

**OPTIMASI DESAIN *CHASSIS* KENDARAAN MOBIL HEMAT ENERGI  
JENIS *URBAN CONCEPT* SI-JAYA RAYA DENGAN PEMILIHAN TIPE  
PENAMPANG BATANG**



**Setio Wahono**

**5315131653**

Skripsi Ini Ditulis Untuk Memenuhi Sebagian Persyaratan Dalam Mendapatkan  
Gelar Sarjana Pendidikan

**PROGRAM STUDI PENDIDIKAN TEKNIK MESIN**

**FAKULTAS TEKNIK**

**UNIVERSITAS NEGERI JAKARTA**

**2017**





## PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini,

Nama : Setio Wahono

No. Registrasi : 5315131653

Tempat, tanggal lahir : Jakarta, 22 November 1994

Alamat : Jl. Kali Baru Rt 02/01 No. 75 Kel. Tridayasakti, Kec.  
Tambun Selatan, Kab. Bekasi 17520

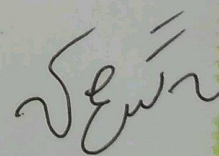
Dengan ini menyatakan bahwa :

1. Skripsi dengan judul “Optimasi Desain *Chassis* Kendaraan Mobilhemat Energi Jenis *Urban Concept* Si-Jaya Raya Dengan Pemilihan Tipe Penampang Batang” adalah karya tulis ilmiah yang saya buat.
2. Karya tulis ilmiah ini murni gagasan, rumusan, dan penelitian saya dengan arahan dosen pembimbing.
3. Karya tulis ilmiah ini tidak terdapat karya atau pendapat yang telah ditulis atau dipublikasikan orang lain, kecuali secara tertulis tercantum sebagai acuan dalam naskah dengan disebutkan nama pengarang.

Pernyataan ini saya buat dengan sesungguhnya dan apabila dikemudian hari terdapat penyimpangan dan ketidakbenaran dalam pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan aturan yang berlaku.

Jakarta, Agustus 2017

Yang Membuat Pernyataan



**Setio Wahono**

No. Registrasi 5315131653



## PERNYATAAN

Saya yang bertanda tangan di bawah ini,

Nama : Setio Wahono

No. Registrasi : 5315131653

Tempat, tanggal lahir : Jakarta, 22 November 1994

Alamat : Jl. Kali Baru Rt 02/01 No. 75 Kel. Tridayasakti, Kec.  
Tambun Selatan, Kab. Bekasi 17520

Dengan ini menyatakan bahwa :

1. Skripsi dengan judul “Optimasi Desain *Chassis* Kendaraan Mobilhemat Energi Jenis *Urban Concept* Si-Jaya Raya Dengan Pemilihan Tipe Penampang Batang” adalah karya tulis ilmiah yang saya buat.
2. Karya tulis ilmiah ini murni gagasan, rumusan, dan penelitian saya dengan arahan dosen pembimbing.
3. Karya tulis ilmiah ini tidak terdapat karya atau pendapat yang telah ditulis atau dipublikasikan orang lain, kecuali secara tertulis tercantum sebagai acuan dalam naskah dengan disebutkan nama pengarang.

Pernyataan ini saya buat dengan sesungguhnya dan apabila dikemudian hari terdapat penyimpangan dan ketidakbenaran dalam pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan aturan yang berlaku.

Jakarta, Agustus 2017  
Yang Membuat Pernyataan

**Setio Wahono**  
No. Registrasi 5315131653

## ABSTRAK

**Setio Wahono. Optimasi Desain *Chassis* Kendaraan Mobil Hemat Energi Jenis *Urban Concept* Si-Jaya Raya Dengan Pemilihan Tipe Penampang Batang: Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Jakarta, 2017.**

Penelitian ini bertujuan untuk mengoptimasi desain rangka kendaraan mobil hemat energi jenis urban concept agar mendapatkan bobot yang lebih ringan namun tidak mengesampingkan faktor kekuatan. Optimalisasi yang dilakukan dengan mencari tipe penampang dan ukuran yang ideal dilihat dari segi kekuatan yang optimal dan luas penampang yang relatif kecil. Material yang digunakan adalah aluminium seri 6061. Pembebanan yang dilakukan dalam pengujian yaitu pembebanan statis dan dinamis. Metode yang digunakan dalam penelitian ini ialah menggunakan metode komputasi yang dikenal dengan *Finite Element Analysis* (FEA) dengan bantuan *software Autodesk Inventor 2015*. Berdasarkan hasil *Frame Analysis* dan *Stress Analysis* didapatkan optimasi desain dengan massa 6,75 Kg, *safety factor* 4,12 untuk beban statis, *safety factor* 4,31 untuk beban percepatan, *safety factor* 4,21 untuk beban pengereman, dan *safety factor* 4,13 untuk beban belok. Hal tersebut lebih ringan dan lebih kuat dari hasil penelitian sebelumnya, dimana penelitian sebelumnya memiliki massa 9,63 Kg serta memiliki *safety factor* 1,84 untuk beban statis, *safety factor* 2,51 untuk beban percepatan, *safety factor* 2,32 untuk beban pengerem, dan *safety factor* 2,11 untuk beban belok.

Kata kunci: rangka, optimasi desain, *urban concept*, *shell eco marathon*, *frame analysis*, *stress analysis*

**Setio Wahono. Optimasi Desain Chassis Kendaraan Mobil Hemat Energi Jenis Urban Concept Si-Jaya Raya Dengan Pemilihan Tipe Penampang Batang: Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Jakarta, 2017.**

*This study aims to optimize design frame of vehicle energy-efficient type urban concept in order to get a lighter weight but does not rule out the safety factor. Optimal is done by looking for the ideal cross-sectional type and size in terms of optimal strength and relatively small cross-sectional area. The material used aluminum 6061 series. The loading is done in the test that is static and dynamic. The method used in this research is to use computation method known as Finite Element Analysis (FEA) with Autodesk Inventor 2015 software. Based on result of Frame Analysis and Stress Analysis, design optimization with mass 6,75 Kg, safety factor 4,12 for static load, safety factor 4,31 for acceleration load, safety factor 4,21 for buffer load, and safety factor 4,13 for turning load. It is lighter and stronger than previous research results, where the previous study has a mass of 9.63 kg and has a safety factor of 1,84 for static load, 2,51 for safety factor load, safety factor 2,32 for the load of the brake, And 2,11 factor safety factor for turning load.*

*Keywords: frame, design optimization, urban concept, shell eco marathon, frame analysis, stress analysis*

## KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji dan syukur kehadiran Allah SWT, atas segala rahmat dan hidayah-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan penulisan tugas akhir skripsi ini dengan judul **“OPTIMASI DESAIN CHASSIS KENDARAAN MOBILHEMAT ENERGI JENIS URBAN CONCEPT SI-JAYA RAYA DENGAN PEMILIHAN TIPE PENAMPANG BATANG”** disusun guna memenuhi sebagian persyaratan untuk melengkapi dan memenuhi syarat dalam mencapai gelar Sarjana Pendidikan pada Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Jakarta.

Penulis dalam menulis skripsi ini menyadari sepenuhnya bahwa terlaksananya sampai kepada bentuk skripsi ini, telah banyak mendapatkan bantuan dan bimbingan dari banyak pihak. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang setulus-tulusnya kepada:

1. Bapak dan Ibu yang selalu memberikan dukungan moral serta selalu mendoakan hingga penulis bisa menyelesaikan studi.
2. Bapak Ahmad Kholil, ST, MT. selaku Ketua Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Negeri Jakarta serta selaku dosen pembimbing I yang telah meluangkan waktunya untuk membimbing dan mengarahkan penulis dalam pembuatan skripsi ini.
3. Bapak Dr. Catur Setyawan K., MT. selaku dosen pembimbing II yang telah meluangkan waktunya untuk membimbing dan mengarahkan penulis dalam pembuatan skripsi ini .
4. Bapak Dr. Eng. Agung Premono, MT. selaku Penasehat Akademis yang juga telah banyak membantu penulis.
5. Rekan-rekan Batavia Team UNJ, khususnya kepada angkatan 2012 dan 2013 jurusan teknik mesin yang telah memberikan dukungan, semangat dan memberikan banyak ilmu serta pengalaman.
6. Rekan-rekan Mahasiswa Teknik Mesin, khususnya kepada angkatan 2013 yang telah memberikan dukungan motivasi serta membantu penulis.

Penulis sadar bahwa dalam penyusunan skripsi ini masih banyak kekurangan, untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang membangun, agar pada karya-karya yang akan datang lebih baik lagi.

Akhir kata, penulis berharap skripsi ini bermanfaat bagi semua pihak. Amin.

Jakarta, Agustus 2017

**Setio Wahono**

No. Registrasi 5315131653

## DAFTAR ISI

<b>PERSETUJUAN DOSEN PEMBIMBING</b> .....	i
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	ii
<b>PERNYATAAN</b> .....	iii
<b>ABSTRAK</b> .....	iv
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	vi
<b>DAFTAR ISI</b> .....	vii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	x
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xi
<b>DAFTAR LAMPIRAN</b> .....	xiv
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Identifikasi Masalah .....	4
1.3 Pembatasan Masalah .....	4
1.4 Perumusan Masalah.....	5
1.5 Tujuan Penelitian.....	5
1.6 Manfaat Penelitian.....	5
<b>BAB II LANDASAN TEORI</b> .....	6
2.1 Proses Desain .....	6
2.2 Teori Dasar Rangka.....	10
2.3 Pembebanan pada Kendaraan.....	14
2.4 Dinamika Belok Kendaraan .....	15
2.4.1 Analisa Guling Belok Datar .....	15
2.5 Titik Berat Kendaraan .....	16
2.6 Teori Dasar <i>Finite Element Methode</i> .....	18
2.7 <i>Autodesk Inventor</i> .....	22
2.8 <i>Frame Analysis</i> .....	23
2.9 <i>Stress Analysis</i> .....	24
2.10 Faktor Keamanan .....	25
2.11 Teori Tegangan <i>Von Misses</i> .....	27



2.12 Teori Dasar Mekanika .....	27
2.12.1 Gaya Geser .....	27
2.12.2 Momen Lentur .....	28
2.12.3 Tegangan Normal .....	29
2.12.4 Tegangan Akibat Momen Bending .....	30
2.12.5 Regangan .....	31
2.12.6 Modulus Elastisitas .....	31
2.12.7 Momen Inersia.....	32
2.13 Bentuk Penampang.....	33
2.14 <i>Rules Urban Concept</i> .....	35
<b>BAB III METODOLOGI PENELITIAN .....</b>	<b>36</b>
3.1 Tempat dan Waktu .....	36
3.2 Alat dan Bahan Peneitian .....	36
3.3 Diagram Alir Penelitian.....	37
3.3.1 Uraian Prosedur Penelitian.....	38
3.4 Teknik Pengumpulan data .....	45
3.4.1 Kalibrasi Timbangan .....	45
3.4.2 Menyamakan Ketinggian Timbangan .....	46
3.4.3 Pengukuran Berat Kendaraan .....	46
3.4.4 Menentukan Posisi Titik Berat Sumbu X.....	47
3.4.5 Menentukan Posisi Titik Berat Sumbu Y .....	47
3.4.6 Menentukan Posisi Titik Berat Sumbu Z .....	48
3.4.7 Menentukan Radius Belok .....	49
3.4.8 Menentukan Kecepatan Maksimum Belok .....	49
3.4.9 Menentukan Gaya Belok .....	50
3.4.10 Menentukan Gaya Percepatan dan Pengereman .....	50
3.4.11 Menentukan Gaya Berat.....	51
3.4.12 Varian Model.....	51
3.5 Teknik Analisi data .....	52
3.5.1 Alasan Pemilihan Varian Konsep .....	53

<b>BAB IV HASIL PENELITIAN</b> .....	54
4.1 Model Desain .....	54
4.1.1 Dimensi Desain .....	54
4.1.2 Material Desain .....	54
4.2 Hasil Pengukuran Kendaraan .....	54
4.3 Pengukuran Radius.....	56
4.4 Penempatan Gaya dan Tumpuan.....	57
4.5 Perhitungan Gaya .....	59
4.6 <i>Input</i> Gaya .....	60
4.7 Hasil <i>Frame Analysis</i> dengan <i>Software Autodesk Inventor</i> .....	61
4.7.1 Detail Beam dan Pemilihan Penampang .....	65
4.8 Optimasi Desain .....	73
4.9 <i>Stress Analysis</i> Optimasi dan Desain Sebelumnya.....	75
4.9.1 <i>Stress Analysis</i> Beban Statis.....	75
4.9.2 <i>Stress Analysis</i> Beban Percepatan .....	78
4.9.3 <i>Stress Analysis</i> Beban Perlambatan.....	82
4.9.4 <i>Stress Analysis</i> Beban Belok .....	85
 <b>BAB V KESIMPULAN DAN SARAN</b> .....	 89
5.1 Kesimpulan .....	89
5.2 Saran .....	89
 <b>DAFTAR PUSTAKA</b> .....	 90
<b>LAMPIRAN</b> .....	92
<b>RIWAYAT HIDUP</b> .....	175

## DAFTAR TABEL

Tabel 3.1 Varian Model .....	51
Tabel 4.1 Data Properti Material Alumunium 6063 T6.....	54
Tabel 4.2 Hasil Pengukuran Kendaraan.....	55
Tabel 4.3 Hasil Pengukuran Metode Grafis.....	56
Tabel 4.4 Posisi Gaya dan Tumpuan.....	58
Tabel 4.5 Hasil Perhitungan Gaya .....	59
Tabel 4.6 Penyetaraan Nomor Beam .....	62
Tabel 4.7 Detail Beam 6 .....	65
Tabel 4.8 Nomor <i>Section</i> Ideal pada Beam 6.....	65
Tabel 4.9 Detail Beam 2 .....	66
Tabel 4.10 Nomor <i>Section</i> Ideal pada Beam 2.....	66
Tabel 4.11 Detail Beam 9 .....	68
Tabel 4.12 Nomor <i>Section</i> Ideal pada Beam 9.....	68
Tabel 4.13 Detail Beam 13 .....	70
Tabel 4.14 Nomor <i>Section</i> Ideal pada Beam 13.....	70
Tabel 4.15 Detail Beam 16 .....	71
Tabel 4.16 Nomor <i>Section</i> Ideal pada Beam 16.....	72
Tabel 4.16 Optimasi .....	73
Tabel 4.17 Tabel Perbandingan Hasil <i>Stress Analysis</i> Beban Statis.....	78
Tabel 4.18 Tabel Perbandingan Hasil <i>Stress Analysis</i> Beban Percepatan ...	81
Tabel 4.19 Tabel Perbandingan Hasil <i>Stress Analysis</i> Beban Pengereman .	84
Tabel 4.20 Tabel Perbandingan Hasil <i>Stress Analysis</i> Beban Belok .....	87
Tabel 4.21 Perbandingan <i>Safety Factor</i> dan Massa .....	88

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1 Desain Rangka <i>Ladder Frame</i> .....	2
Gambar 1.2 Perbaikan Akibat <i>Crack</i> .....	3
Gambar 2.1 Alur Perancangan .....	9
Gambar 2.2 <i>Ladder Frame</i> .....	11
Gambar 2.3 <i>Tubular Space Frame</i> .....	12
Gambar 2.4 Rangka <i>Monocoque</i> Audi A5 <i>Sportback</i> .....	13
Gambar 2.5 <i>Chassis Backbone</i> Lotus Elan .....	13
Gambar 2.6 <i>Alumunium Chassis Frame</i> Audi A8 .....	14
Gambar 2.7 Kendaraan Model Sederhana dengan Belok Datar .....	15
Gambar 2.8 Penimbangan pada Poros Roda Depan dan Belakang.....	17
Gambar 2.9 Penimbangan Roda Depan dengan roda Belakang diangkat....	17
Gambar 2.10 <i>Stress State</i> .....	20
Gambar 2.11 <i>Detail Beam</i> .....	24
Gambar 2.12 Diagram Gaya Geser .....	28
Gambar 2.13 Diagram Momen Lentur.....	28
Gambar 2.14 Gaya Tarik Aksial .....	29
Gambar 2.15 Gaya Tekan Aksial .....	30
Gambar 2.16 Beam dengan Beban Bending .....	30
Gambar 2.17 Momen Inersia Penampang Persegi .....	33
Gambar 2.18 Penampang Tipe <i>Channel</i> .....	33
Gambar 2.19 Penampang Tipe <i>Square</i> .....	34
Gambar 2.20 Penampang Tipe <i>Rectangular</i> .....	34
Gambar 2.21 Penampang Tipe <i>I-Beam</i> .....	35
Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian .....	37
Gambar 3.2 Dimensi Rangka Penelitian Sebelumnya .....	38
Gambar 3.3 Dimensi Tipe <i>Rectangular, Square, Pipe</i> dan <i>Flat</i> untuk Pemodelan 3D .....	39
Gambar 3.4 Pemodelan Rangka Tiga Dimensi .....	39
Gambar 3.5 Penentuan Lokasi <i>Pin</i> .....	40
Gambar 3.6 Pemberian Gaya dan Arahnya.....	40



Gambar 3.7 Input Material .....	40
Gambar 3.8 Proses Perhitungan pada <i>Software</i> .....	41
Gambar 3.9 <i>Result Beam Detail</i> .....	41
Gambar 3.10 Penentuan Lokasi Tumpuan .....	43
Gambar 3.11 Pemberian Gaya dan Arahnya.....	43
Gambar 3.12 Pemberian Material .....	44
Gambar 3.13 <i>Meshing</i> .....	44
Gambar 3.14 Perhitungan <i>Software</i> .....	44
Gambar 3.15 <i>Report Stress Analysis</i> .....	45
Gambar 3.16 Pemberat 5 Kg.....	45
Gambar 3.17 Pengukuran Kerataan .....	46
Gambar 3.18 Pengukuran Berat Salah Satu Ban.....	46
Gambar 3.19 DBB Posisi Titik Berat Kendaraan Sumbu X .....	47
Gambar 3.20 DBB Posisi Titik Berat Kendaraan Sumbu Y .....	48
Gambar 3.21 DBB Posisi Penimbangan Roda Depan untuk Mengetahui Titik Berat Kendaraan Sumbu Z.....	48
Gambar 3.22 DBB Sketsa Kendaraan Berbelok .....	49
Gambar 4.1 Pemodelan Rangka Tiga Dimensi .....	54
Gambar 4.2 Letak Titik Berat Kendaraan Sumbu x,y dan z .....	55
Gambar 4.3 Sketsa DBB Kendaraan Belok .....	56
Gambar 4.4 Penempatan Gaya dan Tumpuan.....	57
Gambar 4.5 Pemodelan Tumpuan.....	58
Gambar 4.6 Input Gaya Pembebanan Statis.....	60
Gambar 4.7 Input Gaya Pembebanan Percepatan .....	60
Gambar 4.8 Input Gaya Pembebanan Perlambatan.....	61
Gambar 4.9 Input Gaya Pembebanan Belok .....	61
Gambar 4.10 Penomoran <i>Beam</i> .....	62
Gambar 4.11 Grafik Perbandingan Nilai Luas pada Setiap Tipe Penampang untuk Beam 6 .....	66
Gambar 4.12 Grafik Perbandingan Nilai Luas pada Setiap Tipe Penampang untuk Beam 2 .....	67

Gambar 4.13 Grafik Perbandingan Nilai Luas pada Setiap Tipe Penampang untuk Beam 9 .....	69
Gambar 4.14 Grafik Perbandingan Nilai Luas pada Setiap Tipe Penampang untuk Beam 13 .....	71
Gambar 4.15 Grafik Perbandingan Nilai Luas pada Setiap Tipe Penampang untuk Beam 16 .....	72
Gambar 4.16 Keterangan Dimensi Penampang <i>rectangular</i> dan <i>square</i> .....	74
Gambar 4.17 Desain Optimasi .....	74
Gambar 4.18 Penambahan <i>Fillet</i> .....	75
Gambar 4.19 <i>Safety Factor</i> Desain Sebelumnya dengan Beban Statis .....	76
Gambar 4.20 Tegangan Von Mises Desain Sebelumnya dengan Beban Statis .....	76
Gambar 4.21 <i>Safety Factor</i> Desain Optimasi dengan Beban Statis .....	77
Gambar 4.22 Tegangan Von Mises Desain Optimasi dengan Beban Statis .....	77
Gambar 4.23 <i>Safety Factor</i> Desain Sebelumnya dengan Beban Percepatan .....	79
Gambar 4.24 Tegangan Von Mises Desain Sebelumnya dengan Beban Percepatan .....	79
Gambar 4.25 <i>Safety Factor</i> Desain Optimasi dengan Beban Percepatan .....	80
Gambar 4.26 Tegangan Von Mises Desain Optimasi dengan Beban Percepatan .....	81
Gambar 4.27 <i>Safety Factor</i> Desain Sebelumnya dengan Beban Pengereman .....	82
Gambar 4.28 Tegangan Von Mises Desain Sebelumnya dengan Beban Pengereman .....	82
Gambar 4.29 <i>Safety Factor</i> Desain Optimasi dengan Beban Pengereman .....	83
Gambar 4.30 Tegangan Von Mises Desain Optimasi dengan Beban Pengereman .....	84
Gambar 4.31 <i>Safety Factor</i> Desain Sebelumnya dengan Beban Belok .....	85
Gambar 4.32 Tegangan Von Mises Desain Sebelumnya dengan Beban Belok .....	85
Gambar 4.33 <i>Safety Factor</i> Desain Optimasi dengan Beban Belok .....	86
Gambar 4.34 Tegangan Von Mises Desain Optimasi dengan Beban Belok .....	87

## DAFTAR LAMPIRAN

Lampiran 1 Dimensi Rangka Penelitian Sebelumnya.....	92
Lampiran 2 Perhitungan Letak Titik Berat Kendaraan Sumbu X, Y, dan Z dengan Pengemudi .....	94
Lampiran 3 Perhitungan Kecepatan Maksimum.....	96
Lampiran 4 Perhitungan Gaya .....	97
Lampiran 5 Dimensi Penampang Katalog PT Alexindo.....	98
Lampiran 6 Persamaan Perhitungan <i>Profile</i> Penampang.....	104
Lampiran 7 <i>Stress Analysis</i> Desain Sebelumnya Beban Statis .....	109
Lampiran 8 <i>Stress Analysis</i> Desain Optimasi Beban Statis .....	118
Lampiran 9 <i>Stress Analysis</i> Desain Sebelumnya Beban Percepatan .....	125
Lampiran 10 <i>Stress Analysis</i> Desain Optimasi Beban Percepatan.....	134
Lampiran 11 <i>Stress Analysis</i> Desain Sebelumnya Beban Perlampabatan .	142
Lampiran 12 <i>Stress Analysis</i> Desain Optimasi Beban Perlambatan .....	149
Lampiran 13 <i>Stress Analysis</i> Desain Sebelumnya Beban Belok .....	156
Lampiran 14 <i>Stress Analysis</i> Desain Optimasi Beban Belok.....	16

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Perlombaan bergengsi tingkat dunia dalam efisiensi bahan bakar pada kendaraan yaitu, ajang *Shell Eco Marathon* Asia. Setiap team membuat kendaraan sesuai dengan kriteria atau rules yang diberikan oleh pihak panitia. Terdapat dua kategori kendaraan yang diperlombakan, jenis kendaraan prototype dan jenis kendaraan urban concept. Salah satu perwakilan dari Universitas Negeri Jakarta dalam jenis kendaraan urban concept adalah “si-jaya raya”.

*Urban Concept*, merupakan jenis kendaraan roda empat yang dirancang hampir menyerupai produk mobil- mobil sekarang ini, namun dengan dimensi yang lebih kecil.<sup>1</sup> Kendaraan jenis ini juga memiliki persyaratan kelolosan pengujian kendaraan untuk dapat berkompetisi, diantaranya pengujian pengereman, pengukuran dimensi keseluruhan kendaraan, pengecekan sistem bahan bakar, pengecekan klakson, pengecekan *wiring diagram*, sudut belok kendaraan dan pengeujian *roll bar* sesuai dengan *rules*.

Prinsip utama agar kendaraan ini hemat energi yakni antara lain memiliki bobot kendaraan yang ringan, beban terbagi merata, gesekan mekanis minimal, *rolling resistance* roda minimal, bentuk aerodinamik dan memiliki mesin dengan efisiensi tinggi serta perbandingan transmisi yang optimal<sup>2</sup>. Semua hal tersebut perlu dipertimbangkan untuk mencapai kendaraan sehemat mungkin.

---

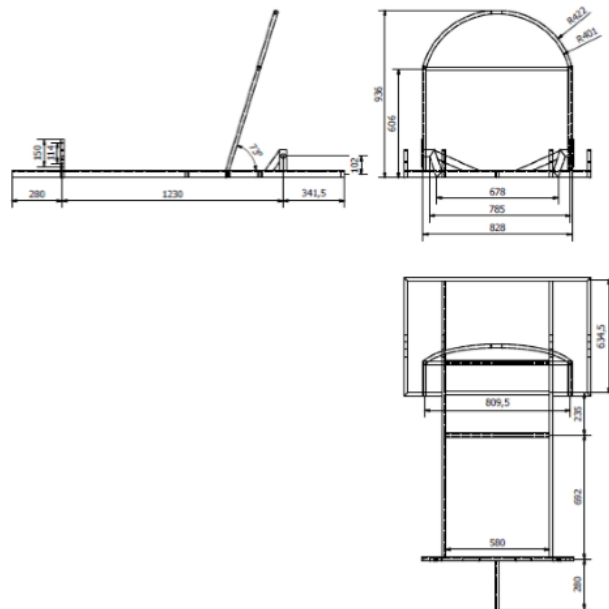
<sup>1</sup> *Shell Eco Marathon 2017 Official Rules Chapter 1*, h. 22.

<sup>2</sup> Witantyo, Dkk. *Optimasi Metoda Pengemudian Untuk Meminimalkan Konsumsi BBM Dengan Gabungan Pemodelan Karakteristik Kendaraan Dengan Karakteristik Lintasan*, (Surabaya: ITS, 2013) h. 1.



Sebagai penopang utama seluruh komponen kendaraan *chassis* memiliki peran penting agar kendaraan tetap kokoh. *Chassis* kendaraan juga merupakan penyumbang bobot kendaraan. Konsep kendaraan hemat energi tentulah tidak hanya memikirkan bobot ringan pada chassis, melainkan faktor kekutan perlu dipertimbangkan.

Dalam penelitian sebelumnya yang telah diutarakan oleh saudara Nur Widiyanto dengan judul “Desain dan Analisa Kekuatan pada Rangka Kendaraan Jenis *Urban Concept* Sesuai Regulasi Kontes Mobil Hemat Enrgi 2015” yang menggunakan rangka jenis *ladder frame* memiliki hasil akhir, yaitu rangka jenis kendaraan *Urban Concept* dengan penampang batang hollow 50 x 30 x 2 mm merupakan desain yang paling optimal dengan safety factor 3,198 dan berat 9,8 kg<sup>3</sup>. Berikut berupa desain rangka *ladder frame*.



**Gambar 1.1 Desain Rangka *Ladder Frame***

---

<sup>3</sup> Nur Widiyanto, “Desain dan Analisa Kekuatan pada Rangka Kendaraan Jenis *Urban Concept* Sesuai Regulasi Kontes Mobil Hemat Energi 2015”, (Jakarta: Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Negeri Jakarta, 2016), h.89.

Berdasarkan hasil perancangan tersebut pembebanan yang digunakan hanya pembebanan statis sehingga yang berpengaruh hanya beban berat dan beban minimum untuk memenuhi persyaratan perlomba *Shell Eco Marathon*. Akibatnya *chasis* kendaraan mobil hemat energi yang telah dibuat memerlukan struktur tambahan dan perlu adanya perbaikan akibat *crack* pada *chassis* kendaraan dengan penambahan *flat*.



**Gambar 1.2 Perbaikan Akibat Crack**

Maka dari itu untuk mendapatkan desain yang optimal perlu adanya perbaikan desain. Perbaikan desain berupa penambahan pembebanan dinamis. Pembebanan dinamis dapat berupa beban saat melakukan akselerasi, beban ketika berbelok dan beban pengereman.

Berdasarkan masalah diatas maka penelitian ini mengambil judul: optimasi desain *chassis* kendaraan mobil hemat energi jenis *urban concept* si-Jaya Raya dengan pemilihan tipe penampang batang.

## 1.2 Identifikasi Masalah

Dari latar belakang masalah diatas dapat diambil beberapa identifikasi masalah sebagai berikut:

1. Bagaimana efek merubah jenis *profile* batang pada rangka dapat mempengaruhi berat rangka pada kendaraan mobil hemat energi jenis *Urban Concept* ?
2. Bagaimana efek merubah jenis *profile* batang pada rangka dapat mempengaruhi kekuatan rangka kendaraan mobil hemat energi jenis *Urban Concept* ?

## 1.3 Pembatasan Masalah

Berdasarkan latar belakang serta identifikasi masalah, pembatasan masalah dalam penulisan ini sebatas mengenai perbaikan desain rangka untuk mendapat optimasi desain dimana:

1. Fokus pada perubahan tipe dan ukuran *profile* rangka kendaraan mobil hemat energi jenis *Urban Concept*.
2. Perbaikan yang dilakukan dari desain sebelumnya.
3. Merujuk kepada *rules Shell Eco Marathon 2017*.
4. Jalan yang dilalui bersih, kering dan rata.
5. Gaya-gaya akibat aerodinamika dianggap tidak ada.
6. massa *driver* 70 Kg dan massa *engine* 20 Kg.
7. *Safety factor* yang digunakan rentang 2 – 4.
8. Data penampang yang digunakan milik PT. Alexindo.

#### **1.4 Perumusan Masalah**

Berdasarkan latar belakang, indentifikasi masalah dan pembatasan masalah diatas, maka perumusan masalahnya bagaimana mengoptimasi desain rangka kendaraan mobil hemat energi jenis *Urban Concept* dengan pemilihan bentuk penampang agar mendapatkan rangka yang ringan dan kuat ?

#### **1.5 Tujuan Penelitian**

Mengoptimasi desain rangka kendaraan mobil hemat energi jenis *Urban Concept* agar mendapatkan bobot lebih ringan namun tidak mengesampingkan faktor keamanan.

#### **1.6 Manfaat Penelitian**

Manfaat penelitian ini adalah:

1. Diharapkan dapat mengurangi bobot rangka mobil hemat energi jenis kendaraan *Urban Concept*.
2. Diharapkan dapat menjadi referensi tentang optimasi desain rangka mobil hemat energi jenis kendaraan *Urban Concept*.
3. Diharapkan dari perbaikan desain rangka jenis kendaraan *Urban Concept* sebagai bahan pertimbangan dalam mendesain serta membuat rangka mobil hemat energi serupa.
4. Untuk memperluas wawasan dan pengetahuan penulis.



## **BAB II LANDASAN TEORI**

### **2.1 Proses Desain**

Desain adalah kemampuan untuk menggabungkan gagasan, prinsip – prinsip ilmiah, sumber daya dari seorang pendesain dalam menyelesaikan masalah.<sup>4</sup> Perlu adanya proses serta tahapan guna merealisasikannya ke dalam bentuk fisik.

Kesesuai benda yang akan dibuat sangat bergantung dari tahapan dalam perancangan itu sendiri. Sumber yang relevan membantu dalam tahap perancangan seperti ilmu dasar, hasil penelitian, informasi dan teknologi akan menambah ide perancangan yang semuanya dalam versi dan kemajuan mutakhir.<sup>5</sup> Perancang perlu memadukan sumber, kebutuhan dan kemungkinan hal yang terjadi, seperti pemilihan material yang tepat, konstruksi yang sesuai, kekuatan, tahapan proses dan jika diperlukan penentuan warna perlu dipertimbangkan dalam merancang suatu benda.

Meminimalisir kesalahan sangat penting dalam merencanakan suatu benda. Salah satunya adalah pemilihan bahan atau material yang tepat sesuai dengan apa yang dikehendaki. Dari hal tersebut perancang dapat membuat model baru, atau memodifikasi menjadi model baru atau menyempurnakan dari model sebelumnya guna mendapatkan hasil yang lebih optimal dan diikinkan.

---

<sup>4</sup> Giesecke dkk, *Gambar Teknik alih bahasa Rahim Gussito dan Zulkifli Harahap*, (Jakarta: Erlangga, 2000), h. 7.

Merancang suatu produk memiliki beberapa tahapan proses hingga terbentuknya produk yang diharapkan. Tahapan proses tersebut dapat dijabarkan sebagai berikut:

1. Menemukan masalah atau kebutuhan.

Permasalahan yang timbul atau adanya suatu kebutuhan adalah hal yang mendasari dalam merancang suatu produk. Dari hal tersebut akan tercetus gagasan atau ide sebagai solusi dari permasalahan yang timbul.

2. Mengumpulkan Informasi

Mengumpulkan informasi diperlukan sebagai bahan pertimbangan dalam mendesain suatu produk. Ide yang telah tercipta perlu didukung dengan informasi terkait produk yang akan dirancang, misalnya mencari literatur, mekanisme produk yang akan dibuat dan sebagainya.

3. Menemukan alternatif solusi

Menemukan alternatif sebagai solusi adalah tahap selanjutnya ketika seorang perancang telah menemukan informasi. Semua informasi yang telah terkumpul di kelompokkan menjadi alternatif solusi sementara.

4. Menentukan solusi

Menentukan solusi yang tepat dilakukan setelah seorang perancang memilah dari semua alternatif solusi sementara. Solusi yang dipilih tentunya sudah menimbang beberapa aspek kemungkinan yang akan terjadi, seperti pemilihan material yang digunakan, menentukan mekanisme kerjanya, jika diperlukan tentukan warna apa yang akan digunakan.

#### 5. Pembuatan model gambar

Pembuatan model gambar baik dalam bentuk dua dimensi ataupun tiga dimensi perlu dilakukan. Model gambar dua dimensi menggambarkan rancangan dasar dari seorang perancang, sedangkan pemodelan gambar tiga dimensi akan lebih menunjukkan bentuk rancangan sesuai apa yang dikehendaki, tentunya dari hal ini seorang perancang dapat melihat lebih detail dari rancangan.

#### 6. Analisa *software*

Sebelum ketahap pembuatan benda, model yang telah dibuat terlebih dahulu dianalisa menggunakan aplikasi *software* komputer, seperti menganalisa faktor kekuatan pada rancangan. Dari hal tersebut seorang perancangan akan mengetahui kelayakan racangan untuk dapat ke tahap selanjutnya.

#### 7. Menentukan proses produksi

Proses produksi sangat menentukan hasil akhir dari suatu produk. Proses yang tepat akan menghasilkan produk yang diinginkan sesuai dengan hasil rancangan, maka dari itu perlu adanya penentuan proses produksi dari rancangan yang dibuat oleh perancang.

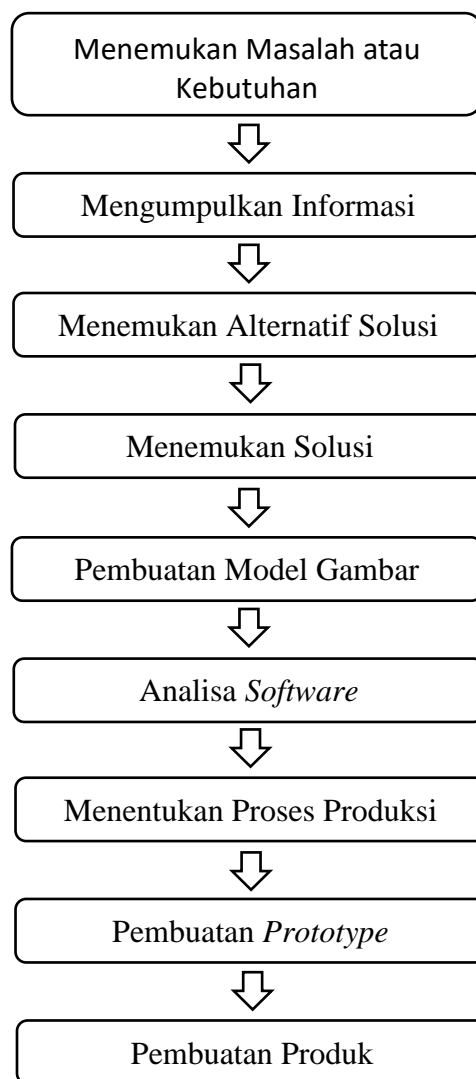
#### 8. Pembuatan *prototype*.

Pembuat *prototype* tidaklah harus menggunakan material yang sama dengan produk yang dibuat, kecuali material tersebut sangat penting dalam pembuatan produk. Pembuatan *prototype* sendiri bertujuan untuk

mengetahui penampilan atau cara kerja baik dalam skala yang lebih kecil atau skala sesungguhnya.

#### 9. Pembuatan produk

Setelah serangkaian alur dilalui, tahap terakhir membuat produk sesuai dengan proses produksi yang telah ditentukan sebelumnya.



**Gambar 2.1 Alur Perancangan**



## 2.2 Teori Dasar Rangka

Rangka kendaraan adalah komponen kendaraan yang fungsi utamanya adalah sebagai penguat krontruksi kendaraan agar mampu menahan beban kendaraan. Rangka kendaraan juga berfungsi sebagai penopang utama, diantaranya sebagai penopang mesin, bodi, sistem transmisi, suspensi, sistem kelistrikan, as roda, ban serta komponen pendukung lainnya. Adapun fungsi utama rangka kendaraan, yaitu sebagai berikut<sup>6</sup>:

1. Untuk menopang beban penumpang atau barang yang dibawa didalam kendaraan.
2. Untuk menopang beban bodi, mesin, tranmisi kendaraan dan lainnya.
3. Untuk mengatasi gaya disebabkan kerena pengeraman mendadak atau percepatan kendaraan serta menahan tegangan akibat kondisi jalan yang buruk.
4. Untuk menahan gaya sentrifugal ketika menikung.

*Chassis* kendaraan memiliki beberapa jenis diantaranya:

- a. *Ladderframe*
- b. *Tubular space frame*
- c. *Monocoque*
- d. *Backbone chassis*
- e. *Alumunium space frame*

---

<sup>6</sup> Sri. N.R. Hema Kumar, *Automobile Chassis and Body Engineering*, (India: International Modern Engineering, 2014), h. 1.

a. *Ladder Frame*

Dinamakan *ladder frame* karena memiliki kemiripan konstruksi seperti tangga dengan dua batang penampang simetris yang disusun secara paralel. Konstruksi tipe chassis ini sangat sederhana dan mudah dalam pembuatan dibandingkan dengan konstruksi tipe *chassis* lainnya.



**Gambar 2.2 *Ladder Frame***<sup>7</sup>

Penggunaan chassis tipe ladder frame berakhir pada tahun 1930-an untuk tipe kendaraan balap.<sup>8</sup> Saat ini, rangka *ladder frame* populer digunakan oleh kendaraan dengan segmentasi *Multi Purpose Vehicle* (MPV) maupun *Sport Utility Vehicle* (SUV) dan juga *truck*.

Keunggulan yang ditawarkan rangka *ladder frame* yaitu mudah diperbaiki dibandingkan dengan jenis rangka lainnya dan juga memiliki keunggulan dalam kondisi jalan yang tidak bagus. Bahan material yang umum untuk chassis ini yaitu menggunakan baja.

b. *Tubular Space Frame*

Tubular space frame banyak digunakan pada kendaraan balap *offroad*. Sebagai contoh gambar di bawah ini.

---

<sup>7</sup> Musa. Ismail bin HJ, *Static And Dynamic Analysis Of A Ladder Frame Truck Chassis*, (Malaysia: Universiti Teknologi Malaysia, 2009), h. 24.

<sup>8</sup> *Ibid* h. 20.



**Gambar 2.3 Tubular Space Frame<sup>9</sup>**

Komponen utama *Tubular space frame* memakai berbagai macam pipa *circular* dengan posisi berbagai arah untuk melawan gaya dari berbagai arah. Pipa tersebut di las sehingga menghasilkan struktur yang kompleks.

c. *Monocoque*

*Monoque* sendiri berasal dari kata “*Mono*” yang artinya tunggal dan “*Couqe*” yang berarti cangkang. *Monocoque* merupakan satu kesatuan struktur *chassis* dari bentuk kendaraan sehingga *chassis* ini memiliki bentuk yang beragam yang menyesuaikan dengan bodi mobil.<sup>10</sup> Meskipun terlihat seperti satu kesatuan dari rangka dan bodi mobilnya, namun sebenarnya *chasis* ini dibuat dengan menggunakan pengelasan titik yang berbentuk sempurna dan terlihat seperti tidak ada pengelasan.

Material yang digunakan pada umumnya plat baja atau aluminium yang telah melalui proses *stamping*. Plat yang melalui tahapan dikategorikan menjadi empat bagian, yaitu *underbody*, atap, *impact absorber* dan sisi pintu.

---

<sup>9</sup> <https://goatbuilt.com/ibex-chassis> diakses pada tanggal 8 Februari 2017, pukul 13.05 WIB.

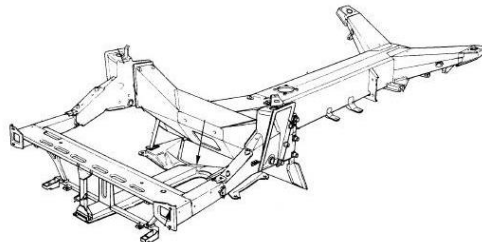
<sup>10</sup> Michael Costin and David Phipps, *Racing and Sports Car Chassis Design*, (London: B. T. Batsford Ltd, 1966), h. 17.



**Gambar 2.4 Rangka *Monocoque* Audi A5 Sportback<sup>11</sup>**

d. *Backbone*

Ide awalnya dengan membuat struktur bagian depan dan belakang kemudian dihubungkan dengan sebuah rangka *tube* yang melintang disepanjang mobil. *Chassis backbone* ini hampir seluruhnya adalah struktur kaku dan dapat menahan semua beban.<sup>12</sup> *Chassis backbone* memiliki satu rangka melintang yang menghubungkan struktur belakang dan bagian depan. Lebih jelasnya dapat dilihat gambar dibawah ini.



**Gambar 2.5 *Chassis Backbone* Lotus Elan<sup>13</sup>**

---

<sup>11</sup> [http://www.autopressnews.com/2009/08/Audi/A5\\_Sportback\\_4\\_chassis\\_systems.shtml](http://www.autopressnews.com/2009/08/Audi/A5_Sportback_4_chassis_systems.shtml) diakses pada tanggal 8 Februari 2017, pukul 13.20 WIB.

<sup>12</sup> Technical F1, <http://www.formula1-dictionary.net/chassis.html> diakses pada tanggal 8 Februari 2017, pukul 14.10 WIB.

<sup>13</sup> *Service Notes Elan* (England: Lotus Cars LTD, 1989), h. 2.

e. *Aluminium Chassis Frame*

*Chassis* jenis ini pertama kali dikembangkan oleh perusahaan mobil Audy bersama-sama dengan perusahaan pembuat alumunium Alcoa. Alumunium *chassis frame* dibuat untuk menggantikan *chassis* baja *monocoque* karena menghasilkan sebuah rangka yang ringan. Alumunium *chassis frame* diklaim 40% lebih ringan dibandingkan dengan rangka baja *monocoque* namun 40% lebih rigid.<sup>14</sup> Berikut gambar alumunium *chassis frame*.



**Gambar 2.6 Alumunium Chassis Frame Audi A8<sup>15</sup>**

### **2.3 Pembebanan pada Kendaraan**

Terdapat beberapa pembebanan yang perlu ditambahkan dalam penelitian ini, yaitu :

- a. Pembebanan vertikal, yaitu pembebanan akibat beban yang diberikan secara vertikal yang menggambarkan pembebanan akibat dari beban pengemudi, akibat beban mesin dan akibat beban yang diberikat di bagian *roll bar* kendaraan. Sebagai contoh adalah gaya mesin akibat grafitasi bumi.

---

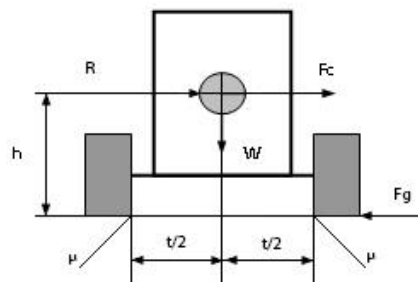
<sup>14</sup> Technical F1, <http://www.formula1-dictionary.net/chassis.html> diakses pada tanggal 28 Januari 2017, pukul 16.10 WIB.

<sup>15</sup> <https://www.audiworld.com/articles/20-years-of-audi-space-frame-it-all-started-at-the-frankfurt-motor-show/> diakses pada tanggal 28 Januari 2017, pukul 18.30 WIB.

- b. Pembebanan akibat pengereman, pembebanan yang timbul akibat gaya pengereman yang terjadi pada kendaraan. Arah gaya pengereman berlawanan dengan arah pengereman.
- c. Pembebanan akibat percepatan, pembebanan yang terjadi akibat adanya gaya percepatan yang ditimbulkan pada saat kendaraan melaju dengan waktu tertentu. Arah gaya akibat percepatan berlawanan dengan arah percepatan.
- d. Pembebanan akibat kendaraan berbelok, pembebanan yang terjadi akibat dari kendaraan berbelok akibatnya menimbulkan gaya sentrifugal yang mendorong mobil cenderung keluar dari lintasan.

## 2.4 Dinamika Belok Kendaraan<sup>16</sup>

Kendaraan belok dengan model kendaraan sederhana dimaksudkan bahwa kendaraan dianggap rigid serta bodi sederhana dengan roda depan dan belakang menjadi satu. Lebih jelasnya dapat dilihat gambar berikut.



**Gambar 2.7 Kendaraan Model Sederhana dengan Belok Datar<sup>17</sup>**

### 2.4.1 Analisa Guling Belok Datar

Kondisi guling terjadi jika salah satu roda terangkat atau gaya normal pada salah satu roda bernilai 0.

<sup>16</sup> I Nyoman Suntantra dan Bambang Sampurno, *Teknologi Otomotif*, (Surabaya: Guna Widya, 2010), hh. 59-61.

<sup>17</sup> *Ibid*, h. 60.

Dengan demikian kondisi guling akan bisa terjadi jika:

$$F_c \cdot h > W \cdot \frac{t}{2} \dots\dots\dots(2.1)$$

Kondisi kritis jika:

$$F_c \cdot h = W \cdot \frac{t}{2} \dots\dots\dots(2.2)$$

$$\frac{M \cdot V^2}{R} \cdot h = m \cdot g \cdot \dots\dots\dots(2.3)$$

Jadi kecepatan maksimum yang diijinkan agar kendaraan tidak guling dirumuskan sebagai berikut:

$$V_{max} = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot t}{2h}} \dots\dots\dots(2.4)$$

**2.5 Titik Berat Kendaraan<sup>18</sup>**

Posisi titik berat memegang peranan penting dalam analisa dinamika kendaraan, ada beberapa cara untuk mengukur posisi titik berat. Salah satu cara yaitu dengan memakai peralatan yang cukup sederhana, yaitu timbangan dan dongkrak. Posisi titik berat terhadap poros depan (a) dan terhadap poros belakang (b) serta tinggi titik berat dari permukaan jalan (h).

Pengukuran (a) dan (b) dilakukan dengan menimbang bagian depan dan bagian belakang kendaraan pada posisi horizontal, seperti ditunjukkan pada gambar 2.6. Jika pada saat menimbang poros depan didapat hasil penimbangan  $W_f$  dan penimbangan poros belakang didapat hasil  $W_r$ , maka berat total kendaraan didapat:

$$W_t = W_f + W_r = W \dots\dots\dots(2.5)$$

Dengan memakai hasil penimbangan tersebut dan menerapkan konsep statika maka didapat:

---

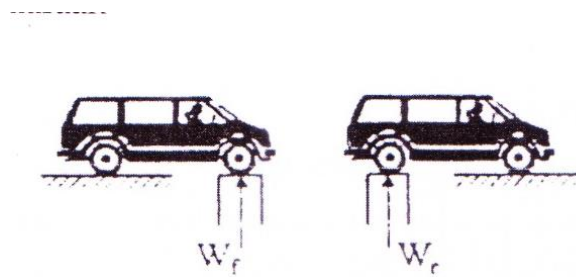
<sup>18</sup> *Ibid*, hh. 87-89.

$$a = \frac{(a+b)w_r}{w_f+w_r} \dots\dots\dots(2.6)$$

$$b = \frac{(a+b)w_r}{w_f+w_r} \dots\dots\dots(2.7)$$

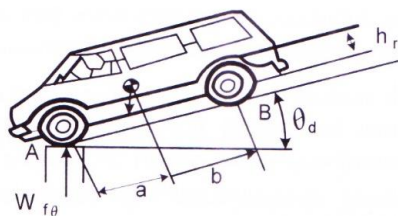
Dimana:

$a + b = L$  adalah *wheelbase* yaitu jarak antara poros depan/ belakang kendaraan



**Gambar 2.8 Penimbangan pada Poros Roda Depan dan Belakang<sup>19</sup>**

Setelah jarak dari pusat berat terhadap poros depan ( $a$ ) dan jarak pusat berat terhadap poros belakang ( $b$ ) didapat maka kemudian dapat dicari tinggi titik pusat berat dari kendaraan. Untuk mencari tinggi pusat berat kendaraan, pada roda depan atau roda belakang dapat ditopang dengan timbangan dan roda yang lain didongkrak hingga membentuk sudut ( $\theta$ ) seperti pada gambar 2.7. Jika dimungkinkan pada saat mendongkrak, suspensi kendaraan dikunci supaya sudut ( $\theta$ ) tidak begitu besar, sehingga bodi kendaraan tidak menukik.



**Gambar 2.9 Penimbangan Roda Depan dengan Roda Belakang diangkat<sup>20</sup>**

<sup>19</sup> *Ibid*, h. 88.

<sup>20</sup> *Loc. Cit*



Mengacu pada gambar 2.9 dan dengan mengambil momen dari titik B maka didapat:

$$h_r = \frac{[W_{f\theta}(a+b) - W \cdot b]}{W \tan(\theta_d)} \dots\dots\dots(2.8)$$

Tinggi titik pusat kendaraan kemudian dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$h = r + h_r = r + \frac{[W_{f\theta}(a+b) - W \cdot b]}{W \tan(\theta_d)} \dots\dots\dots(2.9)$$

dimana:

$W_{f\theta}$  = hasil penimbangan roda depan

r = Jari-jari roda depan

Jika timbangan yang dipakai sekaligus dapat menaikan roda belakang dan dipasang langsung menopang roda belakang, dimana  $W_{f\theta}$  adalah hasil penimbangan roda belakang maka dengan mengambil momen di titik A didapat

$$h_r = \frac{[W \cdot a - (a+b) \cdot W_{r\theta}]}{W \tan(\theta_d)} \dots\dots\dots(2.10)$$

$$h = r + \frac{[W \cdot a - (a+b) \cdot W_{r\theta}]}{W \tan(\theta_d)} \dots\dots\dots(2.11)$$

## 2.6 Teori Dasar *Finite Element Methode*

*Finite Element Method* (FEM), atau *Finite Element Analysis* (FEA), didasarkan pada gagasan membagi benda rumit menjadi potongan kecil dan mudah diatur. Penerapan ide sederhana ini bisa ditemukan dimana-mana dalam kehidupan sehari-hari, begitu juga di bidang teknik.<sup>21</sup>

Gambaran secara garis besar dapat diketahui langkah-langkahnya. Secara umum langkah-langkah dalam FEM bisa diringkas sebagai berikut :<sup>22</sup>

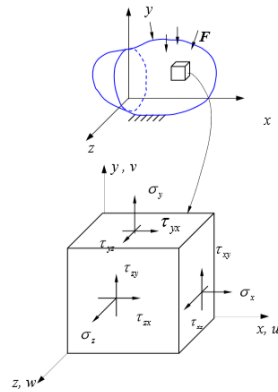
---

<sup>21</sup> Yijun Liu, *Finite Element Method*, (Cincinnati: Mechanical Engineering Department University of Cincinnati, 2003), h. 1.

<sup>22</sup> Yerri Susetyo, *Dasar Dasar Metode Elemen Hingga*, (Yogyakarta: Andi Publisier, 2004), hh. 3-4

1. Langkah 1, pemilihan tipe elemen dan diskritisasi. Amatilah benda atau struktur yang akan dianalisa, apabila 1 dimensi (contoh batang panjang), 2 Dimensi (plat datar), 3 dimensi (seperti balok). Bagilah potong benda dalam bagian-bagian kecil (elemen) langkah ini disebut sebagai langkah diskritisasi. Banyaknya potongan yang dibentuk bergantung pada geometri dari benda yang akan dianalisa, sedangkan bentuk elemen yang diambil bergantung pada dimensinya.
2. Langkah 2, pemilihan fungsi pemindah atau fungsi interpolasi, jenis-jenis fungsi yang sering digunakan adalah fungsi linier, fungsi kuadratik, kubik atau polinomial derajat tinggi.
3. Langkah 3, mencari hubungan *strain*, *displacement* dan *stress*,
4. Langkah 4, dapatkan matriks kekakuan dari elemen yang telah dibuat. Untuk benda yang terdiri dari beberapa buah elemen lakukan penggabungan atau *assemblage* dari matriks kekakuan elemen menjadi matriks kekakuan global yang berlaku untuk seluruh benda atau struktur
5. Langkah 5, gunakan persamaan kesetimbangan dengan persamaan masukan syarat batas yang diketahui dalam soal
6. Langkah 6, selesaikan persamaan pada langkah 5 dengan menghitung harga yang belum diketahui. Jika perhitungan melibatkan matriks dengan ukuran yang kecil, biasanya ditempuh dengan cara *partitioning* matriks, tetapi jika perhitungan melibatkan matriks berukuran besar, komputer adalah jalan terbaik dalam mendapatkan solusinya
7. Langkah 7, hitung *strain* dan *stress* dari setiap elemen.
8. Langkah 8, interpretasikan kembali hasil-hasil perhitungan yang diperoleh.

Elemen 3 dimensi adalah elemen yang dapat menahan benda pada semua arah (sumbu x,y dan z). Umumnya beban yang bekerja adalah beban terpusat.



**Gambar 2.10 Stress State<sup>23</sup>**

Dalam *stress state* vektor *stress* dan vektor *strain* mendapatkan pembebanan dari semua arah (sumbu x,y, dan z), sehingga:<sup>24</sup>

*Stress:*

$$\boldsymbol{\sigma} = \{\boldsymbol{\sigma}\} = \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix}, \quad \text{or} \quad [\sigma_{ij}] \quad (2.12)$$

*Strain:*

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \{\boldsymbol{\varepsilon}\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix}, \quad \text{or} \quad [\varepsilon_{ij}] \quad (2.13)$$

<sup>23</sup> Liu , *Op. Cit.*, h. 138.

<sup>24</sup> *Ibid.*, hh. 139-141

Hubungan *Stress – Strain*

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{xy} \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} \quad (2.14)$$

atau

$$\sigma = E\varepsilon \quad \dots\dots\dots(2.15)$$

*Displacement*

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \end{Bmatrix} \quad (2.16)$$

Hubungan *Strain – Displacement*:

$$\begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x}, \quad \varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y}, \quad \varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z}, \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y}, \quad \gamma_{yz} = \frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z}, \quad \gamma_{zx} = \frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots(2.18)$$

atau

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \quad (i, j=1,2,3) \quad (2.19)$$

atau

$$\varepsilon_{ij} = \frac{1}{2} (u_{i,j} + u_{j,i}) \quad (2.20)$$

*Equilibrium Equations:*

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + f_x = 0 \quad \dots\dots\dots(2.21)$$

$$\frac{\partial \tau_{yx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + f_y = 0 \quad \dots\dots\dots(2.22)$$

$$\frac{\partial \tau_{zx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + f_z = 0 \quad \dots\dots\dots(2.23)$$

atau

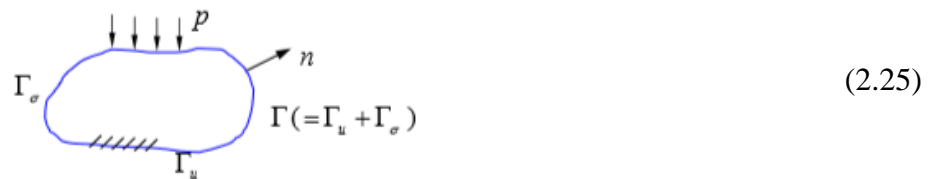
$$\sigma_{ij,j} + f_i = 0 \quad \dots\dots\dots(2.24)$$

*Boundary Conditions:*

$$u_i = \bar{u}_i, \quad \text{on } \Gamma_u \text{ (specified displacement)}$$

$$t_i = \bar{t}_i, \quad \text{on } \Gamma_\sigma \text{ (specified traction)}$$

$$\text{(traction } t_i = \sigma_{ij} n_j \text{)}$$



## 2.7 Autodesk Inventor<sup>25</sup>

Autodesk Inventor adalah salah satu Autodesk Corp yang diperuntukan untuk engineering desain and drawing. Autodesk Inventor merupakan pengembangan dari produk-produk CAD setelah AutoCAD dan Autodesk Mechanical Desktop. Autodesk Inventor memiliki beberapa kelebihan yang memudahkan dalam desain serta tampilan yang lebih menarik dan riil, karena fasilitas material yang disediakan. Sebagai perangkat lunak yang disiapkan untuk

---

<sup>25</sup> Nur Hidayat dkk, *Autodesk Inventor Mastering 3D Mechanical Design*, (Bandung: Informatika, 2011), hh. 1-2

proses perancangan produk, Autodesk Inventor memiliki beberapa keunggulan, yakni:

1. Memiliki kemampuan parametric solid modeling, yaitu kemampuan untuk melakukan desain serta pengeditan dalam bentuk solid model dengan data yang telah tersimpan dalam data base. Dengan adanya kemampuan tersebut designer/engineer dapat merevisi atau memodifikasi desain yang ada tanpa harus mendesain ulang sebagian atau secara keseluruhan.
2. Memiliki kemampuan animation yaitu kemampuan untuk menganimasikan suatu file assembly mengenai jalannya suatu alat yang telah diassembly dan dapat disimpan dalam file AVI.
3. Memiliki kemampuan automatic create technical 2D drawing serta bill of material dan tampilan shading dan rendering pada layout.
4. Adaptive yaitu kemampuan untuk menganalisis gesekan dari animasi suatu alat serta dapat menyesuaikan dengan sendirinya.
5. Material atau bahan yang memberikan tampilan suatu part tampak lebih nyata.
6. Kapasitas file lebih kecil.

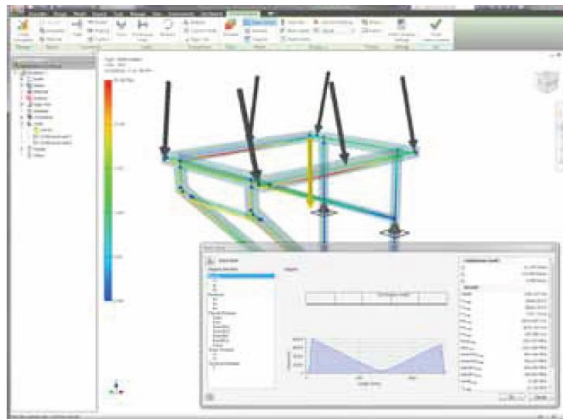
Dari beberapa kelebihan tersebut maka pemakaian autodesk inventor sangat memberikan keuntungan dari segi efisiensi serta efektivitas waktu untuk produktifitas pekerjaan yang akan dilakukan.

## **2.8 Frame Analysis**

Penggunaan *frame analysis* akan mempermudah dalam mensimulasikan struktur *frame* yang diberikan pembebanan. Fitur yang mempercepat dan membuat

lebih *efficient* adalah *frame generator*.<sup>26</sup> Proses pembuatan *frame design* yang akan dibuat diawali pembuatan sketsa tiga dimensi. Struktur bentuk sketsa tiga dimensi yang telah selesai akan dibentuk profil batang, dan ketebalan dari tipe penampang batang yang diinginkan.

Dalam mensimulasikan pembebanan perlu input besaran nilai beban atau gaya, penempatan tumpuan dan tipe tumpuan yang digunakan. Setelah input dilakukan, tahapan selanjutnya yaitu perhitungan *software (simulate)*. Data perhitungan dapat terlihat dalam *report* berupa gaya, momen dan lain-lain. Penditelan yang terjadi pada setiap batang untuk mengetahui gaya, momen dapat dilihat dengan penggunaan *detail beam*.



**Gambar 2.11 Detail Beam<sup>27</sup>**

## **2.9 Stress Analysis<sup>28</sup>**

Stress Analysis merupakan suatu fitur Autodesk Inventor yang berguna untuk menganalisa suatu produk yang telah didesain guna meminimalisir tingkat kegagalan dari suatu produk dengan dilengkapi *finite element analysis (FEA)*.

---

<sup>26</sup> Curtis Waguespack, *Mastering Autodesk Inventor 2014 and Autodesk Inventor LT 2014*, (Canada: Sybex, 2014), h. 15.

<sup>27</sup> *Loc. Cit*

<sup>28</sup> Syaiful A. B Alchazin, *Modul Training Autodesk Inventor 2012*, (Bogor: LAPAN, 2011), h. 53.

Dengan begitu biaya yang kita keluarkan akan semakin berkurang serta dapat mempercepat proses simulasi.

Pengujian kekuatan produk yang telah didesain berdasarkan pembebanan serta material yang digunakan berdasarkan sifat mekaniknya. Untuk mendapatkan hasil yang akurat kita harus memastikan properti material simulasi benar – benar mewakili dari material yang kita gunakan. Sebuah material akan mengalami kegagalan atau berubah bentuk ketika mencapai tingkat *strees* tertentu.

## 2.10 Faktor Keamanan<sup>29</sup>

Faktor keamanan (*safety factor*) adalah faktor keamanan yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan dari suatu komponen mesin untuk menghindari kegagalan struktur. *Safety factor* dilambangkan dengan huruf *n*. Kebanyakan kasus, kekuatan bahan komponen dibagi dengan faktor rancangan untuk menentukan tegangan rancangan ( $\sigma$ ) atau tegangan yang diijinkan (*allowable stress*), oleh sebab itu tegangan aktual yang dialami komponen harus lebih kecil dari tegangan rancangan.

Perancang dalam perlu menentukan nilai faktor rancangannya yang wajar dengan suatu situasi tertentu. Sering kali nilai faktor rancangan ditetapkan oleh organisasi yang menerapkan standar, seperti *American Society of Mechanical Engineers*, *American Gear Manufacturers Association*, *U.S. department of Defense*, *Aluminum Association* atau *American Institute of Steel Construction*, bahkan beberapa perusahaan menggunakan kebijakan mereka sendiri dalam

---

<sup>29</sup> Mott, *Op. Cit.*, hh. 185-186



menentukan faktor-faktor rancangan berdasarkan pengalaman masa lalu dengan kondisi-kondisi yang sama. Berikut ini nilai dari factor keamanan.

- a. N=1,25 hingga 2. Perancangan struktur yang menerima beban statis dengan tingkat kepercayaan tinggi untuk semua data perancangan.
- b. N=2,0 hingga 2,5. Perancangan elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dianamis dengan tingkat kepercayaan rata-rata untuk semua data perancangan.
- c. N=2,5 hingga 4,0. Perancangan struktur statis atau elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidak pastian mengenai beban, sifat-sifat bahan, analisis tegangan, atau lingkungan.
- d. N=4,0 atau lebih. Perancangan elemen-elemen mesin yang menerima pembebanan dinamis dengan ketidakpastian mengenai beberapa kombinasi beban, sifat-sifat bahan, analisis tegangan, atau lingkungan. Keinginan untuk memberikan keamanan ekstra untuk komponen yang kritis dapat juga memilih nilai-nilai ini.

Rumus faktor kewanaman secara matematis ditulis<sup>30</sup>

$$Factor\ of\ Safety = \frac{Yield\ point\ stress}{Working\ or\ design\ stress} \dots\dots\dots (2.26)$$

Persamaan tersebut berlaku untuk material *ductile* material. Dalam penelitian ini menggunakan material alumunium. Alumunium sendiri tergolong material *ductile*.

---

<sup>30</sup> R.S. Khurmi dan J.K. Gupta, *A TextBook of Machine Design*, (New Delhi: Eurasia Publishing House) h. 101.

## 2.11 Teori Tegangan *Von Misses*<sup>31</sup>

Teori ini memperkirakan suatu kegagalan mengalahkan dalam tegangan geser yang memadai lebih besar dari yang diperkirakan oleh teori tegangan geser maksimal. Untuk analisis perancangan akan lebih mudah jika kita menggunakan tegangan *Von Misses* yaitu persamaan yang berkaitan dengan suatu tegangan dalam tiga sumbu.

$$\sigma' = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x\sigma_y + 3\tau_{xy}^2} \quad (2.27)$$

Berdasarkan hal tersebut, *desain factor*, *safety factor* dapat menggunakan *yeild strength* dengan persamaan berikut.

$$\sigma' < \sigma_d = s_y/N \quad (2.28)$$

## 2.12 Teori Dasar Mekanika

### 2.12.1 Gaya Geser (*Shearing Force*)

Gaya geser adalah jumlah aljabar dari semua komponen vertikal gaya-gaya luar yang bekerja pada sebuah batang<sup>32</sup>. Gaya luar yang ditimbulkan terhadap sebuah batang cenderung menggeser balok dan juga membengkokkan. Arah panah yang terdapat pada diagram benda bebas menunjukkan arah gaya yang terjadi pada reaksi atau gaya yang diberikan. Arah panah keatas menunjukkan gaya bernilai positif, sedangkan arah panah kebawah menunjukkan nilai gaya bernilai negatif.

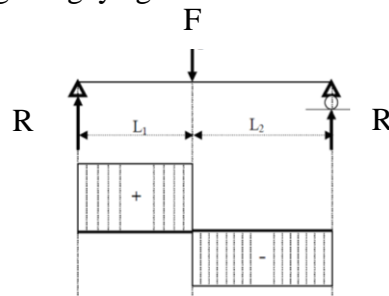
Diagram gaya geser adalah diagram yang menunjukkan besarnya gaya yang terjadi pada batang sesuai dengan penempatan gaya pada batang dengan skala gaya. Penentuan skala gaya tidak ada batasan baik menggunakan skala

---

<sup>31</sup> Mott, *Op. Cit.*, h. 189.

<sup>32</sup> Faqih Ma'arif, *e-Learning Mekanika Teknik 01* (Yogyakarta: UNY, 2012), h. 33.

perbesaran, skala yang diperkecil maupun skala sesungguhnya dari besaran nilai gaya. Berikut gambar diagram gaya geser

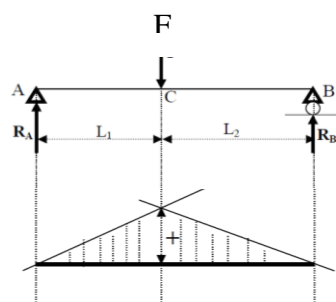


**Gambar 2.12 Diagram Gaya Geser<sup>33</sup>**

Pada diagram gaya geser terdapat arsiran yang bernilai positif dan bernilai negatif. Nilai arsiran bernilai positif berdasarkan arah dari gaya yang mengarang keatas, begitupun sebaliknya. Posisi arsiran akan berada diatas garis jika bernilai positif dan arsiran berada dibawah garis apabila bernilai negatif.

### 2.12.2 Momen Lentur (*Bending Momen*)

Momen adalah hasil kali antara gaya dengan jaraknya. Jarak disini adalah jarak tegak lurus dengan garis kerja gayanya.<sup>34</sup> Momen yang terjadi pada batang akan mengakibatkan kelenturan pada batang. Besaran momen lentur yang terjadi pada batang secara grafis akan ditampilkan dengan menggunakan diagram momen lentur (*bending momen diagram*). Berikut bentuk diagram momen lentur.



**Gambar 2.13 Diagram Momen Lentur<sup>35</sup>**

<sup>33</sup> *Loc. Cit*

<sup>34</sup> *Ibid*, h. 34.

<sup>35</sup> *Loc. Cit*

Besaran tinggi diagram momen lentur berdasarkan besaran nilai momen, baik menggunakan skala diperkecil, atau skala diperbesar maupun skala nilai besaran sebenarnya.

### 2.12.3 Tegangan Normal (*Normal Stress*)<sup>36</sup>

Tegangan normal adalah tegangan yang bekerja dalam arah tegak lurus permukaan potongan melintang dan dilambangkan dengan sigma ( $\sigma$ ). Bila gaya-gaya luar yang bekerja pada suatu batang sejajar terhadap sumbu utamanya dan potongan penampang batang konstan, tegangan internal yang dihasilkan adalah sejajar terhadap sumbu tersebut. Gaya-gaya ini yang disebut dengan gaya aksial.

Tegangan normal dapat berbentuk:

a. Tegangan Tarik

Gaya tarik terjadi pada batang, apabila terdapat gaya aksial menarik suatu batang dan akibatnya batang akan cenderung menjadi meregang dan bertambah panjang. Maka gaya tarik aksial tersebut menghasilkan tegangan tarik pada batang di suatu bidang yang terletak tegak lurus atau normal pada sumbunya.



**Gambar 2.14 Gaya Tarik Aksial**

b. Tegangan Tekan

Apabila terdapat sepasang gaya tekan aksial mendorong suatu bidang, akibatnya bidang tersebut akan cenderung memendek. Maka gaya tekan aksial tersebut menghasilkan tegangan tekan pada batang di suatu bidang yang terletak tegak lurus atau normal pada sumbunya.

---

<sup>36</sup> Tim Dosen. *Tegangan Normal Dan Tegangan Geser*, (Bogor: IPB, 2010), hh. 1-4.



**Gambar 2.15 Gaya Tekan Aksial**

Tegangan normal yang bekerja diasumsikan mempunyai distribusi terbagi rata diseluruh permukaan penampang dan garis kerja gaya aksial melalui pusat berat penampang melintang batang. Sehingga diperoleh rumus<sup>37</sup>

$$\sigma = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana :

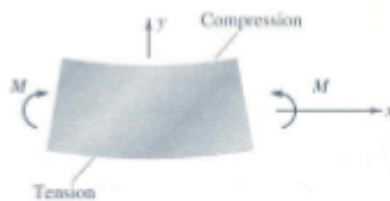
$\sigma$  = Tegangan ( $N/m^2$ )

F = Gaya aksial (N)

A = Luas ( $m^2$ )

**2.12.4 Tegangan Akibat Momen Bending**

Pada saat sebuah batang mengalami pembebanan secara aksial, maka batang tersebut mengakibatkan tegangan. Tegangan yang ditimbulkan menyebabkan terjadinya moment bending pada batang, akibatnya pada batang akan terjadi tegangan tarik dan akan mengalami tegangan tekan sebagai mana gambar dibawah ini.



**Gambar 2.16 Beam dengan Beban Bending**

Dengan begitu maka persamaan yang digunakan sebagai berikut :

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \dots\dots\dots (2.30)$$

---

<sup>37</sup> *Ibid*, h. 3.

Dimana :

$\sigma$  = Tegangan bending ( $N/m^2$ )

M = Momen bending ( $Nm$ )

c = Sumbu netral ( $m$ )

I = Inersia ( $m^4$ )

### 2.12.5 Regangan

Regangan merupakan perubahan bentuk persatuan panjang pada suatu batang. Misalnya pada suatu batang yang sebagai penopang yang diberikan beban aksial, akibatnya batang tersebut akan tertekan atau memendek, maka<sup>38</sup>

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L} \dots \dots \dots (2.31)$$

Dimana :

$\varepsilon$  = Regangan

L = Panjang mula-mula (m)

$\Delta L$  = Perubahan panjang (m)

### 2.12.6 Modulus Elastisitas (Modulus Young)

Gaya yang bekerja pada suatu benda elastis tidak melebihi batas elastisitasnya, maka perbandingan antara tegangan dengan regangan adalah konstan. Bilangan konstanta tersebut disebut dengan modulus young atau modulus elastisitas. Modulus elastisitas dapat dikatakan sebagai perbandingan antara tegangan dan regangan pada suatu benda. Persamaan dalam modulus elastisitas yaitu sebagai berikut.

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon} \dots \dots \dots (2.32)$$

---

<sup>38</sup> *Ibid*, h. 4.

Dimana

$E$  = modulus elastisitas ( $N/m^2$ )

$\sigma$  = Tegangan normal ( $N/m^2$ )

$\varepsilon$  = regangan normal

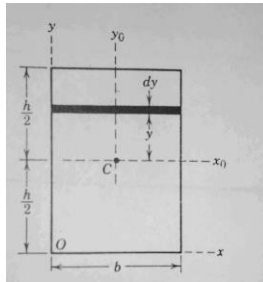
### 2.12.7 Momen Inersia<sup>39</sup>

Momen inersia adalah kecenderungan benda untuk mempertahankan keadaannya (tetap diam atau bergerak). Benda yang sukar bergerak dikatakan memiliki inersia yang besar. Jika gaya – gaya yang didistribusikan terus menerus diatas permukaan tempat gaya-gaya tersebut bekerja, maka sering diperlukan untuk menghitung momen gaya-gaya ini terhadap suatu sumbu yang terletak tegak lurus terhadap bidang permukaan. Intensitas gaya (tekanan atau regangan) sering sebanding dengan jarak gaya dari sumbu momen. Gaya elementer yang bekerja pada elemen luas dengan demikian sebanding dengan jarak dikali luas diferensial, dan elemen momen sebanding dengan kuadrat jarak dikalikan luas diferensial. Karena itu momen total mencakup suatu integral berbentuk  $\int (\text{jarak})^2 d(\text{luas})$ . Integral ini dikenal sebagai momen inersia.

Dalam optimasi desain yang dilakukan momen inersia persegi sebagai dasar dari perhitungan. Momen inersia luas permukaan dengan penampang persegi atau persegi panjang terhadap sumbu  $x$  dapat dilihat seperti gambar berikut :

---

<sup>39</sup> J.L Meriam dan L.G. Kraige, *Engineering Mechanics Statics second edition*, (Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University, 1987), hh. 359-363



**Gambar 2.17 Momen Inersia Penampang Persegi**

Persamaan momen inersia yang digunakan terhadap sumbu x, yaitu<sup>40</sup> :

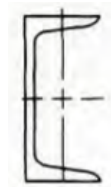
$$I_x = \frac{1}{12} bh^3 \dots\dots\dots (2.33)$$

**2.13 Bentuk Penampang<sup>41</sup>**

Banyak bentuk penampang standar yang efisien dalam penggunaan material baik dalam intalasi gedung struktur atau *frame* mesin. Adapun dalam penelitian ini menggunakan bentuk penampang *channel*, *square*, *rectangular* dan *I-beam* .

a. Tipe *channel*

Tipe *channel* digunakan dalam banyak diaplikasi dalam pembuatan *trusses* dan tower. Pada tipe ini berbentuk dengan satu batang berbentuk tegak lurus dan dua batang dengan memanjang, namun semua bentuk tersebut dalam satu kesatuan. Berikut gambar penampang Tipe *channel*.



**Gambar 2.18 Penampang Tipe Channel**

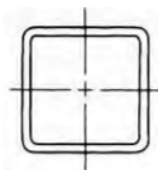
<sup>40</sup> *Ibid*, h. 363

<sup>41</sup> Robert L. Mott., *Machine Elements In Mechanical Design fourth edition*, (Ohio: Upper Saddle River, 2004), hh. 22-24.



b. Tipe *Square*

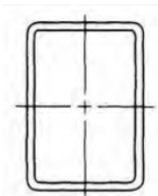
Tipe *Square* atau lebih dikenal dengan istilah kotak *hollow*. Pada tipe penampang seperti ini, bagian semua sisinya memiliki ketebalan yang seragam. Tipe ini juga sering digunakan di struktur mesin, karena dapat digunakan dalam beban lentur ataupun beban torsi karena memiliki penampang yang tertutup.



**Gambar 2.19 Penampang Tipe *Square***

c. Tipe *Rectangular*

Tipe *Rectangular* atau lebih sering dikenal dengan sebutan penampang persegi panjang beronggo. Pada tipe ini memiliki panjang dan lebar yang berbeda di kedua sisinya, sedangkan untuk ketebalan memiliki dimensi yang sama. Berikut gambar penampang jenis *Rectangular*.



**Gambar 2.20 Penampang Tipe *Rectangular***

d. Tipe *I-beam*

Bentuk penampang jenis ini dinamakan penampang tipe *I-beam* karena memiliki bentuk menyerupai bentuk huruf I. Bagian atas dan bawah penampang memiliki panjang dan lebar dengan ketebalan yang seragam. Sedangkan keduanya

dipisahkan dengan bagian yang berdidiri tegak memisahkan dua bagian tersebut. Berikut gambar jenis penampang tipe *I-beam*.



**Gambar 2.21 Penampang Tipe *I-beam***

#### **2.14 Rules Urban Concept**

*Shell Eco marathon* menawarkan kepada pesertanya untuk merancang serta membangun mobil hemat energi dengan penampilan mobil berpenumpang roda empat pada umumnya, namun dengan ukuran yang lebih kecil. Dalam perlombaan *Shell Eco Marathon* kendaraan ini dikategorikan sebagai *Urban Concept*, dimana hanya ada satu orang yang diizinkan didalam kendaraan. Kategori Urban concept dirancang dan dibangun sesuai dengan spesifikasi atau *rules Shell Eco Marathon*, diantaranya:

1. Bobot minimum pengemudi kendaraan *Urban Concept* adalah 70 kg ketika memakai perlengkapan mengemudi, termasuk alat komunikasi dan helm.<sup>42</sup>
2. *Roll bar* harus mampu menahan beban statis 700N (~70 kg) dalam arah vertikal, horizontal atau tegak lurus.<sup>43</sup>
3. Radius putar harus 6 m atau kurang. Radius putar adalah jarak antara pusat lingkaran dan roda eksternal kendaraan. Roda eksternal kendaraan harus mampu mengikuti busur 90 ° dari radius 6 m di kedua arah.<sup>44</sup>

---

<sup>42</sup> *Shell Eco Marathon 2017 Official Rules Chapter 1*, h. 11.

<sup>43</sup> *Ibid*, h. 15.

<sup>44</sup> *Ibid*, h. 23.

## **BAB III PERENCANAAN**

### **3.1 Tempat dan Waktu**

#### **3.1.1 Tempat Pelaksanaan Penelitian**

- a) Pengumpulan data-data yang dibutuhkan dalam perhitungan, analisis, dan optimasi desain kendaraan di Gedung C Universitas Negeri Jakarta.
- b) Perhitungan, analisis dan optimasi desain kendaraan di laboratorium perancangan Teknik Mesin Universitas Negeri Jakarta.

#### **3.1.2 Waktu Penelitian**

Waktu penelitian dari bulan April – Juni 2017

### **3.2 Alat dan Bahan Penelitian**

Alat bahan yang digunakan dalam perancangan dan penelitian ini adalah sebagai berikut:

#### **3.2.1 Perangkat Lunak**

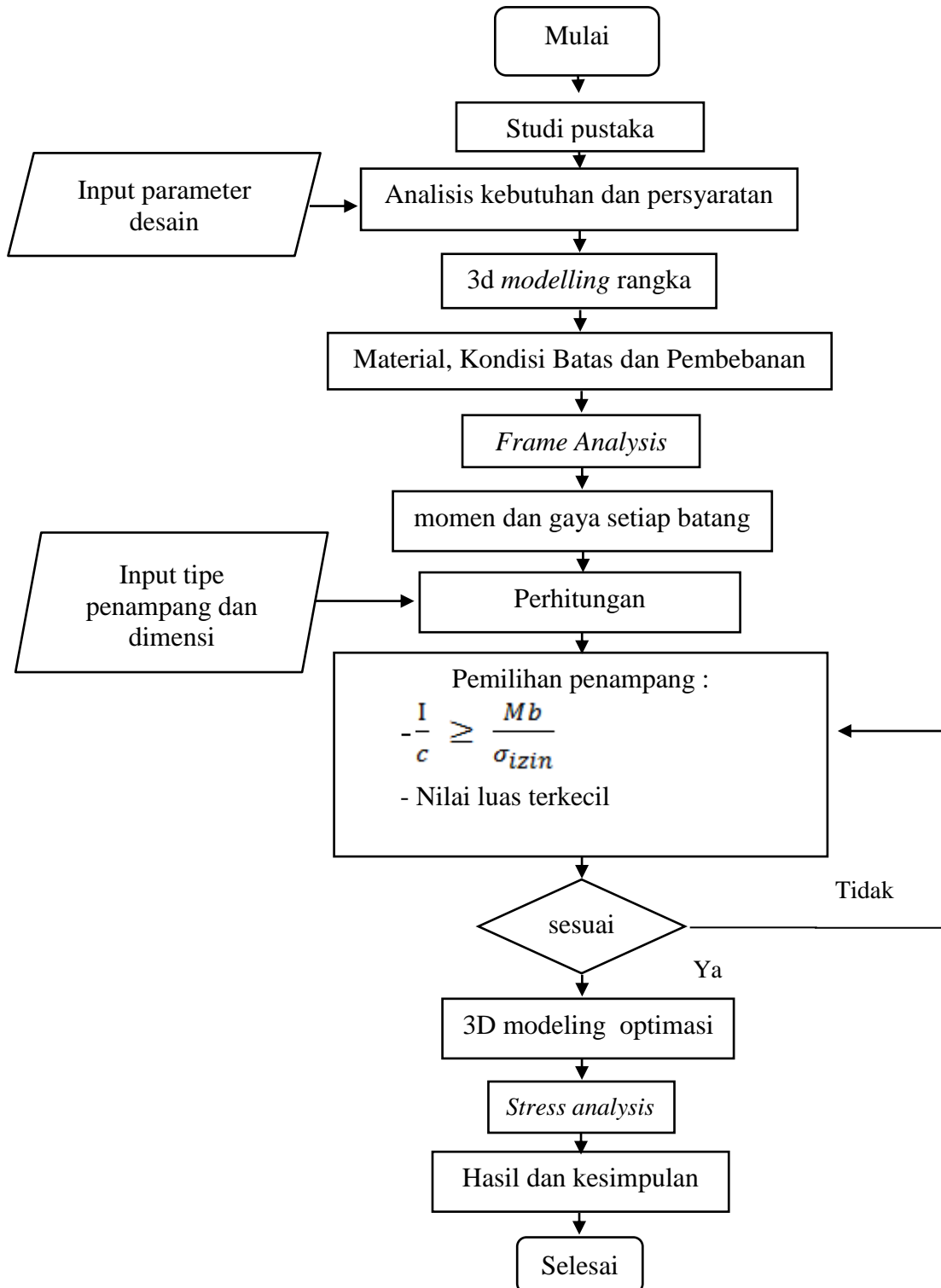
Perangkat lunak yang digunakan dalam penelitian ini adalah sebagai berikut:

- a) *Autodesk Profesional Inventor 2015*
- b) *Autodesk AutoCAD 2014*
- c) *Microsoft Office Word 2016*
- d) *Microsoft Office Excel 2016*

#### **3.2.2 Timbangan**

Timbangan digunakan untuk mengukur berat kendaraan pada bagian ban depan kanan, ban depan kiri, ban belakang kanan dan ban belakang kiri. Tempat pengukuran berat diasumsikan rata.

### 3.3 Diagram Alir Penelitian



Gambar 3.1 Diagram Alir Penelitian

### 3.3.1 Uraian Prosedur Penelitian

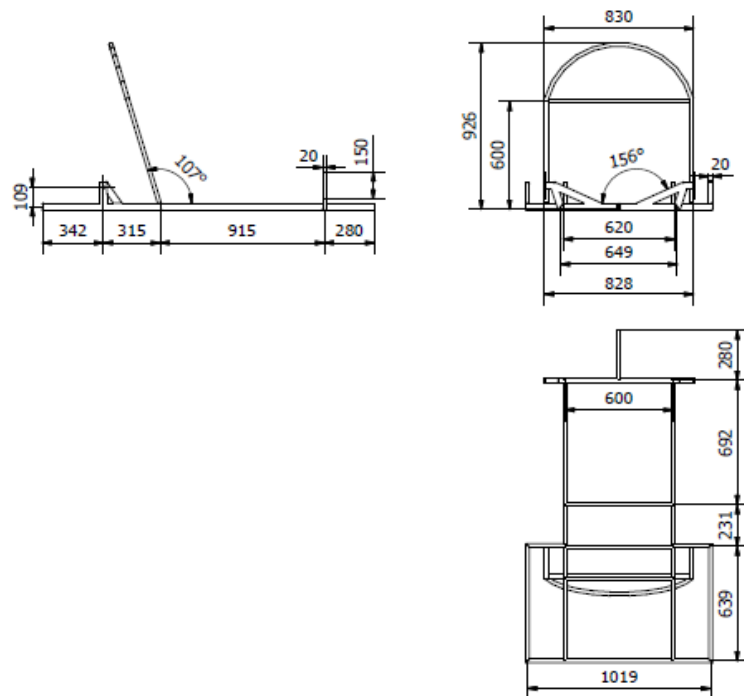
#### 1. Studi Literatur

Pada tahapan ini peneliti mempelajari kekurangan dari penelitian sebelumnya dan mempelajari materi yang diperlukan terkait optimasi desain *chassis*.

#### 2. Analisa Kebutuhan dan Persyaratan

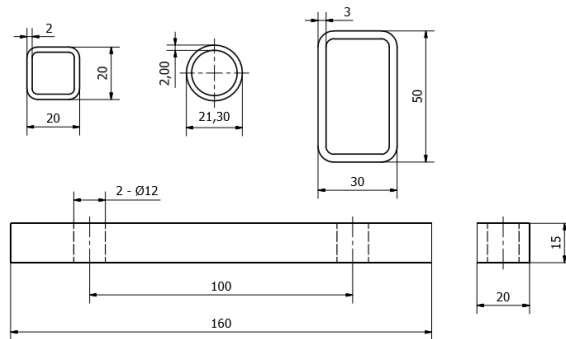
Analisa kebutuhan berupa menghitung besaran gaya dan menentukan arah gaya akibat pembebanan stastis dan dinamis. Analisis persyaratan yaitu menghitung kecepatan maksimum yang diizinkan saat kendaraan berbelok sebelum terjadi guling dan menentukan besaran nilai percepatan dan perlambatan pada kendaraan.

#### 3. 3D Modeling Rangka



**Gambar 3.2 Dimensi Rangka Penelitian Sebelumnya**

Modeling rangka tiga dimensi menggunakan ukuran pada penelitian sebelumnya. Pemodelan rangka menggunakan *software Autodesk Professional Inventor 2015*. Bagian utama rangka pemodelan menggunakan tipe *rectangular* dengan tinggi 50 mm, lebar 30 mm dan tebal 2 mm, serta menggunakan *flat* dengan ketebalan 15 mm, panjang 160 mm dan lebar 20 mm, sedangkan bagian *roll bar* menggunakan tipe *pipe* dengan diameter 21 mm, ketebalan 2 mm dan tipe *square* dengan panjang setiap sisi 20 mm dengan ketebalan 2 mm.



**Gambar 3.3 Dimensi Tipe *Rectangular*, *Square*, *Pipe* Dan *Flat* Untuk Pemodelan 3D**



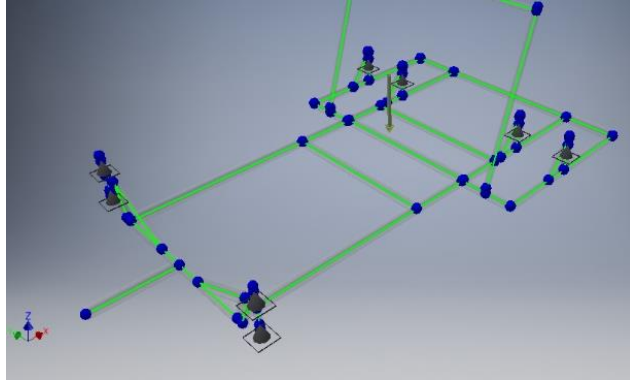
**Gambar 3.4 Pemodelan Rangka Tiga Dimensi**

*Modelling* tiga dimensi rangka *urban concept* diasumsikan sambungan antara batang dengan batang yang lainnya adalah *fixed*.

#### 4. Penentuan Pembebanan, Kondisi Batas dan Material

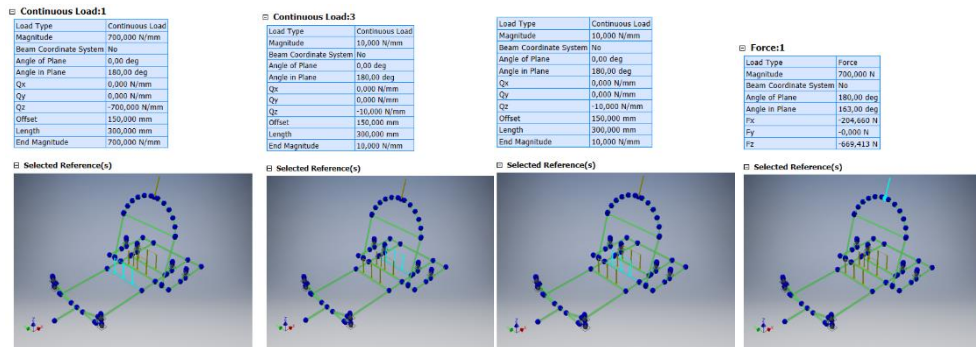
Setelah modeling selesai, lalu tentukan pembebanan, kondisi batas dan material di *feature frame analysis*.

a) Menentukan lokasi tumpuan



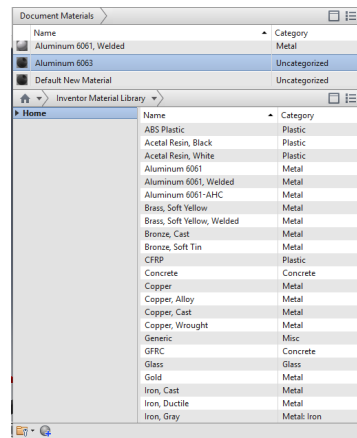
Gambar 3.5 Penentuan Lokasi Pin

b) Pemberian beban dan arahnya



Gambar 3.6 Pemberian Gaya dan Arahnya

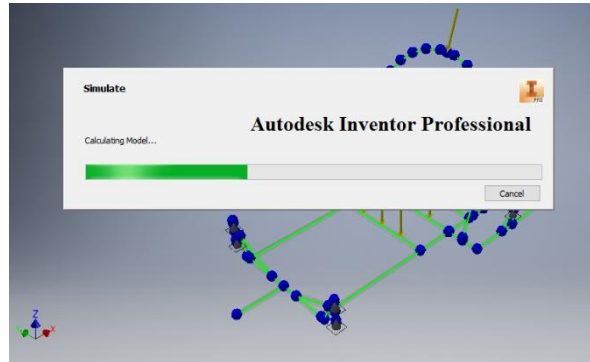
c) *Input* material



Gambar 3.7 Input Material

## 5. Perhitungan *Software* Pada *Frame Analysis*

Setelah dimasukkan semua data, lakukan perhitungan *frame analysis* dengan *simulate*.



**Gambar 3.8** Proses Perhitungan pada Software

## 6. Momen Dan Gaya Setiap Batang

Dari hasil perhitungan *software* dapat dilihat momen dan gaya setiap batang dengan *feature beam detail*. Data *results beam detail* akan terlihat dengan memilih batang.

Results	
Length	1561,000 mm
FX <sub>max</sub>	-81,798 N
FY <sub>max</sub>	655,544 N
Fz <sub>max</sub>	-735,482 N
MX <sub>max</sub>	91706,006 N mm
MY <sub>max</sub>	40462,228 N mm
MZ <sub>max</sub>	-18694,749 N mm
Smax <sub>max</sub>	129,834 MPa
Smin <sub>min</sub>	-125,323 MPa
Smax(Mx) <sub>max</sub>	116,764 MPa
Smax(My) <sub>max</sub>	51,518 MPa
Smin(Mx) <sub>min</sub>	-116,764 MPa
Smin(My) <sub>min</sub>	-51,518 MPa
Saxial <sub>max</sub>	2,341 MPa
TX <sub>max</sub>	0,347 MPa
TY <sub>max</sub>	-2,782 MPa
T <sub>max</sub>	11,901 MPa

**Gambar 3.9** Result Beam Detail



Pada penelitian ini hasil *results beam detail* data yang diambil adalah nilai momen max sumbu x ( $M_x \text{ max}$ ), momen max sumbu y ( $M_y \text{ max}$ ) dan gaya maksimum pada sumbu z ( $F_z \text{ max}$ ).

## **7. Input Tipe Penampang Batang Dan Dimensi**

Input dimensi dari setiap tipe penampang kedalam *Microsoft Office Excel* guna mempermudah perhitungan. Data tipe dan dimensi penampang berdasarkan katalog milik PT. Alexindo.

## **8. Perhitungan**

Perhitungan tegangan izin statis, tegangan izin dinamis, momen inersia luas ( $I$ ) dan jarak titik center ( $c$ ) penampang dengan bantuan *Microsoft Office Excel*. Jarak titik center dan momen inersia luas yang digunakan terhadap sumbu x dan y.

## **9. Pemilihan Tipe Penampang Batang**

Pemilihan tipe penampang berdasarkan nilai momen inersia luas penampang ( $I$ ) dibagi jarak titik center penampang terhadap sumbu x ( $C_x$ ) atau jarak titik center penampang terhadap sumbu y ( $C_y$ ) dibandingkan dengan nilai momen bending ( $M_b$ ) batang rangka dibagi tegangan izin ( $\sigma_t$ ). Nilai tegangan izin yaitu, 1/2 kali nilai *ultimate tensile strength* material untuk tegangan izin statis dan 1/4 kali nilai *ultimate tensile strength* material untuk tegangan izin dinamis. Angka kelipatan perdasarkan nilai *safety factor* 2 untuk statis dan nilai 4 untuk dinamis. Setelah persyaratan tersebut terpenuhi, langkah selanjutnya dengan memilih penampang berdasarkan nilai luas area penampang terkecil.

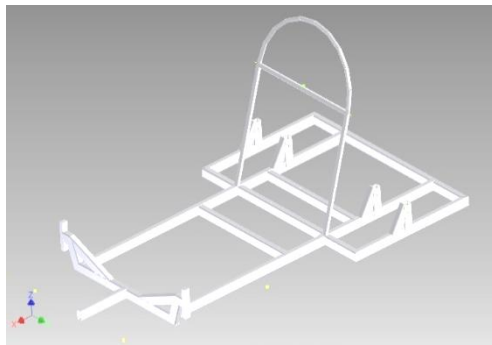
## **10. Modelling Optimasi**

Pembuatan modeling optimasi dari tipe dan ukuran penampang yang telah ditentukan.

## 11. *Stress Analysis*

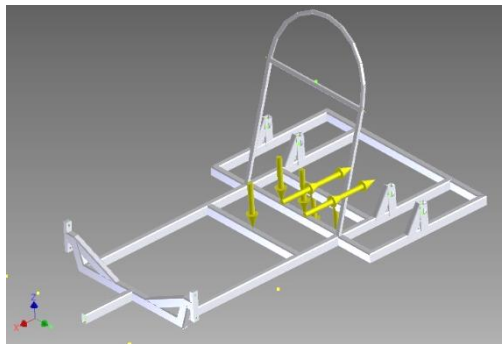
Setelah modeling selesai, lalu lakukan *stress analysis* dengan menggunakan *feature stress analysis*. Material yang digunakan pada rangka ini adalah Alumunium 6061

- a. Menentukan lokasi tumpuan



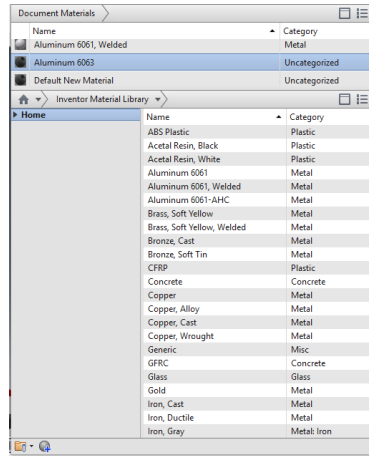
**Gambar 3.10 Penentuan Lokasi Tumpuan**

- b. Pemberian beban



**Gambar 3.11 Pemberian Gaya dan Arahnya**

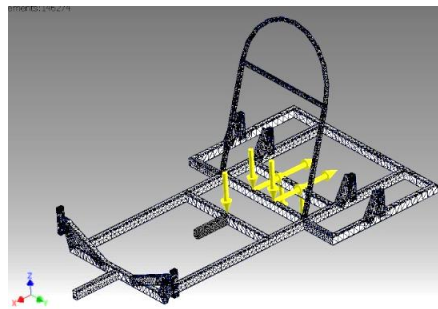
c. Pemberian Material



**Gambar 3.12 Pemberian Material**

d. *Meshing*

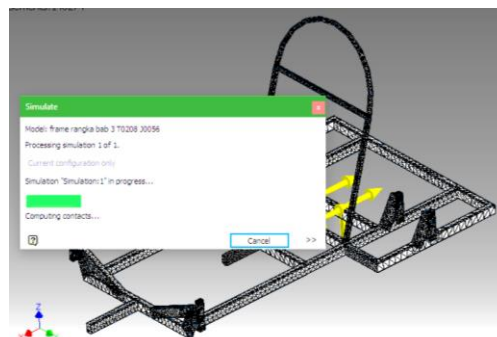
Setelah dilakukan pembebanan dan pemberian material lalu lakukan *Meshing*.



**Gambar 3.13 Meshing**

d. *Perhitungan Software*

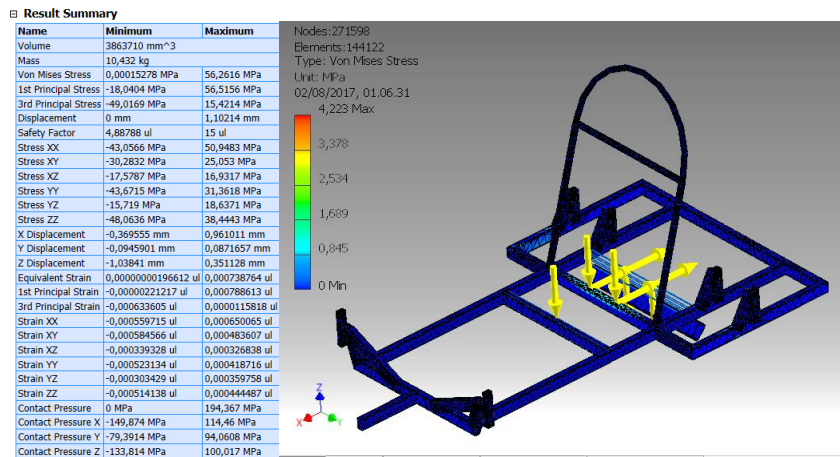
Setelah dimasukan semua data, lalu lakukan perhitungan dengan *simulate*.



**Gambar 3.14 Perhitungan Software**

### e. Report

Hasil perhitungan keluar dalam bentuk *report*, disini dapat dilihat *volume*, *mass*, *displacement*, dan *safety factor* dari rangka optimasi.



Gambar 3.15 Report Stress Analysis

## 3.4 Teknik Pengumpulan Data

### 3.4.1. Kalibrasi Timbangan

Sebelum pengukuran berat kendaraan, timbangan yang digunakan harus dikalibrasi terhadap timbangan acuan. Massa yang digunakan untuk kalibrasi sebesar 5 kg.



Gambar 3.16 Pemberat 5 kg

Penelitian ini menggunakan 4 buah timbangan. Salah satu timbangan dijadikan sebagai acuan.

### 3.4.2. Menyamakan Ketinggian Timbangan

Ketinggian timbangan haruslah sama. Maka perlu penyesuaian tinggi. Hal tersebut diperlukan agar distribusi beban merata. Dari hal tersebut perlu diukur tingkat kerataan timbangan satu dengan yang lainnya.



**Gambar 3.17 Pengukuran Kerataan**

### 3.4.3. Pengukuran Berat Kendaraan

Pengukuran berat kendaraan dengan meletakkan timbangan disemua ban kendaraan. Kendaraan yang ditimbang disertai dengan pengemudi didalamnya.



**Gambar 3.18 Pengukuran Berat Salah Satu Ban**

Dari metode tersebut, akan didapat berat total kendaraan dan posisi *Center of Gravity* sumbu x dan sumbu y.

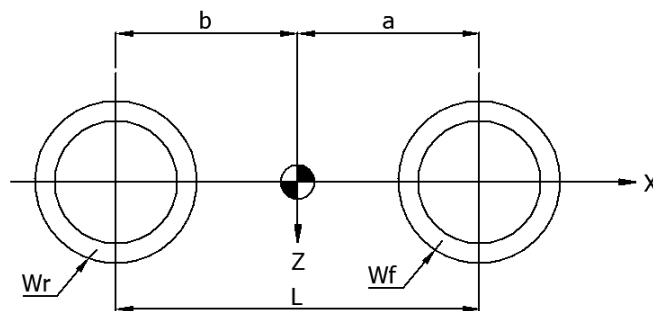
### 3.4.4. Menentukan Posisi Titik Berat Sumbu X

Menentukan posisi titik berat sumbu x dilakukan dengan mengukur panjang *wheelbase* ( $L$ ), berat total ban depan ( $W_f$ ) dan berat total ban belakang ( $W_r$ ). Kemudian menggunakan rumus untuk menentukan letak titik berat sumbu x terhadap poros depan ( $a$ ) dan poros belakang ( $b$ ) sebagai berikut:

$$a = \frac{L \cdot W_r}{W_f + W_r} \dots\dots\dots(3.1)$$

$$b = \frac{L \cdot W_f}{W_f + W_r} \dots\dots\dots(3.2)$$

Maka letak titik berat kendaraan sumbu x seperti gambar 3.18 berikut ini:



**Gambar 3.19 DBB Posisi Titik Berat Kendaraan Sumbu X**

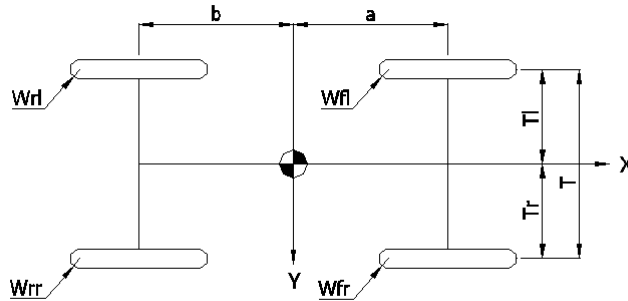
### 3.4.5. Menentukan Posisi Titik Berat Sumbu Y

Menentukan posisi titik berat sumbu y dilakukan dengan mengukur panjang *trackwidth* ( $T$ ), berat total ban kanan ( $W_R$ ) dan kiri total ban belakang ( $W_L$ ). Kemudian menggunakan rumus untuk menentukan letak titik berat sumbu y terhadap roda depan kiri ( $T_l$ ) dan roda depan kanan ( $T_r$ ) sebagai berikut:

$$T_l = \frac{T_f \cdot W_R}{W_L + W_R} \dots\dots\dots(3.3)$$

$$T_r = \frac{T_f \cdot W_L}{W_L + W_R} \dots\dots\dots(3.4)$$

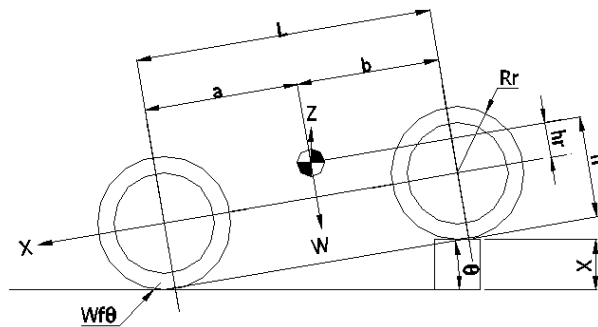
Maka letak titik berat kendaraan sumbu y sebagaimana gambar berikut:



**Gambar 3.20 DBB Posisi Titik Berat Kendaraan Sumbu Y**

### 3.4.6. Menentukan Posisi Titik Berat Sumbu Z

Untuk mencari titik berat kendaraan terhadap sumbu x, pada roda belakang didongkrak sampai membentuk sudut ( $\theta$ ) dan roda depan diberi timbangan seperti pada gambar 3.18.



**Gambar 3.21 DBB Posisi Penimbangan Roda Depan untuk Mengetahui Titik Berat Kendaraan Sumbu Z**

Persamaan yang digunakan sebagai berikut:

$$h_r = \frac{-W \cdot b + W_{f\theta} \cdot L}{W \cdot \tan\theta} \dots\dots\dots (3.05)$$

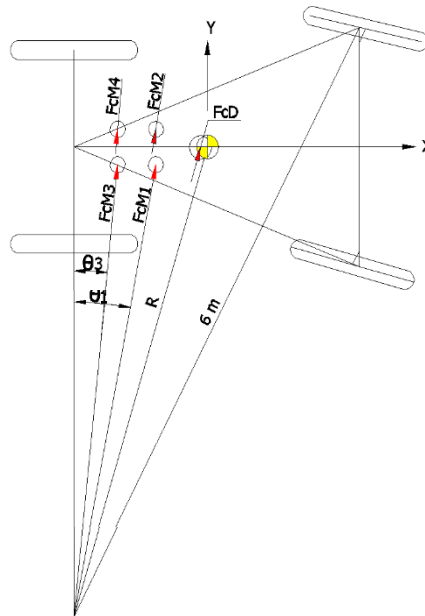
$$h = h_r + r \dots\dots\dots (3.06)$$

Dimana:

$$\theta = \arcsin\left(\frac{x}{L}\right) \dots \dots \dots (3.07)$$

### 3.4.7. Menentukan Radius Belok

Radius putar kendaraan mengacu pada *Rules Shell Eco Marathon* yaitu sebesar 6 m. Radius putar yang dimaksud adalah jarak antara pusat lingkaran ke roda eksternal kendaraan saat berbelok. Kemudian membuat sketsa dengan menggunakan *software AutoCAD*.



**Gambar 3.22 DBB Sketsa Kendaraan Berbelok**

Dari hal tersebut didapat radius putar yang diukur antara pusat lingkaran dengan posisi titik berat kendaraan (R), arah gaya sentrifugal pada *driver* (FcD) dan arah gaya sentrifugal pada *mounting engine* (FcM).

### 3.4.8. Menentukan Kecepatan Maksimum Belok

Kecepatan maksimum yang diizinkan agar kendaraan tidak guling saat berbelok dapat menggunakan rumus sebagai berikut.



$$V_{max} = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot T}{2 \cdot h}} \dots\dots\dots(3.08)$$

**3.4.9. Menentukan Gaya Belok**

Gaya akibat beban belok atau gaya sentrifugal (Fc) terjadi pada mounting engine (FcM) dan posisi driver (FcD). Saat kendaraan berbelok menggunakan kecepatan konstan. Kecepatan yang digunakan dalam perhitungan adalah kecepatan maksimum yang diizinkan ( $V_{max}$ ). Rumus yang digunakan untuk mencari gaya sentrifugal sebagai berikut:

$$F_c = \frac{m \cdot v^2}{R} \dots\dots\dots(3.09)$$

Sehingga gaya sentrifugal pada *mounting engine* (FcM) sebagai berikut:

$$F_{cM} = \frac{m_{Mounting} \cdot v_{maks}^2}{R_M} \dots\dots\dots(3.10)$$

Dimana :

$m_{Mounting}$  = massa pada *mounting engine* (kg)

$R_M$  = Radius yang diukur antara pusat lingkaran dengan posisi *mounting engine* (m)

Persamaan diatas juga berlaku pada gaya sentrifugal posisi driver (FcD).

**3.4.10. Menentukan Gaya Percepatan Dan Pengereman**

Menentukan gaya akibat percepatan dan perlambatan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F = m \cdot a \dots\dots\dots(3.11)$$

Persamaan tersebut berlaku pada massa posisi *driver dan massa mounting engine*. Sedangkan nilai percepatan atau perlambatan dalam penelitian ini menggunakan  $5 \text{ m/s}^2$  berdasarkan PP nomor 55 tahun 2012 tentang kendaraan.

### 3.4.11. Menentukan Gaya Berat

Menentukan gaya berat atau gaya akibat gravitasi menggunakan persamaan berikut:

$$F = m \cdot g \dots\dots\dots(3.12)$$

Persamaan tersebut berguna untuk menentukan gaya berat yang terjadi pada *driver dan mounting engine*. Nilai gravitasi (*g*) dalam penelitian ini menggunakan nilai standard yaitu  $9,81 \frac{m}{s^2}$ .

### 3.4.12 Varian Model

Pada penelitian ini menggunakan 5 varian tipe penampang, dari varian tersebut dicari yang paling ideal dari kriteria yang telah dijelaskan sebelumnya. Hal ini bertujuan untuk mendapatkan rangka yang ringan dan kuat untuk kendaraan jenis *Urban Concept*.

**Tabel 3.1 Varian Model**

Varian	Tipe Penampang Rangka Dasar	Roll Bar	Arm Depan
1	Tipe <i>Channel AA</i>	Pipa D 21 mm tebal 2 mm Hollow 20x20 mm tebal 2 mm	Plat 150x20 mm tebal 15 mm
2	Tipe <i>Channel AB</i>	Pipa D 21 mm tebal 2 mm Hollow 20x20 mm tebal 2 mm	Plat 150x20 mm tebal 15 mm

3	Tipe <i>Square</i>	Pipa D 21 mm tebal 2 mm Hollow 20x20 mm tebal 2 mm	Plat 150x20 mm tebal 15 mm
4	Tipe <i>rectangular</i>	Pipa D 21 mm tebal 2 mm Hollow 20x20 mm tebal 2 mm	Plat 150x20 mm tebal 15 mm
5	Tipe <i>I-beam</i>	Pipa D 21 mm tebal 2 mm Hollow 20x20 mm tebal 2 mm	Plat 150x20 mm tebal 15 mm

### 3.5 Teknik Analisis Data

Teknik analisis yang digunakan untuk optimasi desain rangka *urban concept* adalah *Frame Analysis* pada *software Autodesk Inventor*. Pada frame analysis menggunakan simulasi pembeban akibat gaya statis dan dinamis. gaya akibat belok, gaya akibat percepatan kendaraan dan gaya akibat pengereman termasuk kedalam gaya dinamis, sedangkan pemilihan kesesuaian tipe penampang yang ideal dengan bantuan *Microsoft Office Excel* menggunakan rumus yang telah dijabarkan dan menggunakan fungsi logika.

### **3.5.1 Alasan Pemilihan Varian Konsep**

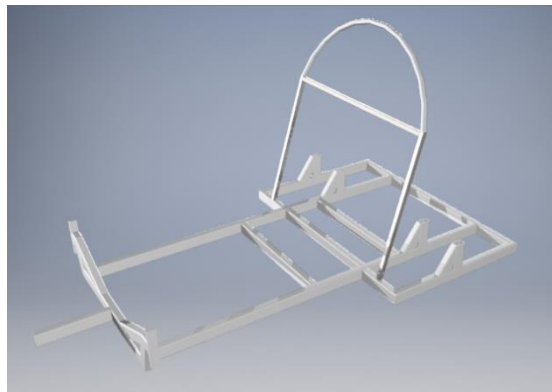
Pemilihan varian penampang karena setiap tipe penampang memiliki luas penampang berbeda dan ketahanan dalam menerima tegangan yang berbeda.

## BAB IV HASIL PENELITIAN

### 4.1 Model Desain

#### 4.1.1 Dimensi Desain

Dimensi yang digunakan mengacu pada penelitian sebelumnya. Pemodelan digambar kedalam *software Autodesk Inventor 2015* dalam bentuk tiga dimensi.



**Gambar 4.1 Pemodelan Rangka Tiga Dimensi**

#### 4.1.2 Material Desain

Material yang digunakan dalam penelitian ini adalah aluminium 6061.

Data Material		
Ultimate Tensile Strength	$310 \text{ N/mm}^2$	310 Mpa
Yield Strength	$275 \text{ N/mm}^2$	275 Mpa
Density	$2,71 \times 10^{-6} \text{ Kg/mm}^3$	$2,71 \text{ g/cm}^3$
Modulus Elasticity	$68,9 \times 10^3 \text{ Mpa}$	68,9 Gpa

**Tabel 4.1 Data Properti Material Aluminium 6061**

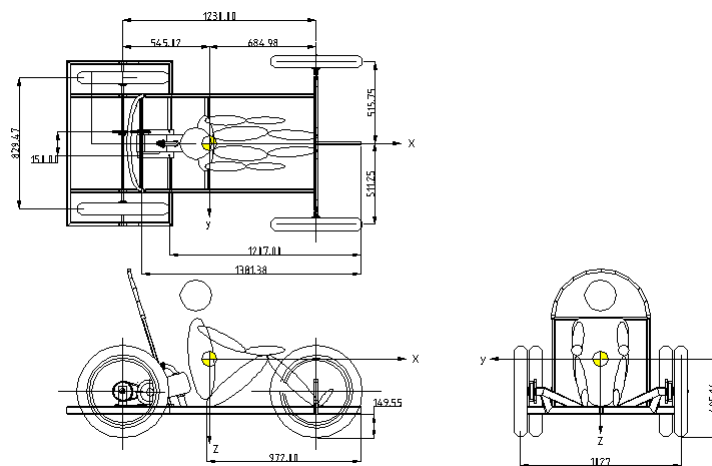
### 4.2 Hasil Pengukuran Kendaraan

Berdasarkan hasil pengukuran berat kendaraan, diperoleh tabel sebagai berikut.

**Tabel 4.2 Hasil Pengukuran Kendaraan**

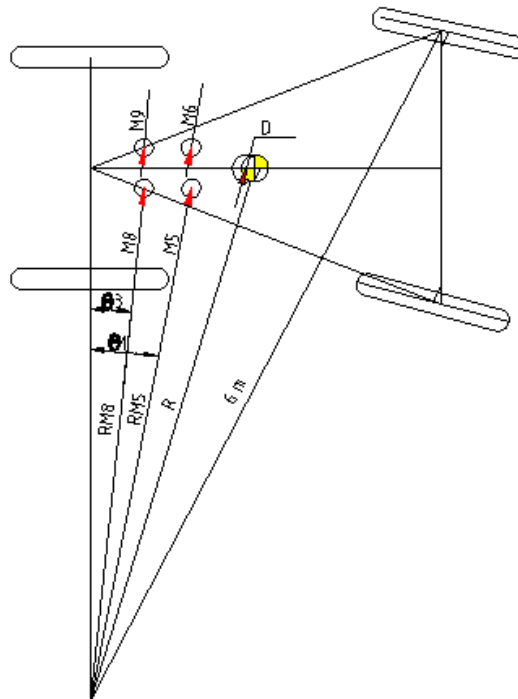
Spesifikasi Kendaraan				
Berat Total Depan Kendaraan ( $W_f$ )	81	Kg	794,61	N
Berat Total Belakang Kendaraan ( $W_r$ )	101,8	Kg	998,66	N
Berat Total Kanan Kendaraan ( $W_R$ )	91,8	Kg	900,56	N
Berat Total Kiri Kendaraan ( $W_L$ )	91	Kg	892,71	N
Berat Total Kendaraan ( $W$ )	182,8	Kg	1793,27	N
Panjang <i>Wheelbase</i> (L)	1230	Mm	1,23	m
Lebar <i>Trackwidth</i> Depan (T)	1027	Mm	1,02	m
Diameter Roda (r)	290	mm	0,29	m
Berat Kendaraan Depan sudut $\theta$ ( $W_{f\theta}$ )	85	Kg	833,85	N
<i>Ground Clearance</i>	149,55	mm	0,15	m
Berat Pengemudi ( $m_D$ )	69,7	Kg	683,76	N
Berat <i>Ballast</i> Pengemudi	0,3	Kg	2,94	N
Berat <i>Engine</i> ( $m_E$ )	20	Kg	29,81	N
Berat Posisi <i>Mounting Engine</i> ( $m_M$ )	5	Kg	49,05	N
Posisi Pengemudi	972	mm	0,97	m
Posisi <i>Mounting</i> 1 (M1)	1207	mm	1,2	m
Posisi <i>Mounting</i> 2 (M2)	1381,3	mm	1,38	m
Lebar <i>Mounting</i>	150	mm	0,14	m
Letak CG Terhadap Poros Roda Depan (a)	684,98	mm	0,68	m
Letak CG Terhadap Poros Roda Belakang (b)	545,02	mm	0,54	m
Letak CG Terhadap Roda Kanan ( $T_R$ )	511,25	mm	0,5	m
Letak CG Terhadap Roda Kiri ( $T_L$ )	515,75	mm	0,5	m
Tinggi Titik Guling (h)	495,16	mm	0,49	m

Dari tabel 4.2 didapatkan letak titik berat kendaraan sumbu x, y dan z seperti gambar dibawah ini.



**Gambar 4.2 Letak Titik Berat Kendaraan Sumbu x, y dan z**

### 4.3 Pengukuran Radius



**Gambar 4.3 Sketsa DBB Kendaraan Belok**

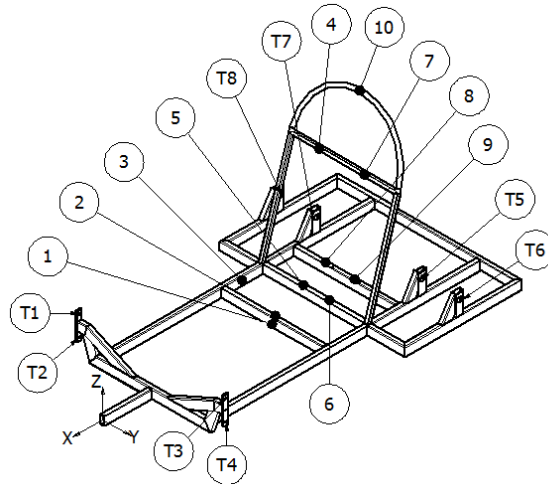
Berdasarkan gambar 4.3 yang telah dibuat dengan menggunakan *software Autocad* , dapat diketahui radius *mounting engine* (RM) , radius posisi *driver* (RD), dan radius *sefety belt* (RSf) yang menerima beban belok. Data pengukuran radius diperlukan untuk perhitungan gaya sentrifugal akibat dari kendaraan berbelok. Radius putar 6 m yang diukur dari ban eksternal dijadikan acuan pengukuran. Dari hasil pengukuran didapat tabel sebagai berikut.

**Tabel 4.3 Hasil Pengukuran Metode Grafis**

Posisi	Satuan	
	mm	m
Radius terhadap Cg berbelok kanan (R)	5386,55	5,38
Radius terhadap Cg berbelok kiri (R)	5391,03	5,39
<i>Driver</i> (RD)	5387,01	5,38
<i>Mounting Engine</i> 5 (RM5)	5294,18	5,29
<i>Mounting Engine</i> 8 (RM8)	5287,48	5,28
<i>Mounting Engine</i> 6 (RM6)	5444,04	5,44
<i>Mounting Engine</i> 9 (RM9)	5437,45	5,43

Dari persamaan 3.13 dan data tabel 4.3 dapat ditentukan kecepatan maksimum kendaraan belok ( $V_{max}$ ) pada radius 6 m yaitu sebesar  $7,41 \text{ m/s}$  ( $26,67 \text{ Km/jam}$ ).

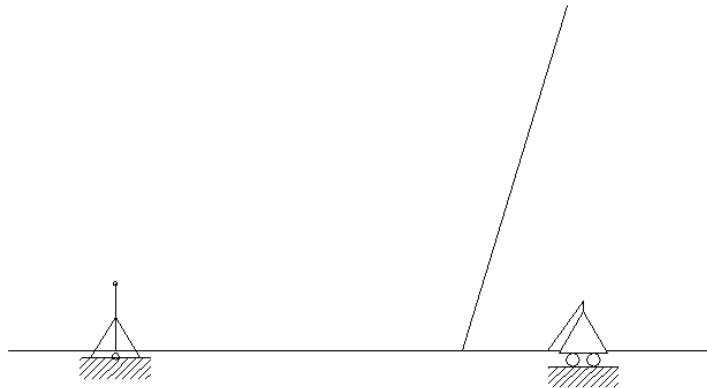
#### 4.4 Penempatan Gaya dan Tumpuan



**Gambar 4.4 Penempatan Gaya dan Tumpuan**

Sebelum melakukan *analysis* menggunakan *software Autodesk Inventor* perlu diketahui penempatan gaya yang terjadi akibat beban statis, beban akibat percepatan, beban akibat perlambatan dan beban akibat kendaraan berbelok. Semua gaya yang terjadi memiliki posisi yang berbeda-beda tergantung pembebanan. Perlu diketahui tumpuan yang digunakan menggunakan tumpuan *pin* dan *roll*. Tumpuan tersebut diperbaiki dari penelitian sebelumnya yang menggunakan tumpuan jenis *fix*. Jenis pemodelan tumpuan yang salah akan mempengaruhi hasil akhir, oleh sebab itu tumpuan diperbaiki menjadi tumpuan jenis *pin* dan *roll*.





**Gambar 4.5** Pemodelan Tumpuan

Skema posisi gaya dan tumpuan dapat dilihat pada gambar 4.4. Untuk lebih jelas posisi penempatan gaya dapat dilihat dalam tabel 4.4.

**Tabel 4.4** Posisi Gaya dan Tumpuan

No	Keterangan	Sumbu (satuan mm)		
		x	y	z
T1	Tumpuan 1	-280	-414	176
T2	Tumpuan 2	-280	-414	62
T3	Tumpuan 3	-280	414	176
T4	Tumpuan 4	-280	414	62
1	<i>Safety Belt</i> Depan	-972	0	0
2	<i>Driver</i>	-972	0	0
3	<i>Safety Belt</i> Samping	-1030	-300	0
4	<i>Safety Belt</i> Kanan Belakang	-1369,88	-119,57	578,56
5	<i>Mounting Engine</i> 5	-1207	-75	0
6	<i>Mounting Engine</i> 6	-1207	75	0
7	<i>Safety Belt</i> Kiri Belakang	-1369,88	119,57	578,56
8	<i>Mounting Engine</i> 8	-1381,5	-75	0
9	<i>Mounting Engine</i> 9	-1381,5	75	0
10	<i>Roll Bar</i>	-1462,85	0	882,66
T5	Tumpuan 5	-1500	300	102
T6	Tumpuan 6	-1580	509,5	102
T7	Tumpuan 7	-1580	-300	102
T8	Tumpuan 8	-1580	-509,5	102

#### 4.5 Perhitungan Gaya

Gaya yang ditimbulkan akibat beban statis, beban akibat percepatan, beban akibat perlambatan dan beban akibat kendaraan berbelok memiliki nilai dan arah yang berbeda. Semua gaya tersebut timbul akibat dari massa pengemudi 70 kg dan massa *engine* 20 kg dengan 4 *mounting engine* yang memiliki massa masing-masing 5 kg.

Kendaraan dilengkapi dengan *safety belt*. *Safety belt* belakang baik kanan dan kiri mengalami gaya arah x dengan arah sumbu x positif, sehingga masing-masing *safety belt* belakang menerima setengah dari massa *driver*.

Kendaraan yang berbelok memiliki gaya sentrifugal. Gaya sentrifugal atau arah y pada beban belok memiliki sudut gaya sentrifugal.

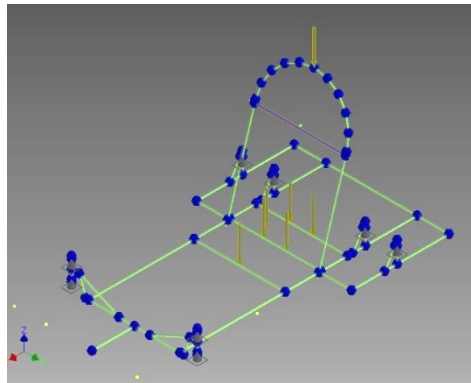
Pada setiap pembebanan selalu memiliki gaya arah z. Gaya tersebut timbul akibat dari gravitasi bumi. Dari pemaparan diatas dapat dilihat lebih rinci arah dan nilai gaya. Setelah didapatkan nilai gaya, gaya yang akan diiput dikalikan dengan faktor koreksi sebesar 1,2 untuk gaya dinamis. Lebih jelas dapat disajikan pada tabel 4.5 berikut ini.

**Tabel 4.5 Hasil Perhitungan Gaya**

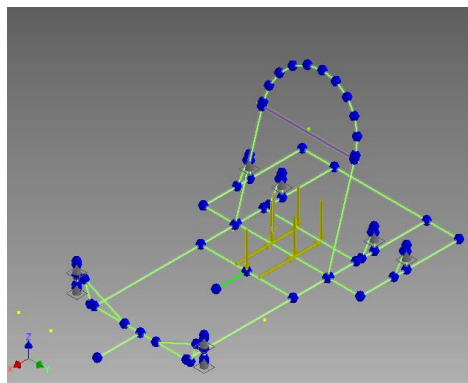
No Gaya	Statis	Dinamis					
		Percepatan		Perlambatan		Beban Belok	
		x (N)	z (N)	x (N)	z (N)	y (N)	z (N)
1	0	0	350	0	0	0	0
2	686,7	686,7	0	686,7	0	0	686,7
3	0	0	0	0	0	756,2	0
4	0	0	0	0	175	0	0
5	49,05	49,05	25	49,05	25	51,86	49,05
6	49,05	49,05	25	49,05	25	50,43	49,05
7	0	0	0	0	175	0	0
8	49,05	49,05	25	49,05	25	51,92	49,05
9	49,05	49,05	25	49,05	25	50,49	49,05
10	700	0	0	0	0	0	0

#### 4.6 *Input Gaya*

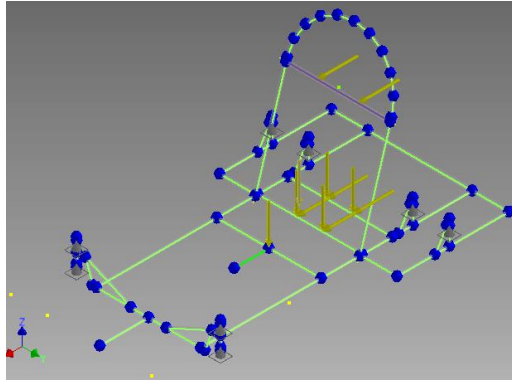
Posisi, arah dan nilai gaya yang telah diketahui dari sub bab 4.3 sampai 4.5 dimasukkan kedalam analisa *software*. Analisa yang dilakukan dengan *fitur frame analysis*. Untuk mendapatkan hasil yang optimal analisa dibagi menjadi 4, yaitu analisa pembebanan statis, percepatan, perlambatan dan pembebanan akibat belok kendaraan.



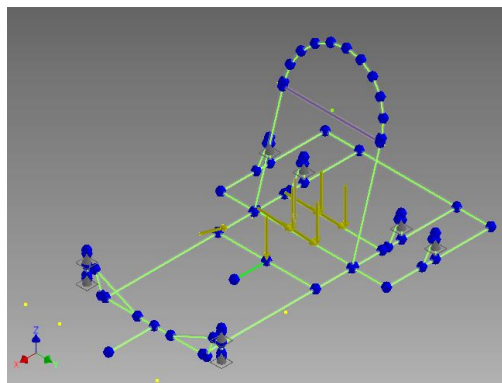
**Gambar 4.6 Input Gaya Pembebanan Statis**



**Gambar 4.7 Input Gaya Pembebanan Percepatan**



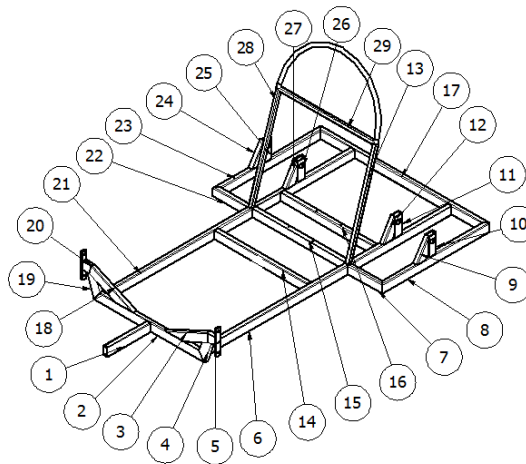
**Gambar 4.8 Input Gaya Pembebanan Perlambatan**



**Gambar 4.9 Input Gaya Pembebanan Belok**

#### **4.7 Hasil *Frame Analysis* dengan *Software Autodesk Inventor***

Dari hasil analisa *software* dapat diketahui nilai moment dan gaya yang terjadi pada setiap batang (*beam*) rangka yang dapat dilihat dengan *fitur detail beam*. Moment yang digunakan adalah moment sumbu x dan moment sumbu y. Sedangkan nilai gaya pada *beam* menggunakan gaya sumbu z. Untuk mempermudah dalam mengidentifikasi *beam* perlu adanya penomoran *beam* pada rangka seperti gambar berikut.



**Gambar 4.10 Penomoran *Beam***

Untuk mempermudah pengelasan maka besaran ukuran panjang dan tinggi batang berdasarkan *beam* nomor 6, hal tersebut dikarenakan *beam* nomor 6 memiliki tegangan terbesar. Bagian yang memiliki ukuran panjang dan tinggi sama seperti *beam* nomor 6 dapat dilihat dari tabel dibawah ini. Sedangkan bagian penyangga as roda belakang menggunakan dimensi yang sama berdasarkan *beam* nomor 11, karena memiliki tegangan besar. Sedangkan *beam* sisanya tidak perlu penyetaraan. Lebih lengkapnya dapat dilihat pada tabel penyetaraan dibawah ini.

**Tabel 4.6 Penyetaraan Nomor *Beam***

No beam	1	2	3	4	5	7	8	17	14	11	10	12	15	13
Setara	6	6	6	6	6	6	6	6	6	9	9	9	16	28

Pada bagian yang simetris baik dari segi panjang dan letak cukup diwakilkan dari satu nomor batang. Seperti yang terlihat pada gambar 4.10

Klasifikasi pembebanan dikerucutkan menjadi dua, yaitu pembebanan dinamis dan statis. Pengklasifikasi beban terbagi menjadi dua berdasarkan nilai *safety factor* yang digunakan yaitu nilai *safety factor* statis dan dinamis dengan nilai masing-masing 2 dan 4. Pembebanan akibat percepatan, perlambatan dan akibat kendaraan belok tergolong pembebanan dinamis. Sehingga setiap *beam*

memiliki tiga nilai moment x, tiga nilai moment y dan tiga nilai gaya sumbu x pada pembebanan dinamis. Moment dan gaya yang digunakan dalam perhitungan dinamis adalah nilai maksimum dari setiap komponen sumbu.

Nilai moment dan gaya yang telah didapat dimasukkan kedalam tabel perhitungan dengan bantuan *Microsoft Office Excel*. Persamaan yang digunakan sebagai berikut.

$$\sigma_i = \frac{M_b \times c}{I} \dots\dots\dots(4.1)$$

$$\frac{I}{c} \geq \frac{M_b}{\sigma_i} \dots\dots\dots(4.2)$$

Dimana :

$\sigma_i$  = Tegangan izin

$M_b$  = Momen bending pada *beam*

$c$  = Jarak center atau sumbu netral dari tipe penampang

$I$  = Inersia luas dari tipe penampang

Dari persamaan 4.2 dicari perbandingan antara  $\frac{I}{c}$  dengan  $\frac{M_b}{\sigma_i}$ , dimana nilai perbandingan  $\frac{I}{c}$  harus lebih besar atau sama dengan nilai  $\frac{M_b}{\sigma_i}$ . Nilai  $\frac{M_b}{\sigma_i}$  menggunakan nilai terbesar antara beban statis dan dinamis, sedangkan nilai inersia luas (I) dan jarak center (c) dapat diketahui setelah semua data dimensi dari setiap tipe penampang dimasukkan kedalam perhitungan dengan bantuan *Microsoft Office Excel*. Data dimensi dan nomor *section* penampang mangacu pada katalog milik PT Alexindo. Sedangkan nilai gaya yang diperoleh dari hasil simulasi dibagi dengan nilai tegangan izin yang dibandingkan dengan luas penampang. Seperti persamaan 4.4 berikut.

$$\sigma_i = \frac{F}{A} \dots\dots\dots(4.3)$$

$$A \geq \frac{F}{\sigma_i} \dots\dots\dots(4.4)$$

Dimana :

$\sigma_i$  = Tegangan izin

F = Gaya tarik atau tekan

A= Luas penampang dari tipe penampang

Dari persamaan 4.4 dicari perbandingan antara A dengan  $\frac{F}{\sigma_i}$ , dimana nilai

A harus lebih besar atau sama dengan nilai  $\frac{F}{\sigma_i}$ . Nilai  $\frac{F}{\sigma_i}$  menggunakan nilai terbesar antara beban statis dan dinamis. Nilai luas A dapat diketahui setelah semua data dimensi dari setiap tipe penampang dimasukkan kedalam perhitungan dengan bantuan *Microsoft Office Excel*.

Dari penjabaran diatas akan didapatkan ukuran penampang yang memenuhi persyaratan dari nilai perbandingan, kemudian nilai luas penampang diurutkan dari terkecil hingga terbesar. Pemilihan ukuran tipe penampang yang ideal berdasarkan nilai luas terkecil dan memenuhi nilai perbandingan sesuai persyaratan. Untuk mempermudah pencarian didalam katalog perlu disertakan nomor *section* pada saat input dimensi penampang dari katalog ke dalam *Microsoft Excel*. Proses tersebut dilakukan pada setiap tipe penampang *square hollow, rectangular hollow, chanel* dan *I-beam*, sehingga akan diperoleh nomor *section* yang ideal dari setiap tipe penampang dari salah satu beam. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat dalam sub bab detail beam dan pemilihan penampang berikut.

#### 4.7.1 Detail Beam dan Pemilihan Penampang

##### a. Beam 6

Hasil simulasi pada *beam* 6 memiliki momen dan gaya akibat pembebanan dinamis dan statis. Lebih jelasnya dapat dilihat tabel dibawah ini.

**Tabel 4.7 Detail Beam 6**

	Statis	Dinamis	Satuan
Mx	105.117,02	71.462,73	Nmm
My	30.916,61	33.435,18	Nmm
Fz	577,86	577,86	N
Mx/teg. i	1.136,40	1.545,14	mm <sup>3</sup>
My/teg. i	334,23	722,92	mm <sup>3</sup>
Fz/Teg i	6,25	12,49	mm <sup>2</sup>

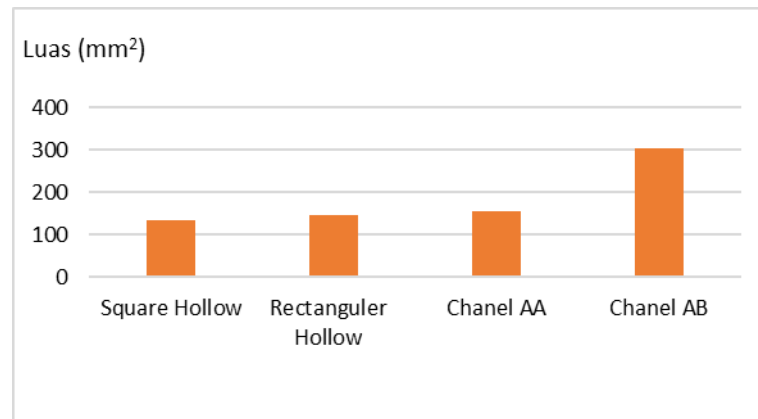
Dari tabel diatas didapatkan nomor section dari *beam* 6 yang ideal dari setiap tipe penampang. Berikut hasil dari pemilihan no section yang ideal dari setiap penampang berdasarkan persamaan 4.2 dan 4.4 sebagai berikut.

**Tabel 4.8 Nomor Section Ideal pada Beam 6**

Tipe	Nomor Section	mm		mm <sup>4</sup>		mm <sup>3</sup>		mm <sup>2</sup>
		Cx	Cy	Ix	Iy	Ix/cx	Iy/cy	Area
<i>Square Hollow</i>	9913	19,05	19,05	49.110,25	49.110,25	2.577,97	2.577,97	219,60
<i>Rectanguler Hollow</i>	3208	10	49,9	253.524,63	19.002,53	25.352,46	380,81	235,60
<i>Chanel AA</i>	1064	17,34	25,00	116560,154	68807,785	6721,040	2752,311	256,375
<i>Chanel AB</i>	9959	20,72	20	39.864,17	77.541,03	1.924,21	5.743,78	305,00
<i>I Beam</i>	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabel diatas merupakan data yang terpilih berdasarkan persyaratan nilai perbandingan dan memiliki nilai luas terkecil diantara nomor section yang memenuhi persyaratan. Berdasarkan tabel diatas didapatkan grafik perbandingan luas dari setiap penampang.





**Gambar 4.11 Grafik Perbandingan Nilai Luas pada Setiap Tipe Penampang untuk Beam 6**

Berdasarkan grafik diatas pemilihan tipe penampang yang lebih ideal adalah tipe *square hollow* dengan nomor *section* 3201. Pemilihan tipe penampang tersebut berdasarkan luas penampang terkecil. Dimensi penampang tersebut memiliki tinggi dan lebar 38,1 mm serta tebal 1,5 mm. Dari hal tersebut, didapatkan panjang dan lebar untuk masing-masing *beam* nomor 1,2,3,4,5,7,8,14, dan 17 memiliki panjang dan lebar penampang sebesar 38 mm. Hal berdasarkan tabel 4.6 penyetraan beam.

Berdasarkan hasil simulasi beam nomor 2 memiliki momen dan gaya akibat pembeban dinamis dan statis. Lebih jelasnya dapat dilihat tabel berikut

**Tabel 4.9 Detail Beam**

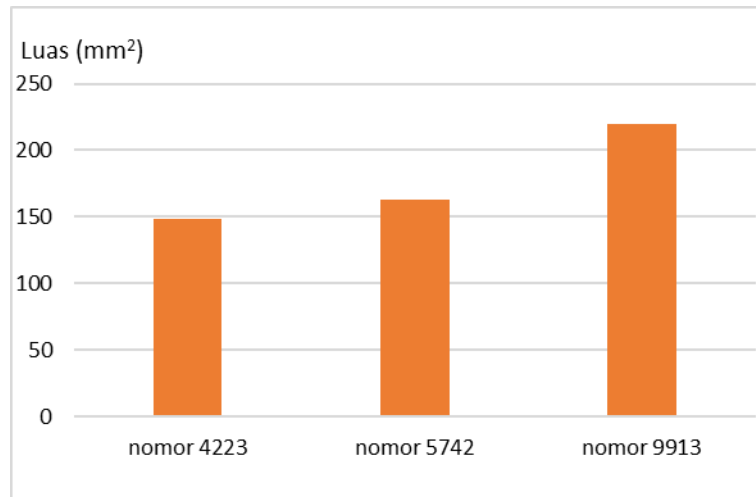
	Statis	Dinamis	Satuan
Mx	3.655,72	3.780,78	Nmm
My	29.355,87	27.232,40	Nmm
Fz	98,69	115,11	N
Mx/teg. i	39,52	81,75	mm <sup>3</sup>
My/teg. i	317,36	588,81	mm <sup>3</sup>
Fz/Teg i	1,07	2,49	mm <sup>2</sup>

Dari tabel diatas didapatkan nomor *section* dari *beam* 2 yang ideal dari setiap tipe penampang square dengan panjang dan lebar harus sama dengan 38,1.

**Tabel 4.10 Nomor Section Ideal**

Nomor Section	mm		mm <sup>4</sup>		mm <sup>3</sup>		mm <sup>2</sup>
	Cx	Cy	Ix	Iy	Ix/cx	Iy/cy	Area
4223	19,05	19,05	34.067,94	34.067,94	1.788,34	1.788,34	148,40
5742	19,05	19,05	37.178,36	37.178,36	1.951,62	1.951,62	162,80
9913	19,05	19,05	49.110,25	49.110,25	2.577,97	2.577,97	219,60

Berdasarkan tabel diatas telah memenuhi persyaratan. Untuk mendapatkan massa yang lebih ringan maka dipilih berdasarkan nilai luas terkecil.



**Gambar 4.12 Grafik Perbandingan Nilai Luas dari Setiap Penampang**

Berdasarkan grafik diatas, pemilihan nomor *section* penampang yang lebih ideal adalah nomor *section* 4223. Pemilihan tipe penampang tersebut berdasarkan luas penampang terkecil. Pada *beam* nomor 2 memiliki tegangan terbesar dan didapatkan nomor *section* yang memiliki panjang dan lebar 38,1 dan memiliki luas terkecil, karena pada *beam* nomor 2 memiliki tegangan terbesar, maka pada *beam* nomor 1,3,4,5,7,8,14, dan 17 digunakan nomor *section* yang sama seperti pada *beam* 2. Hal tersebut tidak terdapat tebal yang lebih kecil untuk panampang

tipe *square hollow* dengan tinggi dan lebar 38,1 mm. Tebal pada nomor section 4223 yaitu 1 mm.

**b. Beam 9**

Hasil simulasi pada *beam 9* memiliki momen dan gaya akibat pembebanan dinamis dan statis. Lebih jelasnya dapat dilihat tabel dibawah ini.

**Tabel 4.11 Detail Beam 9**

	Statis	Dinamis	Satuan
Mx	7.270,50	9.623,27	Nmm
My	1.345,94	8.400,46	Nmm
Fz	101,96	276,63	N
Mx/teg. i	78,60	208,07	$mm^3$
My/teg. i	14,55	181,63	$mm^3$
Fz/Teg i	1,10	5,98	$mm^2$

Dari tabel diatas didapatkan nomor *section* dari *beam 9* yang ideal dari setiap tipe penampang. Berikut hasil dari pemilihan nomor *section* yang ideal dari setiap penampang berdasarkan persamaan 4.2 dan 4.4 sebagai berikut.

**Tabel 4.12 Nomor Section Ideal pada Beam 9**

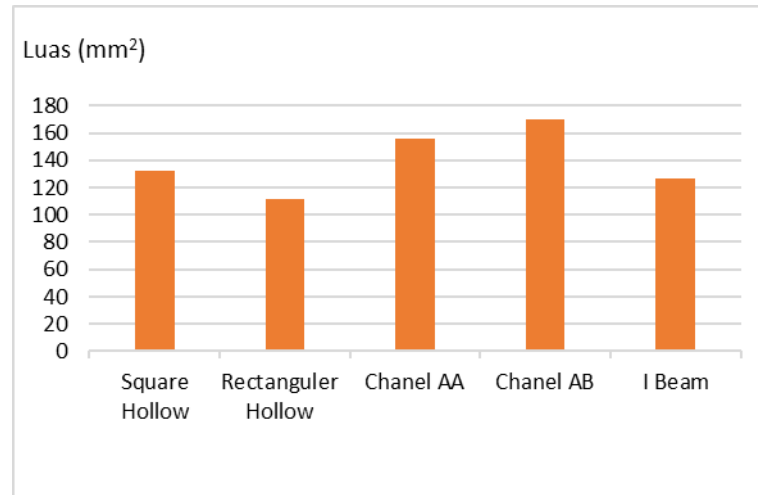
Tipe	Nomor Section	$mm$		$mm^4$		$mm^3$		$mm^2$
		Cx	Cy	Ix	Iy	Ix/cx	Iy/cy	Area
<i>Square Hollow</i>	4959	11,1	11,1	9.380,86	9.380,86	845,12	845,12	131,84
<i>Rectanguler Hollow</i>	4218	12,7	19,05	22.995,20	12.267,55	1.810,65	643,97	111,06
<i>Chanel AA</i>	8801	13,21	19,00	40737,999	24090,804	3084,531	1267,937	155,68
<i>Chanel AB</i>	1028	6,18	19,05	52194,17	7821,37	8450,48	347,62	170,00
<i>I Beam</i>	die 8673	15	20	34.883,249	5.856,847	2.325,550	292,842	126,62

Tabel diatas merupakan data yang terpilih berdasarkan nilai  $\frac{I_x}{c_x}$  harus lebih

besar dari pada nilai  $\frac{M_x}{\sigma_i}$  maksimum, yaitu  $208,07 mm^3$  dan  $\frac{I_y}{c_y}$  harus lebih besar

dari pada nilai  $\frac{M_y}{\sigma_i}$  maksimum, yaitu  $181,63 mm^3$  serta memiliki nilai luas

terkecil diantara nomor section lainnya pada setiap tipe penampang. Berdasarkan tabel diatas didapatkan grafik perbandingan luas dari setiap penampang sebagai berikut.



**Gambar 4.13 Grafik Perbandingan Nilai Luas pada Setiap Tipe Penampang untuk *Beam 9***

Berdasarkan grafik di atas pemilihan tipe penampang yang lebih ideal adalah tipe *rectanguler hollow* dengan nomor *section 4218*. Pemilihan tipe penampang tersebut berdasarkan luas penampang terkecil. Dikarenakan beam nomor 9 memiliki tegangan yang lebih besar, maka untuk nomor *beam 10,11* dan 12 menggunakan tipe dan ukuran penampang yang sama agar mudah dalam pengelasan. Ukuran pada nomor section 4218 yaitu memiliki tinggi 38,1 mm, lebar 25,4 mm dan tebal 0,9 mm.

**a. *Beam 13***

Hasil simulasi pada *beam 13* memiliki momen dan gaya akibat pembebanan dinamis dan statis. Lebih jelasnya dapat dilihat tabel dibawah ini.

**Tabel 4.13 Detail *Beam* 13**

	Statis	Dinamis	Satuan
Mx	6.512,29	2.009,59	Nmm
My	95.234,54	96.771,14	Nmm
Fz	339,42	71,31	N
Sf	2	4	-
Mx/teg. i	70,40	43,45	mm <sup>3</sup>
My/teg. i	1.029,56	2.092,35	mm <sup>3</sup>
Fz/Teg i	3,67	1,54	mm <sup>2</sup>

Dari tabel diatas didapatkan nomor *section* dari *beam* 13 yang ideal dari setiap tipe penampang. Berikut hasil dari pemilihan nomor *section* yang ideal dari setiap penampang berdasarkan persamaan 4.2 dan 4.4 sebagai berikut.

**Tabel 4.14 Nomor *Section* Ideal pada *Beam* 13**

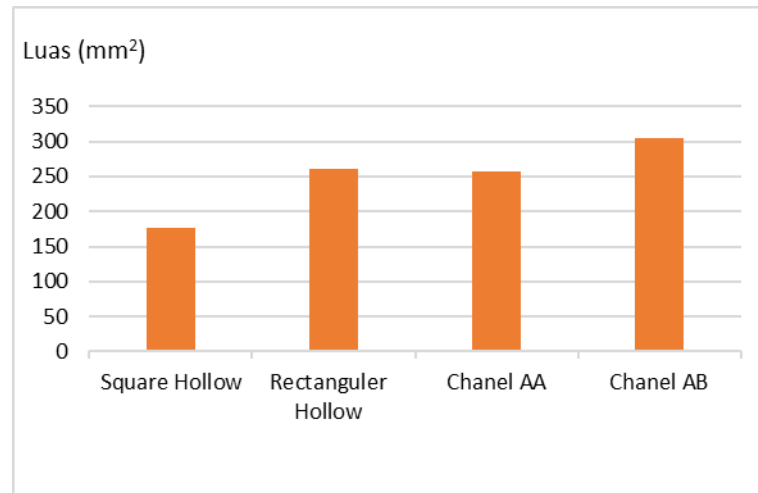
Tipe	Nomor <i>Section</i>	mm		mm <sup>4</sup>		mm <sup>3</sup>		mm <sup>2</sup>
		Cx	Cy	Ix	Iy	Ix/cx	Iy/cy	Area
<i>Square Hollow</i>	6696	10	10	7.872,00	7.872,00	787,20	787,20	144,00
<i>Rectangular Hollow</i>	4708	22,225	38,1	212.185,07	92.601,92	9.547,13	2.430,50	260,59
<i>Chanel AA</i>	1064	17,34	25,00	116.560,15	68.807,78	6.721,04	2.752,31	256,38
<i>Chanel AB</i>	9959	20,72	20,00	39.864,17	77.541,03	1.924,21	5.743,78	305,00
<i>I Beam</i>	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabel diatas merupakan data yang terpilih berdasarkan nilai  $\frac{I_x}{c_x}$  harus lebih

besar dari pada nilai  $\frac{M_x}{\sigma_i}$  maksimum, yaitu 43,45 mm<sup>3</sup> dan  $\frac{I_y}{c_y}$  harus lebih besar

dari pada nilai  $\frac{M_y}{\sigma_i}$  maksimum, yaitu 2.092,35 mm<sup>3</sup> serta memiliki nilai luas

terkecil diantara nomor section lainnya pada setiap tipe penampang. Berdasarkan tabel diatas didapatkan grafik perbandingan luas dari setiap penampang sebagai berikut.



**Gambar 4.14 Grafik Perbandingan Nilai Luas pada Setiap Tipe Penampang untuk *Beam 13***

Berdasarkan grafik di atas pemilihan tipe penampang yang lebih ideal adalah tipe *square hollow* dengan nomor *section* 6696. Pemilihan tipe penampang tersebut berdasarkan luas penampang terkecil, untuk mempermudah dalam pengelasan penggunaan nomor *section* tersebut juga digunakan pada nomor *beam* 28. Nomor *section* 6696 memiliki tinggi dan lebar 20 mm dan tebal 2 mm

**c. *Beam 16***

Hasil simulasi pada *beam 16* memiliki momen dan gaya akibat pembebanan dinamis dan statis. Lebih jelasnya dapat dilihat tabel dibawah ini.

**Tabel 4.15 Detail *Beam 16***

	Statis	Dinamis	Satuan
Mx	7.615,04	22.081,67	Nmm
My	302,08	31.345,73	Nmm
Fz	100,96	173,31	N
Sf	2	4	-
Mx/teg. i	82,32	477,44	mm <sup>3</sup>
My/teg. i	3,27	677,75	mm <sup>3</sup>
Fz/Teg i	1,09	3,75	mm <sup>2</sup>

Dari tabel diatas didapatkan nomor *section* dari *beam* 16 yang ideal dari setiap tipe penampang. Berikut hasil dari pemilihan nomor *section* yang ideal dari setiap penampang berdasarkan persamaan 4.2 dan 4.4 sebagai berikut..

**Tabel 4.16 Nomor Section Ideal pada Beam 16**

Tipe	Nomor Section	mm		mm <sup>4</sup>		mm <sup>3</sup>		mm <sup>2</sup>
		Cx	Cy	Ix	Iy	Ix/cx	Iy/cy	Area
<i>Square Hollow</i>	4598	12,7	12,7	8.835,58	8.835,58	695,72	695,72	88,20
<i>Rectanguler Hollow</i>	430	12,7	19,05	25.325,62	13.483,44	1.994,14	707,79	123,00
<i>Chanel AA</i>	8801	13,21	19,00	40738,00	24090,80	3084,53	1267,94	155,68
<i>Chanel AB</i>	9959	20,72	20,00	39864,17	77541,03	1924,21	5743,78	305,00
<i>I Beam</i>	-	-	-	-	-	-	-	-

Tabel diatas merupakan data yang terpilih berdasarkan nilai  $\frac{I_x}{c_x}$  harus lebih

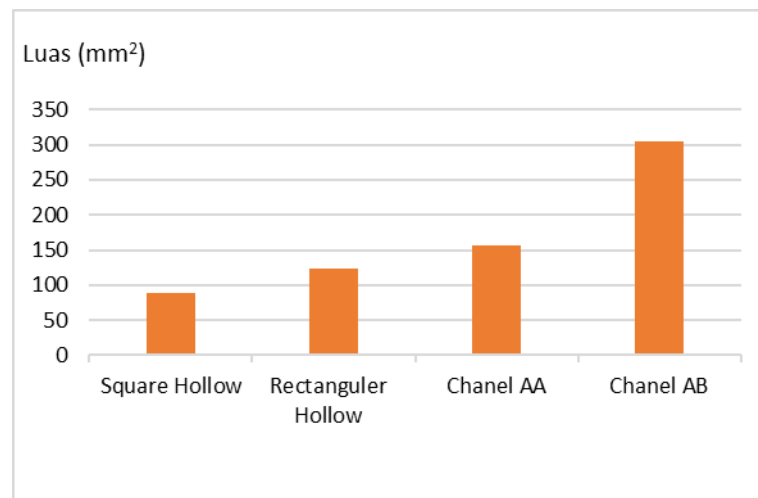
besar dari pada nilai  $\frac{M_x}{\sigma_i}$  maksimum, yaitu  $477,44 \text{ mm}^3$  dan  $\frac{I_y}{c_y}$  harus lebih besar

dari pada nilai  $\frac{M_y}{\sigma_i}$  maksimum, yaitu  $677,75 \text{ mm}^3$  serta memiliki nilai luas

terkecil diantara nomor section lainnya pada setiap tipe penampang. Berdasarkan

tabel diatas didapatkan grafik perbandingan luas dari setiap penampang sebagai

berikut.



**Gambar 4.15 Grafik Perbandingan Nilai Luas pada Setiap Tipe Penampang  
untuk *Beam 16***

Berdasarkan grafik di atas pemilihan tipe penampang yang lebih ideal adalah tipe *square hollow* dengan nomor *section* 4598. Pemilihan tipe penampang tersebut berdasarkan luas penampang terkecil. Pemilihan dimensi dan tipe penampang juga berlaku pada *beam* nomor 15. Nomor *section* 4598 memiliki tinggi dan lebar 25,4 mm dengan ketebalan 0,9 mm.

**4.8 Optimasi Desain**

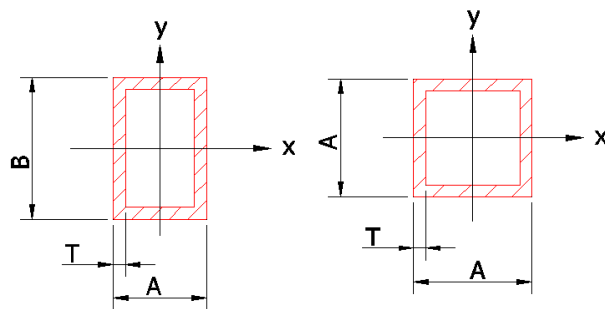
Berdasarkan sub bab 4.7 didapatkan pemilihan tipe penampang yang ideal dari masing-masing *beam*. Maka didapatkan tabel optimasi dari setiap *beam* sebagai berikut.

**Tabel 4.16 Optimasi**

No Beam	Tipe	Section	Dimensi		
			A (mm)	B (mm)	T (mm)
1	Square	4233	38,1	-	1
2	Square	4233	38,1	-	1
3 dan 18	Square	4233	38,1	-	1
4 dan 19	Square	4233	38,1	-	1
5 dan 20	Square	4233	38,1	-	1
6 dan 21	Square	9913	38,1	-	1,5
7 dan 22	Square	4233	38,1	-	1
8 dan 23	Square	4233	38,1	-	1
9 dan 24	Rectanguler	4959	38,1	25,4	0,9
10 dan 25	Rectanguler	4959	38,1	25,4	0,9
11 dan 26	Rectanguler	4959	38,1	25,4	0,9
12 dan 27	Rectanguler	4959	38,1	25,4	0,9
13 dan 28	Square	6696	20	-	2
14	Square	9913	38,1	-	1,5
15	Rectanguler	4598	25,4	-	0,9
16	Square	4598	25,4	-	0,9
17	Square	4233	38,1	-	1
18	Square	4233	38,1	-	1
29	Square	6696	20	-	2



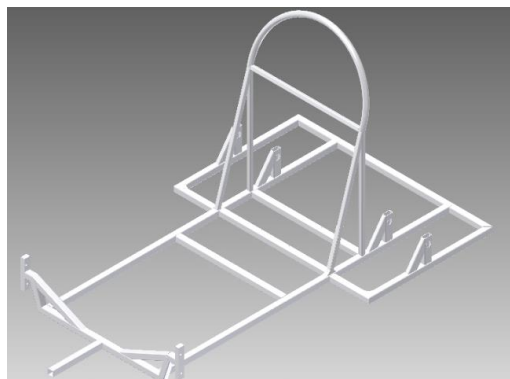
Pada tabel 4.45 memiliki kesamaan panjang dan posisi, sebagai contoh pada beam nomor 3 dan 9. Hal tersebut juga berlaku sesuai pada tabel di atas. Didalam tabel 4.45 terdapat A yang menerangkan lebar penampang, B untuk ketinggian penampang, dan T untuk tebal penampang. Untuk lebih jelasnya dapat dilihat gambar berikut.



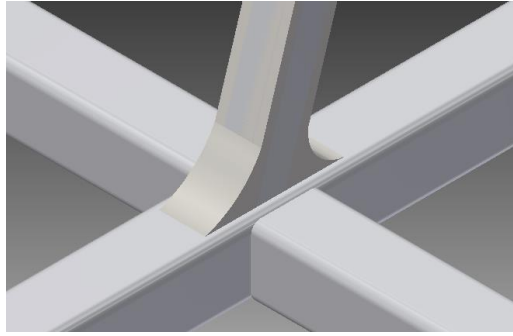
**Gambar 4.16 Keterangan dimensi penampang *rectangular* dan *square***

**(kiri ke kanan)**

Berdasarkan tabel optimasi dibuat desain model tiga dimensi. Untuk mengurangi tegangan terkonsentrasi pada bagian *roll bar*, maka dibuat penyangga dan dibuat *fillet* pada bagian bawah penyangga supaya mengurangi tegangan terkonsentrasi. Lebih jelasnya dapat dilihat gambar berikut.



**Gambar 4.17 Desain Optimasi**



**Gambar 4.18 Penambahan fillet pada *roll bar***

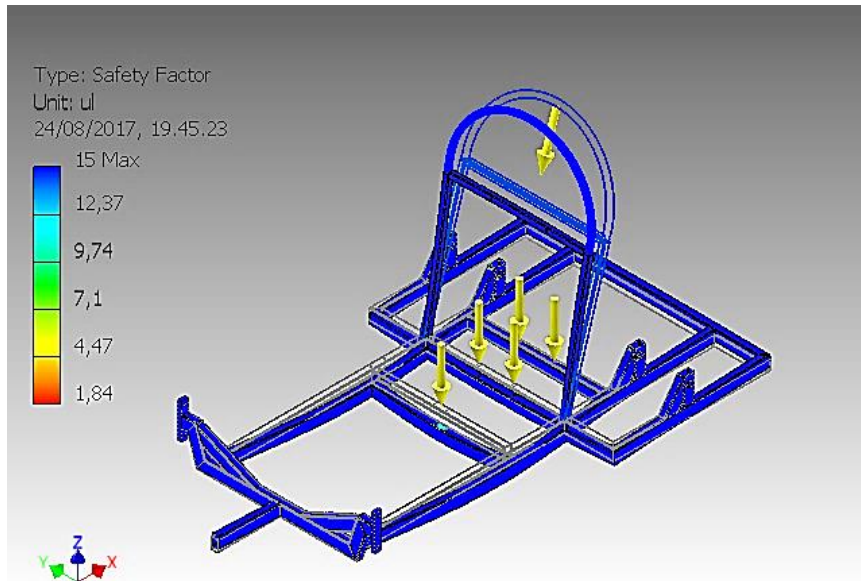
Penambahan tebal pada bagian beam yang menerima beban pengemudi ditambahkan plat 1 mm. Hal tersebut berguna untuk mengurangi beban terkonsentrasi yang nantinya akan meningkatkan *safety factor*.

#### **4.9 Stress Analysis Desain Optimasi dan Desain Sebelumnya**

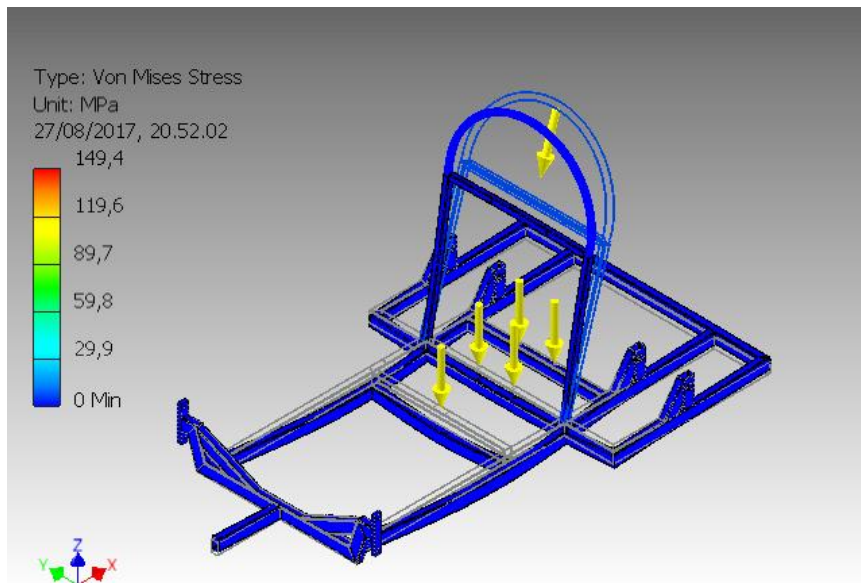
Setelah hasil optimasi dibuat, maka dilakukan *stress analysis* untuk membandingkan nilai *safety factor* desain sebelumnya dan hasil desain optimasi. Pembebanan yang dilakukan berdasarkan data yang telah disajikan yaitu beban belok, beban pengereman, percepatan dan statis. Nilai input gaya yang digunakan sama sebagaimana tertera pada tabel 4.5 hasil perhitungan gaya Untuk lebih jelasnya berikut hasil penjabarannya.

##### **4.9.1 Stress Analysis Beban Statis**

Hasil *stress analysis* pada desain sebelumnya yang telah dirubah jenis tumpuan menjadi pin dan roll. Setelah dilakukan *stress analysis*, didapatkan hasil sebagai berikut.



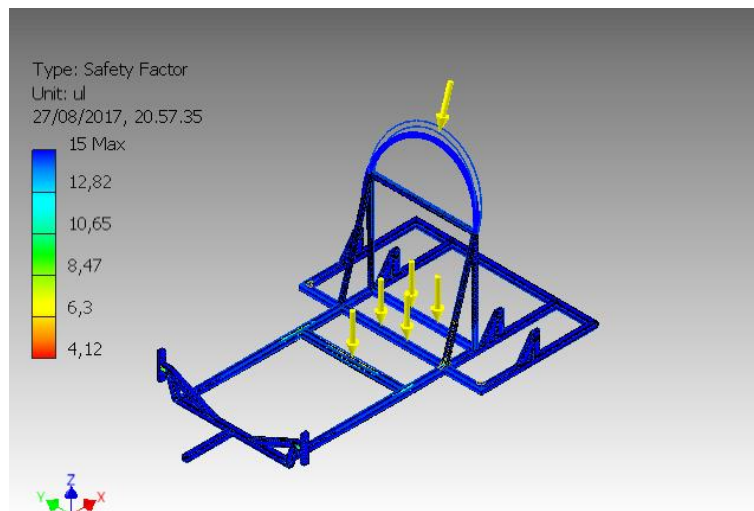
**Gambar 4.19** *Safety Factor* Desain Sebelumnya dengan Beban Statis



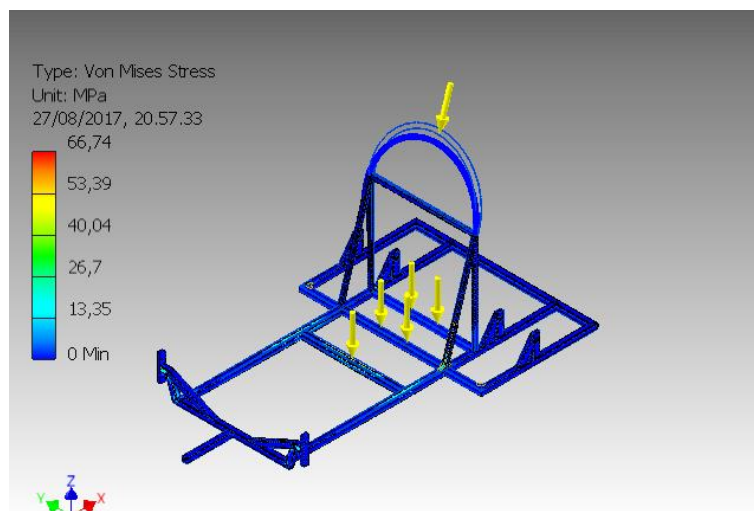
**Gambar 4.20** Tegangan *Von Mises* Desain Sebelumnya dengan Beban Statis

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan didapatkan nilai *safety factor* pada desain sebelumnya untuk pembebanan statis adalah 1,84. Sedangkan tegangan *Von mises* sebesar 149,4 Mpa.

Berdasarkan analisa pembebanan statis pada desain optimasi, didapatkan hasil sebagai berikut. Tumpuan yang digunakan menggunakan tumpuan *pin* dan *roll*.



**Gambar 4.21 *Safety Factor* Desain Optimasi dengan Beban Statis**



**Gambar 4.22 Tegangan *Von Mises* Optimasi Desain dengan Beban Statis**

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan didapatkan nilai *safety factor* pada desain sebelumnya untuk pembebanan statis adalah 4,12 sedangkan tegangan *Von mises* sebesar 66,74 Mpa.

Hasil kedua desain baik desain sebelumnya dan optimasi desain memiliki nilai *safety factor* dan tegangan *von mises* yang berbeda. Berdasarkan analisa didapatkan tabel perbandingan sebagai berikut.

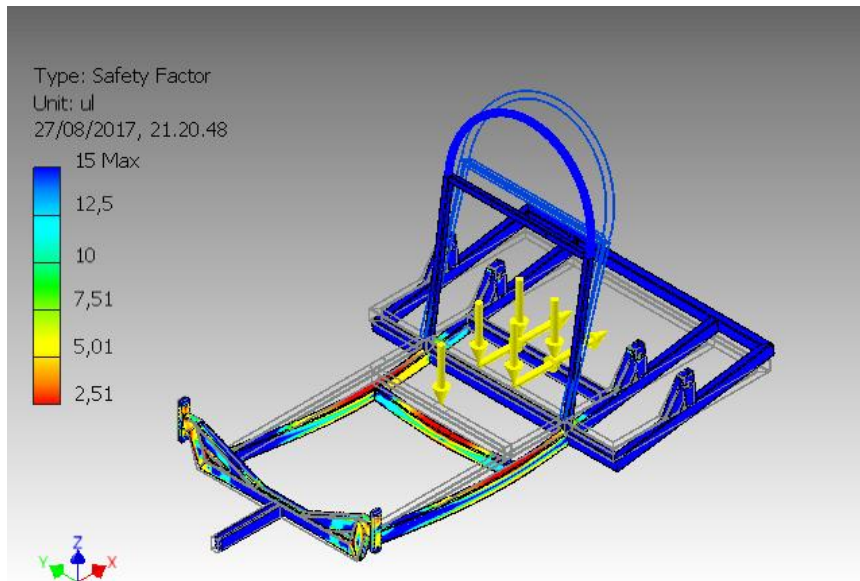
**Tabel 4.17 Tabel Perbandingan Hasil Stress Analysis Beban Statis**

	<i>Safety Factor</i>	Tegangan <i>Von Mises</i>
Desain Sebelumnya	1,84	149,4 Mpa
Desain Optimasi	4,12	66,74 Mpa

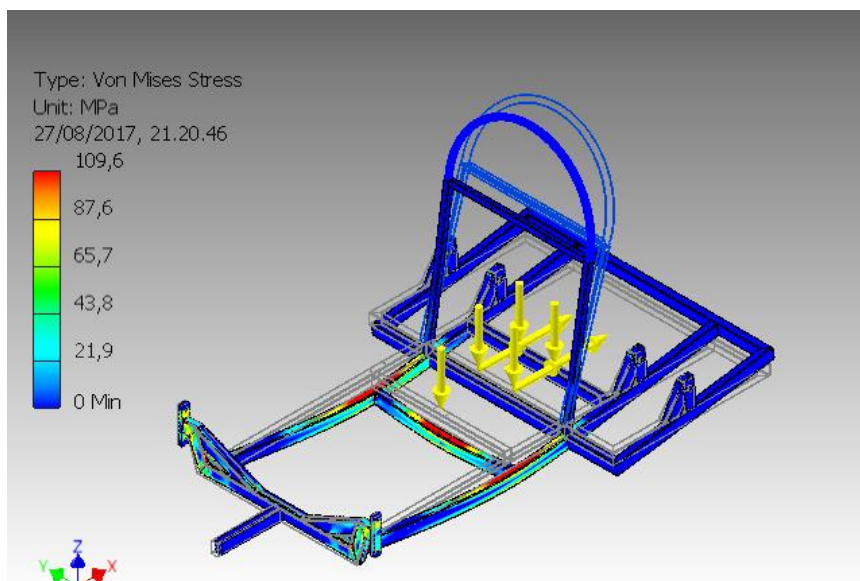
Berdasarkan tabel diatas desain optimasi memiliki nilai *safety factor* yang lebih besar. Nilai *safety factor* pada optimasi desain telah memenuhi persyaratan ketetapan, dimana *safety factor*  $\geq 4$ .

#### **4.9.2 Stress Analysis Beban Percepatan**

Hasil stress analysis pada desain sebelumnya yang telah dirubah jenis tumpuan menjadi pin dan roll. Setelah dilakuakan *stress analysis*, didapatkan hasil sebagai berikut.



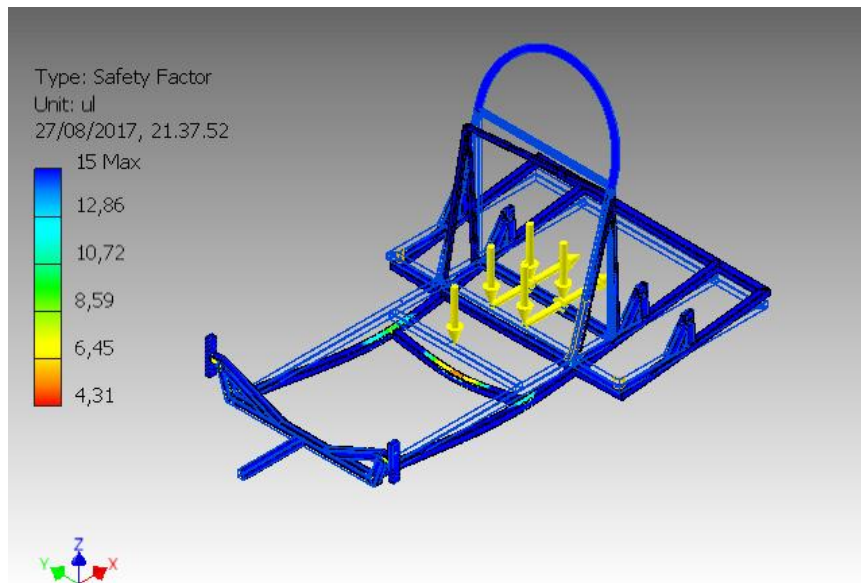
**Gambar 4.23 Safety Factor Desain Sebelumnya dengan Beban Percepatan**



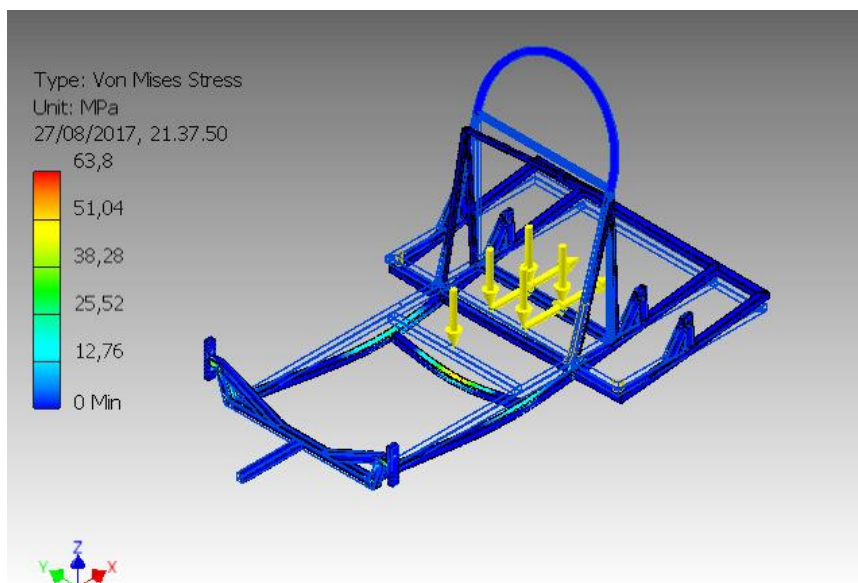
**Gambar 4.24 Tegangan Von Mises Desain Sebelumnya dengan Beban Percepatan**

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan didapatkan nilai *safety factor* pada desain sebelumnya untuk pembebanan percepatan adalah 2,51 Sedangkan tegangan *Von mises* sebesar 109,6 Mpa.

Berdasarkan analisa pembebanan percepatan pada desain optimasi, didapatkan hasil sebagai berikut. Tumpuan yang digunakan menggunakan tumpuan *pin* dan *roll*.



**Gambar 4.25 *Safety Factor* Desain Optimasi dengan Beban Percepatan**



**Gambar 4.26 Tegangan *Von Mises* Optimasi Desain dengan Beban Percepatan**

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan didapatkan nilai *safety factor* pada desain sebelumnya untuk pembebanan percepatan adalah 4,31 sedangkan tegangan *Von mises* sebesar 63,8 Mpa.

Hasil kedua desain baik desain sebelumnya dan optimasi desain memiliki nilai *safety factor* dan tegangan *von mises* yang berbeda. Berdasarkan analisa didapatkan tabel perbandingan sebagai berikut.

**Tabel 4.18 Tabel Perbandingan Hasil Stress Analysis Beban Percepatan**

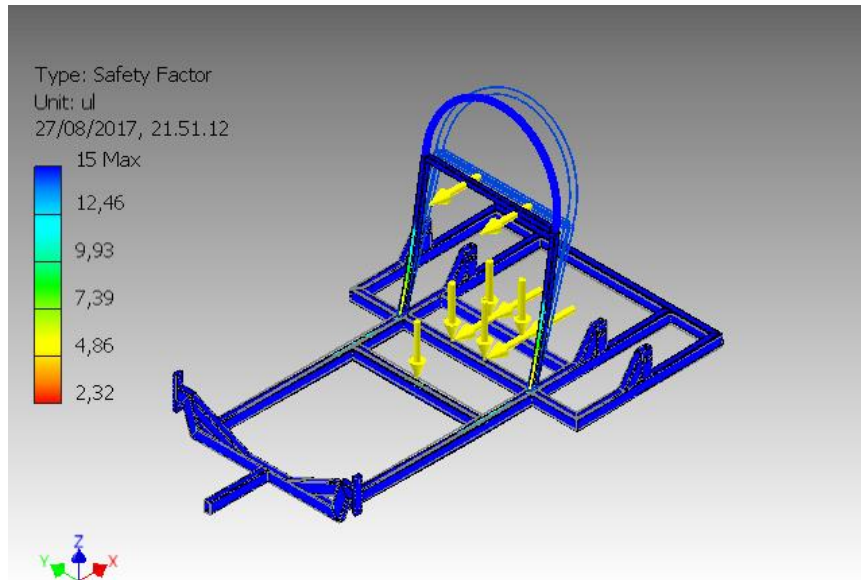
	<i>Safety Factor</i>	Tegangan <i>Von Mises</i>
Desain Sebelumnya	2,51	109,6 Mpa
Desain Optimasi	4,31	63,8 Mpa

Berdasarkan tabel diatas desain optimasi memiliki nilai *safety factor* yang lebih besar. Nilai *safety factor* pada optimasi desain telah memenuhi persyaratan ketetapan, dimana *safety factor*  $\geq 4$ .

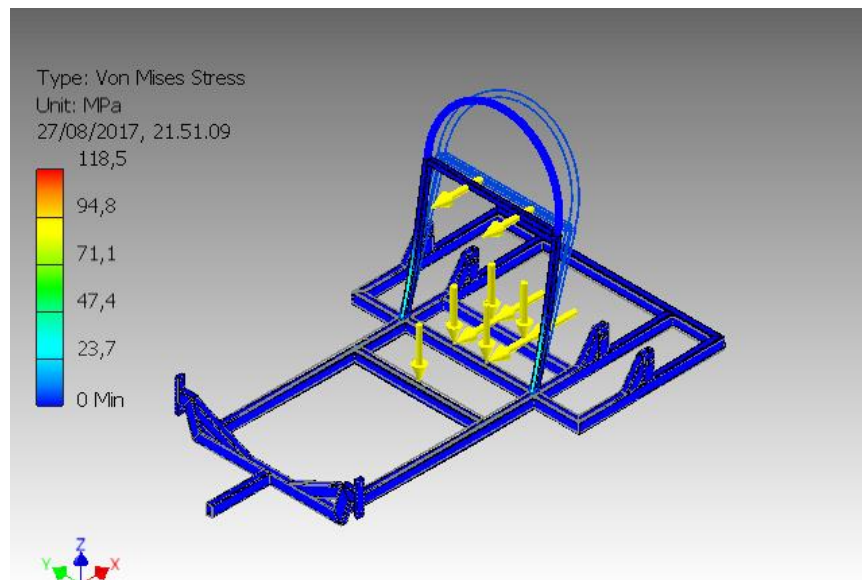


### 4.9.3 Stress Analysis Beban Pengereman

Hasil *stress analysis* pada desain sebelumnya yang telah dirubah jenis tumpuan menjadi pin dan roll. Setelah dilakukan *stress analysis*, didapatkan hasil sebagai berikut.



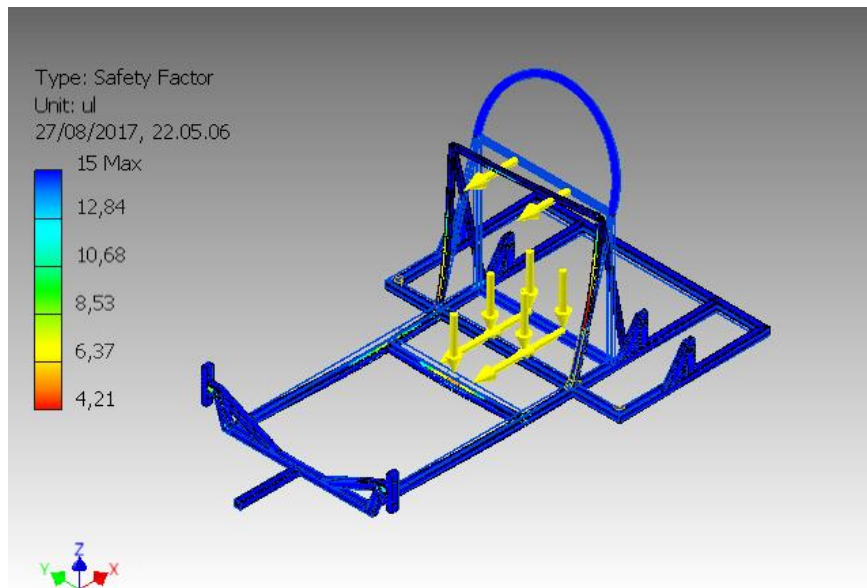
**Gambar 4.27 Safety Factor Desain Sebelumnya dengan Beban Pengereman**



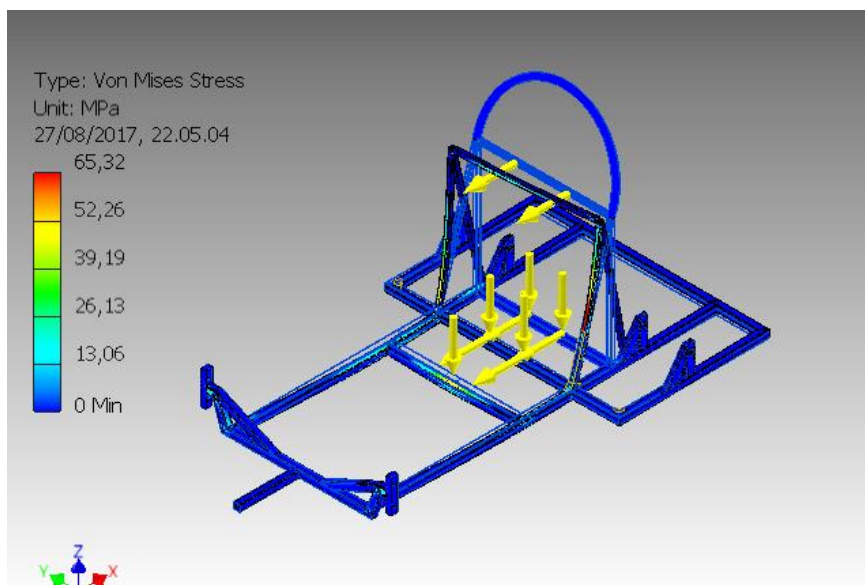
**Gambar 4.28 Tegangan Von Mises Desain Sebelumnya dengan Beban Pengereman**

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan didapatkan nilai *safety factor* 2,32 pada desain sebelumnya untuk pembebanan statis adalah Sedangkan tegangan *Von mises* sebesar 118,5 Mpa.

Berdasarkan analisa pembebanan pengereman pada desain optimasi, didapatkan hasil sebagai berikut. Tumpuan yang digunakan menggunakan tumpuan *pin* dan *roll*.



**Gambar 4.29 *Safety Factor* Desain Optimasi dengan Beban Pengereman**



**Gambar 4.30 Tegangan *Von Mises* Optimasi Desain dengan Beban Pengereman**

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan didapatkan nilai *safety factor* 4,21 pada desain sebelumnya untuk pembebanan pengereman adalah sedangkan tegangan *Von mises* sebesar 65,32 Mpa.

Hasil kedua desain baik desain sebelumnya dan optimasi desain memiliki nilai *safety factor* dan tegangan *von mises* yang berbeda. Berdasarkan analisa didapatkan tabel perbandingan sebagai berikut.

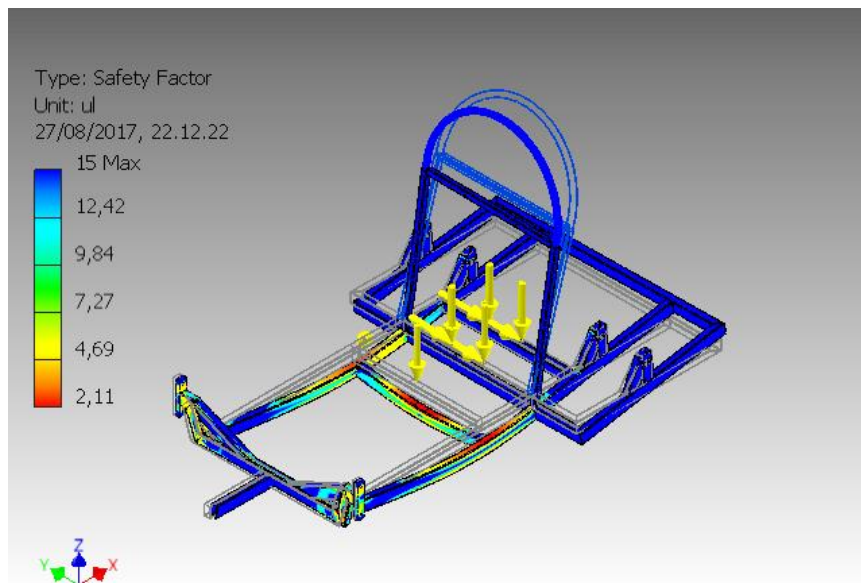
**Tabel 4.19 Tabel Perbandingan Hasil Stress Analysis Beban Pengereman**

	<i>Safety Factor</i>	Tegangan <i>Von Mises</i>
Desain Sebelumnya	2,33	118,5 Mpa
Desain Optimasi	4,21	65,32 Mpa

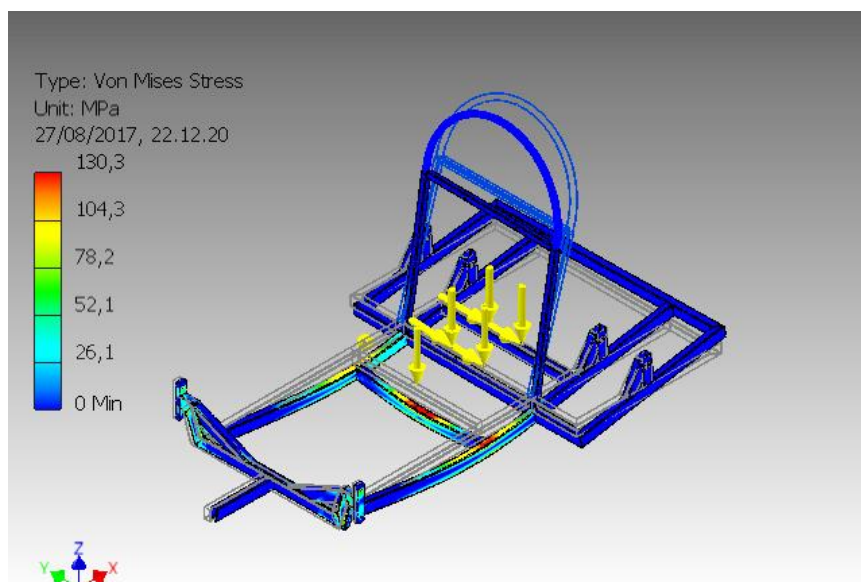
Berdasarkan tabel diatas desain optimasi memiliki nilai *safety factor* yang lebih besar. Nilai *safety factor* pada optimasi desain telah memenuhi persyaratan ketetapan, dimana *safety factor*  $\geq 4$ .

#### 4.9.4 Stress Analysis Beban Belok

Hasil *stress analysis* pada desain sebelumnya yang telah dirubah jenis tumpuan menjadi pin dan roll. Setelah dilakukan *stress analysis*, didapatkan hasil sebagai berikut.



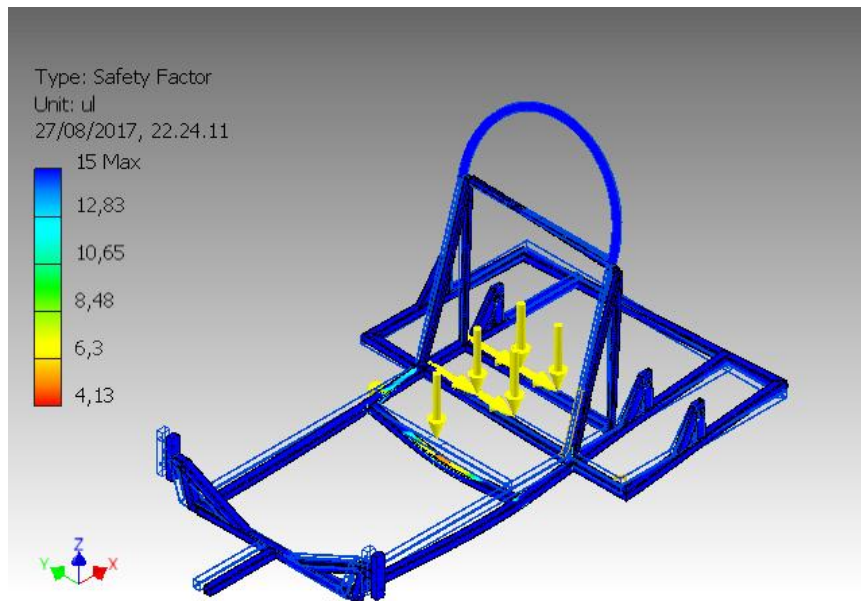
**Gambar 4.31** *Safety Factor* Desain Sebelumnya dengan Beban Belok



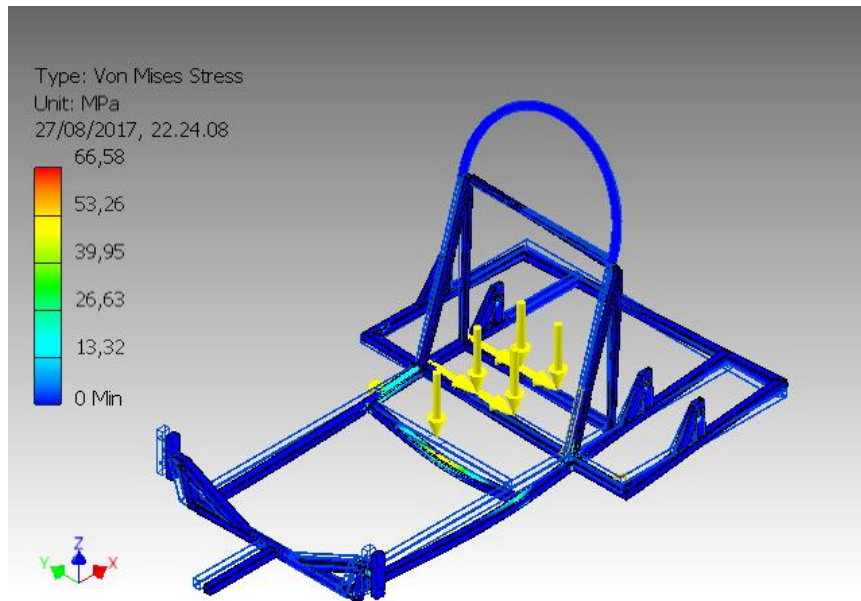
**Gambar 4.32** Tegangan *Von Mises* Desain Sebelumnya dengan Beban Belok

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan didapatkan nilai safety factor pada desain sebelumnya untuk pembebanan belok adalah 2,11 Sedangkan tegangan *Von mises* sebesar 130,3 Mpa.

Berdasarkan analisa pembebanan belok pada desain optimasi, didapatkan hasil sebagai berikut. Tumpuan yang digunakan menggunakan tumpuan *pin* dan *roll*.



**Gambar 4.33 *Safety Factor* Desain Optimasi dengan Beban Belok**



**Gambar 4.34 Tegangan *Von Mises* Optimasi Desain dengan Beban Belok**

Berdasarkan analisa yang telah dilakukan didapatkan nilai *safety factor* 4,13 pada desain sebelumnya untuk pembebanan belok adalah sedangkan tegangan *Von mises* sebesar 66,58 Mpa.

Hasil kedua desain baik desain sebelumnya dan optimasi desain memiliki nilai *safety factor* dan tegangan *von mises* yang berbeda. Berdasarkan analisa didapatkan tabel perbandingan sebagai berikut.

**Tabel 4.20 Tabel Perbandingan Hasil Stress Analysis Beban Belok**

	<i>Safety Factor</i>	Tegangan <i>Von Mises</i>
Desain Sebelumnya	2,11	130,3 Mpa
Desain Optimasi	4,13	66,58 Mpa

Berdasarkan tabel diatas desain optimasi memiliki nilai *safety factor* yang lebih besar. Nilai *safety factor* pada optimasi desain telah memenuhi persyaratan ketetapan, dimana *safety factor*  $\geq 4$ .

Berdasarkan hasil pemaparan diatas dari hasil *Stress Analysis* didapatkan perbandingan *safety factor* pada setiap pembebanan dan perbandingan massa desain sebelumnya dengan desain optimasi. Lebih jelasnya dapat dilihat tabel berikut.

**Tabel 4.21 Perbandingan *Safety Factor* dan Massa**

	Desain Sebelumnya	Optimasi Desain
Safety Factor Beban Statis	1,84	4,12
Safety Factor Beban Percepatan	2,51	4,31
Safety Factor Beban Pengereman	2,32	4,21
Safety Factor Beban Belok	2,11	4,13
Massa Total	9,63 Kg	6,75 Kg

Berdasarkan tabel diatas, massa desain optimasi lebih ringan dari pada desain sebelumnya. Nilai *safety factor* desain optimasi cenderung lebih besar dari pada desain sebelumnya pada semua pembebanan.

## BAB V

### KESIMPULAN DAN SARAN

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil *Frame Analysis* dan *Stress Analysis* didapatkan optimasi desain dengan massa 6,75 Kg, *safety factor* 4,12 untuk beban statis, *safety factor* 4,31 untuk beban percepatan, *safety factor* 4,21 untuk beban pengereman, dan *safety factor* 4,13 untuk beban belok. Hal tersebut lebih ringan dan lebih kuat dari hasil penelitian sebelumnya, dimana penelitian sebelumnya memiliki massa 9,63 Kg serta memiliki *safety factor* 1,84 untuk beban statis, *safety factor* 2,51 untuk beban percepatan, *safety factor* 2,32 untuk beban pengeremn, dan *safety factor* 2,11 untuk beban belok.

#### 5.2 Saran

Untuk lebih mengembangkan penelitian ini, maka penulis memberikan saran agar dilakukan penelitian lebih lanjut dengan memberikan beban akibat getaran yang ditimbulkan oleh mesin, beban akibat kondisi jalan, menggunakan material berbeda dan menggunakan *software* selain *Autodesk Inventor* untuk mendapatkan rangka yang lebih aman sekaligus ringan



## DAFTAR PUSTAKA

- Alchazin, Syaiful A. B. *Modul Training Autodesk Inventor 2012*. Bogor: LAPAN, 2011.
- Giesecke dkk, *Gambar Teknik alih bahasa Rahim Gussito dan Zulkifli Harahap*. Jakarta: Erlangga, 2000.
- Harsokoesoemo, H. Darmawan. *Pengantar Perancangan Teknik Perancangan Produk*. Jakarta: Direktorat Jendral Pendidikan Tinggi Departemen Pendidikan Nasional, 2000.
- Hidayat, Nur dkk. *Autodesk Inventor Mastering 3D Mechanical Design*. Bandung: Informatika, 2011.
- Khurmi, R.S. & Gupta, J.K. *A TextBook of Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House.
- Ma'arif, Faqih. *e-Learning Mekanika Teknik 01*. Yogyakarta: UNY, 2012
- Meriam, J.L & Kraige, L.G. *Engineering Mechanics Statics second edition*. Virginia: Virginia Polytechnic Institute and State University, 1987.
- Mott, Robert L. *Machine Elements In Mechanical Design fourth edition*. Ohio: Upper Saddle River, 2004.
- Musa, Ismail bin HJ. *Static And Dynamic Analysis Of A Ladder Frame Truck Chassis*. Malaysia: Universiti Teknologi Malaysia, 2009.
- Nur Widiyanto, *Desain dan Analisa Kekuatan pada Rangka Kendaraan Jenis Urban Concept Sesuai Regulasi Kontes Mobil Hemat Energi 2015*. Jakarta: Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Negeri Jakarta, 2016.
- Service Notes Elan*. England: Lotus Cars LTD, 1989.
- Shell Eco Marathon 2017 Official Rules Chapter 1*
- Suntantra, I Nyoman. *Teknologi Otomotif*. Surabaya: Guna Widya, 2010.
- Susetyo, Yerri. *Dasar Dasar Metode Elemen Hingga*. Yogyakarta: Andi Publisier, 2004.
- Tim Dosen. *Tegangan Normal Dan Tegangan Geser*. Bogor: IPB, 2010.
- Technical F1, <http://www.formula1-dictionary.net/chassis.html> diakses pada tanggal 8 Februari 2017, pukul 14.10 WIB.

Technical F1, <http://www.formula1-dictionary.net/chassis.html> diakses pada tanggal 28 Januari 2017, pukul 16.10 WIB.

Waguespack, Curtis. *Mastering Autodesk Inventor 2014 and Autodesk Inventor LT 2014*. Canada: Sybex, 2014.

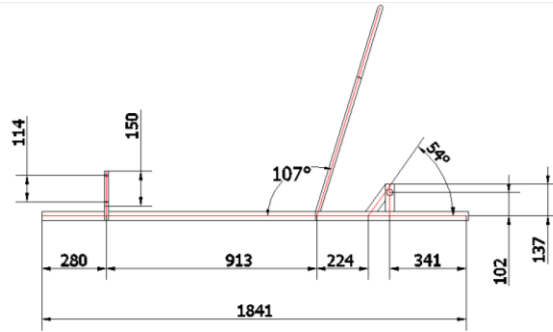
Witantyo dkk. *Optimasi Metoda Pengemudian Untuk Meminimalkan Konsumsi BBM Dengan Gabungan Pemodelan Karakteristik Kendaraan Dengan Karakteristik Lintasan*. Surabaya: ITS, 2013.

Yijun, Liu. *Finite Element Method*. Cincinnati: Mechanical Engineering Department University of Cincinnati, 2003.

Lampiran 1

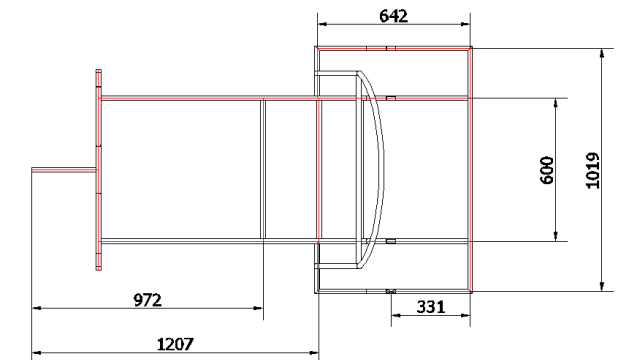
Dimensi Rangka Penelitian Sebelumnya

a. Pandangan Samping

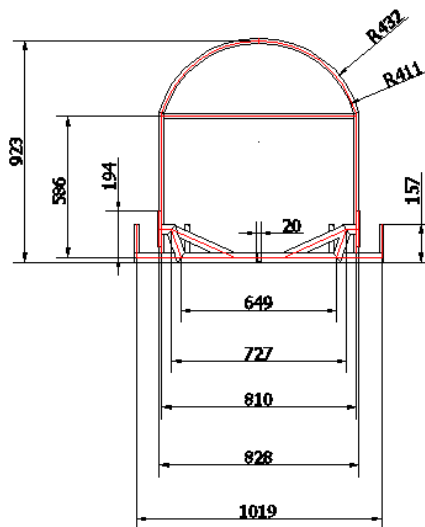


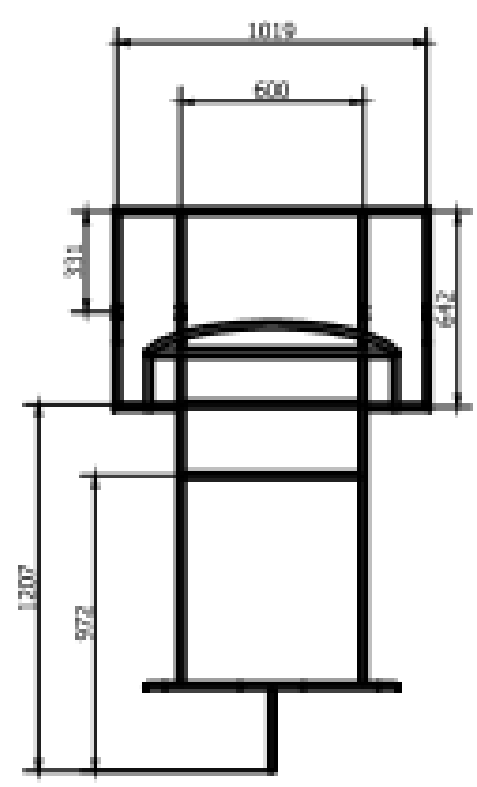
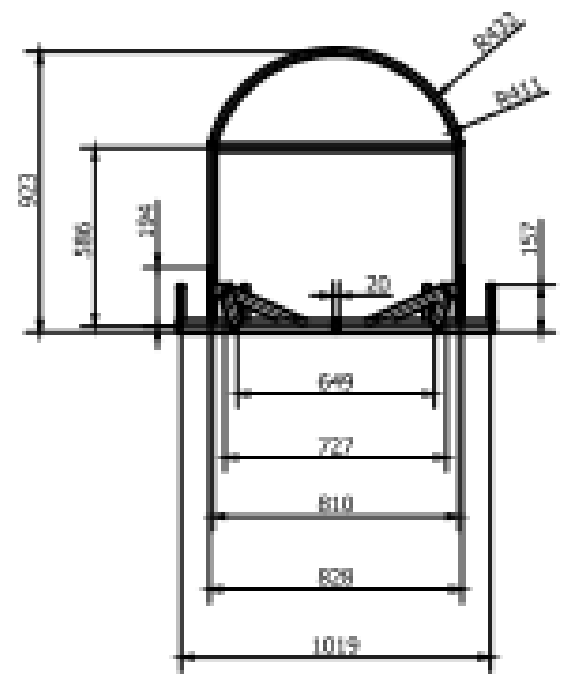
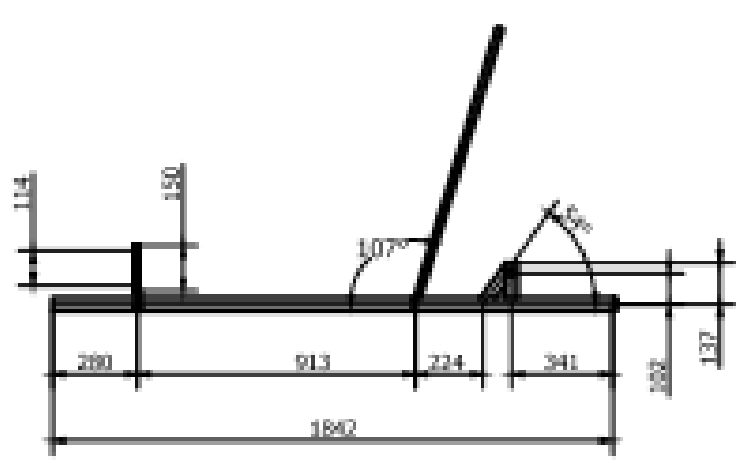
b. Pandangan

Atas



c. Pandangan Depan





	Skala : 1 : 25	Digambar : Setio Wahono	Keterangan :
	Satuan : mm	No. reg : 5315131653	
	Tanggal : 23-8-2017	Dilihat : -	
UNJ	Rangka Urban Jaya Raya		A4

Lampiran 2

**Perhitungan Letak Titik Berat Kendaraan Sumbu x,y dan z dengan Pengemudi**

**a. Tabel Hasil Pengukuran Massa Setiap Ban**

Posisi	Satuan (kg)
Ban kanan belakang	51,8
Ban kiri belakang	50
Ban kanan depan	40
Ban kiri depan	41
Ban kanan depan $\theta$	42
Ban kiri depan $\theta$	43

**b. Perhitungan Titik Berat Kendaraan Sumbu X**

Perhitungan letak titik berat kendaraan dari poros roda depan (a)

- $a = \frac{L \cdot W_r}{W_f + W_r}$
- $a = \frac{1230 \times 998,66}{794,61 + 998,66}$
- $a = 684,978726 \text{ mm} \approx 684,98 \text{ mm}$

Perhitungan letak titik berat dari poros roda belakang (b)

- $b = \frac{L \cdot W_f}{W_f + W_r}$
- $b = \frac{1230 \times 794,61}{794,61 + 998,66}$
- $b = 545,021274 \text{ mm} \approx 545,02 \text{ mm}$

**c. Perhitungan Letak Titik Berat Kendaraan Terhadap Sumbu Y**

Perhitungan letak titik berat kendaraan dari roda kiri depan ( $T_l$ )

- $T_l = \frac{T_f \cdot W_R}{W_L + W_R}$
- $T_l = \frac{1027 \times 900,56}{892,71 + 900,56}$
- $T_l = 515,747835 \text{ mm} \approx 515,75 \text{ mm}$

Perhitungan letak titik berat kendaraan dari roda kiri depan ( $T_r$ )

- $T_r = \frac{T_f \cdot W_L}{W_L + W_R}$

- $T_r = \frac{1027 \times 892,71}{892,71+900,56}$
- $T_r = 511,252165 \text{ mm} \approx 504,28 \text{ mm}$

**d. Perhitungan Letak Titik Berat Kendaraan Terhadap Sumbu Z**

Perhitungan letak titik berat kendaraan dari permukaan tanah (h)

- $\theta = \arcsin\left(\frac{x}{L}\right)$
- $\theta = \arcsin\left(\frac{160}{1230}\right)$
- $\theta = 7,474^\circ$
- $\sum M = 0$
- $-W.b.\cos\theta + W_{f\theta}.L.\cos\theta - W.h_r.\sin\theta = 0$
- $-W.b.\cos\theta + W_{f\theta}.L.\cos\theta = W.h_r.\sin\theta$
- $h_r = \frac{-W.b.\cos\theta + W_{f\theta}.L.\cos\theta}{W.\sin\theta}$
- $h_r = \frac{-W.b + W_{f\theta}.L}{W.\tan\theta}$
- $h_r = \frac{(-1793,27 \cdot 545,02) + (833,85 \cdot 1230)}{1793,27 \cdot \tan 7,474^\circ}$
- $h_r = 205,16 \text{ mm}$

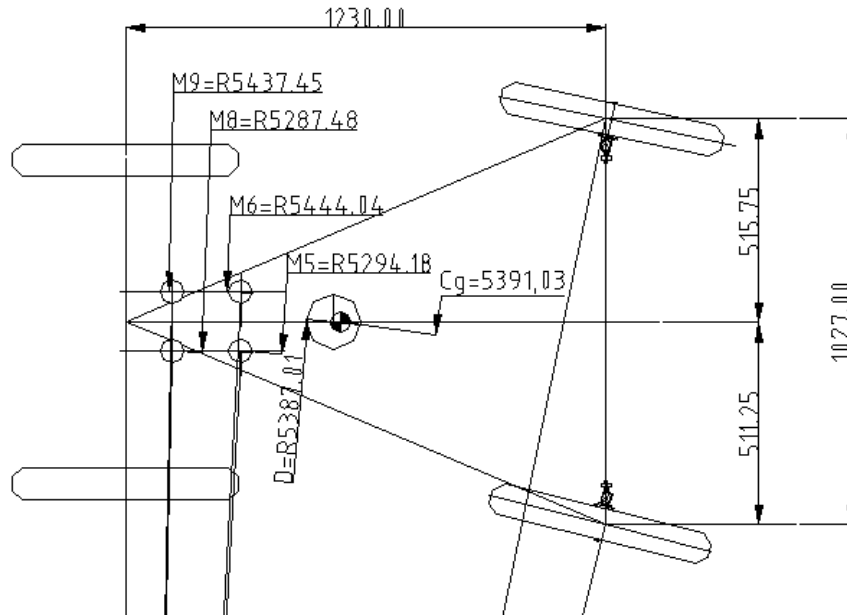
Letak tinggi titik berat dari permukaan tanah

- $h = h_r + r$
- $h = 205,16 + 290 = 495,16 \text{ mm}$

Lampiran 3

Perhitungan Kecepatan Maksimum

a. Detail Gambar Pengukuran Radius



b. Perhitungan Kecepatan Maksimum Yang Diizinkan Agar Kendaraan Tidak

Guling

- $V_{max} = \sqrt{\frac{t \times R \times g}{2 \times h}}$
- $V_{max} = \sqrt{\frac{1,027 \times 5,391 \times 9,81}{2 \times 0,49516}}$
- $V_{max} = 7,405708549 \text{ m/s} \approx 7,41 \text{ m/s}$
- $V_{max} = 26,67 \text{ km/jam}$

## Lampiran 4

### Perhitungan gaya

#### a. Perhitungan gaya statis (akibat gravitasi)

Pada posisi driver

- $F_g = m \times g$
- $F_g = 70 \times 9,81$
- $F_g = 686,7 \text{ N}$

#### b. Perhitungan gaya akibat percepatan atau perlambatan

Pada bagian *mounting engine*

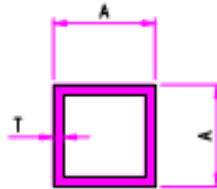
- $F_a = m \times a$
- $F_a = 5 \times 5$
- $F_a = 25 \text{ N}$

#### c. Perhitungan gaya centrifugal $V_g$

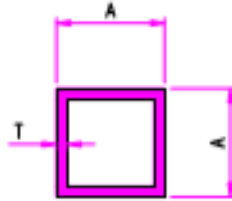
Pada bagian safety belt samping (Sb4)

- $F_c = \frac{m_d \times v^2}{RD}$
- $F_c = \frac{70 \times (7,41\text{m})^2}{5,08}$
- $F_c = 756,61 \text{ N}$

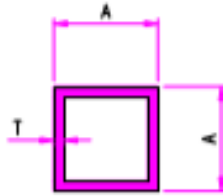




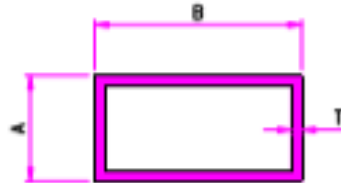
SECTION NO.	A m m	T m m	WEIGHT KG/M	OUT PERIMETER m m
182	22.60	0.70	0.166	90.40
191	20.00	0.70	0.146	80.00
214	76.20	1.95	1.569	304.80
216	101.60	1.95	2.106	406.40
372	63.50	3.00	1.967	254.00
373	76.20	6.00	4.566	304.80
459	63.50	6.00	3.740	254.00
460	101.60	6.00	6.218	406.40
771	76.20	1.20	0.976	304.80
2123	76.00	3.00	2.374	304.00
2526	76.20	1.40	1.135	304.80
3201	40.00	0.85	0.361	160.00
3750	63.50	4.50	2.878	254.00
4211	100.00	4.00	4.163	400.00
4223	38.10	1.00	0.402	152.40
4227	18.00	0.90	0.167	72.00
4230	15.88	0.90	0.146	63.52
4231	50.80	2.00	1.058	203.20
4238	50.80	1.10	0.593	203.20
4239	25.40	2.80	0.886	101.60
4240	50.80	1.10	0.593	218.68
4320	100.00	1.80	1.907	396.57
4506	101.60	1.40	1.521	406.40
4507	12.50	1.25	0.152	50.00
4508	12.70	0.90	0.115	50.80
4509	31.70	1.25	0.413	126.80
4510	25.00	1.50	0.382	100.00
4511	25.40	1.00	0.264	101.60
4514	44.45	1.20	0.563	177.80
4517	19.05	1.00	0.196	76.20
4518	31.70	1.00	0.333	126.80



SECTION NO.	A m m	T m m	WEIGHT KG/M	OUT PERIMETER m m
4519	25.00	2.00	0.499	100.00
4520	30.00	2.50	0.745	120.00
4520R	30.00	2.20	0.663	120.00
4565	32.00	2.00	0.650	128.00
4568	12.70	1.00	0.127	50.80
4591	9.00	1.00	0.087	36.00
4595	22.20	1.60	0.357	88.80
4598	25.40	0.90	0.240	101.60
4711	50.00	1.70	0.890	200.00
5232	22.00	2.00	0.434	88.00
5318	38.00	1.20	0.479	152.00
5652	38.10	1.20	0.480	152.40
5747	38.10	1.10	0.441	152.40
6337	19.00	1.20	0.232	76.00
6344	25.00	0.80	0.210	100.00
6348	23.50	0.80	0.197	94.00
6414	25.00	0.90	0.235	100.00
6414A	25.00	0.80	0.210	100.00
6418	23.50	0.90	0.220	94.00
6438	40.00	1.50	0.626	160.00
6439	50.00	1.50	0.789	200.00
6696	20.00	2.00	0.390	78.28
7409	70.00	1.50	1.114	280.00
7903	22.00	2.00	0.433	87.14
7905	40.00	3.00	1.203	159.14
8157	15.00	1.10	0.166	60.00
8261	19.05	0.90	0.177	76.20
8356	50.80	2.60	1.358	203.20
8526	44.00	2.49	1.120	176.00
9297	25.00	1.70	0.429	100.00
9298	19.00	1.50	0.285	76.00



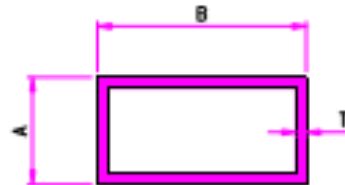
SECTION NO.	A m m	T m m	WEIGHT KG/M	OUT PERIMETER m m
9641	15.00	1.50	0.382	60.00
9673	22.00	1.20	0.270	88.00
9913	38.10	1.50	0.595	152.40
9914	50.00	2.00	1.041	200.00
9916	25.40	1.50	0.389	101.60
9917	30.00	1.60	0.493	120.00
9919	60.00	1.50	0.951	240.00



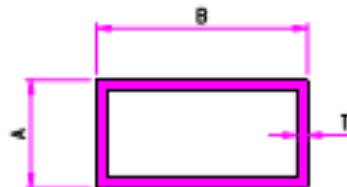
SECTION NO.	A m m	B m m	T m m	WEIGHT KG/M	OUT PERIMETER m m
84	11.00	22.00	0.80	0.136	66.00
85	23.00	34.50	0.80	0.242	115.00
179	50.80	76.20	3.00	1.967	254.00
181	11.00	22.00	0.70	0.120	66.00
192	22.70	34.50	0.70	0.212	114.40
215	76.20	101.60	2.95	2.749	355.60
374	25.40	50.80	3.00	1.141	152.40
375	38.10	76.20	3.00	1.761	226.60
415	25.40	76.20	1.10	0.593	203.20
422	44.45	101.60	1.30	1.011	292.10
426	25.40	50.80	1.00	0.402	152.40
429	44.45	76.20	1.20	0.769	241.30
430	25.40	38.10	1.00	0.333	127.00
461	50.80	101.60	3.00	2.380	304.80
462	38.00	100.00	2.30	1.665	276.00
497	50.80	101.60	1.40	1.135	304.80
518	38.00	125.00	2.30	1.977	326.00
767	50.80	152.40	3.00	3.206	406.40
768	19.05	38.10	1.20	0.356	114.30
770	38.10	101.60	1.20	0.893	279.40
1032	38.00	100.00	2.00	1.453	276.00
1092	25.40	76.20	1.50	0.802	203.20
1641	70.00	200.00	1.80	2.599	540.00
1711	15.00	50.00	1.00	0.341	130.00
2072	160.00	90.00	6.00	8.172	500.00
2082	100.00	76.00	2.30	2.137	352.00
2521	25.40	101.60	1.57	1.054	254.00
2522	44.45	76.20	1.40	0.894	241.30
2886	50.80	101.60	1.80	1.452	304.80
3207	20.00	79.80	1.00	0.530	199.60
3208	20.00	99.80	1.00	0.638	239.60
3209	10.00	20.00	1.10	0.166	60.00

**RECTANGULAR HOLLOWS**

**GROUP : SB-2**



SECTION NO.	A m m	B m m	T m m	WEIGHT KG/M	OUT PERIMETER m m
3746	10.00	78.00	1.00	0.468	176.00
4217	25.40	50.80	0.90	0.363	152.40
4218	25.40	38.10	0.90	0.301	127.00
4221	12.70	25.40	0.90	0.177	76.20
4225	25.40	101.60	1.20	0.810	254.00
4232	25.40	50.80	2.00	0.783	152.40
4233	38.10	76.20	1.15	0.698	228.60
4474	16.00	32.00	2.00	0.475	96.00
4512	25.40	50.80	1.20	0.480	152.40
4513	25.40	76.20	1.20	0.645	203.20
4516	12.70	25.40	1.00	0.196	76.20
4547	15.00	25.00	1.50	0.301	80.00
4548	12.70	25.40	1.20	0.232	76.20
4549	22.00	30.00	1.00	0.271	104.00
4556	13.00	35.00	2.00	0.477	96.00
4560	35.00	45.00	2.00	0.824	160.00
4567	35.00	100.00	2.00	1.420	270.00
4569	30.00	50.00	2.50	1.016	160.00
4570	40.00	60.00	2.50	1.287	200.00
4571	19.00	25.40	2.20	0.477	88.80
4572	45.00	100.00	2.50	1.897	290.00
4573	60.00	100.00	5.00	4.065	320.00
4574	25.00	70.00	2.50	1.220	190.00
4576	40.00	120.00	2.50	2.100	320.00
4587	25.40	50.80	1.00	0.402	152.40
4588	44.50	101.50	1.80	1.389	292.00
4589	44.50	76.00	1.80	1.140	241.00
4590	25.40	50.80	1.40	0.557	152.40
4593	25.40	38.10	1.20	0.397	127.00
4594	20.00	38.00	2.00	0.585	116.00
4597	44.50	101.50	2.50	1.912	292.00
4600	50.00	132.00	2.00	1.930	364.00

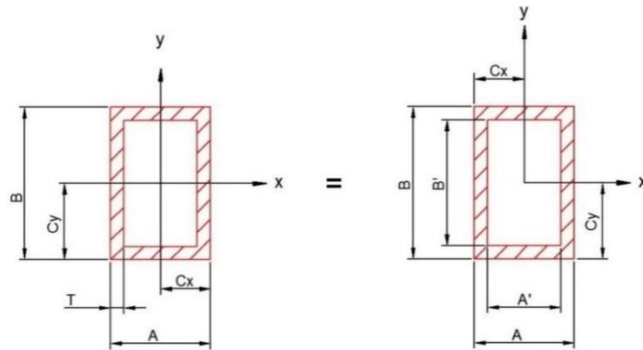


SECTION NO.	A m m	B m m	T m m	WEIGHT KG/M	OUT PERIMETER m m
4603	28.00	40.00	1.20	0.427	136.00
4707	38.10	76.20	1.10	0.668	228.60
4708	44.45	76.20	1.10	0.706	241.30
4712	25.40	101.60	1.00	0.678	254.00
4862	31.75	76.20	1.50	0.853	215.90
5684	12.00	20.00	1.00	0.162	64.00
5738	40.00	110.00	1.80	1.273	300.00
5975	15.00	20.00	1.80	0.306	70.00
6186	20.00	32.00	1.50	0.436	114.00
6340	24.00	36.00	0.80	0.253	120.00
6345	10.00	23.00	0.80	0.136	66.00
6410	24.00	36.00	0.90	0.284	120.00
6415	10.00	23.00	0.90	0.152	66.00
6431	25.40	38.10	0.90	0.301	127.00
7917	48.60	68.60	3.00	1.808	234.40
8139	12.70	19.05	1.00	0.161	63.50
8266	10.80	17.80	0.90	0.130	58.03
8327	50.00	80.00	4.00	2.643	258.28
8748	16.00	41.00	1.40	0.411	216.80
9168	111.00	148.00	4.00	5.442	518.00
9227	50.00	80.00	4.00	2.643	258.28
9592	50.00	101.60	2.80	2.228	304.80
9593	25.40	76.20	2.70	1.408	203.20
9594	25.40	101.60	1.90	1.269	254.00
9597	20.00	40.00	1.20	0.375	120.00
9598	25.40	76.20	2.00	1.058	203.20
9606	15.00	31.80	1.00	0.242	93.60
9621	25.00	50.00	1.10	0.434	150.00
9742	12.70	25.40	1.20	0.232	76.20
9751	25.40	38.10	1.20	0.387	127.00
9904	70.00	155.00	1.75	2.103	450.00
9986	15.00	100.00	1.65	0.999	230.00

Lampiran 6

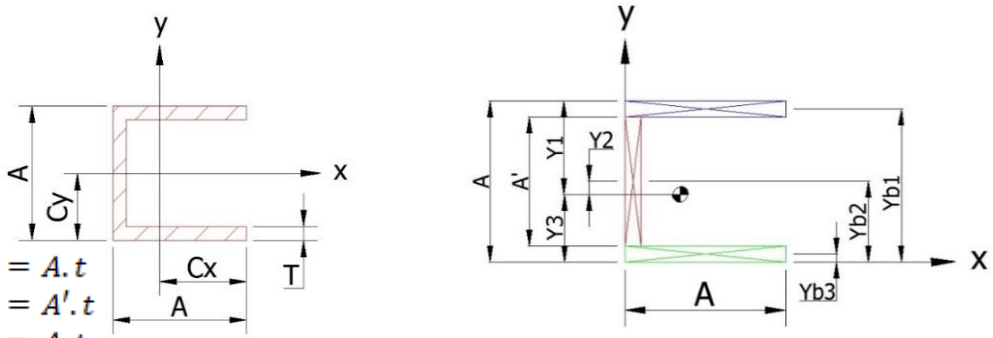
**Persamaan Perhitungan Profil Penampang**

**a. Rectangular**



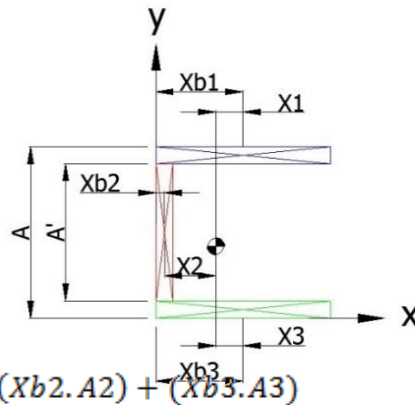
$$\begin{aligned}
 A' &= A - (t \times 2) \\
 B' &= B - (t \times 2) \\
 C_y &= \frac{B}{2} \\
 C_x &= \frac{A}{2} \\
 I_x &= \left( \frac{1}{12} \cdot b_1 \cdot h_1^3 \right) - \left( \frac{1}{12} \cdot b_2 \cdot h_2^3 \right) \\
 &= \left( \frac{1}{12} \cdot A \cdot B^3 \right) - \left( \frac{1}{12} \cdot A' \cdot B'^3 \right) \\
 I_y &= \left( \frac{1}{12} \cdot b_1^3 \cdot h_1 \right) - \left( \frac{1}{12} \cdot b_2^3 \cdot h_2 \right) \\
 &= \left( \frac{1}{12} \cdot A^3 \cdot B \right) - \left( \frac{1}{12} \cdot A'^3 \cdot B' \right) \\
 Area &= (A \cdot B) - (A' \cdot B')
 \end{aligned}$$

**b. Channel AA**



$A1 = A \cdot t$   
 $A2 = A' \cdot t$   
 $A3 = A \cdot t$   
 $Area (A Tot) = A1 + A2 + A3$   
 $Yb1 = A - (t/2)$   
 $Yb2 = A/2$   
 $Yb3 = t/2$   
 $Cy = \frac{(Yb1 \cdot A1) + (Yb2 \cdot A2) + (Yb3 \cdot A3)}{A Tot}$   
 $Y1 = \text{selisih } Yb1 \text{ dengan } Cy$   
 $Y2 = \text{selisih } Yb2 \text{ dengan } Cy$   
 $Y3 = \text{selisih } Yb3 \text{ dengan } Cy$   
 $Ix = Ix_1 + (Y1^2 \cdot A1) + Ix_2 + (Y2^2 \cdot A2) + Ix_3 + (Y3^2 \cdot A3)$   
 $= \left( \frac{1}{12} \cdot b1 \cdot h1^3 \right) + (Y1^2 \cdot A1) + \left( \frac{1}{12} \cdot b2 \cdot h2^3 \right) + (Y2^2 \cdot A2)$   
 $\quad + (1/12 \cdot b3 \cdot h3^3) + (Y3^2 \cdot A3)$   
 $= (1/12 \cdot A \cdot t^3) + (Y1^2 \cdot A1) + (1/12 \cdot t \cdot A'^3) + (Y2^2 \cdot A2) + (1/12 \cdot A \cdot t^3)$   
 $\quad + (Y3^2 \cdot A3)$





$$Xb1 = A/2$$

$$Xb2 = t/2$$

$$Xb3 = A/2$$

$$Cx = \frac{(Xb1 \cdot A1) + (Xb2 \cdot A2) + (Xb3 \cdot A3)}{A \text{ Tot}}$$

$X1 = \text{selisih } Xb1 \text{ dengan } Cx$

$X2 = \text{selisih } Xb2 \text{ dengan } Cx$

$X3 = \text{selisih } Xb3 \text{ dengan } Cx$

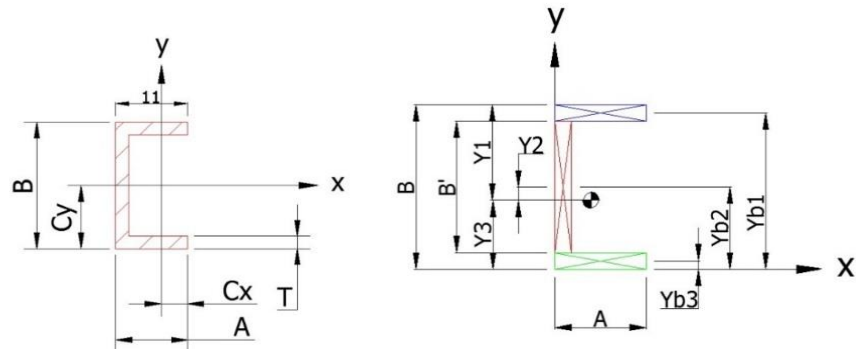
$$Iy = Iy_1 + (X1^2 \cdot A1) + Iy_2 + (X2^2 \cdot A2) + Iy_3 + (X3^2 \cdot A3)$$

$$= (1/12 \cdot b1^3 \cdot h1) + (X1^2 \cdot A1) + (1/12 \cdot b2^3 \cdot h2) + (X2^2 \cdot A2)$$

$$+ (1/12 \cdot b3^3 \cdot h3) + (X3^2 \cdot A3)$$

$$= (1/12 \cdot A^3 \cdot t) + (X1^2 \cdot A1) + (1/12 \cdot A' \cdot t^3) + (X2^2 \cdot A2) + (1/12 \cdot t \cdot A^3) + (X3^2 \cdot A3)$$

c. Channel AB



$$B' = B - (t \times 2)$$

$$A1 = A \cdot t$$

$$A2 = B' \cdot t$$

$$A3 = A \cdot t$$

$$\text{Area (A Tot)} = A1 + A2 + A3$$

$$Yb1 = B - (t/2)$$

$$Yb2 = B/2$$

$$Yb3 = t/2$$

$$C_y = \frac{(Yb1 \cdot A1) + (Yb2 \cdot A2) + (Yb3 \cdot A3)}{A \text{ Tot}}$$

$$Y1 = \text{selisih } Yb1 \text{ dengan } C_y$$

$$Y2 = \text{selisih } Yb2 \text{ dengan } C_y$$

$$Y3 = \text{selisih } Yb3 \text{ dengan } C_y$$

$$I_x = I_{x1} + (Y1^2 \cdot A1) + I_{x2} + (Y2^2 \cdot A2) + I_{x3} + (Y3^2 \cdot A3)$$

$$= (1/12 \cdot b1 \cdot h1^3) + (Y1^2 \cdot A1) + (1/12 \cdot b2 \cdot h2^3) + (Y2^2 \cdot A2)$$

$$+ (1/12 \cdot b3 \cdot h3^3) + (Y3^2 \cdot A3)$$

$$= (1/12 \cdot A \cdot t^3) + (Y1^2 \cdot A1) + (1/12 \cdot t \cdot B'^3) + (Y2^2 \cdot A2) + (1/12 \cdot A \cdot t^3) + (Y3^2 \cdot A3)$$

$$Xb1 = A/2$$

$$Xb2 = t/2$$

$$Xb3 = A/2$$

$$C_x = \frac{(Xb1 \cdot A1) + (Xb2 \cdot A2) + (Xb3 \cdot A3)}{A \text{ Tot}}$$

$$X1 = \text{selisih } Xb1 \text{ dengan } C_x$$

$$X2 = \text{selisih } Xb2 \text{ dengan } C_x$$

$$X3 = \text{selisih } Xb3 \text{ dengan } C_x$$

$$I_y = I_{y1} + (X1^2 \cdot A1) + I_{y2} + (X2^2 \cdot A2) + I_{y3} + (X3^2 \cdot A3)$$

$$= (1/12 \cdot b1^3 \cdot h1) + (X1^2 \cdot A1) + (1/12 \cdot b2^3 \cdot h2) + (X2^2 \cdot A2)$$

$$+ (1/12 \cdot b3^3 \cdot h3) + (X3^2 \cdot A3)$$

$$= (1/12 \cdot A^3 \cdot t) + (X1^2 \cdot A1) + (1/12 \cdot B'^3 \cdot t) + (X2^2 \cdot A2) + (1/12 \cdot t \cdot A^3) + (X3^2 \cdot A3)$$

## desain sebelumnya beban statis



Analyzed File:	Assembly
Autodesk Inventor Version:	2015 (Build 190159000, 159)
Creation Date:	24/08/2017,
Simulation Author:	ACER
Summary:	

### Project Info (iProperties)

#### Summary

Author	DarkArchon
--------	------------

#### Project

Part Number	Assembly
Designer	DarkArchon
Cost	Rp0
Date Created	

#### Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

#### Physical

Center of Gravity	x=221,397 mm y=-61,1327 mm z=-226,943 mm
-------------------	--

#### statis

##### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	24/08/2017,
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No

Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

**Mesh settings:**

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

**Material(s)**

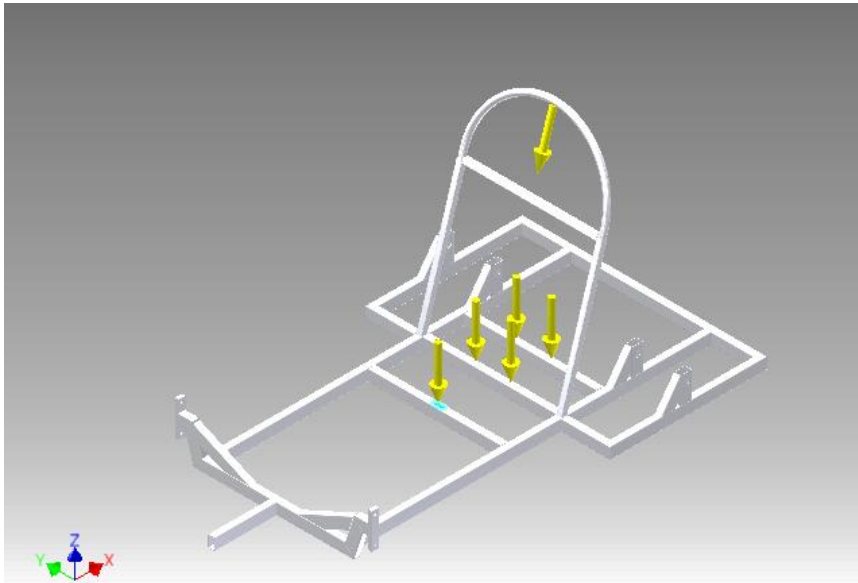
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa

**Operating conditions**

**Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	686.700 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-686.700 N

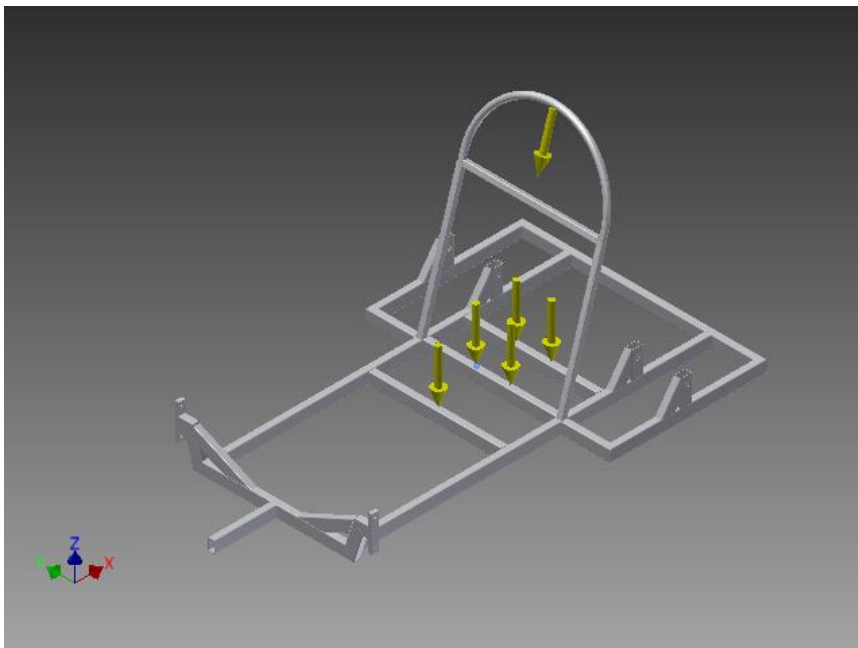
**Selected Face(s)**



**Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	49.050 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-49.050 N

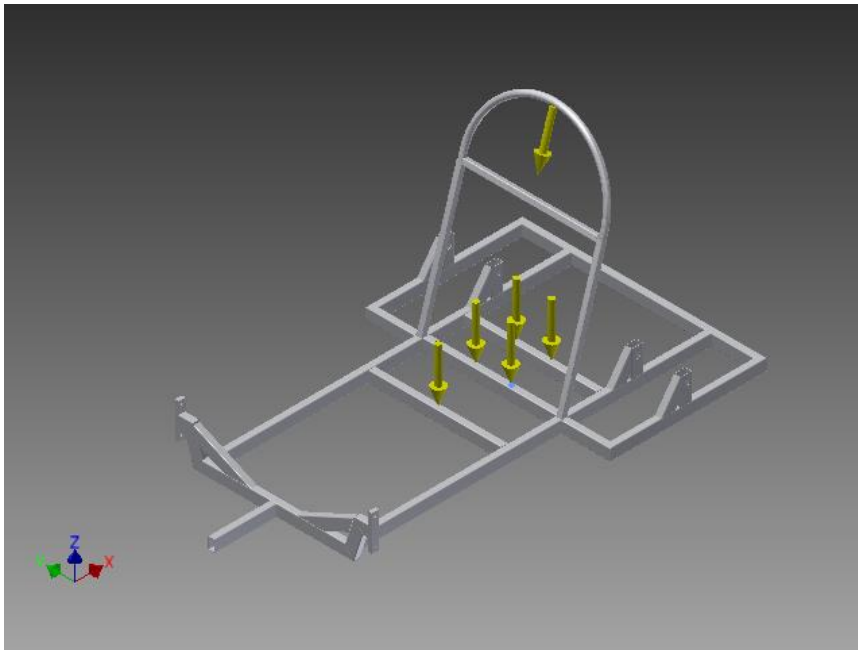
**Selected Face(s)**



**Force:4**

Load Type	Force
Magnitude	49.050 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-49.050 N

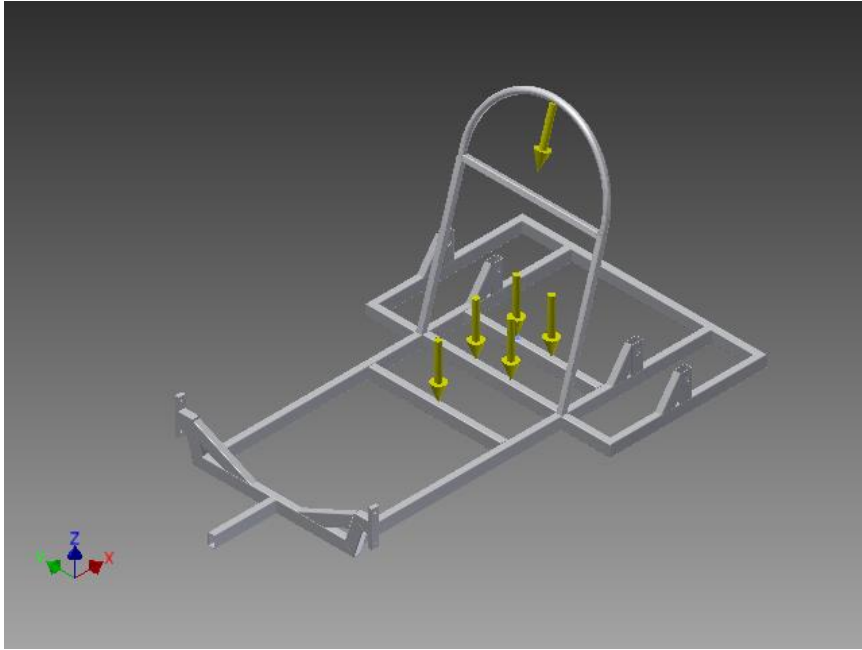
**Selected Face(s)**



**Force:5**

Load Type	Force
Magnitude	49.050 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-49.050 N

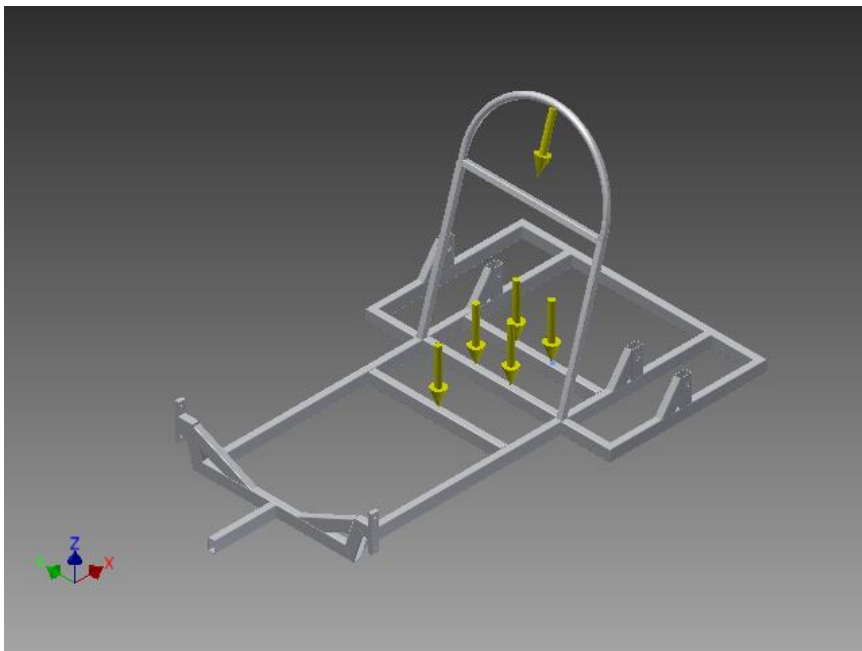
**Selected Face(s)**



**Force:6**

Load Type	Force
Magnitude	49.050 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-49.050 N

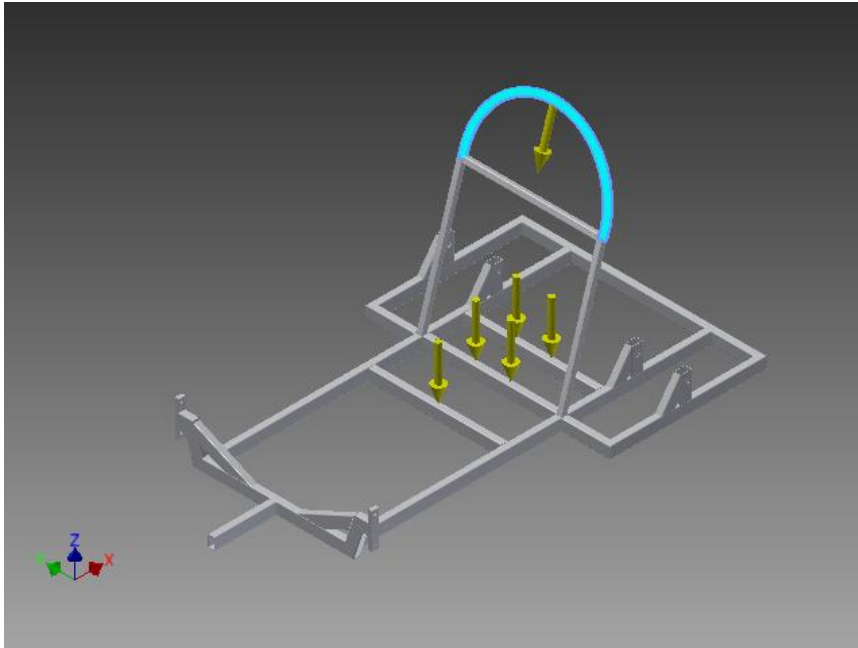
**Selected Face(s)**



**Force:2**

Load Type	Force
Magnitude	700.000 N
Vector X	-204.660 N
Vector Y	-0.000 N
Vector Z	-669.413 N

**Selected Face(s)**

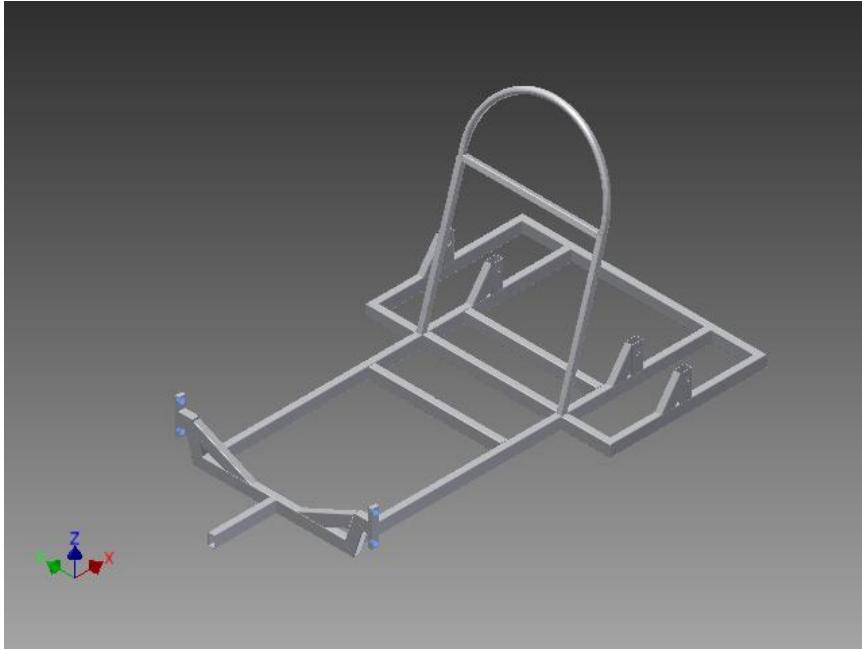


**Fixed Constraint:1**

Constraint Type	Fixed Constraint
-----------------	------------------

**Selected Face(s)**

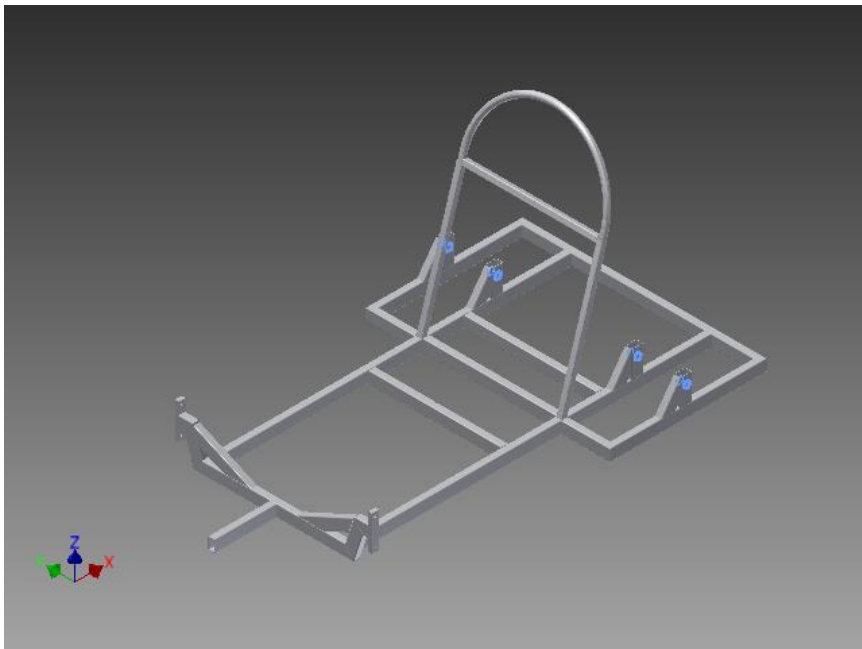




**Fixed Constraint:2**

Constraint Type Fixed Constraint

**Selected Face(s)**



## ☐ Results

### ☐ Reaction Force and Moment on Constraints

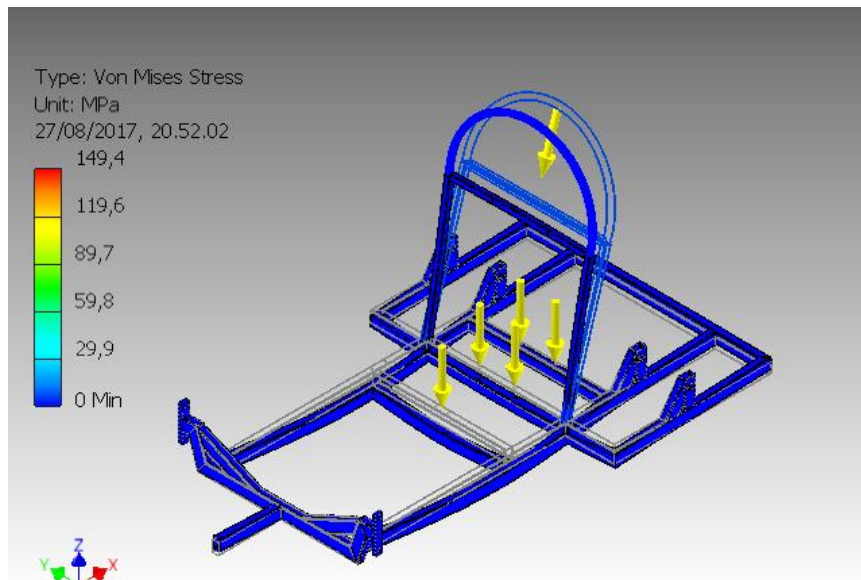
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Fixed Constraint:1	378,123 N	-274,25 N	6,16021 N m	0 N m
		0 N		-6,16021 N m
		260,314 N		0 N m
Fixed Constraint:2	1378,32 N	480,628 N	293,249 N m	0 N m
		0 N		293,249 N m
		1291,8 N		0 N m

### ☐ Result Summary

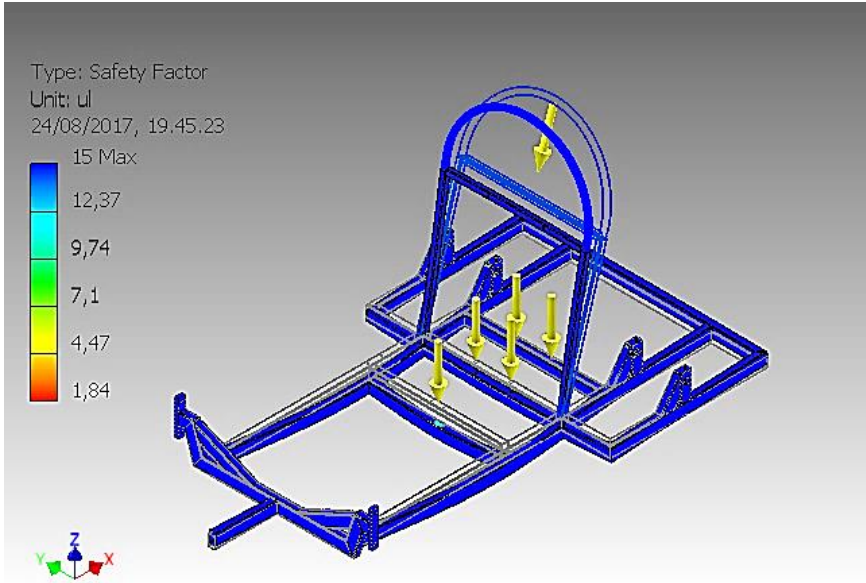
Name	Minimum	Maximum
Mass	9,63527 kg	
Von Mises Stress	0,000324683 MPa	149,4565 MPa
Displacement	0 mm	12,1462 mm
Safety Factor	1,84	15

## ☐ Figures

### ☐ Von Mises Stress



☐ Safety Factor



## Desain Optimasi Beban Statis



Analyzed File:	optimasi
Autodesk Inventor Version:	2015 (Build 190159000, 159)
Creation Date:	24/08/2017
Simulation Author:	ACER
Summary:	

### Project Info (iProperties)

#### Summary

Author	ACER
--------	------

#### Project

Part Number	optimasi acc bismillah
Designer	ACER
Cost	Rp0
Date Created	21/08/2017

#### Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

#### Physical

Mass	6,7531kg
Center of Gravity	x=185,052 mm y=-71,4355 mm z=-208,242 mm

#### statis

##### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	23/08/2017

Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

### Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

### Material(s)

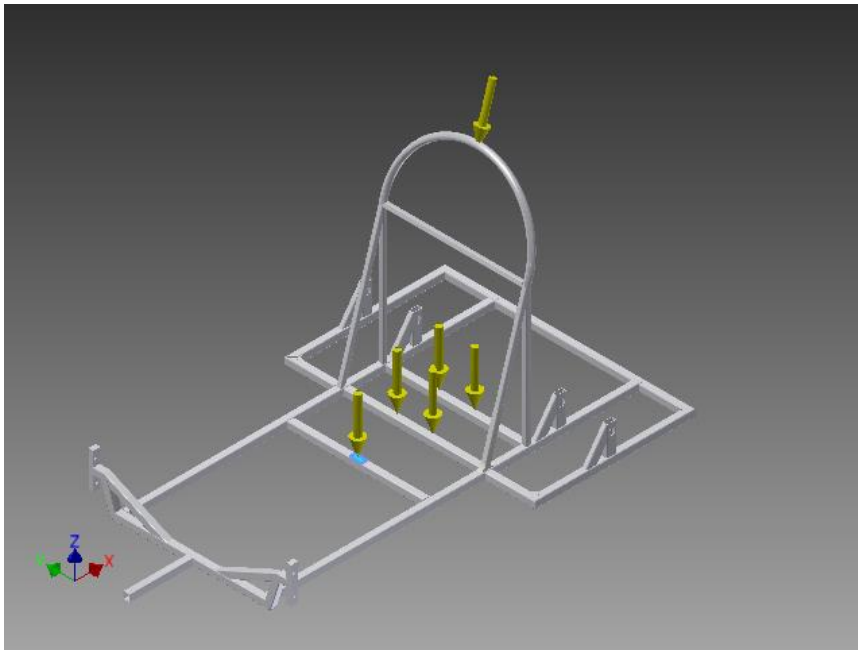
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa

### Operating conditions

#### Force:1

Load Type	Force
Magnitude	824,040 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	-824,040 N

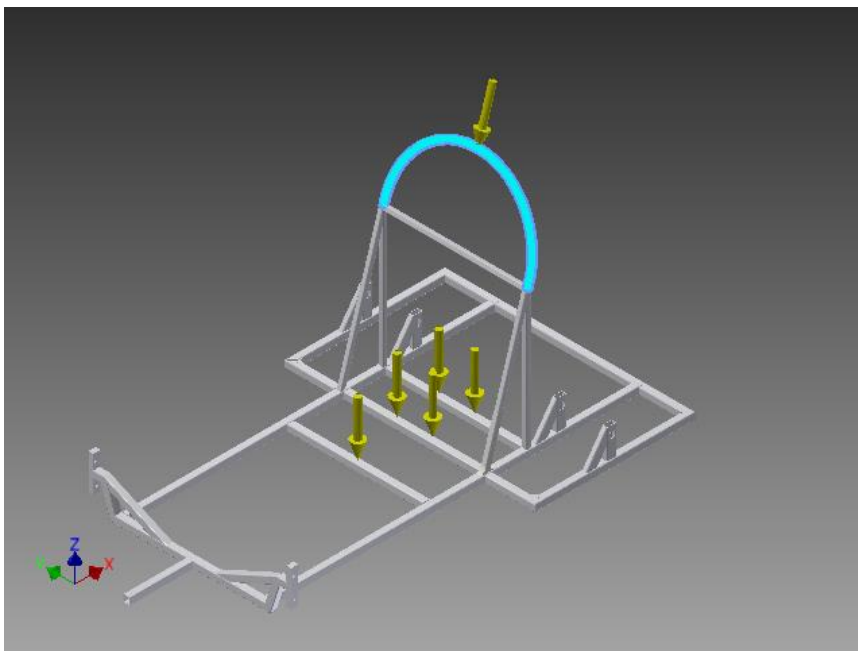
☐ Selected Face(s)



☐ Force:2

Load Type	Force
Magnitude	700,000 N
Vector X	-0,292 N
Vector Y	-0,000 N
Vector Z	-0,956 N

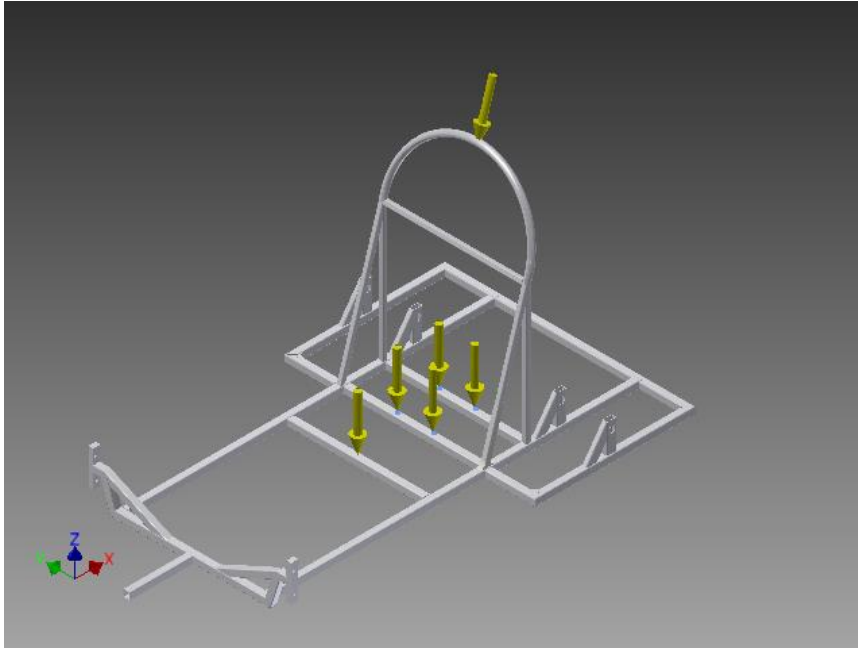
☐ Selected Face(s)



☐ **Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	58,860 N
Vector X	-0,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	-58,860 N

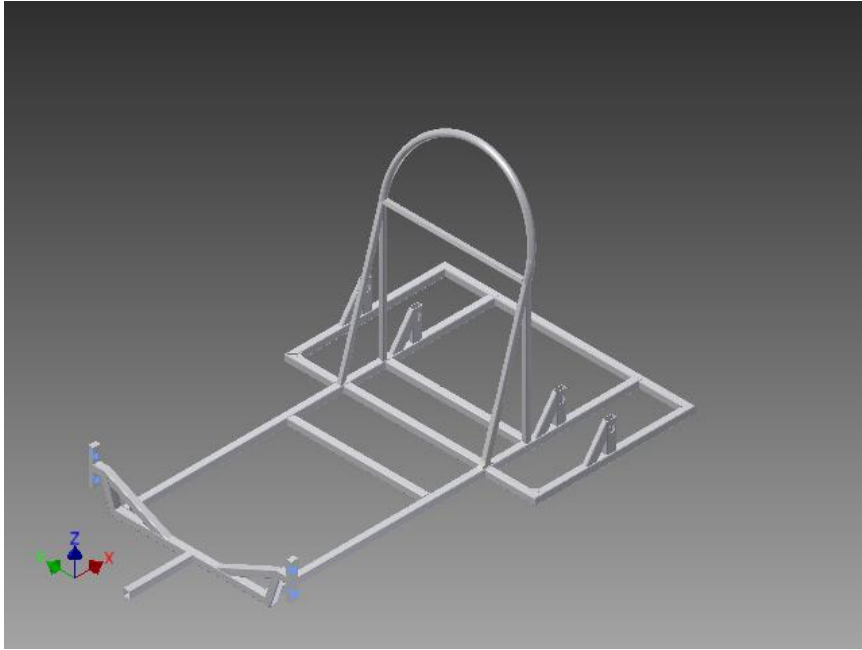
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Frictionless Constraint:1**

Constraint Type	Frictionless Constraint
-----------------	-------------------------

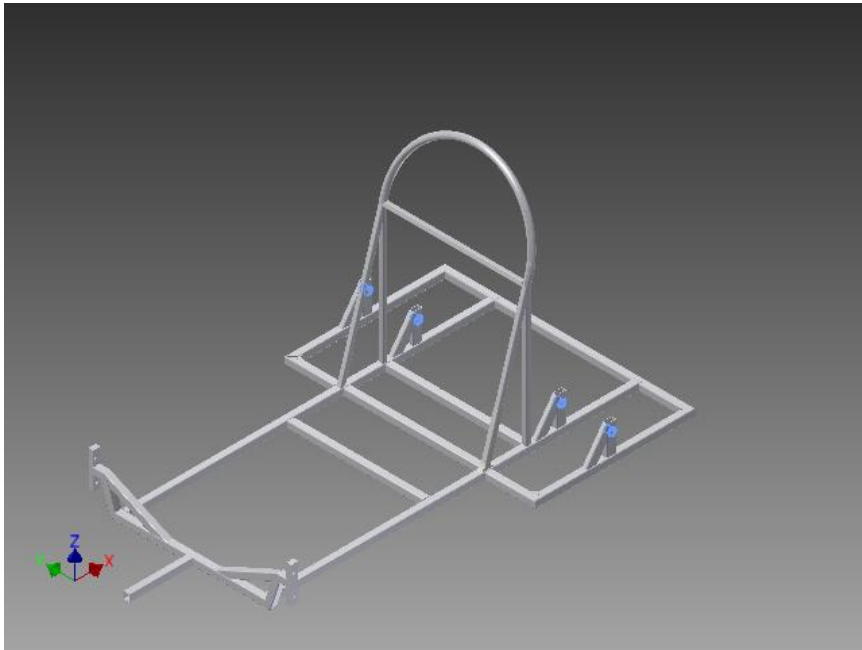
☐ **Selected Face(s)**



**Pin Constraint:1**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

**Selected Face(s)**





## ☐ Results

### ☐ Reaction Force and Moment on Constraints

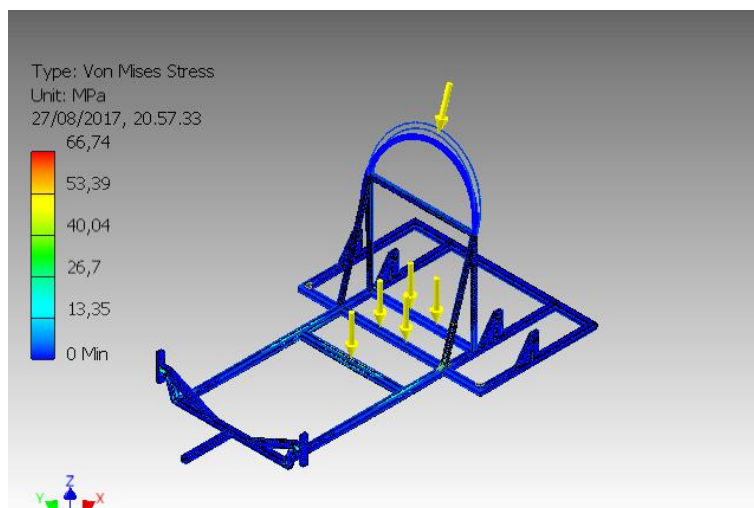
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Frictionless Constraint:1	1182,5 N	-1155,58 N	65,1043 N m	8,90806 N m
		0 N		61,5523 N m
		250,897 N		19,249 N m
Pin Constraint:1	1315,34 N	1153,1 N	28,585 N m	-17,0992 N m
		0 N		0 N m
		632,839 N		-22,9068 N m

### ☐ Result Summary

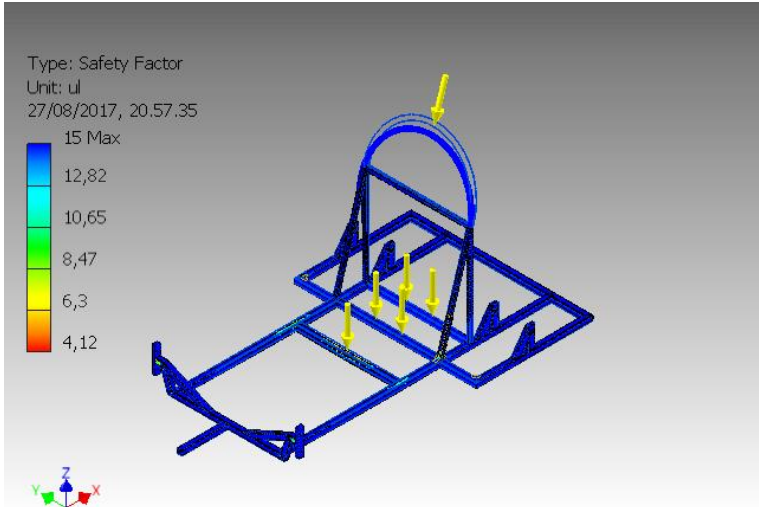
Name	Minimum	Maximum
Mass	6,7531 kg	
Von Mises Stress	0,000626231 MPa	66,7475 MPa
Displacement	0,0166079 mm	6,3274 mm
Safety Factor	4,12	15

## ☐ Figures

### ☐ Von Mises Stress



☐ Safety Factor



## Desain Sebelumnya Beban Percepatan



Analyzed File:	Assembly
Autodesk Inventor Version:	2015 (Build 190159000, 159)
Creation Date:	24/08/2017
Simulation Author:	ACER
Summary:	

### ☐ Project Info (iProperties)

#### ☐ Summary

Author	DarkArchon
--------	------------

#### ☐ Project

Part Number	Assembly
Designer	DarkArchon
Cost	Rp0
Date Created	02/05/2016

#### ☐ Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

#### ☐ Physical

Mass	9,63531 kg
Center of Gravity	x=221,397 mm y=-61,1327 mm z=-226,943 mm

#### ☐ percepatan

##### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis

Last Modification Date	24/08/2017
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

### Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

### Material(s)

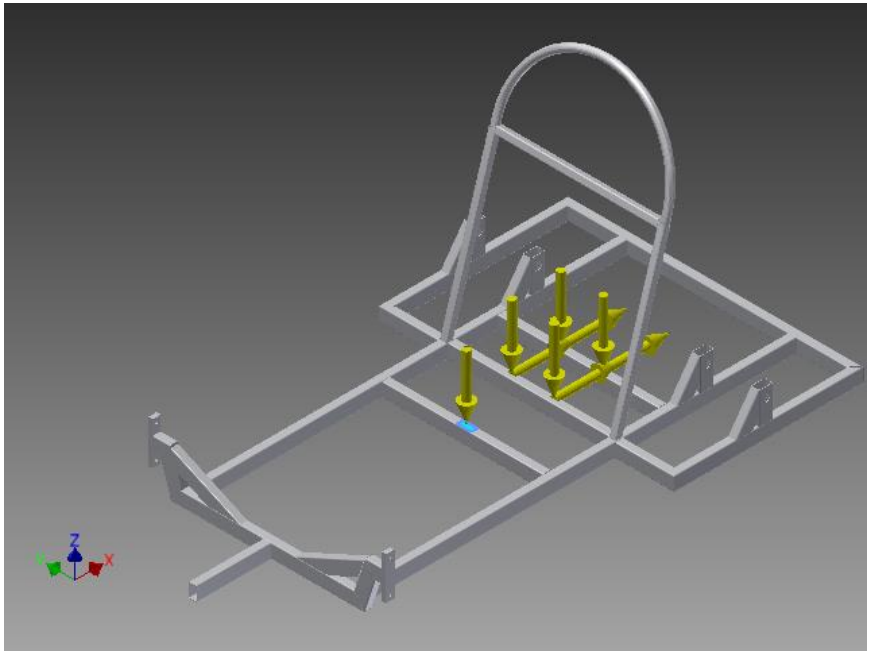
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa

### Operating conditions

#### Force:1

Load Type	Force
Magnitude	823,040 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-5000.000 N

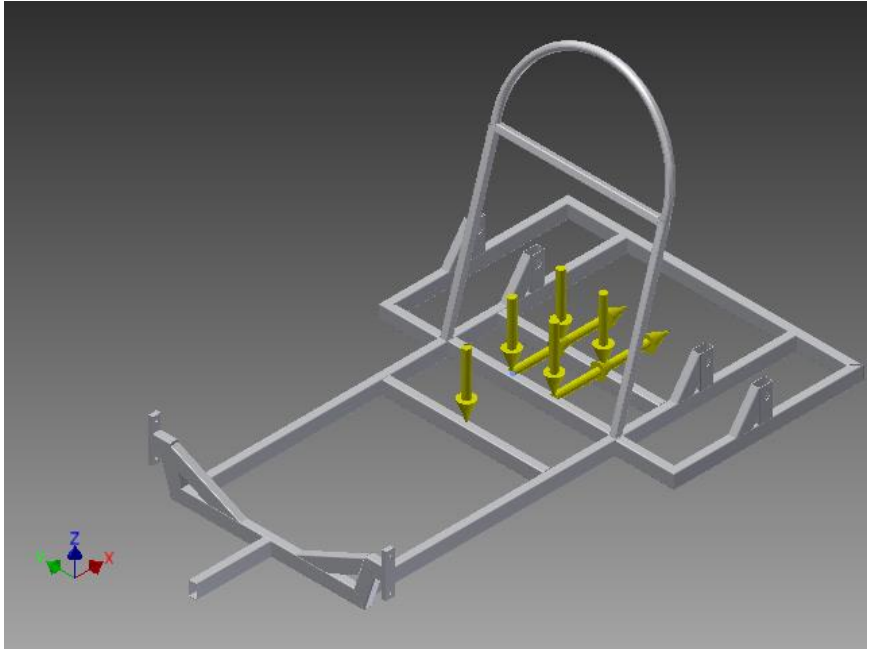
#### Selected Face(s)



**Force:2**

Load Type	Force
Magnitude	35.390 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-35.390 N

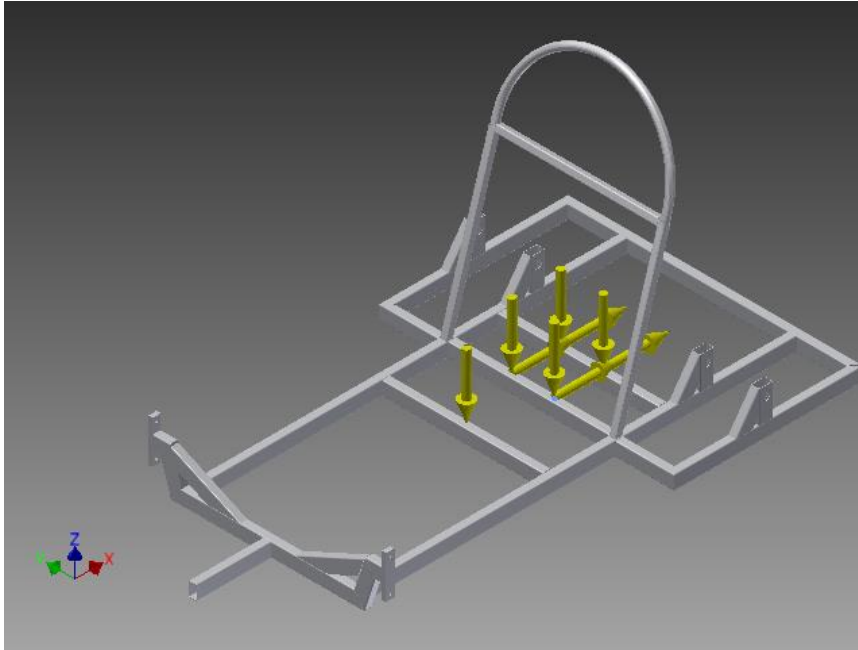
**Selected Face(s)**



☐ **Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	35.390 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-35.390 N

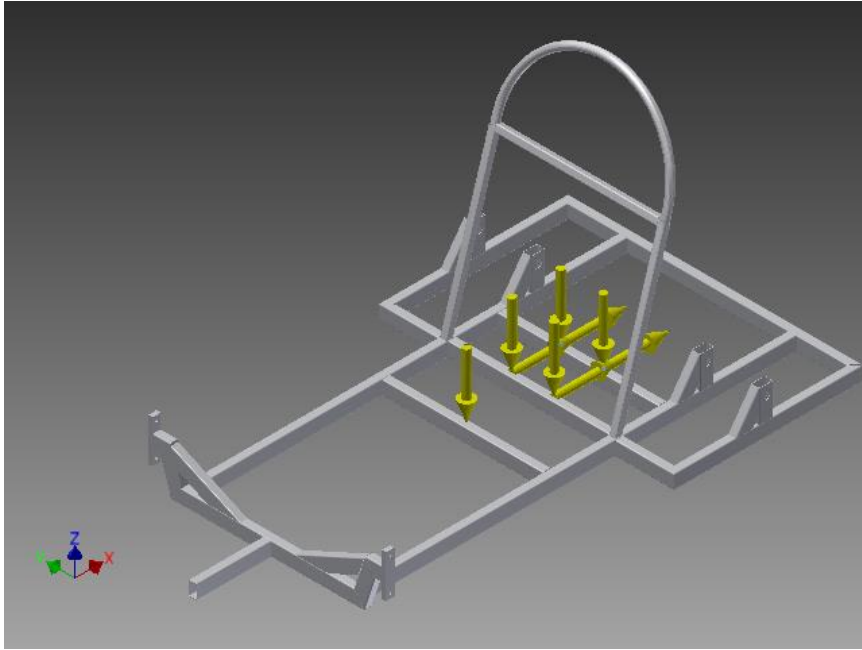
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Force:4**

Load Type	Force
Magnitude	194.150 N
Vector X	-0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-194.150 N

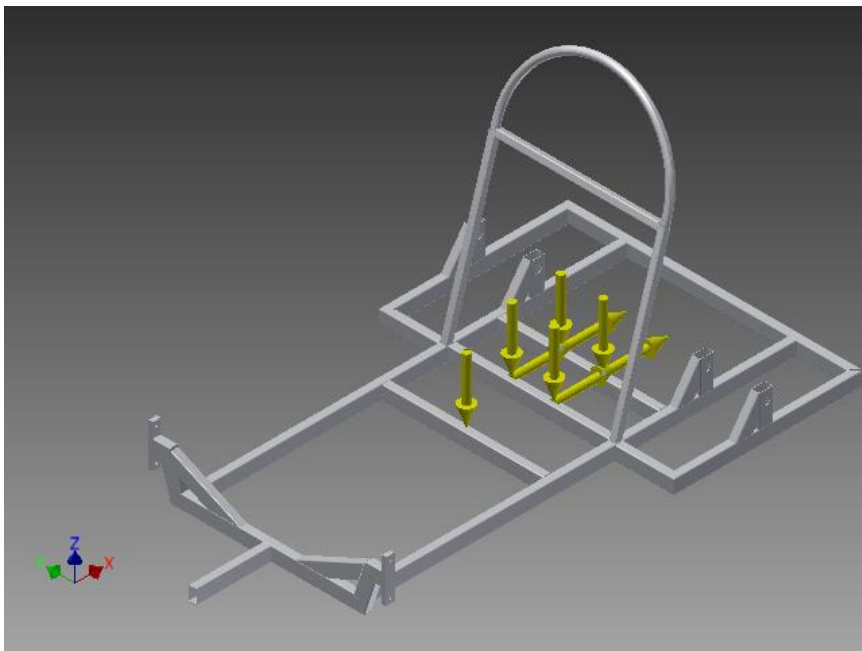
☐ **Selected Face(s)**



**Force:5**

Load Type	Force
Magnitude	142.860 N
Vector X	142.860 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	0.000 N

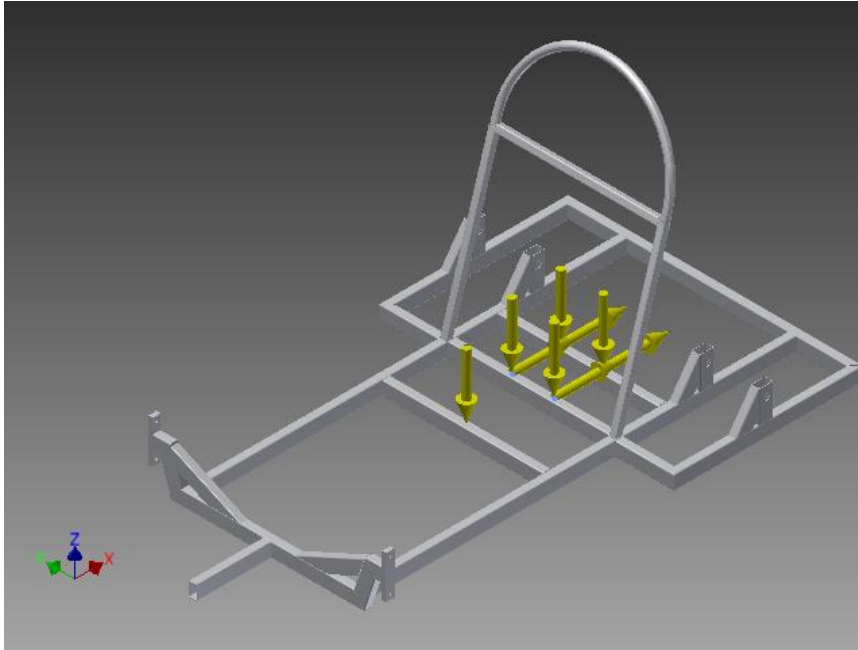
**Selected Face(s)**



☐ **Force:6**

Load Type	Force
Magnitude	56.860 N
Vector X	56.860 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	0.000 N

☐ **Selected Face(s)**

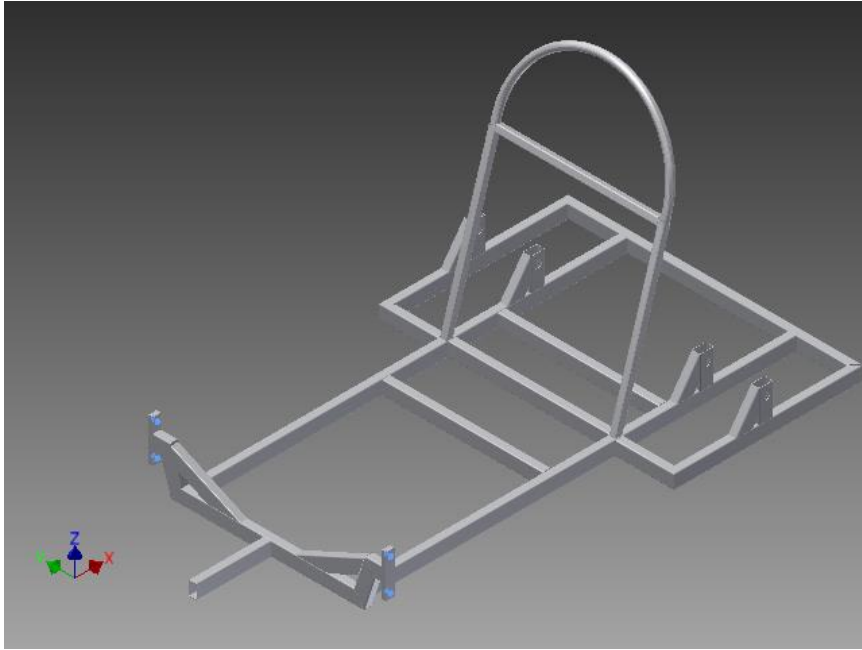


☐ **Frictionless Constraint:1**

Constraint Type	Frictionless Constraint
-----------------	-------------------------

☐ **Selected Face(s)**

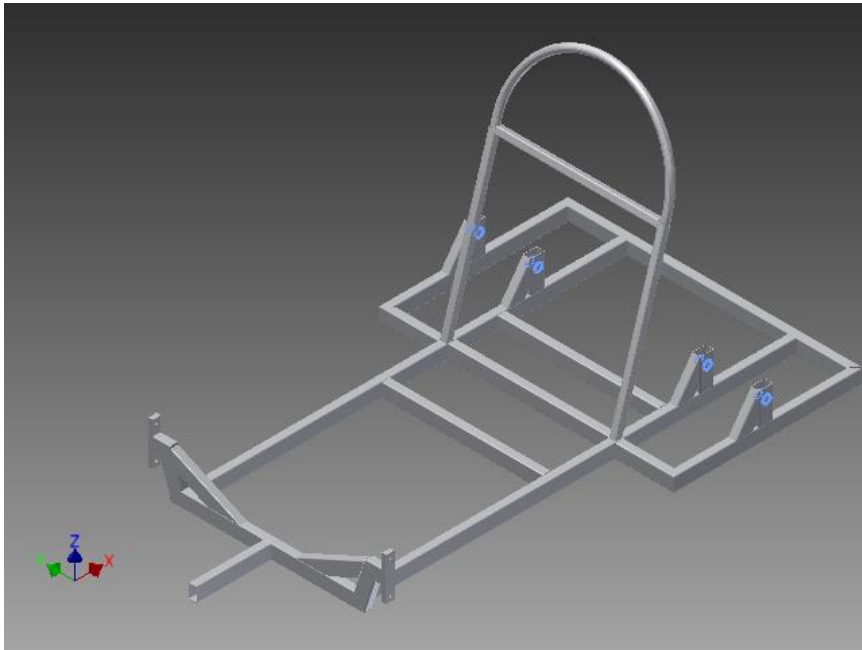




**Pin Constraint:1**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

**Selected Face(s)**



## ☐ Results

### ☐ Reaction Force and Moment on Constraints

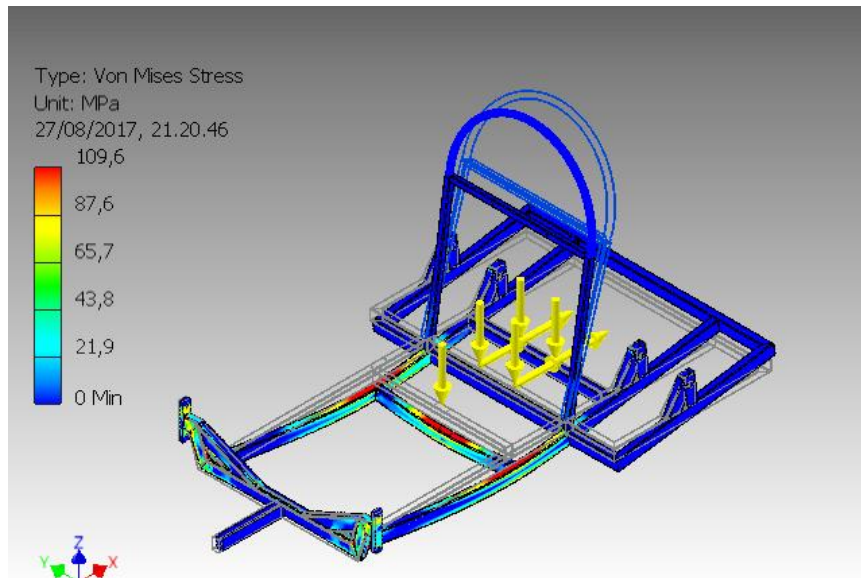
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Frictionless Constraint:1	5088,84 N	-4609,75 N	167,897 N m	0 N m
		0 N		167,897 N m
		2155,59 N		0 N m
Pin Constraint:1	5406,91 N	4424,44 N	0 N m	0 N m
		0 N		0 N m
		3107,9 N		0 N m

### ☐ Result Summary

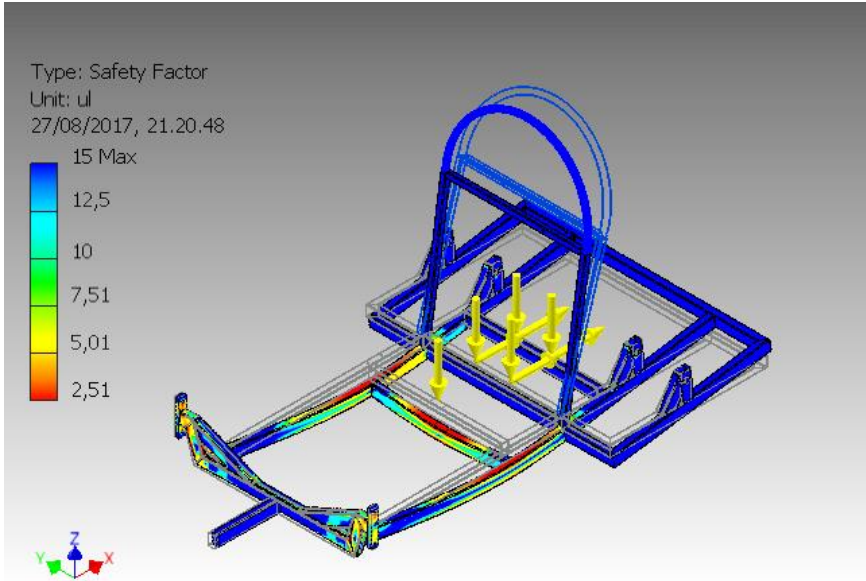
Name	Minimum	Maximum
Mass	9,6353 kg	
Von Mises Stress	0,00327268 MPa	109,5617 MPa
Displacement	0,1373 mm	4,5111 mm
Safety Factor	2,51	15

## ☐ Figures

### ☐ Von Mises Stress



☐ Safety Factor



## Desain Optimasi Beban Percepatan



Analyzed File:	optimasi
Autodesk Inventor Version:	2015 (Build 190159000, 159)
Creation Date:	24/08/2017
Simulation Author:	ACER
Summary:	

### Project Info (iProperties)

#### Summary

Author	ACER
--------	------

#### Project

Part Number	optimasi acc bismillah
Designer	ACER
Cost	Rp0
Date Created	21/08/2017

#### Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

#### Physical

Center of Gravity	x=185,052 mm y=-71,4355 mm z=-208,242 mm
-------------------	--

### percepatan fc 1,2

#### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	24/08/2017,

Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

#### **Mesh settings:**

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

#### **Material(s)**

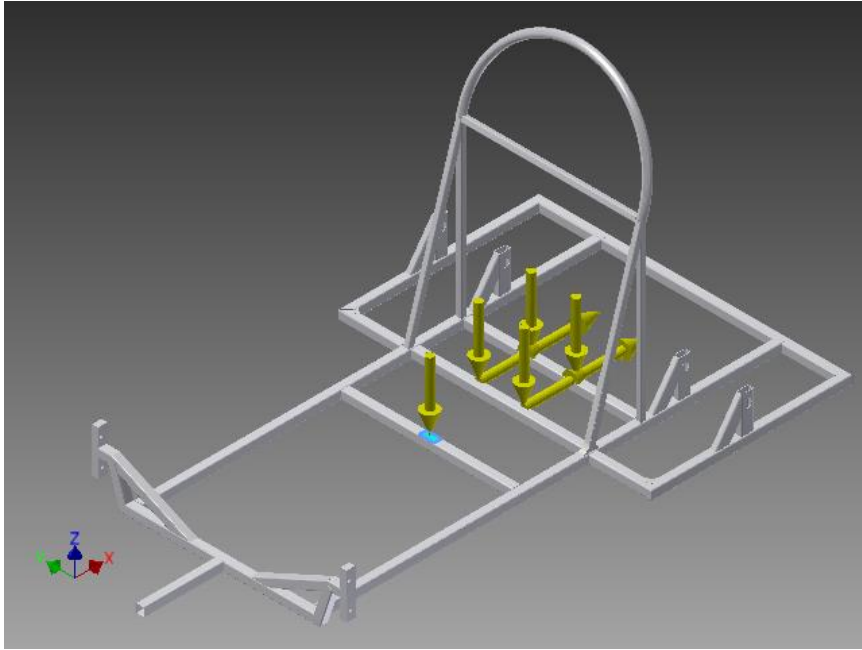
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa

#### **Operating conditions**

##### **Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	824.041 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-824.041 N

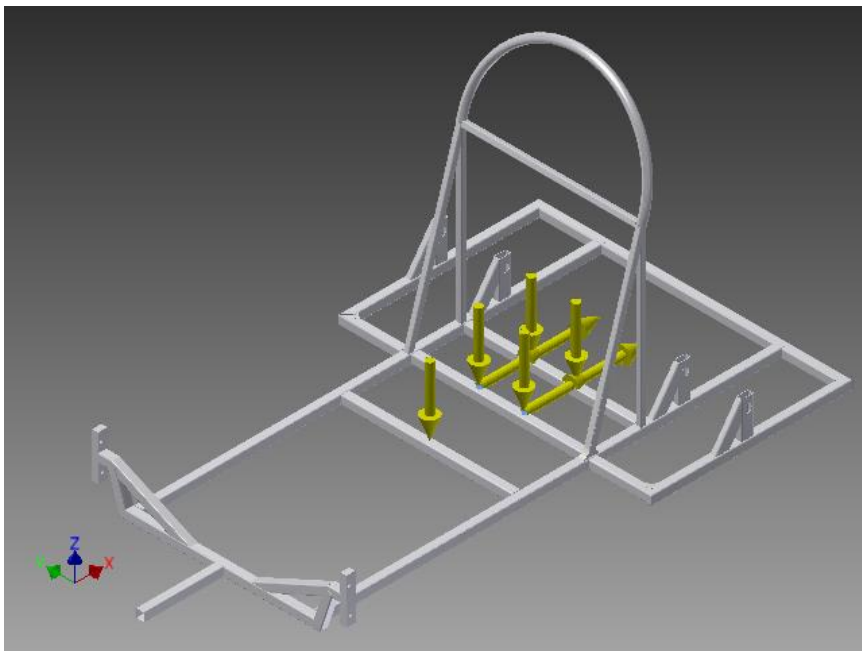
##### **Selected Face(s)**



**Force:2**

Load Type	Force
Magnitude	35.390 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-35.390 N

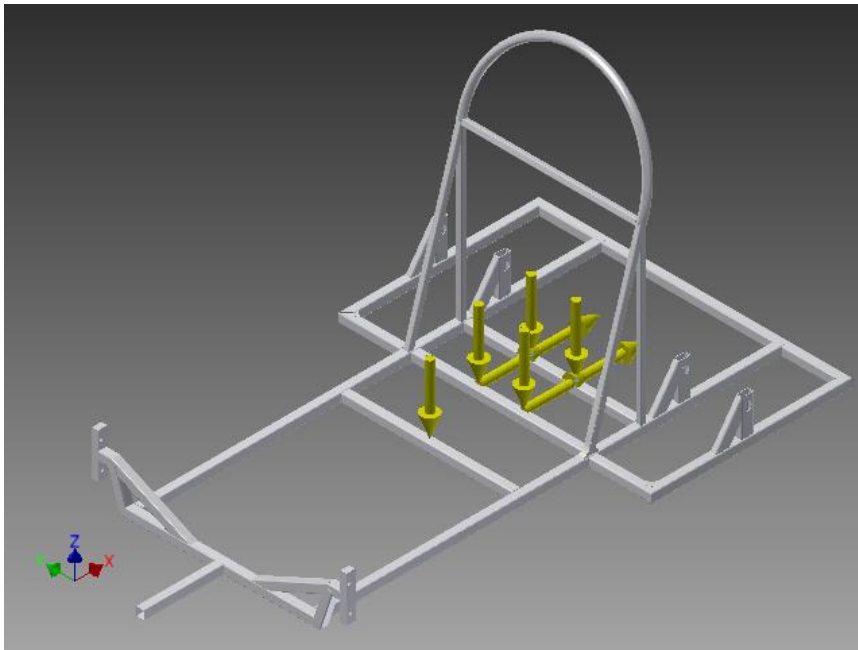
**Selected Face(s)**



☐ **Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	149.150 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-149.150 N

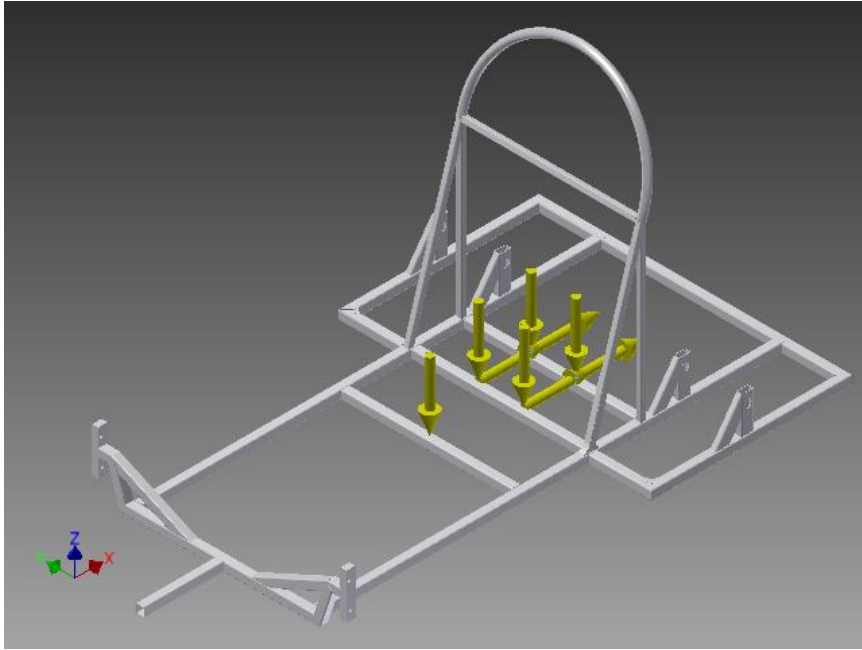
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Force:4**

Load Type	Force
Magnitude	142.860 N
Vector X	142.860 N
Vector Y	-0.000 N
Vector Z	0.000 N

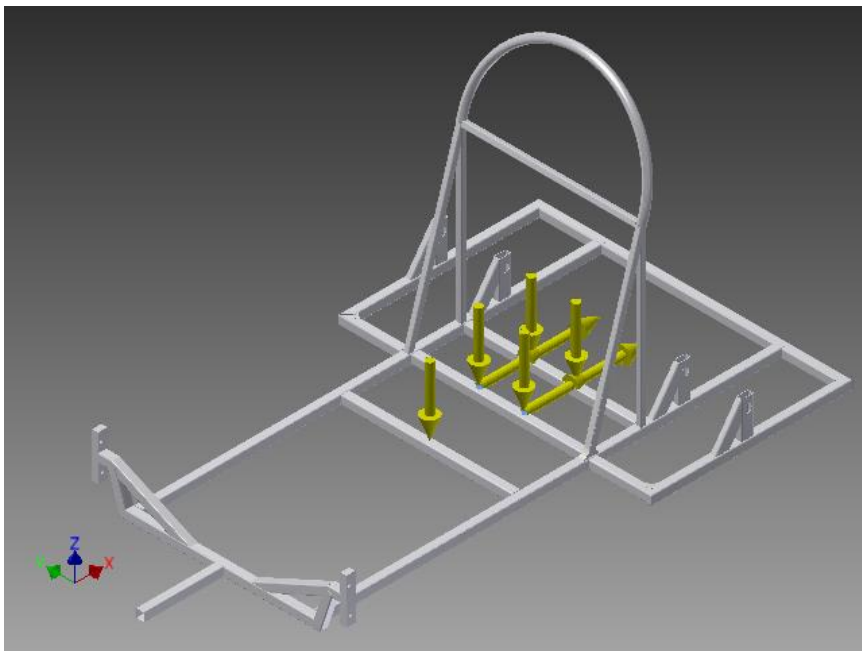
☐ **Selected Face(s)**



**Force:5**

Load Type	Force
Magnitude	56.860 N
Vector X	56.860 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	0.000 N

**Selected Face(s)**

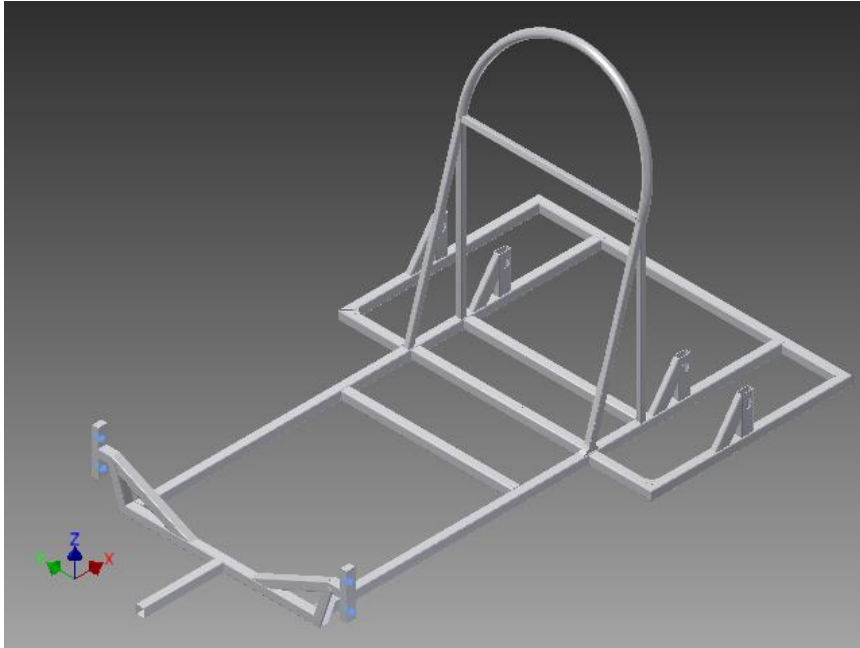




☐ **Frictionless Constraint:1**

Constraint Type	Frictionless Constraint
-----------------	-------------------------

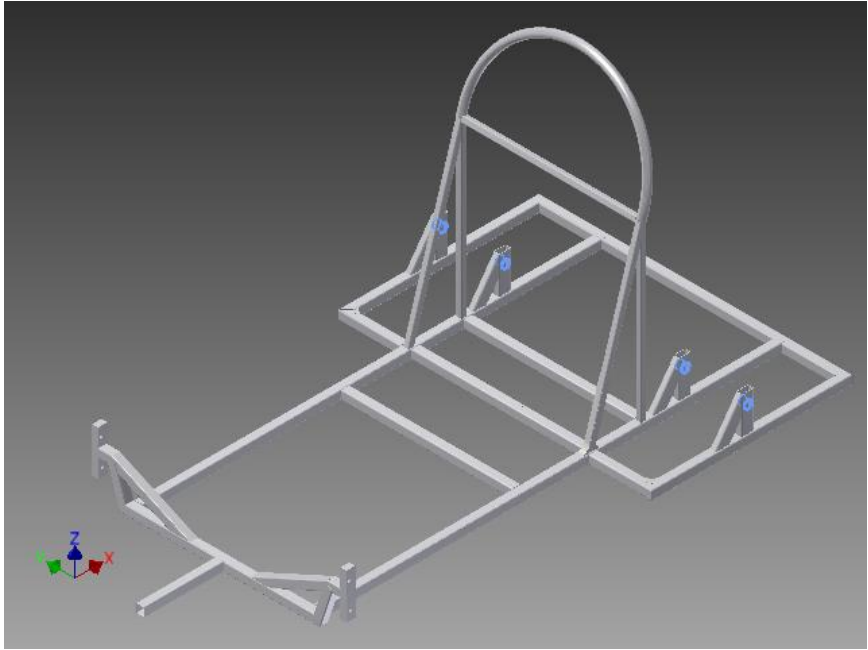
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Pin Constraint:1**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

☐ **Selected Face(s)**



☐ **Results**

☐ **Reaction Force and Moment on Constraints**

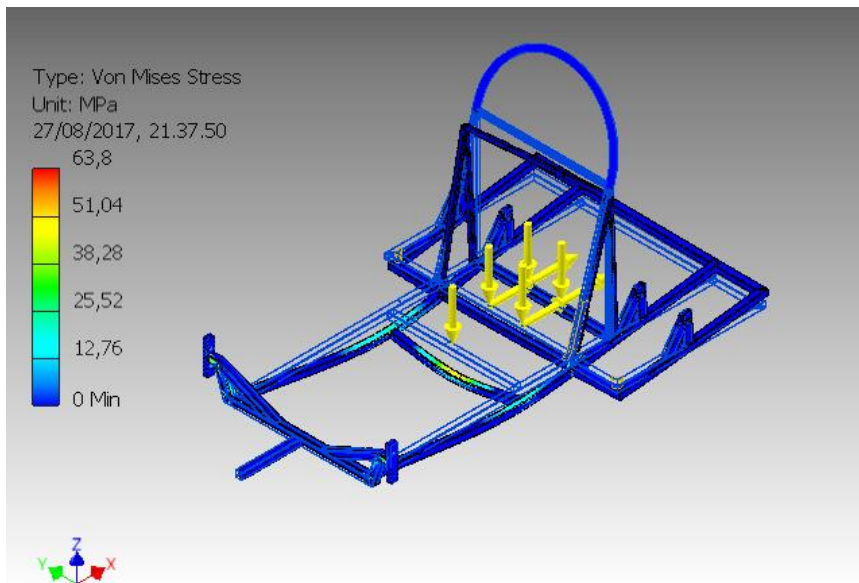
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Frictionless Constraint:1	1355,04 N	-1329,3 N	77,7952 N m	10,2818 N m
		0 N		74,6138 N m
		262,846 N		19,4718 N m
Pin Constraint:1	1353,49 N	1129,84 N	29,7719 N m	-17,5564 N m
		0 N		0 N m
		745,24 N		-24,0446 N m

☐ **Result Summary**

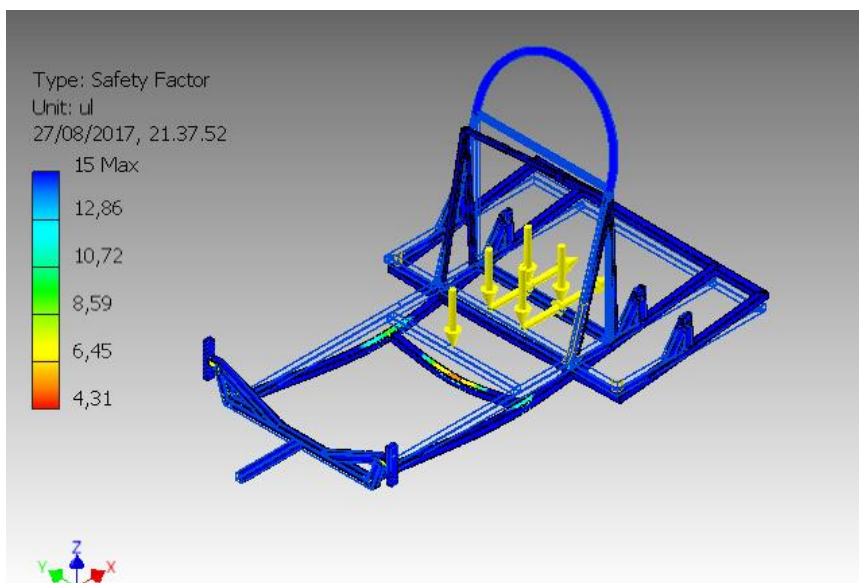
Name	Minimum	Maximum
Mass	6,7531 kg	
Von Mises Stress	0 MPa	63,8051MPa
Displacement	0 mm	2,10502 mm
Safety Factor	4,31	15

## Figures

### ☐ Von Mises Stress



### ☐ Safety Factor



---

## Desain Sebelumnya Beban Perlambatan



Analyzed File:	Assembly.iam
Autodesk Inventor Version:	2015 (Build 190159000, 159)
Creation Date:	24/08/2017
Simulation Author:	ACER
Summary:	

---

### ☐ Project Info (iProperties)

#### ☐ Summary

Author	DarkArchon
--------	------------

#### ☐ Project

Part Number	Assembly
Designer	DarkArchon
Cost	Rp0

#### ☐ Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

#### ☐ Physical

Mass	9,63531 kg
Center of Gravity	x=221,397 mm y=-61,1327 mm z=-226,943 mm

### ☐ perlambatan fc 1,2

#### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	24/08/2017
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

**Mesh settings:**

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

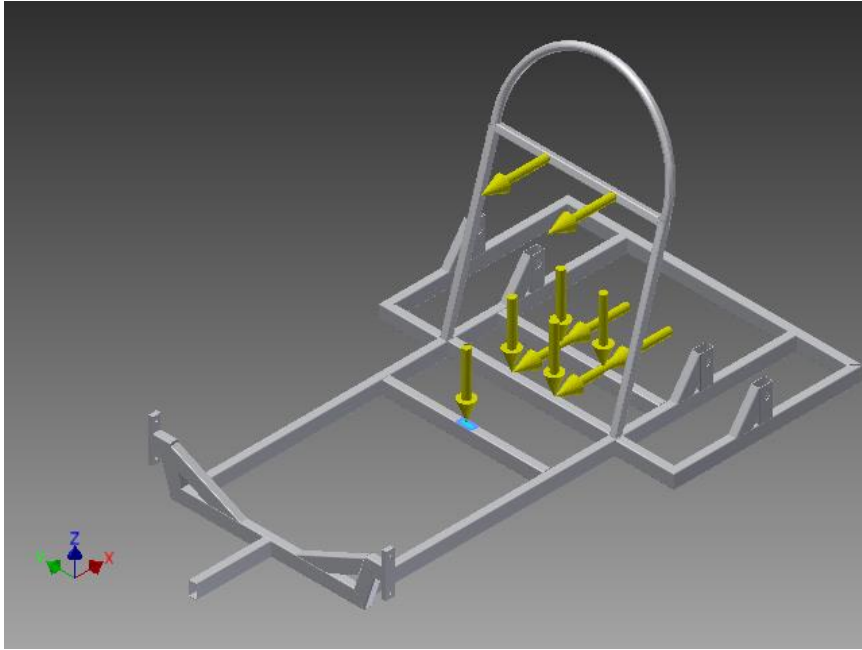
**Material(s)**

Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa

**Operating conditions****Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	823,040N
Vector X	0,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	-5000,000 N

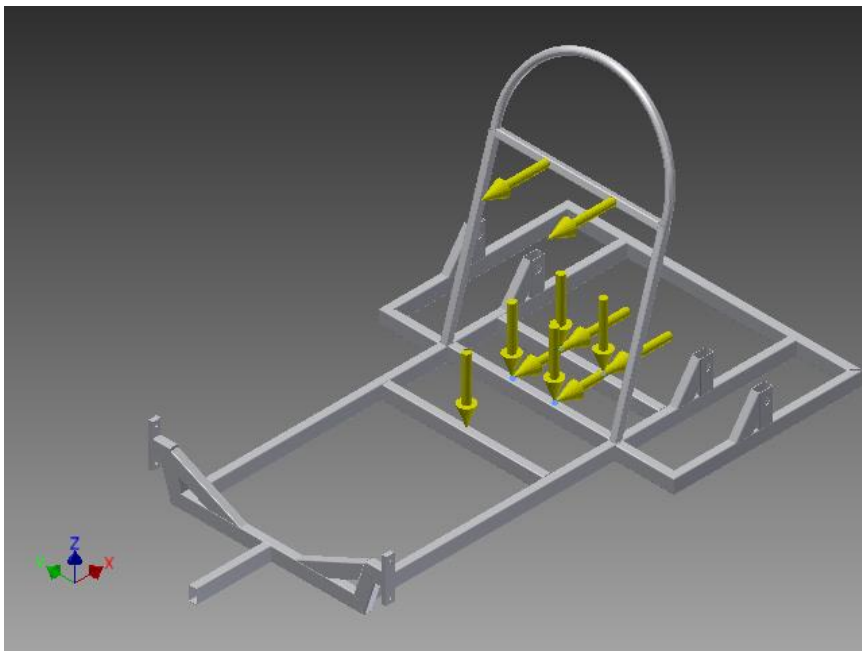
**Selected Face(s)**



☐ **Force:2**

Load Type	Force
Magnitude	58,860 N
Vector X	-0,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	-58,860 N

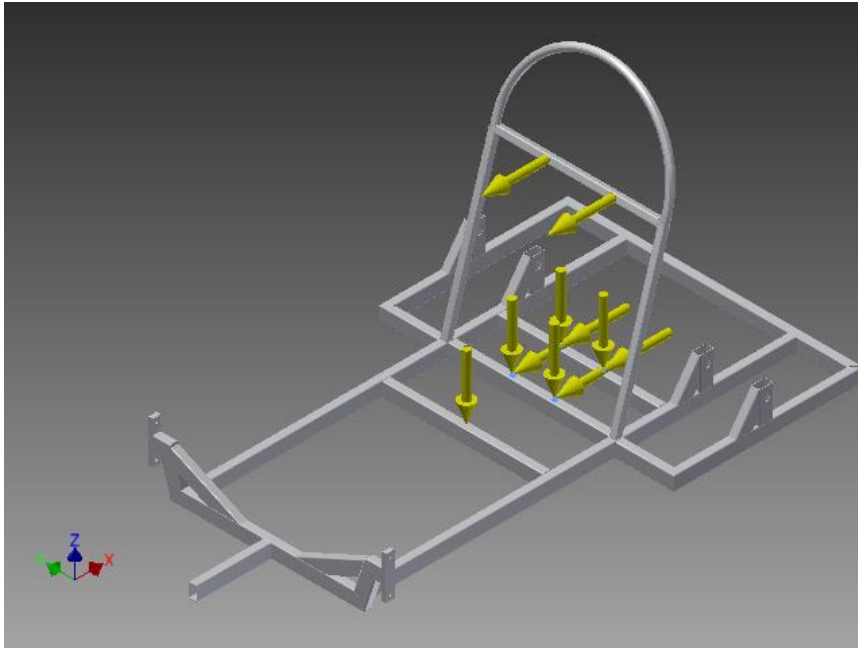
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	30,000 N
Vector X	-30,000 N
Vector Y	-0,000 N
Vector Z	-0,000 N

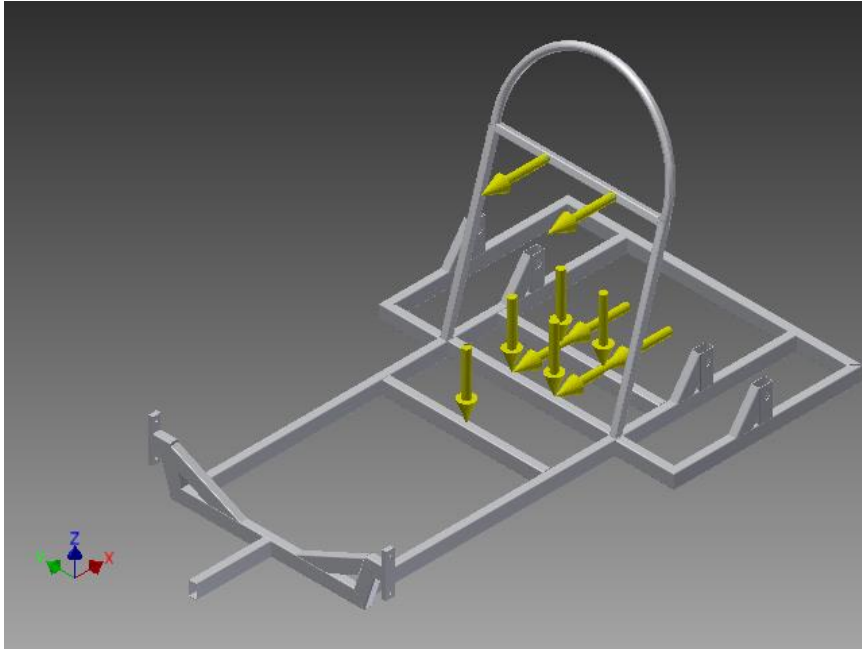
**Selected Face(s)**



**Force:4**

Load Type	Force
Magnitude	210,000 N
Vector X	-210,000 N
Vector Y	-0,000 N
Vector Z	-0,000 N

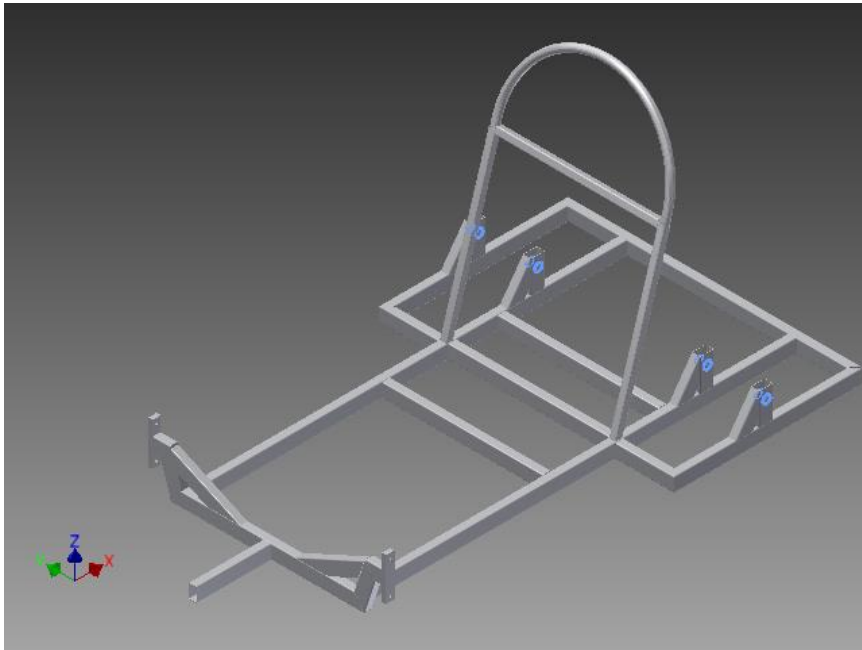
**Selected Face(s)**



**Pin Constraint:1**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

**Selected Face(s)**

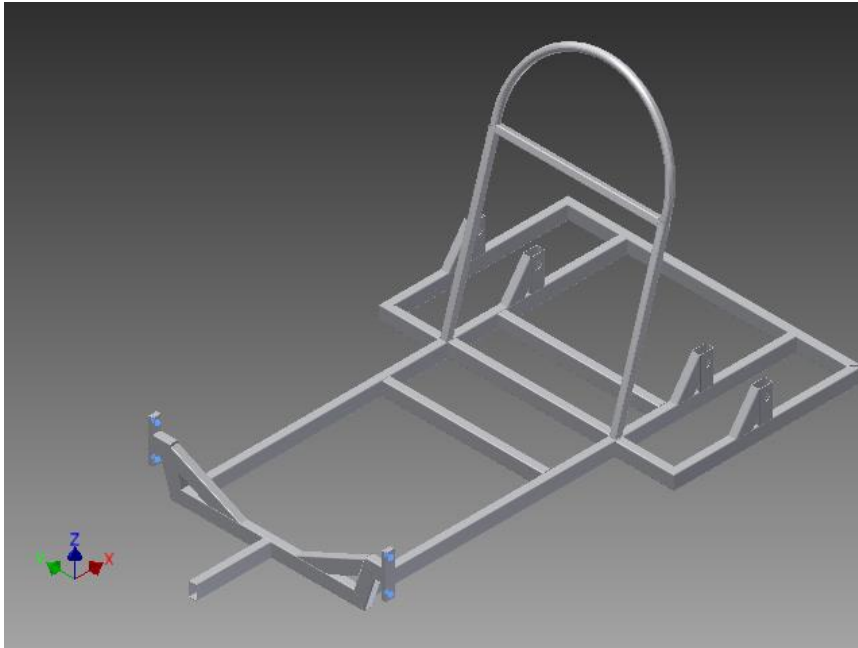


**Frictionless Constraint:1**

Constraint Type	Frictionless Constraint
-----------------	-------------------------



☐ Selected Face(s)



☐ Results

☐ Reaction Force and Moment on Constraints

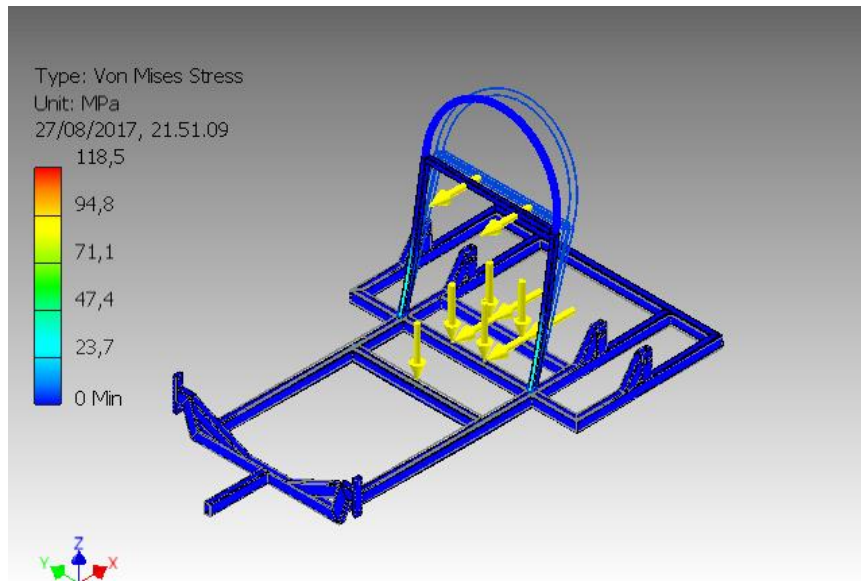
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Pin Constraint:1	5597,27 N	4815,96 N	6,72694 N m	0 N m
		0 N		0 N m
		2852,38 N		6,72694 N m
Frictionless Constraint:1	5086,29 N	-4583,65 N	155,025 N m	0 N m
		0 N		155,025 N m
		2204,65 N		0 N m

☐ Result Summary

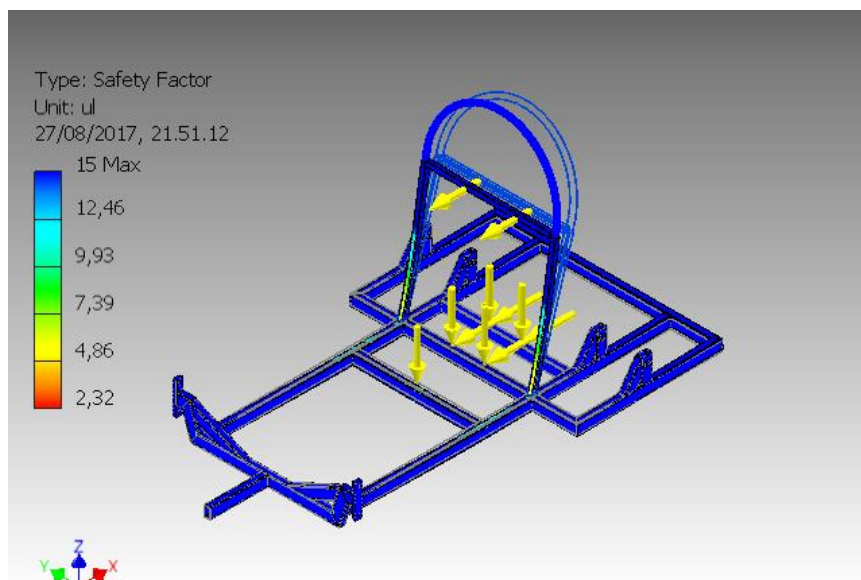
Name	Minimum	Maximum
Mass	9,6353 kg	
Von Mises Stress	0,00338773 MPa	118,5344 MPa
Displacement	0,1479 mm	9,9511 mm
Safety Factor	2,32	15

## Figures

### Von Mises Stress



### Safety Factor



## Desain Optimasi Beban Perlambatan



Analyzed File:	optimasi
Autodesk Inventor Version:	2015 (Build 190159000, 159)
Creation Date:	24/08/2017
Simulation Author:	ACER
Summary:	

### Project Info (iProperties)

#### Summary

Author	ACER
--------	------

#### Project

Part Number	optimasi acc bismillah
Designer	ACER
Cost	Rp0
Date Created	21/08/2017

#### Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

#### Physical

Center of Gravity	x=185,052 mm y=-71,4355 mm z=-208,242 mm
-------------------	--

### perlambatan fc 1,2

#### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	24/08/2017,

Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

### Mesh settings:

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

### Material(s)

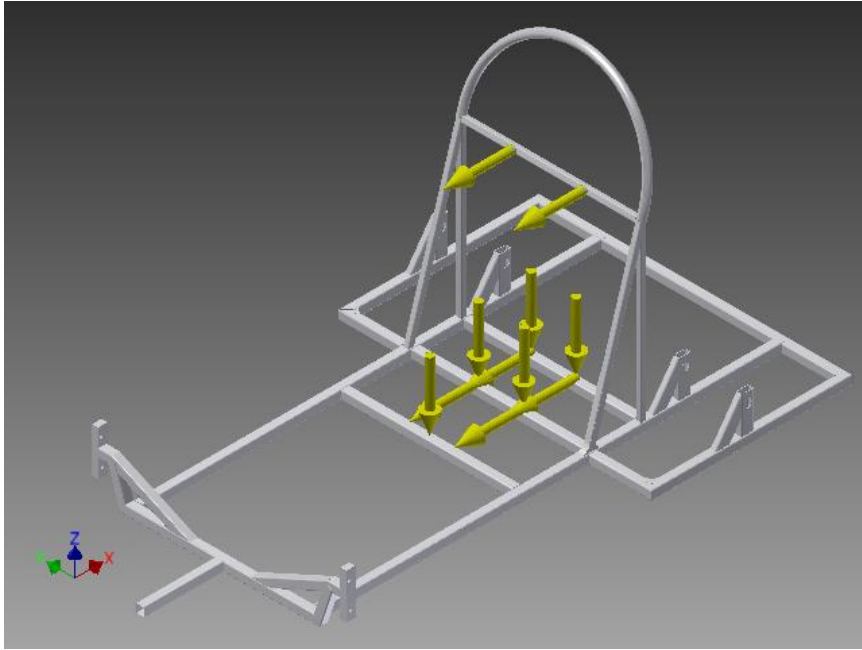
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa

### Operating conditions

#### Force:1

Load Type	Force
Magnitude	210.000 N
Vector X	-210.000 N
Vector Y	-0.000 N
Vector Z	0.000 N

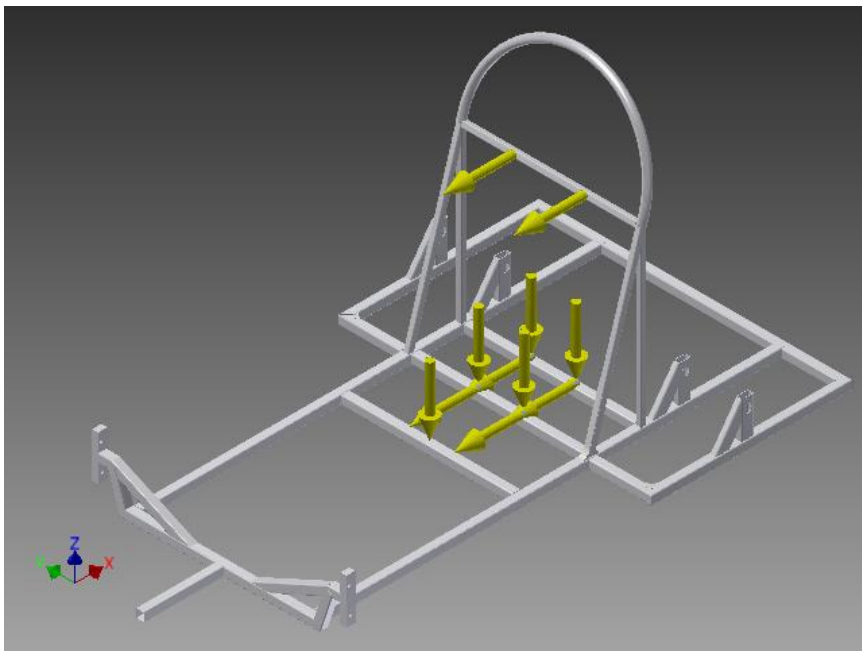
#### Selected Face(s)



**Force:2**

Load Type	Force
Magnitude	58.860 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-58.860 N

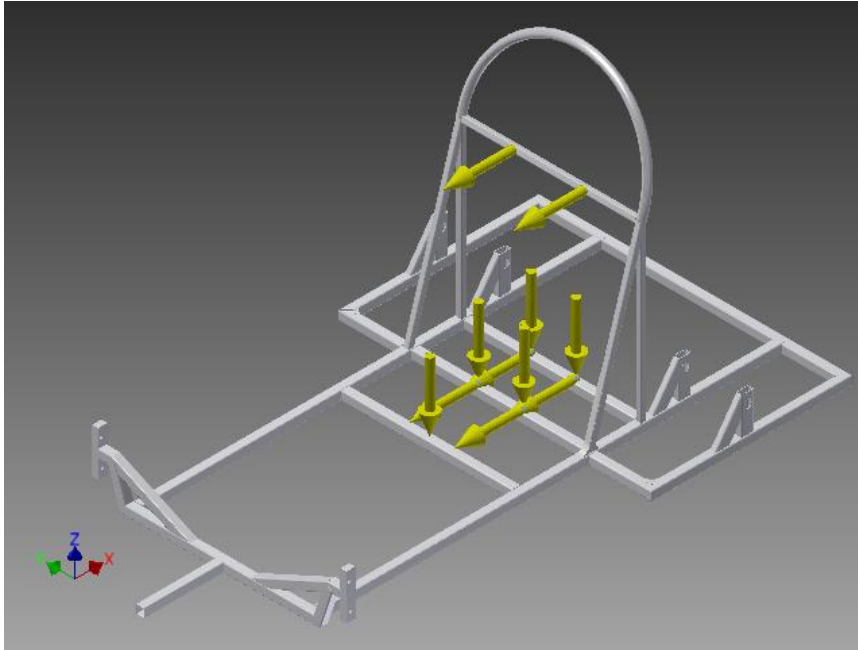
**Selected Face(s)**



☐ **Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	30.000 N
Vector X	-30.000 N
Vector Y	-0.000 N
Vector Z	0.000 N

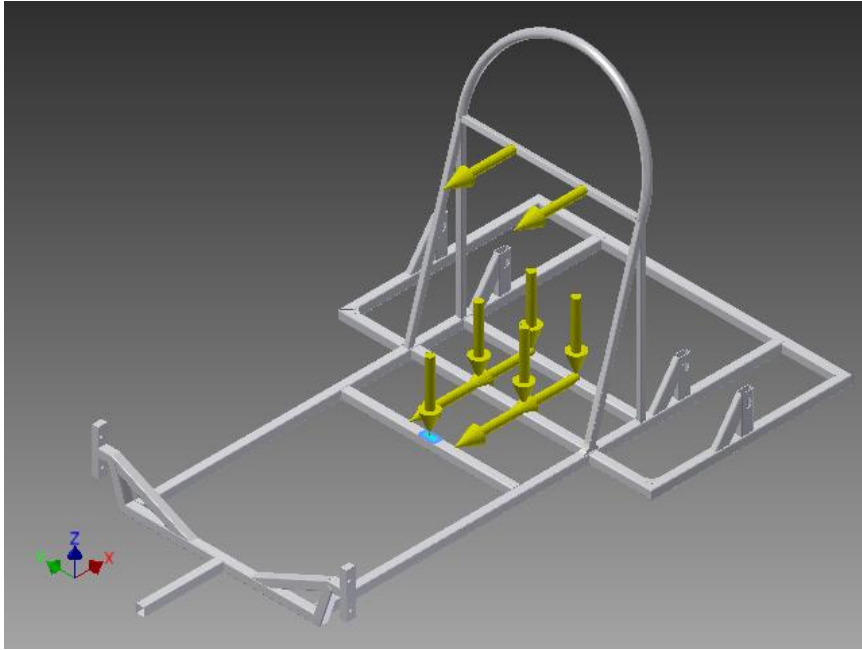
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Force:4**

Load Type	Force
Magnitude	824.041 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-824.041 N

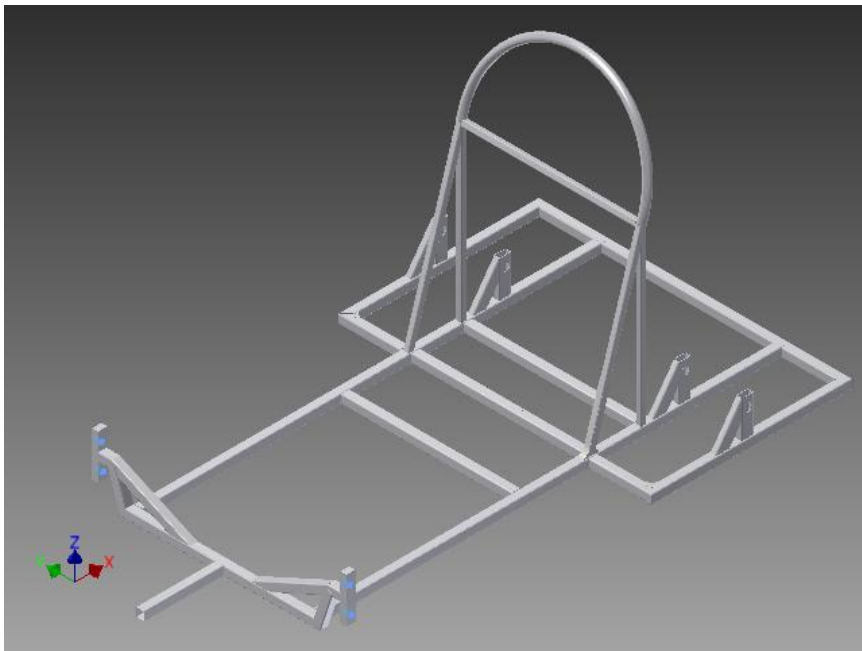
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Frictionless Constraint:1**

Constraint Type	Frictionless Constraint
-----------------	-------------------------

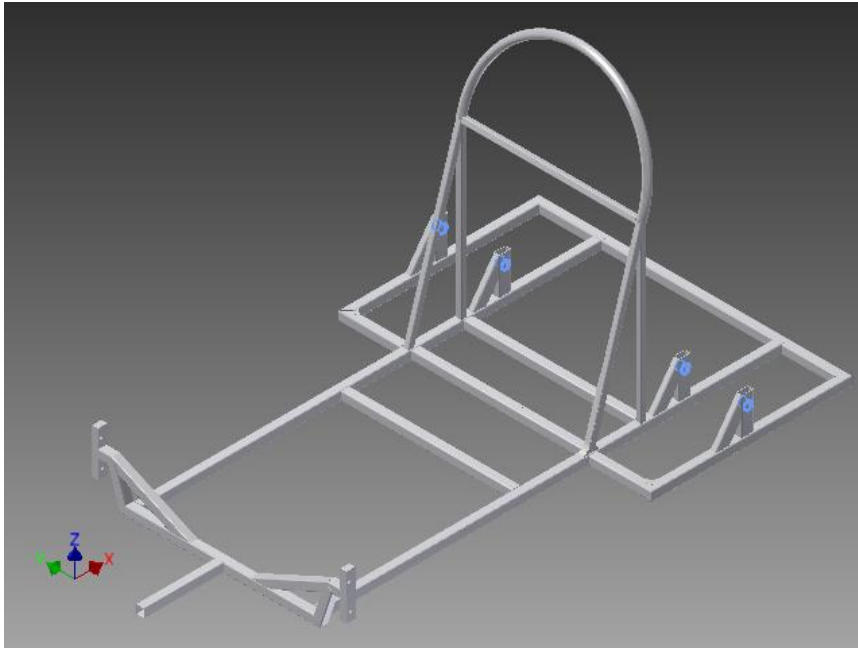
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Pin Constraint:1**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

☐ Selected Face(s)



☐ Results

☐ Reaction Force and Moment on Constraints

Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Frictionless Constraint:1	1163,43 N	-1131,31 N	69,9994 N m	16,771 N m
		0 N		56,5662 N m
		271,517 N		37,6684 N m
Pin Constraint:1	1500,19 N	1370,42 N	38,7017 N m	-22,9728 N m
		0 N		0 N m
		610,359 N		-31,146 N m

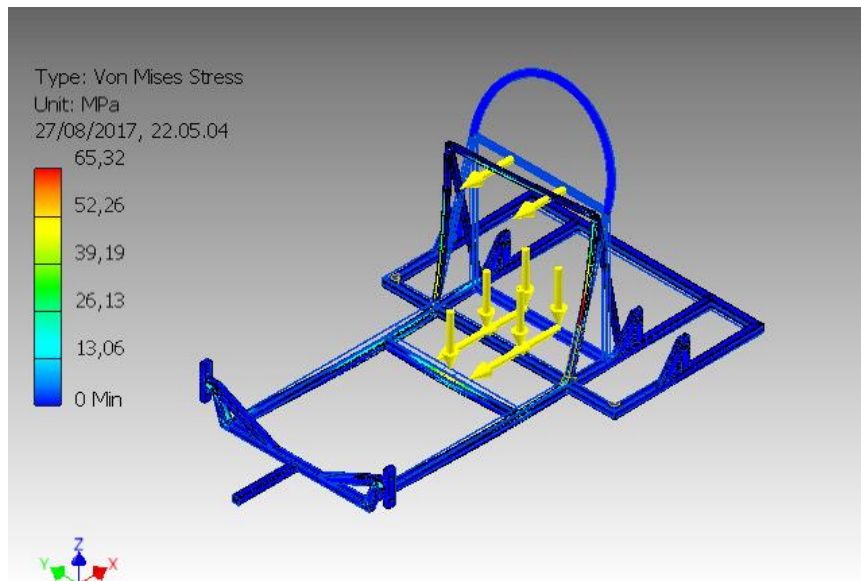
☐ Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Mass	6,7531 Kg	
Von Mises Stress	0 MPa	65,3206 MPa
Displacement	0 mm	6,9833 mm
Safety Factor	4,21	15

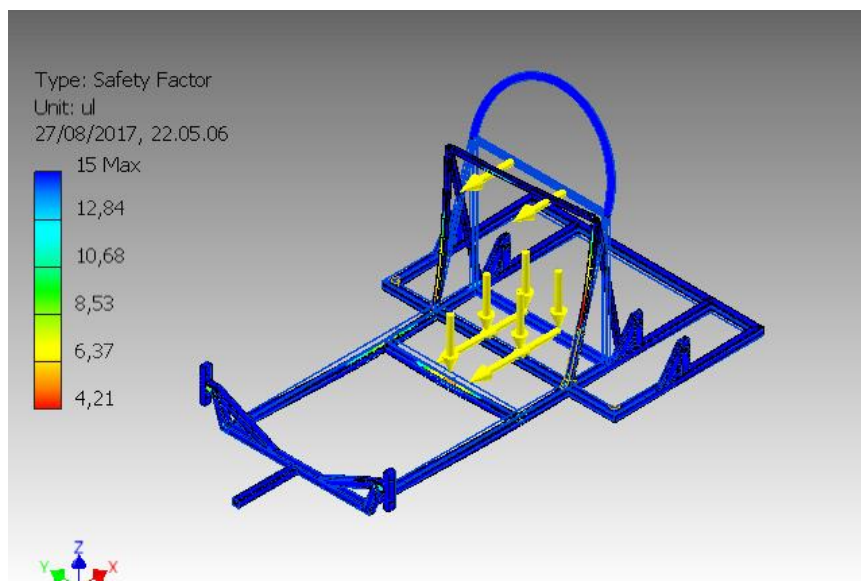


## Figures

### Von Mises Stress



### Safety Factor



## Desain Sebelumnya Beban Belok



Analyzed File:	Assembly
Autodesk Inventor Version:	2015 (Build 190159000, 159)
Creation Date:	24/08/2017,
Simulation Author:	ACER
Summary:	

### Project Info (iProperties)

#### Summary

Author	DarkArchon
--------	------------

#### Project

Part Number	Assembly
Designer	DarkArchon
Cost	Rp0

#### Status

Design Status	WorkInProgress
---------------	----------------

#### Physical

Mass	9,6353 kg
Center of Gravity	x=221,397 mm y=-61,1327 mm z=-226,943 mm

### belok fc 1,2

#### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	24/08/2017
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No

Separate Stresses Across Contact Surfaces	No
Motion Loads Analysis	No

**Mesh settings:**

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

**Material(s)**

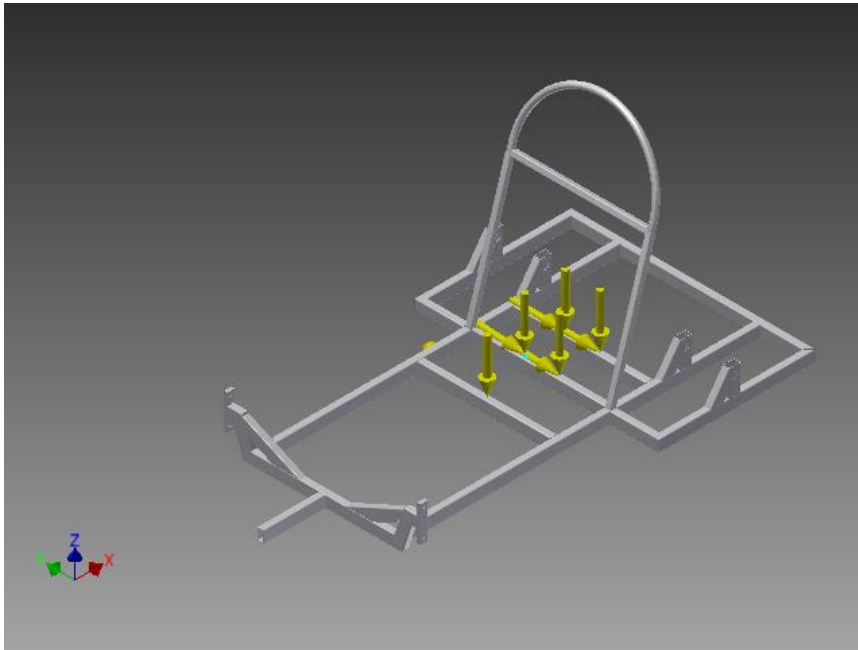
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa

**Operating conditions**

**Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	62,225 N
Vector X	-3,440 N
Vector Y	-62,130 N
Vector Z	0,000 N

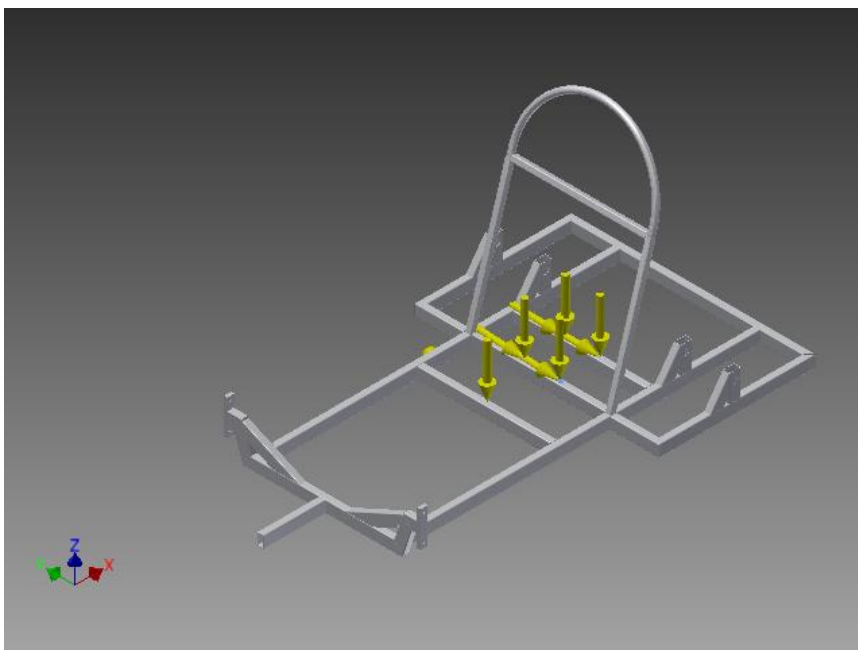
**Selected Face(s)**



**Force:2**

Load Type	Force
Magnitude	60,518 N
Vector X	-3,260 N
Vector Y	-60,430 N
Vector Z	0,000 N

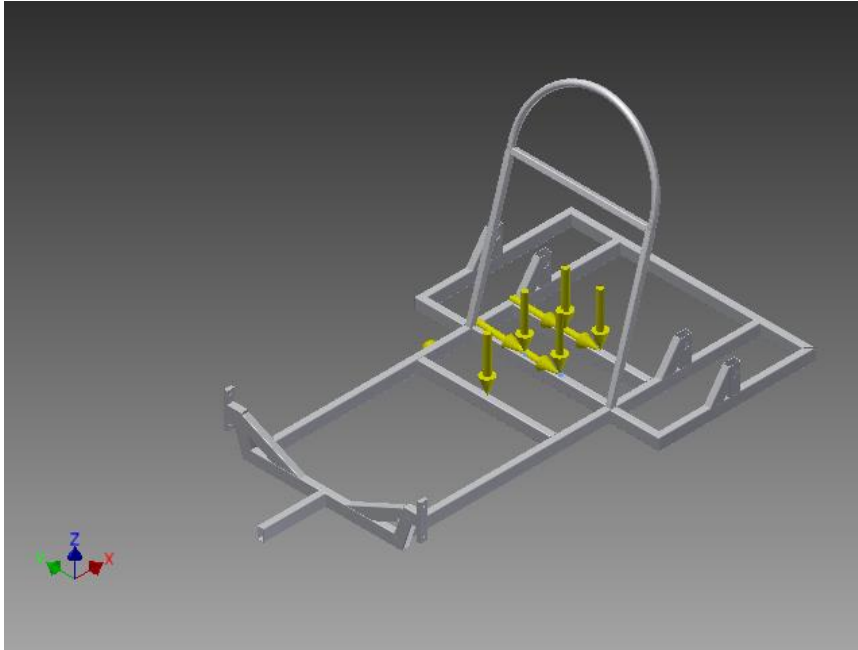
**Selected Face(s)**



☐ **Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	58,860 N
Vector X	-0,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	-58,860 N

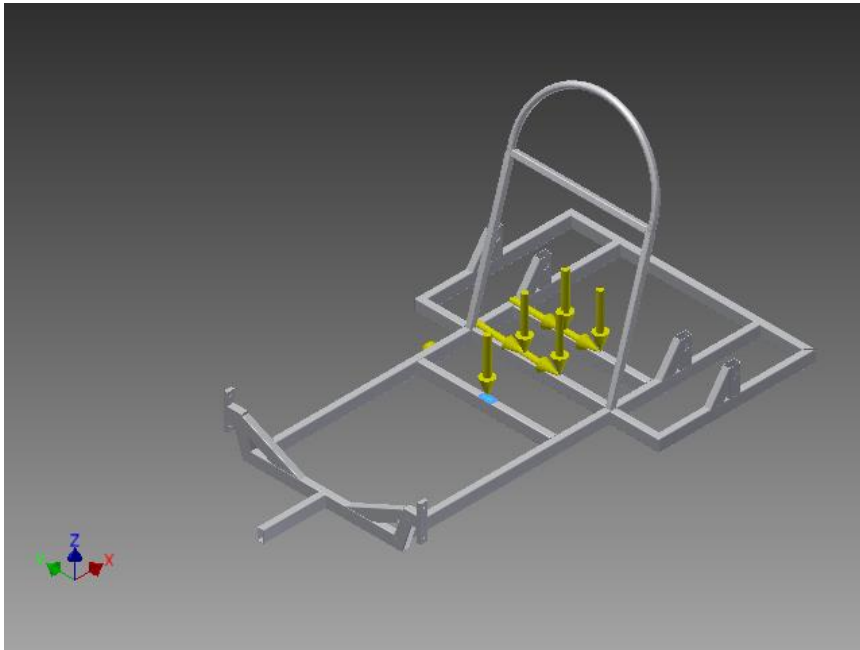
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Force:4**

Load Type	Force
Magnitude	823,040 N
Vector X	0,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	-5000,000 N

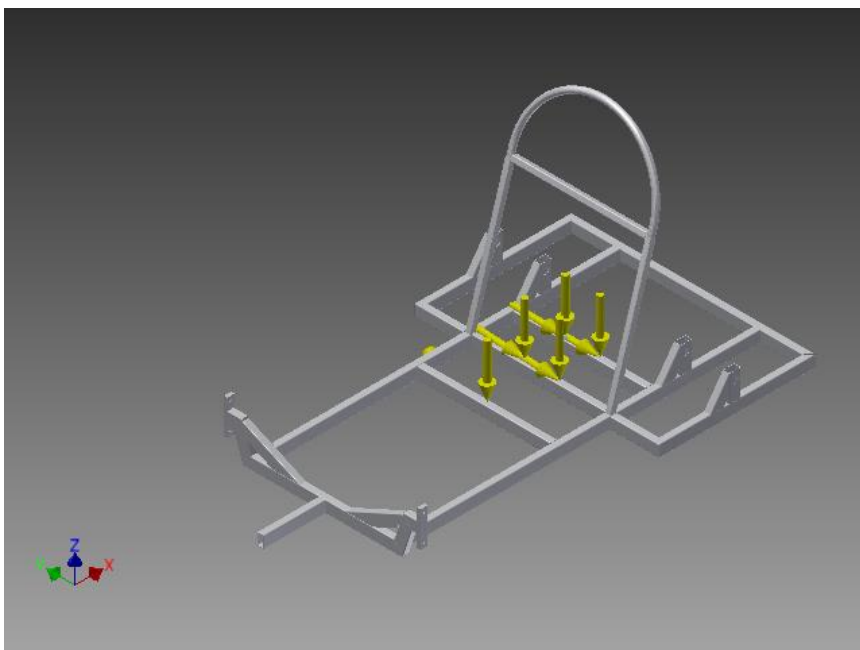
☐ **Selected Face(s)**



**Force:5**

Load Type	Force
Magnitude	60,596 N
Vector X	-1,400 N
Vector Y	-60,580 N
Vector Z	0,000 N

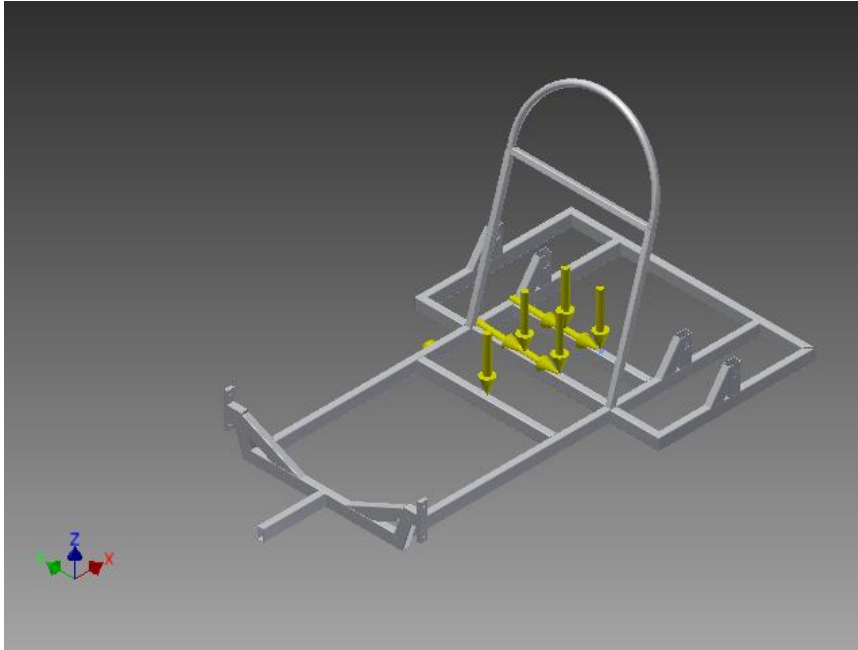
**Selected Face(s)**



☐ **Force:6**

Load Type	Force
Magnitude	62,304 N
Vector X	-1,320 N
Vector Y	-62,290 N
Vector Z	0,000 N

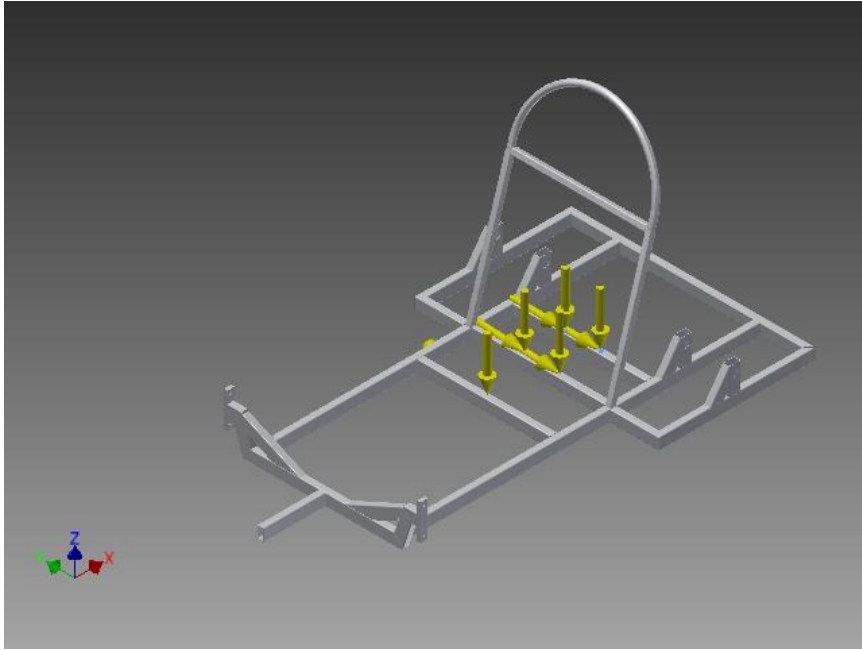
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Force:7**

Load Type	Force
Magnitude	58,860 N
Vector X	-0,000 N
Vector Y	0,000 N
Vector Z	-58,860 N

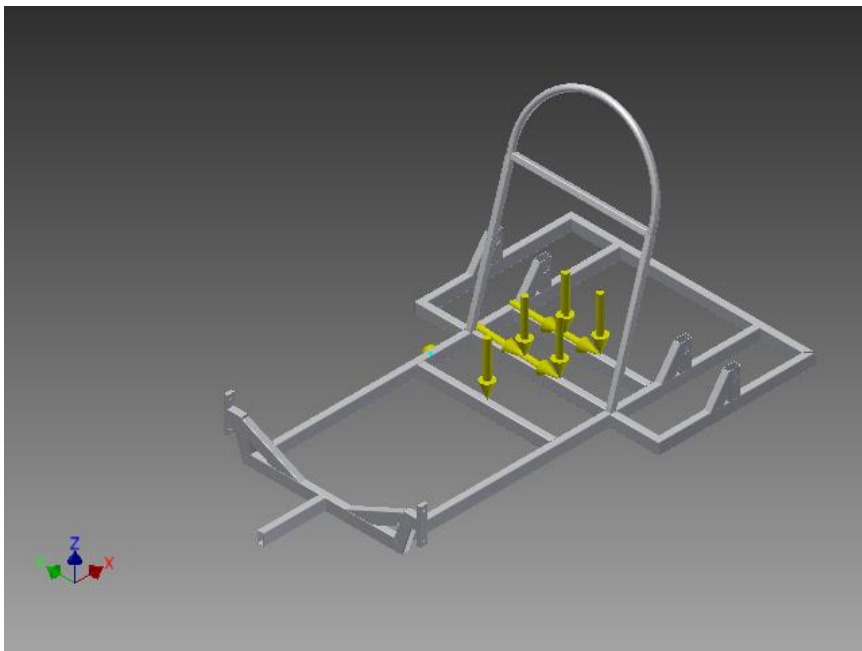
☐ **Selected Face(s)**



**Force:8**

Load Type	Force
Magnitude	856,189 N
Vector X	-494,321 N
Vector Y	-494,321 N
Vector Z	494,321 N

**Selected Face(s)**

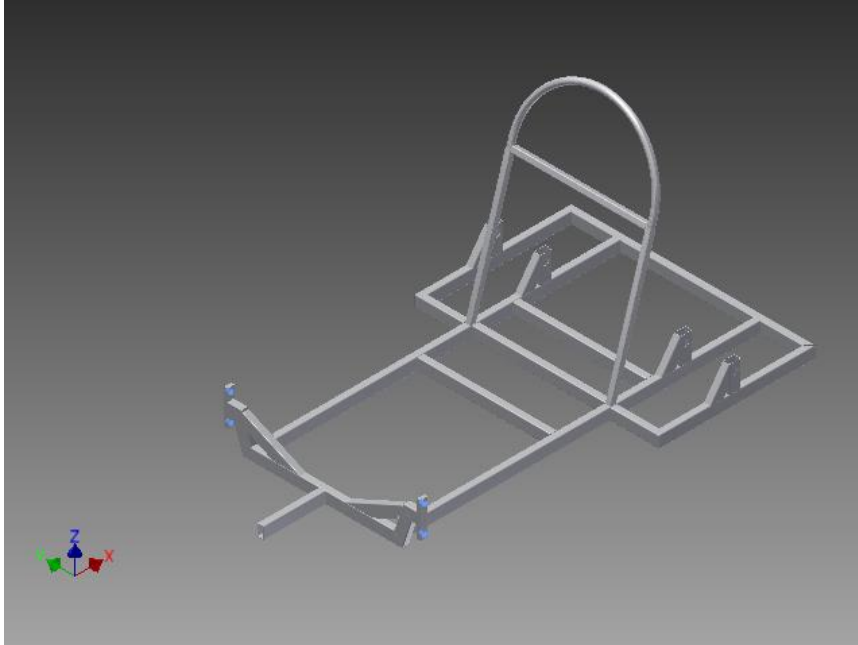




☐ **Frictionless Constraint:1**

Constraint Type	Frictionless Constraint
-----------------	-------------------------

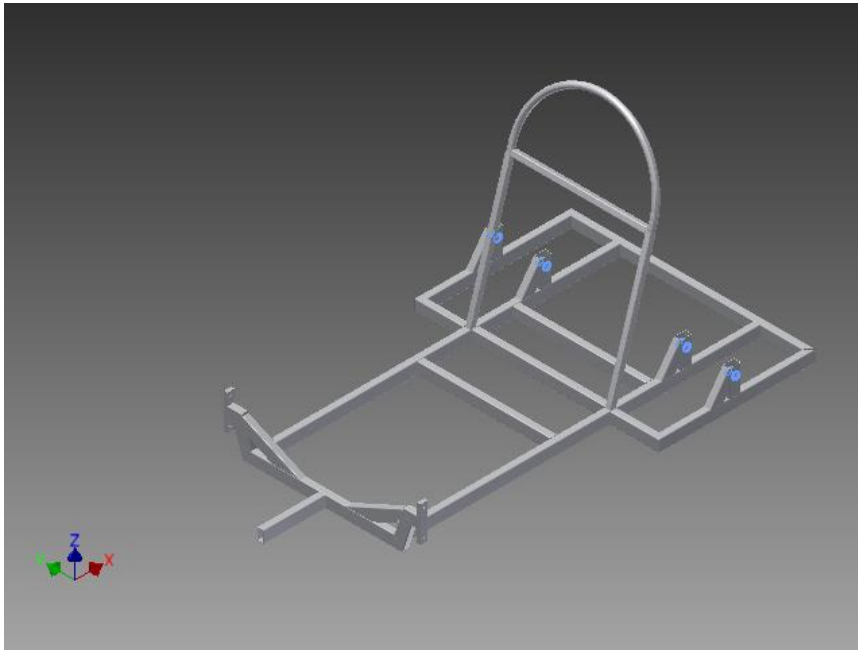
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Pin Constraint:1**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

☐ **Selected Face(s)**



## ☐ Results

### ☐ Reaction Force and Moment on Constraints

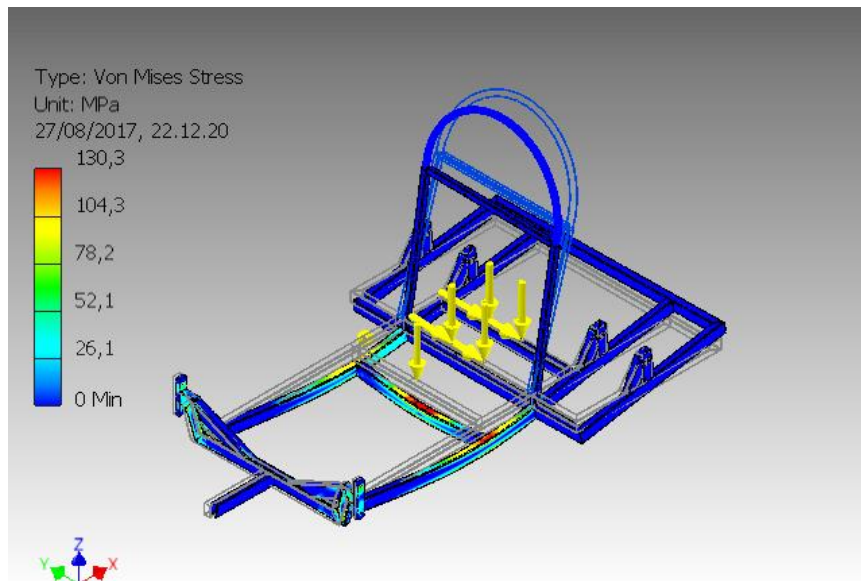
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Frictionless Constraint:1	4361,11 N	-3907,56 N	205,923 N m	-44,8091 N m
		0 N		131,413 N m
		1936,55 N		-152,075 N m
Pin Constraint:1	5222,29 N	4410,34 N	287,871 N m	-39,7895 N m
		731,309 N		0 N m
		2699,33 N		-285,108 N m

### ☐ Result Summary

Name	Minimum	Maximum
Mass	9,6353 kg	
Von Mises Stress	0,00335382 MPa	130,3317 MPa
Displacement	0,181206 mm	9,9776 mm
Safety Factor	2,11	15

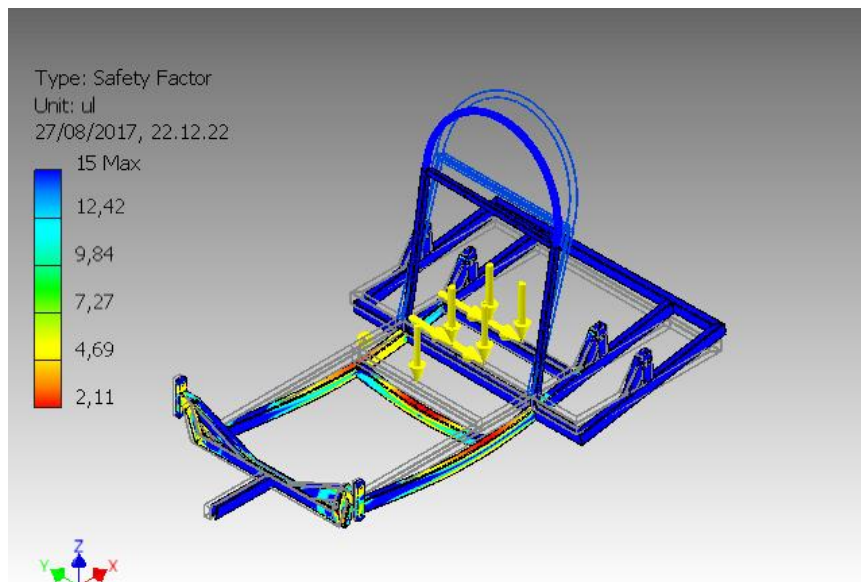
## Figures

### Von Mises Stress



### Safety Factor

#### Safety Factor



## Desain Optimasi Bebas Belok



Analyzed File:	optimasi
Autodesk Inventor Version:	2015 (Build 190159000, 159)
Creation Date:	24/08/2017
Simulation Author:	ACER
Summary:	

### Project Info (iProperties)

#### Summary

Author ACER

#### Project

Part Number	optimasi
Designer	ACER
Cost	Rp0
Date Created	21/08/2017

#### Status

Design Status WorkInProgress

#### Physical

Center of Gravity	x=185,052 mm y=-71,4355 mm z=-208,242 mm
-------------------	--

### belok fc 1,2

#### General objective and settings:

Design Objective	Single Point
Simulation Type	Static Analysis
Last Modification Date	23/08/2017,
Detect and Eliminate Rigid Body Modes	No
Separate Stresses Across Contact Surfaces	No

Motion Loads Analysis	No
-----------------------	----

**Mesh settings:**

Avg. Element Size (fraction of model diameter)	0,1
Min. Element Size (fraction of avg. size)	0,2
Grading Factor	1,5
Max. Turn Angle	60 deg
Create Curved Mesh Elements	No
Use part based measure for Assembly mesh	Yes

**Material(s)**

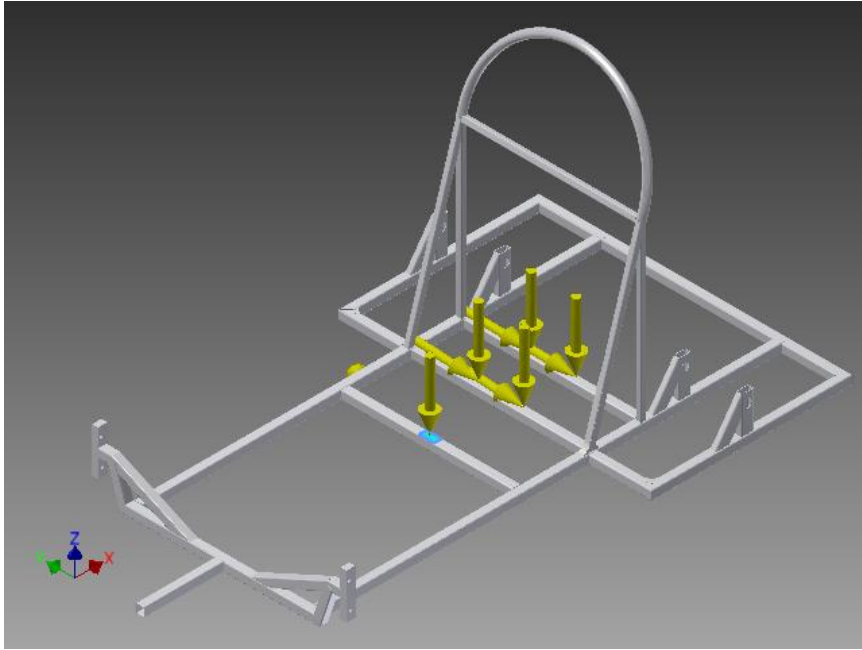
Name	Aluminum 6061	
General	Mass Density	2,71 g/cm <sup>3</sup>
	Yield Strength	275 MPa
	Ultimate Tensile Strength	310 MPa
Stress	Young's Modulus	68,9 GPa
	Poisson's Ratio	0,33 ul
	Shear Modulus	25,9023 GPa

**Operating conditions**

**Force:1**

Load Type	Force
Magnitude	823.040 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-823.040 N

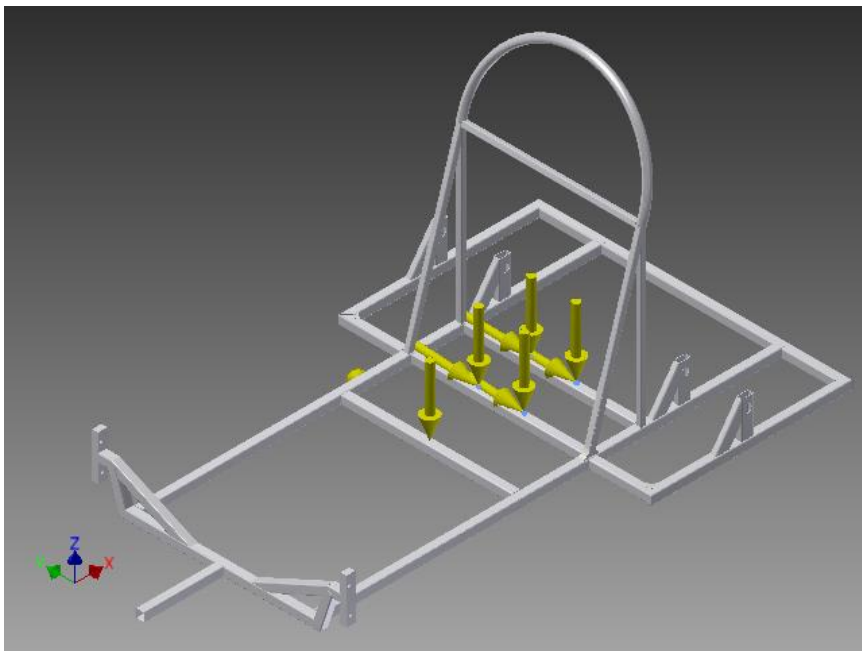
**Selected Face(s)**



**Force:2**

Load Type	Force
Magnitude	58.860 N
Vector X	0.000 N
Vector Y	0.000 N
Vector Z	-58.860 N

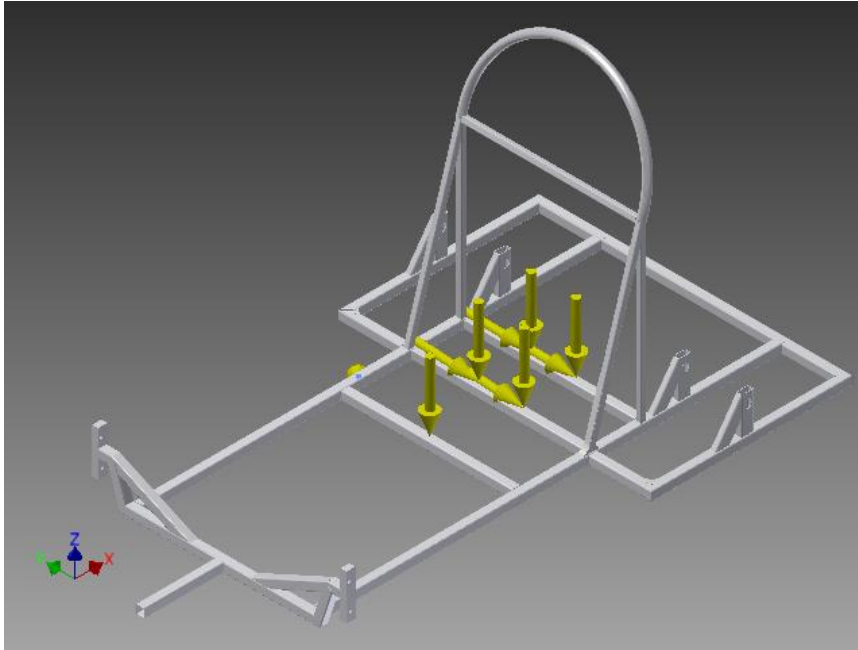
**Selected Face(s)**



☐ **Force:3**

Load Type	Force
Magnitude	856.189 N
Vector X	-494.321 N
Vector Y	-494.321 N
Vector Z	494.321 N

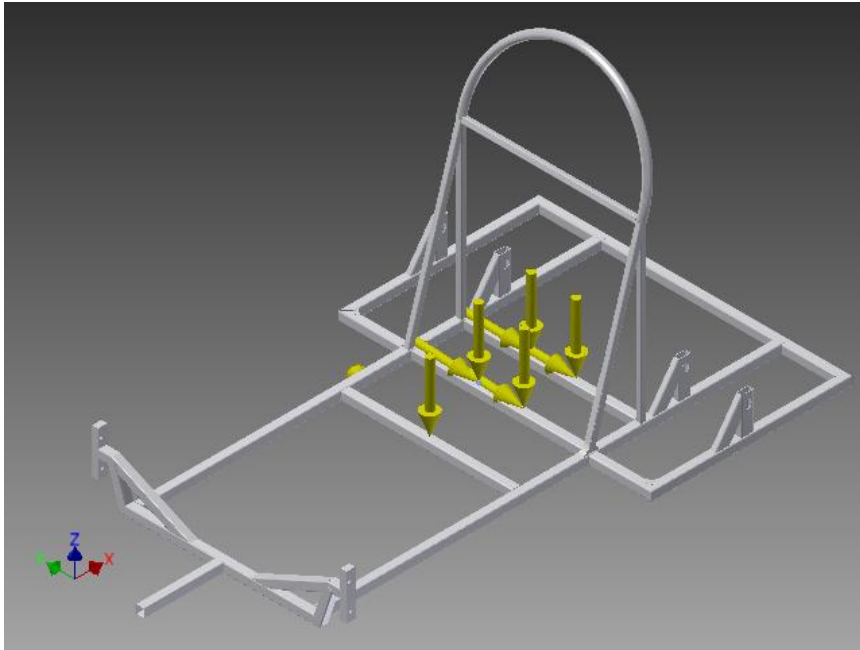
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Force:4**

Load Type	Force
Magnitude	62.225 N
Vector X	-3.440 N
Vector Y	-62.130 N
Vector Z	0.000 N

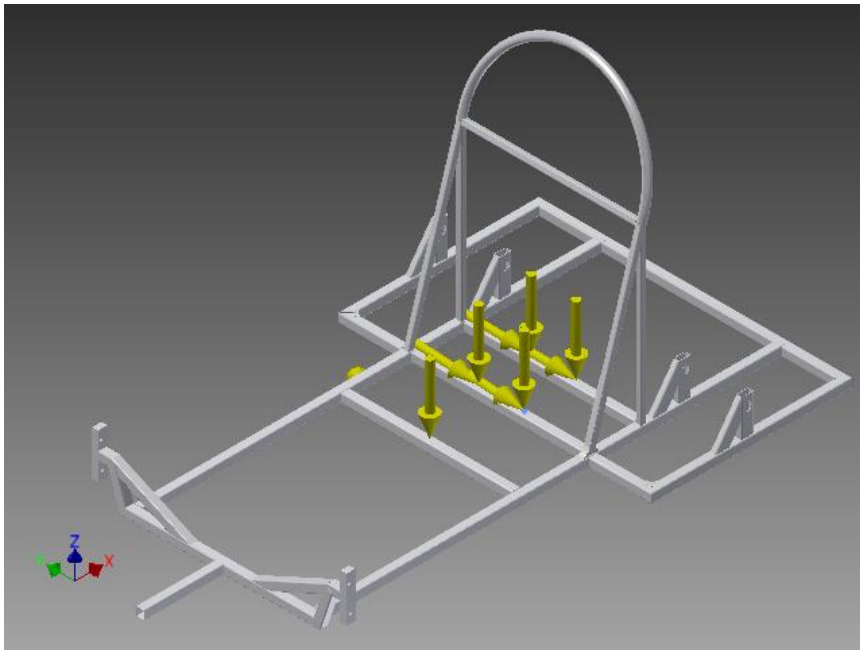
☐ Selected Face(s)



☐ Force:5

Load Type	Force
Magnitude	60.518 N
Vector X	-3.260 N
Vector Y	-60.430 N
Vector Z	0.000 N

☐ Selected Face(s)

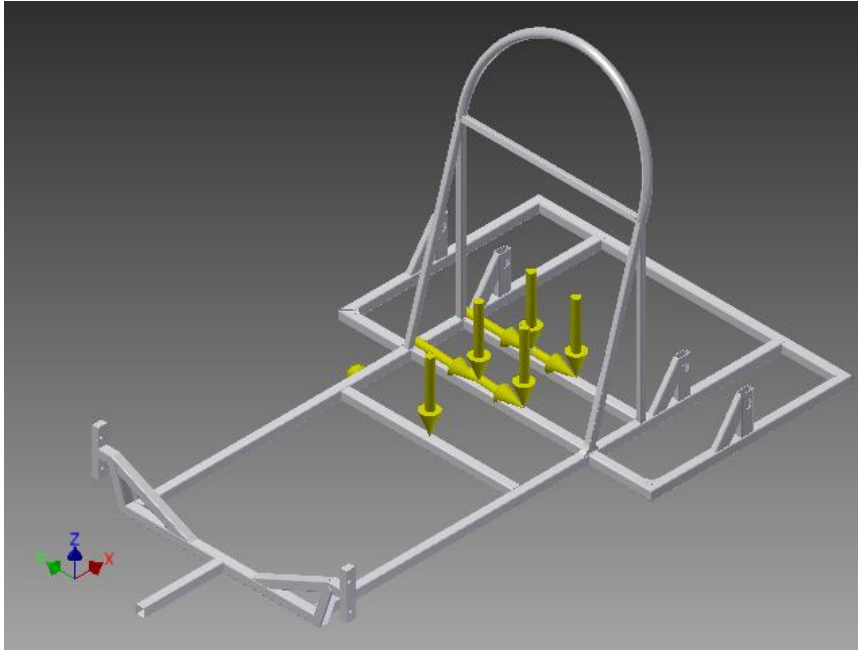




☐ **Force:6**

Load Type	Force
Magnitude	60.696 N
Vector X	-1.400 N
Vector Y	-60.680 N
Vector Z	0.000 N

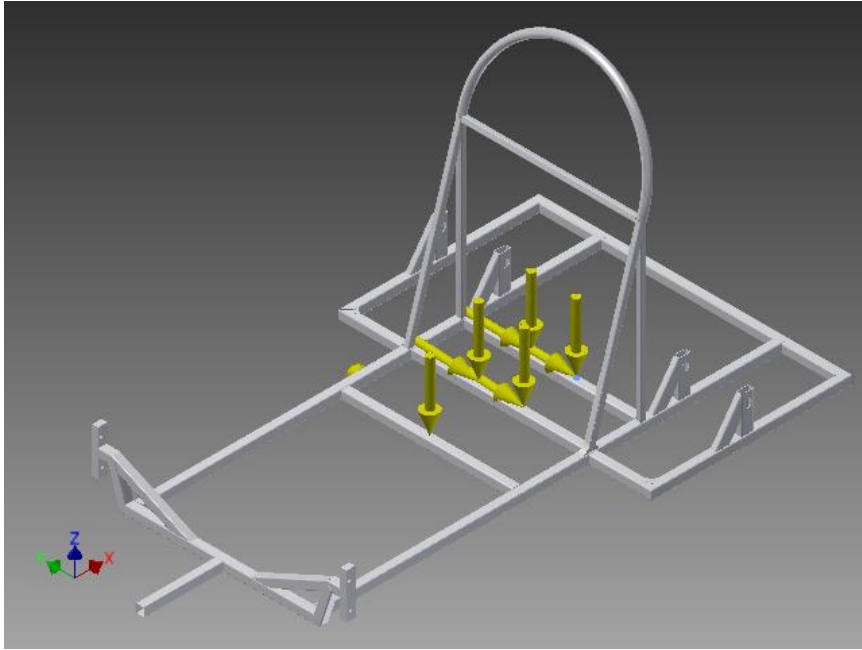
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Force:7**

Load Type	Force
Magnitude	62.304 N
Vector X	-1.320 N
Vector Y	-62.290 N
Vector Z	0.000 N

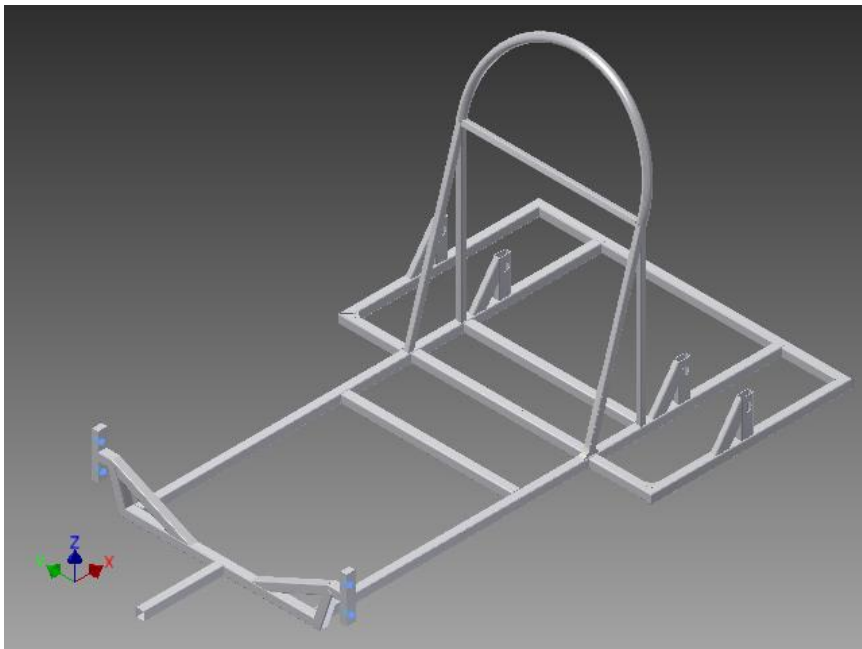
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Frictionless Constraint:1**

Constraint Type	Frictionless Constraint
-----------------	-------------------------

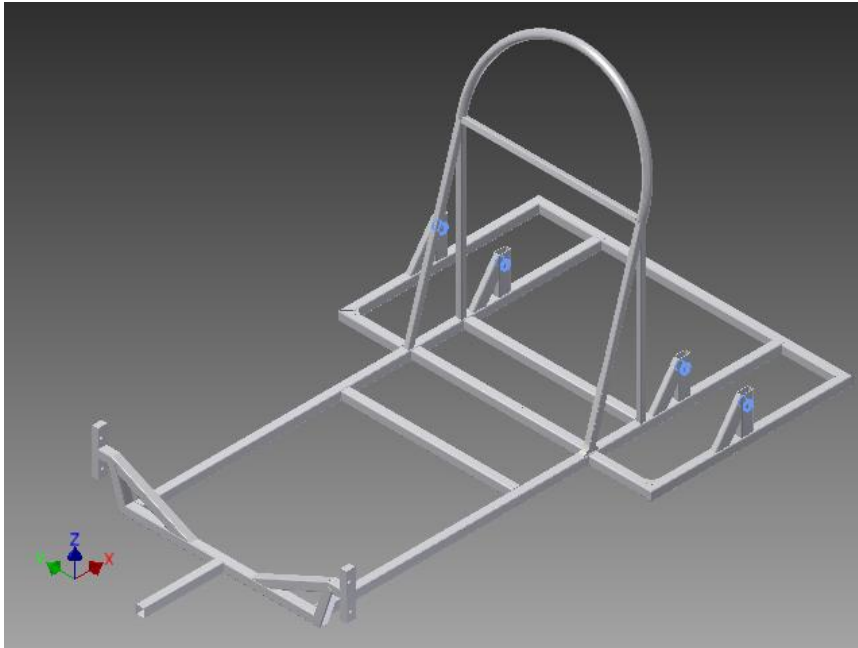
☐ **Selected Face(s)**



☐ **Pin Constraint:1**

Constraint Type	Pin Constraint
Fix Radial Direction	Yes
Fix Axial Direction	Yes
Fix Tangential Direction	No

☐ Selected Face(s)



☐ Results

☐ Reaction Force and Moment on Constraints

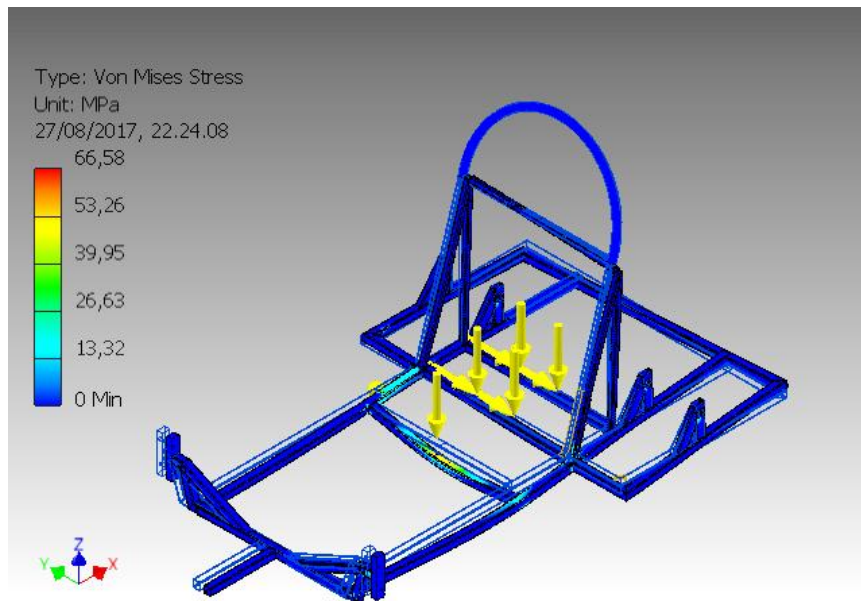
Constraint Name	Reaction Force		Reaction Moment	
	Magnitude	Component (X,Y,Z)	Magnitude	Component (X,Y,Z)
Frictionless Constraint:1	190,573 N	-166,448 N	242,194 N m	-33,7338 N m
		0 N		2,01789 N m
		92,8065 N		-239,825 N m
Pin Constraint:1	1039,95 N	670,748 N	171,767 N m	-43,5598 N m
		738,078 N		0 N m
		294,682 N		-166,152 N m

☐ Result Summary

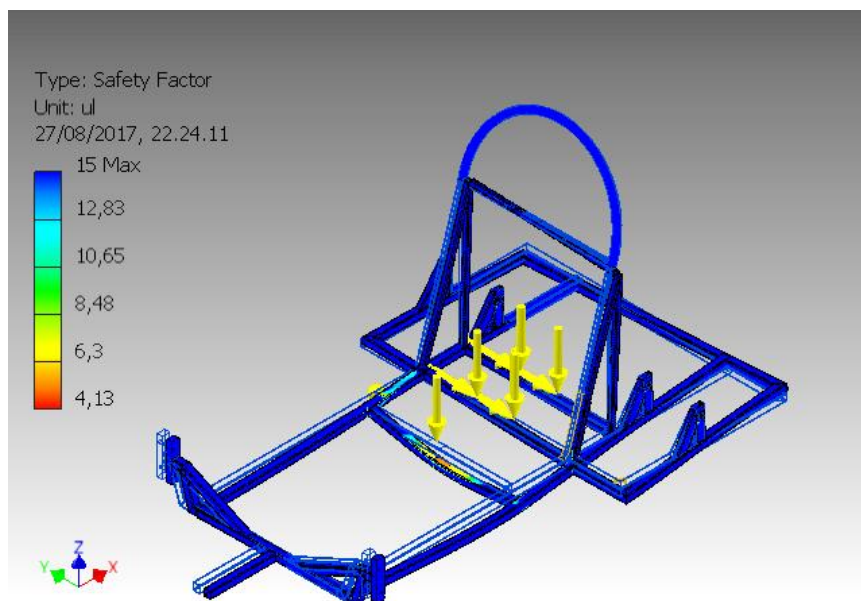
Name	Minimum	Maximum
Mass	6,7531 Kg	
Von Mises Stress	0 MPa	66,5859 MPa
Displacement	0 mm	2,55449 mm
Safety Factor	4,13	15

## Figures

### Von Mises Stress



### Safety Factor



## RIWAYAT HIDUP



**Setio wahono** lahir di Bekasi, pada tanggal 22 Januari 1994. Putra bungsu dari 2 bersaudara pasangan Alm. Bapak Mudjiono dan Ibu Suharti. Bertempat tinggal di Jl Kali Baru Rt 02/01 Desa Tridayasakti Kecamatan Tambun Selatan Kabupaten Bekasi.

Menempuh pendidikan di SD Negeri 06 Mekarsari, SMP Negeri 8 Tambun Selatan, SMA Negeri 3 Tambun Selatan, dan Universitas Negeri Jakarta (UNJ) pada Program Studi Pendidikan Teknik Mesin, Fakultas Teknik (FT). Pengalaman di organisasi diantaranya, Staff Pendidikan dan Teknologi BEMJ Teknik Mesin UNJ 2013/2014. Pernah ditempatkan dalam *Division chassis* sejak November 2013 – Mei 2014 Batavia Team UNJ, *Division Nontechnical* di Batavia Team UNJ Mei 2014 – Februari 2015, Manager Batavia Team UNJ 2015-2016. Pada awal tahun 2014 sampai 2016 setiap tahun selalu mengikuti ajang *Shell Eco Marathon Asia* di Filipina dan *Indonesia Energy Marathon Challenge* di Surabaya serta Kontes Mobil Hemat Energi di Malang, mewakili Jurusan Teknik Mesin Universitas Negeri Jakarta. Prestasi yang didapatkan adalah mendapatkan *Juara 1 Nasional* dan *Juara 3 Asia*.