



TUGAS AKHIR - TM 091486

ANALISIS STRUKTURAL PERFORMA *CHASSIS* SAPUANGIN *SPEED* 2013

MUHAMMAD FADLIL ADHIM
NRP. 2110100703

Dosen Pembimbing
ALIEF WIKARTA, S.T., M.Sc., Ph.D.

JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014



FINAL PROJECT - TM 091486

STRUCTURAL PERFORMANCE ANALYSIS FOR 2013 SAPUANGIN SPEED CHASSIS

MUHAMMAD FADLIL ADHIM
NRP. 2110100703

Academic Supervisor
ALIEF WIKARTA, S.T., M.Sc., Ph.D.

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Tchnology
Surabaya 2014

ANALISIS STRUKTURAL PERFORMA *CHASSIS* SAPUANGIN *SPEED* 2013

Nama Mahasiswa : Muhammad Fadlil Adhim
NRP : 2110100703
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Alief Wikarta, ST, MSc, Ph.D.

ABSTRAK

Tim *Sapuangin* Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) untuk pertama kalinya berpartisipasi pada *Student Formula Japan (SFJ)* di Shizuoka Ecopa Stadium *Japan* Pada Tahun 2013. Mobil yang dilombakan pada ajang *Formula SAE* harus memiliki *Chassis* yang kuat namun ringan. *Chassis* mobil *FSAE* harus kuat karena beban yang diterima sangat besar ketika akselerasi, berbelok dan ketika melakukan pengereman. Di sisi lain, Bobot dari *Chassis* harus seringan mungkin agar beban yang ditopang *Engine* menjadi minimal. Untuk mengoptimasi kekuatan dan berat dari *Chassis* maka perlu dilakukan simulasi numerik.

Pengujian dalam tugas akhir ini didahului dengan Studi literatur pada berbagai sumber dan pengumpulan data teknis *Sapuangin Speed* 2013. Selanjutnya adalah perhitungan beban yang meliputi beban vertikal, torsional, akselerasi, belok dan pengereman. Langkah selanjutnya adalah proses *meshing* atau pemecahan model 3d *Chassis* menjadi elemen hingga yang kemudian diuji kualitasnya dengan *Convergent test*. Setelah *meshing* dinyatakan *Convergent*, barulah simulasi dilakukan dengan *boundary conditions* yang telah didapatkan pada proses perhitungan beban. Pengujian ini diakhiri dengan memperoleh data hasil simulasi dan mengevaluasi perbandingan hasil.

Pada penelitian ini didapatkan 5 hasil simulasi dari 5 jenis pembebanan. Dari hasil simulasi beban vertikal didapatkan tegangan von mises sebesar 77.016 MPa, deformasi maksimal sebesar 0.52 mm dan angka keamanan sebesar 3.96. Dari hasil simulasi beban Torsional, pada pembebanan $0.5W_{sprung}$ didapatkan tegangan von mises sebesar 187.72 MPa, deformasi maksimal sebesar 7.63 mm, angka keamanan sebesar 1.62 dan kekakuan sebesar 946.34 Nm/°. Dari hasil simulasi beban akselerasi didapatkan tegangan von mises sebesar 186.48 MPa, deformasi maksimal sebesar 1.69 mm dan angka keamanan sebesar 1.63. Dari hasil simulasi beban belok didapatkan tegangan von mises sebesar 167.35 MPa, deformasi maksimal sebesar 1.06 mm dan angka keamanan sebesar 1.82. Sedangkan dari hasil simulasi beban pengereman didapatkan tegangan von mises sebesar 70.376 MPa, deformasi maksimal sebesar 0.44 mm dan angka keamanan sebesar 4.33. Chassis Sapuaringin Speed 2013 masih belum mempunyai angka keamanan dan kekakuan yang baik dan masih perlu mendapat tambahan elemen chassis.

Kata kunci : *Sapuaringin speed, Chassis, pembebanan, Meshing, simulasi, metode elemen hingga, tegangan, deformasi, defleksi.*

STRUCTURAL PERFORMANCE ANALYSIS FOR 2013 SAPUANGIN SPEED CHASSIS

Student Name : **Muhammad Fadlil Adhim**
NRP : **2110100703**
Department : **Teknik Mesin FTI-ITS**
Lecturer : **Alief Wikarta, ST, MSc, Ph.D.**

ABSTRACT

Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Sapuangin team participated in Student Formula Japan (SFJ) at Shizuoka Ecopa Stadium Japan for the first time in 2013. The car that competed in Formula SAE must have light and strength chassis. FSAE car's chassis must be strong because some very large load received when accelerating, turning and braking. On the other hand, the weight of the chassis must be as light as possible so the load that applied to the Engine becomes minimal. To optimize the strength and weight of the chassis, numerical simulation is necessary.

Analysis in this final project is preceded by literature studies on the various sources and technical data collection of Sapuangin Speed 2013. The next step is the computation load including vertical load, torsional, acceleration, turning and braking. The next step is the process of meshing or splitting the 3d chassis model into a finite element which is then quality tested by Convergent test. After meshing Convergent declared, then the simulation is performed with the boundary conditions that have been obtained in the process of load calculation. The project is ended by acquiring data and evaluating the simulation comparison results.

In this study, 5 simulation results of 5 different types of loading are acquired. From the vertical load simulation results obtained, von mises stress is 77 016 MPa, deformation is 0:52 mm and maximum safety factor is 3.96. From the Torsional load simulation results obtained, for 0.5Wsprung load, von mises stress is 187.72 MPa, the maximum deformation is 7.63 mm, the safety factor is 1.62 and stiffness is 946.34 Nm / °. From the acceleration load simulation results obtained, von mises stress is 186.48 MPa, the maximum deformation is 1.69 mm and a safety factor is 1.63 from the turning load simulation results obtained, von mises stress is 167.35 MPa, the maximum deformation is 1.06 mm and a safety factor is 1.82. From the braking load simulation results obtained, von mises stress is 70 376 MPa, deformation is 0.44 mm and maximum safety factor is 4.33. Chassis Sapuangan Speed 2013 does not have good safety factor and rigidity and still need to get an extra element of the chassis.

Keywords : Sapuangan speed, Chassis, Load, Meshing, simulation, Finite Element, Stress, deformation, deflection.

ANALISIS STRUKTURAL PERFORMA *CHASSIS* SAPUANGIN *SPEED* 2013

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik

pada

Bidang Studi Desain

Jurusan Teknik Mesin

Fakultas Teknologi Industri

Institut Teknologi Sepuluh Nopember

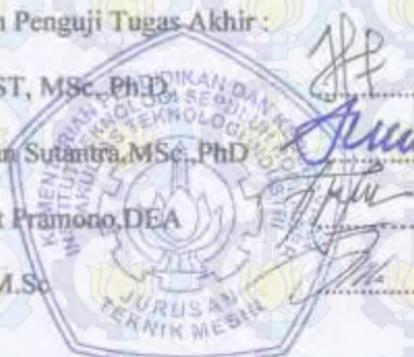
Oleh :

Muhammad Fadli Adhim

Nrp. 2110 100 703

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Alief Wikarta, ST, MSc, PhD(Pembimbing)
2. Prof.Ir.I Nyoman Sutantya, MSc, PhD(Penguji I)
3. Dr.Ir.Agus Sigit Pramono, DEA(Penguji II)
4. Yohanes, ST., M.Sc(Penguji III)



SURABAYA

16 Juli, 2014

KATA PENGANTAR

Puji syukur kehadiran Allah Subhanahu wa Ta'ala yang telah melimpahkan rahmat-Nya sehingga Tugas Akhir yang saya kerjakan ini dapat saya selesaikan dengan baik.

Laporan Tugas Akhir ini saya susun sesuai dengan bidang studi saya yaitu Desain dengan judul analisis struktural performa *chassis* sapu angin *speed* 2013. Saya juga tidak lupa mengucapkan terima kasih kepada.

1. Ir. Bambang Pramujati, M.Eng,Sc,PhD., selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin FTI ITS
2. Alief Wikarta, S.T., M.Sc., Phd., selaku dosen pembimbing Tugas Akhir
3. Prof. Dr.Ing. Ir. Herman Sasongko, selaku dosen wali
4. Prof.Ir.I.Nyoman Sutantra, MSc.,PhD, selaku dosen penguji Seminar dan Sidang Tugas Akhir.
5. Dr.Ir.Agus Sigit Pramono,DEA, selaku dosen penguji Sidang Tugas Akhir.
6. Dr.Eng.Unggul Wasiwitono,ST.,M.Eng.Sc., selaku dosen penguji Seminar Tugas Akhir
7. Yohannes, ST, selaku dosen penguji Seminar dan Sidang Tugas Akhir
8. Dr. Wiwiek Hendrowati,ST.MT., selaku Kasie Proposal dan Tugas Akhir
9. Bapak Witantyo dan Bapak Alief selaku dosen pembimbing Tim Sapu Angin.
10. Kedua orang tua penulis yang senantiasa memberikan motivasi dan memberi dukungan penuh selama umur hidup penulis.
11. Segenap mahasiswa ITS yang telah memberikan dukungan, motivasi dan pembelajaran selama kuliah di Teknik Mesin ITS.
12. Segenap Dosen dan Karyawan ITS yang telah mendidik dengan sepuh hati.

13. Pondok pesantren Salafiyah Syafi'iyah Sukorejo Situbondo dan kementerian agama republik Indonesia atas beasiswa kuliah 4 tahun.
14. Semua pihak yang telah membantu atas terselesaikannya laporan Tugas Akhir ini.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu mata kuliah wajib yang harus ditempuh oleh mahasiswa Teknik Mesin FTI-ITS agar memenuhi syarat kelulusan. Kami menyadari laporan Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna. Untuk itu saya mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan laporan Tugas Akhir saya. Semoga laporan Tugas Akhir yang saya buat dapat bermanfaat.

Surabaya, 16 Juli 2014

Penyusun

DAFTAR ISI

Halaman Judul	
Halaman Pengesahan	v
Abstrak	vi
Abstract	viii
Kata Pengantar	x
Daftar Isi	xii
Daftar Gambar	xv
Daftar Tabel	xix
BAB I PENDAHULUAN	1
I.1 Latar Belakang	1
I.2 Rumusan Permasalahan	2
I.3 Tujuan	3
I.4 Manfaat	3
I.5 Batasan Masalah	3
I.6 Sistematika Penulisan	5
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	7
II.1 Formula SAE	7
II.1.1 Peraturan chassis FSAE 2013	8
II.1.2 Uji Kemiringan	8
II.2 Mobil Sapuangan speed 2013	9
II.3 AISI 1010	11
II.4 Dinamika Kendaraan	12
II.4.1 Center of Gravity	12
II.4.2 Gaya Dorong	13
II.4.3 Gaya Sentrifugal, Momen Guling dan Pitching	14
II.5 Antropometri pengendara	16
II.6 teori kegagalan	19
II.7 Finite element analysis	21
II.8 Jurnal pengujian chassis FSAE	25

II.8.1 Chitkara FSAE team.....	25
II,8,2 Cornell university FSAE team.....	30
BAB III METODOLOGI	33
III.1 Diagram alir pengujian.....	33
III.2 Perhitungan beban.....	34
III.2.1 Center of gravity.....	34
III.2.2 Beban statis vertikal.....	37
III.2.3 Beban torsional.....	38
III.2.4 Beban akselerasi.....	40
III.2.5 Beban Belok.....	44
III.2.5 Beban pengereman.....	46
III.3 Meshing dan convergent test.....	48
III.3.1 Meshing.....	48
III.3.2 Convergent test.....	49
III.4 Simulasi.....	50
BAB IV HASIL DAN ANALISA.....	51
IV.1 Penomoran tumpuan.....	51
IV.2 beban vertikal.....	53
IV.2.1 COG masing-masing sprung masses.....	53
IV.2.2 Distribusi beban vertikal pada setiap tumpuan.....	58
IV.2.3 Constraint.....	67
IV.3 Beban torsi.....	68
IV.4 Beban akselerasi.....	69
IV.4.1 COG masing-masing unsprung masses.....	69
IV.4.2 Distribusi beban akselerasi pada setiap tumpuan.....	71
IV.4.3 Constraint.....	76
IV.5 beban belok.....	77
IV.5.1 Distribusi beban akselerasi pada setiap tumpuan.....	77

IV.5.2 Constraint.....	83
IV.6 Beban pengereman.....	84
IV.6.1 Distribusi beban pengereman pada setiap tumpuan.....	84
IV.6.2 Constraint.....	89
IV.7 Meshing dan convergent test.....	89
IV.7.1 Metode untuk mencapai convergen.....	89
IV.7.2 Hasil convergent test.....	93
IV.8 Simulasi.....	102
IV.8.1 Beban vertikal.....	102
IV.8.2 Beban torsional.....	103
IV.8.3 Beban akselerasi.....	108
IV.8.4 Beban belok.....	109
IV.8.5 Beban pengereman.....	111
IV.9 Analisis dan evaluasi.....	113
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN.....	121
V.1 Kesimpulan.....	121
V.2 Saran.....	122
DAFTAR PUSTAKA.....	123
LAMPIRAN.....	125
BIOGRAFI PENULIS.....	133

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Komposisi kimia <i>AISI 1010</i> (www.azom.com/).....	11
Tabel 2.2	Sifat mekanik <i>AISI 1010</i> (www.azom.com/).....	11
Tabel 2.3	<i>Boundary Conditions</i> (<i>Singh, 2010</i>).....	26
Tabel 2.4	hasil eksperimen dan simulasi (<i>William, 2002</i>).....	32
Tabel 3.1	Pembebanan vertikal.....	37
Tabel 3.2	Pembebanan pada uji torsional.....	39
Tabel 4.1	Koordinat tumpuan.....	52
Tabel 4.2	Tabel perhitungan titik berat pengendara.....	54
Tabel 4.3	Gaya pada tumpuan A5.....	68
Tabel 4.4	Torsi vs Tegangan.....	104
Tabel 4.5	Angka keamanan.....	113
Tabel 4.6	Angka keamanan.....	114
Tabel 4.7	Angle of twist.....	116

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Mobil Formula SAE (Sophia-racing.com).....	7
Gambar 2.2	chassis FSAE (Sapuangin design report, 2013)	8
Gambar 2.3	Uji Kemiringan (saea.com.us).....	9
Gambar 2.4	Sapuangin Speed 2013 (sapuangin design report,2013).....	10
Gambar 2.5	Penimbangan berat untuk mencari titik berat...	12
Gambar 2.6	Gaya Dorong (Sutantra, 2001).....	14
Gambar 2.7	a) Gaya Sentrifugal b)Momen Guling dan c)Momen Pitching (Sutantra, 2001).....	15
Gambar 2.8	Massa beberapa bagian tubuh manusia (U.S. Army, 1988).....	17
Gambar 2.9	Panjang organ dan jarak titik berat manusia (U.S. Army, 1988).....	18
Gambar 2.10	Tegangan normal tarik pada silinder (Robert, 1967).....	19
Gambar 2.11	Tegangan normal tekan pad silinder (Robert, 1967).....	20
Gambar 2.12	Tensor tegangan (Robert, 1967).....	20
Gambar 2.13	Elemen tetrahedron (Cooc, 1995).....	22
Gambar 2.14	Node Elemen tetrahedron (Cooc, 1995).....	22
Gambar 2.15	Statik Shear (Singh, 2010).....	27
Gambar 2.16	Vertikal Bending (Singh, 2010).....	27
Gambar 2.17	Lateral force (Singh, 2010).....	27
Gambar 2.18	T orsional force (Singh, 2010).....	28
Gambar 2.19	Acceleration (Singh, 2010).....	28
Gambar 2.20	<i>Stress distributions (Singh, 2010)</i>	29
Gambar 2.21	<i>Torsion deformation mode (William, 2002)</i>	30
Gambar 2.22	<i>Deflection vs Force at wheel (William, 2002)</i> ..	31
Gambar 2.23	<i>Metode perhitungan kekakuan pada chassis(William, 2002)</i>	32
Gambar 3.1	Diagram alir.....	33

Gambar 3.2	Analisa uji kemiringan.....	35
Gambar 3.3	Distribusi berat pada roda.....	36
Gambar 3.4	Titik <i>CoG</i>	37
Gambar 3.5	Penempatan beban vertikal.....	38
Gambar 3.6	Penempatan beban torsi.....	40
Gambar 3.7	Analisa gaya saat akselerasi.....	41
Gambar 3.8	Sistem suspensi belakang.....	43
Gambar 3.9	Analisa gaya saat belok.....	44
Gambar 3.10	Sistem suspensi depan.....	46
Gambar 3.11	Analisa gaya saat pengereman.....	47
Gambar 3.12	Meshing pada <i>ANSYS Mechanical</i>	49
Gambar 4.1	Penomoran Tumpuan.....	51
Gambar 4.2	Geometri titik berat organ tubuh pengendara..	53
Gambar 4.3	Titik berat engine.....	55
Gambar 4.4	Titik berat <i>drivetrain</i>	56
Gambar 4.5	Titik berat tangki.....	57
Gambar 4.6	Reaksi beban vertikal pengendara.....	58
Gambar 4.7	Dimensi <i>Drivetrain</i>	60
Gambar 4.8	Matriks Persamaan-persamaan momen.....	62
Gambar 4.9	Matriks b (gaya-gaya reaksi) dan Matriks c (hasil).....	63
Gambar 4.10	Reaksi beban vertikal tangki.....	64
Gambar 4.11	Reaksi beban vertikal <i>engine</i>	65
Gambar 4.12	Reaksi beban vertikal <i>drivetrain</i>	66
Gambar 4.13	Constrain beban vertikal.....	67
Gambar 4.14	Constrain beban torsi.....	68
Gambar 4.15	Titik berat <i>unsprung</i> depan.....	69
Gambar 4.16	Titik berat <i>unsprung</i> belakang.....	70
Gambar 4.17	Reaksi beban akselerasi pengendara.....	71
Gambar 4.18	Reaksi beban akselerasi tangki.....	72
Gambar 4.19	Reaksi beban akselerasi <i>engine</i>	73
Gambar 4.20	Reaksi beban akselerasi <i>drivetrain</i>	74
Gambar 4.21	Reaksi beban akselerasi <i>unsprung</i> depan.....	75
Gambar 4.22	Constrain beban akselerasi.....	76

Gambar 4.23 Reaksi beban belok pengendara.....	77
Gambar 4.24 Reaksi beban belok tangki.....	78
Gambar 4.25 Reaksi beban belok <i>engine</i>	79
Gambar 4.26 Reaksi beban belok <i>drivetrain</i>	80
Gambar 4.27 Reaksi beban belok <i>unsprung</i> depan.....	81
Gambar 4.28 Reaksi beban belok <i>unsprung</i> belakang.....	82
Gambar 4.29 <i>Constraint</i> beban belok.....	83
Gambar 4.30 Reaksi beban Pengereman pengendara.....	84
Gambar 4.31 Reaksi beban Pengereman tangki.....	85
Gambar 4.32 Reaksi beban Pengereman <i>engine</i>	86
Gambar 4.33 Reaksi beban Pengereman <i>drivetrain</i>	87
Gambar 4.34 Reaksi beban Pengereman <i>unsprung</i> Belakang.....	88
Gambar 4.35 <i>Constraint</i> beban Pengereman.....	89
Gambar 4.36 Pembebanan vertikal.....	90
Gambar 4.37 Detail hasil simulasi pada B2.....	91
Gambar 4.38 Meshing tanpa <i>refinement</i>	91
Gambar 4.39 Mesing dengan <i>refinement</i> tingkat 1.....	92
Gambar 4.40 Mesing dengan <i>refinement</i> tingkat 2.....	92
Gambar 4.41 Mesing dengan <i>refinement</i> tingkat 3.....	92
Gambar 4.42 <i>Convergent Test</i> beban vertikal.....	93
Gambar 4.43 Mesing pembebanan vertikal.....	93
Gambar 4.44 <i>Convergent Test</i> beban torsi.....	94
Gambar 4.45 Tegangan pembebanan torsi.....	95
Gambar 4.46 Mesing pembebanan torsi.....	95
Gambar 4.47 <i>Convergent Test</i> beban akselerasi.....	96
Gambar 4.48 Simulasi pembebanan akselerasi.....	96
Gambar 4.49 Mesing pembebanan akselerasi.....	97
Gambar 4.50 <i>Convergent Test</i> beban belok.....	98
Gambar 4.51 Simulasi pembebanan belok.....	98
Gambar 4.52 Mesing pembebanan belok.....	99
Gambar 4.53 <i>Convergent Test</i> beban pengereman.....	100
Gambar 4.54 Simulasi pembebanan pengereman.....	100
Gambar 4.55 Mesing pembebanan pengereman.....	101
Gambar 4.56 Tegangan akibat pembebanan vertikal.....	102

Gambar 4.57	Detail hasil simulasi pada B2.....	102
Gambar 4.58	Deformasi pada pembebanan vertikal.....	103
Gambar 4.59	Tegangan akibat torsi dengan beban 0.5 <i>W</i> <i>sprung</i>	103
Gambar 4.60	<i>Tegangan Von Mises vs Torsi</i>	104
Gambar 4.61	Sudut punter.....	105
Gambar 4.62	Deformasi akibat torsi dengan beban 0.5 <i>W</i> <i>sprung</i>	106
Gambar 4.63	Sudut puntir vs Torsi	107
Gambar 4.64	Tegangan akibat pembebanan akselerasi.....	108
Gambar 4.65	Detail hasil simulasi pada E1.....	108
Gambar 4.66	Deformasi pada pembebanan akselerasi.....	109
Gambar 4.67	Tegangan akibat pembebanan belok.....	109
Gambar 4.68	Detail hasil simulasi pada B2.....	110
Gambar 4.69	Deformasi pada pembebanan belok.....	110
Gambar 4.70	Tegangan akibat pembebanan pengereman.....	111
Gambar 4.71	Detail hasil simulasi pada B2.....	111
Gambar 4.72	Deformasi pada pembebanan pengereman.....	112
Gambar 4.73	Angle of twist.....	117
Gambar 4.74	Penambahan elemen pipa diagonal.....	117
Gambar 4.75	Penambahan elemen antara <i>engine</i> dan <i>Drivetrain</i>	118
Gambar 4.76	Penambahan elemen padaudukan Pengendara.....	119

BAB I

PENDAHULUAN

I.1. Latar Belakang

Pada Tahun 2013, Tim Sapuanging Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Untuk pertama kalinya berpartisipasi pada *Student Formula Japan (SFJ)* di Shizuoka Ecopa Stadium Japan. Perlombaan SFJ ini merupakan salah satu perlombaan *Formula Student* yang diadakan oleh *Society of Automotive Engineer* di Jepang. Pada perlombaan ini, ITS mengikuti kelas *Internal Combustion Vehicle (ICV)* dengan mobil *Formula* yang berkapasitas mesin 600cc bernama Sapuanging *Speed*. Mobil *Formula* tersebut didesain, disimulasi dan dibuat sendiri oleh mahasiswa-mahasiswa ITS.

Ada beberapa bagian penting dari mobil Sapuanging yang sangat menentukan performa ketika berada di lintasan balap. Beberapa diantaranya adalah *powertrain*, *Drivetrain*, *aerodynamics*, dan *vehicle stability*. Stabilitas kendaraan atau *Vehicle Stability* merupakan aspek yang paling penting untuk menjuarai kompetisi *SFJ* karena kompetisi ini lebih menitikberatkan pada kelincahan daripada top *Speed* dari mobil itu sendiri.

chassis merupakan bagian yang terpenting dalam stabilitas dari sebuah kendaraan selain suspensi, ban, setir dan pengereman. *chassis* yang baik harus mempunyai kekakuan yang baik untuk menumpu semua bagian dari mobil di semua kondisi. *chassis* juga harus mampu melindungi pengendaranya terutama bila terjadi kecelakaan.

Pada proses perancangan *chassis*, simulasi pembebanan statik atau dinamik sangat penting dilakukan. Simulasi yang sering digunakan adalah simulasi menggunakan software numerik dengan metode *finite element* seperti *ANSYS*. Ada banyak

pembebanan yang biasanya sering digunakan misalnya beban vertikal, beban torsi, beban horizontal dan sebagainya yang ditentukan untuk mewakili beban pada kondisi nyata.

Mobil yang dilombakan pada ajang *Formula SAE* harus memiliki *chassis* yang kuat namun ringan. *chassis* mobil *FSAE* harus kuat karena beban yang diterima sangat besar ketika akselerasi, berbelok dan ketika melakukan pengereman. Di sisi lain, Bobot dari *chassis* harus seringan mungkin agar beban yang ditopang *Engine* menjadi minimal. Untuk mengoptimasi kekuatan dan berat dari *chassis* maka perlu dilakukan simulasi numerik.

1.2. Rumusan permasalahan

Untuk mengevaluasi atau merancang *chassis* Sapuaingin agar mampu menerima beban statik maupun dinamik, maka perumusan masalah dalam tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Berapa jumlah elemen yang dapat memberikan nilai yang konvergen pada pembebanan statis, torsional, akselerasi, pengereman dan beban belok.
2. Berapa nilai tegangan *Von Mises*, deformasi, kekakuan dan angka keamanan dari *chassis* ketika menerima pembebanan statis, torsional, akselerasi, pengereman dan beban belok.
3. Bagaimana kemampuan *chassis* dalam menerima pembebanan statis, torsional, akselerasi, pengereman dan beban belok menggunakan *ANSYS Static Struktural*.

I.3. Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Menentukan jumlah elemen yang dapat memberikan nilai yang konvergen pada pembebanan statis, torsional, akselerasi, pengereman dan beban belok.
2. Mencari nilai tegangan *Von Mises*, deformasi, kekakuan dan angka keamanan dari chassis ketika menerima pembebanan statis, torsional, akselerasi, pengereman dan beban belok.
3. Mengevaluasi kemampuan *chassis* dalam menerima pembebanan statis, torsional, akselerasi, pengereman dan beban belok menggunakan *ANSYS Static Struktural*.

I.4. Manfaat

Adapun manfaat dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Penelitian pada tugas akhir ini dapat dijadikan referensi untuk mendesain mobil yang lebih baik, demi majunya otomotif di Indonesia.
2. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu pengetahuan dalam dunia otomotif.
3. Membantu mahasiswa untuk lebih memahami konsep pengembangan dan perancangan kendaraan.
4. Memberi rekomendasi desain *chassis* Sapuangan *Speed* 2014 yang lebih baik berdasarkan simulasi *chassis* tahun sebelumnya.

I.5. Batasan Masalah

Agar penulisan ini tugas akhir ini lebih terarah, maka perlu diberikan beberapa batasan dalam penelitian ini. Adapun batasan masalah tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Spesifikasi kendaraan Sapuangin *Speed* 2013 :
 - a. Berat kosong : 310 kg
 - b. Berat pengendara : 78.6 kg (1 pengendara)
 - c. Distribusi beban roda depan-belakang : 40:60 (dengan pengendara)
 - d. Wheelbase : 1650 mm
 - e. *Track Width* depan : 1225 mm
 - f. *Track Width* belakang : 1125 mm
 - g. Diameter roda : 21 inch
2. Selain *chassis*, *Engine*, tangki, *Drivetrain*, pengendara, dan *Un-sprung Masses* (ban, hub, disc brake, arm, suspensi, caliper rem dan upright) *massanya* diabaikan karena dianggap kecil dan untuk menyederhanakan perhitungan namun *massa* total tetap 310 kg.
3. *Massa* bagian-bagian kendaraan yang terlibat dalam perhitungan :
 - a. *chassis* : 45 kg
 - b. *Drivetrain* : 15 kg
 - c. Tangki : 10 kg
 - d. *Engine* : 60 kg
 - e. Pengendara : 78.6 kg
 - f. *Un-sprung Masses* : 4 x 40kg
4. Mobil Sapuangin telah melewati uji kemiringan hingga 60° sebagai dasar perhitungan Specific Gravity.
5. Percepatan (akselerasi), perlambatan (pengereman) dan kecepatan belok dianggap konstan. Mobil mampu melaju pada jarak 75 meter dalam waktu 4.5 detik dan mampu melakukan pengereman dari kecepatan 50 km/h hingga berhenti pada jarak 11 meter.
6. Mobil mampu melewati tikungan dengan radius 7.75 meter dengan kecepatan 30 km/h.
7. Tumpuan masing-masing massa dianggap tidak mempunyai reaksi momen dan hanya mempunyai reaksi F_x , F_y dan F_z .
8. Material yang digunakan adalah AISI 1010

I.6. Sistematika Penulisan

Dalam penyusunan tugas akhir ini, sistematika penulisan adalah sebagai berikut :

Bab I Pendahuluan

Berisikan latar belakang, rumusan masalah, tujuan penulisan batasan masalah serta sistematika penulisan.

Bab II Tinjauan Pustaka

Berisikan teori-teori pendukung yang digunakan dalam menyusun tugas akhir ini.

Bab III Metodologi

Berisikan prosedur pelaksanaan pengujian dan pengambilan data serta prosedur analisa.

Bab IV Hasil dan Analisa

Berisikan perhitungan, simulasi dan pembahasan dari hasil analisis struktural performa *chassis* sapuangin speed 2013

Bab V Kesimpulan dan Saran

Berisikan kesimpulan dari seluruh analisis dan evaluasi yang telah dilakukan serta berisikan saran untuk pengembangan penelitian selanjutnya.



Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

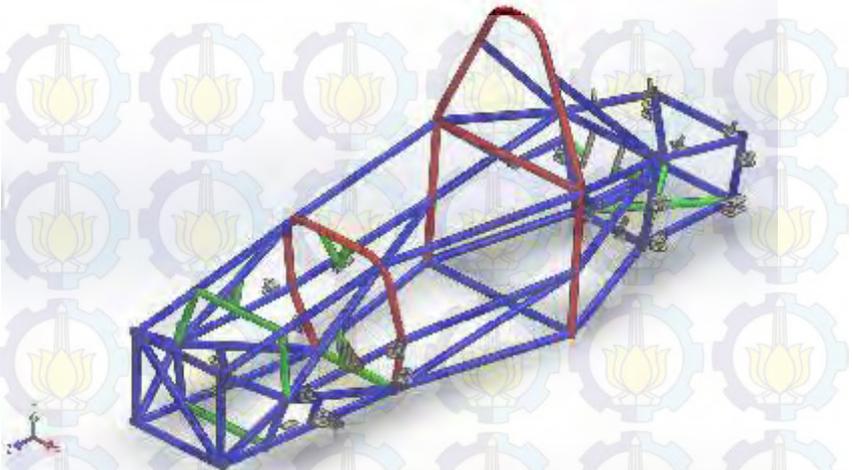
II.1. *Formula SAE*

Student Formula Japan 2013 adalah kompetisi yang menantang seluruh mahasiswa di penjuru dunia untuk mendesain, membuat dan menguji kemampuan dalam hal memasarkan hasil riset berupa kendaraan *Formula* berukuran kecil. Kompetisi ini dimulai pada tahun 2003, dan pada tahun 2013 ini bertempat di sirkuit *ECOPA (Ogasayama Sports Park), Shizuoka Prefecture, Japan*. Adapun model kendaraan yang dikompertisikan dalam kejuaraan tersebut harus disesuaikan dengan peraturan yang ditetapkan oleh *SAE (Society of Automotive Engineer)* seperti pada **gambar 2.1**.



Gambar 2.1 Mobil *Formula SAE (Sophia-racing.com)*

II.1.1. Peraturan *chassis* FSAE 2013



Gambar 2.2 *chassis* FSAE (Sapuangan *design report*, 2013)

Pada **gambar 2.2** semua *frame tube* harus berdiameter minimal 1 inch dengan beberapa jenis ketebalan sebagai berikut :

Merah : >2.4 mm

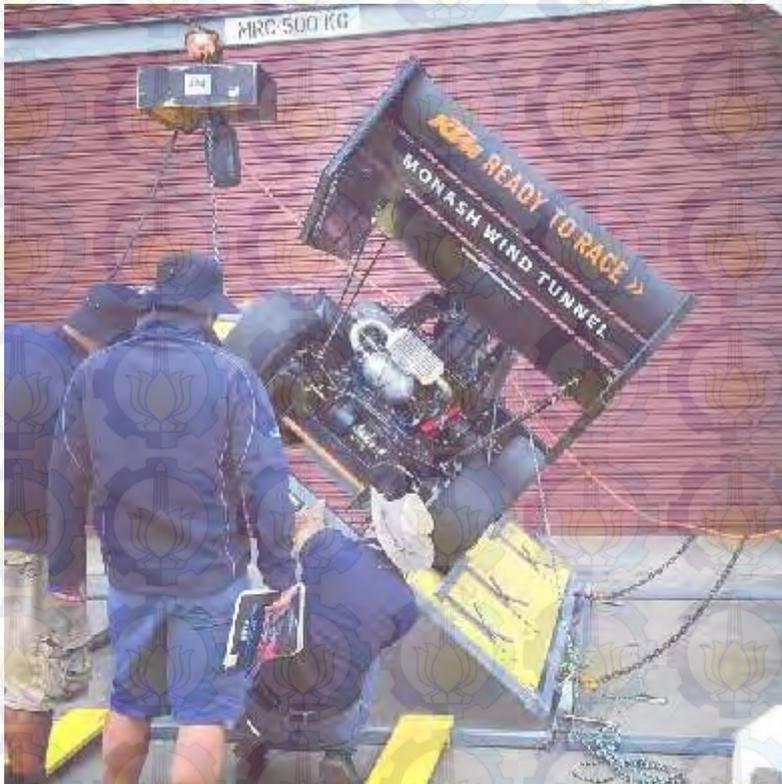
Biru : >1.65 mm

Hijau : >1.25mm

II.1.2. Uji Kemiringan Mobil FSAE

Dalam Event *Formula SAE* terdapat beberapa uji inspeksi salah satunya uji kemiringan. Ini bertujuan untuk menguji

kebocoran fluida dan ketinggian *Center of Gravity*. Kebocoran fluida diuji pada kemiringan 45° dan ketinggian *Center of Gravity* diuji pada kemiringan 60° terhadap horizontal seperti pada gambar 2.3.



Gambar 2.3 Uji Kemiringan (saca.com.us)

II.2. Mobil Sapuangin *Speed 2013*

Tim Sapuangin Institut Teknologi Sepuluh Nopember mengikuti ajang *Formula SAE Japan* untuk pertama kalinya. Untuk debutnya kali ini, desain dari kendaraan difokuskan pada

keamanan, kemudahan dikendarai, ketahanan dan kemudahan manufaktur. Semua bagian dari kendaraan dihitung atau dipilih untuk menjamin kekuatan, gaya-gaya dinamis, getaran dan aerodinamika. Semuanya didesain untuk mendapatkan geometri dan material yang paling efektif. Dalam pembangunan mobil ini, *chassis* dan dinamika kendaraan merupakan aspek terkuat yang didesain untuk membuat kendaraan mudah untuk dikendarai pada kompetisi ini. Tujuan dari focus ini adalah konstruksi *chassis* yang solid, Suspensi yang baik, pendekatan pada *Ackerman Steering* yang ideal dan *A-arm* efektif untuk mendapatkan traksi maksimum pada lintasan. **Gambar 2.4.** merupakan 3d dari mobil Sapuangin.



Gambar 2.4 Sapuangin *Speed 2013* (sapuangin design report, 2013)

II.3. JIS 3445 Grade 11

Berikut ini adalah properti material berdasarkan pada standar *AISI 1010*.

Tabel 2.1. Komposisi kimia *AISI 1010* (www.azom.com/)

Element	Content (%)
Iron (Fe)	99.11-99.92%
Manganese (Mn)	0.20-0.60%
Sulfur (S)	≤ 0.050%
Phosphorus (P)	≤ 0.040%
Carbon (C)	0.10-0.13%

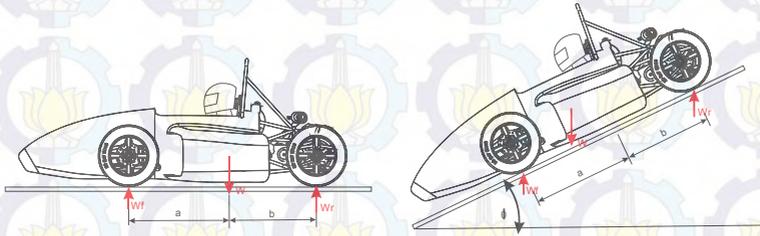
Tabel 2.2. Sifat mekanik *AISI 1010* (www.azom.com/)

Properties	Metric	Imperial
Tensile strength	410-510 MPa	59000-73500 psi
Yield strength (average on temper)	270-370 MPa	39000-53000 psi
Elongation at break	20%	20%
	11.1%	11.1%
	5%	5%

II.4. Dinamika Kendaraan

II.3.1. Center Of Gravity

Untuk mendapatkan titik berat dari kendaraan, bisa dilakukan dengan cara gaya reaksi yang terjadi pada roda depan atau roda belakang. Pengukuran dilakukan pada kondisi kendaraan benar-benar dalam posisi datar/ horizontal. Gaya reaksi pada roda depan (W_f) dan gaya reaksi pada roda belakang (W_r) apabila dijumlahkan akan sama dengan berat total dari kendaraan (W). Nilai W_f dan W_r jika dijumlahkan akan bernilai W ($W = W_f + W_r$). **gambar 2.5** di bawah ini menunjukkan gaya-gaya yang diakibatkan oleh berat mobil.



Gambar 2.5 Penimbangan berat untuk mencari titik berat

Untuk mengukur jarak sumbu roda depan dengan pusat titik berat, dapat ditentukan dengan menggunakan prinsip mekanika teknik. Dengan mengambil sumbu roda depan sebagai pusat momen, maka akan didapat persamaan sebagai berikut:

$$a = \frac{(a+b)W_r}{W_f + W_r} \quad (2.1)$$

Untuk mengukur jarak antara sumbu roda belakang dengan pusat titik berat, dapat dicari dengan mengambil sumbu roda depan sebagai pusat momen sehingga akan didapat persamaan sebagai berikut:

$$b = \frac{(a+b)W_f}{W_f + W_r} \quad (2.2)$$

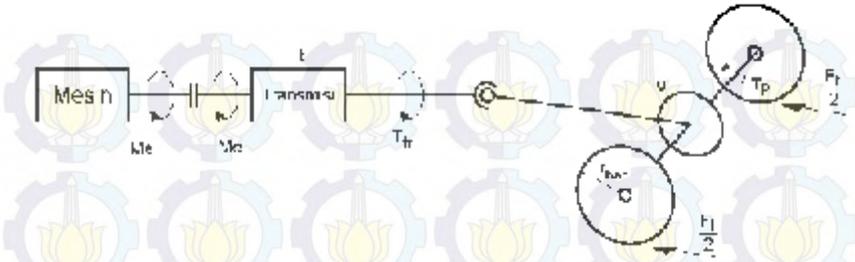
Untuk mengukur jarak vertikal antara sumbu roda dengan pusat titik berat dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$h_r = \frac{W' f(a+b) - W \cdot b}{W \tan} \quad (2.3)$$

Perubahan posisi titik berat akan dilakukan jika kendaraan mengalami skid atau guling. Jika kendaraan mengalami skid pada roda belakang maka perlu mengeser posisi titik berat ke arah kiri atau ke depan. Jika kendaraan mengalami *skid* di depan maka hal yang perlu dilakukan adalah menggeser posisi titik berat ke arah kanan atau belakang. Selain itu, jika kendaraan mengalami guling maka perlu dirubah ketinggian dari posisi titik berat.

II.3.2. Gaya Dorong

Gaya dorong yang dihasilkan oleh putaran mesin pada kendaraan bermotor digambarkan pada **gambar 2.6** dan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut

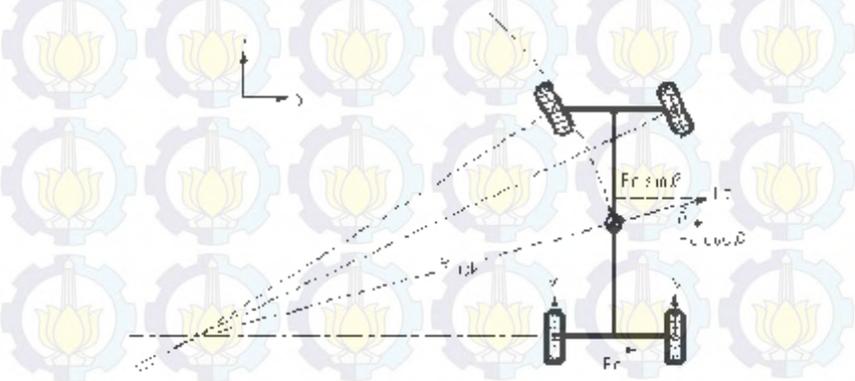


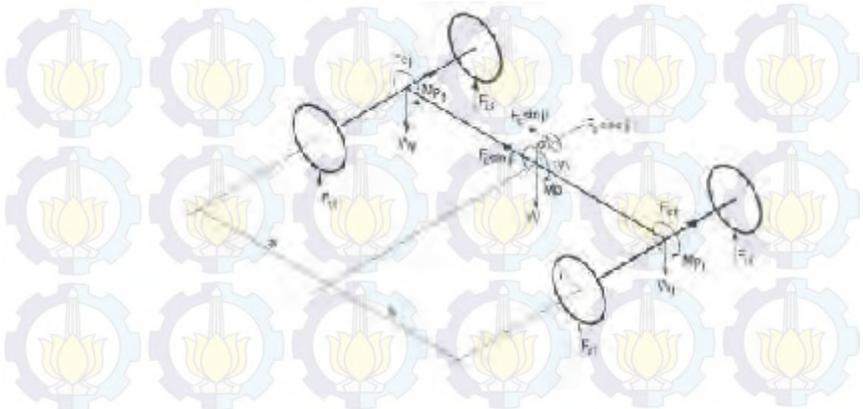
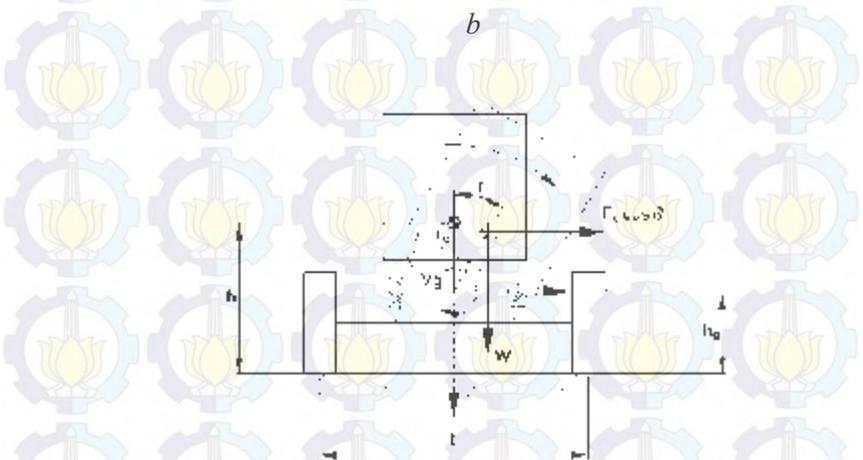
Gambar 2.6 Gaya Dorong (Sutantra, 2001)

- $$F_t = \frac{T_p}{r} = \frac{i_t \cdot i_g \cdot Me}{r} \cdot \eta_t$$

dimana η_t pada kendaraan bermesin melintang memiliki nilai sebesar 0,91 - 0,95 ($\approx 0,92$). Sedangkan untuk kondisi berbelok maksimum adalah F_t dimana salah satu roda hampir terangkat (sehingga tidak mengalami gaya dorong pada roda 1)

II.3.3. Gaya Sentrifugal (F_c), Momen Guling (M_g) dan Momen Pitching (M_p)



a*b**c*

Gambar 2.7 a) Gaya Sentrifugal b) Momen Guling dan c) Momen Pitching (Sutantra, 2001)

- $F_c = m \frac{V^2}{R_{ack}}$
- $Mg = F_c \cdot \cos \beta \cdot r_c \cdot \cos \gamma + W \cdot r_c \cdot \sin \gamma$
- $Mp = F_c \cdot \sin \beta \cdot r_c \cdot \cos \varphi + W \cdot r_c \cdot \sin \varphi$

Jika $\gamma \approx 0$, $\varphi \approx 0$ dan $r_c \approx 1/3 h$ (pendekatan), maka

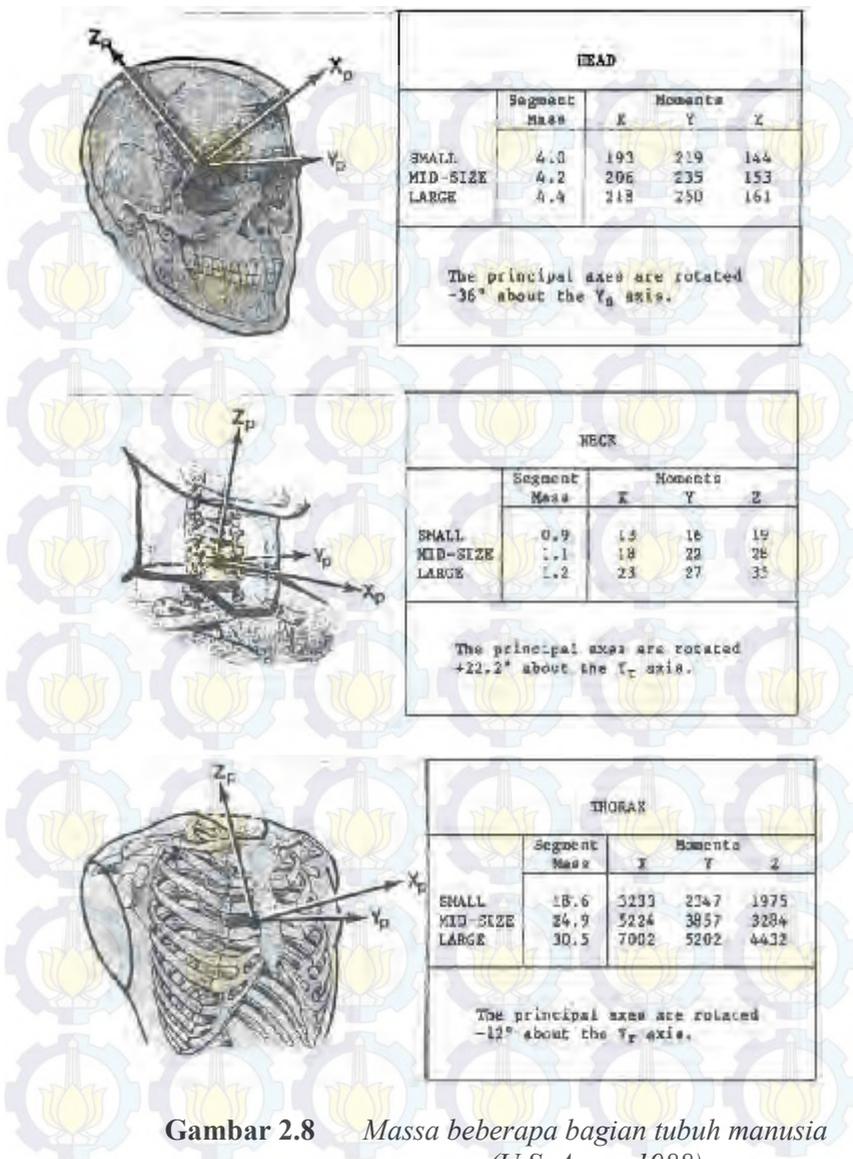
- $Mg = F_c \cdot \cos \beta \cdot r_c = F_c \cdot \cos \beta \cdot \frac{1}{3} h$
- $Mp = F_c \cdot \sin \beta \cdot r_c = F_c \cdot \sin \beta \cdot \frac{1}{3} h$

perpindahan gaya normal dari belakang ke depan akibat momen pitching

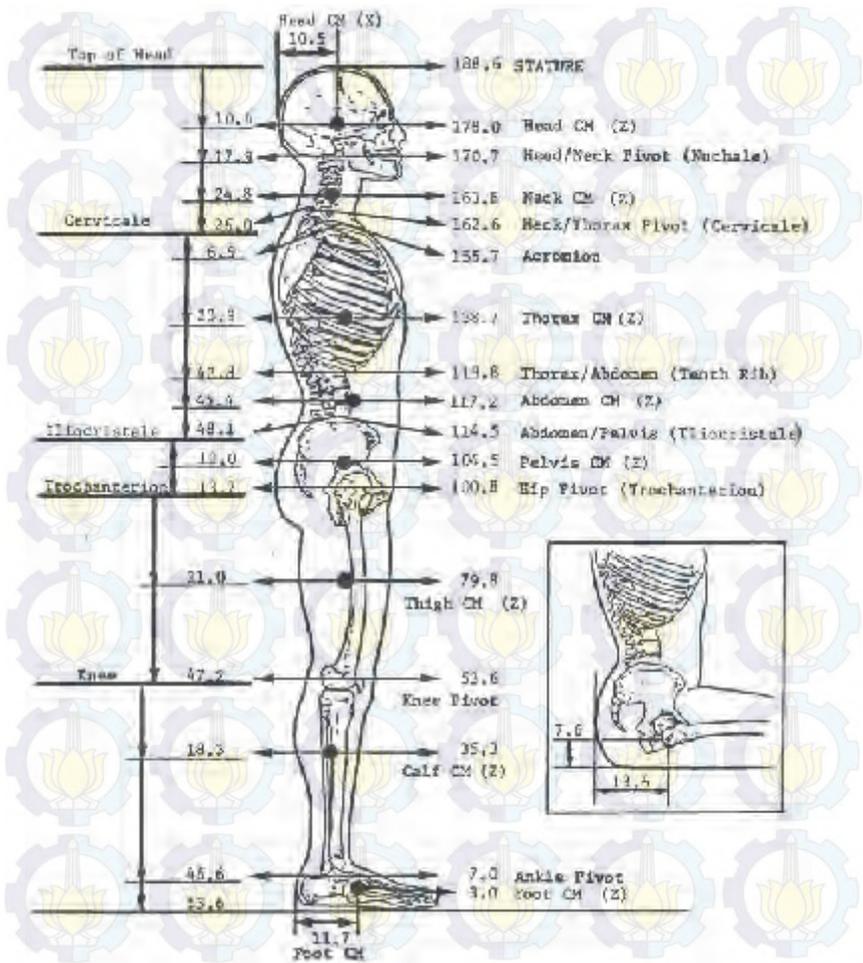
- $\Delta F_{zL} = \frac{Mp}{l} + \frac{F_c \cdot \sin \beta \cdot h}{l}$

II.5. Antropometri Pengendara

Peraturan balapan Formula Student yang diselenggarakan oleh FSAE Internasional menyatakan bahwa desain kokpit dari mobil yang dilombakan harus sesuai dengan ukuran 95th Percentile Male. Ukuran tersebut merupakan standar antropometri untuk manusia yang berukuran besar. Berikut ini merupakan beberapa tabel dari 3rd, 50th, dan 95th percentile male :



Gambar 2.8 Massa beberapa bagian tubuh manusia (U.S. Army, 1988)



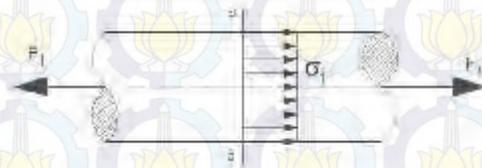
Gambar 2.9 Panjang organ dan jarak titik berat manusia (U.S. Army, 1988).

II.6. Teori Kegagalan

Tegangan normal terjadi apabila dua gaya (F_t atau F_c) yang besarnya sama dan berlawanan arah bekerja tegak lurus pada potongan suatu benda

Kondisi tarik (*tension*) :

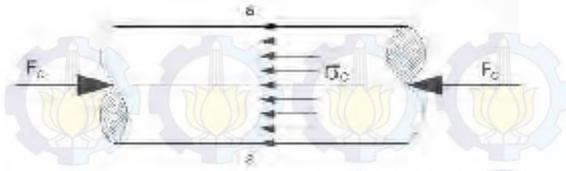
$$\sigma_t = \frac{F_t}{A_{(a-a)}}$$



Gambar 2.10 Tegangan normal tarik pada silinder
(Robert, 1967)

Kondisi tekan (*compression*) :

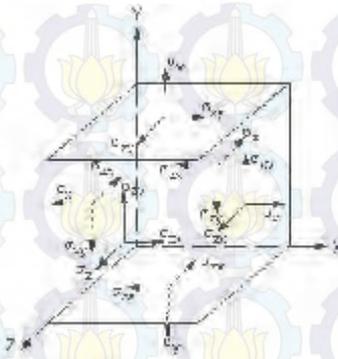
$$\sigma_c = \frac{F_c}{A_{(a-a)}}$$



Gambar 2.11 *Tegangan normal tekan pad silinder (Robert, 1967)*

Tegangan dilihat pada sebuah titik apabila diperbesar berupa bentuk kubus yang memiliki dimensi dx, dy dan dz seperti pada **gambar 2.10**. Dengan mengambil suatu sumbu referensi *orthogonal* (*Cartesian*) maka kubus tersebut akan memiliki 9 komponen sebagai berikut :

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_y & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$



Gambar 2.12 *Tensor tegangan (Robert, 1967)*

Dimana memiliki Tegangan Prinsipal yang didapat dari persamaan :

$$\sigma^3 - I_1\sigma^2 + I_2\sigma - I_3 = 0$$

sehingga diperoleh σ_1 , σ_2 dan σ_3

dimana,

$$I_1 = \sigma_x + \sigma_y + \sigma_z$$

$$I_2 = \sigma_x \cdot \sigma_y + \sigma_y \cdot \sigma_z + \sigma_x \cdot \sigma_z - \tau_{xy}^2 - \tau_{yz}^2 - \tau_{xz}^2$$

$$I_3 = \sigma_x \cdot \sigma_y \cdot \sigma_z + 2 \cdot \tau_{xy} \cdot \tau_{yz} \cdot \tau_{xz} - \sigma_x \cdot \tau_{yz}^2 - \sigma_y \cdot \tau_{xz}^2 - \sigma_z \cdot \tau_{xy}^2$$

Sedangkan tegangan equivalennya didapat dari persamaan :

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2 \right]^{1/2}$$

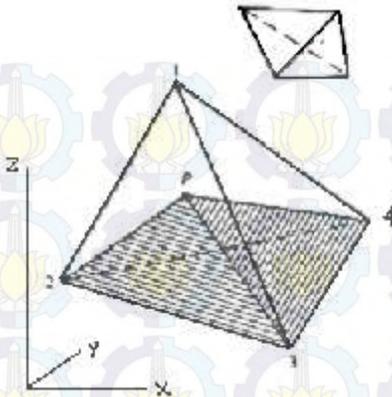
atau

$$\sigma_{eqv} = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6 \cdot (\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right]^{1/2}$$

Persamaan di atas merupakan *Maximum Distortion Energy Failure Theory (DET)* atau yang juga dikenal dengan istilah *Von Mises*

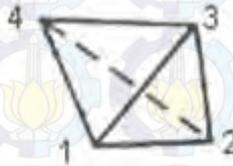
II.7. Finite Element Analysis (FEA)

Elemen *tetrahedron* adalah elemen yang paling mudah untuk dibentuk dalam suatu model matematika.



Gambar 2.13 Elemen tetrahedron (Cooc, 1995)

Elemen *tetrahedron* yang digunakan dalam analisa distribusi tegangan pada *chassis* Sapuangin ini adalah jenis *Four Corner Node 12 DOF Constant Strain Tetrahedron* seperti **gambar 2.11**. Elemen ini memiliki 4 *node* dengan masing-masing *node* memiliki 3 *DOF* (u , v , dan w) seperti yang dapat dilihat pada **gambar 2.12**.



Gambar 2.14 Node Elemen tetrahedron (Cooc, 1995)

Matrik kekakuan pada elemen *tetrahedron* didapatkan dengan menggunakan persamaan :

$$[k] = \int_V [A]^T [C][A] dV$$

dimana :

$$[A] = [G][B]^{-1}$$

dengan memasukkan [A] maka akan didapat :

$$[k] = ([B]^{-1})^T \left[\int_V [G]^T [C][G] dV \right] [B]^{-1}$$

Kemudian setelah mendapatkan matrik kekakuan, kemudian matrik beban total dapat didefinisikan sebagai berikut :

$$\{F\} = [k]\{q\} - \{F^1\}$$

dengan memasukkan harga [k] dan {q} maka didapat :

$$\{F^1\} = ([B]^{-1})^T \int_V [G]^T [C]\{\varepsilon^1\} dV$$

dengan integrasi volume dalam koordinat polar didefinisikan:

$$V = \iiint dV = \iiint r d\theta dz dr = 2\pi \iint r dr dz$$

Pada elemen *tetrahedron* komponen displacement diasumsikan merupakan fungsi linier dari koordinat tetrahedral. Sehingga komponen displacement pada elemen *tetrahedron* dapat didefinisikan sebagai berikut :

$$u = \xi_1 u_1 + \xi_2 u_2 + \xi_3 u_3 + \xi_4 u_4 = \sum_{i=1}^4 N_i u_i$$

$$v = \xi_1 v_1 + \xi_2 v_2 + \xi_3 v_3 + \xi_4 v_4 = \sum_{i=1}^4 N_i v_i$$

$$w = \xi_1 w_1 + \xi_2 w_2 + \xi_3 w_3 + \xi_4 w_4 = \sum_{i=1}^4 N_i w_i$$

dengan : $\xi_i = \frac{1}{6V} (\alpha_i + \beta_i x + \gamma_i y + \delta_i z)$ (i = 1, 2, 3, 4)

$$\alpha_1 + \alpha_2 + \alpha_3 + \alpha_4 = 6V$$

$$\xi_1 = \frac{V_1}{V} \quad \xi_2 = \frac{V_2}{V} \quad \xi_3 = \frac{V_3}{V} \quad \xi_4 = \frac{V_4}{V}$$

dimana :

$$V_1 + V_2 + V_3 + V_4 = V \quad \text{dan} \quad \xi_1 + \xi_2 + \xi_3 + \xi_4 = 1$$

Setelah mendefinisikan komponen displacement dari *node* pada elemen *tetrahedron*, kemudian dapat didefinisikan persamaan regangan-displacement untuk koordinat tetrahedral sebagai berikut :

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} N_x & 0 & 0 \\ 0 & N_y & 0 \\ 0 & 0 & N_z \\ N_y & N_x & 0 \\ 0 & N_z & N_y \\ N_z & 0 & N_x \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = [A] \{q\}$$

dengan N adalah shape function

Pada akhirnya setelah mendefinisikan regangan kemudian akan didapat hubungan antara tegangan dan regangan 3 dimensi

(three-dimensional *stress-strain*) untuk material isotropic, yang didefinisikan sebagai berikut :

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

$$\{\sigma\} = [C]\{\varepsilon\}$$

II.8. Jurnal Pengujian *chassis FSAE*

II.7.1. *chitkara FSAE team*

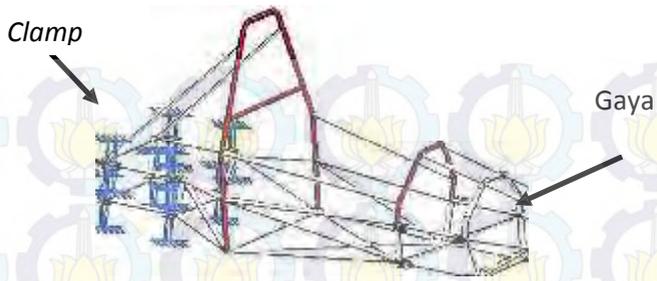
Kompetisi *Formula SAE* dilaksanakan setiap tahun dan memperlombakan tim-tim dari pelajar-pelajar teknik untuk mendesain dan membangun mobil balap single seater. Di antara banyak komponen-komponen penting, *chassis* merupakan struktur yang sangat diperlukan dalam mobil hususnya mobil balap. Desain yang baik harus ringan, kaku dan sangat aman untuk diproduksi pada biaya manufacturing yang beralasan. Penelitian pada jurnal ini dilaksanakan untuk partisipasi kedua dari *chitkara FSAE team*. Jurnal menunjukkan beberapa konsep dari distribusi gaya dari *frame* dan pola deformasi yang konsekuensi. Model desain telah dipersiapkan dengan menggunakan parameter anthropometric dari pengemudi paling tinggi (*95th percentile male*), buku *SAE rules* dan pengetahuan dari desain-desain sebelumnya. Distribusi beban statik dan dinamik dihitung secara analitis dengan mempelajari bermacam-macam *boundary conditions* yang akan diaplikasikan pada tes *FEA* yang berbeda-beda. Distribusi tegangan, regangan lateral

saat statik, mode dinamik dan frekuensi dianalisa dan dicari factor keamanannya seperti yang dibutuhkan. Kekakuan torsional yang didapatkan sebesar 615.98 Nm/deg yang 2.46 kali lebih besar dari desain lama (250 Nm/deg). Berat dari *chassis* sebesar 32 kg yang 1.125 kali lebih ringan dari *chassis* sebelumnya (36kg). di nustell, rasio dari peningkatan prosentase pada kekakuan torsional terhadap pengurangan prosentase pada berat adalah 13.15:1.

Tabel 2.3. *Boundary Conditions (Singh, 2010)*

No.	Test	Boundary condition	Force Moments
1	<i>Statik Shear</i>	<i>Clamp- rear suspension mounts</i>	<i>Downward force at front bulkhead</i>
2	<i>Statik overall bending</i>	<i>Clamp- front and rear suspension mounts</i>	<i>Uniformly distributed loading</i>
3	<i>Statik torsional loading</i>	<i>Clamp- rear suspension mounts</i>	<i>Clockwise Moment at bulkhead side</i>
4	<i>Acceleration Analysis</i>	<i>Clamp- front and rear suspension mounts</i>	<i>Force applied towards rear</i>
5	<i>Frequency analysis</i>	<i>Clamp- front and rear suspension mounts</i>	<i>Frequency range- 69.12 Hz to 204.79 Hz</i>

Berikut ini merupakan penerapan beberapa *Boundary conditions* di atas pada permodelan simulasi :



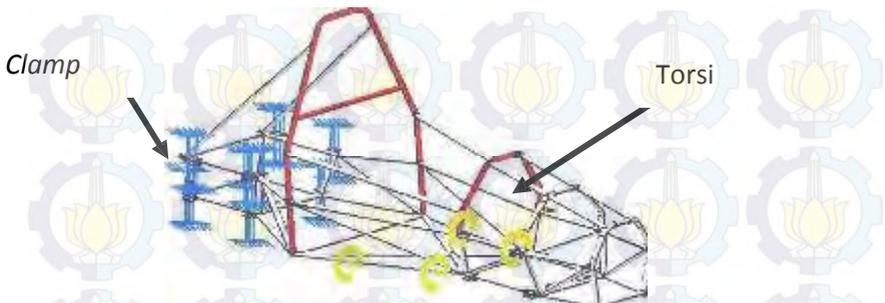
Gambar 2.15 *Statik Shear (Singh, 2010)*



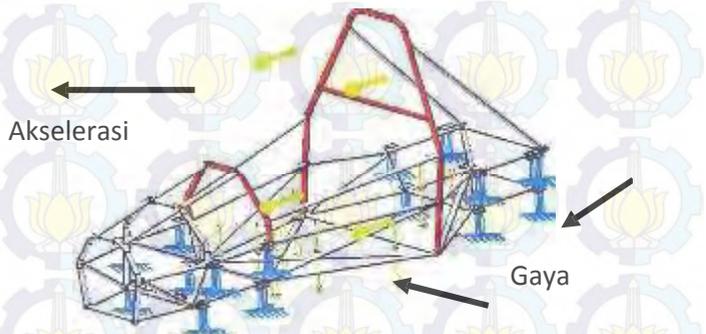
Gambar 2.16 *Vertikal Bending (Singh, 2010)*



Gambar 2.17 *Lateral force (Singh, 2010)*

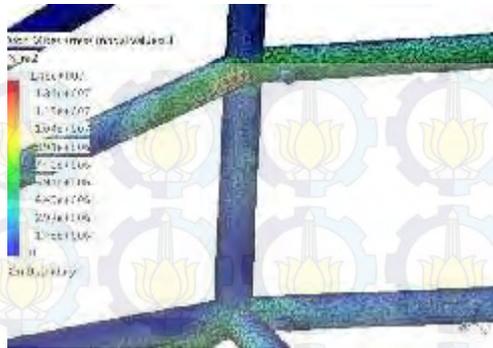


Gambar 2.18 *Torsional force (Singh, 2010)*



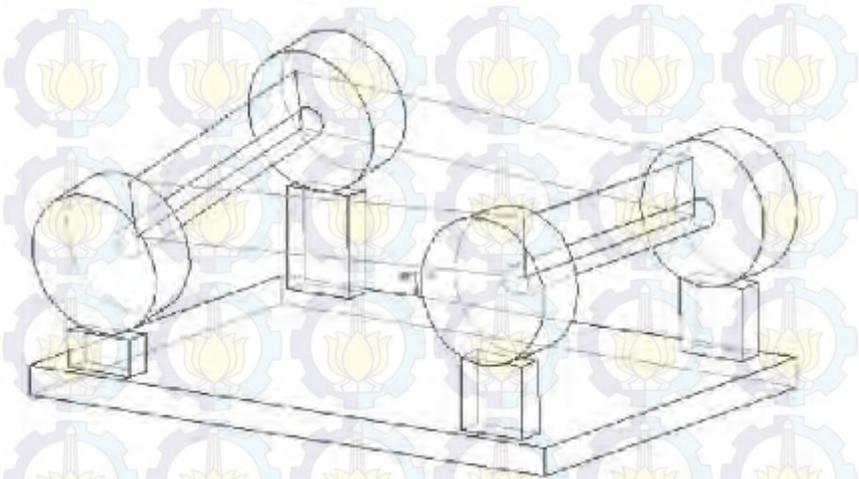
Gambar 2.19 *Acceleration (Singh, 2010)*

Berikut merupakan hasil simulasi menggunakan *software* ANSYS :



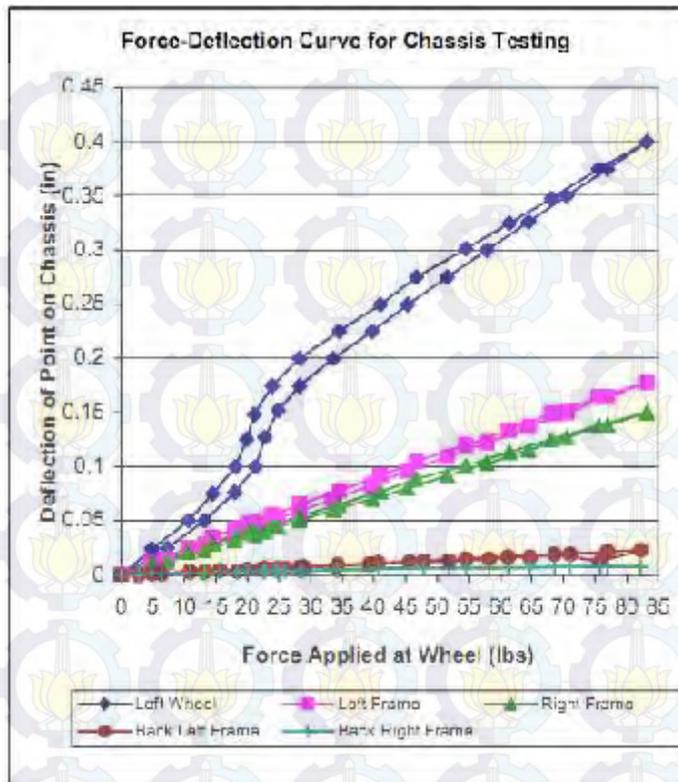
Gambar 2.20 *Stress distributions (Singh, 2010)*

II.7.2. Cornell University FSAE Team

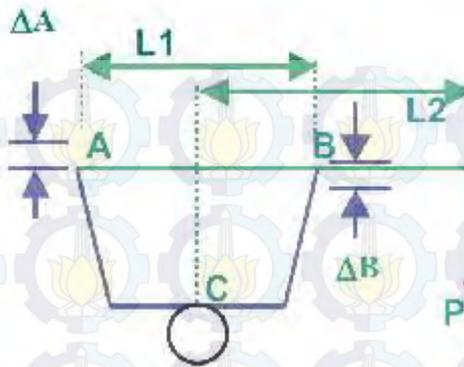


Gambar 2.21 *Torsion deformation mode (William, 2002)*

Beban torsional dihasilkan oleh gaya yang bekerja pada satu atau dua titik yang berlawanan dari mobil. *Frame* bisa diibaratkan sebagai *torsion spring* yang berhubungan dengan suspensi pada dua sisinya. Beban torsional dan deformasi lain dari *frame* dan bagian-bagian suspensi akan mempengaruhi *handling* dan performa dari mobil. Kecenderungan bertahan dari deformasi torsional pada biasanya disebut *stiffness* dalam satuan torsi per sudut. Ini merupakan pengujian primer untuk mengetahui performa dari *chassis* mobil FSAE.



Gambar 2.22 *Deflection vs Force at wheel (William, 2002)*



Gambar 2.23 Metode perhitungan kekakuan pada chassis (William, 2002)

Sudut puntir didapatkan dari rumus berikut :

$$\theta = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta_A - \Delta_B}{L_1} \right)$$

Dengan θ adalah sudut puntir.

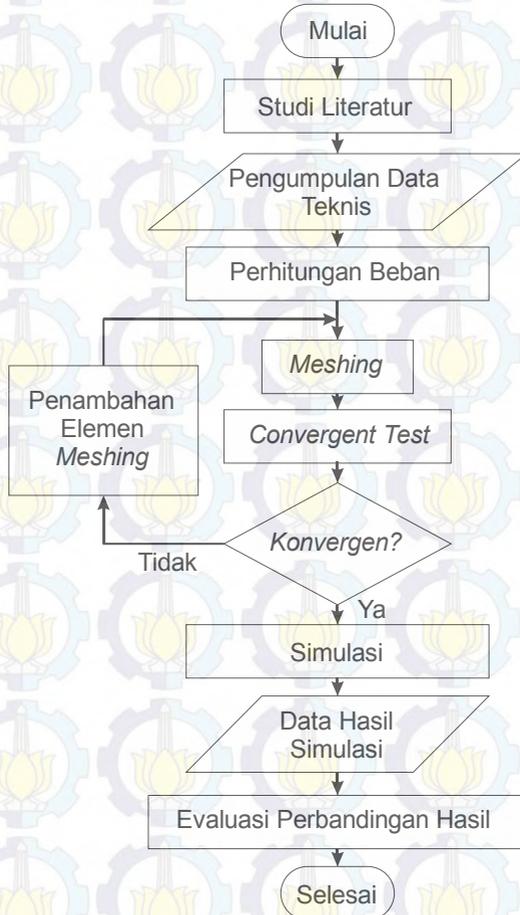
Tabel 2.4. hasil eksperimen dan simulasi (William, 2002)

	ΔF	Δd	Track	Torque	Angle	Stiffness
	lbs	in	in	ft-lbs	deg	ft-lbs/deg
Experiment	43.5	0.175	44	159.5	0.228	700
ANSYS Model	100	0.262	44	366.7	0.342	1073

BAB III

METODOLOGI

III.1. Diagram Alir Pengujian



Gambar 3.1 Diagram alir

Seperti dijelaskan pada **gambar 3.1.**, pengujian dalam tugas akhir ini didahului dengan Studi literatur pada berbagai sumber dan pengumpulan data teknis Sapuanging *Speed 2013*. Selanjutnya adalah perhitungan beban yang meliputi beban vertikal, torsional, akselerasi, belok dan pengereman. Langkah selanjutnya adalah proses *meshing* atau pemecahan model 3d *chassis* menjadi elemen hingga yang kemudian diuji kualitasnya dengan *Convergent test*. Setelah *meshing* dinyatakan *Convergent*, barulah simulasi dilakukan dengan *boundary conditions* yang telah didapatkan pada proses perhitungan beban. Pengujian ini diakhiri dengan memperoleh data hasil simulasi dan mengevaluasi perbandingan hasil.

Berdasarkan tujuan dari tugas akhir ini, diharapkan penelitian ini akan mampu mengevaluasi performa dan efektifitas dari *chassis* Sapuanging *speed 2013*. Ada 5 jenis pembebanan pada tugas akhir ini :

1. Beban vertikal
2. Beban torsional
3. Beban akibat akselerasi
4. Beban akibat belok
5. Beban akibat pengereman

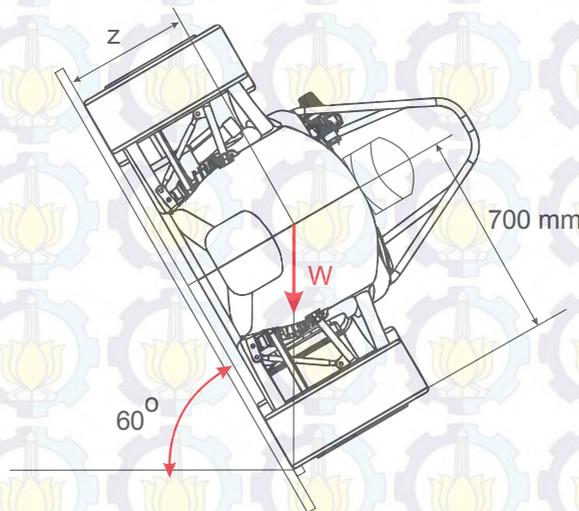
Dengan memberikan 5 jenis pembebanan tersebut diharapkan agar didapatkan sebuah evaluasi tentang kekuatan dan kekakuan dari *chassis* ini.

III.2. Perhitungan Beban

III.2.1. *Center of Gravity*

Perhitungan *Center of Gravity* Pada mobil Sapuanging ini didasarkan pada data *technical inspection* pada event student formula Japan. Data yang digunakan adalah data dari uji kemiringan dan uji berat.

Pada uji kemiringan, mobil diuji hingga kemiringan 60° . Untuk perhitungan ini, berat yang ditumpu oleh ban bagian kanan dan kiri diasumsikan sama. Selain itu, pada sudut tersebut mobil diasumsikan sesaat akan jatuh atau dalam kata lain gaya reaksi pada lantai bernilai nol. Sehingga titik tangkap gaya berat yang juga merupakan *center of gravity* segaris dengan ujung roda yang berfungsi sebagai engsel pada kondisi ini seperti yang ditunjukkan pada **gambar 3.2.** Dari beberapa asumsi tersebut, maka didapatkan ketinggian titik *center of gravity* dari lantai :



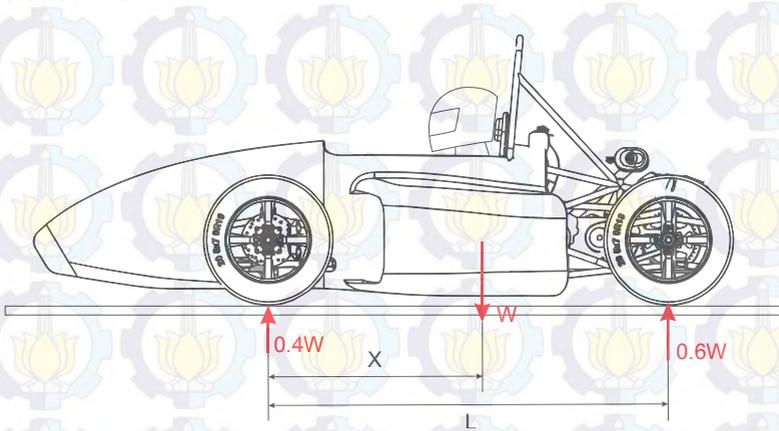
Gambar 3.2 Analisa uji kemiringan

$$\tan 60 = \frac{700}{z}$$

$$z = \frac{700}{\tan 60} = 404.14 \text{ mm}$$

Sedangkan untuk mencari jarak *center of gravity* dan roda depan pada arah horizontal dapat dihitung menggunakan perbandingan

berat pada roda depan dan roda belakang seperti pada **gambar 3.3.** berikut.



Gambar 3.3 Distribusi berat pada roda

$$\begin{aligned} > M_{\text{Roda belakang}} = 0 \\ 0.4WL - W(L - x) &= 0 \\ x &= 0.6L \end{aligned}$$

Dimana $L = \text{Wheelbase} = 1650 \text{ mm}$, maka

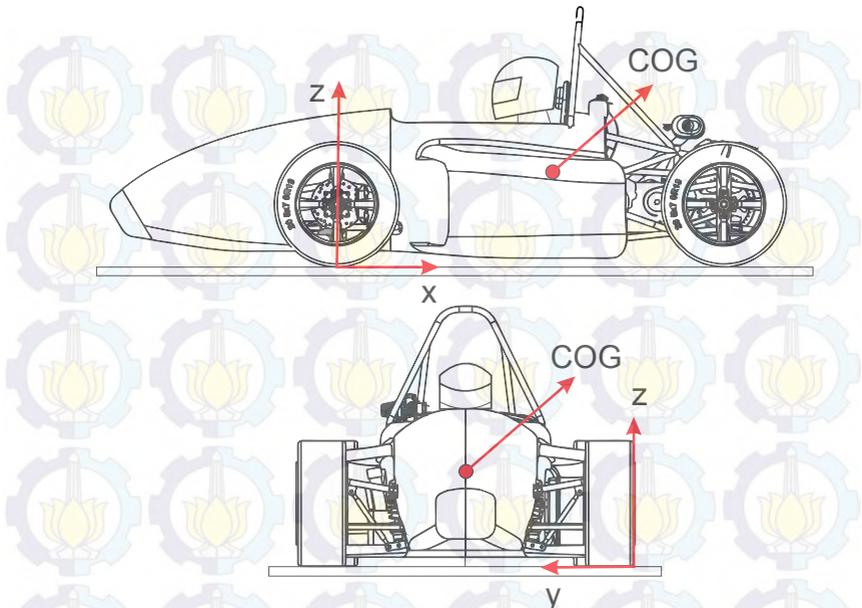
$$x = 0.6(1650) = 990 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, *center of gravity* dari mobil Sapuangin dihitung dari ujung ban depan bagian kiri adalah seperti pada **gambar 3.4.** yang nilainya sebagai berikut :

$$X = 990 \text{ mm}$$

$$Y = 700 \text{ mm}$$

$$Z = 404.14 \text{ mm}$$



Gambar 3.4 Titik CoG

III.2.2. Beban Statis Vertikal

Beban vertikal dipengaruhi oleh *massa-massa* dari bagian mobil yang termasuk *Sprung Masses* yaitu :

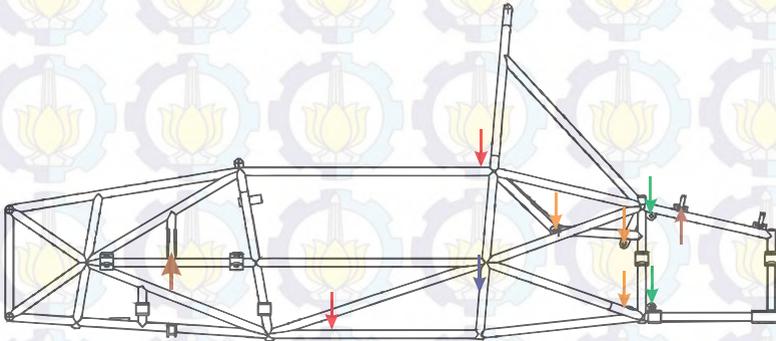
Tabel 3.1. Pembebanan vertikal

No	Nama beban	Massa	Berat
1	<i>Chassis</i>	45	441.45
2	<i>Drivetrain</i>	15	147.15
3	Tangki	10	98.1
4	<i>Engine</i>	60	588.6
5	Pengendara	78.6	771.066

Dengan asumsi nilai gravitasi adalah 9.81 m/s^2

$$W_{sprung} = \sum m_{sprung}g \quad (3.1)$$

Beban-besan vertikal ini akan mempunyai titik tangkapnya masing-masing yang terdistribusi pada setiap *mounting*-nya. *Mounting* tersebut sesuai pada **gambar 3.5**.



Gambar 3.5 Penempatan beban vertikal

Keterangan :

- Warna coklat : Tumpuan
- Warna Merah : beban pengendara
- Warna Biru : beban tangki
- Warna Kuning : beban *Engine*
- Warna Hijau : beban *Drivetrain*

III.2.3. Beban Torsional

Pengujian dengan beban ini dilakukan untuk menguji kekakuan dari *chassis*. Torsi yang diberikan bernilai :

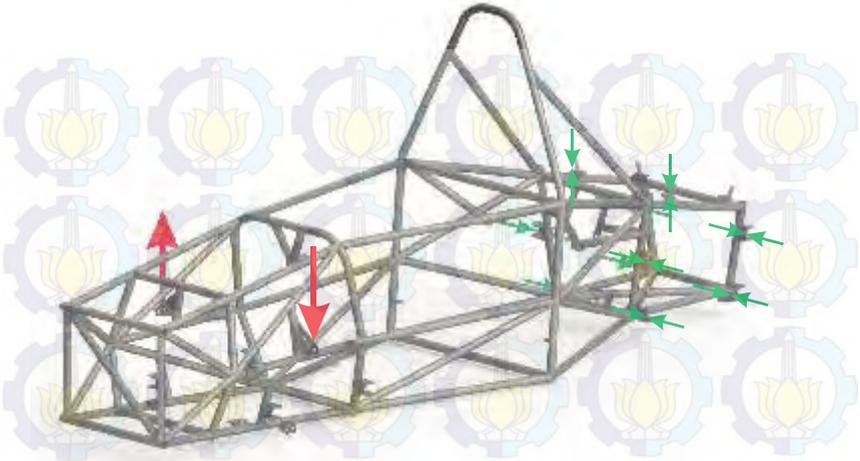
$$T = F \times d \quad (3.2)$$

Dimana T = Torsi dan F merupakan gaya yang bernilai $0.2W_{sprung}$ hingga $2W_{sprung}$ Seperti pada **tabel 3.1**. Sedangkan d merupakan jarak tumpuan suspensi kiri atau kanan terhadap titik tengah *chassis* pada suspensi depan.

Tabel 3.2. Pembebanan pada uji torsional

No.	Beban ($\times W_{sprung}$)(newton)
1	0.1
2	0.2
3	0.3
4	0.4
5	0.5
6	0.6
7	0.7
8	0.8
9	0.9
10	1

Beban torsi diletakkan pada tumpuan suspensi depan dengan memberikan gaya F pada Suspensi kiri dan gaya $-F$ pada Suspensi kanan dan sistem suspensi belakang dijadikan tumpuan *fix* seperti pada **gambar 3.6** :



Gambar 3.6 Penempatan beban torsi

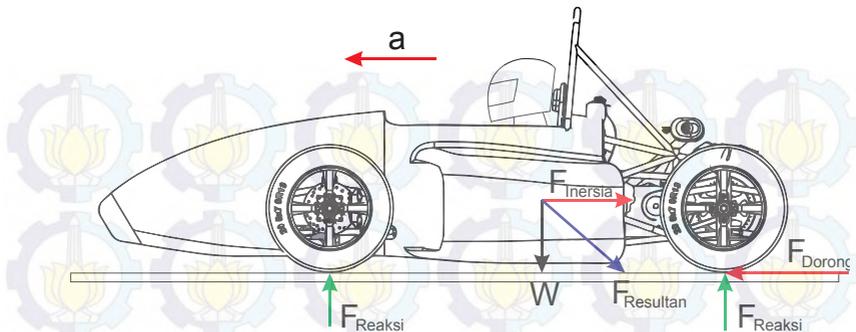
III.2.4. Beban Akibat Akselerasi

Ketika berakselerasi, *chassis* akan menerima beban-beban sebagai berikut :

- a. Beban akibat inersia linier *Sprung masses* dan *Un-sprung Masses* depan
- b. Beban akibat gaya dorong dari sistem Suspensi belakang
- c. Beban Vertikal (berat)
- d. Beban reaksi pada tumpuan Suspensi

Analisa Dinamika :

- a. Dinamika kendaraan



Gambar 3.7 Analisa gaya saat akselerasi

Pada **gambar 3.7.**, mobil Sapuangin speed diasumsikan mampu menempuh jarak 75 meter dalam 4.5 detik dari posisi diam. Maka dari asumsi tersebut dapat didapatkan percepatan dari perhitungan berikut :

$$s = V_0^2 t + \frac{1}{2} at^2 \quad (3.3)$$

Dimana : s = jarak;
 V_0 = kecepatan awal = 0;
 a = percepatan
 t = waktu

$$a = \frac{2s}{t^2}$$

$$a = \frac{2(75)}{4.5^2} = 7.407 \frac{m}{s^2}$$

Dengan mengasumsikan akselerasi tersebut konstan, maka semua gaya-gaya pada **gambar 3.7** dapat dihitung.

- b. Beban inersia yang diakibatkan oleh *Drivetrain*, Tangki, *Engine*, pengendaradan *Un-sprung Masses* depan.

Un-sprung Masses yang dimaksud di sini adalah sistem suspensi baguian depan yang meliputi ban, pelek, uprights, disc brakes, calipers, *A-arm*, pushrod dan shock absorber pada bagian depan.

Beban inersia dari *Drivetrain*, Tangki, *Engine*, *Un-sprung Masses* depan dan pengendara dapat dihitung harganya dengan persamaan berikut :

$$F_{inersia} = \sum ma \quad (3.4)$$

Titik tangkap gaya-gaya inersia ini akan diletakkan pada beberapa mounting di *chassis* yang besarnya diasumsikan uniform untuk setiap *massa*.

c. Beban Vertikal (berat)

Beban vertikal yang dimaksud sama dengan beban pada pembahasan III.2.1.

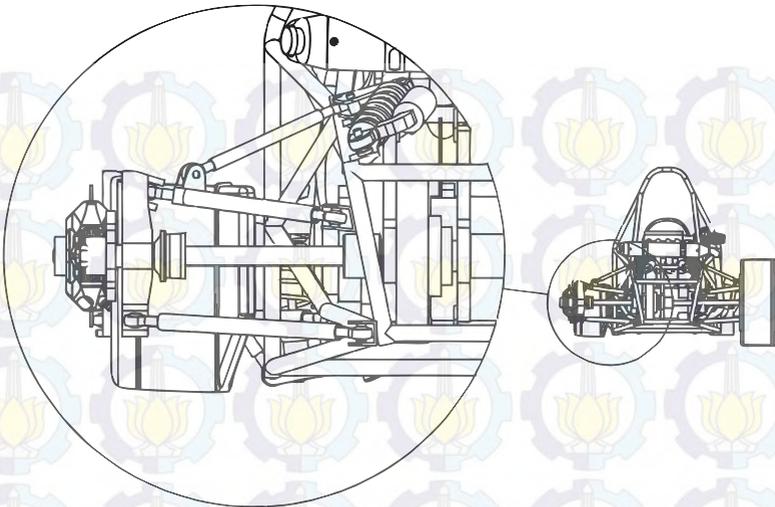
d. Gaya dorong dari sistem Suspensi belakang.

Dari **gambar 3.7** dapat diturunkan persamaan sebagai berikut :

$$\sum F_{Horizontal} = m_{total} a \quad (3.5)$$

$$F_{Dorong} = (388.6)(7.4) = 2875 \text{ N}$$

Gaya dorong tersebut selanjutnya akan dipindahkan gayanya pada tupuan di *chassis* berdasarkan geometri pada **gambar 3.8** berikut :



Gambar 3.8 Sistem suspensi belakang

e. Beban reaksi pada tumpuan Suspensi

Gaya reaksi pada tumpuan suspensi terjadi akibat adanya gaya-gaya kearah vertikal dan momen pada mobil.

Pembebanan akibat akselerasi akan diberikan dengan pemasangan gaya akibat inersia dan berat *massa-massa* bergerak yang titik tangkapnya sesuai dengan joint masing-masing bagian terhadap *chassis*. Gaya inersia dan berat tersebut akan diresultankan. Sedangkan *A-arm* belakang dijadikan tumpuan reaksi terhadap sumbu yang searah percepatan untuk mewakili gaya dorong yang ditimbulkan. Sedangkan semua tumpuan Suspensi dijadikan tumpuan reaksi pada sumbu vertikal.

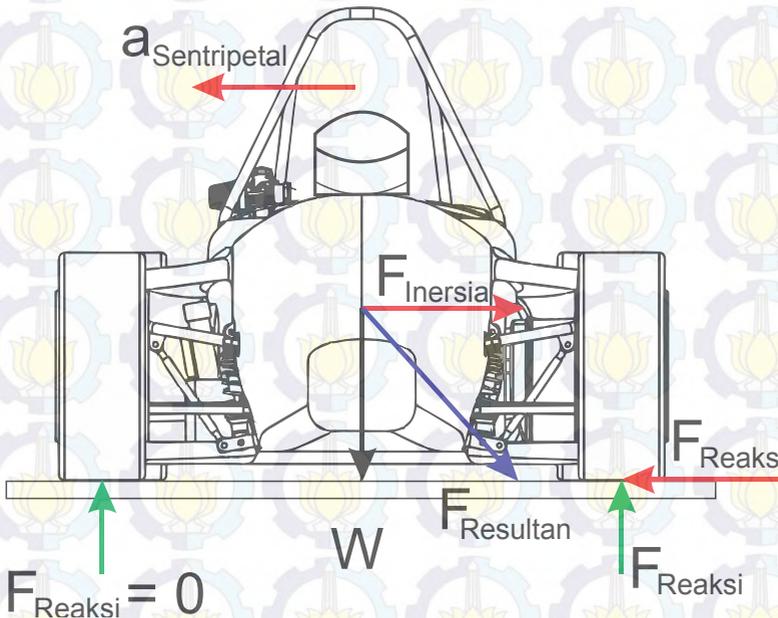
III.2.5. Beban Akibat Belok

Ketika berbelok, *chassis* akan menerima beban-beban sebagai berikut :

- Beban akibat inersia ke arah lateral dari *sprung masses* dan *Un-sprung Masses* pada bagian luar arah belok.
- Beban Vertikal (berat)
- Beban reaksi pada *a-arm* bagian dalam arah belok
- Beban reaksi pada tumpuan Suspensi

Analisa Dinamika :

- Dinamika kendaraan



Gambar 3.9 Analisa gaya saat belok

Pada **gambar 3.9.**, mobil Sapuangin diasumsikan mampu berbelok pada radius 7.75 meter dengan kecepatan 30 km/h(8.33 m/s). dari asumsi tersebut gaya inersia mobil dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\rangle F_{Horizontal} = m_{total} a_{sentripetal}$$

$$F_{Reaksi} = m_{total} \frac{v^2}{R} = 388.6 \left(\frac{8.33^2}{7.5} \right) = 3595 \text{ N}$$

b. Beban akibat inersia *sprung masses* dan *Un-sprung Masses* pada bagian luar arah belok.

Beban inersia dari *Drivetrain*, Tangki, *Engine*, *Un-sprung Masses* bagian luar arah belok dan pengendara dapat dihitung harganya dengan persamaan berikut :

$$F_{inersia} = \rangle m a_{sentripetal}$$

Titik tangkap gaya-gaya inersia ini akan diletakkan pada beberapa mounting di *chassis* yang besarnya diasumsikan uniform untuk setiap *massa*.

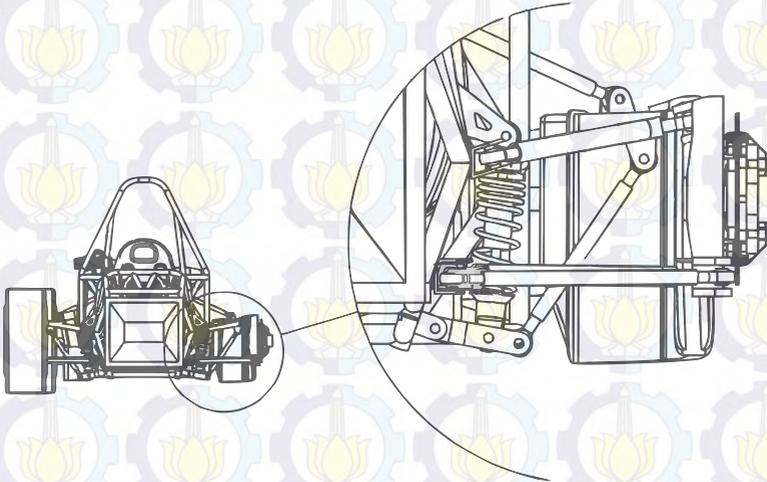
c. Beban Vertikal (berat)

Beban vertikal yang dimaksud sama dengan beban pada pembahasan III.2.1 ditambah beban vertikal dari *Un-sprung Masses* bagian luar arah belok.

d. Beban reaksi pada *a-arm* bagian dalam arah belok

Gaya reaksi yang dimaksud adalah gaya yang terjadi pada tumpuan *a-arm* di *chassis* bagian dalam arah belok. Gaya ini ditimbulkan dari gaya-gaya reaksi pada ban ketika berbelok. Gaya reaksi tersebut selanjutnya akan dipindahkan gayanya pada

tupuan di *chassis* berdasarkan geometri pada gambar 3.10. berikut :



Gambar 3.10 Sistem suspensi depan

e. Beban reaksi pada tumpuan Suspensi

Gaya reaksi pada tumpuan suspensi terjadi akibat adanya gaya-gaya kearah vertikal dan momen pada mobil.

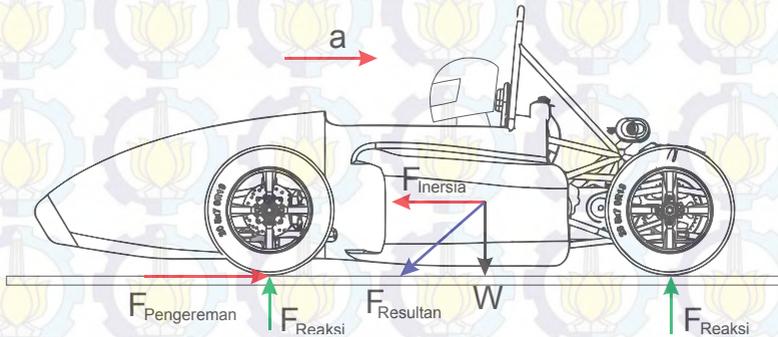
III.2.6. Beban Akibat Pengereman

Dalam proses pengereman, *chassis* akan menerima beban-beban sebagai berikut :

- a. Beban akibat inersia linier *Sprung masses* dan *Un-sprung Masses* belakang
- b. Beban akibat gaya reaksi dari sistem Suspensi depan
- c. Beban Vertikal (berat)
- d. Beban reaksi pada tumpuan Suspensi

Analisa Dinamika :

a. Dinamika kendaraan



Gambar 3.11 Analisa gaya saat pengereman

Pada **gambar 3.11.**, mobil Sapuangin speed diasumsikan mampu melakukan pengereman dari kecepatan 50 km/h(13.89 m/s) hingga berhenti pada jarak 11 meter. Maka dari asumsi tersebut dapat didapatkan perlambatan dari perhitungan berikut :

$$\begin{aligned}
 V_t^2 &= V_0^2 + 2as \\
 a &= \frac{V_t^2 - V_0^2}{2s} \\
 a &= \frac{0 - 13.89^2}{2(11)} = -8.77 \frac{m}{s^2}
 \end{aligned}$$

Dengan mengasumsikan perlambatan tersebut konstan, maka semua gaya-gaya pada **gambar** dapat dihitung.

b. Beban akibat inersia linier *Sprung masses* dan *Un-sprung Masses* belakang

Beban inersia dari *Drivetrain*, Tangki, *Engine*, *Un-sprung Masses* depan dan pengendara dapat dihitung harganya dengan persamaan berikut :

$$F_{inersia} = \sum ma$$

Titik tangkap gaya-gaya inersia ini akan diletakkan pada beberapa mounting di *chassis* yang besarnya diasumsikan uniform untuk setiap *massa*.

c. Beban akibat gaya reaksi dari sistem Suspensi depan

Dari **gambar** dapat diturunkan persamaan sebagai berikut :

$$\sum F_{Horizontal} = m_{total} a$$

$$F_{reaksi} = (388.6)(8.77) = 3408 \text{ N}$$

Gaya reaksi tersebut selanjutnya akan dipindahkan gayanya pada tupuan di *chassis* berdasarkan geometri pada **gambar 3.10**.

d. Beban Vertikal (berat)

Beban vertikal yang dimaksud sama dengan beban pada pembahasan III.2.1.

e. Beban reaksi pada tumpuan Suspensi

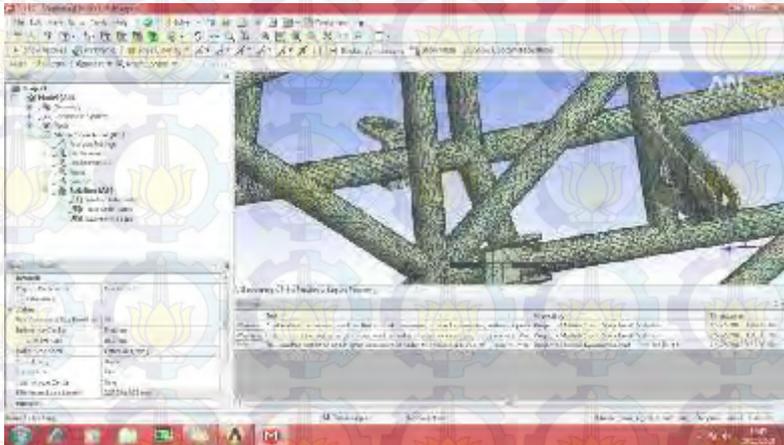
Gaya reaksi pada tumpuan suspensi terjadi akibat adanya gaya-gaya kearah vertikal dan momen pada mobil.

III.3. *Meshing* dan *Convergent Test*

III.3.1. *Meshing*

Meshing dilakukan pada software ANSYS yang bertujuan untuk mengubah model 3d *chassis* menjadi elemen-elemen kecil yang

terbatas jumlahnya (*finite element*). Elemen-elemen tersebut mempunyai beberapa node. Untuk elemen jenis tetrahedron, jumlah node-nya adalah 4 dan masing masing memiliki 3 *dof*. Elemen-elemen ini nantinya akan mempunyai model matematis yang akan diolah ketika proses simulasi. Adapun contoh *meshing* tetrahedron seperti gambar berikut :



Gambar 3.12 Meshing pada *ANSYS Mechanical*

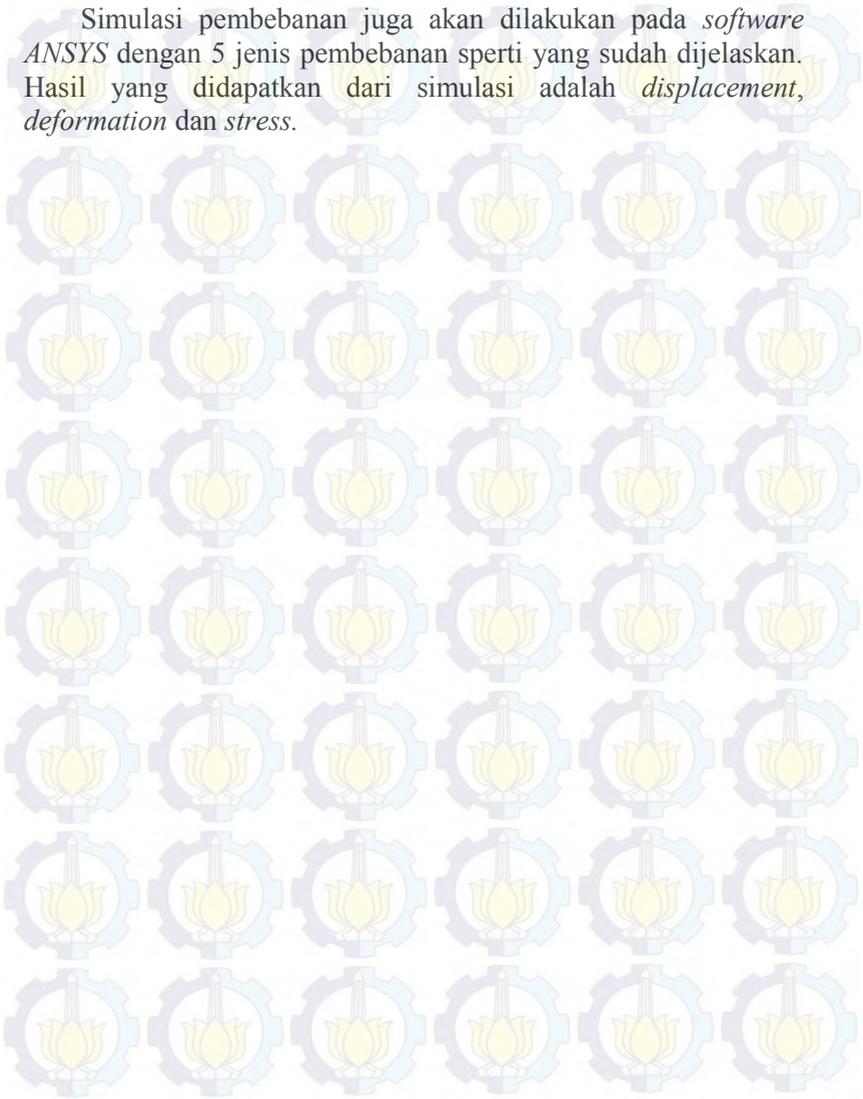
III.3.2. *Convergent Test*

Convergent test merupakan pengujian kualitas *meshing*. Pengujian ini menentukan apakah jumlah elemen yang digunakan dalam *meshing* sudah cukup untuk memberikan hasil yang *convergent*.

Pada pengujian ini, kualitas *meshing* akan diuji dengan pembebanan torsional seperti pada pembahasan III.2. dari pembebanan ini akan dilihat hasilnya untuk setiap penambahan dan pengurangan jumlah elemen pada *meshing*.

III.4. Simulasi

Simulasi pembebanan juga akan dilakukan pada *software ANSYS* dengan 5 jenis pembebanan seperti yang sudah dijelaskan. Hasil yang didapatkan dari simulasi adalah *displacement*, *deformation* dan *stress*.



BAB IV

HASIL DAN ANALISA

IV.1. Penomoran Tumpuan

Penomoran tumpuan didasarkan pada jenis beban yang ditumpu. Penomoran pada gambar 4.1 dikelompokkan sebagai berikut :

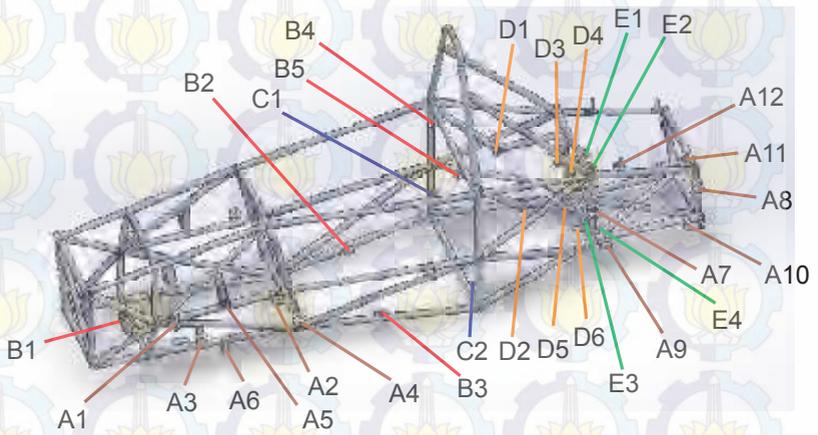
A = Tumpuan Suspensi

B = Tumpuan Pengendara

C = Tumpuan Tangki

D = Tumpuan *Engine*

E = Tumpuan *Drivetrain*



Gambar 4.1 Penomoran Tumpuan

Berikut ini merupakan koordinat dari setiap tumpuan dengan titik (0.0) pada tumpuan A1 :

Tabel 4.1 Koordinat tumpuan

No	Dudukan	X	Y	Z
1	A1	0	0	0
2	A2	400	0	0
3	A3	110.12	42.12	-147.3
4	A4	486.19	42.12	-147.3
5	A5	190.68	22.57	15
6	A6	190.68	68.95	-231.32
7	A7	1650	60.67	8
8	A8	2050	60.67	8
9	A9	1690	99.53	-171.25
10	A10	2010	99.53	-171.25
11	A11	2020.24	85.83	112.46
12	A12	1776	75.05	166.78
13	B1	-127.05	308.1	-160.78
14	B2	799.11	497.81	-237.5
15	B3	799.11	70.44	-237.5
16	B4	1155.95	459.42	262.5
17	B5	1155.95	99.14	262.5
18	C 1	1160	573.89	-135.92
19	C2	1160	15.39	-135.92
20	D1	1384.2	443.77	72.31
21	D2	1384.2	93.25	72.31
22	D3	1595	346.92	30.87
23	D4	1595	217.52	30.87
24	D5	1600.56	346.12	168.37

25	D6	1600.56	201.52	168.37
26	E1	1684.29	236.77	120.29
27	E2	1684.29	151.77	120.29
28	E3	1685.14	236.77	154
29	E4	1685.14	151.77	154

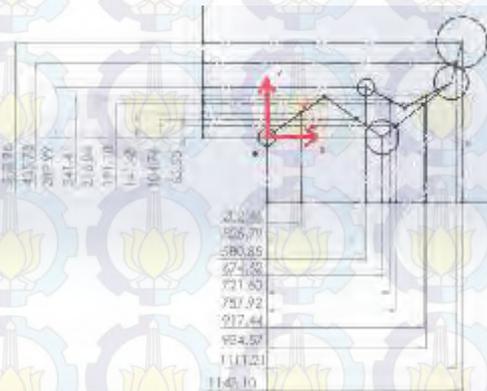
IV.2. Beban Vertikal

IV.2.1. Center of Gravity Masing-Masing *Sprung Masses*

Perhitungan titik Center of Gravity pada setiap beban perlu dilakukan untuk mendapatkan hasil simulasi yang baik. Pembebanan yang diberikan pada *chassis* akan mendekati beban yang sebenarnya terjadi. Perhitungan ini menggunakan software Solidworks 2013.

a. Pengendara

Berdasarkan data antropometry dari 95th Percentile Male didapatkan geometri pengendara sebagaimana pada gambar 4.2 :



Gambar 4.2 Geometri titik berat organ tubuh pengendara

Dengan data tersebut, maka didapatkan center of gravity dari pengendara sengan perhitungan pada tabel 4.2 :

Tabel 4.2 Tabel perhitungan titik berat pengendara

No	Organ	Berat (kg)	X (mm)	Z (mm)	Berat*X	Berat*Z
1	head	7.4	1143.1	552.98	8458.94	4092.052
2	neck	1.2	1111.21	435.73	1333.452	522.876
3	thorax	30.5	917.44	191.1	27981.92	5828.55
4	abdomen	2.9	757.92	65.55	2197.968	190.095
5	Pelvis	14.6	674.62	0	9849.452	0
6	upper arm	2.4	934.57	241.41	2242.968	579.384
7	fore arm	1.6	721.6	216.04	1154.56	345.664
8	Hand	0.6	580.85	289.99	348.51	173.994
9	Thigh	11.8	525.79	104.76	6204.322	1236.168
10	Calf	4.5	202.46	141.48	911.07	636.66
11	Foot	1.1	0	0	0	0
	Jumlah	78.6			60683.16	13605.44

Titik berat pada sumbu x :

$$\bar{x} = \frac{60683.16}{78.6} = 772.05 \text{ mm}$$

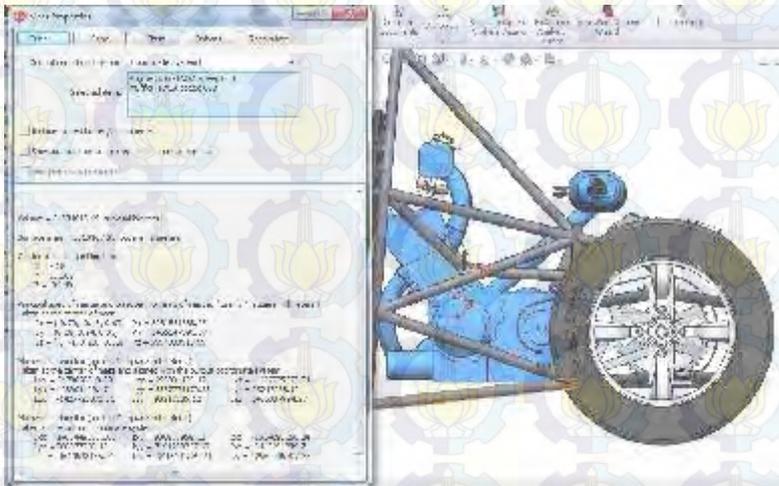
Titik Berat pada Sumbu y = 0 (simetri)

Titik berat pada sumbu z :

$$\bar{z} = \frac{13605.44}{78.6} = 173.09 \text{ mm}$$

b. *Engine*

Dengan menggunakan software Solidworks, center of gravity dapat langsung ditemukan sebagaimana pada gambar 4.3:



Gambar 4.3 Titik berat *engine*

Dengan titik (0,0) berada pada tumpuan D2, maka titik berat *engine* adalah :

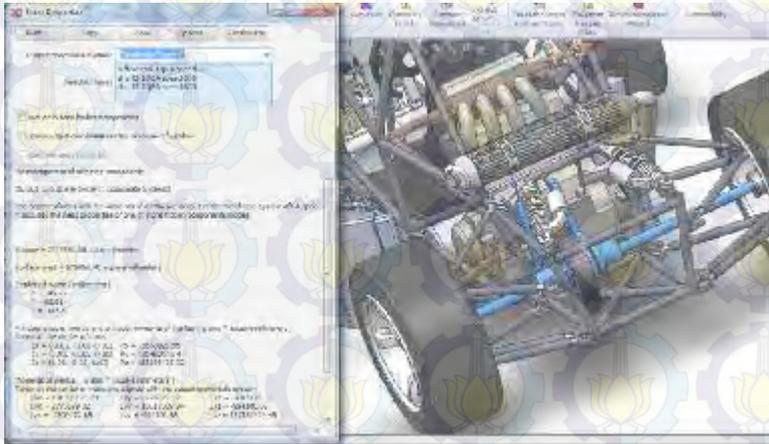
$$X = 9.68 \text{ mm}$$

$$Y = 181.65 \text{ mm}$$

$$Z = -84.49 \text{ mm}$$

c. *Drivetrain*

Dengan menggunakan software Solidworks, center of gravity dapat langsung ditemukan sebagaimana pada gambar 4.4 :



Gambar 4.4 Titik berat *drivetrain*

Dengan titik (0,0) berada pada tumpuan E2, maka titik berat *drivetrain* adalah :

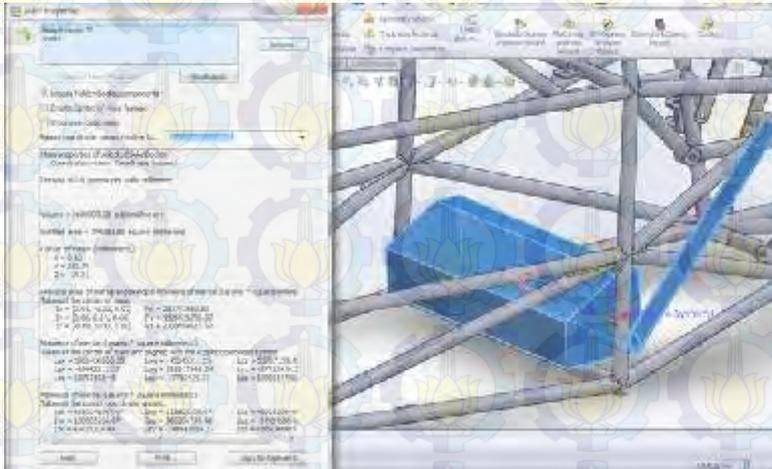
$$X = 145.67 \text{ mm}$$

$$Y = 82.81 \text{ mm}$$

$$Z = -185.82 \text{ mm}$$

d. Tangki

Dengan menggunakan software Solidworks, center of gravity dapat langsung ditemukan sebagaimana pada gambar 4.5 :



Gambar 4.5 Titik berat tangki

Dengan titik (0,0) berada pada tumpuan C2, maka titik berat tangki adalah :

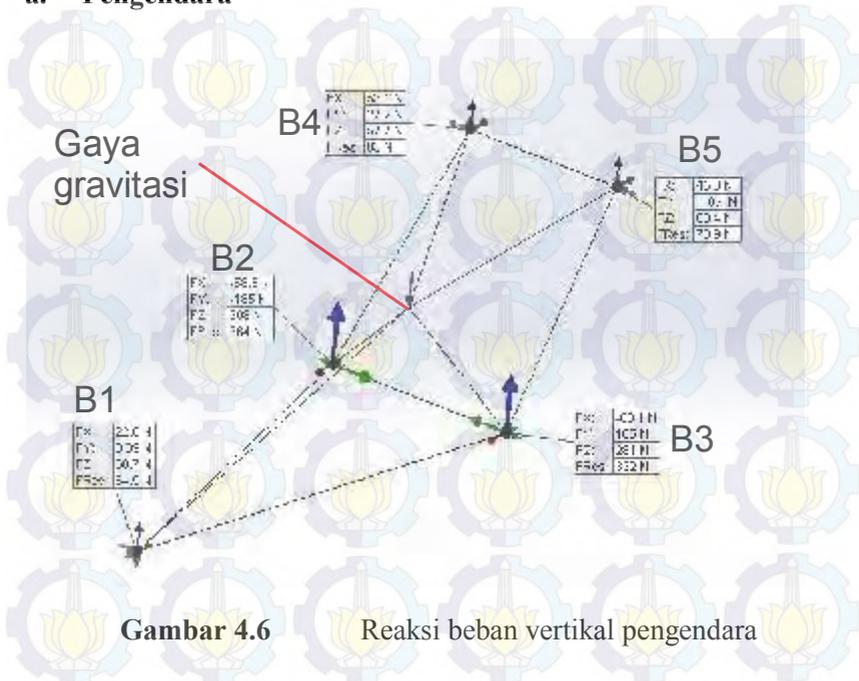
$$X = 8.16 \text{ mm}$$

$$Y = 290.71 \text{ mm}$$

$$Z = -14.21 \text{ mm}$$

IV.2.2. Distribusi Beban Pada Setiap Tumpuan

a. Pengendara



Gambar 4.6

Reaksi beban vertikal pengendara

Distribusi beban pengendara pada beban vertikal di setiap tumpuannya didapatkan dengan menggunakan software Solidworks sebagaimana pada gambar 4.6. Menu static simulation pada Solidworks digunakan dalam proses pencarian distribusi beban ini. Konsep dari perhitungan menggunakan software ini juga merupakan finite element. Langkah pertama dalam proses perhitungan distribusi beban ini adalah sebagai berikut :

1. Pembuatan geometri sederhana. Geometri ini mewakili semuaudukan (mounting), titik berat, dan titik tangkap gaya yang dibutuhkan sesuai dengan desain *chassis*

sapuangan speed 2013. Geometri ini selanjutnya akan didefinisikan sebagai rigid body.

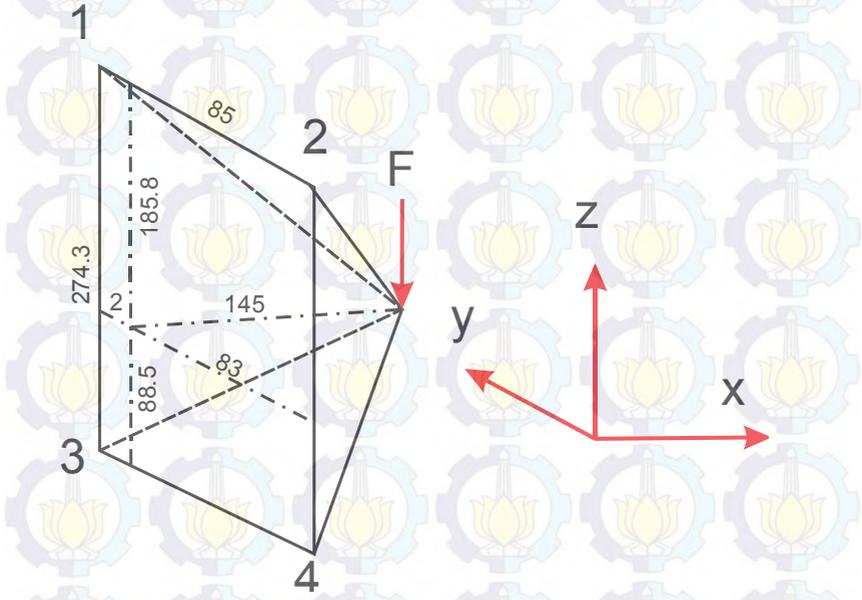
2. Pendefinisian seluruh mounting sebagai tumpuan fix (sendi peluru).
3. Pemberian gaya inersia pada titik berat pengendara sesuai dengan perhitungan pencarian titik berat yang sudah dilakukan sebelumnya.
4. Meshing dan simulasi untuk mendapatkan gaya-gaya pada sumbu x, y dan z pada setiap tumpuan.

Gaya-gaya pada tumpuan ini akan digunakan sebagai pembebanan pada proses simulasi beban vertikal *chassis* sapuangan speed 2013.

Pada gambar tersebut terlihat bahwa gaya terbesar terjadi pada tumpuan B2 dengan $F_{\text{resultan}} = 364 \text{ N}$ dan pada tumpuan B3 dengan $F_{\text{resultan}} = 332 \text{ N}$. Gaya ini dihasilkan dengan memberi pembebanan pada titik beratnya sebesar 771.066 N sebagaimana pada tabel 3.1 yang mewakili gaya beratnya. Data ini sesuai dengan kenyataannya karena kedua tumpuan ini dekat dengan titik berat pengendara. Selain itu, kedua tumpuan ini berfungsi sebagai dudukan kursi pengendara dan seat belt pengendara.

Validasi hasil simulasi menggunakan MATLAB

Validasi dilakukan pada bagian drivetrain karena kerumitan perhitungannya dianggap cukup.



Gambar 4.7 Dimensi Drivetrain

$$\rangle M_{1x} = -F_{2z}(85) - F_{4z}(85) + F_{4y}(274.3) + F_{3y}(274.3) + F(2)$$

$$\rangle M_{1y} = -F_{3x}(274.3) - F_{4x}(274.3) + F(145)$$

$$\rangle M_{1z} = F_{2x}(85) + F_{4x}(85)$$

$$\rangle M_{2x} = F_{1z}(85) + F_{3z}(85) + F_{3y}(274.3) + F_{4y}(274.3) - F(83)$$

$$\rangle M_{2y} = -F_{3x}(274.3) - F_{4x}(274.3) + F(145)$$

$$\rangle M_{2z} = -F_{1x}(85) - F_{3x}(85)$$

$$\rangle M_{3x} = -F_{2z}(85) - F_{4z}(85) - F_{1y}(274.3) - F_{2y}(274.3) + F(2)$$

$$\rangle M_{3y} = F_{1x}(274.3) + F_{2x}(274.3) + F(145)$$

$$\rangle M_{3z} = F_{2x}(85) + F_{4x}(85)$$

$$\rangle M_{4x} = F_{3z}(85) + F_{1z}(85) - F_{1y}(274.3) - F_{2y}(274.3) - F(83)$$

$$\rangle M_{4y} = F_{1x}(274.3) + F_{2x}(274.3) + F(145)$$

$$\rangle M_{4z} = -F_{1x}(85) - F_{3x}(85)$$

Pembuktian hasil simulasi berdasarkan persamaan-persamaan di atas dilakukan dengan menggunakan MATLAB :

```
a=[0 0 0 0 0 -0.085 0 0 0.2743 0 0 0.2743 -0.085;
0 0 0 0 0 0 -0.2743 0 0 -0.2743 0 0;
0 0 0 0.085 0 0 0 0 0 0 0.085 0 0;
0 0 0.085 0 0 0 0 0 0.2743 0.085 0 0.2743 0;
0 0 0 0 0 0 -0.2743 0 0 -0.2743 0 0;
-0.085 0 0 0 0 0 -0.085 0 0 0 0 0 0;
0 -0.2743 0 0 -0.2743 -0.085 0 0 0 0 0 0 -0.085;
0.2743 0 0 0.2743 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
0 0 0 0.085 0 0 0 0 0 0.085 0 0;
0 -0.2743 0.085 0 -0.2743 0 0 0 0 0.085 0 0 0;
0.2743 0 0 0.2743 0 0 0 0 0 0 0 0 0;
-0.085 0 0 0 0 0 -0.085 0 0 0 0 0 0]
```

$b = [-31.1; -1.21; 31.6; -46.8; -22.9; 40; 31.4; -1.12; 34.1; 46.6; 25.2; 41.5]$

$c = a * b$

Dengan menggunakan perhitungan :

$$[a][b] = [c]$$

Dimana : a = Matriks persamaan momen

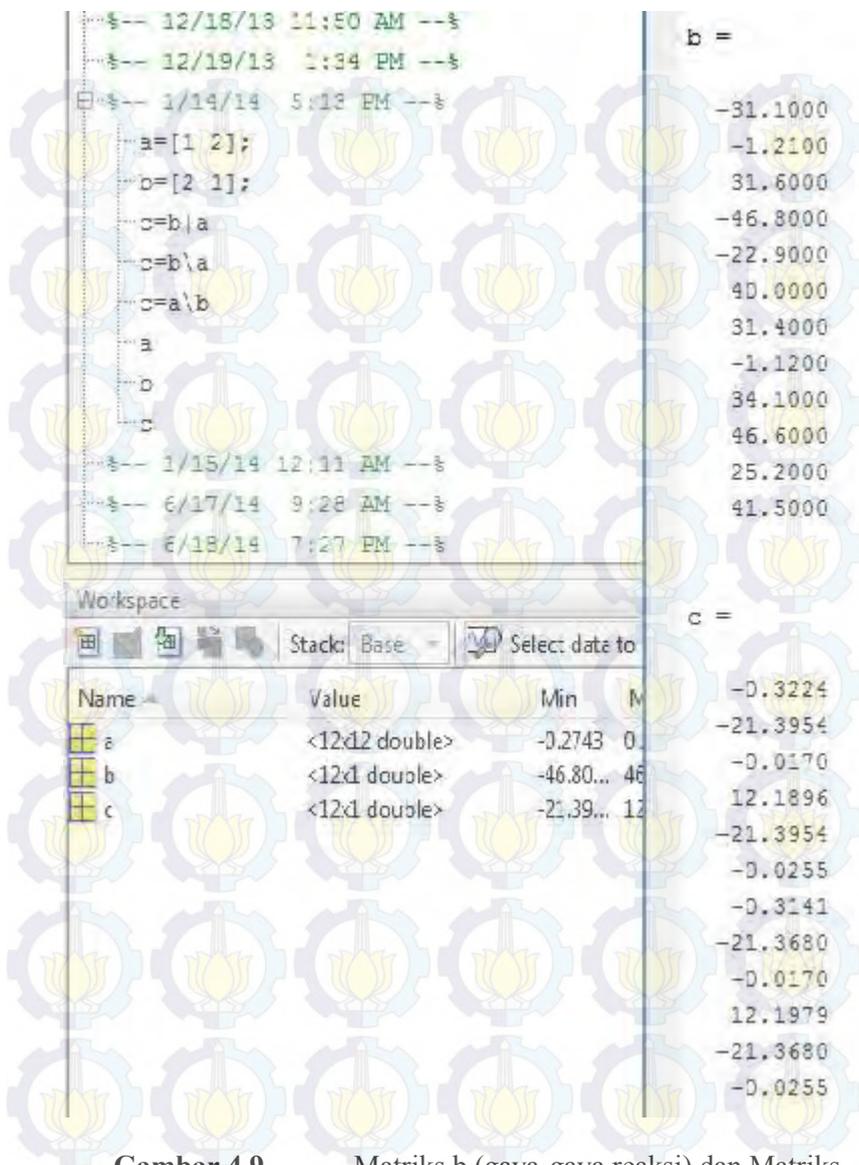
b = Matriks gaya-gaya reaksi

c = Matriks hasil

	a	b	c
1	0.0000	-0.0000	0.0000
2	0.0000	0.0000	0.0000
3	0.0000	0.0000	0.0000
4	0.0000	0.0000	0.0000
5	0.0000	0.0000	0.0000
6	0.0000	0.0000	0.0000
7	0.0000	0.0000	0.0000
8	0.0000	0.0000	0.0000
9	0.0000	0.0000	0.0000
10	0.0000	0.0000	0.0000
11	0.0000	0.0000	0.0000
12	0.0000	0.0000	0.0000

Gambar 4.8

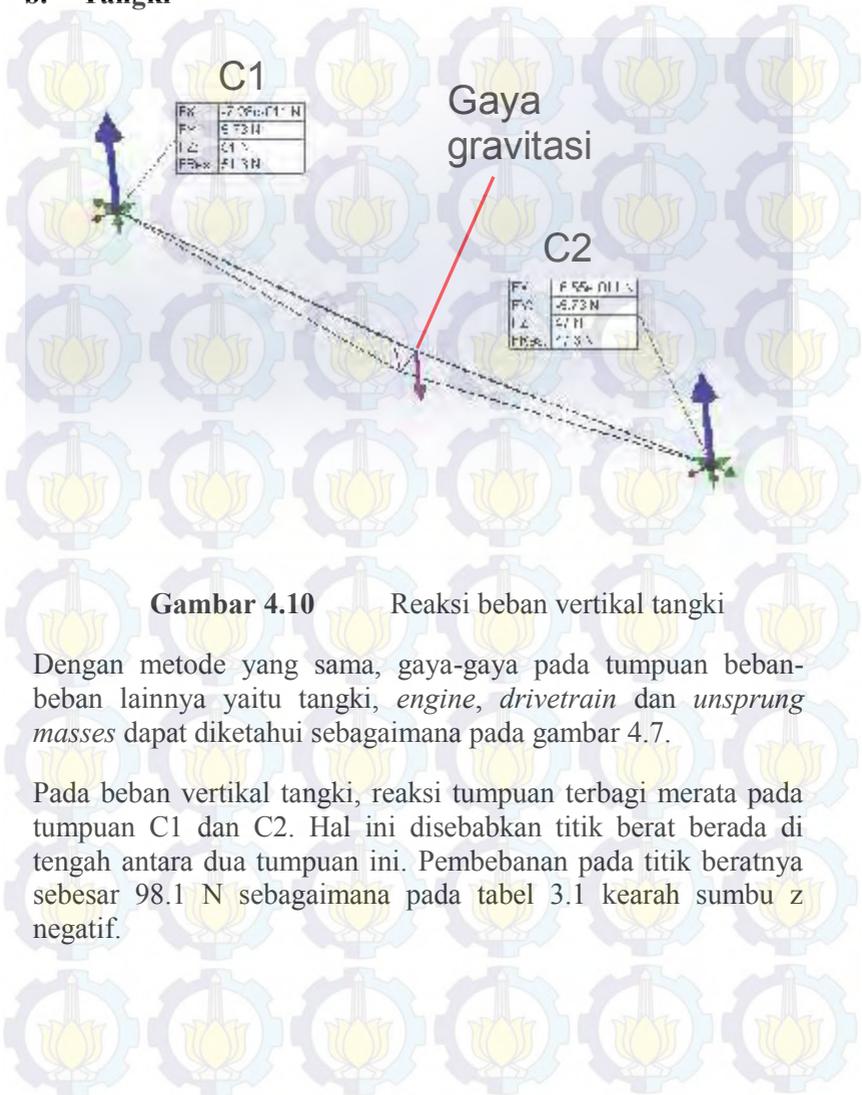
Matriks Persamaan-persamaan momen



Gambar 4.9

Matriks b (gaya-gaya reaksi) dan Matriks c (hasil)

b. Tangki

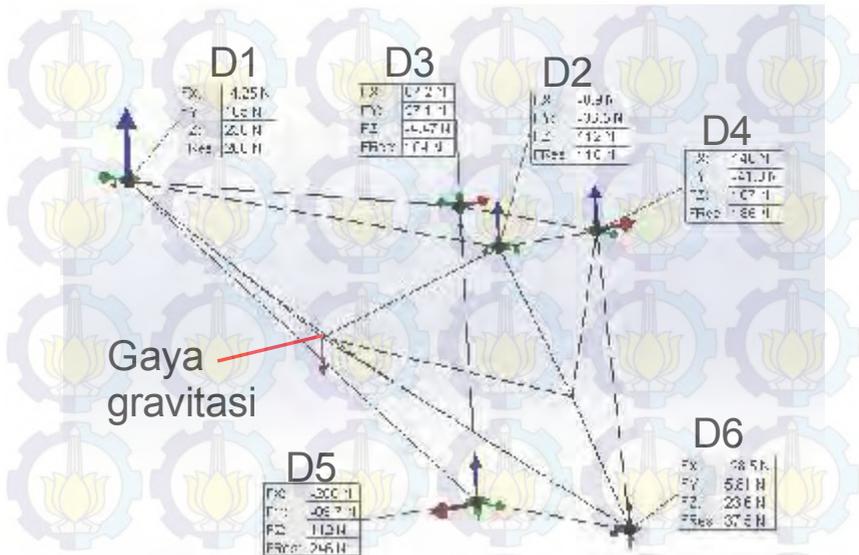


Gambar 4.10 Reaksi beban vertikal tangki

Dengan metode yang sama, gaya-gaya pada tumpuan beban-beban lainnya yaitu tangki, *engine*, *drivetrain* dan *unsprung masses* dapat diketahui sebagaimana pada gambar 4.7.

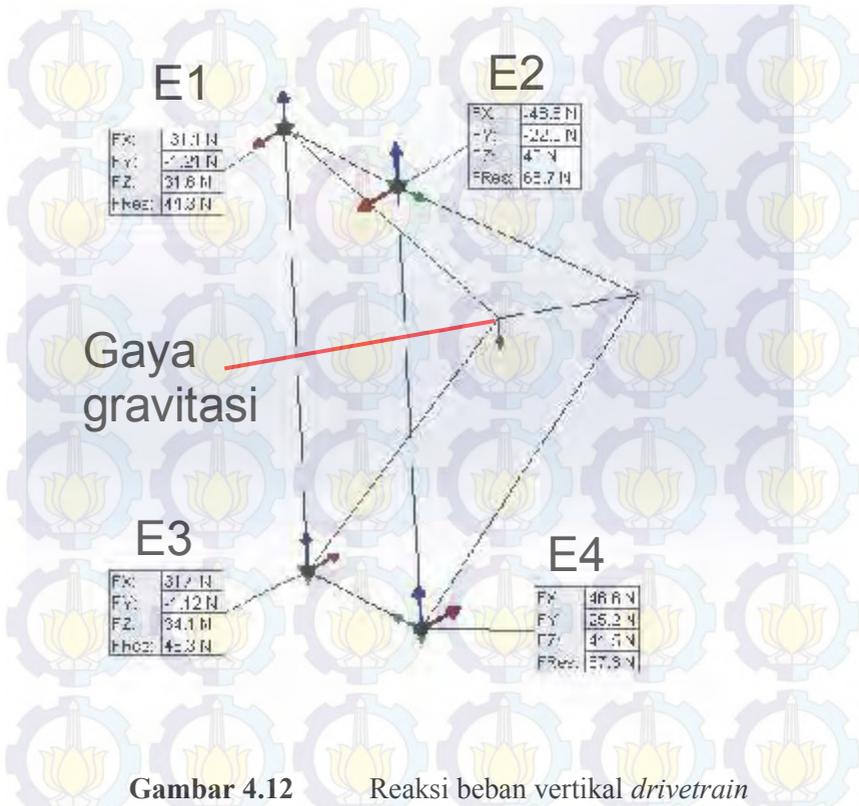
Pada beban vertikal tangki, reaksi tumpuan terbagi merata pada tumpuan C1 dan C2. Hal ini disebabkan titik berat berada di tengah antara dua tumpuan ini. Pembebanan pada titik beratnya sebesar 98.1 N sebagaimana pada tabel 3.1 kearah sumbu z negatif.

c. Engine



Gambar 4.11 Reaksi beban vertikal engine

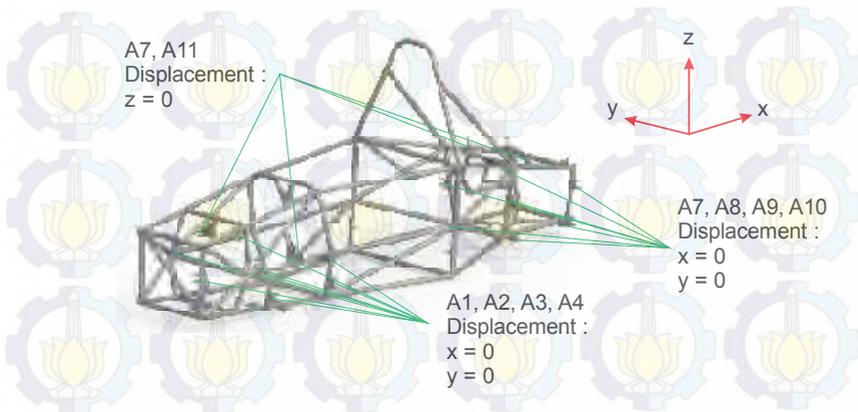
Engine mempunyai 6 tumpuan di *chassis* sebagaimana pada gambar 4.8. Pembebanan pada titik beratnya sebesar 588,6 N sebagaimana pada tabel 3.1. Tumpuan yang menerima gaya terbesar adalah tumpuan D1. Hal ini diakibatkan karena tumpuan ini paling dekat dengan titik berat dan jauh dari tumpuan lainnya.

d. *Drivetrain*

Gambar 4.12 Reaksi beban vertikal *drivetrain*

Pembebanan pada titik berat *drivetrain* adalah sebesar 147.15 N sebagaimana pada tabel 3.1 kearah sumbu z negatif. Beban ini terdistribusi hamper merata pada keempat tumpuan *drivetrain* sebagaimana pada gambar 4.9. Hal ini dikarenakan jarak antara titik berat ke masing-masing tumpuan hamper sama.

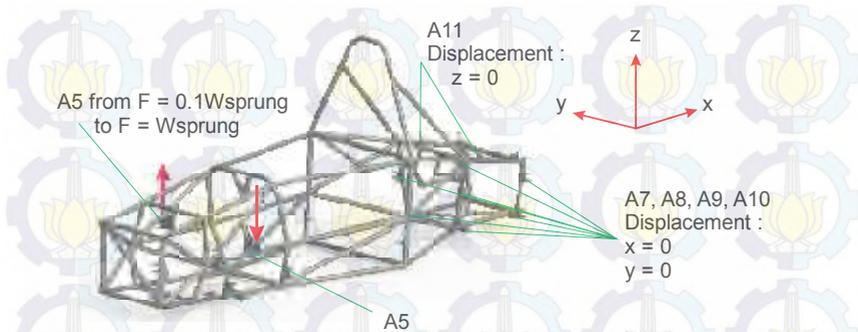
IV.2.3. Constraint



Gambar 4.13 Constrain beban vertikal

Selain beban, *constraint* juga diberikan pada *chassis* dalam pembebanan vertikal seperti pada gambar 4.10. Tumpuan A1, A2, A3, A4, A7, A8, A9 dan A10 bagian kanan dan kiri *chassis* diberi *constraint* displacement $x = 0$ dan $y = 0$. Sedangkan pada A7 dan A11 diberi constrain displacement $z = 0$ juga pada bagian kanan dan kiri *chassis*.

IV.3. Beban Torsi



Gambar 4.14 Constrain beban torsi

Telah diketahui dari tabel 3.1 bahwa *sprung masses* adalah sebesar 208.6 kg. *massa* ini akan menjadi dasar dalam pembebanan torsi. *Massa* ini terdiri dari Pengendara (78.6 kg), *Engine* (60 kg), *chassis* (45 kg), tangki (10 kg) dan *drivetrain* (15 kg).

Torsi akan diberikan dengan cara pemberian beban pada tumpuan A5 bagian kanan dan kiri seperti pada gambar 4.11. Pembebanan ini akan berlawanan arah antara A5 bagian kiri dan kanan agar dapat membentuk torsi. Adapun rentang pembebanan yang akan diberikan adalah sebagaimana tabel 4.3 :

Tabel 4.3 Gaya pada tumpuan A5

No.	Gaya pada tumpuan A5	
1	$0.1 \times W_{sprung}$	204.6366 N
2	$0.2 \times W_{sprung}$	409.2732 N
3	$0.3 \times W_{sprung}$	613.9098 N
4	$0.4 \times W_{sprung}$	818.5464 N

5	0.5 x <i>Wsprung</i>	1023.183 N
6	0.6 x <i>Wsprung</i>	1227.82 N
7	0.7 x <i>Wsprung</i>	1432.456 N
8	0.8 x <i>Wsprung</i>	1637.093 N
9	0.9 x <i>Wsprung</i>	1841.729 N
10	1 x <i>Wsprung</i>	2046.366 N

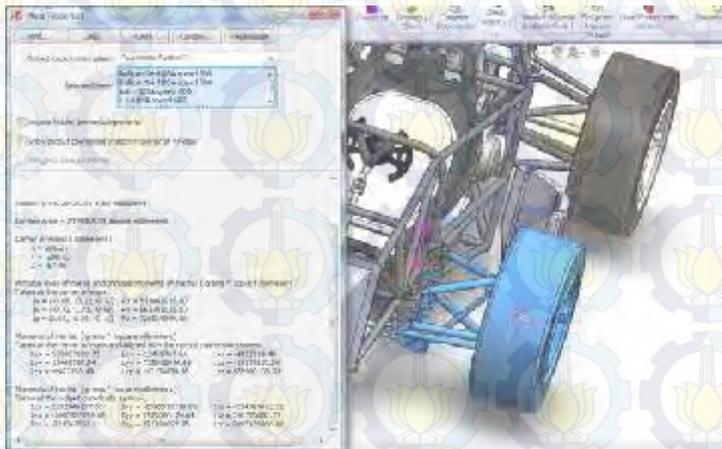
Selain pemberian gaya pada tumpuan A5, *constraint* juga diberikan pada *chassis*. Tumpuan A7, A8, A9 dan A10 bagian kanan dan kiri *chassis* diberi *constraint displacement* $x = 0$ dan $y = 0$. Sedangkan pada A7 dan A11 diberi *constraint displacement* $z = 0$ juga pada bagian kanan dan kiri *chassis*.

IV.4. Beban Akselerasi

IV.4.1. Center of Gravity Masing-Masing *Unsprung Masses*

a. *Unsprung Depan*

Dengan menggunakan software Solidworks, center of gravity dapat langsung ditemukan seperti gambar 4.12 :



Gambar 4.15

Titik berat *unsprung* depan

Dengan titik (0,0) berada pada tumpuan A1, maka titik berat *unsprung* depan adalah :

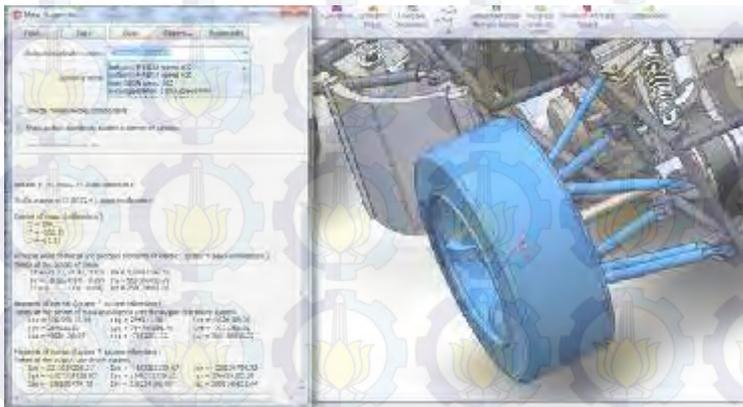
$$X = 205.21 \text{ mm}$$

$$Y = -288.83 \text{ mm}$$

$$Z = -57.46 \text{ mm}$$

b. *Unsprung* Belakang

Dengan menggunakan software Solidworks, center of gravity dapat langsung ditemukan seperti gambar 4.13:



Gambar 4.16 Titik berat *unsprung* belakang

Dengan titik (0,0) berada pada tumpuan A7, maka titik berat *unsprung* belakang adalah :

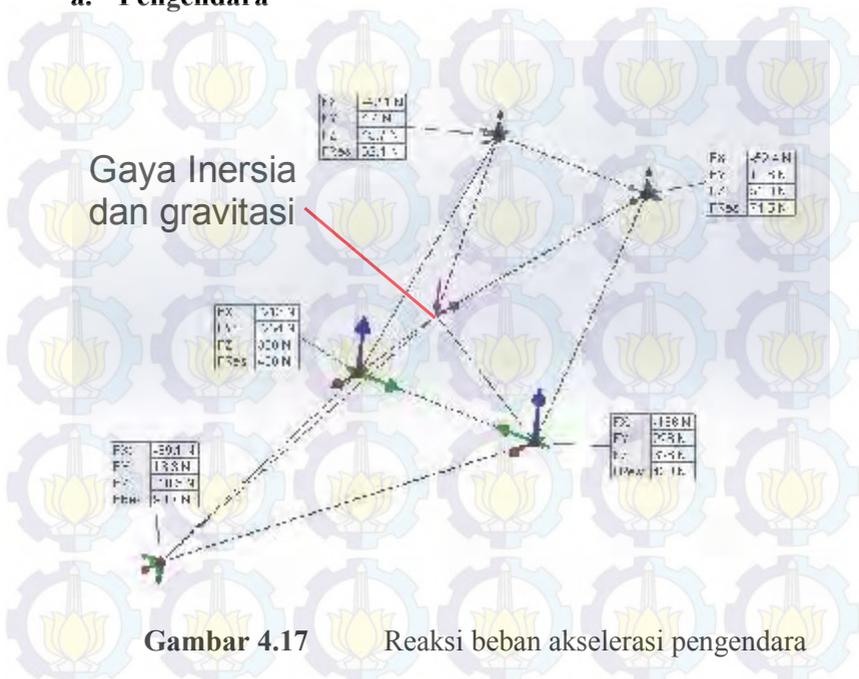
$$X = 199.11 \text{ mm}$$

$$Y = -308.19 \text{ mm}$$

$$Z = -61.83 \text{ mm}$$

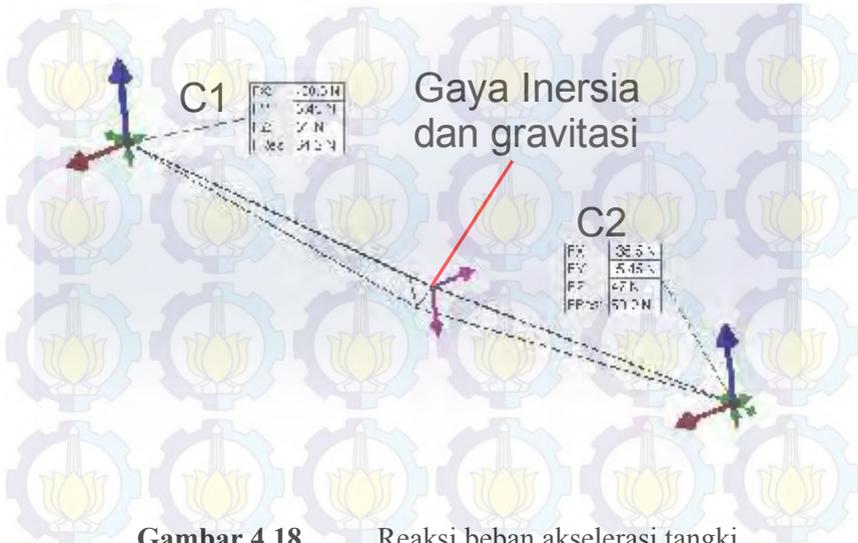
IV.4.2. Distribusi Beban Akselerasi Pada Setiap Tumpuan

a. Pengendara



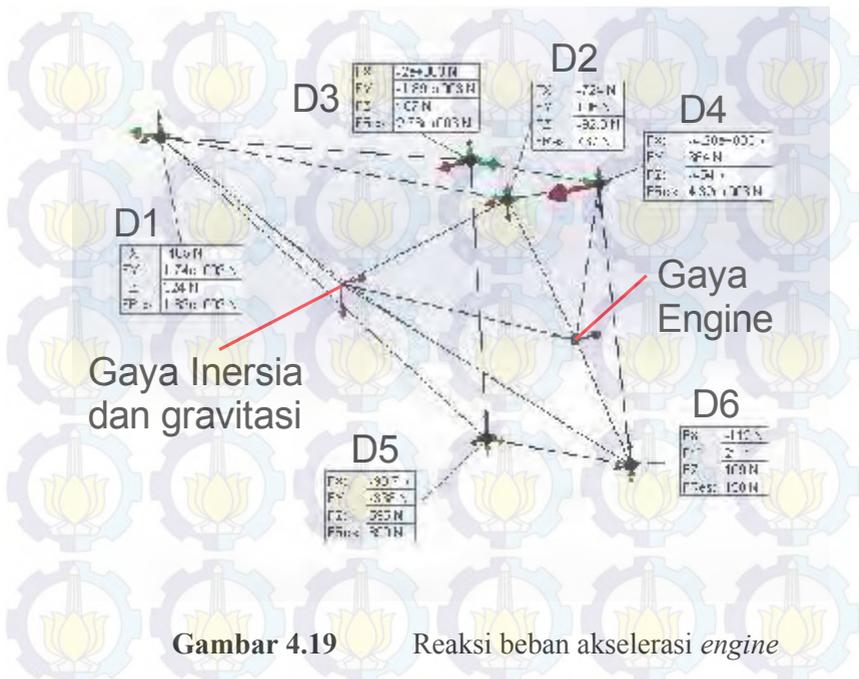
Pembebanan yang diberikan pada titik berat pengendara dalam proses akselerasi adalah sebesar 771.066 N ke arah sumbu z negatif dan 582.1902 N ke arah sumbu x positif sesuai persamaan 3.1 dan 3.4. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat akselerasi. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan B2 seperti pada gambar 4.14.

b. Tangki



Pembebanan yang diberikan pada titik berat tangki dalam proses akselerasi adalah sebesar 98.1N ke arah sumbu z negatif dan 74.07 N ke arah sumbu x positif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat akselerasi. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan C1 seperti pada gambar 4.15.

c. Engine



Gambar 4.19 Reaksi beban akselerasi *engine*

Pembebanan yang diberikan pada titik berat *engine* dalam proses akselerasi adalah sebesar 588.6 N ke arah sumbu z negatif dan 444.42 N ke arah sumbu x positif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat akselerasi. Selain dua gaya tersebut, ada gaya lain yaitu gaya tarik dan momen yang diakibatkan oleh rantai pada sprocket di *engine*.

Gaya tarik dan momen dihasilkan dari perhitungan berikut :

$$R_{\text{roda}} = 0.29 \text{ m}$$

$$R_{\text{sprocket drivetrain}} = 0.115 \text{ m}$$

$$F_{\text{dorong roda}} = 2875 \text{ N (gaya dorong akselerasi)}$$

$$R_{\text{sprocket engine}} = 0.035 \text{ m}$$

$$M_{\text{roda}} = F_{\text{dorong roda}} \times R_{\text{roda}} = 2875 \times 0.29 = 833.75 \text{ Nm}$$

$$M_{\text{sprocket drivetrain}} = M_{\text{roda}}$$

$$F_{\text{rantai}} = M_{\text{sprocket drivetrain}} / R_{\text{sprocket drivetrain}} = 833.75 / 0.115 = 7250 \text{ N}$$

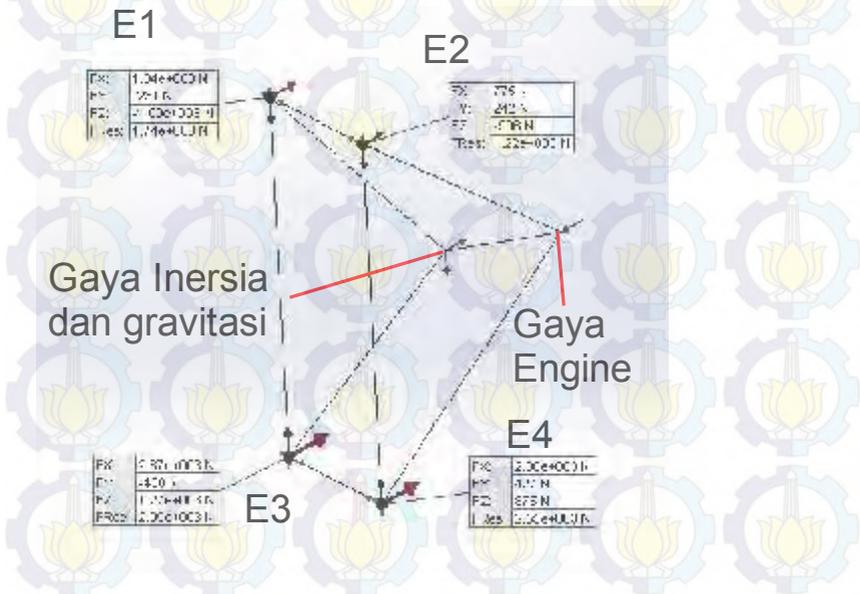
(gaya Tarik)

$$M_{\text{sprocket engine}} = F_{\text{rantai}} \times R_{\text{sprocket engine}} = 7250 \times 0.035 = 253.75 \text{ Nm}$$

(Momen Sprocket)

Gaya reaksi terbesar terjadi pada tumpuan D4 dengan gaya sebesar 4320 N seperti pada gambar 4.16. hal ini karena tumpuan D4 dekat dengan gaya dan momen sprocket engine.

d. Drivetrain

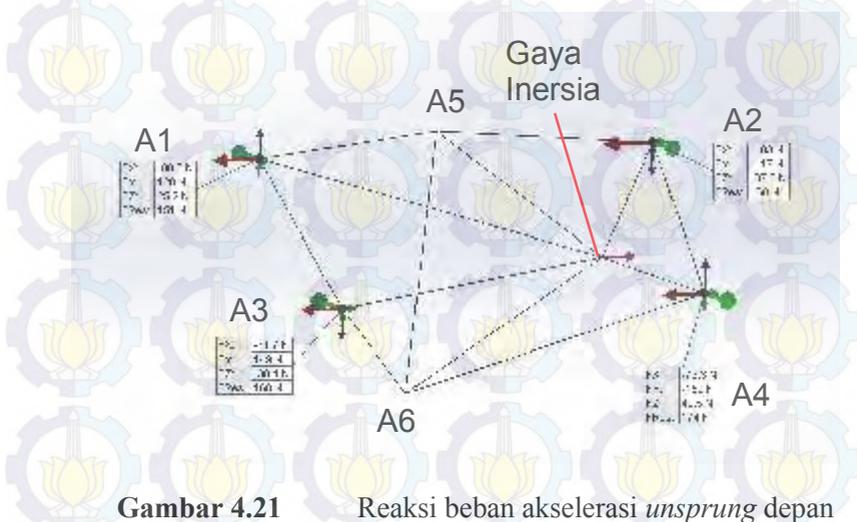


Gambar 4.20

Reaksi beban akselerasi *drivetrain*

Pembebanan yang diberikan pada titik berat *drivetrain* dalam proses akselerasi adalah sebesar 147.15 N ke arah sumbu z negatif dan 111.105 N ke arah sumbu x positif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat akselerasi. Selain dua gaya tersebut, sama seperti di *engine*, terdapat gaya tambahan yaitu gaya tarik sprocket dari *engine* sebesar 7250 N. Gaya reaksi terbesar terjadi pada tumpuan E3 seperti pada gambar 4.17.

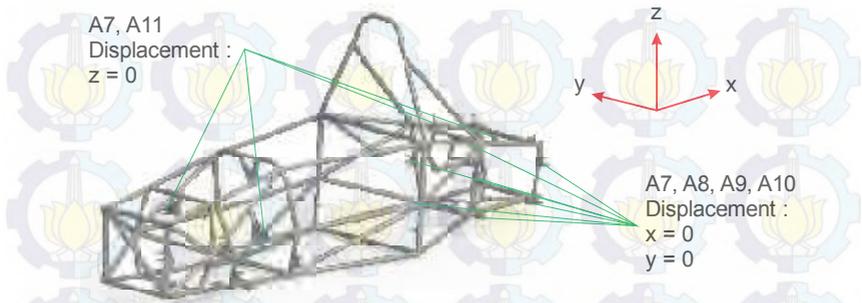
e. *Unsprung Depan*



Gambar 4.21 Reaksi beban akselerasi *unsprung* depan

Pembebanan yang diberikan pada titik berat *unsprung* depan dalam proses akselerasi adalah sebesar 296.28 N ke arah sumbu x positif. Gaya ini mewakili gaya inersia akibat akselerasi. gaya reaksi ini akan diaplikasikan pada *unsprung* depan kanan dan kiri. Gaya reaksi terbesar terjadi pada tumpuan A4 seperti pada gambar 4.18.

IV.4.3. *Constraint*



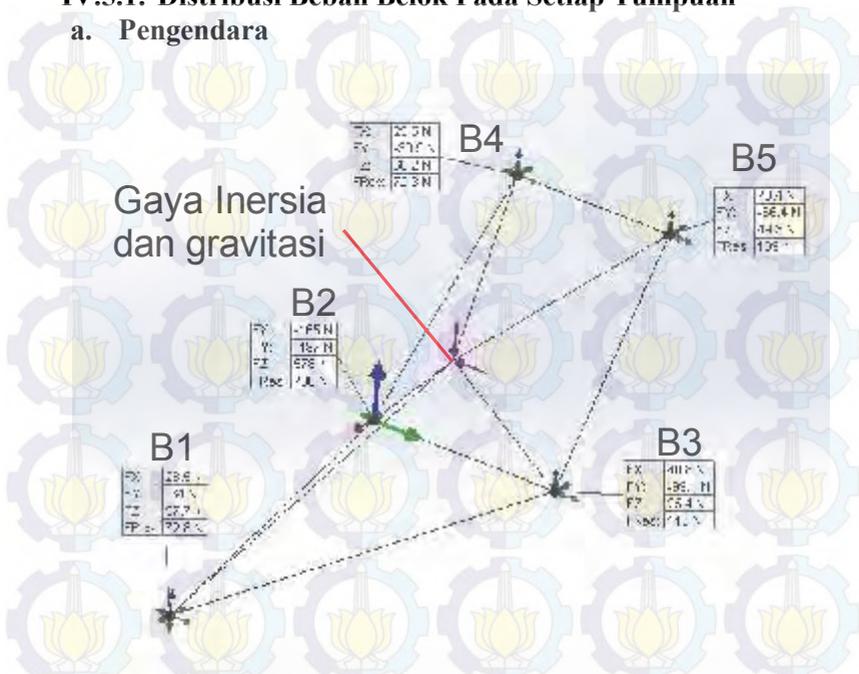
Gambar 4.22 Constrain beban akselerasi

Selain beban, *constraint* juga diberikan pada *chassis* dalam pembebanan akselerasi. Tumpuan A7, A8, A9 dan A10 bagian kanan dan kiri *chassis* diberi *constraint* displacement $x = 0$ dan $y = 0$. Sedangkan pada A7 dan A11 diberi *constraint* displacement $z = 0$ juga pada bagian kanan dan kiri *chassis* seperti pada gambar 4.19.

IV.5. Beban Belok

IV.5.1. Distribusi Beban Belok Pada Setiap Tumpuan

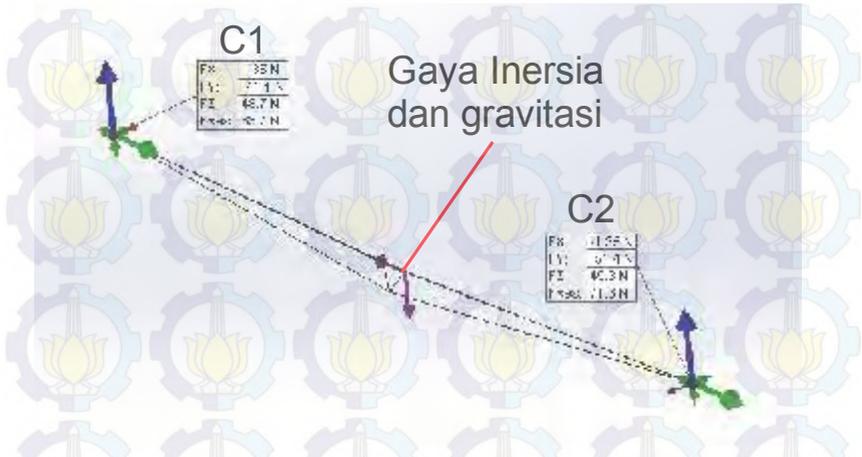
a. Pengendara



Gambar 4.23 Reaksi beban belok pengendara

Pembebanan yang diberikan pada titik berat pengendara dalam proses belok adalah sebesar 771.066 N ke arah sumbu z negatif dan 717.05 N ke arah sumbu y positif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat belok. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan B2 seperti pada gambar 4.20.

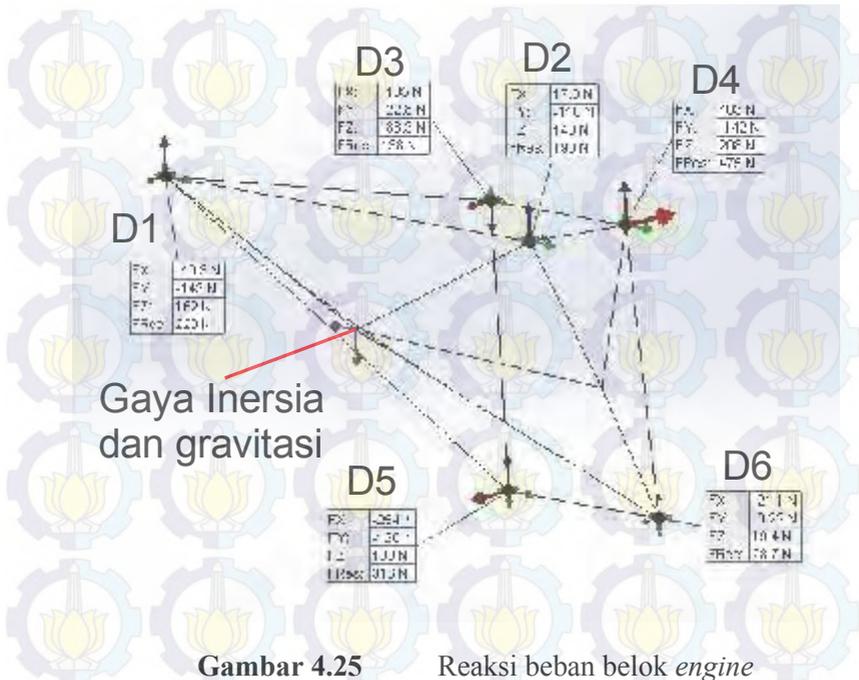
b. Tangki



Gambar 4.24 Reaksi beban belok tangki

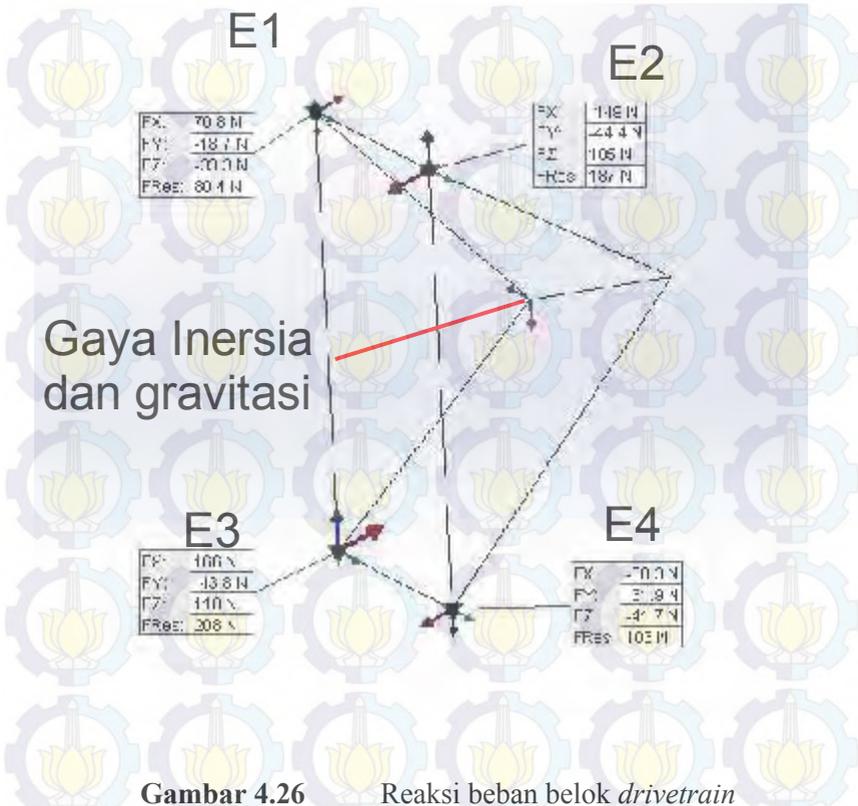
Pembebanan yang diberikan pada titik berat tangki dalam proses belok adalah sebesar 98.1N ke arah sumbu z negatif dan 92.5 N ke arah sumbu y positif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat belok. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan C1 seperti pada gambar 4.21.

c. *Engine*



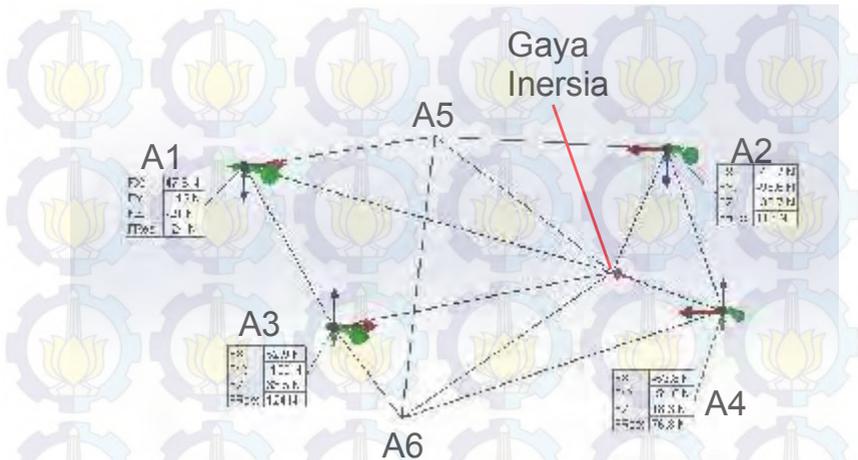
Pembebanan yang diberikan pada titik berat *engine* dalam proses belok adalah sebesar 588.6 N ke arah sumbu z negatif dan 555 N ke arah sumbu y positif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat belok. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan D4 seperti pada gambar 4.22.

d. Drivetrain



Pembebanan yang diberikan pada titik berat *drivetrain* dalam proses belok adalah sebesar 147.15 N ke arah sumbu z negatif dan 138.75 N ke arah sumbu y positif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat belok. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan E3 seperti pada gambar 4.23.

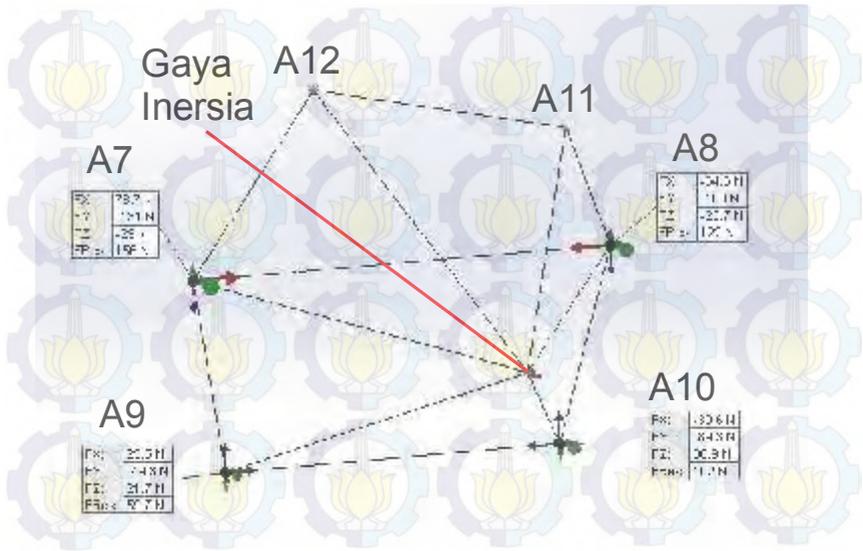
e. *Unsprung* Depan Kiri



Gambar 4.27 Reaksi beban belok *unsprung* depan

Pembebanan yang diberikan pada titik berat *unsprung* depan kiri dalam proses belok adalah sebesar 370 N ke arah sumbu y positif. Gaya ini mewakili gaya inersia akibat belok. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan A1 dan A3 seperti pada gambar 4.24.

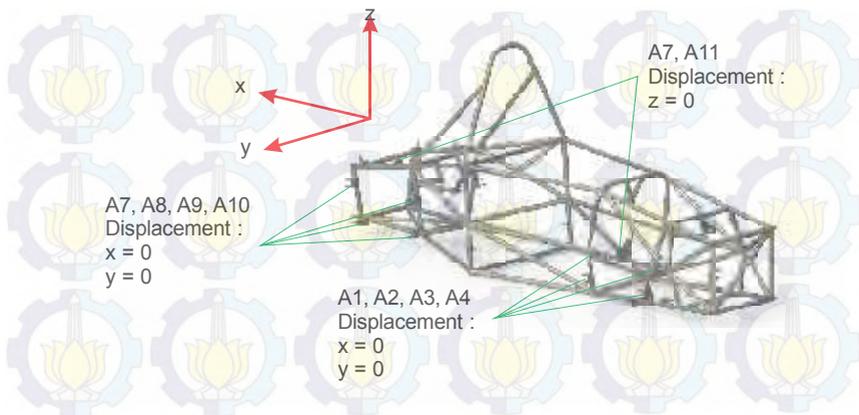
f. *Unsprung* Belakang Kiri



Gambar 4.28 Reaksi beban belok *unsprung* belakang

Pembebanan yang diberikan pada titik berat *unsprung* depan kiri dalam proses belok adalah sebesar 370 N ke arah sumbu y positif. Gaya ini mewakili gaya inersia akibat belok. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan A7 seperti pada gambar 4.25.

IV.5.2. Constraint



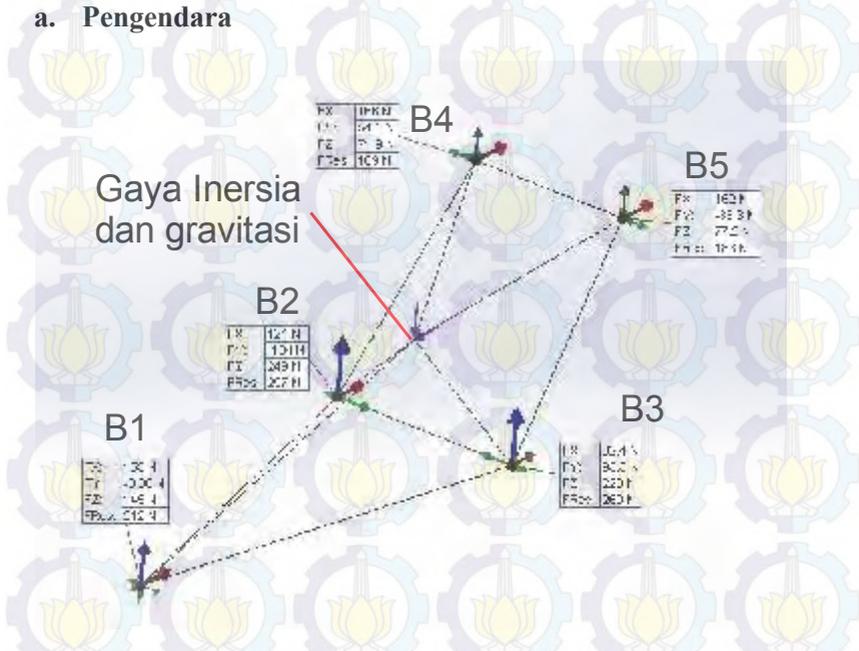
Gambar 4.29 *Constraint* beban belok

Selain beban, *constraint* juga diberikan pada *chassis* dalam pembebanan belok. Tumpuan A1, A2, A3, A4, A7, A8, A9 dan A10 bagian kiri *chassis* diberi *constraint* displacement $x = 0$ dan $y = 0$. Sedangkan pada A7 dan A11 diberi *constraint* displacement $z = 0$ juga pada bagian kiri *chassis* seperti pada gambar 4.26.

IV.6. Beban Pengereman

IV.6.1. Distribusi Beban Pengereman Pada Setiap Tumpuan

a. Pengendara

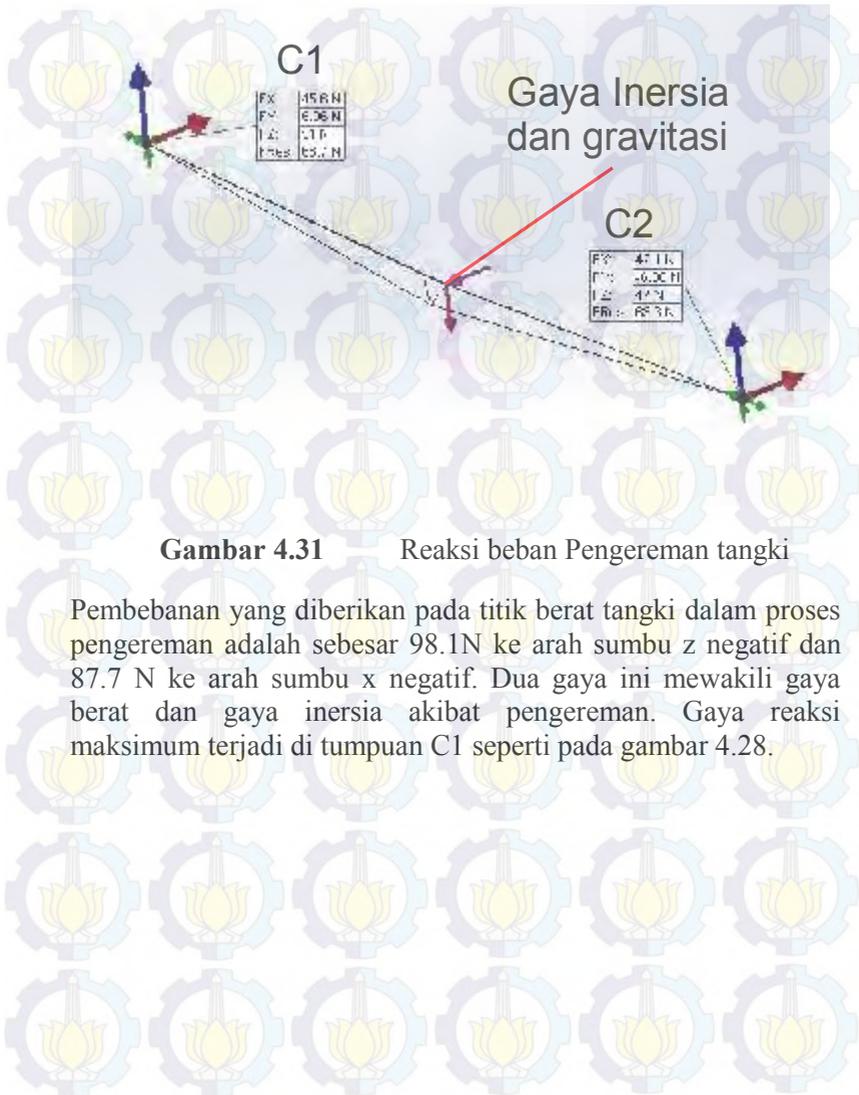


Gambar 4.30

Reaksi beban Pengereman pengendara

Pembebanan yang diberikan pada titik berat pengendara dalam proses pengereman adalah sebesar 771.066 N ke arah sumbu x negatif dan 689.322 N ke arah sumbu y positif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat pengereman. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan B2 seperti pada gambar 4.27.

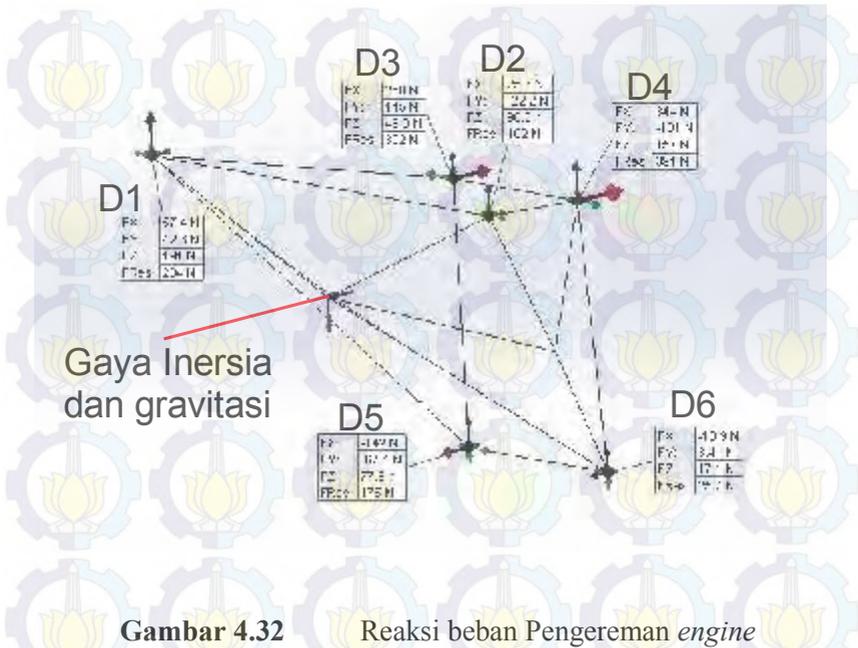
b. Tangki



Gambar 4.31 Reaksi beban Pengereman tangki

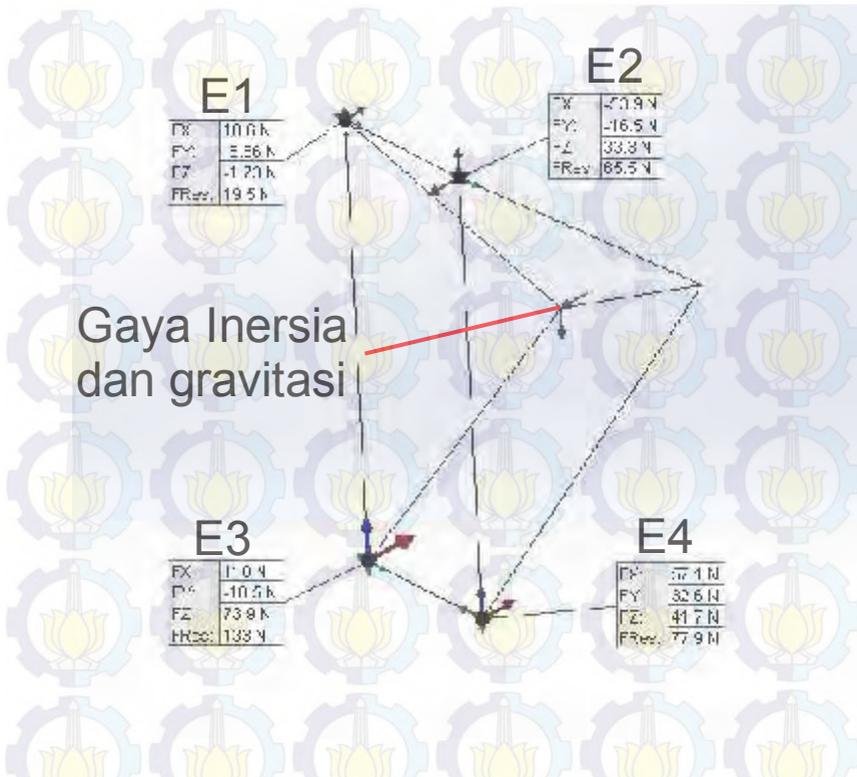
Pembebanan yang diberikan pada titik berat tangki dalam proses pengereman adalah sebesar 98.1N ke arah sumbu z negatif dan 87.7 N ke arah sumbu x negatif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat pengereman. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan C1 seperti pada gambar 4.28.

c. *Engine*



Pembebanan yang diberikan pada titik berat *engine* dalam proses pengereman adalah sebesar 588.6 N ke arah sumbu z negatif dan 526.2 N ke arah sumbu x negatif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat pengereman. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan D4 seperti pada gambar 4.29.

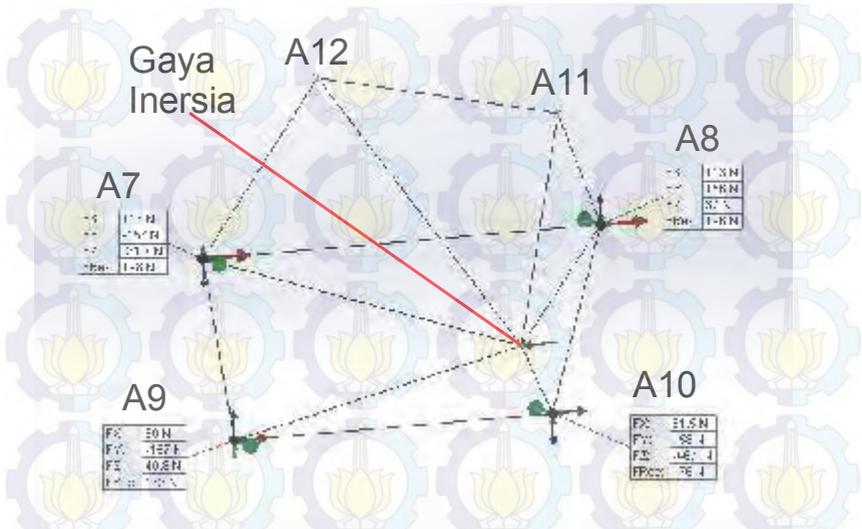
d. *Drivetrain*



Gambar 4.33 Reaksi beban Pengereman *drivetrain*

Pembebanan yang diberikan pada titik berat *drivetrain* dalam proses pengereman adalah sebesar 147.15 N ke arah sumbu z negatif dan 131.55 N ke arah sumbu x negatif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat pengereman. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan E3 seperti pada gambar 4.30.

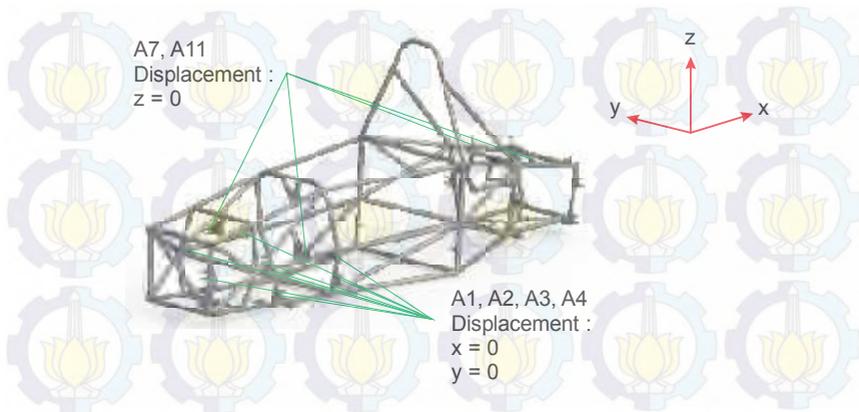
e. *Unsprung* Belakang



Gambar 4.34 Reaksi beban Pengereman *unsprung* belakang

Pembebanan yang diberikan pada titik berat *unsprung* depan kiri dalam pengereman belok adalah sebesar 350.8 N ke arah sumbu x negatif. Dua gaya ini mewakili gaya berat dan gaya inersia akibat pengereman. Gaya reaksi maksimum terjadi di tumpuan A7 seperti pada gambar 4.31.

IV.6.2. Constraint



Gambar 4.35 Constraint beban Pengereman

Selain beban, *constraint* juga diberikan pada *chassis* dalam pembebanan pengereman. Tumpuan A1, A2, A3 dan A4 bagian kanan dan kiri *chassis* diberi *constraint* displacement $x = 0$ dan $y = 0$. Sedangkan pada A7 dan A11 diberi *constraint* displacement $z = 0$ juga pada bagian kanan dan kiri *chassis* seperti pada gambar 4.32.

IV.7. Meshing dan Convergent Test

IV.7.1. Metode Untuk Mencapai Konvergen

chassis sapuan speed 2013 mempunyai geometri yang rumit. Hal ini menyebabkan pemecahannya menjadi elemen-elemen kecil (*meshing*) membutuhkan proses yang sangat lama. Jumlah elemen yang dihasilkan juga sangat banyak sehingga model matematik yang dibangun oleh komputer menjadi sangat besar.

Dengan berbagai fakta tersebut, *convergent test* hanya dilakukan pada daerah yang mengalami tegangan maksimal. Hal ini dilakukan untuk mengefisienkan waktu. Ketika dilakukan

convergent test pada seluruh bagian *chassis*, maka jumlah elemen akan bertambah sangat banyak dan model matematik yang harus diselesaikan akan sangat rumit.

Convergent test dilakukan dengan proses *refinement* pada bagian yang mengalami tegangan maksimal. Proses *refinement* adalah penambahan jumlah elemen atau pengecilan ukuran elemen pada bagian yang diinginkan. Dengan proses *refinement* ini, diharapkan akan tercapai konvergensi dengan persen error yang dapat ditoleransi. Proses ini akan diuji pada setiap penambahannya hingga dianggap konvergen. Proses *refinement* ini mempunyai 3 tingkatan. Secara keseluruhan, *convergent test* memiliki 4 variasi jumlah elemen, 1 tanpa *refinement*, dan 3 dengan *refinement*

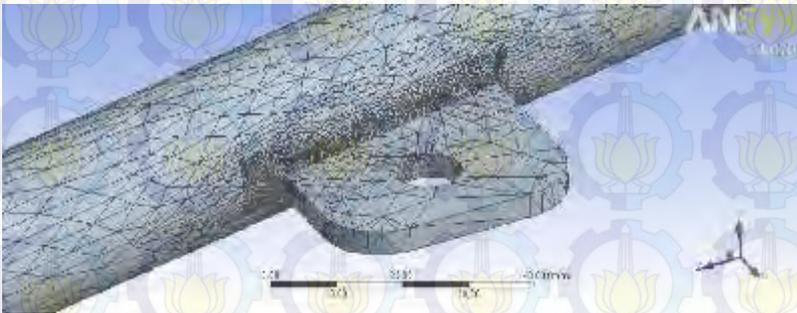
Langkah pertama dalam *convergent test* adalah mencari titik maksimal dalam pembebanan. Berikut ini merupakan hasil simulasi pembebanan vertikal pada *chassis* :



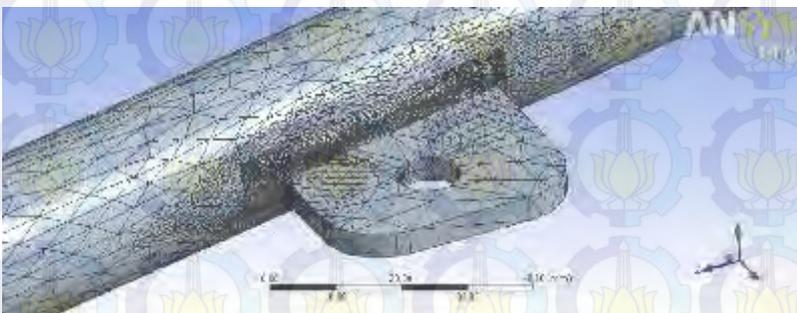
Gambar 4.36 Pembebanan vertikal



Gambar 4.39 Mesing dengan *refinement* tingkat 1



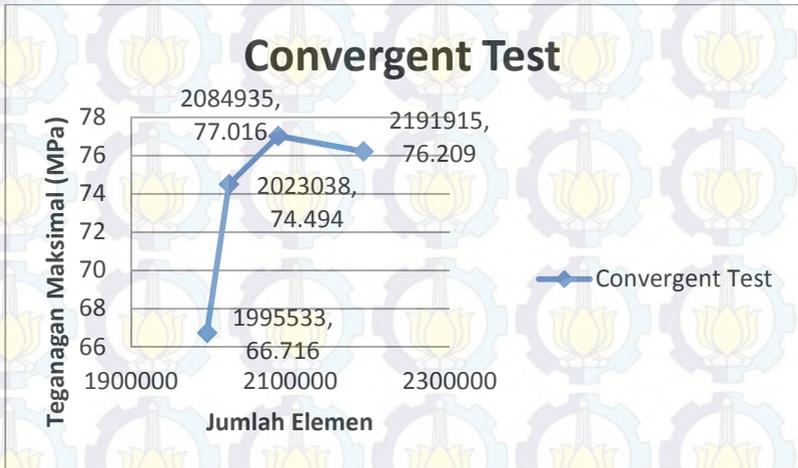
Gambar 4.40 Mesing dengan *refinement* tingkat 2



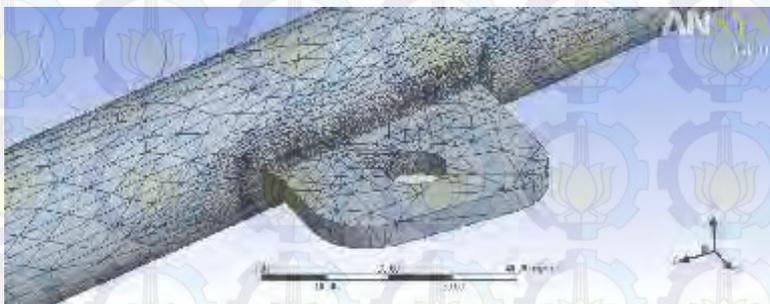
Gambar 4.41 Mesing dengan *refinement* tingkat 3

Meshing sudah bisa dikatakan konvergen apabila perbedaan nilai tegangan maksimal dengan meshing setelahnya kurang dari 2% sebagaimana gambar 4.35 hingga 4.38.

IV.7.2. Hasil *Convergent Test* a. Beban Vertikal



Gambar 4.42 *Convergent Test* beban vertikal

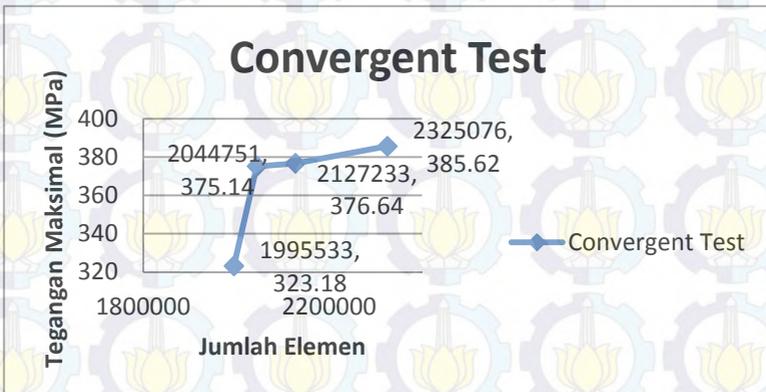


Gambar 4.43 Mesing pembebanan vertikal

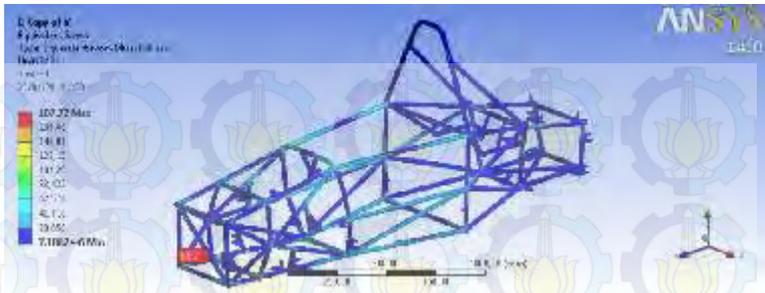
Gambar 4.39 merupakan grafik yang menunjukkan perubahan tegangan maksimal yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dengan jumlah elemen 1995533 menggunakan meshing pertama yang belum melalui proses *refinement*. Percobaan kedua, ketiga dan keempat masing-masing menggunakan *refinement* tingkat 1.

Perbedaan nilai tegangan maksimal pada meshing pertama (66.71) dan kedua (74.49) masih 11%. perbedaan nilai tegangan maksimal pada mesing kedua dan ketiga (77.01) adalah 3%. Sedangkan perbedaan meshing ketiga dan keempat (76.20) adalah 1% dan sudah bisa dianggap konvergen. Maka dari data ini, hasil simulasi pembebanan vertikal yang diambil adalah dari meshing ketiga dengan jumlah elemen 2084935 seperti gambar 4.40

b. Beban torsi



Gambar 4.44 *Convergent Test* beban torsi



Gambar 4.45 Tegangan pembebanan torsi



Gambar 4.46 Mesing pembebanan torsi

Gambar 4.41 merupakan grafik yang menunjukkan perubahan tegangan maksimal sebagaimana pada gambar 4.2 yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dengan jumlah elemen 1995533 menggunakan meshing pertama yang belum melalui proses *refinement*. Percobaan kedua, ketiga dan keempat masing-masing menggunakan *refinement* tingkat 1.

Perbedaan nilai tegangan maksimal pada meshing pertama (323.18) dan kedua (375.14) masih 16%. perbedaan nilai tegangan maksimal pada mesing kedua dan ketiga (376.64) adalah 0.4% dan sudah bisa dianggap konvergen. Maka dari data ini, hasil simulasi pembebanan torsi yang diambil adalah dari

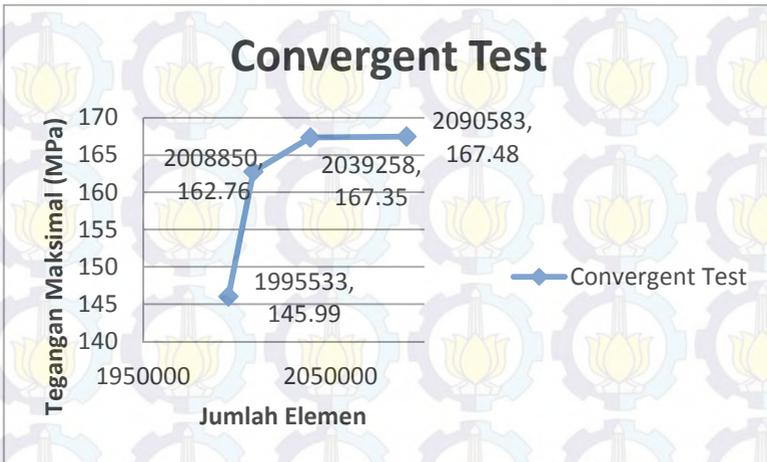


Gambar 4.49 Mesing pembebanan akselerasi

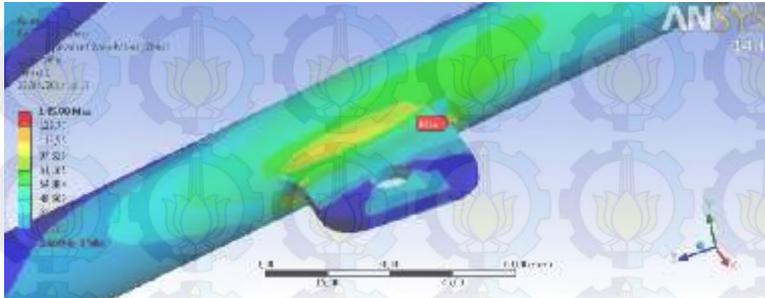
Gambar 4.44 merupakan grafik yang menunjukkan perubahan tegangan maksimal sebagaimana pada gambar 4.45 yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dengan jumlah elemen 1995533 menggunakan meshing pertama yang belum melalui proses *refinement*. Percobaan kedua, ketiga dan keempat masing-masing menggunakan *refinement* tingkat 1.

Perbedaan nilai tegangan maksimal pada meshing pertama (167.6) dan kedua (186.48) masih 11%. perbedaan nilai tegangan maksimal pada mesing kedua dan ketiga (187.57) adalah 0.6% dan sudah bisa dianggap konvergen. Maka dari data ini, hasil simulasi pembebanan akselerasi yang diambil adalah dari meshing kedua dengan jumlah elemen 2015253 seperti gambar 4.46

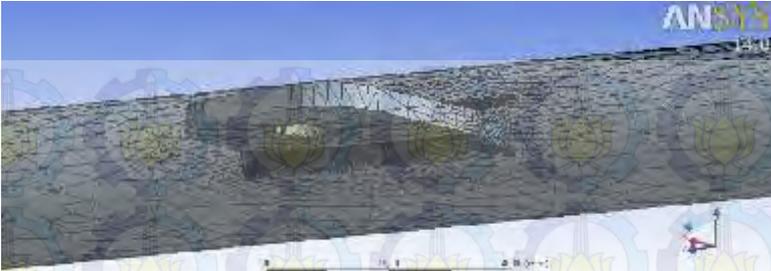
d. Beban Belok



Gambar 4.50 *Convergent Test* beban belok



Gambar 4.51 Simulasi pembebanan belok

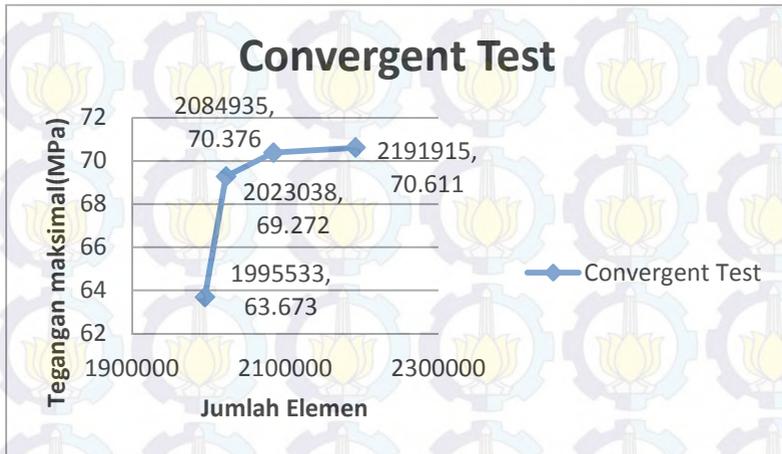


Gambar 4.52 Mesing pembebanan belok

Gambar 4.47 merupakan grafik yang menunjukkan perubahan tegangan maksimal sebagaimana pada gambar 4.48 yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dengan jumlah elemen 1995533 menggunakan meshing pertama yang belum melalui proses *refinement*. Percobaan kedua, ketiga dan keempat masing-masing menggunakan *refinement* tingkat 1.

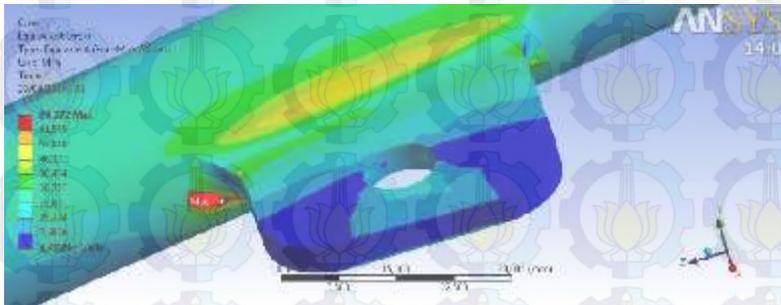
Perbedaan nilai tegangan maksimal pada meshing pertama (145.99) dan kedua (162.76) masih 11%. perbedaan nilai tegangan maksimal pada mesing kedua dan ketiga (167.35) adalah 3%. Sedangkan perbedaan meshing ketiga dan keempat (167.48) adalah 0.01% dan sudah bisa dianggap konvergen. Maka dari data ini, hasil simulasi pembebanan belok yang diambil adalah dari meshing ketiga dengan jumlah elemen 2039258 seperti gambar 4.49

e. Beban pengereman



Gambar 4.53

Convergent Test beban pengereman



Gambar 4.54

Simulasi pembebanan pengereman



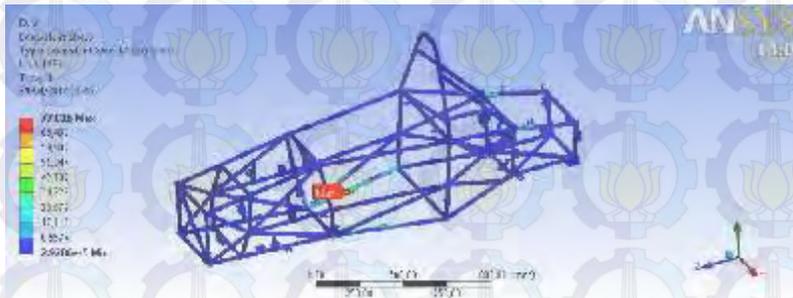
Gambar 4.55 Mesing pembebanan pengereman

Gambar 4.50 merupakan grafik yang menunjukkan perubahan tegangan maksimal sebagaimana pada gambar 4.51 yang dipengaruhi penambahan jumlah elemen. Percobaan pertama dengan jumlah elemen 1995533 menggunakan meshing pertama yang belum melalui proses *refinement*. Percobaan kedua, ketiga dan keempat masing-masing menggunakan *refinement* tingkat 1.

Perbedaan nilai tegangan maksimal pada meshing pertama (63.67) dan kedua (69.27) masih 8%. perbedaan nilai tegangan maksimal pada mesing kedua dan ketiga (70.37) adalah 2.5%. Sedangkan perbedaan meshing ketiga dan keempat (70.61) adalah 0.3% dan sudah bisa dianggap konvergen. Maka dari data ini, hasil simulasi pembebanan pengereman yang diambil adalah dari meshing ketiga dengan jumlah elemen 2084935 seperti gambar 4.52

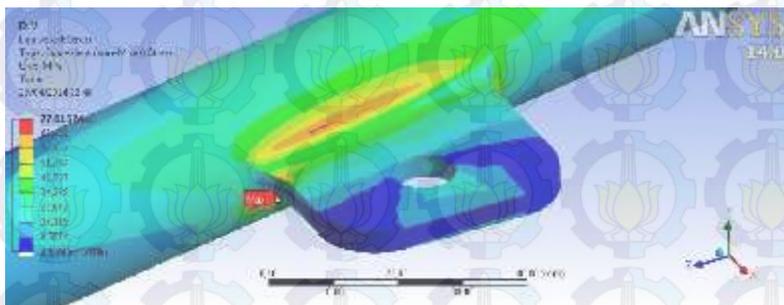
IV.8. Simulasi

IV.8.1. Beban vertikal



Gambar 4.56

Tegangan akibat pembebanan vertikal



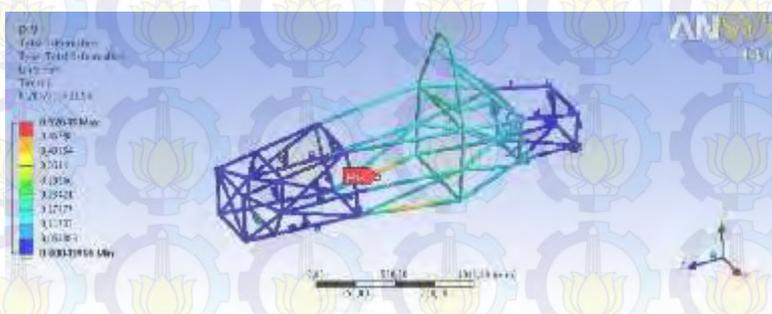
Gambar 4.57

Detail hasil simulasi pada B2

Gambar 4.53 merupakan hasil simulasi pembebanan vertikal pada *chassis* sapuanjin speed 2013. Sedangkan gambar 4.54 merupakan detail dari tumpuan B2 yang mengalami *stress* maksimal pada *chassis*. Dari hasil simulasi tersebut didapatkan nilai tegangan Von Mises sebesar 77.016 MPa.

Dari dua gambar tersebut terlihat bahwa elemen *chassis* yang ditempati tumpuan B2 dan B3 mengalami tegangan yang relatif tinggi bila dibandingkan dengan bagian *chassis* lainnya. Hal ini disebabkan karena kedua tumpuan ini menumpu pengendara dan

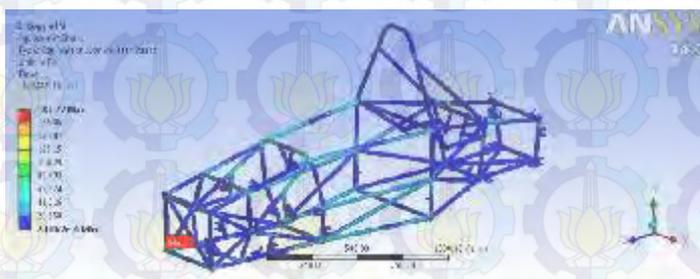
dekat dengan titik berat pengendara. Dengan posisi tersebut, kedua elemen *chassis* ini akan menerima gaya berat pengendara paling dominan.



Gambar 4.58 Deformasi pada pembebanan vertikal

Gambar 4.55 menunjukkan deformasi total yang terjadi pada *chassis* saat pembebanan vertikal. Deformasi maksimal terjadi pada tumpuan B2 dan B3 yaitu sekitar 0.5 mm. hal ini sesuai kenyataan karena bagian ini paling jauh dari tumpuan suspensi baik suspensi depan atau belakang. Di sisi lain, deformasi maksimal ini juga disebabkan tumpuan B2 dan B3 mengalami beban yang paling besar seperti yang telah dijelaskan sebelumnya.

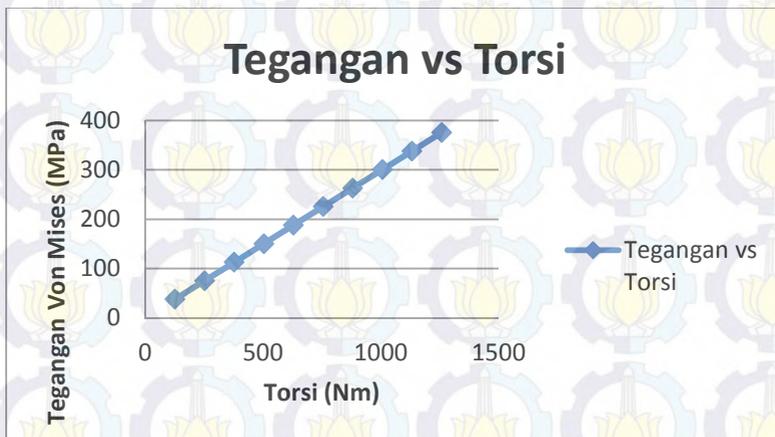
IV.8.2. Beban Torsi



Gambar 4.59 Tegangan akibat torsi dengan beban 0.5 *Wsprung*

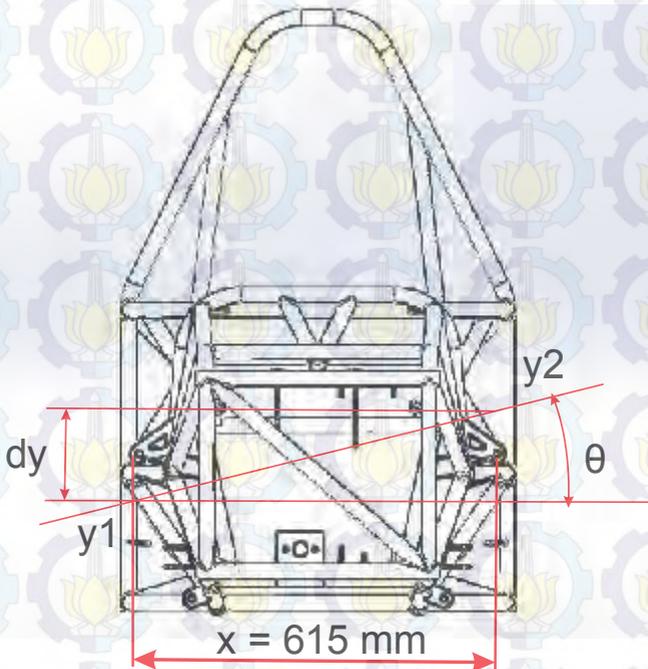
Tabel 4.4 Torsi vs Tegangan

No	Torsi (Nm)	Tegangan Von Mises (MPa)
1	125.851509	37.544
2	251.703018	75.089
3	377.554527	112.65
4	503.406036	150.2
5	629.257545	187.72
6	755.1093	225.16
7	880.96044	262.77
8	1006.812195	300.39
9	1132.663335	337.83
10	1258.51509	375.44

**Gambar 4.60** Tegangan Von Mises vs Torsi

Gambar 4.56 menunjukkan hasil simulasi pembebanan torsi. Pembebanan ini divariasikan dari $0.1Wsprung$ hingga $1Wsprung$. Dari hasil-hasil simulasi tersebut didapatkan grafik yang menunjukkan pengaruh torsi pada Von Mises.

Gambar 4.57 menunjukkan bahwa tegangan maksimal yang terjadi berbanding lurus secara linier dengan torsi yang diberikan.



Gambar 4.61 Sudut puntir

Gambar 4.58 menunjukkan metode pengukuran sudut puntir *chassis* yang diakibatkan pembebanan torsi. Sudut tersebut didapatkan dari defleksi dy pada tumpuan A5 baik sisi kiri maupun kanan. Perhitungan sudut tersebut adalah sebagai berikut :

$$dy = y_2 - y_1$$

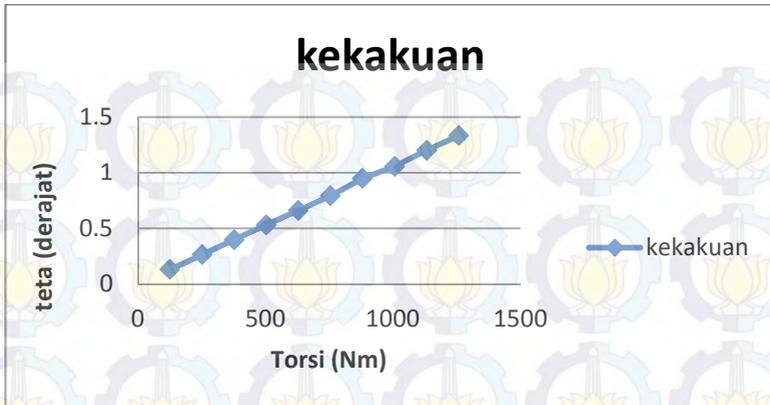
$$x = 615 \text{ mm}$$

$$\theta = \arcsin (dy/x) \quad (4.1)$$



Gambar 4.62 Deformasi akibat torsi dengan beban $0.5W_{sprung}$

No	Torsi (Nm)	Sudut Puntir ($^{\circ}$)
1	125.851509	0.132173138
2	251.703018	0.264904126
3	377.554527	0.39968282
4	503.406036	0.532033815
5	629.257545	0.662608364
6	755.1093	0.79354881
7	880.96044	0.948336656
8	1006.812195	1.056894367
9	1132.663335	1.201594999
10	1258.51509	1.332026797

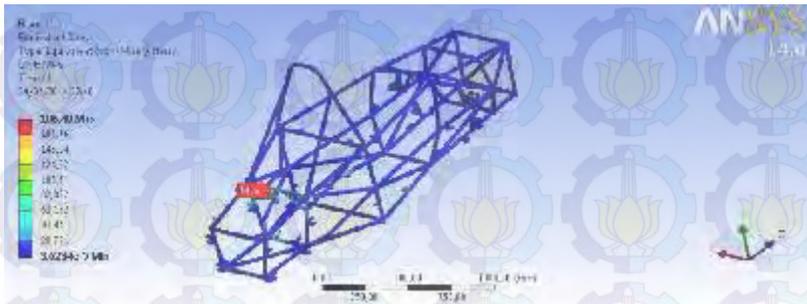


Gambar 4.63 Sudut puntir vs Torsi

Gambar 4.59 menunjukkan deformasi pada sumbu y dengan berbagai macam pembebanan torsi mulai dari $0.1 W_{sprung}$ hingga $1 W_{sprung}$. Dari gambar tersebut akan dianalisis pengaruh pembebanan torsi terhadap sudut puntir pada *chassis* sesuai perhitungan 4.1

Gambar 4.60 menunjukkan pengaruh torsi terhadap sudut puntir. Dari grafik ini dapat disimpulkan bahwa sudut puntir berbanding lurus secara linier terhadap *chassis*. Gradien rata-rata dari grafik ini adalah $946.34 \text{ Nm}/^\circ$ yang menjadi harga kekakuan *chassis* sapuan speed 2013.

IV.8.3. Beban Akselerasi



Gambar 4.64 Tegangan akibat pembebanan akselerasi

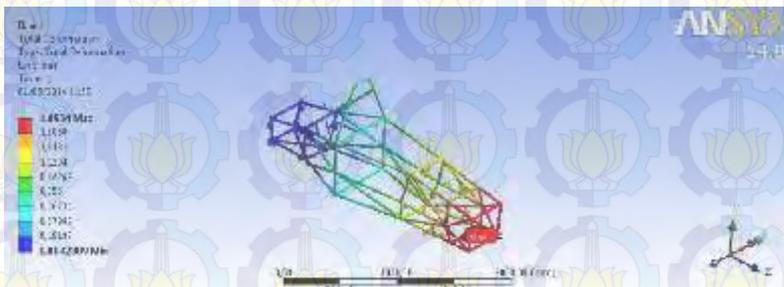


Gambar 4.65 Detail hasil simulasi pada E1

Gambar 4.61 merupakan hasil simulasi pembebanan akselerasi pada *chassis* sapuangin speed 2013. Sedangkan gambar 4.62 merupakan detail dari tumpuan E1 yang mengalami *stress* maksimal pada *chassis*. Dari hasil simulasi tersebut didapatkan nilai tegangan Von Mises sebesar 186.48 MPa.

Dari dua gambar tersebut terlihat bahwa elemen *chassis* yang ditempati tumpuan-tumpuan disekitar *engine* (tumpuan D dan E) mengalami tegangan yang relatif tinggi bila dibandingkan dengan bagian *chassis* lainnya. Hal ini disebabkan karena tumpuan-

tumpuan ini menumpu *engine* dan *drivetrain*. Dengan kondisi tersebut, tumpuan-tumpuan ini akan menerima torsi *engine* dan gaya tarik rantai antara *engine-drivetrain*.



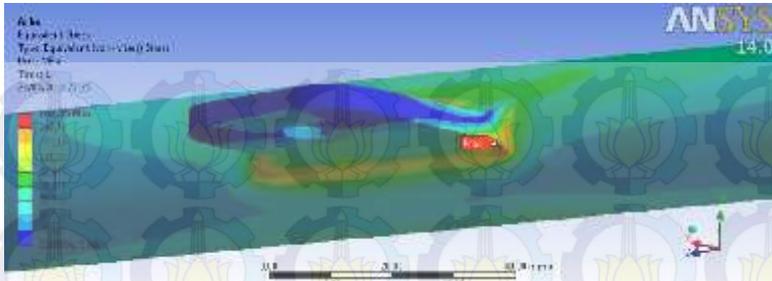
Gambar 4.66 Deformasi pada pembebanan akselerasi

Gambar 4.63 menunjukkan deformasi total yang terjadi pada *chassis* saat pembebanan akselerasi. Deformasi maksimal terjadi pada ujung depan yaitu sekitar 0.5 mm. hal ini sesuai kenyataan karena bagian ini paling jauh dari tumpuan suspensi belakang tempat gaya dorong terjadi. Gaya dorong ini diwakili *constraint-constraint* sehingga deformasinya nol.

IV.8.4. Beban Belok



Gambar 4.67 Tegangan akibat pembebanan belok



Gambar 4.68 Detail hasil simulasi pada B2

Gambar 4.64 merupakan hasil simulasi pembebanan belok pada *chassis* sapuanjin speed 2013. Sedangkan gambar 4.65 merupakan detail dari tumpuan B2 yang mengalami *stress* maksimal pada *chassis*. Dari hasil simulasi tersebut didapatkan nilai tegangan Von Mises sebesar 167.35 MPa.

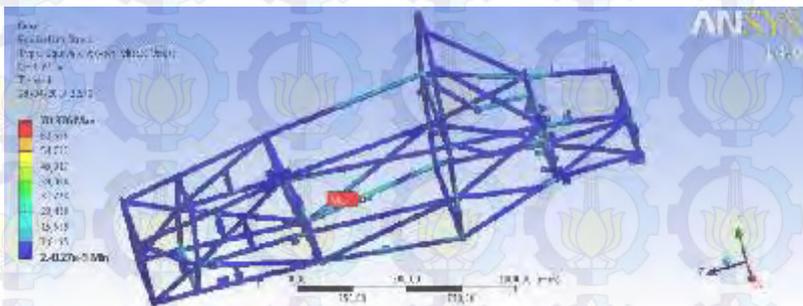
Dari dua gambar tersebut terlihat bahwa elemen *chassis* yang ditempati tumpuan B2 mengalami tegangan yang relatif tinggi bila dibandingkan dengan bagian *chassis* lainnya. Hal ini disebabkan karena tumpuan ini menumpu pengendara dan dekat dengan titik berat pengendara. Dengan posisi tersebut, kedua elemen *chassis* ini akan menerima gaya berat dan gaya inersia pengendara paling dominan.



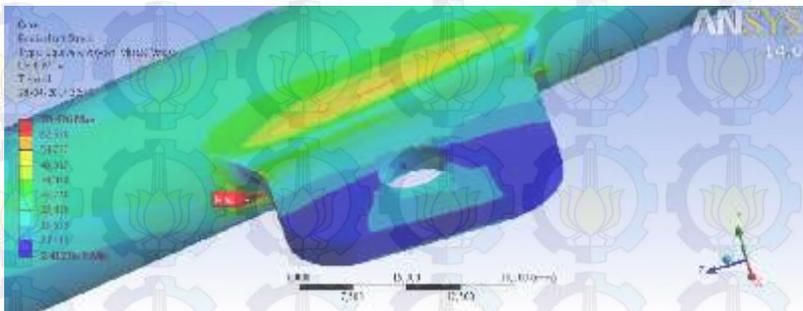
Gambar 4.69 Deformasi pada pembebanan belok

Gambar 4.66 menunjukkan deformasi total yang terjadi pada *chassis* saat pembebanan vertikal. Deformasi maksimal terjadi pada tumpuan B2 yaitu sekitar 1.06 mm. hal ini sesuai kenyataan karena bagian ini paling jauh dari tumpuan suspensi baik suspensi depan atau belakang. Di sisi lain, deformasi maksimal ini juga disebabkan tumpuan B2 mengalami beban yang paling besar seperti yang telah dijelaskan sebelumnya.

IV.8.5. Beban pengereman



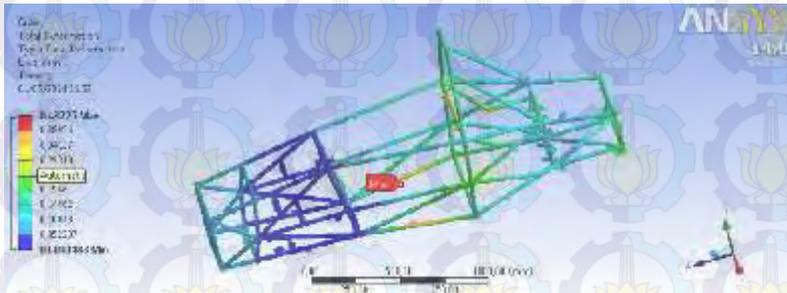
Gambar 4.70 Tegangan akibat pembebanan pengereman



Gambar 4.71 Detail hasil simulasi pada B2

Gambar 4.67 merupakan hasil simulasi pembebanan vertikal pada *chassis* sapuan speed 2013. Sedangkan gambar 68 merupakan detail dari tumpuan B2 yang mengalami *stress* maksimal pada *chassis*. Dari hasil simulasi tersebut didapatkan nilai tegangan Von Mises sebesar 70.376 MPa.

Dari dua gambar tersebut erlihat bahwa elemen *chassis* yang ditempati tumpuan B2 dan B3 mengalami tegangan yang relatif tinggi bila dibandingkan dengan bagian *chassis* lainnya. Hal ini disebabkan karena kedua tumpuan ini menumpu pengendara dan dekat dengan titik berat pengendara. Dengan posisi tersebut, kedua elemen *chassis* ini akan menerima gaya berat pengendara paling dominan.



Gambar 4.72 Deformasi pada pembebanan pengereman

Gambar 4.69 menunjukkan deformasi total yang terjadi pada *chassis* saat pembebanan vertikal. Deformasi maksimal terjadi pada tumpuan B2 dan B3 yaitu sekitar 0.5 mm. hal ini sesuai kenyataan karena bagian ini paling jauh dari tumpuan suspensi baik. Di sisi lain, deformasi maksimal ini juga disebabkan tumpuan B2 dan B3 mengalami beban yang paling besar seperti yang telah dijelaskan sebelumnya.

IV.9. Analisis dan Evaluasi

Tabel 4.5 Angka keamanan

No.	Pembebanan	Von Mises Stress (MPa)	Deformasi maksimal (mm)
1	Vertikal	77.016	0.52
2	Torsional (0.5 <i>Wsprung</i>)	187.72	7.63
3	Akselerasi	186.48	1.69
4	Belok	167.35	1.06
5	Pengereman	70.376	0.44

Dari tabel 4.4 terlihat bahwa pembebanan torsi memiliki tegangan dan deformasi total yang paling besar. Pada pembebanan ini, dapat dilihat bahwa tegangan yang terjadi hampir merata pada semua bagian *chassis*. Hal ini ditunjukkan dengan warna merah, kuning hingga biru tersebar merata pada *chassis*. Dari hasil simulasi ini dapat disimpulkan bahwa *chassis* ini sudah cukup baik dalam menerima beban torsional.

Ketika beban torsional yang diberikan sebesar 0.5*Wsprung*, tegangan yang terjadi adalah sebesar 187.72 MPa Tegangan ini masih aman bila dibandingkan dengan tegangan izinnnya yaitu 305 MPa. Beban 0.5*xWsprung* merupakan beban torsional maksimal yang mungkin terjadi pada kenyataannya di sirkuit.

chassis sapuangin speed 2013 ini mempunyai kekakuan sebesar 946.34 Nm^o nilai ini relatif kecil apabila dibandingkan dengan hasil simulasi yang dilakukan oleh Willian, 2002, Pada bab 2. Nilai kekakuan ini diakibatkan kurangnya elemen pipa diagonal

pada geometri *chassis*. Di sisi lain *chassis* ini memiliki berat di atas rata-rata yaitu 45 kg. Berat seperti ini tentu sangat tidak menguntungkan pada dinamika kendaraan dan memberi beban lebih pada *engine*.

Dari 3 beban dinamik yang diberikan, beban akselerasi memiliki perbedaan yang signifikan dalam hal distribusi tegangan. Pada pembebanan akselerasi, area pada bagian *engine* dan *drivetrain* mengalami tegangan yang besar bila dibandingkan dengan bagian lain. Tegangan yang besar di daerah *engine* dan *drivetrain* ini diakibatkan oleh gaya tarik rantai dan torsi *engine* yang besar.

Beban belok dan pengereman memiliki titik kritis yang sama yaitu pada tumpuan dibawah kursi pengendara. Tegangan pada tumpuan ini relatif besar apabila dibandingkan dengan daerah lain. Jarak dengan titik berat pengendara yang dekat menjadi penyebab utama.

Berdasarkan data material yang digunakan, tegangan yield material adalah sebesar 305 MPa. Dari data tersebut, didapatkan angka keamanan dari 5 pembebanan yang telah dilakukan :

Tabel 4.6 Angka keamanan

No.	Pembebanan	Von Mises Stress (MPa)	Angka keamanan
1	Vertikal	77.016	3.96
2	Torsional (0.5 <i>Wsprung</i>)	187.72	1.62
3	Akselerasi	186.48	1.63
4	Belok	167.35	1.82
5	Pengereman	70.376	4.33

Tabel 4.5 menunjukkan pembebanan vertikal memiliki angka keamanan sebesar 3.96. Angka ini relatif besar dan dapat dikatakan aman dari tegangan izinnnya. Pembebanan vertikal merupakan pembebanan yang sering terjadi sehingga memungkinkan terjadi creep atau deformasi pada tegangan konstan. Namun, dengan nilai angka keamanan seperti ini, potensi untuk mengalami creep sangat kecil.

Sedangkan untuk beban torsional, angka keamanannya adalah 1.62. nilai ini merupakan yang terkecil diantara semua nilai pembebanan. Namun pada penggunaannya, beban torsional ini jarang terjadi. Hal ini disebabkan karena track fsae cenderung landai dan tidak memungkinkan adanya perubahan ketinggian permukaan jalan.

Dalam pembebanan akselerasi, angka keamanan yang didapatkan adalah 1.63. seperti yang sudah dibahas sebelumnya, tegangan paling kritis terjadi pada daerah dudukan *engine* dan *drivetrain*. Dengan angka keamanan kecil pada daerah ini, tentu kurang aman karena intensitas gaya *engine* dan *drivetrain* yang sangat tinggi ketika balapan sehingga sangat memungkinkan terjadinya kegagalan akibat fatigue.

Pembebanan belok juga mempunyai angka keamanan yang kecil yaitu 1.82. Angka ini cukup merugikan karena beban belok juga memiliki intensitas yang tinggi dalam balapan.

Pembebanan pengereman memiliki angka keamanan yang paling besar yaitu 4.33. Dengan nilai angka keamanan ini, *chassis* bisa dianggap aman terhadap pambebanan pengereman yang juga memiliki intensitas yang sangat tinggi ketika balapan.

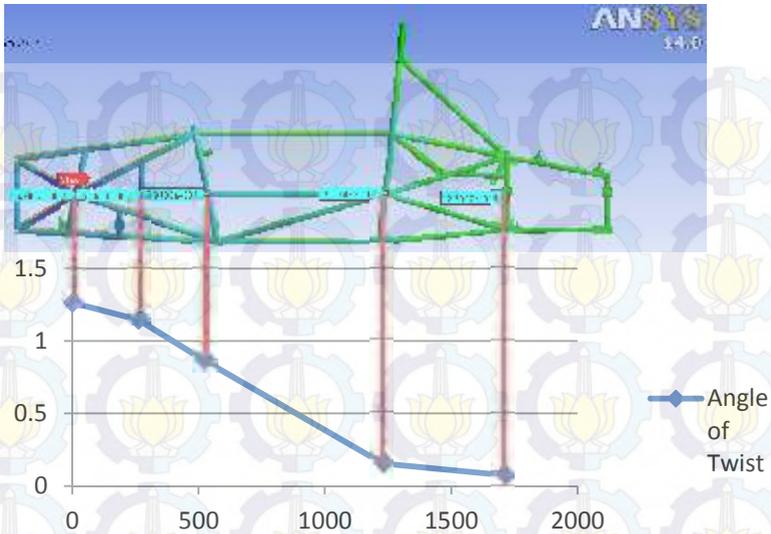
Pada dasarnya, proses desain *chassis* fsae dipengaruhi 2 faktor penting. Faktor pertama adalah pemenuhan persyaratan regulasi yang berkaitan dengan keamanan. Faktor kedua adalah pertimbangan kekakuan dan distribusi gaya yang berkaitan dengan mekanika struktur untuk space frame.

Ada beberapa bagian *chassis* yang sangat erat kaitannya dengan regulasi seperti rollhoop yang sudah ditentukan batasan-batasan dimensinya. Sehingga, untuk mengevaluasi *chassis* dan rekomendasi untuk desain selanjutnya hanya dapat dilakukan pada bagian *chassis* yang tidak terlalu diatur oleh regulasi seperti *chassis* bagian depan, samping dan belakang. Pengurangan atau penambahan bagian *chassis* dapat dilakukan untuk mendapatkan *chassis* yang lebih kaku dan kuat.

Untuk membuat *chassis* sapuangan speed 2013 ini menjadi lebih kaku dan memiliki angka keamana yang lebih baik, penambahan elemen pipa diagonal dapat dilakukan. Penambahan ini didasarkan pada table 4.6 dan gambar 4.73 yang merupakan hasil perhitungan gradien sudut puntir pada chassis.

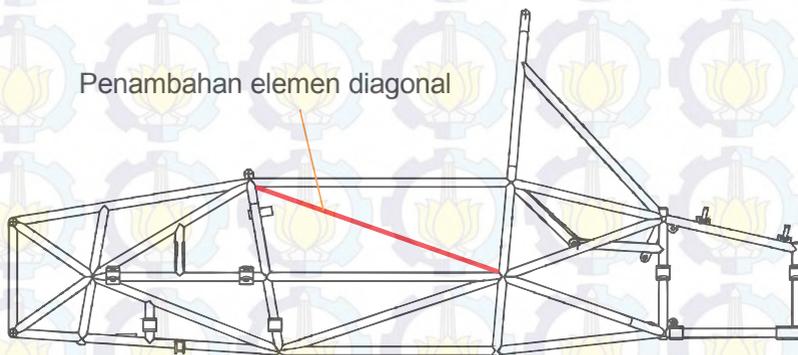
Tabel 4.7 Angle of twist

dz1	dz2	y	Angle of Twist	x
-5.8	5.82	526.5	1.264328	0
-5.26	5.28	526.5	1.146851	261.42
-3.98	3.97	526.5	0.865084	523.4
-0.913	0.917	675.4	0.155243	1230.2
-0.25	0.25	385.8	0.074256	1708.6



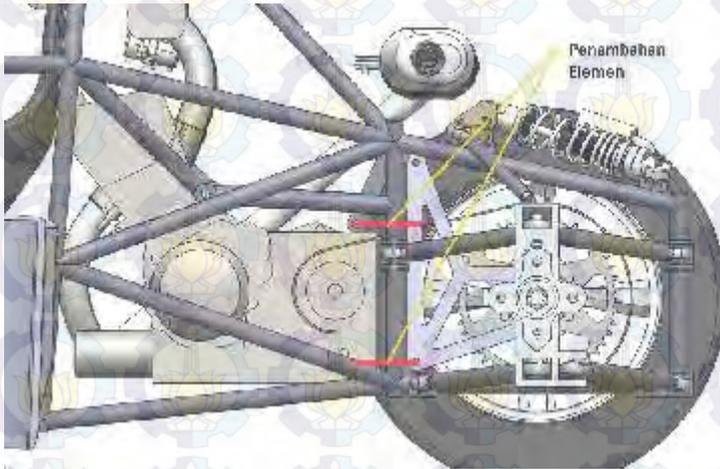
Gambar 4.73 Angle of twist

Gradien sudut puntir terbesar adalah bagian samping pengendara sehingga perlu adanya penambahan seperti gambar 4.70 berikut :



Gambar 4.74 Penambahan elemen pipa diagonal

Pada pembebanan akselerasi, tegangan besar yang diakibatkan gaya tarik rantai dapat disiasati dengan menyalurkan gaya *drivetrain* langsung ke *engine*. Bagian *chassis* antara *engine* dan *drivetrain* harus mempunyai elemen yang menghubungkan langsung *engine* dan *drivetrain*. Elemen tersebut juga harus searah dengan gaya tarik rantai. Gambar 4.71 berikut ini adalah contoh penambahan elemen yang dimaksud :

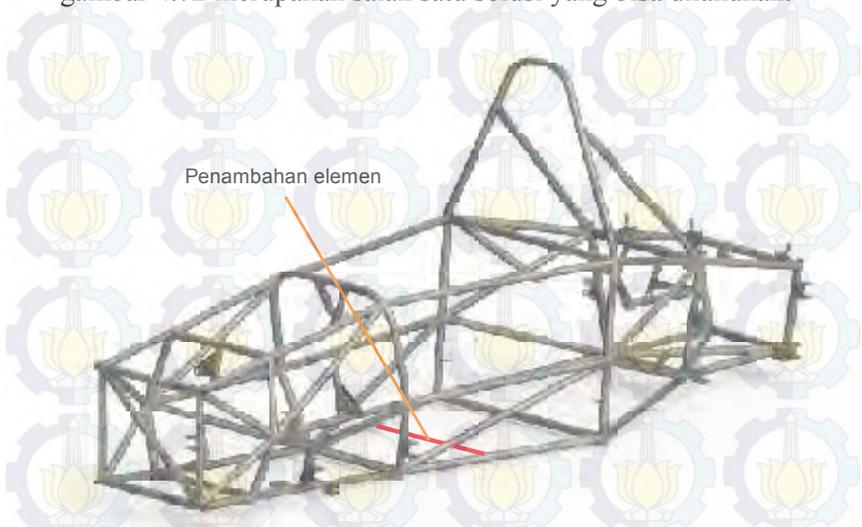


Gambar 4.75 Penambahan elemen antara *engine* dan *drivetrain*

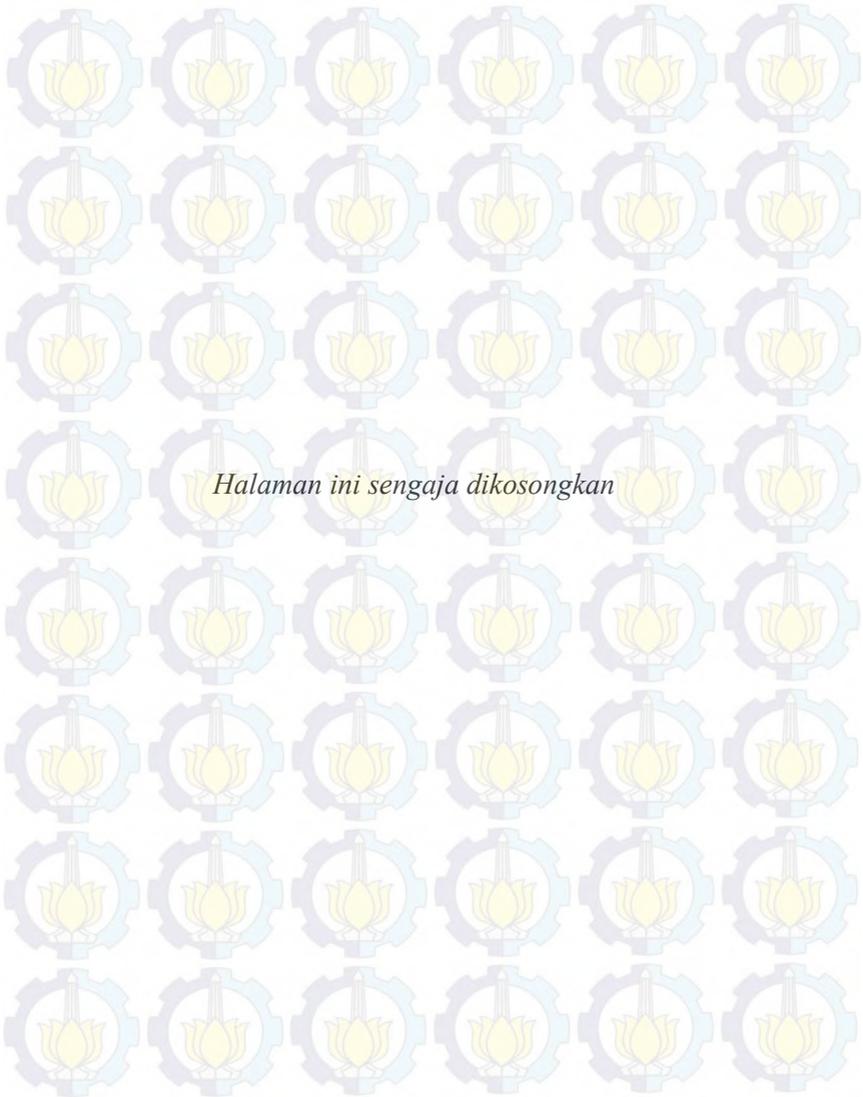
Penambahan elemen seperti gambar 4.71 harus diikuti dengan penyesuaian bagian *chassis* disekitarnya agar geometrinya tetap simple dan beratnya tidak bertambah.

Tegangan pada dudukan pengendara juga relative tinggi. Hal ini diakibatkan oleh bentuk dudukan yang sangat mungkin terjadinya beban bending lokal. Bentuk dudukan ini harus dirubah agar tidak mengalami beban bending yang berlebihan. Penambahan elemen

yang menyambungkan antara dudukan B2 dan B3 seperti pada gambar 4.72 merupakan salah satu solusi yang bisa dilakukan.



Gambar 4.76 Penambahan elemen pada dudukan pengendara



BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

V.1 Kesimpulan

1. Jumlah elemen yang digunakan untuk simulasi berdasarkan hasil *convergent test* adalah 2084935 elemen untuk beban vertikal, 2044751 elemen untuk beban torsi, 2015253 elemen untuk beban akselerasi, 2039258 elemen untuk beban belok dan 2084935 elemen untuk beban pengereman.
2. Data Hasil Simulasi :
 - a. Dari hasil simulasi beban vertikal didapatkan tegangan von mises sebesar 77.016 MPa, deformasi maksimal sebesar 0.52 mm dan angka keamanan sebesar 3.96.
 - b. Dari hasil simulasi beban Torsional, pada pembebanan $0.5W_{sprung}$ didapatkan tegangan von mises sebesar 187.72 MPa, deformasi maksimal sebesar 7.63 mm, angka keamanan sebesar 1.62 dan kekakuan sebesar $946.34 \text{ Nm}^{\circ}$.
 - c. Dari hasil simulasi beban akselerasi didapatkan tegangan von mises sebesar 186.48 MPa, deformasi maksimal sebesar 1.69 mm dan angka keamanan sebesar 1.63
 - d. Dari hasil simulasi beban belok didapatkan tegangan von mises sebesar 167.35 MPa, deformasi maksimal sebesar 1.06 mm dan angka keamanan sebesar 1.82.
 - e. Dari hasil simulasi beban pengereman didapatkan tegangan von mises sebesar 70.376 MPa, deformasi maksimal sebesar 0.44 mm dan angka keamanan sebesar 4.33.
3. *chassis* Sapuanjin Speed 2013 masih belum mempunyai angka keamanan dan kekakuan yang baik dan masih perlu mendapat tambahan elemen *chassis* sebagai berikut :
 - a. Elemen diagonal pada bagian samping pengendara.

- b. Elemen penghubung antara dua tumpuan di bawah kursi pengendara.
- c. Elemen penghubung yang dapat menyalurkan secara langsung gaya dari *engine* ke *drivetrain*.

V.2 Saran

1. Pemberian beban pada saat simulasi di software ANSYS sebaiknya dilakukan secara langsung dan pada titik berat beban atau pada titik tangkap gayanya. Hal ini dilakukan dengan cara menggunakan fasilitas *remote force* pada ANSYS. Hal ini akan membuat hasil simulasi menjadi lebih nyata kerana lebih mewakili kondisi statis tak tentu sebenarnya. Namun, metode ini harus didukung dengan kemampuan computer yang sangat baik.
2. Hasil simulasi ini sebaiknya dibandingkan dengan hasil pengujian langsung pada *chassis* sebagai pembandingan.

DAFTAR PUSTAKA

2013 *Formula SAE Rules, SAE International, USA.*

2013 *Sapuangan Speed Design Report*, Institut Teknologi Sepuluh Nopember *Team Sapuangan*, Surabaya.

Cook Robert, 1995. *Finite Element Modeling For Stress Analysis*. John Wiley & Sons

Crolla, David. 2009. *Automotive Engineering Powertrain, chassis System and Vehicle Body. USA: ELSEVIER*

<http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=6539>

I Nyoman Sutantra, 2001. **TEKNOLOGI OTOMOTIF : Teori dan Aplikasi**. Surabaya : Guna Widya.

Ravinder Pal Singh, 2010. **STRUKTURAL PERFORMANCE ANALYSIS OF FORMULA SAE CAR**. *Department of Mechanical Engineering, Chitkara Institute of Engineering and Technology, Rajpura, Patiala, Punjab, India.*

Robert C. Juvinnal, 1967. **Engeneering Consideration of STRESS, STRAIN, AND STRENGTH**. *McGRAW-HILL BOOK COMPANY.*

William B. Riley, Albert R. George, Design, 2002. **Analysis and testing of a Formula SAE Car chassis**. *Cornell University, Indiana*



Halaman ini sengaja dikosongkan

BIOGRAFI PENULIS

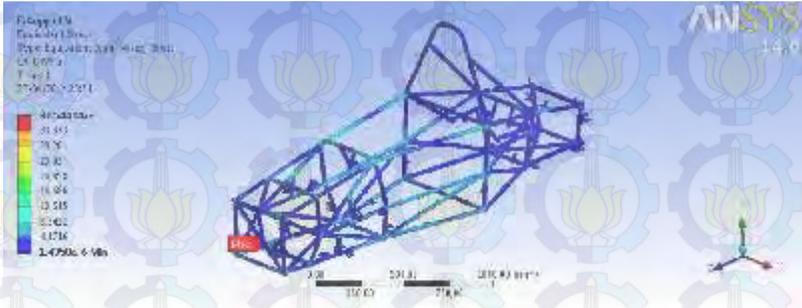


Muhammad Fadlil Adhim dilahirkan di Situbondo, Jawa Timur pada 29 Mei 1992 yang merupakan anak terakhir dari 3 bersaudara.

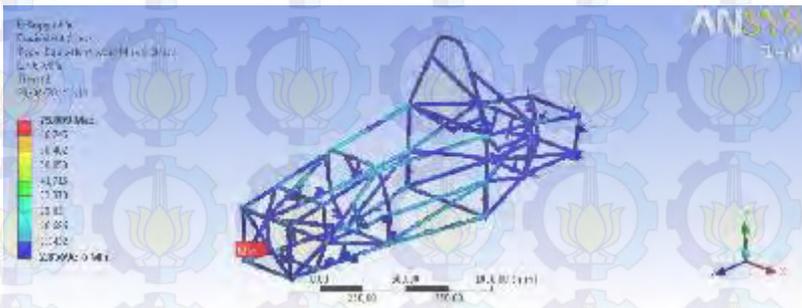
Penulis telah menempuh pendidikan Sekolah Dasar di SD Ibrahimy Sukorejo Situbondo (1998-2004). Sekolah Menengah Pertama di SMP Ibrahimy Sukorejo Situbondo (2004-2007) Sekolah Menengah Atas di SMA Ibrahimy Sukorejo Situbondo (2007-2010). Baik SD, SMP dan SMA ditempuh penulis di Pondok SMA ditempuh di Pesantren Salafiyaj Syafi'iyah Sukorejo Situbondo. Penulis melanjutkan pendidikan di jurusan Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember sebagai mahasiswa S1 (2010-2014).

Selama 4 tahun menempuh pendidikan di Teknik Mesin ITS penulis banyak mengikuti perlombaan di dalam kampus. Pada tahun pertama dan kedua penulis mengikuti Program Kreativitas Mahasiswa. Sedangkan pada tahun ketiga Penulis mengikuti lomba rancang bangun mesin nasional dan mendapatkan Juara I. Pada tahun ketiga dan keempat penulis menjadi anggota ITS Team Sapuangin dan memperoleh beberapa gelar nasional dan internasional.

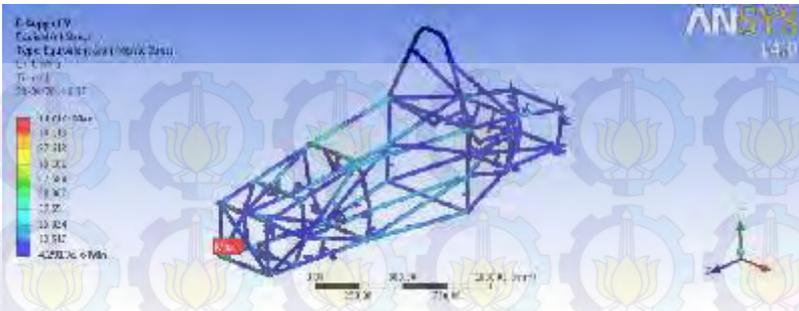
LAMPIRAN



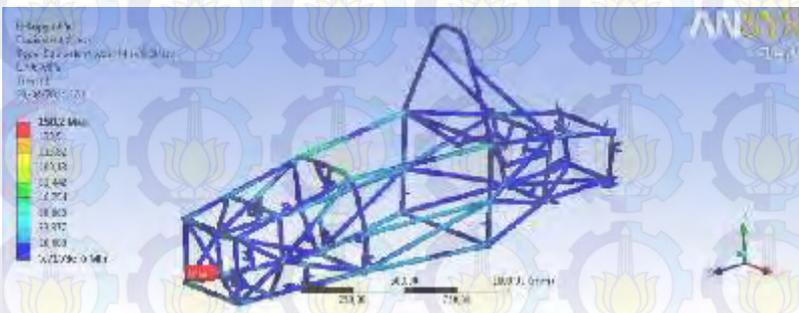
Gambar 1. Tegangan akibat torsi dengan beban 0.1 *Wsprung*



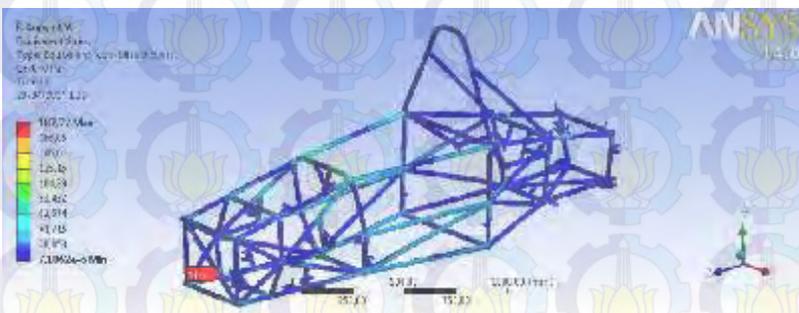
Gambar 2. Tegangan akibat torsi dengan beban 0.2 *Wsprung*



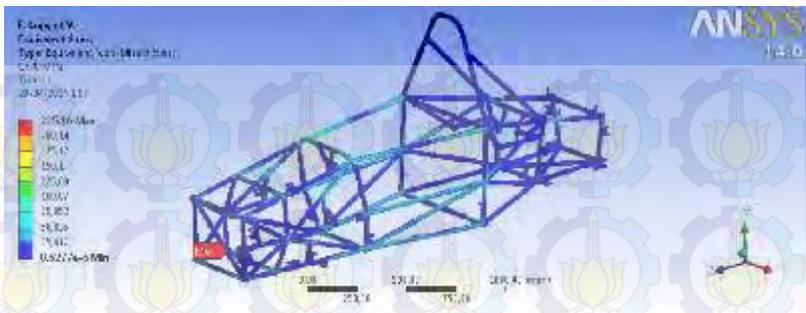
Gambar 3. Tegangan akibat torsi dengan beban $0.3W_{sprung}$



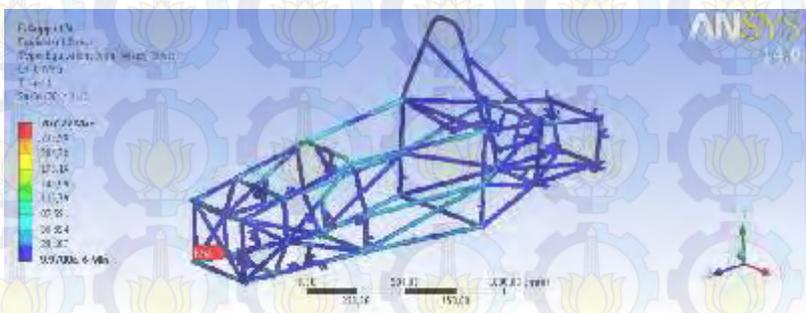
Gambar 4. Tegangan akibat torsi dengan beban $0.4W_{sprung}$



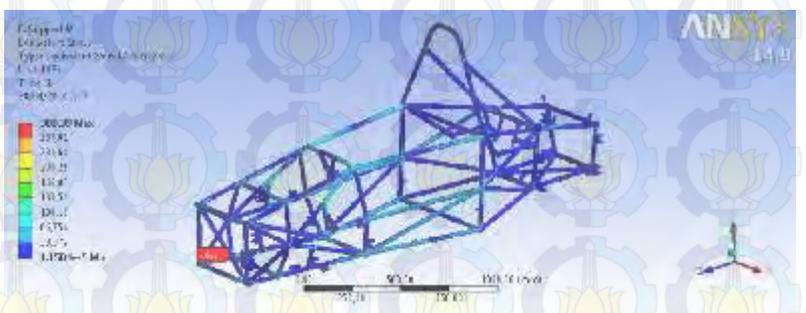
Gambar 5. Tegangan akibat torsi dengan beban $0.5W_{sprung}$



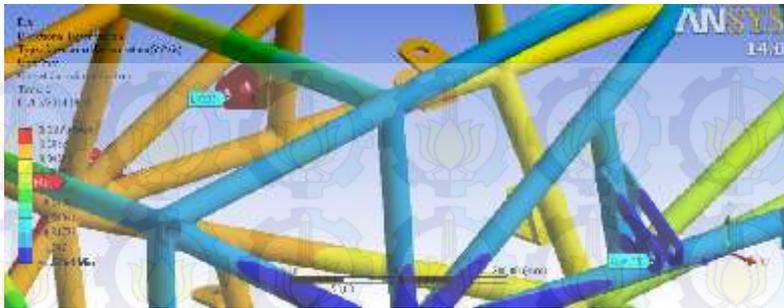
Gambar 6. Tegangan akibat torsi dengan beban $0.6W_{sprung}$



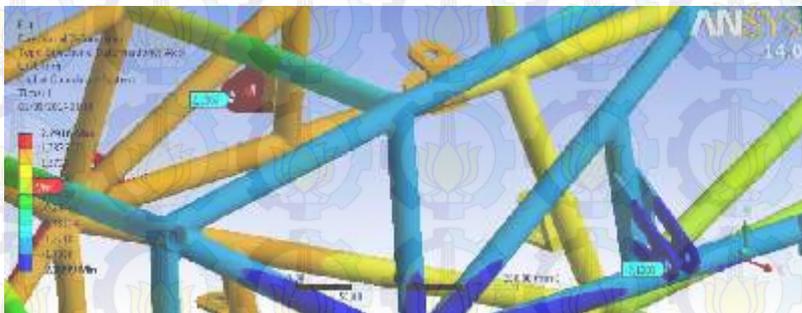
Gambar 7. Tegangan akibat torsi dengan beban $0.7W_{sprung}$



Gambar 8. Tegangan akibat torsi dengan beban $0.8W_{sprung}$



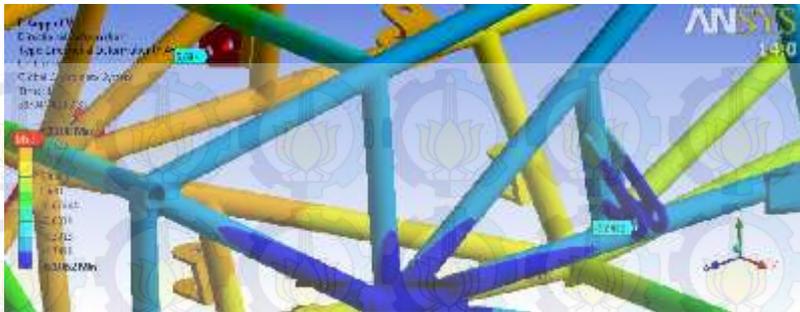
Gambar 12. Deformasi akibat torsi dengan beban $0.2 W_{sprung}$



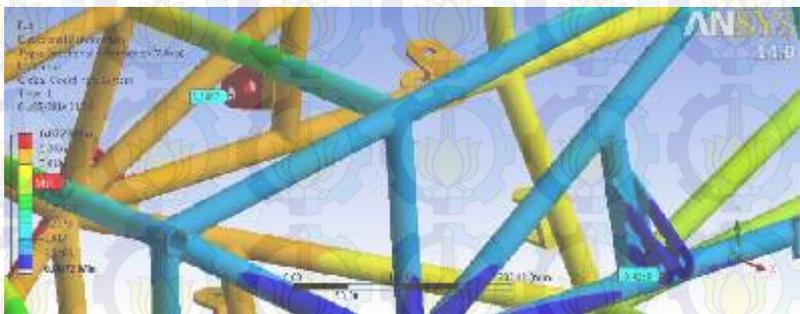
Gambar 13. Deformasi akibat torsi dengan beban $0.3 W_{sprung}$



Gambar 14. Deformasi akibat torsi dengan beban $0.4 W_{sprung}$



Gambar 18. Deformasi akibat torsi dengan beban $0.8W_{sprung}$



Gambar 19. Deformasi akibat torsi dengan beban $0.9W_{sprung}$



Gambar 20. Deformasi akibat torsi dengan beban W_{sprung}



Halaman ini sengaja dikosongkan