempengaruhi keakuratan hasil akhir. Analisis elemen hingga hanya akan menghasilkan *output* yang benar jika modelnya valid dan akurat. Validitas geometri tergantung dari bagaimana tepatnya problem fisik dipresentasikan dalam komputer, sementara akurasi tergantung sedekat mana model untuk mencapai konvergen. Tetapi jelas bahwa hasil hanya konvergen terhadap problem yang dipresentasikan oleh komputer. Jika elemen diformulasikan dengan benar dan jumlah *mesh* diperbanyak sehingga ukuran elemen akan mengecil maka seharusnya solusi akan konvergen dengan penyelesaian eksak. Pendekatan dapat diambil dari beberapa masalah dalam memodelkan problem kompleks antara lain :

1. Geometri :

Semua struktur yang ada di alam berbentuk tiga dimensi. Akan tetapi pendekatan dibuat untuk memfasilitasi analisis tegangan yang sederhana, misalnya dengan mengasumsi *plane stress* atau *plane strain*, sehingga pendekatan yang sama sangat berguna dalam permodelan elemen hingga. Jika geometri dan beban dapat dideskripsikan dengan sempurna dalam sebuah bidang maka problem bisa dimodelkan dalam bentuk dua dimensi. Sebuah struktur panjang yang geometri dan bebannya tidak signifikan dalam arah memanjang (longitudinal) dapat dimodelkan sebagai *plain strain*. Begitu pula struktur yang memiliki dimensi yang bisa diabaikan dalam arah tertentu dan kemudian diberi beban pada bidang struktur tersebut maka dapat diasumsikan

sebagai *plain stress*. Pendekatan geometri dapat digunakan untuk mengurangi dimensi dari problem.

2. Properti material :

Properti material sering hanya nilai pendekatannya yang diambil dalam analisis elemen hingga. Properti semua material berubah dengan perubahan temperatur, akan tetapi diuntungkan oleh sebagian besar kisaran perubahan temperatur dalam analisis cukup kecil sehingga properti bisa dianggap konstan. Walaupun demikian banyak perangkat lunak elemen hingga menyediakan fasilitas properti yang berubah dengan temperatur.

3. Kondisi batasan :

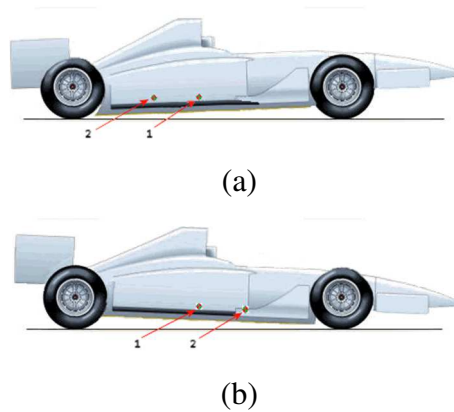
Ketika batasan-batasan diterapkan pada model elemen hingga mengakibatkan gaya reaksi, maka mereka dapat mengakibatkan efek yang sama dengan yang diakibatkan oleh gaya beban. Khususnya pada masalah batasan tunggal akan mengakibatkan konsentrasi tegangan yang akan mengakibatkan nilai tegangan kurang valid.

2.6 Sistem Pengereman Kendaraan

Sistem rem dari suatu kendaraan adalah merupakan salah satu elemen terpenting dari suatu kendaraan dari segi keamanan kendaraan. Sistem rem kendaraan harus mampu mengurangi kecepatan atau menghentikan kendaraan secara aman baik pada kondisi jalan lurus maupun belok pada segala kecepatan. Besar gaya rem ideal pada setiap roda pada suatu kendaraan adalah berbeda. Distribusi ideal gaya rem pada setiap roda untuk setiap kendaraan juga berbeda. Selama pengereman terjadi perpindahan beban dari sumbu belakang (ban belakang) ke sumbu depan kendaraan. Ilustrasi perpindahan beban tersebut dapat dilihat pada Gambar 2.10. Keseimbangan momen melalui titik tumpu depan dan belakang, gaya normal di depan (W_f) dan belakang (W_r) serta dengan menganggap θ_s kecil, $h_a = h$, F_d tidak ada, maka dapat dihitung sebagai berikut (Sutantra & Sampurno, 2010) :

$$W_f = \frac{1}{L} \{W \cdot l_2 + h (f_r \cdot W)\} \quad (2.5)$$

$$W_r = \frac{1}{L} \{W \cdot l_1 + h (f_f \cdot W)\} \quad (2.6)$$



Gambar 2.10 Ilustrasi Perpindahan Beban : (a) Saat Terjadi Percepatan, (b) Saat Terjadi Perlambatan
(Anon., 2018)

Prinsip kesetimbangan gaya :

$$\sum F = 0 \quad (2.7)$$

$$\sum M = 0 \quad (2.8)$$

2.7 Dinamika Kendaraan Berbelok

Gerakan belok merupakan gerakan yang paling kritis dari suatu kendaraan. Saat kendaraan berbelok, terdapat dua hal yang kritis yang dapat terjadi dan dapat mengganggu kestabilan kendaraan. Pertama adalah jika sebagian atau semua roda kendaraan *skid* ke samping karena tidak mampu menahan gaya sentrifugal kendaraan. Kedua yaitu jika satu atau dua roda terangkat akibat momen guling yang terjadi dari gaya sentrifugal kendaraan. Saat kendaraan melaju pada sebuah tikungan, maka mobil akan melakukan gerak melingkar seperti pada Gambar 2.11. Hal itu menyebabkan timbulnya gaya sentrifugal yang arahnya keluar tikungan yang besarnya sama dengan gaya sentripetal dan selalu menuju pusat kelengkungan sehingga mobil tidak tergelincir. Gaya sentripetal yang arahnya menuju pusat kelengkungan diwakili oleh gaya gesekan roda yang melawan gaya sentrifugal mobil. Sesuai dengan Hukum Newton II bahwa gaya sentrifugal akan menyebabkan percepatan sentrifugal. Pada saat menikung kecepatan mobil tidak boleh terlalu tinggi karena akan menghasilkan gaya sentrifugal yang besar. Batas kecepatan

mobil terjadi saat besarnya gaya sentrifugal sama dengan gaya gesekan maksimum mobil terhadap jalan yang arahnya berlawanan dengan gaya sentrifugal.

Resultan gaya pada arah tegak lurus dengan kendaraan harus sama dengan nol. Secara matematis dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$F_{ct} = F_s \quad (2.9)$$

$$m \left(\frac{v^2}{R} \right) = \mu \cdot W = \mu \cdot m \cdot g \quad (2.10)$$

$$V_{max} = \mu \cdot g \cdot R \quad (2.11)$$

Keterangan :

F_{ct} = Gaya sentrifugal kendaraan [N]

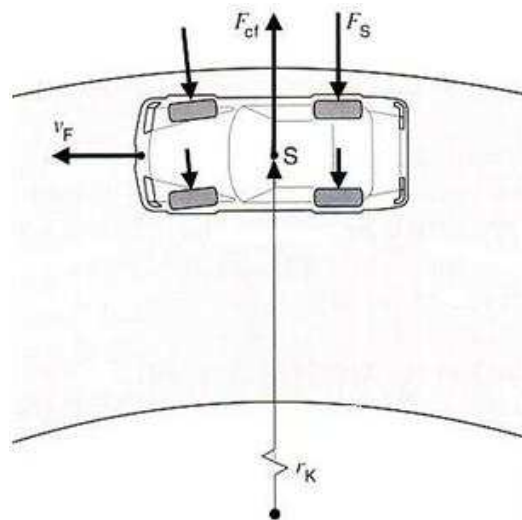
F_s = Gaya gesek kendaraan terhadap jalan [N]

V_{max} = Kecepatan maksimum pada tikungan [m/s]

μ = Koefisien gesek statis antara kendaraan dengan jalan

g = Percepatan gravitasi [m/s^2]

R = Radius tikungan [m]



Gambar 2.11 Gaya Sentrifugal Saat Kendaraan Belok
(Toyibu, 2018)

Ilustrasi perpindahan beban pada saat kendaraan berbelok ke kanan maupun ke kiri dapat dilihat pada Gambar 2.12.

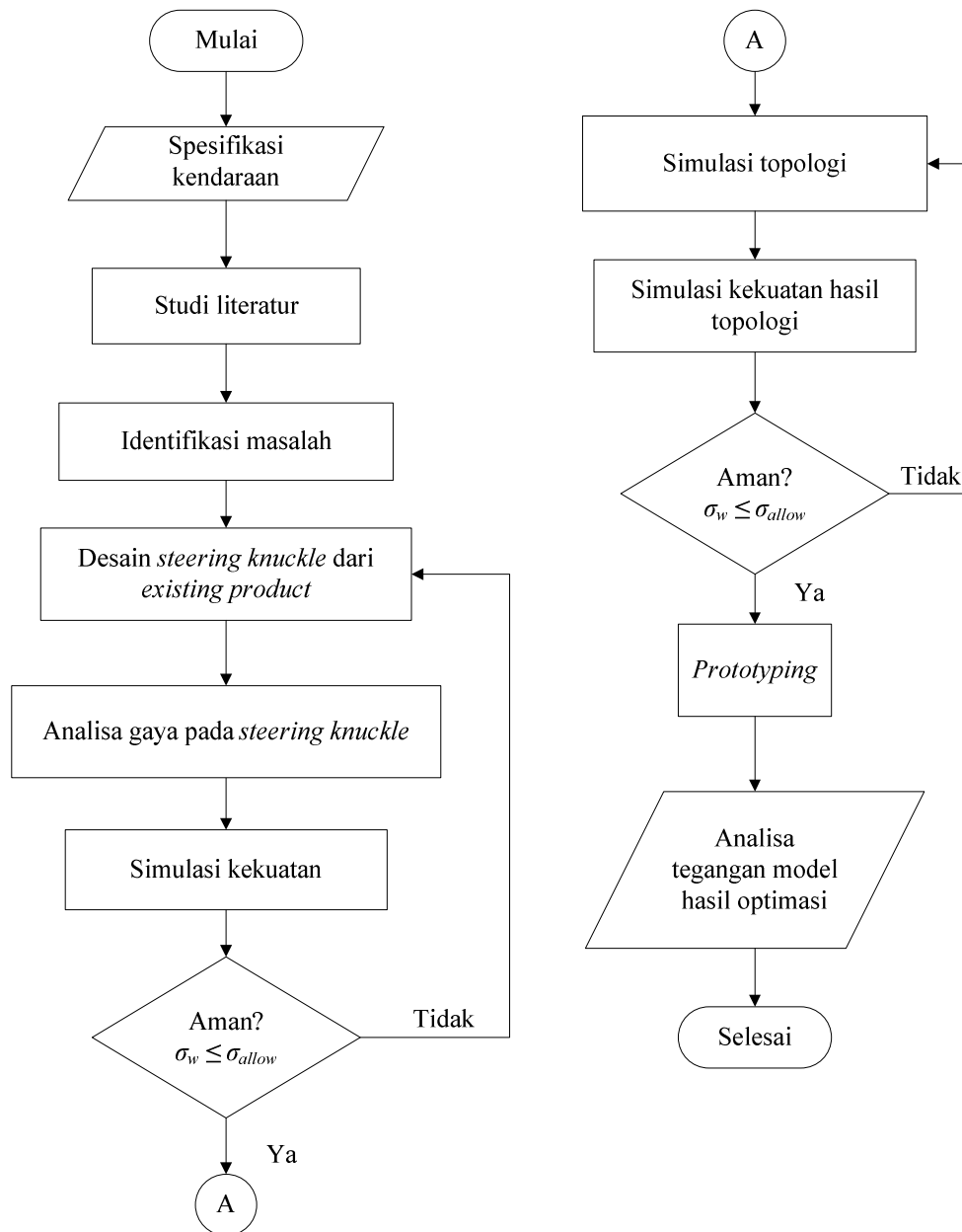


Gambar 2.12 Ilustrasi Perpindahan Beban : (a) Saat Belok Kanan, (b) Saat Belok Kiri
(Anon., 2018)

BAB 3 METODE PENELITIAN

3.1 Diagram Alir Penelitian

Penelitian ini dilakukan melalui beberapa tahapan seperti yang terlihat pada Gambar 3.1 berikut.



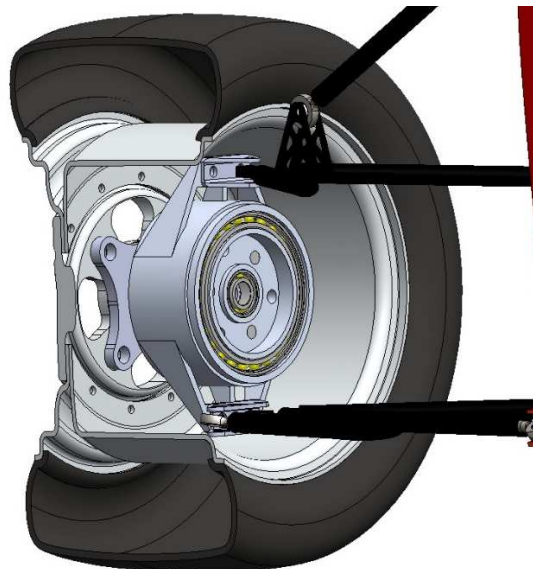
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

3.2 Studi Literatur

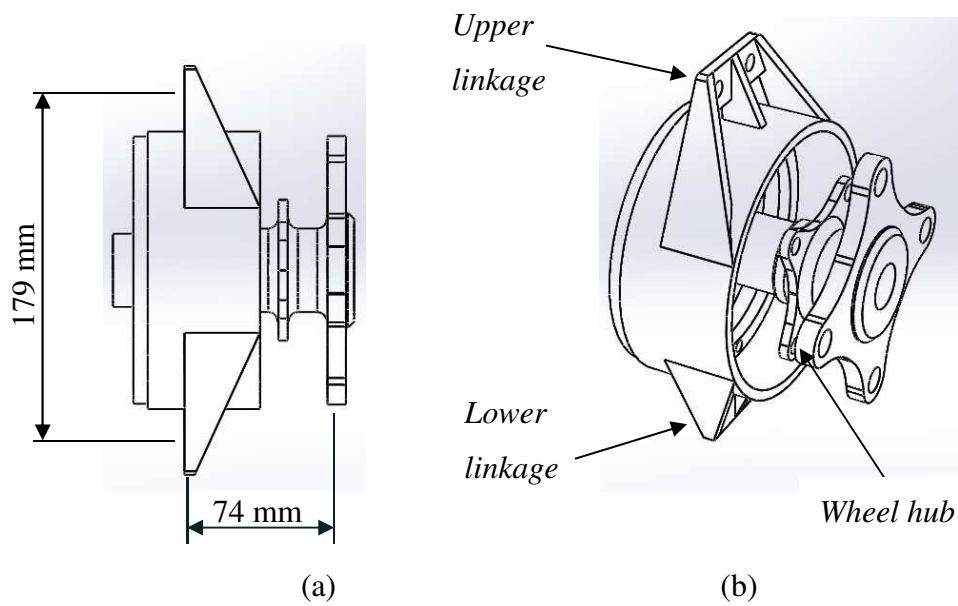
Penelitian ini tidak terlepas dengan adanya referensi yang dapat dijadikan sebagai acuan untuk menyelesaikannya. Referensi yang digunakan berasal dari jurnal penelitian sebelumnya, internet, buku, dan referensi lainnya yang menunjang penelitian ini. Studi literatur dilakukan untuk menambah wawasan mengenai persoalan-persoalan yang berkaitan dengan penelitian yang dibuat, sehingga tujuan dari penelitian ini dapat tercapai.

3.3 Analisis Gaya

Pengamatan tegangan maksimum yang diterima oleh *steering knuckle*, pemodelan dilakukan dalam kondisi jalan datar dan dilakukan pengereman dalam posisi mobil lurus dan pengereman dalam posisi berbelok. Kondisi-kondisi tersebut akan dilakukan analisis seberapa besar gaya yang terjadi pada *steering knuckle*. Gambar 3.2 merupakan produk yang sudah ada yang dirancang oleh tim mobil formula listrik ITS, sedangkan Gambar 3.3 menunjukkan posisi *steering knuckle* terhadap tumpuan roda. Analisis gaya tersebut dilakukan sebagai langkah awal untuk dilakukannya optimasi terhadap komponen *steering knuckle*. Spesifikasi kendaraan diperlukan dalam perhitungan analisis gaya ini. Spesifikasi tersebut seperti yang terangkum dalam Tabel 3.1.



Gambar 3.2 *Steering Knuckle* Mobil Formula Listrik ITS



Gambar 3.3 Posisi *Steering Knuckle* Terhadap Tumpuan Roda, (a) Pandangan Depan, (b) Pandangan Isometrik

Tabel 3.1 Spesifikasi Mobil Formula Listrik ITS

Parameter	Simbol	Nilai	Unit
Massa kendaraan	m	220	[kg]
Berat total kendaraan	W	2943	[N]
Kecepatan maksimum	V_{maks}	27,22	[m/s]
Jarak sumbu roda	l	1,6	[m]
Jarak CG ke sumbu roda depan	l_f	0,752	[m]
Jarak CG ke sumbu roda belakang	l_r	0,848	[m]
Jarak CG ke permukaan tanah	h	0,07	[m]
<i>Track width</i>	l_y	1,25	[m]
Massa roda	m_r	15	[kg]
Radius roda	r_r	0,23	[m]
Luas Frontal	A	0,78	[m ²]

3.3.1 Analisis pada kondisi datar dengan perlambatan

Analisis gaya-gaya yang terjadi pada kondisi jalan datar dengan perlambatan seperti pada Diagram Benda Bebas (DBB) yang terlihat pada Gambar 3.4.

Menggunakan prinsip kesetimbangan momen dan gaya :

$$\sum M_A = 0$$

$$W_r = \frac{R_a \cdot h_a + W \cdot l_f - \left(\frac{W}{g}\right) d \cdot h}{l} \quad (3.1)$$

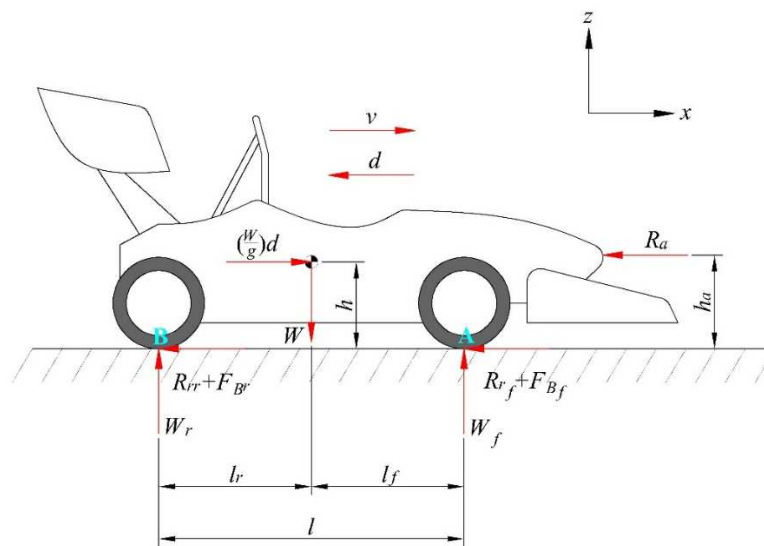
di mana besarnya gaya hambat angin (R_a) (Sutantra & Sampurno, 2010) :

$$\begin{aligned} R_a &= \frac{1}{2} \rho \cdot C_d \cdot A \cdot V_{max}^2 \quad (3.2) \\ &= \frac{1,25 \cdot 0,58 \cdot 0,78 \cdot 27,22^2}{2} \\ &= 209,5 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Keterangan :

C_d = Koefisien gaya hambat aerodinamika yang besarnya = 0,58 (Pradana & Sutantra, 2016)

ρ = Densitas udara sebesar 1,25 [kg/m³] (Pradana & Sutantra, 2016)



Gambar 3.4 DBB Kendaraan Pada Kondisi Jalan Datar Dengan Pengereman

dengan mengasumsikan tinggi titik pusat tekanan angin (h_a) berhimpit dengan tinggi pusat massa (h), dan deselerasi pada jalan mendatar yaitu sebesar 0,5g (Soemardi & Mahmudah, 2004), maka besarnya gaya normal roda belakang (W_r) didapatkan sebesar :

$$W_r = \frac{209,5 \cdot 0,07 + 2943 \cdot 0,752 - \left(\frac{2943}{9,81}\right) 4,91 \cdot 0,07}{1,6}$$

$$= 2124,8 \text{ [N]}$$

Menggunakan prinsip kesetimbangan gaya, maka gaya normal roda depan (W_f) didapatkan sebesar :

$$\sum F_z = 0$$

$$W_f = W - W_r \tag{3.3}$$

$$= 2943 - 2124,8$$

$$= 818,2 \text{ [N]}$$

Memeriksa koefisien traksi pengereman (μ) apakah masih di bawah koefisien gesek antara roda dengan tanah (μ_{max}) pada kesetimbangan arah sumbu x . Apabila nilai $\mu > \mu_{max}$, maka roda akan mengalami *lock up* yaitu kondisi roda tidak berputar namun kendaraan tetap berjalan atau disebut dengan istilah *skidding*. Besar dari μ_{max} adalah 0,7 (Meriam & Kraige, 1991).

$$\sum F_x = 0$$

$$\left(\frac{W}{g}\right) d - R_a - (Rr_f + F_{Bf}) - (Rr_r + F_{Br}) = 0 \tag{3.4}$$

di mana besarnya gaya pengereman antara roda depan dengan permukaan jalan (F_{Bf}) dan gaya pengereman antara roda belakang dengan permukaan jalan (F_{Br}) adalah sebagai berikut (Soemardi & Mahmudah, 2004) :

$$F_{Bf} = \mu \cdot W_f \tag{3.5}$$

$$F_{Br} = \mu \cdot W_r \tag{3.6}$$

nilai koefisien momen *rolling* aerodinamika (C_r) = 0,08 (Sutantra & Sampurno, 2010), maka gaya hambat *rolling* depan (R_{rf}) dan gaya hambat *rolling* belakang (R_{rr}) dapat dihitung sebagai berikut :

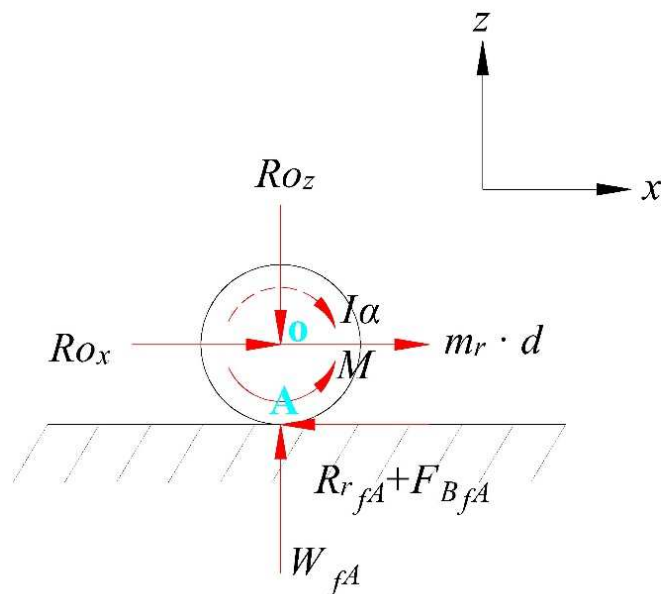
$$\begin{aligned} R_{rf} &= C_r \cdot W_f & (3.7) \\ &= 0,08 \cdot 818,2 \\ &= 65,46 \text{ [N]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} R_{rr} &= C_r \cdot W_r & (3.8) \\ &= 0,08 \cdot 2124,8 \\ &= 169,98 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Sehingga koefisien traksi didapat sebesar :

$$\begin{aligned} \mu &= \frac{\left(\frac{W}{g}\right) d - R_a - R_{rf} - R_{rr}}{W} \leq \mu_{maks} & (3.9) \\ &= \frac{1176 - 29,46 - 30,77 - 86,83}{2943} \leq \mu_{maks} \\ &= 0,35 \leq 0,7 \text{ (dalam kondisi tidak skid)} \end{aligned}$$

Gambar 3.5 menunjukkan DBB roda kendaraan pada kondisi jalan lurus dan datar disertai dengan perlambatan sehingga dengan menggunakan prinsip kesetimbangan momen dan gaya akan didapat :



Gambar 3.5 DBB Roda Depan Saat Pengereman di Jalan Datar

$$\sum F_z = 0$$

$$Ro_z = W_{fA} \quad (3.10)$$

di mana gaya reaksi pada sumbu roda arah sumbu z yaitu (Ro_z) = gaya normal pada roda A (W_{fA}), dan besar W_{fA} didapatkan sebagai berikut :

$$W_{fA} = \left(\frac{W_f}{2}\right) \quad (3.11)$$

$$= \left(\frac{818,2}{2}\right)$$

$$= 409,1 \text{ [N]}$$

Sehingga dapat diketahui Ro_z sebagai berikut :

$$Ro_z = 409,1 \text{ [N]}$$

$$\sum F_x = 0$$

$$Ro_x = Rr_{fA} + F_{BfA} - m_r \cdot d \quad (3.12)$$

Keterangan :

Ro_x = Gaya reaksi pada sumbu roda pada arah sumbu x [N]

Rr_{fA} = Gaya hambat *rolling* pada roda A [N]

F_{BfA} = Gaya pengereman pada roda A [N]

Menghitung besarnya Rr_{fA} dan F_{BfA} adalah sebagai berikut :

$$Rr_{fA} = C_r \cdot W_{fA} \quad (3.13)$$

$$= 0,08 \cdot 409,1$$

$$= 32,73 \text{ [N]}$$

$$F_{BfA} = \mu \cdot W_{fA} \quad (3.14)$$

$$= 0,35 \cdot 409,1$$

$$= 142,7 \text{ [N]}$$

Sehingga bisa didapatkan nilai Ro_x sebagai berikut :

$$Ro_x = 32,73 + 142,7 - (15 \cdot 4,91)$$

$$= 101,85 \text{ [N]}$$

$$\sum M_A = 0$$

$$M - I\alpha = (m_r \cdot d + Ro_x) \times r_r \quad (3.15)$$

$$M = (\gamma \cdot m_r \cdot d + Ro_x) \times r_r \quad (3.16)$$

$$= (1,11 \cdot 15 \cdot 4,91 + 101,85) \times 0,23$$

$$= 41,95 \text{ [Nm]}$$

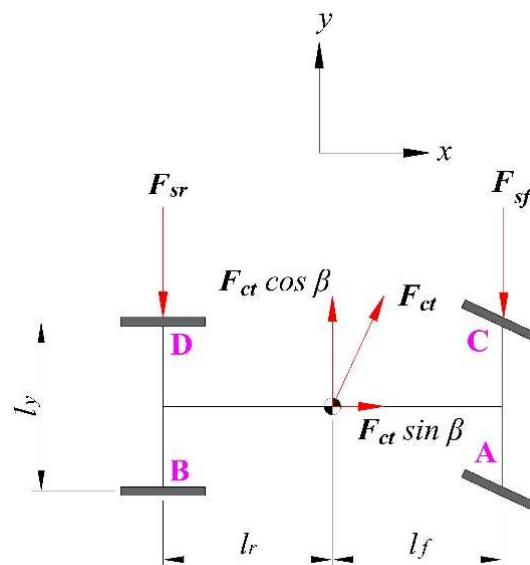
Keterangan :

$I\alpha$ = Momen gaya [Nm]

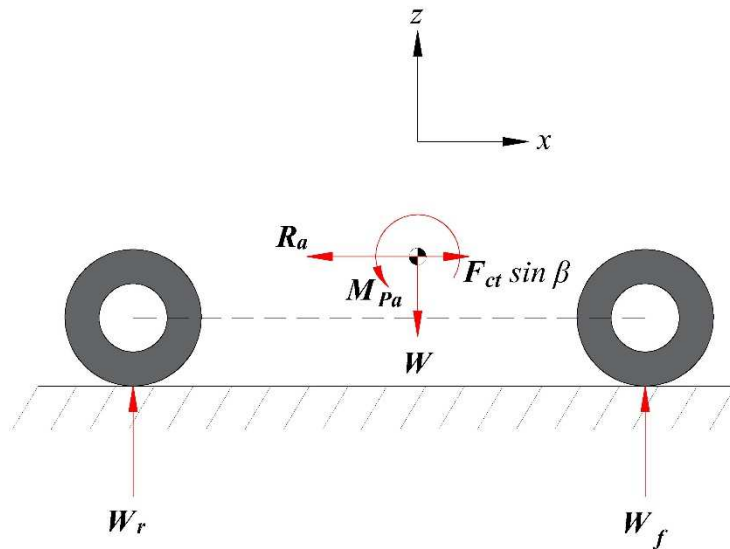
γ = Konstanta faktor koreksi yang besarnya 1,11 (Soemardi & Mahmudah, 2004)

3.3.2 Analisis pada kondisi jalan datar berbelok dengan perlambatan

Analisis kendaraan pada kondisi kendaraan berbelok dengan perlambatan, maka untuk menghindari kompleksitas yang dapat membingungkan, pada analisis awal ini kendaraan dianggap merupakan satu bodi kaku yang utuh tanpa adanya pengaruh dari suspensi. Perhitungan diasumsikan sama antara pada saat berbelok ke kanan maupun kiri hanya arahnya saja yang berbeda. Gambar 3.6 merupakan diagram benda bebas kendaraan saat berbelok.



Gambar 3.6 DBB Kendaraan Saat Berbelok Pada Bidang x-y



Gambar 3.7 DBB Kendaraan Saat Berbelok Pada Bidang x - z

Kendaraan yang berjalan pada arah x dengan kecepatan sebesar V , jumlah gaya-gaya lateral dari ban harus sama dengan massa kendaraan (m) dikalikan dengan percepatan sentripetal, maka :

$$\sum F = 0,$$

$$F_{ct} = F_{sf} + F_{sr} = m \times \left(\frac{V^2}{R}\right) \quad (3.17)$$

$$= 220 \times \left(\frac{27,22^2}{12}\right)$$

$$= 13583,69 \text{ [N]}$$

Keterangan :

F_{sf} = Gaya lateral pada poros depan [N]

F_{sr} = Gaya lateral pada poros belakang [N]

R = Radius belokan sebesar 12 [m] (dengan asumsi yang paling *extreme* berdasarkan kondisi *race* (Setiawan, 2017))

Menggunakan prinsip kesetimbangan momen :

$$M_{cg} = 0$$

$$F_{sf} = F_{sr} \left(\frac{l_r}{l_f}\right) \quad (3.18)$$

$$F_{sr} = \frac{W_r}{g} \left(\frac{V^2}{R} \right) \quad (3.19)$$

$$F_{sf} = \frac{W_f}{g} \left(\frac{V^2}{R} \right) \quad (3.20)$$

Kondisi operasi kendaraan di jalan mendatar dengan $W_f = 818,2$ [N] dan $V = 27,22$ [m/s], maka :

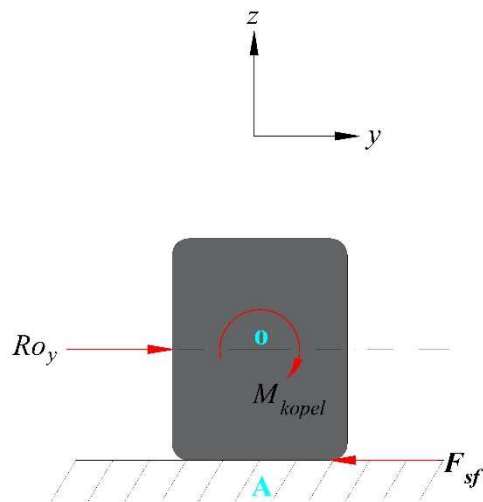
$$\begin{aligned} F_{sf} &= \frac{818,2}{9,81} \left(\frac{27,22^2}{12} \right) \\ &= 5149,77 \text{ [N]} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{sr} &= \frac{2124,8}{9,81} \left(\frac{27,22^2}{10} \right) \\ &= 13373,44 \text{ [N]} \end{aligned}$$

Menggunakan prinsip kesetimbangan gaya, maka sesuai dengan DBB pada Gambar 3.8 DBB Roda Depan pada Bidang y-z Gambar 3.8 dapat dihitung :

$$\sum F_y = 0$$

$$\begin{aligned} Ro_y &= F_{sf} \\ &= 5149,77 \text{ [N]} \end{aligned} \quad (3.21)$$

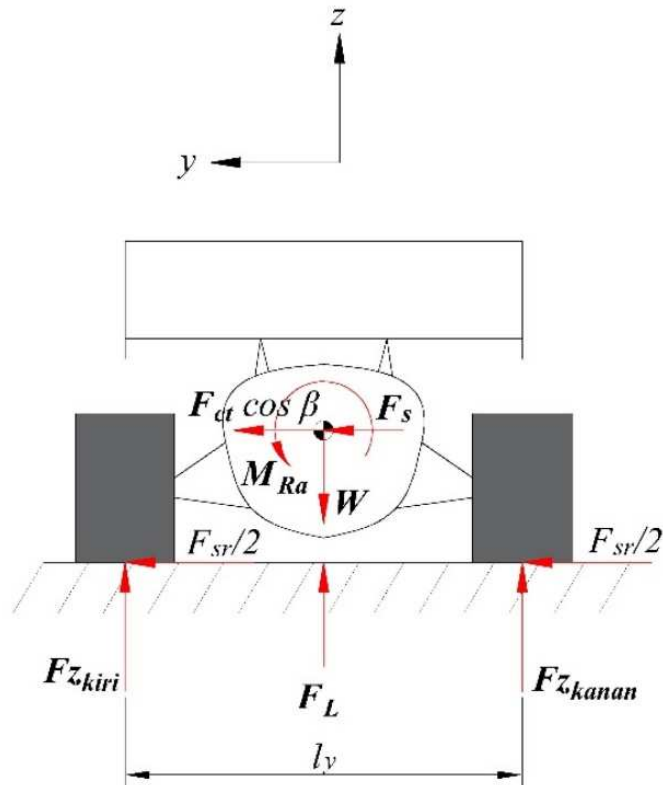


Gambar 3.8 DBB Roda Depan pada Bidang y-z

Diagram benda bebas yang terdapat pada Gambar 3.8 dapat dihitung besarnya momen kopel yaitu sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 M_{kopel} &= R_{Oy} \cdot r_{roda} = F_{sf} \cdot r_{roda} & (3.22) \\
 &= 5149,77 \cdot 0,23 \\
 &= 1177,24 \text{ [Nm]}
 \end{aligned}$$

Gaya lateral ini akan menyebabkan roda depan bagian kiri dan roda depan bagian kanan tidak akan menerima gaya reaksi yang sama pada arah sumbu z . Roda belakang juga mengalami hal yang sama yaitu antara bagian roda kanan dan kiri tidak menerima gaya reaksi yang sama pula. Analisis gaya dalam perhitungan menggunakan contoh kendaraan saat berbelok ke kanan, sehingga perpindahan beban berada pada bagian roda kiri kendaraan. Berdasarkan Gambar 3.9 dengan menggunakan prinsip kesetimbangan gaya dan momen pada bagian kanan kendaraan dengan asumsi sudut $(\beta) = 25^\circ$ dan gaya angin dari samping kendaraan $(F_s) = 0$, maka akan didapat :



Gambar 3.9 DBB Roda Kendaraan pada Bidang y - z

$$\sum M_{kanan} = 0$$

$$F_{z\ kiri} = \frac{F_{ct} \cos \beta \cdot h + F_s \cdot h + W \frac{1}{2} l_y}{l_y} \quad (3.23)$$

$$= \frac{13583,69 \cos 25^\circ \cdot 0,07 + 0 \cdot 0,07 + 5880 \times \left(\frac{1}{2} 1,25\right)}{1,25}$$

$$= 2160,92 \text{ [N]}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{z\ kanan} = W - F_{z\ kiri} \quad (3.24)$$

$$= 2943 - 2160,92$$

$$= 782,08 \text{ [N]}$$

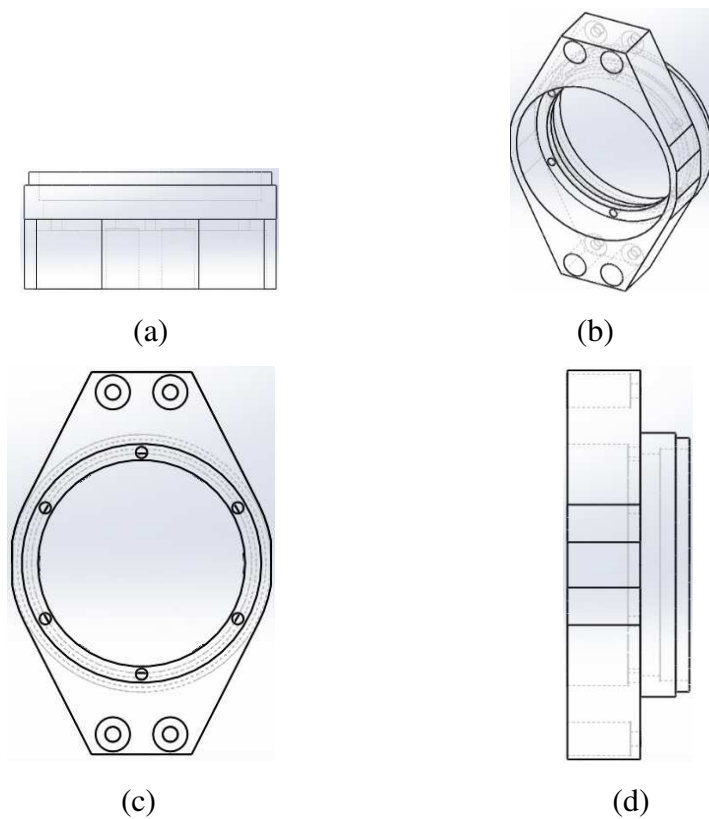
Gaya-gaya yang digunakan untuk menganalisis pembebanan yang terjadi pada *steering knuckle* adalah gaya-gaya reaksi pada titik *o*, yaitu Ro_x , Ro_y , Ro_z , M_B , serta M_{kopel} . Analisis yang pertama yaitu pada saat kendaraan berjalan lurus dengan kecepatan maksimal dan dilakukan pengereman maka gaya-gaya yang terjadi dapat ditabelkan seperti pada Tabel 3.2. analisis yang kedua yaitu pada kondisi kendaraan berbelok disertai dengan pengereman, maka gaya-gaya yang terjadi seperti pada Tabel 3.3. Hasil dari perhitungan analitis, maka kondisi pembebanan tersebut digunakan untuk analisis tegangan yang terjadi pada *steering knuckle* mobil formula listrik ITS. Analisis dilakukan pada kondisi beban terberat yaitu saat berbelok dengan pengereman. Hasil perhitungan masih dikalikan dengan faktor koreksi sebesar tiga, artinya pada saat simulasi gaya yang diterapkan adalah tiga kali lipat dari perhitungan analitis.

Tabel 3.2 Kondisi Pembebanan pada Jalan Lurus dengan Pengereman

Kondisi Beban	Nilai	Unit
Momen pengereman (M_B)	41,95	[Nm]
Gaya vertikal (Ro_z)	409,10	[N]

Tabel 3.3 Kondisi Pembebanan pada Jalan Berbelok dengan Pengereman

Kondisi Beban	Nilai	Unit
Momen (M_{kopel})	1177,24	[Nm]
Momen pengereman (M_B)	41,95	[N]
Gaya lateral (R_{oy})	5149,77	[N]
Gaya vertikal (F_z)	409,10	[N]



Gambar 3.10 Desain Awal : (a) Pandangan Atas, (b) Pandangan Isometrik, (c) Pandangan Depan, (d) Pandangan Samping

3.4 Simulasi Kekuatan Material

Tujuan desain *steering knuckle* untuk menghasilkan komponen yang andal dan tahan lama. Usulan desain awal yang disesuaikan dengan geometri dari mobil formula listrik itu sendiri seperti yang terlihat pada Gambar 3.10. Proses desain mengacu pada komponen yang sudah ada. Kondisi *steering knuckle* terdapat tiga koneksi yaitu terkoneksi dengan lengan atas, lengan bawah, dan juga lengan kemudi. Desain awal ini, dievaluasi menggunakan simulasi perangkat lunak elemen hingga untuk mengetahui defleksi, distribusi tegangan, serta berat material tersebut.

3.4.1 Pemilihan material

Berbagai jenis material saat ini banyak digunakan untuk *steering knuckle* seperti besi cor kelabu, besi cor putih, dan besi tempa. Titanium juga merupakan alternatif pengganti material yang memiliki karakteristik kuat. Material tersebut memiliki kekuatan luluh yang tinggi, namun memiliki berat jenis materialnya tinggi sehingga itu merupakan keterbatasan dari mobil formula. Atas dasar pertimbangan itu, dipilih material alternatif yang memiliki kekuatan luluh yang setara dengan berat jenis yang lebih kecil. Produk yang sudah ada menggunakan material aluminium 7075-T6 pada komponen *steering knuckle*. Penelitian ini, penggunaan material yang akan digunakan sebagai pembuatan komponen mobil formula listrik ITS juga menggunakan aluminium 7075-T6 dengan spesifikasi material properti seperti pada Tabel 3.4.

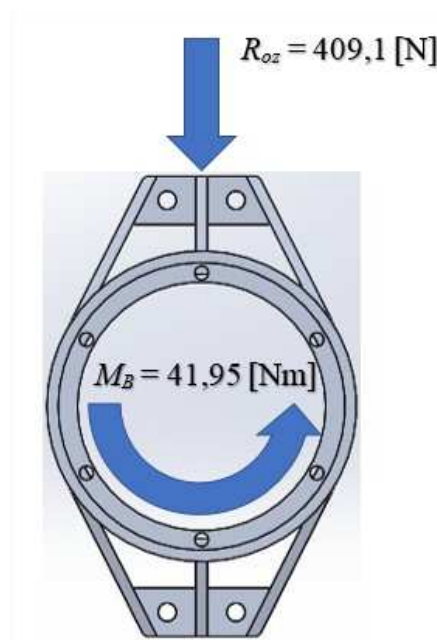
3.4.2 Analisis elemen hingga dan *fatigue*

Desain awal *steering knuckle* dilakukan analisis menggunakan perangkat lunak untuk diamati tegangan maksimum yang dihasilkan. Sesuai dengan kondisi pembebanan yang terjadi pada komponen tersebut yang terdapat tiga gaya pada arah x , y , dan z serta momen yang terjadi akibat pengereman seperti yang terangkum dalam Tabel 3.3 dan Tabel 3.4. Kondisi pembebanan tersebut diaplikasikan menggunakan perangkat lunak elemen hingga seperti pada Gambar 3.11 untuk kondisi jalan lurus disertai pengereman dan pada saat belok disertai pengereman seperti pada Gambar 3.12. Setelah semua gaya yang terjadi pada komponen diterapkan, maka langkah selanjutnya adalah melakukan *meshing*. Penentuan besarnya *meshing* dilakukan dengan cara melakukan *statical structure* dengan berdasarkan gaya yang telah dihitung sebelumnya, lalu dibandingkan nilai tegangan maksimal yang terjadi untuk masing-masing ukuran *meshing* hingga didapatkan hampir tidak terjadi perubahan antara hasil tegangan maksimum dengan ukuran *meshing* yang ditentukan. Data *meshing* dapat dilihat pada Tabel 3.5, sedangkan grafik hubungan antara tegangan maksimum dengan ukuran *meshing* seperti yang terlihat pada Gambar 3.13.

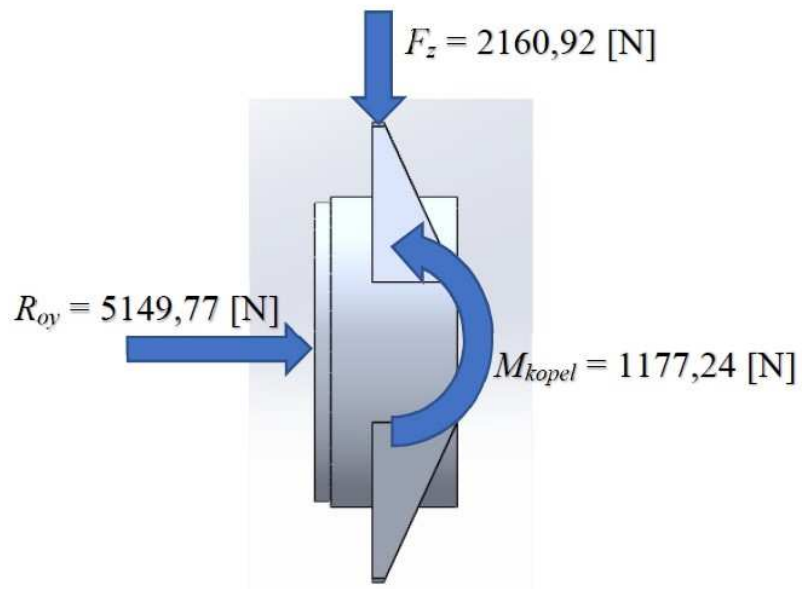
Setelah dilakukan simulasi elemen hingga, perlu dilakukan simulasi kelelahan untuk mengetahui komponen tersebut mampu dalam menerima beban yang berulang sesuai dengan kondisi aktualnya. Pengujian dilakukan menggunakan simulasi perangkat lunak *SolidWorks* dengan kondisi pembebanan sama dengan saat simulasi untuk tegangannya. Simulasi kelelahan dilakukan pada semua komponen usulan termasuk juga pada komponen yang sudah ada. Hasil simulasi tersebut kemudian didapatkan tegangan yang terjadi dan jumlah siklus yang dialami pada komponen tersebut sampai dengan patah atau rusak. Hasil tersebut kemudian dapat digambarkan menjadi sebuah grafik tegangan – jumlah siklus atau grafik S-N.

Tabel 3.4 *Material Properties of Aluminum 7075-T6*

Properti	Nilai	Unit
<i>Elastic Modulus</i>	72000	[MPa]
<i>Poison's Rasio</i>	0,33	
<i>Shear Modulus</i>	26900	[MPa]
<i>Mass Density</i>	2810	[kg/m ³]
<i>Tensile Strength</i>	570	[MPa]
<i>Yield Strength</i>	505	[MPa]



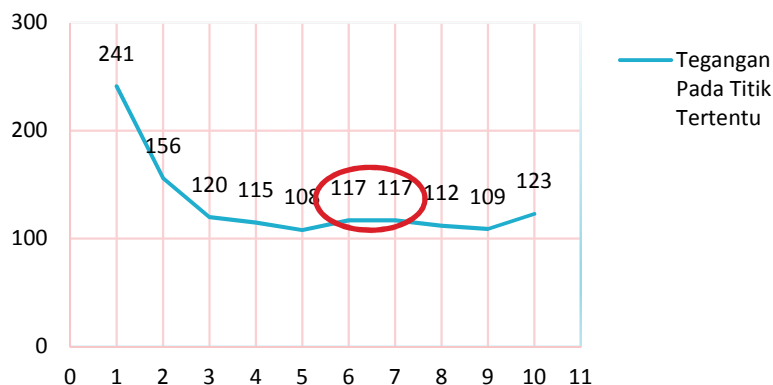
Gambar 3.11 Kondisi Pembebanan Saat Lurus dan Pengereman



Gambar 3.12 Kondisi Pembebanan Saat Belok dan Pengereman

Tabel 3.5 Data Uji Konvergensi *Meshing*

Level	Ukuran elemen min. [mm]	Ukuran elemen mak. [mm]	Tegangan pada suatu titik [N/mm ²]
Kasar	2	10	123
	1,8	9	109
	1,6	8	112
	1,4	7	117
	1,2	6	117
Halus	1	5	108
	0,8	4	115
	0,6	3	120
	0,4	2	156
	0,2	1	241

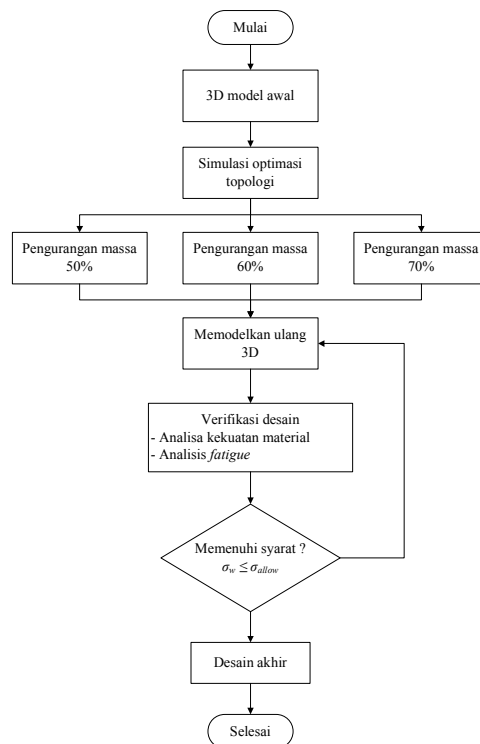


Gambar 3.13 Grafik Hubungan Antara Tegangan Maksimum dengan Ukuran *Meshing*

Berdasarkan Gambar 3.13 salah satu rekomendasi untuk menentukan jumlah elemen dengan akurasi solusi yang bisa diterima dalam suatu analisis elemen hingga adalah dengan melakukan uji konvergensi. Analisis tegangan pada suatu komponen, analisis awal dilakukan dengan ukuran atau jumlah elemen tertentu, dan solusi diperoleh dengan menyelesaikan model yang digunakan. Analisis kemudian diulang dengan jumlah elemen yang lebih besar ataupun lebih kecil kemudian nilai tegangan pada lokasi tertentu dibandingkan dengan hasil analisis sebelumnya. Apabila perbedaan nilai tegangan antara kedua analisis tersebut cukup besar, maka analisis diulang lagi dengan jumlah elemen yang berbeda sampai perbedaan tersebut dianggap cukup kecil. Hasil konvergensi menunjukkan bahwa ukuran *mesh* yang digunakan yaitu minimum pada ukuran = 1,4 [mm] dan maksimum = 7 [mm] atau berdasarkan Tabel 3.5 yaitu berada pada level medium untuk analisis kekuatan materialnya karena nilai tegangannya sudah memenuhi syarat konvergensi. Langkah terakhir dalam melakukan analisis elemen hingga menggunakan bantuan perangkat lunak yaitu *running* hasil. Hasil dari simulasi ini kemudian diamati apakah tegangan yang terjadi masih di bawah tegangan ijin material. Selain menampilkan tegangan, pada simulasi tersebut juga dapat menampilkan regangan dan juga perpindahan.

3.5 Simulasi Optimasi Topologi

Proses optimasi topologi dilakukan menggunakan perangkat lunak *ANSYS AIM Student 19.2*. Sebagai fungsi objektif pada optimasi ini adalah meminimalkan massa dari komponen *steering knuckle* mobil formula listrik ITS. Gambar 3.14 menunjukkan langkah-langkah yang akan dilakukan proses topologi optimasi. Pertama, desain CAD asli digambar dalam perangkat lunak pemodelan 3D CAD. Desain aslinya kemudian dianalisis secara struktural dengan kondisi pembebanan yang diberikan untuk melihat distribusi tegangan dan perpindahan. Berdasarkan distribusi tegangan dan perpindahan, optimasi topologi menghilangkan material dari area yang tidak berkontribusi secara signifikan untuk beban yang diterapkan. Berdasarkan hasil pengoptimalan topologi, bagian ini dirombak dalam perangkat lunak CAD. Model CAD baru kemudian diverifikasi dengan FEA sesuai dengan beban dan dapat memenuhi persyaratan desain. Jika model memenuhi verifikasi model fisik verifikasi dilakukan dengan menggunakan salah satu metode *prototyping* fisik. Jika tidak, model ulang dilakukan lagi sampai verifikasi selesai. Desain akhir kemudian disiapkan untuk proses manufaktur.



Gambar 3.14 Diagram Alir Proses Optimasi Topologi

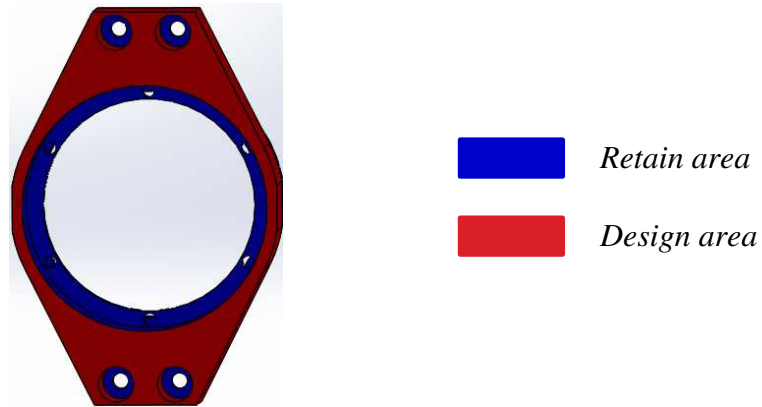
Proses simulasi topologi pada perangkat lunak perlu tahapan-tahapan yang benar. Penggunaan perangkat lunak *ANSYS AIM* pada penelitian ini perlu dijelaskan lebih rinci mengenai cara penggunaannya seperti berikut :

1. Geometri awal dalam bentuk 3D model dimasukkan ke dalam perangkat lunak *ANSYS AIM 19.2* dengan pilihan *topology optimization* dengan memaksimalkan kekuatan sebagai desain yang akan dicapai.
2. Lakukan *meshing* pada model tersebut dengan pengaturan *meshing* sesuai dengan uji konvergensi.
3. Lakukan analisis struktural dengan kondisi pembebanan yang sudah ditentukan seperti pengaturan material yang digunakan menggunakan *aluminum alloy*, dan untuk pembebanan diatur seperti yang sudah ditentukan pada Gambar 3.11. Tumpuan tetap diatur pada bagian permukaan lubang baut dan lubang silindris pada komponen tersebut adalah *cylindrical support*.
4. Tahapan analisis topologi, pada tahap ini model 3D akan dikurangi massanya dengan metode optimasi topologi, pengurangan massa diatur agar lebih ringan dari massa produk yang sudah ada. Massa dari produk yang sudah ada 60% dari model awal artinya produk yang ada, massanya dipertahankan sebesar 40%, maka analisis optimasi topologi akan diatur untuk massa yang dipertahankan sebesar kurang dari 40% dengan arti bahwa pengurangan massa lebih besar dari 60% dari komponen mula.
5. Menentukan bagian yang akan dikurangi massanya (*design area*) dan bagian yang dipertahankan (*retain area*) seperti yang terlihat pada Gambar 3.15.

3.6 Batasan Manufaktur

Hasil simulasi optimasi topologi pada umumnya masih sulit untuk langsung dilakukan proses manufaktur. Hasil simulasi tersebut masih perlu dilakukan proses *smoothing* supaya dapat dilakukan proses permesinan sesuai dengan mesin-mesin yang akan digunakan untuk membuat produk. Penelitian ini menggunakan batasan-batasan manufaktur seperti yang terangkum di dalam Tabel 3. 6, sedangkan untuk posisi pengerjaan yang dilakukan pada mesin CNC dibatasi dari berbagai sisi pengerjaan seperti yang terlihat pada Gambar 3.16. Tanda panah

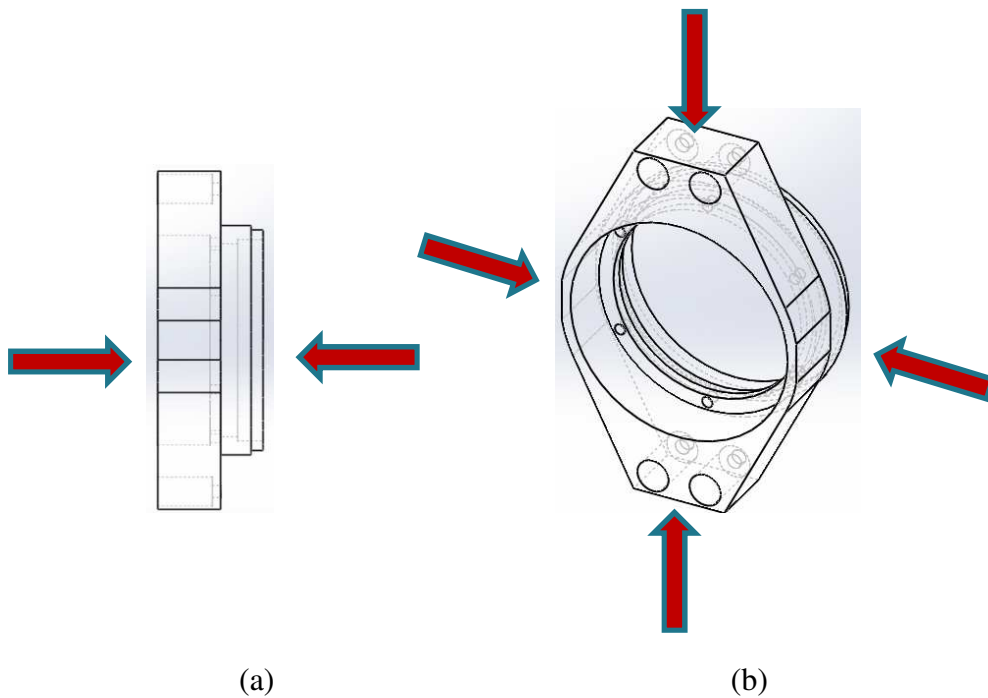
menunjukkan arah pengerjaan yang ditentukan (arah sumbu z pada mesin CNC). Penempatan benda kerja di mesin dilakukan secara manual sesuai arah pengerjaan.



Gambar 3.15 Pengaturan Pengurangan Massa

Tabel 3. 6 Batasan Geometri

No. Batasan	Parameter	Ukuran Minimum	Unit
BG.1	Radius	2	[mm]
BG.2	Round	1	[mm]
BG.3	Lebar alur	2	[mm]



Gambar 3.16 Penentuan Arah Pengerjaan Pada Mesin *Milling* CNC :

(a) Pandangan Samping, (b) Pandangan Isometrik

Tabel 3.7 Alat Potong yang Digunakan

No. Tools	Jenis Alat Potong	Ukuran	Unit	Keterangan
1	<i>End mill 2 flute</i>	ϕ 18	[mm]	proses <i>roughing</i>
2	<i>End mill 2 flute</i>	ϕ 8	[mm]	proses <i>roughing finishing</i>
3	<i>End mill 2 flute</i>	ϕ 4	[mm]	proses <i>finishing</i>
4	<i>End mill 2 flute</i>	ϕ 2	[mm]	proses <i>finishing</i>
5	<i>Ball mill</i>	ϕ 4	[mm]	proses <i>finishing</i> bagian <i>rounds</i>
6	<i>Center drill</i>	2x45x6x2	[mm]	membuat titik pusat lubang
7	<i>Twist drill</i>	ϕ 5	[mm]	membuat lubang diameter 5
8	<i>Twist drill</i>	ϕ 8	[mm]	membuat lubang diameter 8



(a) *End mill*



(b) *Ball Mill*



(c) *Center drill*



(d) *Twist drill*

Gambar 3.17 Jenis Alat Potong yang Digunakan

Penggunaan alat potong yang tepat sangat berpengaruh untuk dapat mencapai syarat batas geometri pada saat proses manufaktur yang telah ditentukan di atas. Alat potong yang digunakan dalam pembuatan produk *steering knuckle* dalam penelitian ini dapat dilihat pada Tabel 3.7. Proses pemakanan dalam pembuatan produk juga dibatasi yaitu tanpa adanya proses *undercut*.

3.7 Prototyping

Tahapan ini adalah melakukan proses pembuatan *prototyping* menggunakan bantuan perangkat lunak CAD/CAM dan juga menggunakan mesin CNC

3-axis dalam proses manufakturnya. Perangkat lunak CAD/CAM digunakan untuk membuat prosedur proses *cutting* pada mesin CNC dari material awal sampai menjadi geometri yang diinginkan. Akhir dari membuat prosedur pada perangkat lunak CAM tersebut menghasilkan *G-code* yang merupakan bahasa pemrograman yang dapat dibaca oleh mesin CNC. *G-code* tersebut kemudian ditransfer ke mesin CNC untuk dilakukan proses *cutting* produk. Berikut adalah spesifikasi teknis mesin yang akan digunakan untuk *prototyping*.

Tabel 3.8 Spesifikasi Mesin CNC 3-axis yang Digunakan

<i>x</i> :	:	660,4 [mm]	<i>Table-W</i> :	:	355,6 [mm]
<i>y</i> :	:	355,6 [mm]	<i>Table-L</i> :	:	736,6 [mm]
<i>z</i> :	:	457,2 [mm]	<i>Taper</i> :	:	40
<i>Power</i> :	:	7,5 [kW]	<i>Weight</i> :	:	8400 [lbs]
<i>RPM</i> :	:	8000 [rpm]	<i>Control</i> :	:	CNC (HURCO MAX)



Gambar 3.18 Mesin CNC 3-axis yang Digunakan

BAB 4

HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Hasil Simulasi Optimasi Topologi

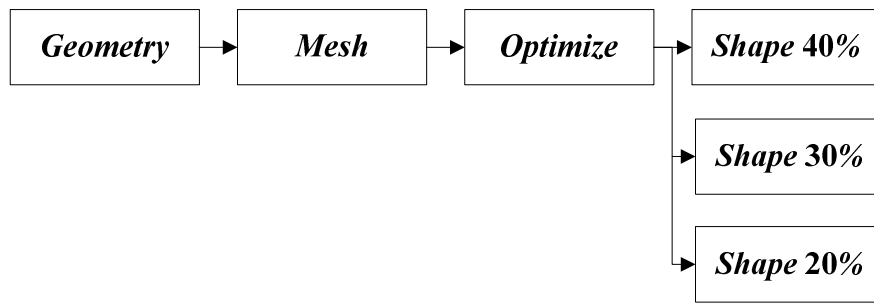
Setelah diketahui gaya-gaya yang terjadi pada *steering knuckle*, maka dilanjutkan untuk proses simulasi optimasi topologi menggunakan perangkat lunak *ANSYS AIM 19.2* versi edukasi. Skema yang dilakukan pada proses simulasi ini seperti pada Gambar 4.1. Analisis optimasi topologi ini dilakukan dengan pengaturan massa yang dipertahankan yaitu sebesar 40%, 30%, dan 20%. Pengaturan area yang dipertahankan dan yang akan dikurangi massanya telah ditetapkan sebelumnya pada Gambar 3.15.

Tahapan proses secara rinci adalah sebagai berikut :

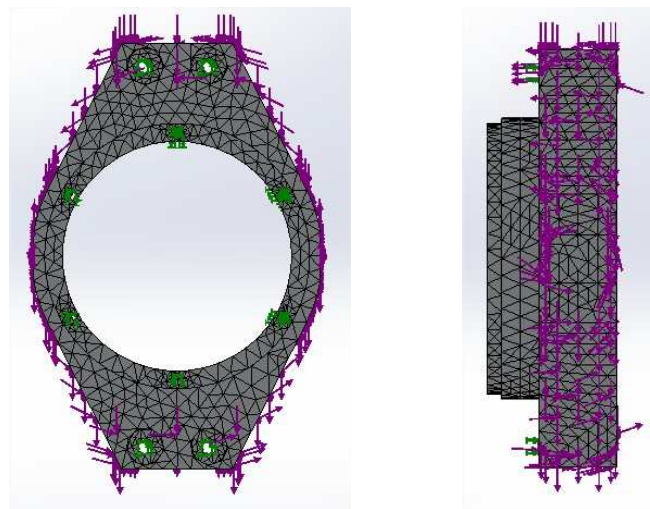
1. *Geometry* : pengaturan geometri pada penelitian ini yaitu mendefinisikan geometri dari suatu komponen yang akan dilakukan optimasi. Komponen tersebut hasil yaitu desain awal seperti yang pada Gambar 3.10 kemudian diubah dalam bentuk *parasolid* untuk kemudian diimpor untuk simulasi topologi pada *ANSYS AIM 19.2*.
2. *Mesh* : pengaturan *mesh* pada *ANSYS AIM 19.2* dengan cara menggunakan uji konvergensi *mesh* seperti pada Tabel 3.5.

Optimize : proses ini yaitu mengatur kondisi batas. Pengaturan disesuaikan dengan yang telah direncanakan sebelumnya dengan kondisi pembebanan seperti pada Gambar 3.12 dan menggunakan material *Aluminum 7075*.

3. *Shape* : pengaturan pada tahapan ini yaitu mengatur seberapa besar massa yang akan dipertahankan yang dalam penelitian ini telah ditentukan yaitu sebesar 40%, 30%, dan 20%. Tahapan ini juga sudah langsung memunculkan hasil simulasi optimasi topologi. Hasil tersebut masih terlihat kasar dan belum dapat untuk dilakukan *machining* sehingga masih perlu untuk dilakukan proses *smoothing* dengan cara mengubah *file* hasil simulasi tersebut dalam bentuk *file mesh* dan dilakukan proses penghalusan (*smoothing*) pada perangkat lunak *Solidworks*.



Gambar 4.1 Skema Proses Simulasi Optimasi Topologi

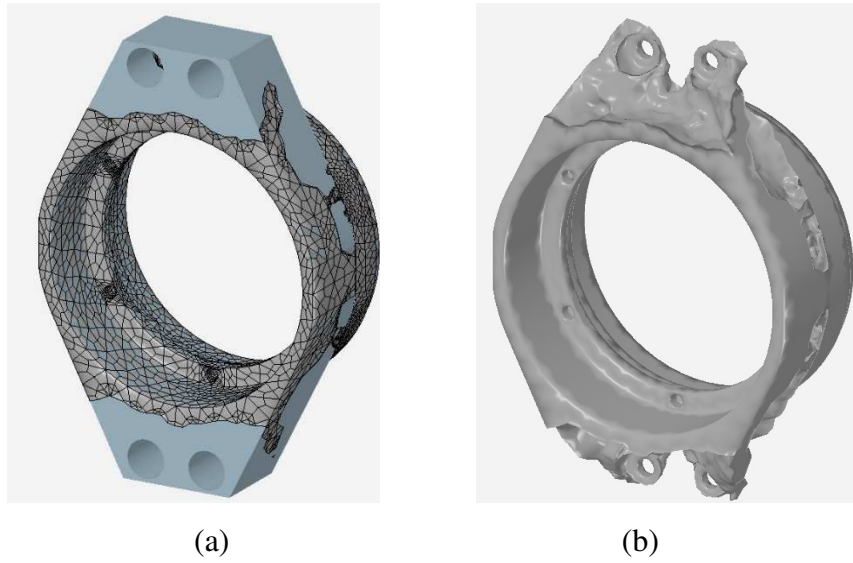


(a) Pandangan depan

(b) Pandangan samping

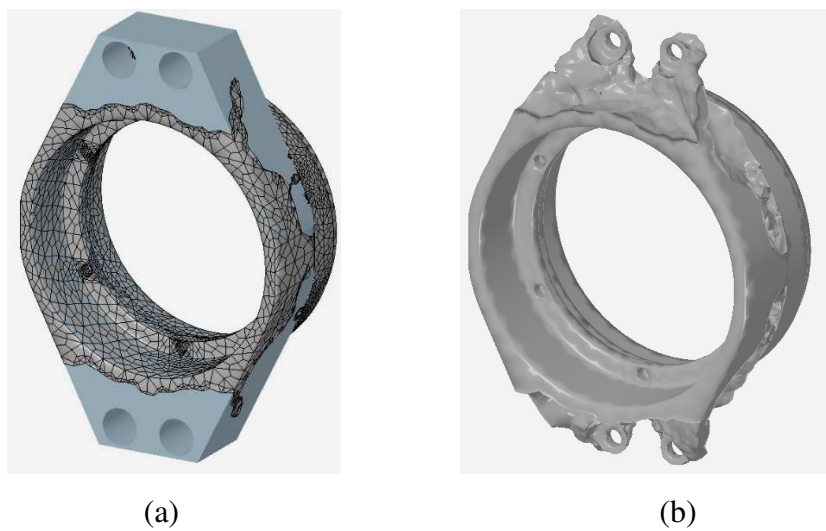
Gambar 4.2 *Meshing* dan Kondisi Batas

Meshing yang dilakukan pada saat simulasi optimasi topologi yaitu menggunakan tipe *curvature* dengan ukuran maksimum 7 [mm] dan ukuran minimum adalah 1,4 [mm]. Pengaturan untuk tumpuan tetap yaitu pada bagian yang berwarna hijau pada Gambar 4.2. Kondisi pembebanan yaitu seperti pada Gambar 4.2 yang ditunjukkan oleh tanda panah berwarna ungu. Terdapat beberapa macam pembebanan yang bekerja pada komponen antara lain momen kopel sebesar 1177,24 [Nm] akibat gaya lateral yang terjadi pada saat kendaraan berbelok. Pembebanan selanjutnya yaitu momen akibat gaya pengereman saat kendaraan tersebut berbelok disertai dengan pengereman sebesar 41,95 [Nm]. Saat kondisi demikian, komponen juga mendapat gaya vertikal dengan arah ke bawah akibat adanya perpindahan berat kendaraan saat berbelok sebesar 2160,92 [N]. Gaya-gaya tersebut dikalikan dengan tiga sebagai faktor keamanan.



Gambar 4.3 Hasil Simulasi Optimasi Topologi Pengurangan Massa 60% :
 (a) Massa Awal dan Hasil, (b) Hasil Pengurangan Massa

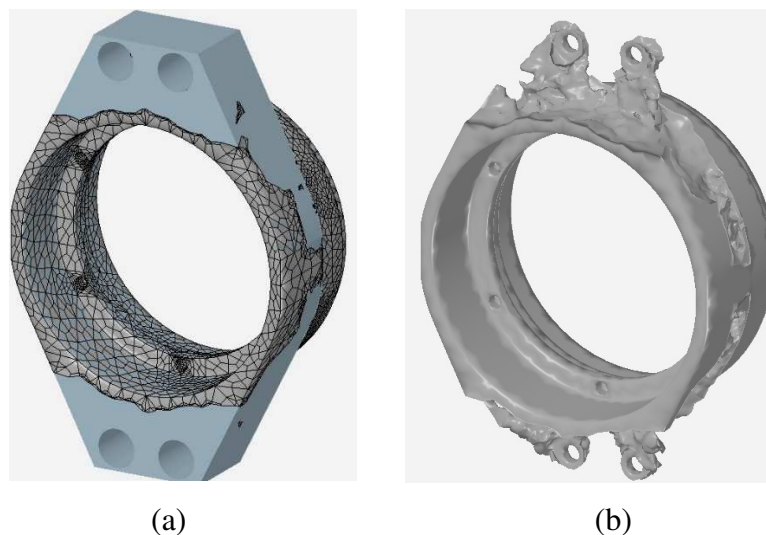
Simulasi optimasi topologi pada Komponen Pertama seperti pada Gambar 4.3, dari data yang dihasilkan menunjukkan besar pengurangannya adalah sebesar 60% dari massa awal yaitu sebesar 903,07 [g] berkurang menjadi 626,38 [g]. Pengaturan pada bagian yang akan dikurangi massanya adalah seperti yang telah ditetapkan pada Gambar 3.15. Kondisi pembebanan juga diatur sesuai dengan kondisi pembebanan yang sudah ditetapkan sebelumnya disesuaikan dengan kondisi pada saat *race*.



Gambar 4.4 Hasil Simulasi Optimasi Topologi Pengurangan Massa 70% :
 (a) Massa Awal dan Hasil, (b) Hasil Pengurangan Massa

Komponen Kedua dengan pengaturan pengurangan massanya yaitu sebesar 70% atau dengan menyisakan 30% massa yang dipertahankan. Hasil simulasi optimasi topologi seperti pada Gambar 4.4 didapatkan yaitu massa setelah simulasi sebesar 610,42 [g]. Komponen Ketiga dengan massa yang dipertahankan sebesar 20% seperti pada Gambar 4.5, dari hasil simulasi didapatkan data yaitu massanya menjadi 595,49 [g]. Komponen Ketiga terdapat bagian yang tidak memungkinkan untuk dilakukan desain karena hasil simulasi sangat tipis. Hasil tersebut masih perlu dikoreksi lagi pada saat proses penghalusan.

Massa hasil simulasi optimasi topologi masih berupa hasil kasar mengikuti ukuran *mesh* saat pengaturan pada simulasi terhadap komponen tersebut. Karena pertimbangan proses manufaktur, maka hasil simulasi optimasi topologi masih perlu dilakukan lagi proses penghalusan (*smoothing*). Adanya proses penghalusan tersebut, komponen akan lebih mudah untuk proses manufakturnya sesuai dengan mesin yang akan digunakan. Simulasi optimasi topologi pada penelitian ini digunakan untuk mendapatkan geometri yang paling sesuai dengan kondisi yang ada dengan tujuan untuk mengurangi massa dari komponen.

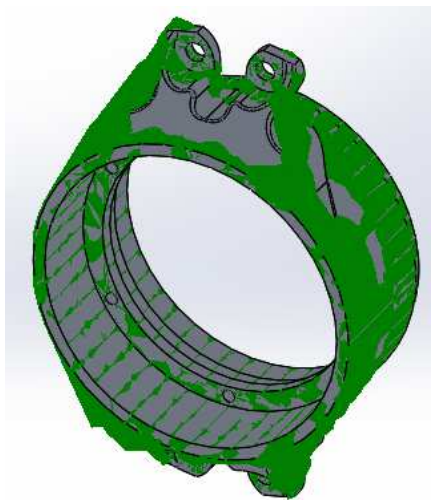


Gambar 4.5 Hasil Simulasi Optimasi Topologi Pengurangan Massa 80% :
(a) Massa Awal dan Hasil, (b) Hasil Pengurangan Massa

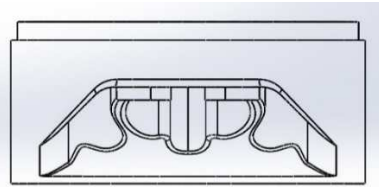
4.2 Proses Penghalusan

Proses penghalusan menggunakan perangkat lunak *Solidworks* dari hasil simulasi optimasi topologi dalam bentuk *mesh file*. Hasil penghalusan diupayakan mendekati dengan hasil simulasi optimasi topologi. Proses ini juga dilakukan sebanyak tiga kali yaitu pada hasil simulasi optimasi topologi dengan massa yang dipertahankan sebesar 40%, 30%, dan 20%. Proses pembuatannya dilakukan dengan cara membuat kembali komponen tersebut secara manual dengan menggunakan perangkat lunak *Solidworks* dengan geometri yang mendekati hasil simulasi optimasi topologi. Proses ini juga harus memperhatikan ketebalan minimal yang dibatasi yaitu sebesar 3,5 [mm] pada saat terdapat geometri yang lebih kecil dari 3,5 [mm].

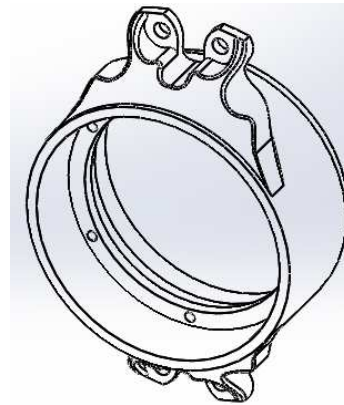
Proses penghalusan yang pertama dilakukan pada komponen dengan massa yang dipertahankan sebesar 40% dan untuk selanjutnya disebut sebagai “Komponen Pertama”. Gambar 4.6 menunjukkan bahwa hasil penghalusan pada Komponen Pertama mengikuti hasil dari simulasi topologi. Massa yang dihasilkan setelah proses penghalusan ini yaitu sebesar 607,22 [g]. Terjadi penurunan massa setelah proses penghalusan dari hasil simulasi topologi dengan massa yang dihasilkan yaitu sebesar 626,38 [g] menjadi 607,22 [g]. Hal tersebut karena pada proses penghalusan mempertimbangkan untuk langkah selanjutnya yaitu pada proses manufaktur. Hasil proses penghalusan seperti yang terlihat pada Gambar 4.7.



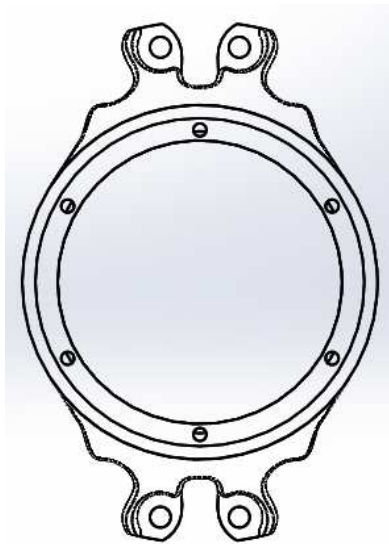
Gambar 4.6 Proses Penghalusan Komponen Pertama



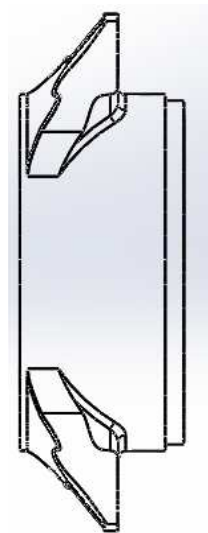
(a) Pandangan Atas



(b) Pandangan Isometri



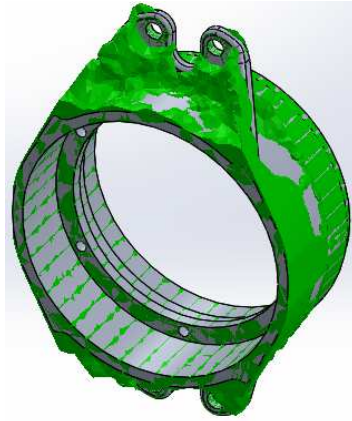
(c) Pandangan Depan



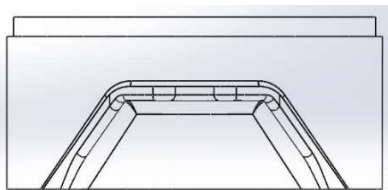
(d) Pandangan Samping

Gambar 4.7 Komponen Pertama

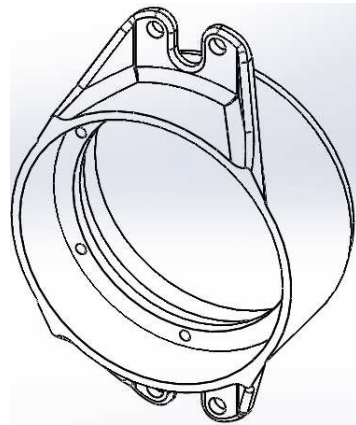
Proses penghalusan yang kedua yaitu pada komponen dengan massa yang dipertahankan sebesar 20% dan untuk selanjutnya dinamakan sebagai “Komponen Kedua”. Gambar 4.8 menunjukkan proses penghalusan pada Komponen Kedua. Komponen Kedua juga terdapat selisih antara massa hasil simulasi topologi dengan massa hasil proses penghalusan. Sama halnya dengan Komponen Pertama, pertimbangan proses manufaktur dan tetap mengupayakan massa yang dihasilkan lebih ringan adalah yang menjadi tujuan utama. Penurunan massanya yaitu dari semula massa hasil simulasi topologi sebesar 610,42 [g], setelah proses penghalusan menjadi sebesar 529,67 [g]. Hasil proses penghalusan Komponen Kedua dapat dilihat pada Gambar 4.9.



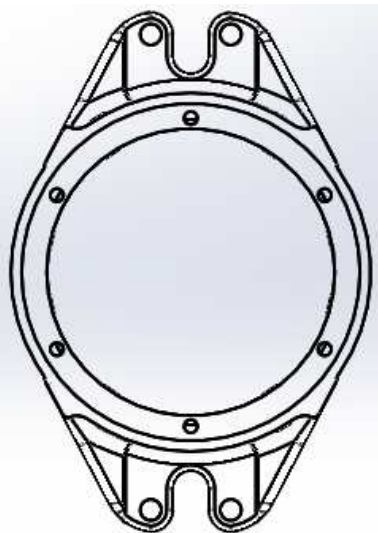
Gambar 4.8 Proses Penghalusan Komponen Kedua



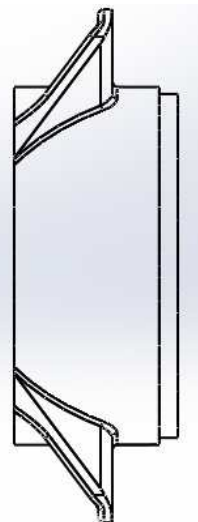
(a) Pandangan Atas



(b) Pandangan Isometri



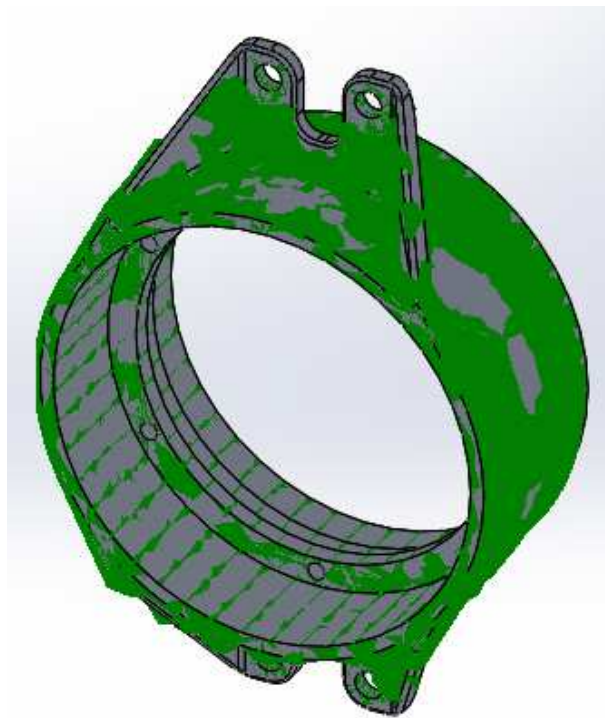
(c) Pandangan Depan



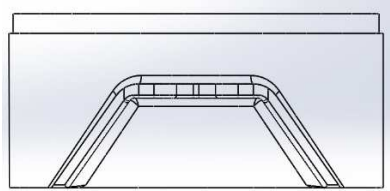
(d) Pandangan Samping

Gambar 4.9 Komponen Kedua

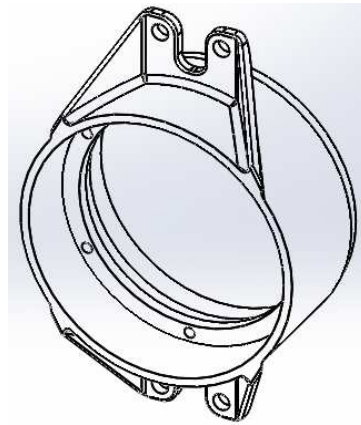
Proses penghalusan pada komponen dengan massa yang dipertahankan sebesar 10% untuk selanjutnya dinamakan sebagai “Komponen Ketiga”. Prosesnya seperti yang terlihat pada Gambar 4.10. Hasil simulasi pada Komponen Ketiga, hampir mirip dengan Komponen Kedua. Geometri yang terbentuk setelah simulasi, berbeda pada ukuran yang lebih kecil dari simulasi sebelumnya. Sama dengan komponen-komponen sebelumnya, terjadi selisih massa antara hasil simulasi topologi dengan massa hasil proses penghalusan. Massa awal sebelum proses penghalusan yaitu sebesar 595,49 [g] menjadi sebesar 493,5 [g]. Hasil proses penghalusan Komponen Ketiga seperti pada Gambar 4.11.



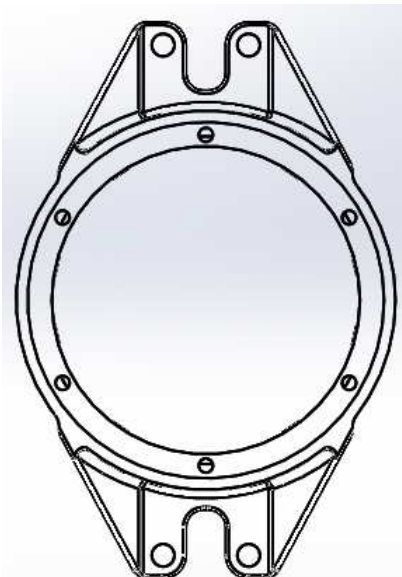
Gambar 4.10 Proses Penghalusan Komponen Ketiga



(a) Pandangan Atas



(b) Pandangan Isometri



(b) Pandangan Depan

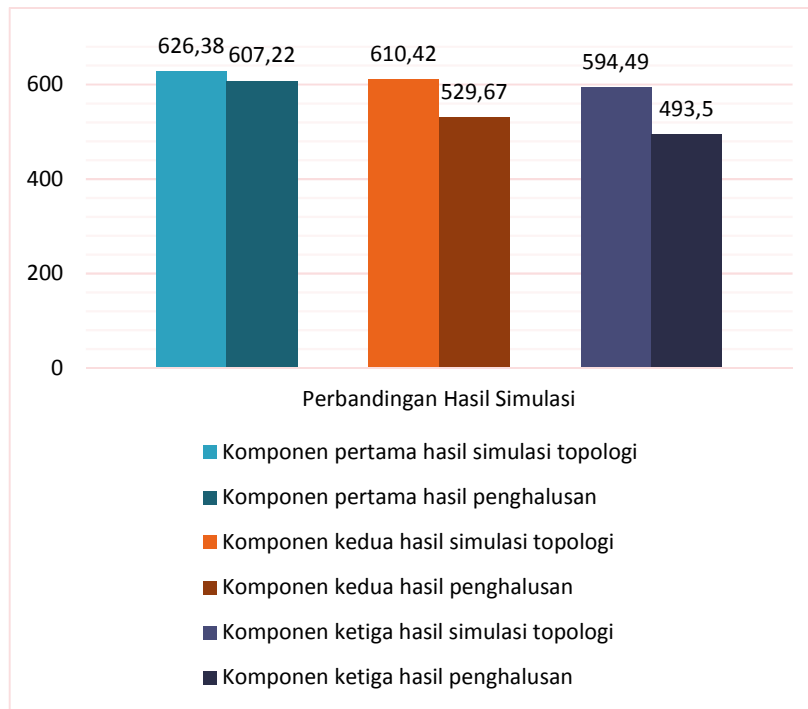


(d) Pandangan Samping

Gambar 4.11 Komponen Ketiga

Tabel 4.1 Massa Hasil Proses Optimasi dengan Hasil Proses Penghalusan

No.	Nama Komponen	Massa Hasil Simulasi Topologi	Massa Hasil Proses Penghalusan	Selisih
1	Komponen Pertama	626,38 [g]	607,22 [g]	19,16 [g]
2	Komponen Kedua	610,42 [g]	529,67 [g]	80,75 [g]
3	Komponen Ketiga	595,49 [g]	493,50 [g]	101,99 [g]



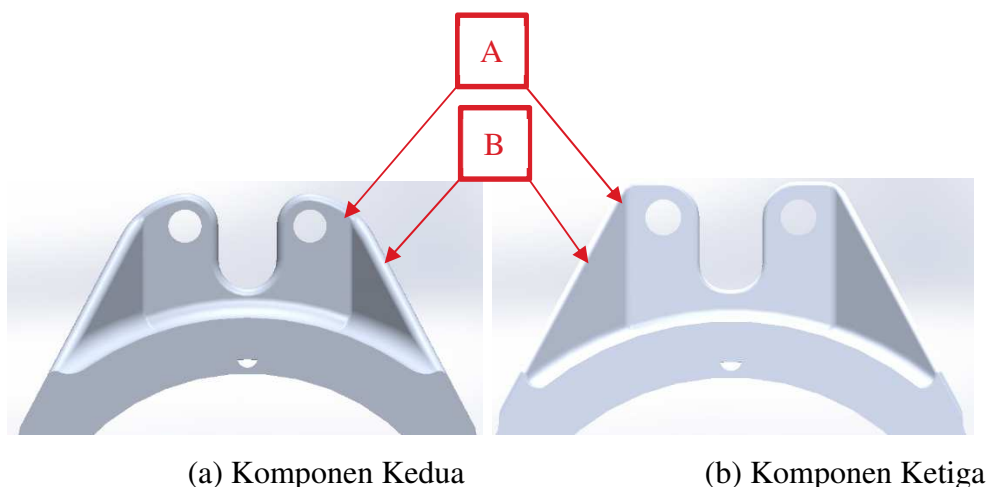
Gambar 4.12 Grafik Perbandingan Massa Hasil Simulasi dengan Hasil Proses Penghalusan

Berdasarkan Tabel 4.1, terdapat selisih antara massa hasil simulasi optimasi topologi dengan massa hasil proses penghalusan. Hal tersebut sangat mungkin terjadi karena hasil dari simulasi topologi berupa hasil kasar, atau hasil berdasarkan bentuk ukuran *mesh* yang digunakan. Tujuan utama yaitu untuk mengurangi massa komponen sehingga pada proses penghalusan dibuat mengacu pada dimensi yang terkecil sehingga massa hasil proses penghalusan lebih kecil dibandingkan dengan hasil simulasi topologi. Gambar 4.12 terlihat jelas selisih antara massa hasil simulasi topologi dengan massa hasil proses penghalusan. Komponen Pertama terdapat selisih massa sebesar 3,15%. Komponen Kedua selisih massanya adalah sebesar 15,24%. Komponen Ketiga memiliki selisih massa sebesar 20,67%. Hal tersebut masih dapat dilanjutkan karena masih ada proses selanjutnya yaitu analisis struktural untuk memverifikasi apakah komponen tersebut masih aman di bawah tegangan ijin materialnya.

Terdapat perbedaan antara hasil komponen satu dengan yang lain dikarenakan pengurangan massanya juga berbeda, namun hasilnya tidak terlalu jelas perbedaannya. Komponen Pertama terlihat jelas perbedaannya dengan

komponen yang lainnya. Gambar 4.13 menunjukkan perbedaan yang tampak pada Komponen Kedua dengan Komponen Ketiga. Terlihat pada gambar pada bagian yang ditunjuk dengan keterangan huruf “A”, pada bagian tersebut terdapat perbedaan geometri. Hal tersebut dikarenakan pada proses penghalusan tetap mengikuti hasil dari simulasi topologi. Perbedaan yang lain yaitu pada keterangan huruf “B” terdapat sedikit perbedaan geometri yaitu ketebalan sirip untuk Komponen Kedua lebih tebal dibandingkan dengan Komponen Ketiga. Secara keseluruhan, ketiga komponen tersebut pada bagian *retain* area memiliki dimensi yang sama disesuaikan dengan kondisi pada kendaraan dan disesuaikan dengan produk yang sudah ada.

Hasil proses penghalusan tersebut juga perlu dipertimbangkan dengan produk yang ada. Produk yang ada yaitu memiliki massa sebesar 576,14 [g]. Diharapkan komponen pengganti harus memiliki massa yang lebih kecil dari produk yang sudah ada. Berdasarkan hasil proses penghalusan, maka perbandingan massa antara Komponen Pertama dengan produk yang ada yaitu lebih berat yaitu kenaikannya sebesar 5,39%. Namun komponen tersebut tetap dipertahankan untuk dapat dilakukan proses selanjutnya sebagai bahan pertimbangan nantinya. Komponen kedua jika ditinjau dari massanya, lebih kecil dibandingkan dengan produk yang ada. Penurunan massanya yaitu sebesar 8,07% dari produk yang ada. Komponen Ketiga juga lebih kecil dari produk yang ada jika dilihat dari massanya. Besar penurunan massanya yaitu 14,34% dari produk yang ada. Keseluruhan komponen tetap dilakukan proses selanjutnya yaitu analisis struktural.



Gambar 4.13 Perbedaan Komponen Kedua dengan Komponen Ketiga

4.3 Analisis Struktural

4.3.1 Simulasi tegangan statis

Tahapan selanjutnya setelah mendapatkan geometri yang sesuai, maka akan dilakukan analisis struktural statis untuk dapat dibandingkan dari keseluruhan hasil dengan komponen yang sudah ada. Tahapan analisis ini digunakan untuk memverifikasi apakah hasil tahapan optimasi masih dalam batas aman dari tegangan ijin materialnya. Simulasi analisis struktural ini dilakukan menggunakan perangkat lunak *Solidworks* yang dilakukan terhadap keseluruhan hasil optimasi dan hasil proses penghalusan. Kondisi pembebanan sesuai dengan yang ditetapkan seperti pada Gambar 3.12 dan kondisi batas seperti yang ditentukan sebelumnya pada Gambar 4.2. Simulasi ini dilakukan secara berurutan dari Komponen Pertama, Komponen Kedua, dan yang terakhir Komponen Ketiga. Sebagai bahan pertimbangan, analisis juga dilakukan terhadap komponen yang sudah ada.

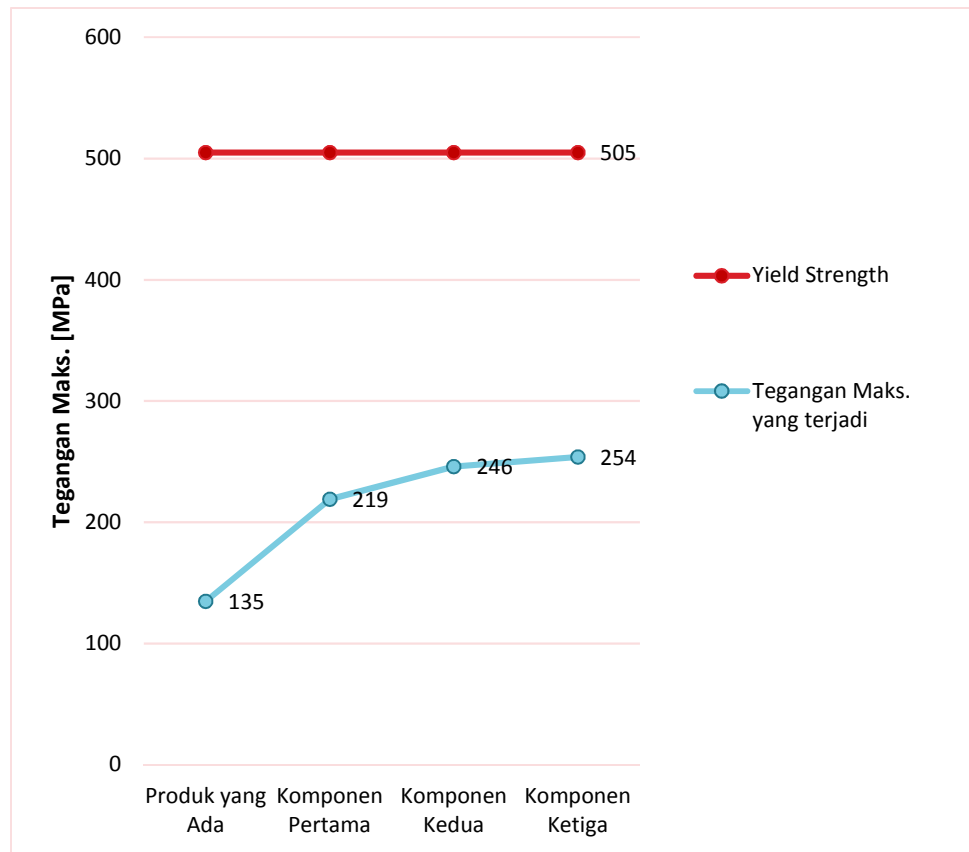
Simulasi pertama dilakukan pada Komponen Pertama dan dari simulasi menunjukkan bahwa tegangan maksimal yang didapat yaitu sebesar 219 [MPa] pada Gambar 4.15. Perpindahan maksimum yaitu sebesar 0,0234 [mm] seperti pada Gambar 4.16. Pada simulasi yang kedua didapatkan tegangan maksimum yaitu sebesar 246 [MPa] (Gambar 4.17) dan perpindahan maksimum sebesar 0,0261 [mm] Gambar 4.18. Simulasi yang terakhir didapatkan tegangan maksimum yang terjadi yaitu sebesar 254 [MPa] Gambar 4.19 dan perpindahan maksimum sebesar 0,0236 [mm] seperti pada Gambar 4.20. Produk yang sudah ada perlu dilakukan simulasi analisis struktural yang digunakan sebagai perbandingan dengan desain optimasi pada penelitian ini. Hasil simulasi pada Gambar 4.21 menunjukkan bahwa nilai tegangan maksimum yaitu sebesar 135 [MPa] dan perpindahan maksimum yaitu 0,0286 [mm] seperti pada Gambar 4.22.

Tabel 4.2 Tabel Hasil Simulasi Analisis Struktural

No.	Nama Komponen	Tegangan Maksimum [MPa]	Perpindahan Maksimum [mm]
1.	Produk yang ada	135	0,0286
2.	Komponen Pertama	219	0,0234
3.	Komponen Kedua	246	0,0261
4.	Komponen Ketiga	254	0,0236

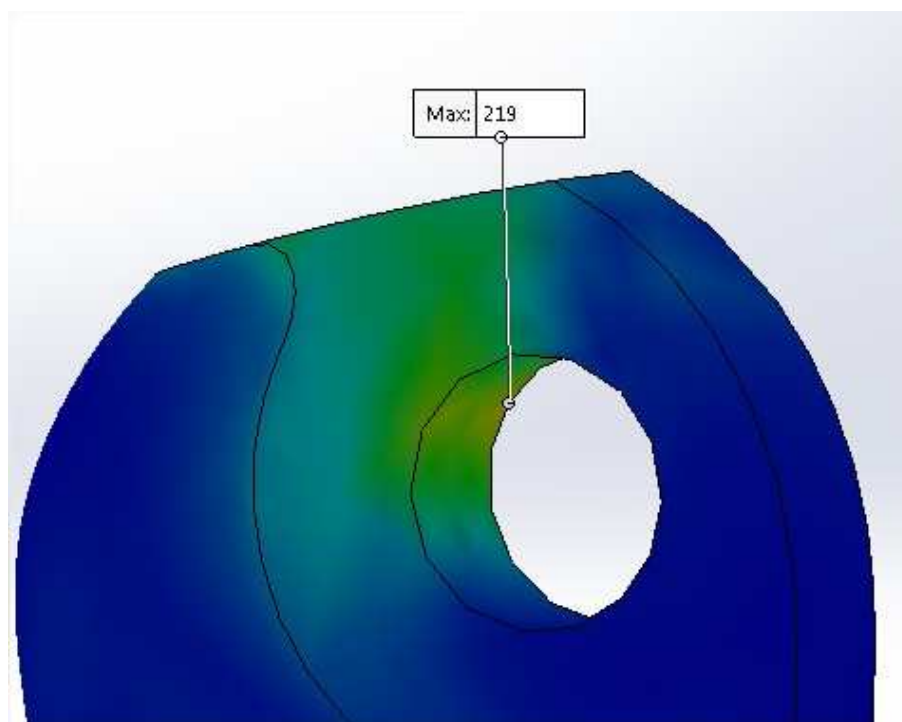
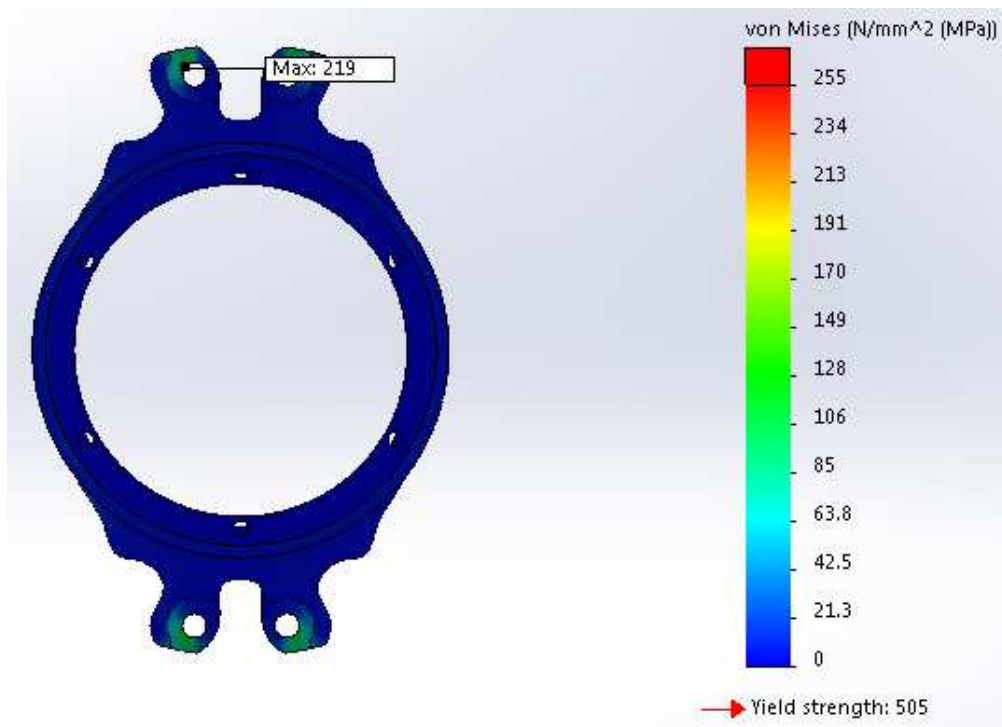
Tabel 4.2 menunjukkan bahwa tegangan maksimum yang terjadi pada keseluruhan komponen masih dalam batas aman yaitu masih di bawah tegangan ijin materialnya. Dari ketiga komponen usulan dilihat dari tegangan maksimumnya masih di atas dari tegangan maksimum yang terjadi pada produk yang ada. Apabila dibandingkan dengan produk yang ada, maka besar persentase tegangan maksimumnya pada Komponen Pertama yaitu naik sebesar 62,22% sedangkan perpindahan maksimumnya yaitu 22,22%. Komponen Kedua kenaikan tegangannya adalah sebesar 82,22% sedangkan untuk perpindahan maksimumnya terjadi penurunan sebesar 9,58%. Komponen Ketiga juga mengalami kenaikan pada tegangan maksimumnya yaitu sebesar 88,15% dan perpindahan maksimumnya menurun sebesar 21,19%. Gambar 4.14 memberikan gambaran bahwa semakin banyak massa yang dikurangi, maka semakin meningkat nilai tegangan maksimum yang dihasilkan.

Tegangan yang terjadi pada semua komponen masih jauh di bawah batas kekuatan luluh material, sehingga masih aman. Sebagai bahan pertimbangan, semua komponen usulan dibandingkan nilai tegangannya dengan produk yang ada. Perbandingan tersebut untuk mengetahui selisih tegangan yang terjadi. Komponen Pertama memiliki selisih tegangan dengan produk yang ada sebesar 84 [MPa]. Komponen Kedua memiliki selisih sebesar 111 [MPa]. Komponen Ketiga memiliki selisih nilai tegangan maksimumnya yaitu sebesar 119 [MPa]. Semakin naiknya tegangan yang terjadi pada komponen usulan, disebabkan karena semakin kecilnya luas penampang dari rancangan usulan. Secara jelas dapat dilihat seperti pada Gambar 4.14.

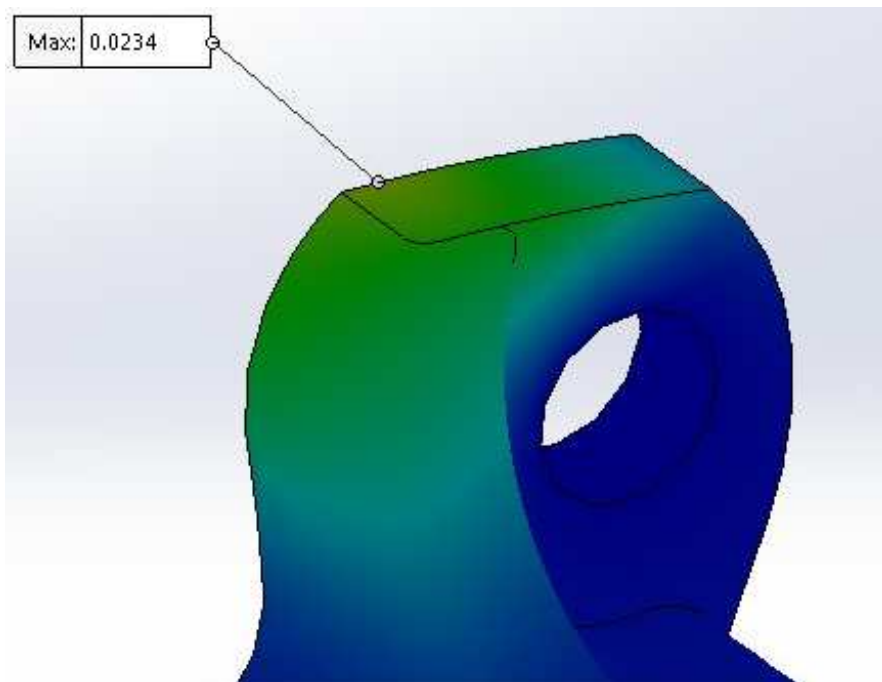
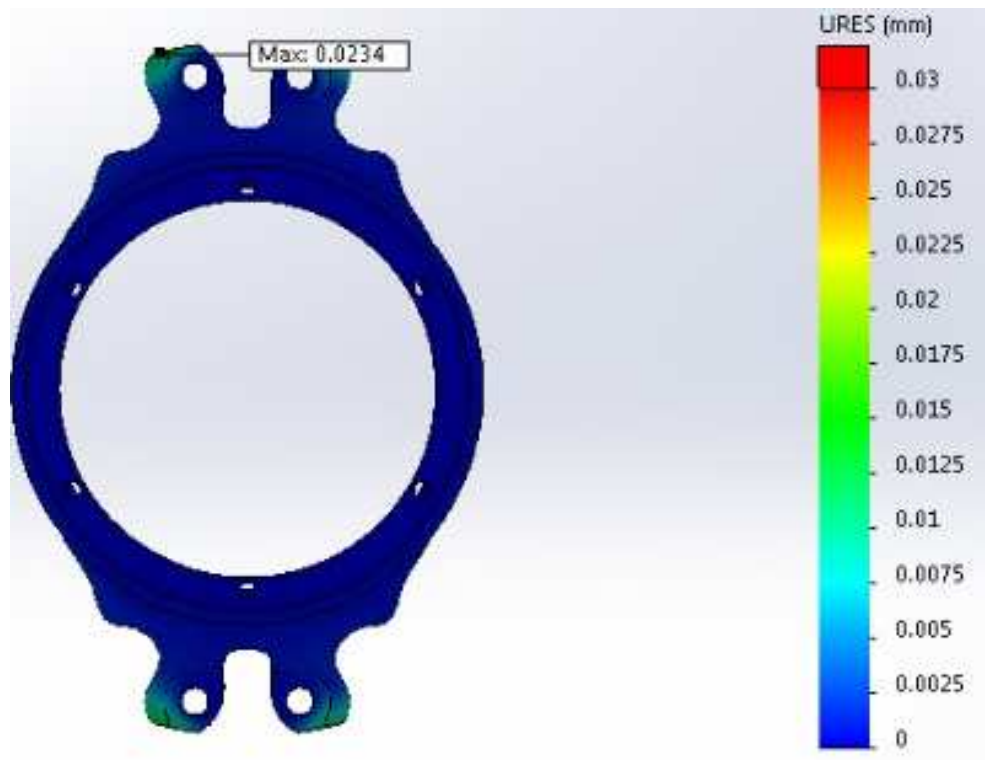


Gambar 4.14 Grafik Hasil Tegangan Maksimum

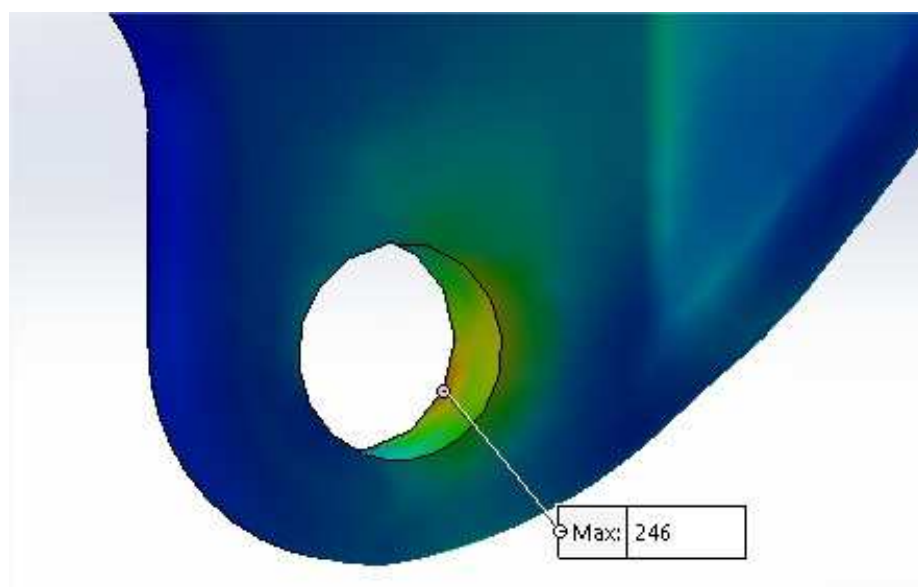
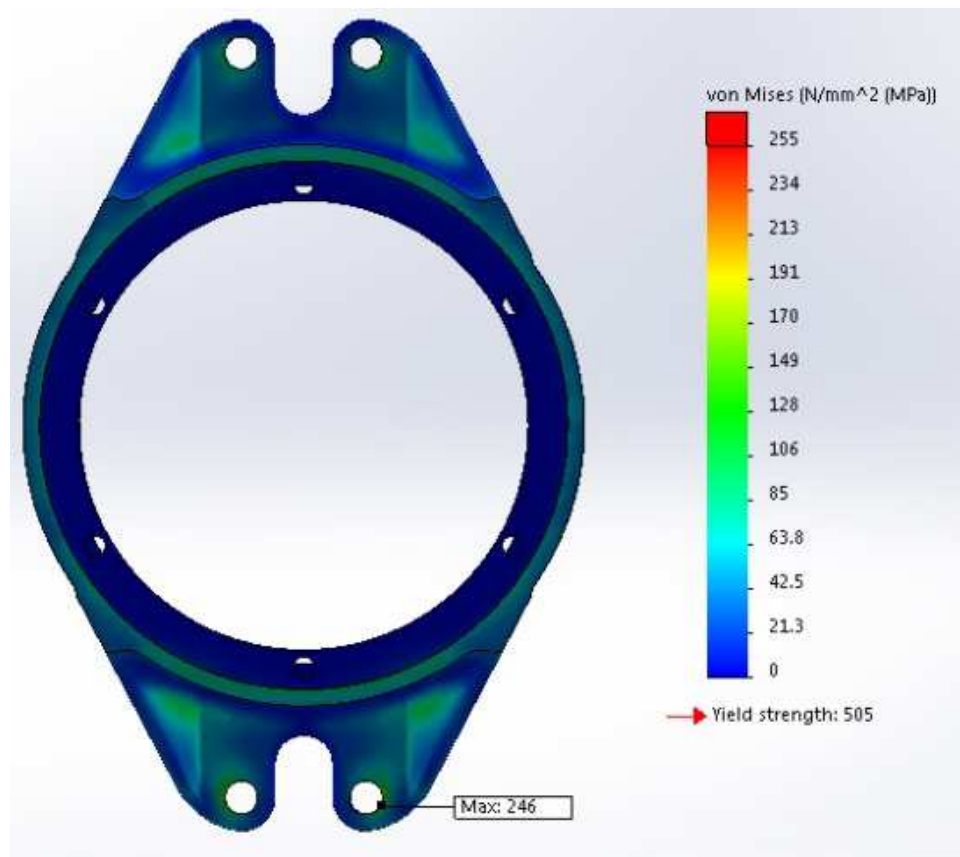
Grafik hasil tegangan maksimum tersebut pada Gambar 4.14 menunjukkan tren yang menaik. Dimulai dari produk yang sudah ada yang memiliki nilai tegangan maksimum yang terendah. Rancangan usulan secara berurutan dimulai dari Komponen Pertama dengan pengurangan massanya sebesar 60%, mengalami peningkatan apabila dibandingkan dengan produk yang sudah ada. Komponen Kedua karena pengurangan massanya lebih besar dari Komponen Pertama, maka nilai tegangan maksimumnya lebih besar dibanding Komponen Pertama. Komponen Ketiga dengan pengurangan massa yang paling banyak sebesar 80%, maka nilai tegangan maksimum yang terjadi semakin besar pula dibandingkan dengan komponen yang lain. Titik letak tegangan maksimum yang terjadi dapat dilihat pada gambar hasil simulasi plot tegangan dari masing-masing komponen dan titik perpindahan maksimum dapat dilihat pada gambar hasil simulasi plot perpindahan pada masing-masing komponen.



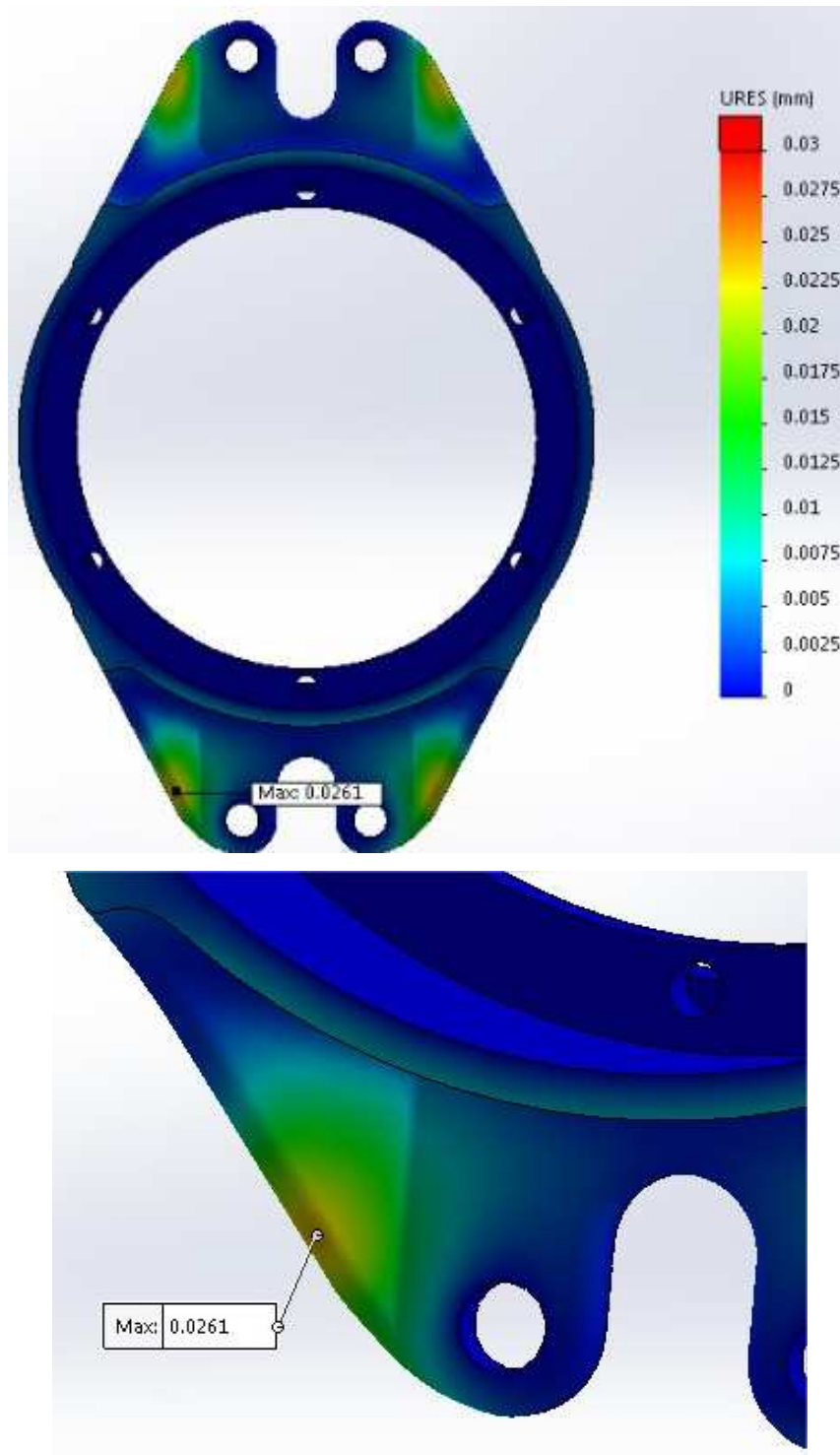
Gambar 4.15 Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Pertama Plot Tegangan



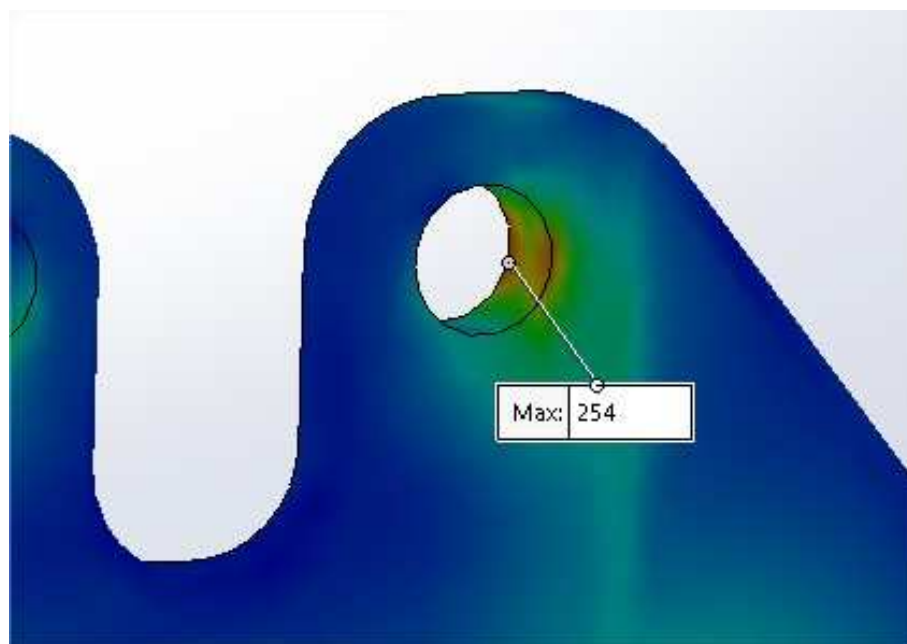
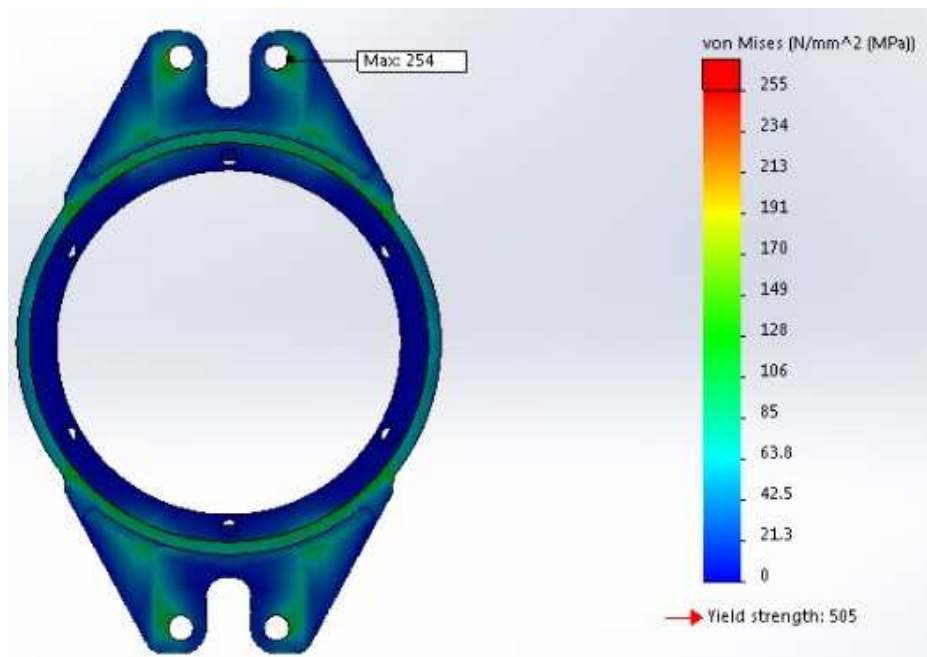
Gambar 4.16 Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Pertama Plot Perpindahan



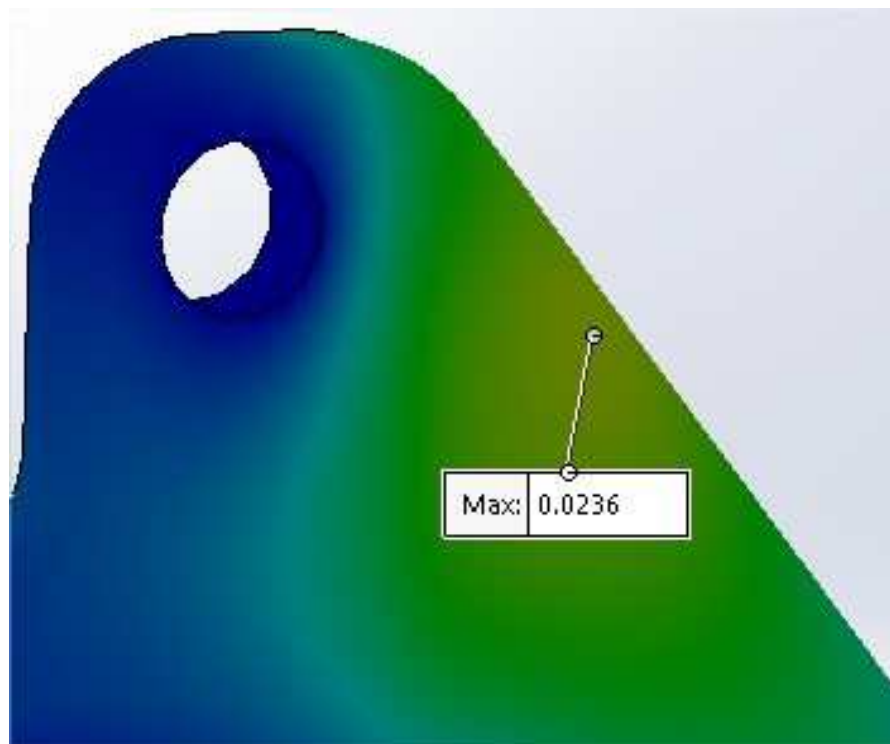
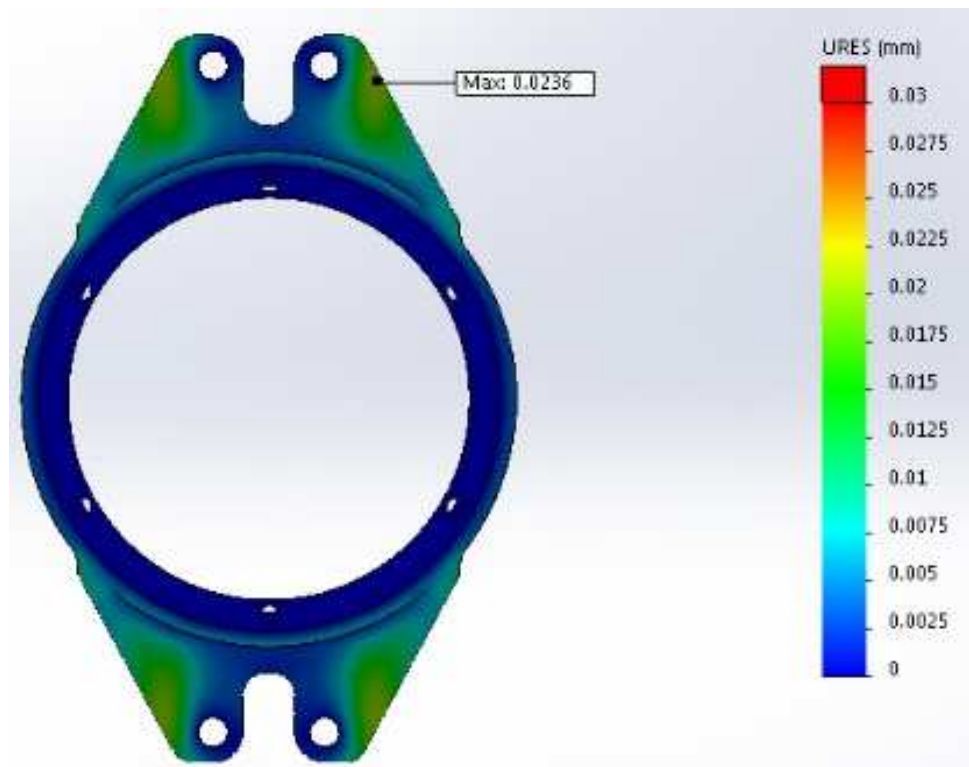
Gambar 4.17 Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Kedua Plot Tegangan



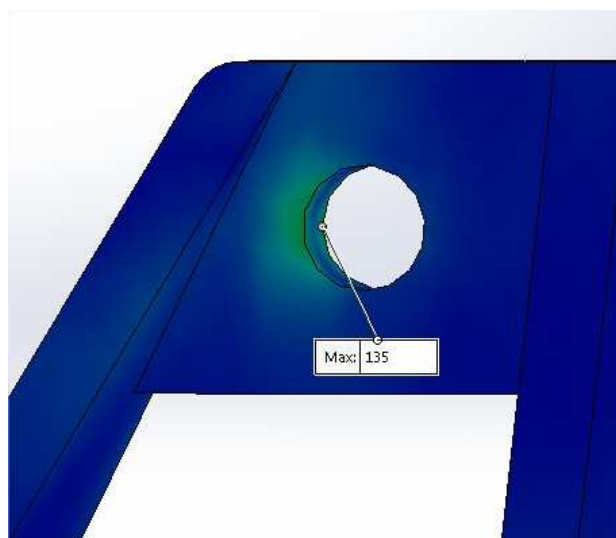
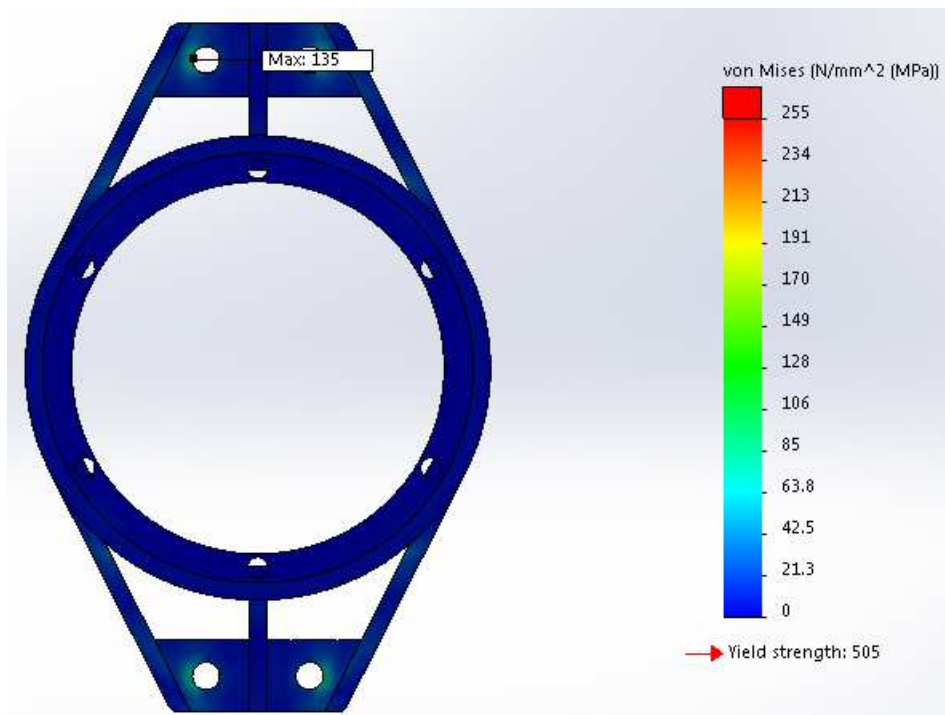
Gambar 4.18 Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Kedua Plot Perpindahan



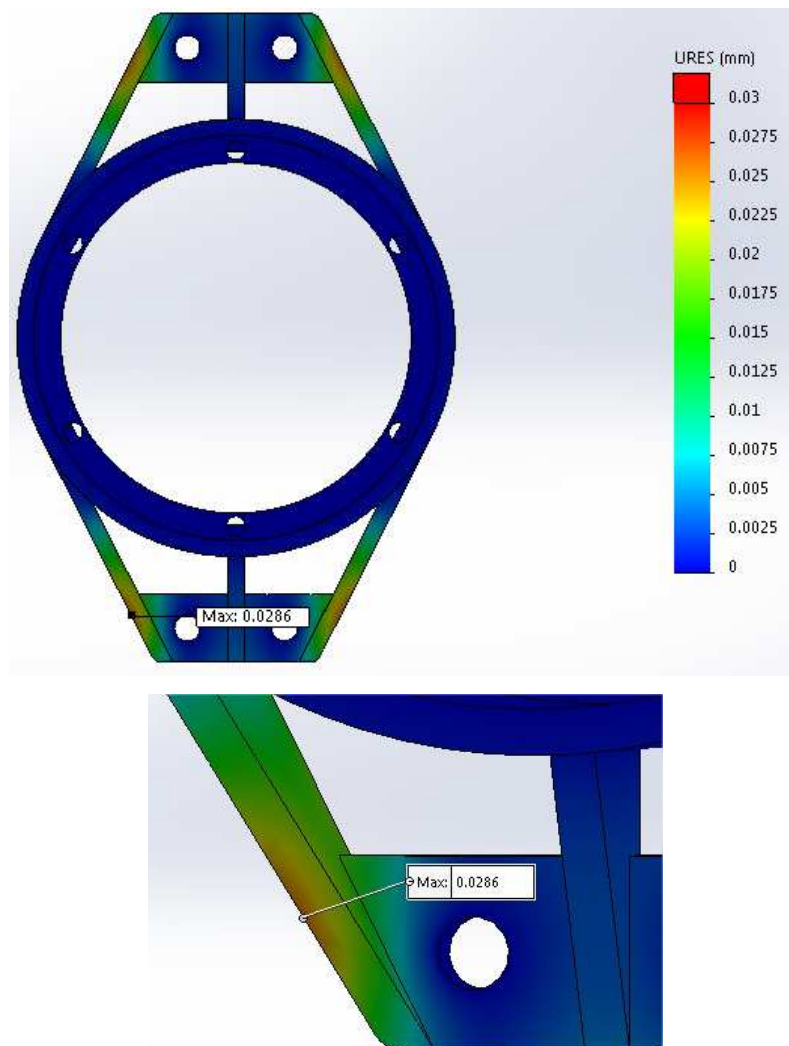
Gambar 4.19 Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Ketiga Plot Tegangan



Gambar 4.20 Hasil Simulasi Analisis Struktural Komponen Ketiga Plot Perpindahan



Gambar 4.21 Hasil Simulasi Analisis Struktural Produk yang Sudah Ada Plot Tegangan



Gambar 4.22 Hasil Simulasi Analisis Struktural Produk yang Sudah Ada Plot Perpindahan

4.3.2 Simulasi *fatigue*

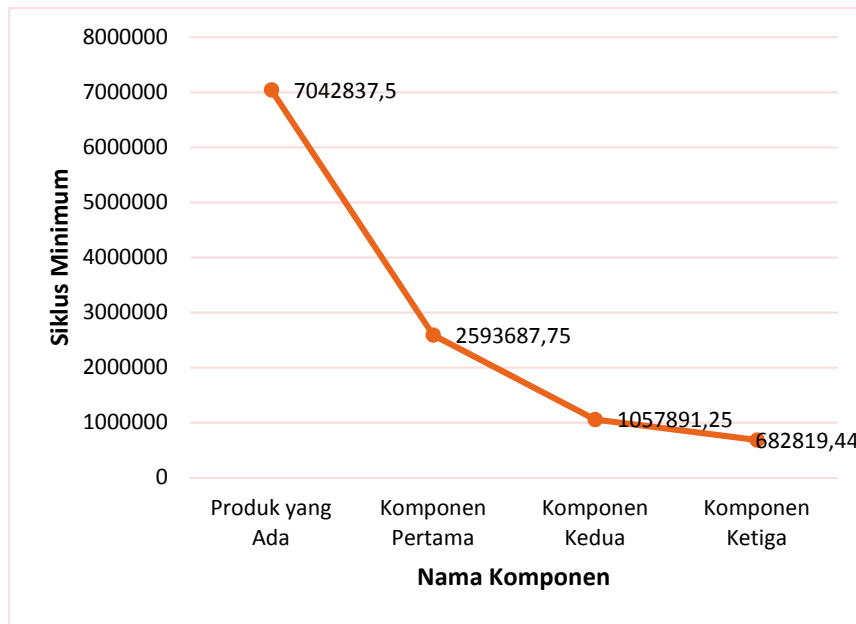
Setelah diketahui nilai tegangannya, karena komponen mengalami beban siklik, maka dari analisis struktural tersebut kemudian dilakukan simulasi *fatigue* untuk memeriksa komponen apabila dikenakan beban secara berulang menggunakan perangkat lunak *SolidWorks*. Analisis menggunakan pembebanan statis berdasarkan simulasi sebelumnya yang dilakukan pada Komponen Pertama, Komponen Kedua, Komponen Ketiga, dan juga dilakukan pada komponen yang sudah ada sebagai bahan pembanding namun dalam analisis *fatigue* ini beban yang diterapkan pada komponen besarnya berdasarkan hasil perhitungan analitis seperti dalam Gambar 3.12. Hasil

simulasi yang dilakukan pada semua komponen seperti pada Tabel 4.3. Parameter yang dianalisis yaitu *life*, *load factor*, dan *damage* sehingga hasil simulasi dapat memprediksi kegagalan dalam kelelahan komponen yang diusulkan. Analisis yang dilakukan pada perangkat lunak *SolidWorks* menggunakan 4×10^7 siklus.

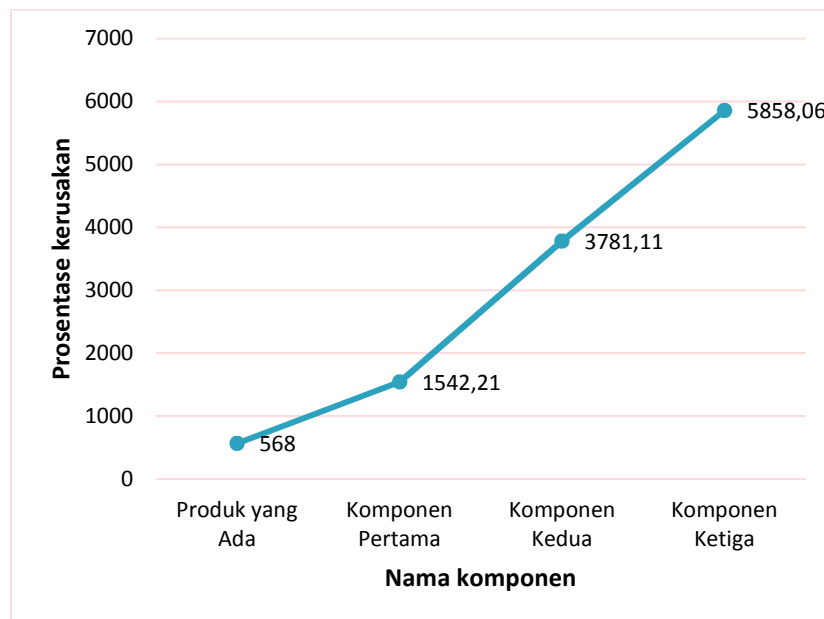
Gambar 4.23 merupakan plot hasil *life* minimum yang dilakukan pada semua komponen. Hasil menunjukkan bahwa semakin komponen yang ada memiliki jumlah siklus yang cukup baik di antara komponen lainnya. Hal tersebut kaitannya yaitu pada letak tegangan maksimumnya, yaitu pada daerah tersebut juga merupakan titik awal kerusakan. Kerusakan tercepat yaitu pada Komponen Ketiga. Persentase kerusakan maksimum terbesar yaitu terjadi pada Komponen Ketiga, kemudian lebih kecil lagi pada Komponen Kedua, lalu Komponen Pertama yang nilainya paling kecil di antara rancangan usulan. Produk yang sudah ada memiliki tingkat kerusakan paling kecil dibanding dengan seluruh rancangan usulan seperti yang dijelaskan pada Gambar 4.24. Parameter *load factor* memiliki tren menurun. Berdasarkan Gambar 4.25, tren yang terjadi yaitu menurun dimulai dari produk yang sudah ada dengan nilai *load factor* yang paling besar, kemudian Komponen Pertama, Komponen Kedua, dan yang terakhir Komponen Ketiga.

Tabel 4.3 Hasil Simulasi Kelelahan

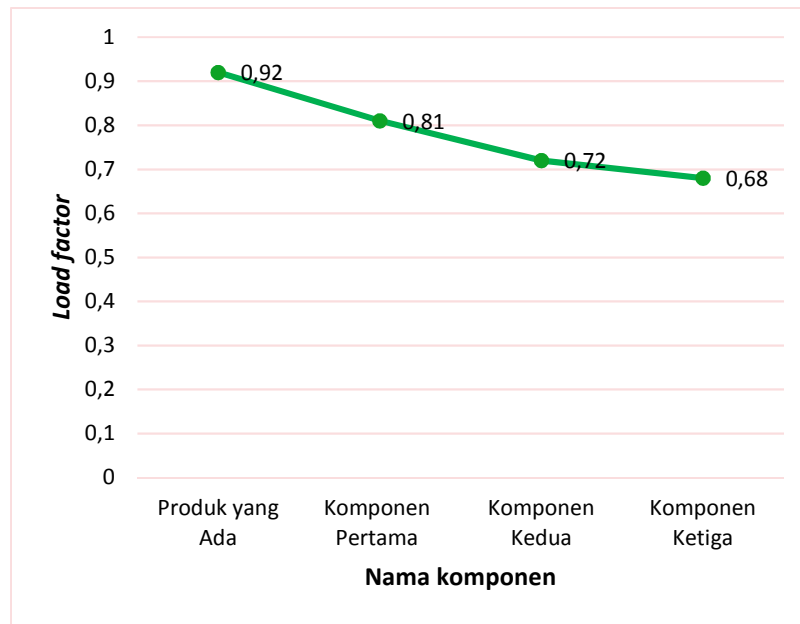
Parameter	Komponen yang ada	Komponen Pertama	Komponen Kedua	Komponen Ketiga
<i>life</i> minimum (siklus)	7042837,50	2593687,75	1057891,25	682819,44
Persentase <i>damage</i> maksimum	568	1542,21	3781,11	5858,06
<i>Load factor</i> minimum	0,92	0,81	0,72	0,68



Gambar 4.23 Hasil Simulasi *Fatigue* Parameter *Life* Minimum

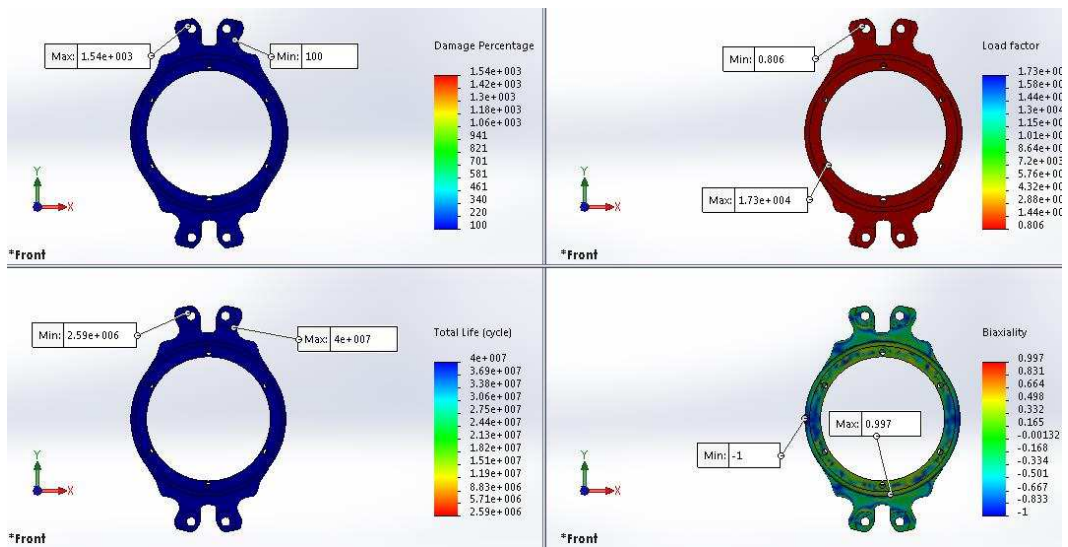


Gambar 4.24 Hasil Simulasi *Fatigue* Parameter *Damage* Maksimum

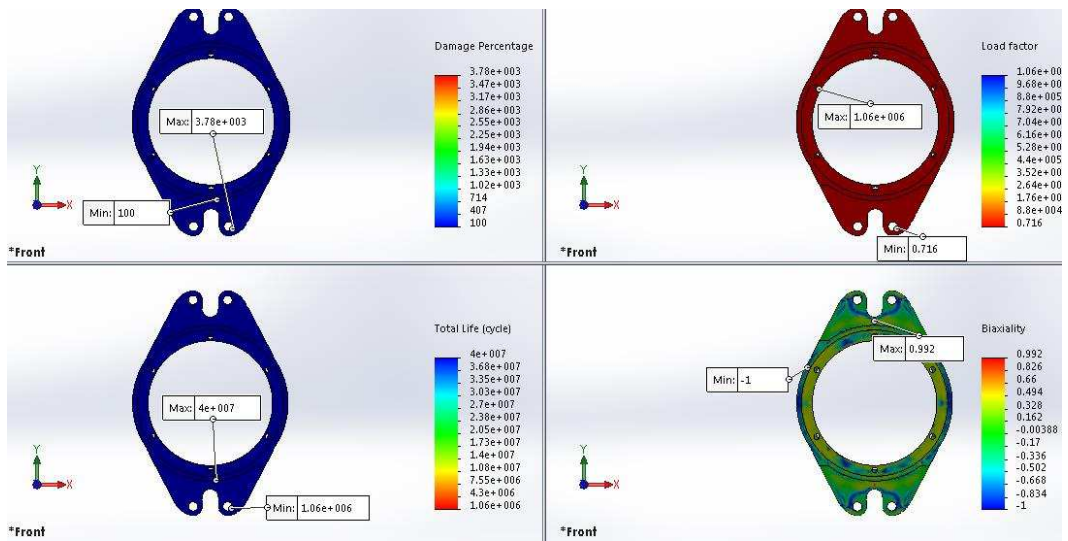


Gambar 4.25 Hasil Simulasi *Fatigue* Parameter *Load Factor*

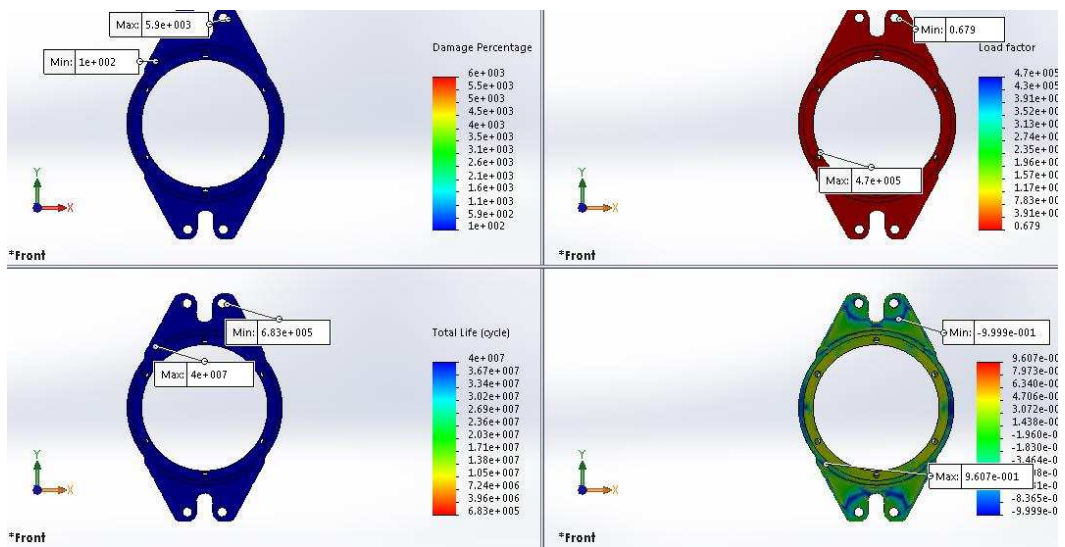
Komponen Pertama (Gambar 4.26) *life* minimum terjadi pada tumpuan lengan dengan 2593687,75 siklus. Bagian tersebut merupakan titik munculnya terjadi kerusakan di mana tegangan maksimum terjadi pada titik itu. Komponen Kedua (Gambar 4.27) terjadi pada titik tumpuan lengan juga dengan *life* minimum 1057891,25 siklus. Komponen Ketiga (Gambar 4.28) terjadi pada lokasi yang sama yaitu minimum 682819,44 siklus. Komponen yang ada (Gambar 4.29) terjadi pada titik di mana tegangan maksimum terjadi yaitu minimum sebesar 7042837,5 siklus. Data tersebut menjelaskan bahwa komponen ketiga paling cepat mengalami kerusakan, kemudian disusul oleh Komponen Kedua, dan selanjutnya adalah Komponen Pertama, dan yang paling baik adalah dari komponen yang sudah ada. Parameter *damage* maksimum paling besar terjadi pada pada Komponen Ketiga. Sama dengan kondisi untuk *life*, secara berurutan yang paling baik adalah dari komponen yang sudah ada begitu juga untuk besaran nilai *load factor*, komponen yang sudah ada memiliki *load factor* yang lebih baik dibandingkan dengan rancangan usulan. Setelah dilakukan simulasi kelelahan, semua komponen usulan tetap perlu dilakukan pengecekan geometri karena terdapat batasan manufaktur.



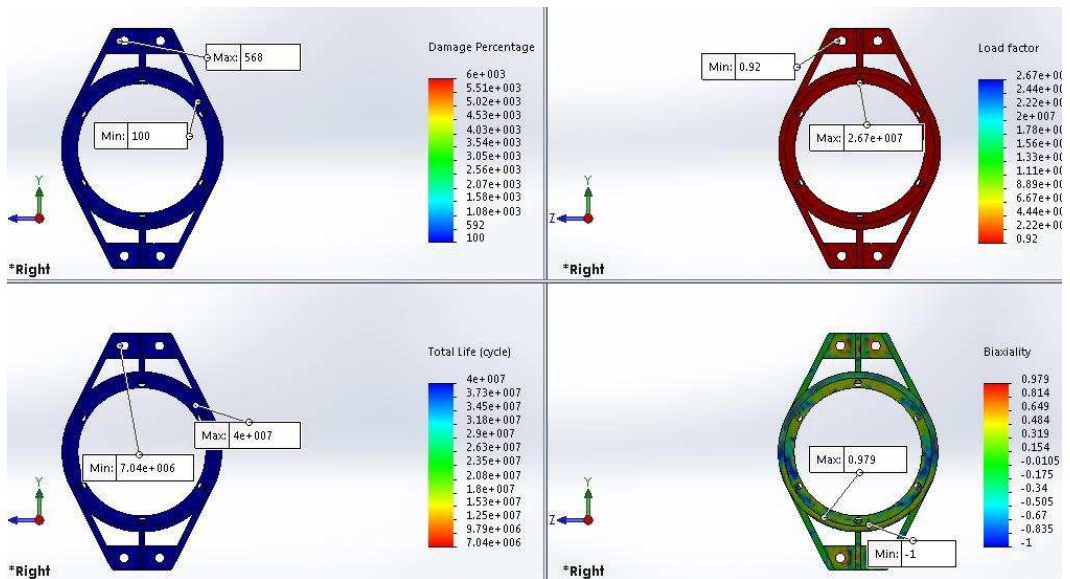
Gambar 4.26 Hasil Simulasi Kelelahan Komponen Pertama



Gambar 4.27 Hasil Simulasi Kelelahan Komponen Kedua



Gambar 4.28 Hasil Simulasi Kelelahan Komponen Ketiga



Gambar 4.29 Hasil Simulasi Kelelahan Komponen yang Ada

4.4 Batasan Manufaktur

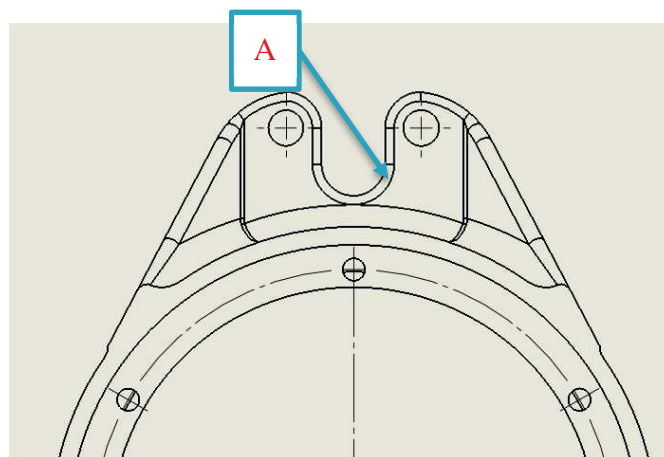
4.4.1 Komponen pertama

Pemeriksaan geometri karena adanya batasan manufaktur yang ada dilakukan pada komponen pertama. Secara keseluruhan pada Komponen Pertama tidak ditemukan bagian yang tidak dapat dijangkau oleh alat potong. Batasan arah pengerjaan pada Komponen Pertama juga dapat dilakukan dengan

dua sisi pengerjaan yaitu pada sisi bagian atas dan pada sisi bagian bawah. Kesimpulannya Komponen Pertama dapat dikerjakan menggunakan mesin dan alat potong yang ada dengan kondisi pemotongan sesuai dengan arah pengerjaan yang direncanakan sebelumnya seperti yang dijelaskan pada Gambar 3.16.

4.4.2 Komponen kedua

Seperti pada komponen pertama, komponen kedua diperiksa pada keseluruhan bagian komponen yang dapat dijangkau oleh alat potong. Gambar 4.30 pada bagian yang ditunjuk oleh huruf “A” dengan kondisi terdapat radius *fillet* 1 [mm] maka dapat dijangkau oleh alat potong *ball mill* diameter 2 [mm]. Bagian yang lain seperti lubang baut diameter 8 [mm] dapat dikerjakan menggunakan *end mill* diameter 6 [mm]. Bagian *edge* yang memiliki radius *fillet* sebesar 1,5 [mm], maka masih sangat bisa dijangkau oleh alat potong *ball mill* diameter 2 [mm]. Secara keseluruhan untuk Komponen Kedua ini dapat dikerjakan menggunakan alat potong dan mesin yang telah disiapkan. Seperti yang telah dijelaskan, bahwa pada Komponen Kedua ini juga tidak ada geometri yang tersisa ketika dilakukan proses pemesinan dan dapat dikerjakan sesuai dengan arah pengerjaan yang sudah ditentukan. Massa yang dihasilkan setelah proses manufaktur juga hasilnya sama dengan massa hasil simulasi perhitungan.



Gambar 4.30 Pemeriksaan Geometri untuk Proses Manufaktur Komponen Kedua

4.4.3 Komponen ketiga

Komponen ketiga setelah proses penghalusan, maka diperiksa bagian yang dijangkau oleh alat potong. Sama dengan Komponen Kedua, Komponen ini dari segi geometri hampir sama. Terdapat radius *fillet* 1 [mm] yang dapat dijangkau oleh alat potong *ball mill* diameter 2 [mm]. Bagian yang lain sama juga dapat diselesaikan menggunakan alat potong yang ada dan dengan arah pengerjaan yang sama pula. Secara keseluruhan dapat disimpulkan bahwa Komponen Ketiga ini juga mampu dikerjakan dengan mesin dan alat potong yang tersedia dan tidak ada sisa material.

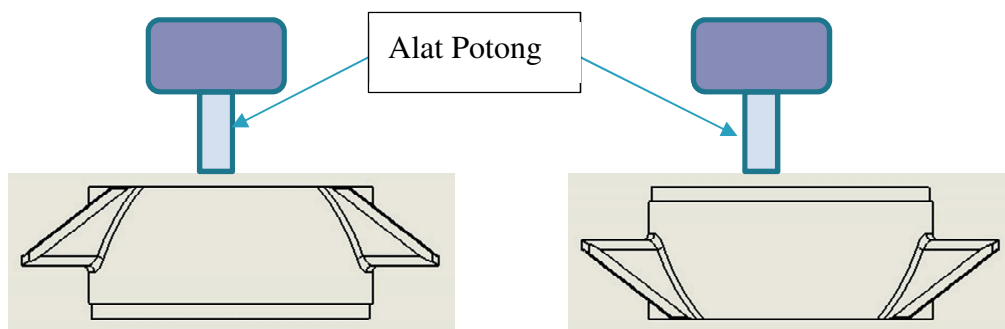
Tabel 4.4 menunjukkan bahwa massa hasil proses penghalusan dengan prediksi massa setelah proses manufaktur dengan batasan yang ada hasilnya sama. Hasil dari proses penghalusan dengan kata lain sudah memenuhi syarat batasan manufaktur. Alat potong yang tersedia mampu menjangkau keseluruhan bagian dari komponen. Hasil tersebut dapat menjadi acuan bahwa komponen ketiga paling memungkinkan untuk dapat dijadikan sebagai komponen optimum. Pertimbangannya adalah setelah pemeriksaan geometri karena adanya batasan manufaktur, massa komponen tersebut masih sama dengan hasil simulasi perhitungan massa. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mereduksi massa dari komponen *steering knuckle* mobil formula listrik ITS, maka Komponen Ketiga yang paling memenuhi syarat karena paling ringan. Pertimbangan lain yaitu karena setelah analisis struktural, komponen tersebut juga masih memenuhi syarat batasan tegangan ijin materialnya.

Tabel 4.4 Perbandingan Massa Komponen Setelah Pemeriksaan Geometri

Nama Komponen	Massa Hasil Proses Penghalusan	Prediksi Massa Setelah Pemeriksaan Geometri	Keterangan
Komponen Pertama	607,22 [g]	607,22 [g]	Sama tidak ada perbedaan
Komponen Kedua	529,67 [g]	529,67 [g]	Sama tidak ada perbedaan
Komponen Ketiga	493,49 [g]	493,49 [g]	Sama tidak ada perbedaan

4.5 Realisasi Desain

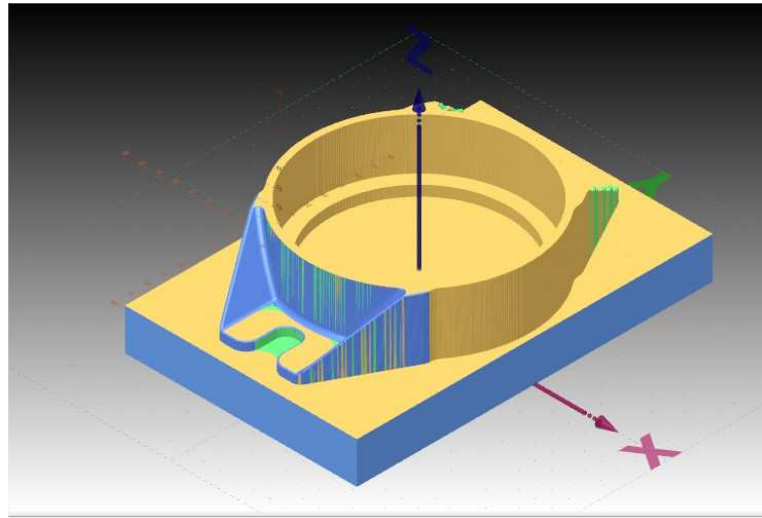
Realisasi desain dilakukan berdasarkan hasil yang dipilih sebagai hasil optimum untuk dapat dilakukan proses pemesinan. Proses manufaktur dengan menggunakan mesin CNC *milling 3-axis* dengan batasan manufaktur yang ada, dilakukan sesuai dengan arah pengerjaan yang sudah ditentukan seperti yang telah dijelaskan pada sub bab 3.6. Berdasarkan hasil yang dipilih sebagai komponen optimum, maka pengerjaan komponen hanya dilakukan dengan dua arah pengerjaan saja seperti pada Gambar 4.31. Pengerjaan prototipe pada arah yang pertama seperti pada Gambar 4.32 dilakukan menggunakan alat potong dengan diameter 18 [mm] untuk pengerjaan *roughing* saja karena pada bagian tersebut tidak terdapat profil yang rumit. Bagian yang pertama ini, dengan kedalaman bagian luar sampai dengan 37 [mm], sedangkan untuk bagian dalam dilakukan sampai dengan dibuat lubang tembus ke bawah dengan tujuan sebagai acuan untuk menentukan koordinat untuk langkah yang kedua. Lubang tersebut dibuat dengan diameter 50 [mm]. Bagian samping benda kerja untuk bagian yang panjang, dilebihkan masing-masing sebesar 10 [mm] untuk keperluan penyekaman pada ragam mesin, sedangkan pada bagian yang pendek disisakan masing-masing 5 [mm]. Bagian samping juga dilakukan pemotongan yang bertujuan sebagai acuan koordinat untuk langkah yang kedua.



(a) arah pengerjaan pertama

(b) arah pengerjaan kedua

Gambar 4.31 Arah Pengerjaan Komponen

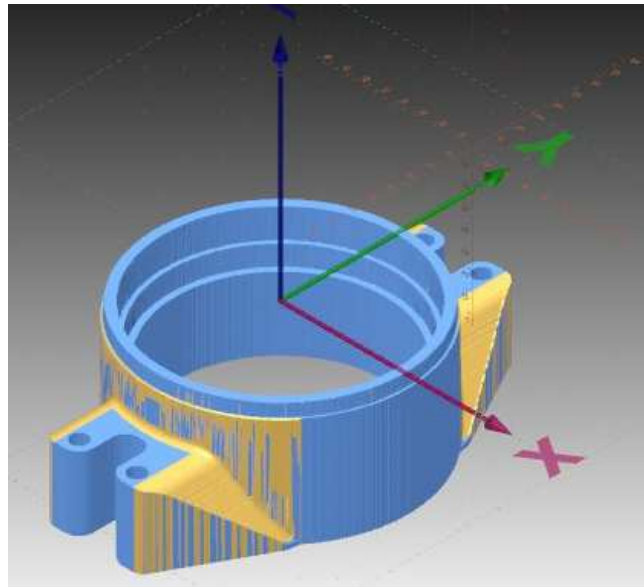


Gambar 4.32 Ilustrasi Pengerjaan Prototipe Langkah Pertama

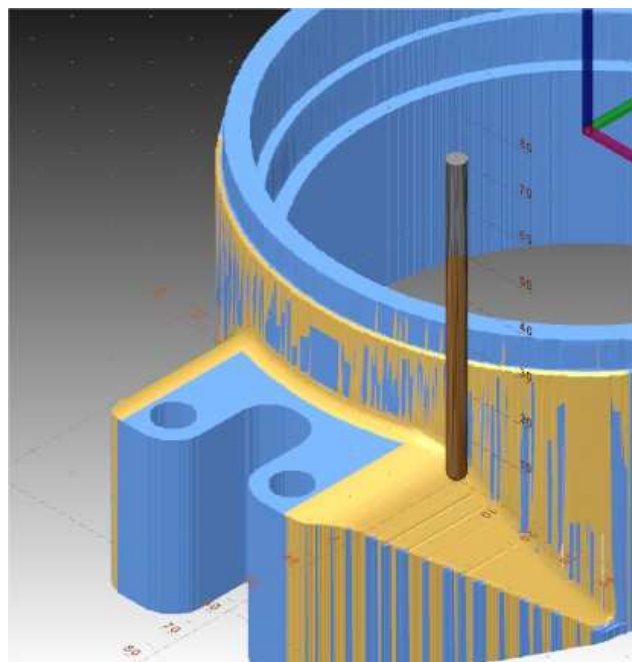
Langkah yang kedua seperti pada Gambar 4.33 pada pembuatan prototipe ini, menggunakan beberapa alat potong yang disediakan karena pada bagian ini terdapat profil yang membutuhkan beberapa alat potong. Pertama yang dilakukan adalah menentukan koordinat pengerjaan yang ditentukan koordinatnya pada permukaan atas bagian tengah benda kerja. Kedalaman maksimal untuk pengerjaan yang kedua ini adalah 62 [mm] dari permukaan atas benda kerja. Kedalaman maksimal tersebut menjadi acuan untuk mempersiapkan alat potong dengan *clear length* (panjang alat potong terhitung dari ujung alat potong terhadap holder) lebih dari 62 [mm] dan masih harus ditambahkan kurang lebih 5 [mm] untuk faktor keamanan agar pada saat pemakanan terdalam, benda kerja tidak menyentuh *tool holder*.

Alat potong yang digunakan pada langkah yang kedua ini, yaitu *end mill* dengan diameter 18 [mm] digunakan untuk pengerjaan *roughing* dan juga untuk *finishing* bagian dengan geometri yang besar. Alat potong yang selanjutnya yaitu menggunakan *end mill* diameter 8 [mm] yang digunakan untuk bagian profil benda kerja. Profil tersebut karena sebelumnya menggunakan diameter 18 [mm] dan hasilnya masih kasar, kemudian dilakukan proses *roughing* dengan diameter yang lebih kecil 8 [mm] supaya hasil mendekati dengan bentuk aslinya. Bagian lubang yang tidak dapat dijangkau dengan alat potong diameter 8 [mm], dilakukan menggunakan *end mill* diameter 4 [mm]. Proses yang terakhir yaitu *finishing*

menggunakan *ball mill* diameter 4 [mm] pada bagian profil dan *rounds* dengan metode *surface milling* seperti pada Gambar 4.34. Bagian yang pada gambar ilustrasi tersebut, dapat dijangkau oleh alat potong *ball mill* dengan diameter 4 [mm] sehingga tidak terdapat sisa yang tidak terjangkau oleh alat potong.



Gambar 4.33 Ilustrasi Pengerjaan Prototipe Langkah Kedua



Gambar 4.34 Ilustrasi Saat *Surface Milling*

Gambar 4.35 menunjukkan saat melakukan *prototyping* produk *steering knuckle*. *Roughing* dilakukan menggunakan alat potong *end mill* diameter 18 [mm] dengan parameter pemesinan maksimal kedalaman pemakanan yaitu 7 [mm], putaran 10000 [rpm], kecepatan potong (V_c) 450 [m/min], dan untuk *feed* maksimum 525 [mm/min] dengan metode *adaptive feed control* untuk menghindari terjadinya kerusakan pada saat *plunging* ataupun saat *entry feed*. Proses saat *pre-finishing* pada bagian-bagian kontur menggunakan alat potong *end mill* diameter 8 [mm]. *Pre-finishing* ini menggunakan parameter pemesinan yaitu kedalaman pemotongan sebesar 1 [mm], putaran 10000 [rpm], kecepatan potong 450 [m/min], dan *feed* maksimum 200 [mm/min]. *Finishing* bagian kontur yang miring dan bagian *fillet* menggunakan metode pemotongan *surface milling* dengan alat potong tipe *ball mill* diameter 4 [mm]. Parameter pemesinan yang digunakan pada saat *surface milling* ini yaitu sama dengan pada saat *pre-finishing*. Pembuatan lubang baut dalam dengan ukuran diameter 5 [mm] menggunakan alat potong *end mill* diameter 4 [mm]. Saat melakukan pengerjaan yang pertama, perlu dipertimbangkan untuk pengerjaan kedua sehingga dalam pemakanan tidak keseluruhan, terdapat bagian yang masih disisakan untuk pertimbangan penyekaman maupun pertimbangan lainnya.

Pengerjaan yang kedua adalah dengan membaliknya material tersebut dengan arah pengerjaan yang berlawanan dengan arah pengerjaan pertama karena hasil proses simulasi mampu dikerjakan dengan dua arah pengerjaan saja. Cara ini dilakukan dengan presisi agar tidak terjadi ketidaksentrisan pada komponen. Alat bantu *dial gauge* digunakan untuk mengukur tingkat kerataan maupun kesejajaran datum sumbu acuan. Parameter pemesinan yang digunakan sama dengan pada saat pengerjaan pertama antara *roughing*, *pre-finishing*, maupun *finishing*. Pembuatan lubang diameter 8 [mm] untuk *mounting lower arm* maupun *upper arm* menggunakan alat potong diameter 4 [mm]. Setelah komponen tersebut sudah mendekati bentuk sesuai desain, proses terakhir yaitu menghilangkan bagian yang digunakan untuk penyekaman pada bagian ujung dari komponen tersebut.



Gambar 4.35 *Prototyping*

Beberapa kesulitan terjadi saat pengerjaan komponen *steering knuckle* ini. Karena pemakanan yang dalam, membutuhkan alat potong yang panjang pula, namun ketika alat potong tersebut memiliki diameter kecil maka akan terjadi getaran pada alat potong tersebut. Getaran tersebut menyebabkan hasil kekasaran permukaan menjadi tidak baik. Selain itu karena pengerjaan dilakukan pada dua sisi, maka dibutuhkan ketelitian yang tinggi agar komponen tersebut tetap dalam batas toleransi satu sumbu. Pengerjaan menggunakan mesin konvensional juga memiliki kekurangan. Volume material yang terbuang cukup besar sehingga kurang efisien. Waktu pengerjaan yang lama karena banyak material yang harus dibuang saat pemakanan dari *raw material* yang berbentuk balok sampai dengan menjadi benda kerja.

Optimasi topologi cenderung disandingkan dengan *3D printing* karena hasil topologi pada umumnya sulit untuk dikerjakan menggunakan mesin konvensional. Namun dalam industri otomotif baru mencetak suku cadang dengan berbahan plastik. Sedangkan untuk *3D printing* logam, masih dalam tahap pengembangan. Dibandingkan dengan mesin konvensional, *3D printing* ada geometri internal yang mampu dicapai oleh *3D printing*. Aplikasinya yaitu serbuk metal dikonsolidasi lapis demi lapis sehingga membentuk sebuah geometri dengan memanaskannya menggunakan laser atau sinar elektron. Karena terbuat dengan proses lapis demi lapis, maka muncul kekhawatiran mengenai daya tahan komponen hasil *printing*. Investasi mesin yang mahal, maka penggunaan mesin konvensional masih menjadi pilihan utama seperti dalam penelitian ini sehingga perlu diperiksa pada setiap bagian supaya dapat tercapai bentuk yang diharapkan.

BAB 5

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan yang dapat diambil setelah melakukan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Metode optimasi topologi mampu mengurangi massa komponen *steering knuckle* mobil formula listrik ITS sebesar 14,89%. Komponen optimum memiliki massa 493,5 [g] dari komponen yang ada yaitu 576,14 [g], sehingga massa kendaraan akan berkurang sebesar 330,56 [g].
2. Prototipe dapat dibuat menggunakan mesin CNC *3-axis* dengan alat potong yang disediakan dan dengan arah pengerjaan yang ditentukan tanpa adanya perbedaan massa hasil simulasi dengan massa hasil proses manufaktur.

5.2 Saran

Beberapa saran untuk dapat dijadikan pengembangan penelitian ini adalah sebagai berikut :

1. Penggunaan material komposit yang dapat digunakan dengan sifat mekanik yang lebih baik dibandingkan dengan yang digunakan pada penelitian ini.
2. Penerapan penggunaan mesin *multi-axis* agar dapat menjangkau keseluruhan bagian komponen yang sulit dikerjakan menggunakan mesin *3-axis*.
3. Penerapan teknologi *3D printing* logam untuk dapat dibandingkan dengan menggunakan mesin konvensional.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- Admin, 2018. *www.chevroletperformanceparts.com*. [Online]
Available at: <http://chevroletperformanceparts.com/p/heavy-duty-front-steering-knuckle-chevrolet-cobalt-ss-saturn-ion-red-line-right-hand-1>
[Diakses 03 05 2018].
- Anon., 2018. [Online]
Available at: http://www.formula1-dictionary.net/weight_transfer.html
[Diakses 05 05 2018].
- Arora, J. S., 2017. *Introduction To Optimum Design*. 4th penyunt. Iowa: Elsevier.
- Cahyadi, A., 2018. [Online]
Available at: <http://formulaelectric.sko.its.ac.id/>
[Diakses 26 04 2018].
- Chang, K. H., 2014. *Design Theory and Methods using CAD/CAE*. London: Elsevier.
- Chavan, K. L., Deodas, S. R. & Kulkarni, S. S., 2014. Mass Reduction for Steering Knuckle Arm In A Suspension System Through Topology Optimization in CAE. *International Journal of Scientific Research and Management Studies*, 1(11), pp. 363-371.
- Deshmukh, S. J. & Bhadange, P. J., 2017. Optimization of Steering Knuckle for All Terrain Vehicle. *ICRTEST*, 5(1), pp. 428-432.
- Gaikwad, R. P. & Reddy, Y. P., 2016. Weight reduction of Steering Knuckle by Optimization Method. *International Journal of Engineering Trends and Technology*, 37(1 July 2016), pp. 22-27.
- Gebisa, A. W. & Lemu, H. G., 2017. A Case Study on Topology Optimized Design for Additive Manufacturing. Stavanger, IOP.
- Huang, X. & Xie, Y. M., 2010. *Evolutionary Topology Optimization of Continuum Structures*. 1st penyunt. s.l.:John Wiley & Sons Ltd.
- Kaya, N., Idris, K. & Ferruh, Ö., 2010. Re-design of a Failed Clutch Fork Using Topology and Shape Optimisation. *Materials and Design* 31 (2010) 3008–3014.
- Kim, G.-Y., Han, S.-H. & Lee, K.-H., 2014. Structural Optimization of a Knuckle with Consideration of Stiffness and Durability Requirements. *The Scientific World Journal*.

- Meriam, J. L. & Kraige, L. G., 1991. *Statika*. 2 penyunt. Jakarta: Erlangga.
- Pradana, T. R. & Sutantra, I. N., 2016. Analisa Perilaku Arah Kendaraan dengan Variasi Posisi Titik Berat, Sudut Belok dan Kecepatan Pada Mobil Formula Sapuangin Speed 3. *Teknik ITS*, Volume 5.
- Setiawan, W. D., 2017. Perancangan Sistem Suspensi Mobil Formula Garuda 16 (FG16) Ditinjau Dari Geometri Suspensi dan Simulasi Finite Element Analysis (FEA), Yogyakarta: s.n.
- Soemardi, T. P. & Mahmudah, A., 2004. Pengembangan Analitis Statik Prototype Knuckle Mobil Kancil. *Makara*, Volume 8, pp. 1-8.
- Sutantra, I. N. & Sampurno, B., 2010. *Teknologi Otomotif*. Edisi Kedua penyunt. Surabaya: Guna Widya.
- Teja, G. P. C., Chandhu, K. V. P. P., Krishna, C. R. & Sreeram, K. Y., 2016. Weight Optimization of Steering Knuckle Joint Using FEA. *International Research Journal of Engineering and Technology*, 03(12 Dec 2016), pp. 276-281.
- Toyibu, M., 2018. *Pusat Pengembangan dan Pemberdayaan Pendidik dan Tenaga Kependidikan Bidang Otomotif & Elektronika Malang*. [Online] Available at: <http://www.vedcmalang.com/pppptkboemlg/index.php/artikel-coba-2/ototronik/1147-mochtoyibu> [Diakses 06 05 2018].
- Wu, C. F. J., 1986. Jackknife, Bootstrap and Other Resampling Methods in Regression Analysis. *Annals of Statistics*, Volume 14, pp. 1261-1295.
- Yegateela, V. V., Reddy, D. V., Reddy, K. S. S. & Sai, E. B., 2016. Design And Optimization of Passenger ATV Knuckle. *Imperial International Journal of Eco-friendly Technologies*, Vol. - 1(1), pp. 183-187.
- Yong Song, C. & Lee, J., 2011. Reliability-based Design Optimization of Knuckle Component Using Conservative Method of Moving Least Squares Meta-models. Volume 26, p. 364-379.
- Z., M. A. & Abbas, H., 2014. Penerapan Metode Elemen Hingga dalam Analisis Pengaruh Persentase Filler terhadap Getaran Balok Komposit Serbuk Kayu Jati dan Bayam. Makasar, Unhas.

BIOGRAFI PENULIS



Yulianto lahir di kota Cilacap, Jawa Tengah pada tanggal 29 Juli 1984. Anak kedua dari tiga bersaudara dari pasangan bapak Parso Utomo dan ibu Inti Kustiyati. Riwayat pendidikan berawal dari TK Pertiwi selesai tahun 1990, kemudian SD Mertasingan 04 lulus tahun 1996, SLTP Negeri 5 Cilacap lulus tahun 1999, SMU Negeri 1 Maos Cilacap lulus tahun 2002, setelah lulus SMU belum dapat melanjutkan ke jenjang perkuliahan hingga akhirnya dapat melanjutkan kuliah di tahun berikutnya di STTNas Yogyakarta program diploma 3 lulus tahun 2007. Kemudian tahun 2008 berkerja di Instansi Politeknik Cilacap. Setelah bekerja, mendapatkan kesempatan untuk melanjutkan jenjang D4 di Polman Bandung lulus tahun 2013, kemudian kembali lagi ke intansi. Penulis melanjutkan jenjang S2 di ITS dan dinyatakan lulus pada Januari 2019.

Email : yulianto_clp@yahoo.co.id