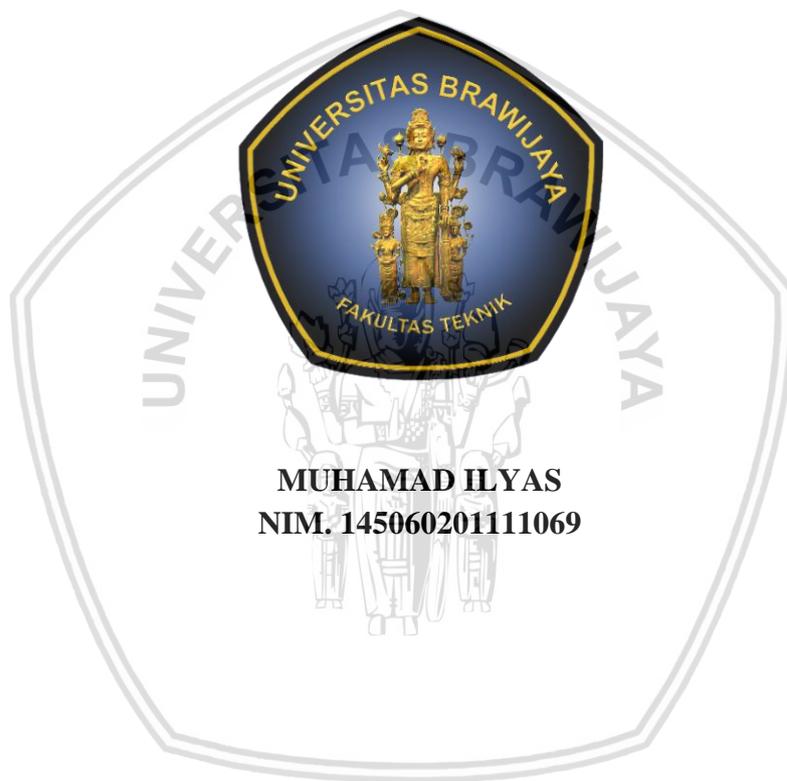


**OPTIMASI DESAIN *CHASSIS* TRAKTOR MINI PERKEBUNAN KAPASITAS
ANGKUT 750 KG DENGAN *RESPONSE SURFACE METHODOLOGY***

SKRIPSI

KONSENTRASI TEKNIK KONSTRUKSI

Diajukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



**MUHAMAD ILYAS
NIM. 145060201111069**

**UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
MALANG
2018**

LEMBAR PENGESAHAN

**OPTIMASI DESAIN *CHASSIS* TRAKTOR MINI PERKEBUNAN
KAPASITAS ANGKUT 750 KG DENGAN *RESPONSE SURFACE
METHODOLOGY***

SKRIPSI

TEKNIK MESIN KONSENTRASI TEKNIK KONSTRUKSI

Ditujukan untuk memenuhi persyaratan
memperoleh gelar Sarjana Teknik



MUHAMAD ILYAS
NIM. 145060201111069

Skripsi ini telah direvisi dan disetujui oleh dosen pembimbing
pada tanggal 6 Juli 2018

DOSEN PEMBIMBING I

Dr.Eng. Moch. Agus Chairon, ST., MT.
NIP 19720817 200003 1 001

Mengetahui,
KETUA PROGRAM STUDI S1

Dr. Eng. Mega Nur Sasongko, ST., MT.
NIP 19740930 200012 1 001



PERNYATAAN ORISINALITAS SKRIPSI

Saya menyatakan dengan sebenar-benarnya bahwa sepanjang sepengetahuan saya dan berdasarkan hasil penelusuran berbagai karya ilmiah, gagasan dan masalah ilmiah yang diteliti dan diulas didalam Naskah Skripsi ini adalah asli dari pemikiran saya. Tidak pernah terdapat karya ilmiah yang pernah diajukan oleh orang lain untuk memperoleh gelar akademik di suatu Perguruan Tinggi, dan tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali yang secara tertulis dikutip dalam naskah ini dan disebutkan dalam sumber kutipan dan daftar pustaka.

Apabila ternyata di dalam naskah Skripsi ini dapat dibuktikan terdapat unsur-unsur jiplakan, saya bersedia Skripsi dibatalkan, serta diproses sesuai dengan peraturan perundang-undangan yang berlaku (UU No. 20 Tahun 2003, pasal 25 ayat 2 dan pasal 70).

Malang, 4 Juni 2018

Mahasiswa,



Muhamad Ilyas
NIM. 145060201111069





UNIVERSITAS BRAWIJAYA
FAKULTAS TEKNIK
PROGRAM SARJANA



SERTIFIKAT BEBAS PLAGIASI

Nomor : 071/UN10.F07.12.21/PP/2018

Sertifikat ini diberikan kepada :

MUHAMAD ILYAS

Dengan Judul Skripsi :

OPTIMASI DESAIN CHASSIS TRAKTOR MINI PERKEBUNAN KAPASITAS ANGKUT 750
Kg DENGAN RESPONSE SURFACE METHODOLOGY

Telah dideteksi tingkat plagiasinya dengan kriteria toleransi $\leq 20\%$, dan
dinyatakan Bebas dari Plagiasi pada tanggal **05 III 2018**

Ketua Jurusan Teknik Mesin

Ir. Djarot B. Darmadi, MT., Ph.D
NIP. 19670518 199412 1 001

Ketua Program Studi S1 Teknik Mesin

Dr. Eng. Mega Nur Sasongko, ST., MT.
NIP. 19740930 200012 1 001

JUDUL SKRIPSI:

**OPTIMASI DESAIN *CHASSIS* TRAKTOR MINI PERKEBUNAN KAPASITAS
ANGKUT 750 KG DENGAN *RESPONSE SURFACE METHODOLOGY***

Nama Mahasiswa : Muhamad Ilyas
NIM : 145060200111069
Program Studi : Teknik Mesin
Minat : Teknik Konstruksi

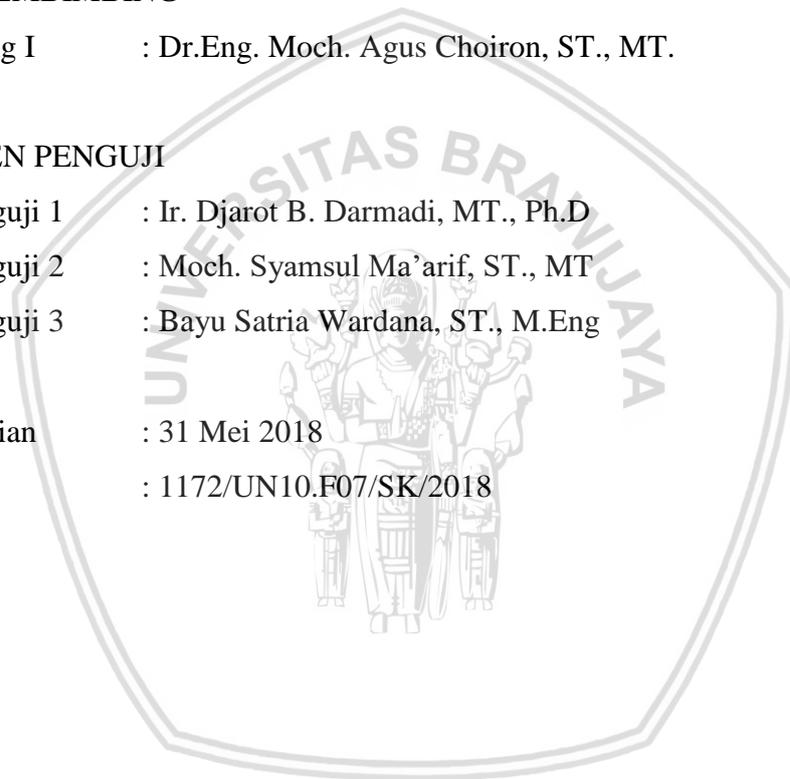
KOMISI PEMBIMBING

Pembimbing I : Dr.Eng. Moch. Agus Choiron, ST., MT.

TIM DOSEN PENGUJI

Dosen Penguji 1 : Ir. Djarot B. Darmadi, MT., Ph.D
Dosen Penguji 2 : Moch. Syamsul Ma'arif, ST., MT
Dosen Penguji 3 : Bayu Satria Wardana, ST., M.Eng

Tanggal Ujian : 31 Mei 2018
SK Penguji : 1172/UN10.F07/SK/2018



Dengan menyebut nama ALLAH yang maha pengasih lagi maha penyayang saya mengucapkan terimakasih kepada ibu dan ayah serta abang yusuf, akbar dan farhan karena telah menjadi penyemangat dalam pengerjaan skripsi saya.



KATA PENGANTAR

Syukur Alhamdulillah atas segala limpahan karunia Allah Subhanallahu Wa Ta'ala berkat Ridho-Nya penulis mampu menyelesaikan skripsi yang berjudul “**Optimasi Desain Chassis Traktor Mini Perkebunan Kapasitas Angkut 750 Kg dengan Response Surface Methodology**” dengan baik dan tepat waktu. Tidak lupa juga penulis haturkan shalawat serta salam kepada junjungan Nabi Muhammad Shallallahu ‘alaihi Wa Sallam, beserta keluarganya, para sahabatnya dan semua umatnya yang selalu istiqomah sampai akhir zaman.

Dalam menyelesaikan skripsi ini, penulis mendapatkan bantuan dan bimbingan dari berbagai pihak. Maka dari itu, sudah seharusnya penulis mengucapkan banyak terimakasih kepada :

1. Kedua orang tua tercinta, Bapak H. Hermanto dan Ibu Hj. Lilis suryati yang tak pernah ada hentinya mendoakan, memberi motivasi dan semangat kepada penulis.
2. Ir. Djarot B. Darmadi, MT., PhD dan Teguh Dwi Widodo, ST., M.Eng., PhD selaku Ketua Jurusan dan Sekertaris Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya yang telah membantu kelancaran proses administrasi.
3. Dr. Eng. Mega Nur Sasongko, ST., MT. selaku Ketua Program Studi S1 Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya.
4. Dr. Eng. Yudy Surya Irawan, ST., M. Eng. selaku Ketua Kelompok Jabatan Fungsional Konsentrasi Teknik Konstruksi.
5. Dr. Eng. Moch Agus Choiron, ST., MT. selaku dosen pembimbing yang telah memberi banyak pengetahuan, bimbingan, dan motivasi selama penyusunan skripsi.
6. Ir. Djarot B. Darmadi, MT., PhD, Bayu Satria Wardana, ST.,M.Eng dan Moch. Syamsul Ma'arif, ST.,MT selaku majelis penguji dalam ujian sarjana/komprehensif yang telah memberikan pengembangan dalam berfikir dan mental.
7. Dosen pengajar dan Staf Jurusan Teknik Mesin Universitas Brawijaya.
8. Abang tercinta, Muhamad Yusuf yang terkadang mentransfer uang sehingga dapat membantu roda perekonomian penulis.
9. Kedua adik tercinta, Muhamad Akbar yang sedang berjuang mencari perguruan tinggi terbaik untuk hidupnya dan Muhamad Farhan yang berjuang juga untuk mencari SMP favorit. Keduanya membuat penulis selalu termotivasi dalam proses pengerjaan skripsi.
10. Teman Dikala Tua : Romy, Arief, Putri, Azlan, Ojik, Panges, Dodo dan Fahri.

11. Kawan ngopi “KINGDOM” : Fadil, Isfan, Romy, Reza, Obi, Dhyan, Diqi, Abo, Dana, Satrio, Topan, Feyzar dan Hilmi.
12. Kawan konstruksi : Fadil, Isfan, Panges, Tri, Mea, Ardi, Tary dan Amir yang telah menemani berjuang di konsentrasi Teknik Konstruksi.
13. Keluarga Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem periode 2017-2018, Dr. Eng. Moch Agus Choiron, ST., MT. selaku Kepala Laboratorium, Dr. Eng. Sofyan Arief Setyabudi, ST., M.Eng., dan Nafisah Arina Hidayati, ST., M.Eng. selaku Member Laboratorium dan Teman-teman asisten : Isfan, Ainul, Fitra, Dewi, Yoga, dan Ega.
14. Saudara seperjuangan angkatan M’14 “MAF14” atas semua yang telah kalian berikan dalam pengembangan diri penulis untuk berkuliah di mesin brawijaya ini. Kalian telah mengajarkan penulis tentang hal-hal yaitu terkait; kedewasaan, bekerja dengan ikhlas, kepedulian itu penting, berfikir kritis, keluarga tak harus sedarah, bermanfaat bagi orang lain, dan masih banyak lagi yang tak terutarakan dalam tulisan ini namun telah penulis dapatkan. Terimakasih, Terimakasih dan Terimakasih.
15. Keluarga Besar Mahasiswa Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya.
16. Semua pihak yang tidak dapat penulis sebutkan satu persatu yang telah membantu penulis dalam penyelesaian skripsi.

Akhirul Kalam, penulis sadar bahwa skripsi ini masih jauh dari kata sempurna. Oleh karena itu, penulis sangat berharap kritik dan saran konstruktif demi penyempurnaan karya tulis ini. Penulis berharap agar skripsi ini dapat berguna bagi kita semua sehingga dapat menjadi acuan untuk penelitian lebih lanjut.

Malang, Juli 2018

Penulis.



DAFTAR ISI

Halaman

KATA PENGANTAR.....	i
DAFTAR ISI	iii
DAFTAR TABEL	v
DAFTAR GAMBAR.....	vi
RINGKASAN.....	vii
SUMMARY	viii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	4
2.1 Penelitian Sebelumnya	4
2.2 <i>Chassis</i>	5
2.3 Macam – Macam <i>Chassis</i>	6
2.3.1 <i>Ladder frame</i>	6
2.3.2 <i>Monocoque</i>	7
2.3.3 <i>Tubular Space Frame</i>	7
2.3.4 Tulang Punggung (<i>Backbone</i>).....	8
2.4 <i>Vehicle Loading</i>	9
2.5 Analisis Gaya Dalam.....	11
2.6 Tegangan Sederhana	13
2.7 Diagram Tegangan-Regangan	16
2.8 Pembebanan Lentur.....	17
2.9 Teori Kegagalan Material.....	18
2.10 <i>Respon Surface Methodology</i>	19
2.11 <i>Software</i> berbasis FEM	22
2.12 Hipotesis.....	23
BAB III METODE PENELITIAN.....	24
3.1 Metode Penelitian	24
3.2 Tempat dan Waktu Penelitian.....	24
3.3 Peralatan Penelitian.....	24
3.4 Variabel Penelitian.....	24
3.5 Permodelan Penelitian.....	27
3.5.1 Permodelan Geometri.....	27
3.5.2 Permodelan Material	27
3.5.3 Permodelan Pembebanan	28
3.6 <i>Meshing</i>	29
3.7 <i>Load Setting</i>	29



3.8	Prosedur Penelitian	30
3.9	Prosedur Simulasi pada <i>Software</i> FEM	31
3.9.1	<i>Pre-processing</i>	31
3.9.2	<i>Solution</i>	32
3.9.3	<i>Post-processing</i>	32
3.10	Diagram Alir Penelitian	32
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN		34
4.1	Distribusi tegangan dan ratio tegangan per massa pada <i>chassis</i> traktor mini.....	34
4.1.1	Pengaruh Sudut Samping <i>Chassis</i> terhadap Ratio Tegangan per Massa ...	38
4.1.2	Pengaruh Tebal Profil <i>Chassis</i> terhadap Ratio Tegangan per Massa	41
4.1.3	Pengaruh Tinggi Profil <i>Chassis</i> terhadap Ratio tegangan per massa.....	44
4.1.4	Pengaruh Lebar Profil <i>Chassis</i> terhadap Ratio tegangan per massa.....	47
4.2	Kriteria Uji lolos pada <i>Chassis</i> Traktor Mini.....	50
4.3	Kondisi Optimum <i>Chassis</i> Traktor Mini dengan <i>RSM</i>	52
BAB V PENUTUP.....		54
5.1	Kesimpulan	54
5.2	Saran	54
DAFTAR PUSTAKA		



DAFTAR TABEL

No.	Judul	Halaman
Tabel 3.1	Level yang digunakan (ukuran profil sesuai dengan <i>manufacture values</i> di perusahaan)	26
Tabel 3.2	Rancangan percobaan <i>box-behnken design</i> dengan $k=4$	26
Tabel 3.3	Material Properties <i>Chassis</i>	28
Tabel 4.1	Data Ratio tegangan per massa pada tiap model <i>chassis</i> traktor mini.....	36
Tabel 4.2	Distribusi tegangan pada sampel model yang mengalami peningkatan ukuran sudut.....	39
Tabel 4.3	Distribusi tegangan pada sampel model yang mengalami peningkatan ukuran tebal profil	42
Tabel 4.4	Distribusi tegangan pada sampel model yang mengalami peningkatan ukuran tinggi profil.....	45
Tabel 4.5	Distribusi tegangan pada sampel model yang mengalami peningkatan ukuran lebar profil	48
Tabel 4.6	Status kelayakan tiap model <i>chassis</i>	50
Tabel 4.7	Komparasi model desain <i>chassis</i> traktor mini	52



DAFTAR GAMBAR

No.	Judul	Halaman
<i>Gambar 2.1</i>	(a) permodelan geometri $\frac{1}{2}$ model dengan <i>software</i> ABAQUS, (b) hasil distribusi tegangan yang terjadi pada <i>chassis</i>	4
<i>Gambar 2.2</i>	<i>Load Setting</i> Model pada <i>chassis</i> dengan bantuan <i>software</i> ANSYS	5
<i>Gambar 2.3</i>	<i>Ladder frame</i>	6
<i>Gambar 2.4</i>	<i>Monocoque chassis</i>	7
<i>Gambar 2.5</i>	<i>Tubular Space Frame</i>	8
<i>Gambar 2.6</i>	<i>Backbone chassis</i>	9
<i>Gambar 2.7</i>	<i>Longitudinal Torsion Deformation Mode</i>	9
<i>Gambar 2.8</i>	<i>Vertical Bending Deformation Mode</i>	10
<i>Gambar 2.9</i>	<i>Horizontal Lozengeing Deformation Mode</i>	10
<i>Gambar 2.10</i>	<i>Lateral Bending Deformation Mode</i>	11
<i>Gambar 2.11</i>	Penampang selidik a-a melalui batang terbebani	11
<i>Gambar 2.12</i>	Komponen pengaruh dalam pada penampang selidik a-a.....	12
<i>Gambar 2.13</i>	Batang mendukung mendukung beban maksimum.....	13
<i>Gambar 2.14</i>	Untuk tegangan merata, P harus melalui titik pusat C.....	14
<i>Gambar 2.15</i>	Ilustrasi distribusi tegangan merata yang terjadi.....	16
<i>Gambar 2.16</i>	Diagram Tegangan-Regangan.....	17
<i>Gambar 2.17</i>	<i>Pure bending of section with two axes of symmetry</i>	18
<i>Gambar 2.18</i>	Tegangan Oktahedral.....	19
<i>Gambar 2.19</i>	Ilustrasi plot permukaan respon	20
<i>Gambar 2.20</i>	Ilustrasi plot kontur <i>Response Surface</i>	20
<i>Gambar 2.21</i>	<i>Central Composite Design (CCD)</i>	21
<i>Gambar 3.1</i>	Dimensi pada <i>chassis</i> traktor mini perkebunan kelapa sawit	27
<i>Gambar 3.2</i>	Lokasi beban dan tumpuan pada <i>chassis</i>	28
<i>Gambar 3.3</i>	<i>Meshing</i> model pada <i>chassis</i> traktor mini perkebunan kelapa sawit.....	29
<i>Gambar 4.1</i>	Distribusi tegangan von mises pada desain <i>chassis</i> model ke-1	34
<i>Gambar 4.2</i>	Tegangan maksimal pada desain <i>chassis</i> model ke-1.....	35
<i>Gambar 4.3</i>	Deformasi yang terjadi pada desain <i>chassis</i> model 1	35
<i>Gambar 4.4</i>	Penampang pada rectangular hollow section	37
<i>Gambar 4.5</i>	Diagram Sudut Samping <i>Chassis</i> terhadap Ratio tegangan per massa.....	38
<i>Gambar 4.6</i>	Diagram luas permukaan penampang atas <i>chassis</i> akibat peningkatan sudut samping	40
<i>Gambar 4.7</i>	Sketsa rangka <i>chassis</i> akibat peningkatan ukuran sudut samping	40
<i>Gambar 4.8</i>	Diagram tebal profil <i>chassis</i> terhadap ratio tegangan per massa	41
<i>Gambar 4.9</i>	Diagram momen inersia penampang akibat peningkatan tebal profil	43
<i>Gambar 4.10</i>	Sketsa peningkatan ukuran tebal profil.....	43
<i>Gambar 4.11</i>	Diagram tinggi profil <i>chassis</i> terhadap ratio tegangan per massa.....	44
<i>Gambar 4.12</i>	Diagram momen inersia penampang akibat peningkatan tinggi profil.....	46
<i>Gambar 4.13</i>	Sketsa peningkatan tinggi profil.....	46
<i>Gambar 4.14</i>	Diagram lebar profil <i>chassis</i> terhadap ratio tegangan per massa	47
<i>Gambar 4.15</i>	Diagram momen inersia penampang akibat peningkatan lebar profil	49
<i>Gambar 4.16</i>	Sketsa peningkatan ukuran lebar	49
<i>Gambar 4.17</i>	<i>Pie diagram</i> pengaruh parameter input terhadap parameter output	53

RINGKASAN

Muhamad Ilyas, Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Brawijaya, Juli 2018, *Optimasi Desain Chassis Traktor Mini Perkebunan Kapasitas Angkut 750 Kg Dengan Response Surface Methodology*, Dosen Pembimbing: Moch. Agus Choiron.

Transportasi roda empat merupakan transportasi yang sangat banyak digunakan dalam kehidupan zaman modern termasuk pada kegiatan sub sektor pertanian yaitu perkebunan kelapa sawit. Dengan luasnya lahan perkebunan kelapa sawit dan medan yang tidak rata sehingga membutuhkan kendaraan yang mampu untuk mengatasi kondisi tersebut. Salah satu kendaraan yang dipakai adalah traktor mini, dan kendaraan ini harus memiliki *chassis* yang kuat. *Chassis* merupakan rangka yang berfungsi sebagai penopang berat kendaraan, mesin serta penumpang. Tujuan dari penelitian ini adalah untuk mengetahui kondisi optimum desain *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg.

Metode penelitian yang digunakan dalam penelitian ini adalah simulasi komputer menggunakan *software* berbasis metode elemen hingga yang telah terbukti dapat mendekati hasil penelitian eksperimental digunakan untuk dapat mempercepat proses perencanaan. Parameter desain yang digunakan ialah variasi sudut samping, lebar profil, tinggi profil dan tebal profil terhadap ratio tegangan per massa dengan menggunakan *Response Surface Methodology*. Variabel yang di kontrol pada penelitian ini adalah panjang *chassis* = 3260 mm, material *chassis* = SS400, serta pembebanan vertical bending mode telah diaplikasikan dengan informasi beban menurut salah satu perusahaan otomotif indonesia. Material diasumsikan homogen pada semua bagian *chassis*.

Hasil yang didapatkan pada penelitian ini adalah semakin besar ukuran sudut samping, lebar profil, tinggi profil dan tebal profil akan menyebabkan ratio tegangan per massa menurun. Dengan me-minimumkan respon dari tegangan maksimal dan massa total *chassis* menggunakan *response surface methodoly*, maka kondisi optimum desain *chassis* dapat diketahui yaitu parameter desain input sudut samping = 20° , lebar profil = 50 mm, tinggi profil = 80 mm, tebal profil = 5.5 mm dengan parameter output dari tegangan maksimal = 143.81 MPa dan massa total = 134.19 kg.

Kata Kunci : *Chassis*, Optimasi desain, Ratio tegangan per massa.

SUMMARY

Muhamad Ilyas, Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, University of Brawijaya, July 2018, Chassis Design Optimization of Plantation Mini Tractor with 750 kg Capacity using Response Surface Methodology, Academic Supervisor: Moch. Agus Choiron.

Four-wheel vehicles are a transportation that is widely used in modern-day life including the activities of agriculture sub sector, namely oil palm plantations. With the wide area of oil palm plantations and the flatless terrain, a vehicle capable of overcoming these conditions is required. One of the vehicles used is a mini tractor with strong chassis requirement. Chassis is a body frame of vehicle that serves and support vehicle, engine and passenger weight. The purpose of this research is to know the optimum condition of chassis design of mini plantation tractor of 750 kg transport capacity.

The research method used in this study is computer simulation using software based on finite element method that has been proven to be close to the result of experimental research used to accelerate the planning process. Design parameters used are variation of side angle, profile width, profile height and profile thickness toward stress per mass ratio by using Response Surface Methodology. The control variables in this research are chassis length = 3260 mm, chassis material = SS400, and vertical bending mode loading has been applied with load information according to one of Indonesian automotive company. The material is assumed to be homogeneous on all parts of the chassis.

By minimizing the response on maximum stress and total chassis mass using the response surface methodology, the optimum conditions of the chassis design can be identified, i.e. the input side angle design parameters = 20° , profile width = 50 mm, profile height = 80 mm, profile thickness = 5.5 mm with output parameters of maximum stress = 143.81 MPa and total mass = 134.19 kg.

Keyword: Chassis, Design Optimization, Stress per mass ratio.

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Sektor pertanian mempunyai peranan yang cukup penting dalam kegiatan perekonomian di Indonesia. Salah satu sub sektor yang cukup besar potensinya adalah sub sektor perkebunan. Kelapa sawit merupakan salah satu komoditas perkebunan yang mempunyai peran cukup penting dalam kegiatan perekonomian di Indonesia. Indonesia merupakan negara produsen dan eksportir kelapa sawit terbesar di dunia. Produksi kelapa sawit Indonesia pada tahun 2015 mencapai 31,28 juta ton (Sumber: Dirjen Pertanian dan Perkebunan 2014). Jumlah produksi kelapa sawit di Indonesia pada tahun 2015 meningkat 6,85 % atau sebesar 2 juta ton dibanding sebelumnya. Alhasil luas perkebunan kelapa sawit juga semakin meningkat dari tahun ke tahun. Badan Pusat Statistik menyatakan dalam publikasinya bahwa pada tahun 2013 jumlah lahan perkebunan kelapa sawit adalah 5.381.166 hektar, pada tahun 2014 berkembang menjadi 5.603.414 hektar. Jumlah lahan perkebunan kelapa sawit akan terus meningkat, pada tahun 2015 menjadi 5.975.109 hektar, sedangkan pada tahun 2016 sementara ini masih di angka 6.153.277 hektar.

Area perkebunan kelapa sawit di Indonesia begitu luas, untuk mendapatkan hasil yang maksimal dengan biaya dan tenaga yang minimal maka dibutuhkan kendaraan pengangkut. Kebutuhan akan kendaraan pengangkut hasil panen dari kebun menuju ke pabrik pengolahan hanya mampu dilakukan secara efisien oleh mini traktor. Hal ini dikarenakan kondisi jalan pada kebun menuju pabrik pengolahan bukanlah jalan yang datar, namun sudah masuk pada kategori jalan *off-road*. Mini traktor yang ada dipasaran ialah berkapasitas angkut maksimum sebesar 500 kg. Salah satu perusahaan otomotif yang ada di Indonesia berencana merilis desain *chassis* mini traktor dengan kapasitas maksimum 750 kg untuk meningkatkan jumlah pengangkutannya. Dengan adanya tuntutan bahwa desain *chassis* otomotif saat ini memiliki fokus utama untuk mereduksi berat *chassis* yang tidak diperlukan namun konstruksi *chassis* harus tetap kuat, Oleh karena itu diperlukannya optimasi desain pada *chassis* traktor mini sehingga bisa mendapatkan rancangan desain *chassis* yang optimal untuk kapasitas angkut 750 kg.

Beberapa penelitian terkait desain *chassis* sudah dilakukan oleh Yuan Ren (2013) pada *chassis dump truck SX360* untuk menganalisis tegangan yang terjadi serta mendapatkan

improvisasi desain yang cocok untuk stabilitas pengendara. Rakesh Kumar Sahu (2016) juga melakukan penelitian pada *chassis* tipe *Ladder frame* untuk menurunkan bobot pada *chassis* kendaraan sehingga didapatkan desain yang optimal. Untuk analisis desain pada profil *chassis* juga dilakukan oleh Mesti Nadya (2017) *chassis* jenis *Ladder frame* dengan variasi bentuk dan ketebalan profil material. Hasil yang didapatkan dari penelitian ini ialah bentuk penampang pada *hollow square* memiliki nilai deformasi dan tegangan yang rendah dari penampang yang lain.

Berdasarkan latar belakang, belum adanya penelitian yang melakukan optimasi desain *chassis* dengan menggunakan RSM (*Response Surface Methodology*). Maka dari itu penelitian kali ini bertujuan untuk mengetahui pengaruh dan kondisi optimum parameter desain berupa lebar profil, tinggi profil, tebal profil dan sudut samping pada *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg dengan menggunakan metode respon permukaan (*Response Surface Methodology*)

1.2 Rumusan Masalah

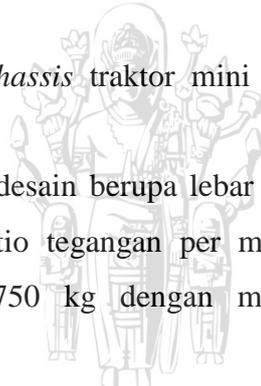
Masalah pada desain struktur *chassis* traktor mini pengangkut kelapa sawit dapat dirumuskan sebagai berikut :

1. Bagaimana pengaruh parameter desain berupa lebar profil, tinggi profil, tebal profil dan sudut samping terhadap ratio tegangan per massa pada *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg dengan menggunakan *Response Surface Methodology* ?
2. Bagaimana kondisi optimum parameter desain pada *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg dengan menggunakan *Response Surface Methodology* ?

1.3 Batasan Masalah

Untuk mempersempit permasalahan yang dibahas supaya penelitian semakin terarah maka dibutuhkan batasan masalah sebagai berikut.

1. Teori tegangan dan regangan pada material, hanya fokus pada model material linear isotropik.
2. Geometri pada *chassis* berdasarkan dengan data pada salah satu perusahaan otomotif di Indonesia yang telah disederhanakan.



1.4 Tujuan Penelitian

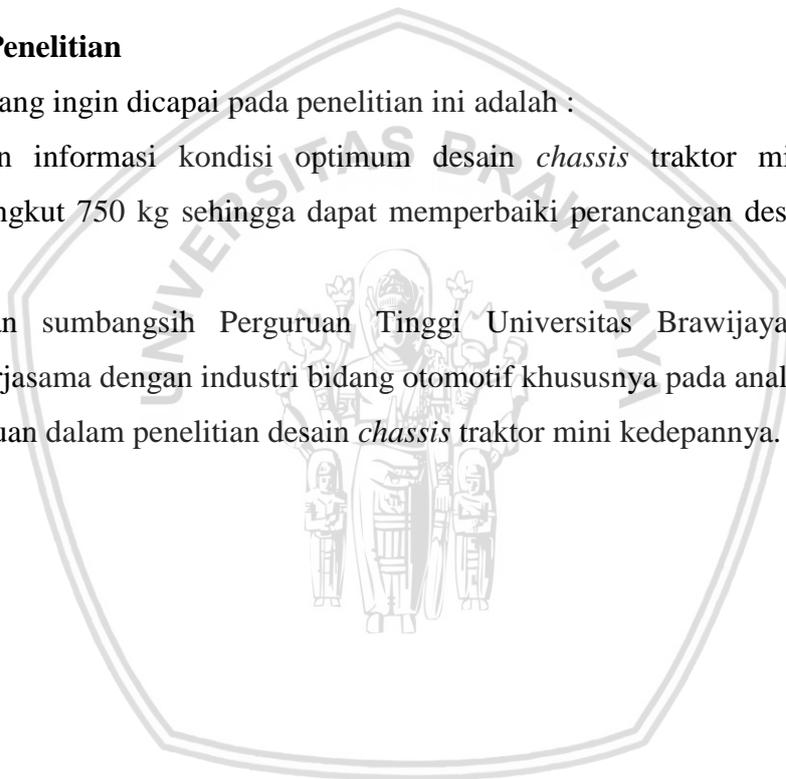
Tujuan yang ingin dicapai pada penelitian ini adalah :

1. Untuk mengetahui pengaruh parameter desain berupa lebar profil, tinggi profil, tebal profil dan sudut samping terhadap ratio tegangan per massa pada *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg dengan menggunakan *Response Surface Methodology*.
2. Untuk mengetahui kondisi optimum parameter desain pada *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg dengan menggunakan *Response Surface Methodology*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat yang ingin dicapai pada penelitian ini adalah :

1. Memberikan informasi kondisi optimum desain *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg sehingga dapat memperbaiki perancangan desain yang sudah ada.
2. Mewujudkan sumbangsih Perguruan Tinggi Universitas Brawijaya untuk upaya merintis kerjasama dengan industri bidang otomotif khususnya pada analisis *chassis*.
3. Menjadi acuan dalam penelitian desain *chassis* traktor mini kedepannya.



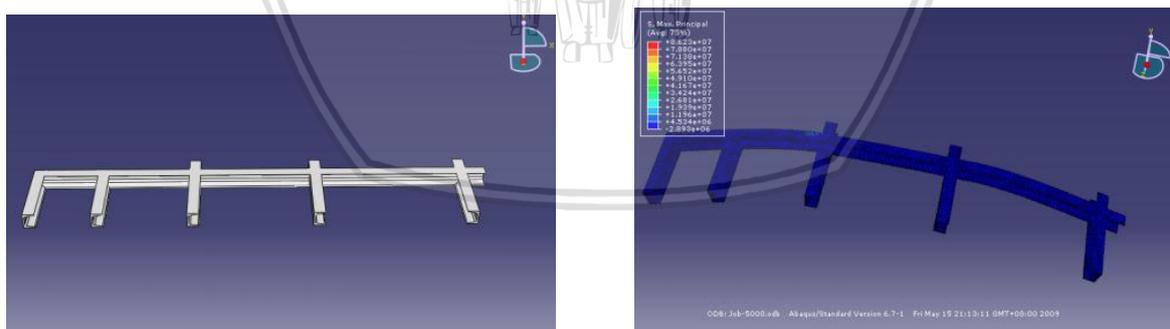
BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Sebelumnya

Ren, Yuan (2016) melakukan penelitian untuk memberikan desain struktural yang optimal pada *chassis* dump truck SX360, sehingga dapat memperbaiki kinerja dalam beroperasi.

Material yang digunakan ialah Q235 steel, Geometri dibuat dalam $\frac{1}{2}$ model simetri (Gambar 2.1) serta pembebanan yang dilakukan ialah dua macam yaitu *static load* dan *dynamic load*. Pembuatan geometri maupun dalam hal analisis *chassis* yaitu menggunakan bantuan *software* ABAQUS.

Pada analisa statis, ditemukan tegangan maksimal pada area tumpuan. Nilai tegangan masih aman karena nilainya dibawah *tegangan yield*. Pada analisa dinamis *transient* didapatkan nilai *nodal vibration amplitude* nya sehingga bisa mengetahui jarak tumpuan mana yang optimal. Jarak optimal pada defleksi di kedua ujung ialah 425 mm untuk stabilitas pengemudi.



(a)

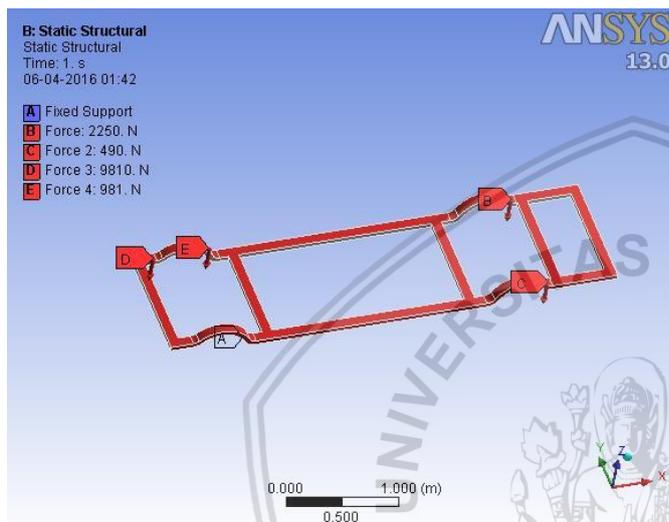
(b)

Gambar 2.1 (a) permodelan geometri $\frac{1}{2}$ model dengan *software* ABAQUS, (b) hasil distribusi tegangan yang terjadi pada *chassis*

Sumber: Ren (2016)

Sahu, Rakesh Kumar (2016) juga melakukan eksperimen untuk mengurangi penggunaan bensin pada kendaraan maka dilakukannya analisis desain *chassis* guna

menurunkan bobot pada *chassis* kendaraan sehingga didapatkan desain yang optimal. *Chassis* yang analisis ialah tipe *Ladder frame*. Permodelan geometri menggunakan bantuan *software* CATIA. Dilakukan 3 variasi penampang *chassis* yaitu penampang persegi panjang, persegi dan lingkaran. Terdapat 2 pilihan material yaitu *aluminium alloy* dan *structural steel*. Pembebanan yang dilakukan ialah menggunakan *vertical bending mode* dengan lokasi pembebanan sesuai komponen yang terdapat pada kendaraan tersebut.



Gambar 2.2 Load Setting Model pada *chassis* dengan bantuan *software* ANSYS
Sumber: Rakesh (2016)

Setelah melakukan analisis dengan bantuan *software* ANSYS maka didapatkan data pada material *structural steel*, nilai tegangan tertinggi terdapat di penampang lingkaran, nilai tegangan terendah terdapat di penampang persegi serta nilai regangan dan deformasi terendah terdapat pada penampang persegi. Sedangkan untuk nilai tegangan, regangan dan deformasi pada material *aluminium alloy* memiliki hasil yang mirip dengan material *structural steel* yaitu nilai terendah terdapat pada penampang persegi.

2.2 Chassis

Chassis merupakan penopang berat dari kendaraan dan penumpang. *Chassis* dibentuk sesuai dengan struktur yang di inginkan terbuat dari kerangka baja untuk menyangga *body* dan *engine*. *Chassis* juga berfungsi untuk menjaga agar mobil tetap *rigid* dan tidak

mengalami defleksi ataupun deformasi. *Chassis* pada kendaraan umumnya dibuat dari logam ataupun komposit.

2.3 Macam – Macam *Chassis*

Pada umumnya *chassis* dibagi menjadi 3 macam, yaitu:

1. *Ladder frame*
2. *Monocoque*
3. *Tubular Space Frame*
4. *Backbone*

2.3.1 *Ladder frame*

Pada awalnya bentuk *chassis* kendaraan adalah *Ladder frame*. *Ladder frame* memiliki bentuk konstruksi seperti tangga yaitu dua rel utama yang membujur dan terkoneksi oleh beberapa batang melintang. Pusat distribusi tegangan yang bekerja pada *chassis* jenis ini berada pada bagian yang membujur. Bagian melintang digunakan untuk menahan tegangan lateral dan tegangan akibat gaya torsi yang bekerja pada kendaraan.

Chassis jenis ini sangat bagus untuk kendaraan dengan muatan besar karena mampu menahan tegangan akibat gaya berat dan gaya horisontal yang terjadi akibat akselerasi dan pengereman, namun sangat rentan terhadap *roll over* yang diakibatkan tegangan dari gaya lateral dan gaya torsi. Hal ini disebabkan karena bentuknya yang menyerupai bidang 2 dimensi sehingga hanya bekerja baik pada gaya searah sumbu x dan sumbu y.

Bahan material yang paling umum untuk jenis *Ladder frame* ini adalah material dengan bahan baja. Namun memiliki kelemahan yaitu berat kosong kendaraan sangat besar. Contoh penampakan *chassis Ladder frame* pada Gambar 2.3



Gambar 2.3 *Ladder frame*
Sumber : Sahu (2016)

2.3.2 Monocoque

Monocoque merupakan struktur *chassis* yang memiliki kesatuan sehingga memiliki bentuk yang beragam sesuai dengan *body* mobil seperti contoh pada Gambar 2.4. Meski terlihat satu kesatuan namun sebenarnya menggunakan pengelasan melalui otomasi sehingga hasil pengelasan berbentuk sempurna.

Chassis jenis *Monocoque* juga mampu berguna untuk proteksi keselamatan dari kecelakaan karena zona *crumple* bisa dibentuk didalam struktur. Keuntungan lainnya efisiensi ruang karena *Monocoque* merupakan struktur lapisan luar. Hal ini berbeda dengan *chassis* jenis lain yang membutuhkan *transmission tunnel* yang lebar, tingginya akses pintu masuk kedalam kabin, perlunya penambahan *rollover bar*, dan lain sebagainya sehingga *chassis* jenis ini sangat diminati untuk diproduksi secara massal oleh pabrik kendaraan. Kelemahan dari *chassis* jenis ini adalah berat kosong kendaraan dikarenakan penggunaan material yang lebih banyak dari jenis *chassis* lainnya. Kelemahan berikutnya adalah dari segi performa kekuatan mekanika, hal ini dikarenakan kekuatan dari *pressed shet metal* tidak sekuat *metal tube* ataupun *extruded metal*.



Gambar 2.4 *Monocoque chassis*
Sumber : Sahu (2016)

2.3.3 Tubular Space Frame

Tubular space frame memiliki kekuatan luluh sangat bagus dengan kekakuan *torsional*, ketahanan beban berat dan beban impact. Mudah didesain namun cukup lumayan sulit dalam membangun. Desain ini membuat bentuknya sempurna kebanyakan aplikasinya di kompetisi balap Formula. Sebagai contoh pada Gambar 2.5 di bawah ini.



Gambar 2.5 *Tubular Space Frame*
Sumber : Sahu (2016)

Bentuk geometri dari material turbular juga bermacam-macam mulai dari bentuk lingkaran, segi enam, segi empat, dan lain sebagainya yang berguna untuk memudahkan pemasangan komponen-komponen yang nantinya menempel pada *chassis*.

Ada beberapa kelemahan dari jenis ini adalah susahnya akses untuk masuk ke dalam kabin kendaraan, biaya produksi yang tinggi dan membutuhkan waktu yang cukup lama karena bentuk struktur yang kompleks. Namun jenis *chassis* ini adalah yang paling tinggi performanya dari jenis *chassis* lain dengan asumsi berat kosong kendaraan yang sama.

2.3.4 Tulang Punggung (*Backbone*)

Desain *backbone* adalah struktur dengan desain paling sederhana. Terdiri dari tubular yang kokoh seperti tulang punggung (*backbone*) itu menyatu dengan poros depan dan belakang. Sasis ini tertutup penuh menjadi struktur yang kaku dan menangani semua beban (Keith J. Wakeham, 2009). Ruang di dalam struktur digunakan untuk menempatkan *drive shaft* ketika *engine* berada dibagian depan dengan penggerak roda belakang (*rear wheel drive*). Selanjutnya *drivetrain*, *engine* dan suspensi semuanya terhubung ke masing-masing ujung *chassis*. Bodi yang dibangun di atas tulang punggung biasanya terbuat dari *fiberglass*. Hampir penggerak roda belakang (RWD) dengan kendaraan mesin depan menggunakan sasis *backbone* berperan ganda sebagai transmisi dan lorong *drive shaft*. Gambar 2.6 menunjukkan tipe *chassis* tulang punggung (*backbone*).



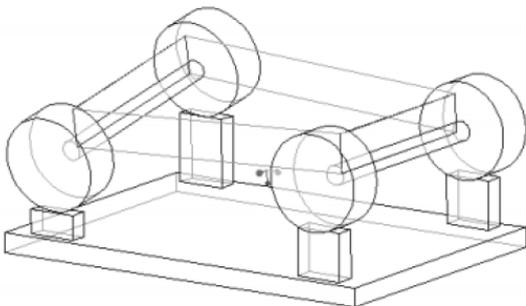
Gambar 2.6 Backbone chassis
Sumber: Keith J. Wakeham (2009)

2.4 Vehicle Loading

Langkah pertama untuk merancang kerangka kendaraan atau struktur apa pun adalah memahami berbagai beban yang bekerja pada struktur. Mode deformasi utama untuk *chassis* otomotif ialah sebagai berikut:

a. *Longitudinal Torsion*

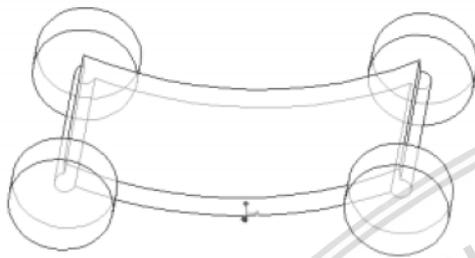
Beban torsi dihasilkan akibat dari beban yang diterapkan berotasi terhadap sumbu longitudinal dari mobil itu (Gambar 2.7). Mode deformasi ini biasanya terjadi ketika kendaraan bermobil melewati jalanan yang tidak rata yang menyebabkan salah satu atau dua dari ban mobil membentuk sudut namun ban yang lainnya tetap pada posisi orientasi vertikalnya. Beban torsi dan deformasi yang terjadi pada kasus ini akan memberikan efek pada *chassis*. Resistensi terhadap deformasi torsi sering di kutip sebagai Nm/deg.



Gambar 2.7 Longitudinal Torsion Deformation Mode
Sumber : Riley dan George (2002)

b. Vertical Bending

Berat dari *driver* dan komponen yang berada diatas rangka *chassis* seperti *engine*, radiator, bodi dan bagian lainnya akan memberikan sebuah lendutan pada *chassis*. Reaksi yang terjadi pada kasus ini berada di tumpuan roda sehingga umumnya tegangan maksimal yang diterima pada *chassis* berada pada bagian tersebut. Ilustrasi dari mode deformasi ini dapat dilihat pada Gambar 2.8.

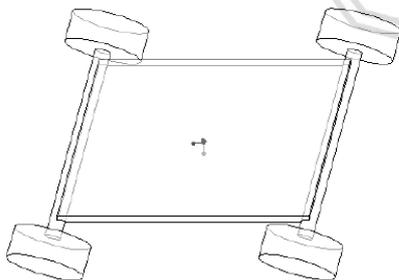


Gambar 2.8 Vertical Bending Deformation Mode

Sumber : Riley dan George (2002)

c. Horizontal Lozenging

Pada kasus ini terjadi ketika kendaraan sedang mengalami pengereman dan salah satu sisi kendaraan menerima gaya akibat traksi ban dari sisi ini lebih baik dari traksi ban sisi lainnya. Gaya ini akan mendistorsi rangka *chassis* menjadi bentuk parallelogram atau jajaran genjang seperti pada Gambar 2.9. Biasanya untuk menahan deformasi ini *chassis* di tambahkan sebuah *crossbeam* pada tipe *Ladder frame*.



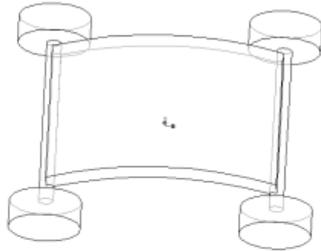
Gambar 2.9 Horizontal Lozenging Deformation Mode

Sumber : Riley dan George (2002)

d. Lateral Bending

Beban lateral yang beraksi pada *chassis* ini disebabkan oleh banyak hal, seperti beban angin yang menekan sisi dari *chassis*, camber jalan, dan beban sentrifugal ketika

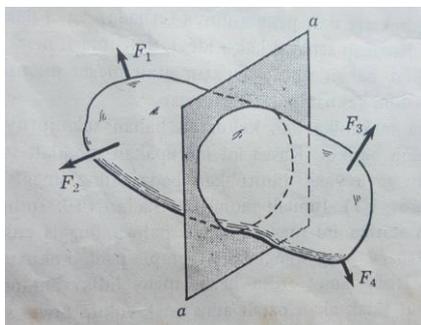
mobil sedang melewati tikungan sehingga akan menyebabkan lendutan pada *chassis*. Perbedaannya dengan *vertical bending* ialah arah beban dan lendutan yang diterima pada rangka. Jika *vertical bending* terjadi ketika beban dan lendutannya ialah kearah bawah namun untuk *lateral bending* terjadi ketika beban dan lendutannya kearah samping (Gambar 2.10).



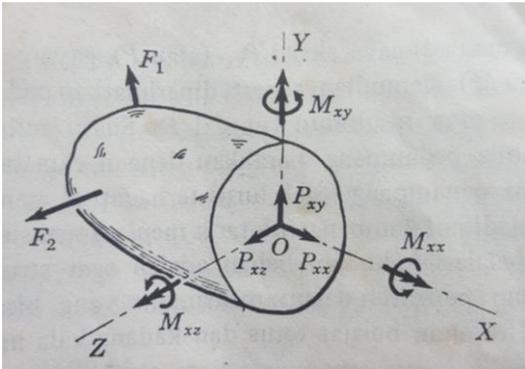
Gambar 2.10 *Lateral Bending Deformation Mode*
Sumber : Riley dan George (2002)

2.5 Analisis Gaya Dalam

Tinjaulah suatu benda dengan bentuk sembarang, gaya bekerja seperti terlihat pada Gambar 2.11. Hal yang harus ditinjau pertama kali ialah menetapkan resultan gaya yang bekerja untuk menetapkan apakah benda itu tetap atau tidak. Apabila resultan nol, kita memperoleh kesetimbangan statis – suatu kondisi yang umumnya dikehendaki pada struktur. Untuk melihat gaya dalam yang bekerja maka akan dibuat penampang selidik a-a di bagian melintang struktur tersebut. Secara umum gaya dalam diubah menjadi gaya dan kopel dan diuraikan menjadi komponen normal dan tangensial terhadap penampang, seperti diperlihatkan dalam Gambar 2.12.



Gambar 2.11 Penampang selidik a-a melalui batang terbebani
Sumber: Singer, Ferdinand L. (1981, p.2)



Gambar 2.12 Komponen pengaruh dalam pada penampang selidik a-a
Sumber: Singer, Ferdinand L. (1981, p.3)

Origin sumbu acuan selalu pada titik berat dan merupakan kunci titik acuan penampang. Apabila sumbu X normal terhadap penampang, penampang dikenal sebagai permukaan X atau secara singkat dapat dinamakan muka X. Arah sumbu Y dan Z dibidang penampang selalu dipilih berimpit dengan sumbu prinsipal dari inersia.

Notasi yang digunakan pada Gambar 2.12 menunjukkan penampang selidik dan arah gaya atau komponen momen. Indeks pertama menunjukkan muka dimana komponen bekerja; indeks kedua menunjukkan arah komponen khusus. Berarti untuk notasi Pxy adalah gaya pada muka X yang bekerja dalam arah Y.

Setiap komponen merefleksikan pengaruh beban terpasang yang berbeda dari setiap batang dan diberikan nama khusus, sebagai berikut:

- Pxx adalah gaya aksial (*axial force*). Komponen ini mengukur kerja tarikan (atau tekanan) di penampang. Suatu tarikan menyatakan suatu gaya tarik yang cenderung memperpanjang batang, sedangkan suatu tekanan adalah gaya tekan yang cenderung memperpendek batang. Gaya ini biasanya disebut P.
- Pxy & Pxz adalah gaya geser (*shear force*). Gaya ini adalah komponen tahanan total akibat geseran salah satu sisi penampang suatu bagian terhadap bagian lain. Resultan gaya geser selalu disebut sebagai V, dan komponen Vx dan Vy menunjukkan arahnya.
- Mxx adalah torsi (*torque*). Komponen ini mengukur tahanan puntir batang dan umumnya diberi simbol T.
- Mxy & Mxz adalah momen lentur (*bending moment*). Komponen ini mengukur ketahanan lentur batang terhadap sumbu Y atau Z dan selalu dikenal dengan My dan Mz.

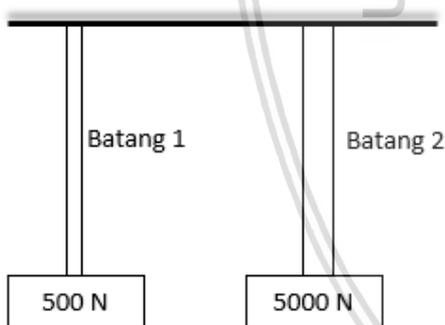
2.6 Tegangan Sederhana

Andaikan dua batang dengan panjang yang sama tetapi bahan berbeda, digantung dari suatu tumpuan seperti dilihat pada Gambar 2.13. Apabila kita tidak mengetahui data batang kecuali [batang 1 dapat mendukung beban maksimum 500 N dan batang 2, 5000 N], sehingga kita tidak dapat menyatakan bahan mana yang lebih kuat. Tentu saja, batang 2 mendukung beban lebih besar, tetapi kita tidak dapat membandingannya tanpa dasar perbandingan yang umum. Dalam kasus ini, dibutuhkan luas penampang. Selanjutnya ditentukan batang 1 memiliki luas penampang 10mm^2 dan batang 2 memiliki luas penampang 1000 mm^2 . Maka kekuatannya dapat dibandingkan dengan mudah yaitu dengan mengolah data ke kapasitas beban per satuan luas. Disini kita mencatat bahwa satuan kekuatan batang 1 adalah

$$\sigma_1 = \frac{500\text{ N}}{10\text{ mm}^2} = \frac{500\text{ N}}{10 \times 10^{-6}\text{ m}^2} = 50 \times 10^6\text{ N/m}^2$$

dan batang 2 mempunyai satuan kekuatan

$$\sigma_2 = \frac{5000\text{ N}}{1000\text{ mm}^2} = \frac{5000\text{ N}}{1000 \times 10^{-6}\text{ m}^2} = 5 \times 10^6\text{ N/m}^2$$



Gambar 2.13 Batang mendukung mendukung beban maksimum

Satuan kekuatan bahan biasanya didefinisikan sebagai tegangan pada bahan. Tegangan dinyatakan secara simbolis yaitu

$$\sigma_1 = \frac{P}{A} \dots\dots\dots (2-1)$$

dimana σ (huruf Yunani *sigma*) yaitu tegangan atau gaya per satuan luas, P adalah beban, dan A luas penampang. Perhatikan bahwa tegangan maksimum baik tegangan tarik maupun tegangan tekan terjadi sepanjang penampang normal terhadap beban.

Dari persamaan (2-1) dapat dilihat bahwa satuan tegangan adalah satuan gaya dibagi oleh satuan luas. Pada SI (singkatan sistem satuan internasional, *Le Systeme International*

d' Unites), gaya diukur dalam Newton (N) dan luas diukur dalam meter kuadrat (m^2). Berarti satuan tegangan adalah N/m^2 . Biasanya satu Newton per meter kuadrat dikenal sebagai satu pascal (Pa). Karena awalan M (dibaca “mega”) menunjukkan perkalian 10^6 pada SI, pada contoh diatas, tegangan pada batang 1 bisa dinyatakan sebagai $50 MN/m^2$ (atau 50 MPa) dan pada batang 2 sebesar $5 MN/m^2$ (atau 5 Mpa).

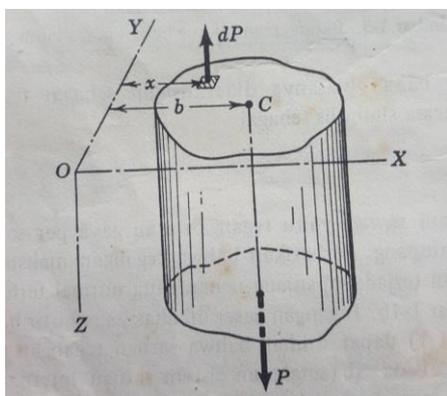
Meskipun pernyataan persamaan (2-1) sederhana tetapi membutuhkan pembahasan hati-hati. Dengan membagi beban dengan luas berarti tidak memberi tegangan pada semua titik pada luas penampang; terutama hanya menetapkan tegangan rata-rata. Definisi tegangan yang lebih pasti diperoleh dengan membagi elemen beban dP dengan elemen luas dA .

$$\sigma = \frac{dP}{dA} \dots \dots \dots (2-2)$$

Selanjutnya lihat pada kondisi apakah $\sigma = P/A$ akan mendefinisikan semua titik di seluruh penampang secara teliti. Kondisi di mana tegangan tetap atau merata dikenal sebagai tegangan sederhana. Kita sekarang akan memperlihatkan bahwa distribusi tegangan merata hanya dapat terjadi apabila resultan gaya terpasang melalui titik pusat penampang.

Andaikan bahwa bidang potong memisahkan setengah bagian bawah dari salah satu batang dari Gambar 2.13, kemudian seperti diperlihatkan pada Gambar 2.14, gaya geser disepanjang penampang harus setimbang dengan beban P . Suatu gaya tahanan khusus yaitu dP . Dengan mempergunakan kondisi kesetimbangan, kita peroleh

$$\begin{aligned} [\sum Z=0] \quad & P = \int dP = \int \sigma dA \\ [\sum M_y=0] \quad & P = \int x dP = \int x (\sigma dA) \end{aligned}$$



Gambar 2.14 Untuk tegangan merata, P harus melalui titik pusat C
 Sumber: Singer, Ferdinand L. (1981, p.6)

Apabila kita menentukan distribusi tegangan tetap sepanjang potongan penampang, σ dari persamaan diatas bisa ditulis diluar integral sehingga diperoleh

$$P = \sigma \int dA = \sigma A$$

maka,

$$Pb = (\sigma A)b = \sigma \int x dA$$

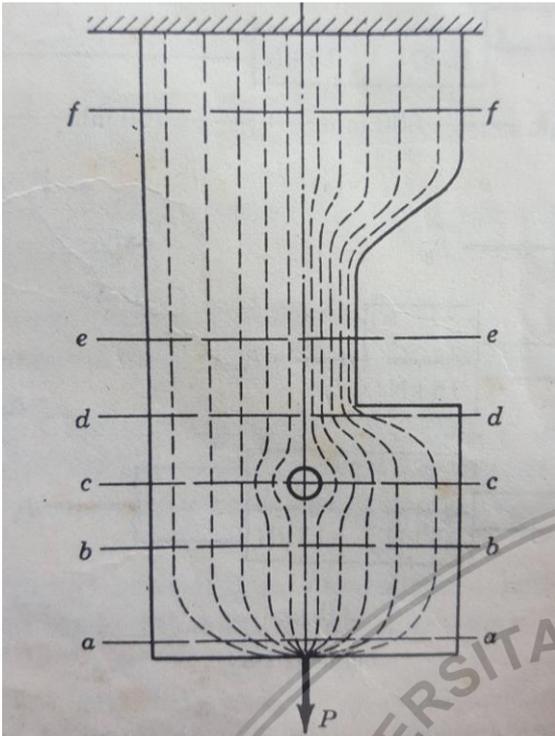
Kemudian, dengan menghilangkan faktor σ , diperoleh

$$b = \frac{\int x dA}{A} = \bar{x}$$

Sehingga koordinat b dari titik C dikenal sebagai koordinat x dari titik pusat penampang. Dengan mengambil jumlah momen terhadap sumbu X , dengan cara yang sama kita dapat memperlihatkan bahwa \bar{y} mendefinisikan y koordinat dari C . Kita menyimpulkan bahwa distribusi tegangan merata diperoleh hanya dan bila resultan beban terpasang melalui titik pusat permukaan.

Tetapi hal ini tidak berarti bahwa beban melalui titik pusat penampang selalu menghasilkan distribusi tegangan merata. Misalnya, dalam Gambar 2.15, diperlihatkan profil pelat dengan tebal tetap. Beban P bekerja pada garis pusat batang. Pada penampang $b-b$ dan $f-f$ distribusi tegangan merata dan menggambarkan prinsip yang baru saja dibahas; tetapi pada penampang lain yang ditunjukkan tegangannya tidak merata.

Pada penampang $e-e$, distribusi tegangan tidak merata karena garis P ternyata tidak melalui pusat penampang. Tegangan tidak terdistribusi merata sepanjang penampang $c-c$ dan $d-d$ karena meskipun garis kerja P melalui titik pusat penampang ini, tetapi disini terdapat perubahan penampang secara tiba-tiba. Pada penampang seperti itu, tegangan biasanya terlokalisir tinggi dan hanya dapat ditetapkan dengan teori matematis elastis atau beberapa metoda eksperimental seperti fotoelastisitas. Di samping itu, tegangan tidak merata disepanjang penampang $a-a$ karena disini penampang terlalu dekat ke daerah dimana terdapat beban. Kecuali kalau penampang berada pada jarak minimum selebar batang dari ujung batang, kita tidak akan memperoleh distribusi tegangan merata.



Gambar 2.15 Ilustrasi distribusi tegangan merata yang terjadi
 Sumber: Singer, Ferdinand L. (1981, p.7)

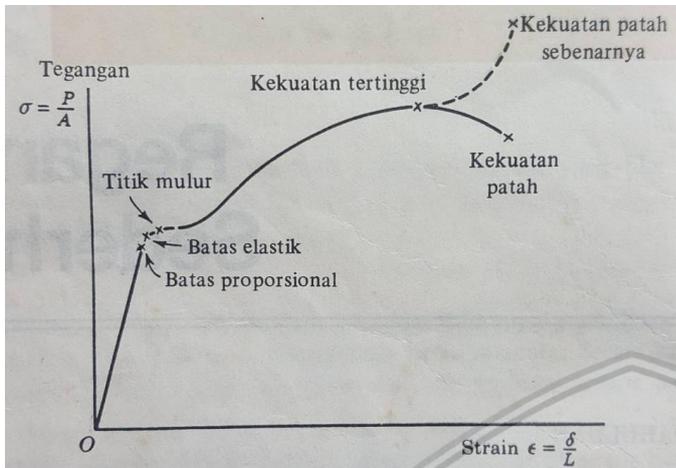
Agar dapat melihat mengapa penampang c-c, d-d, dan a-a tidak mempunyai tegangan merata, bayangkanlah bahwa gaya P bekerja menghasilkan garis tegangan menyebar dari beban dan mendistribusi diseluruh benda seperti itu ditunjukkan pada Gambar 2.15 oleh garis putus-putus. Meskipun konsep ini tidak selalu benar, konsep ini menunjukkan adanya konsentrasi tegangan dimana bentuk benda mengganggu “aliran bebas” garis tegangan. Berkas garis, terhadap lubang penampang c-c dan sekeliling sudut tajam penampang d-d, menunjukkan pemusatan tegangan, berlawanan dengan aliran tegangan di sekeliling jari-jari antara penampang e-e dan f-f yang relatif halus.

2.7 Diagram Tegangan-Regangan

Apabila suatu spesimen struktur baja diikat pada jepitan mesin pengujian dan beban serta pertambahan panjang spesifik diamati secara serempak, kita dapat menggambarkan pengamatan pada grafik dimana ordinat menyatakan beban, dan absis menyatakan pertambahan panjang.

Gambar 2.16 menunjukkan grafik seperti itu. Dapat dicatat bahwa kita tidak menggambarkan beban terhadap pertambahan panjang, cukup beban atau tegangan satuan digambarkan terhadap perpanjangan satuan, secara teknis dikenal sebagai regangan. Hanya dengan mengolah harga yang diamati ke satuan dasar sifat salah satu spesimen dapat

dibandingkan dengan spesimen lain. Diagram dalam Gambar 2.16 disebut diagram tegangan-regangan, nama diambil dari kordinat.



Gambar 2.16 Diagram Tegangan-Regangan
Sumber: Singer, Ferdinand L. (1981, p.32)

2.8 Pembebanan Lentur

Pada Gambar 2.17 menunjukkan beam yang hanya terkena beban lentur, maka istilahnya disebut sebagai “*pure bending*” menurut studi ilmu *strength of material*, tegangan yang dihasilkan dapat dilihat pada persamaan (4.6).

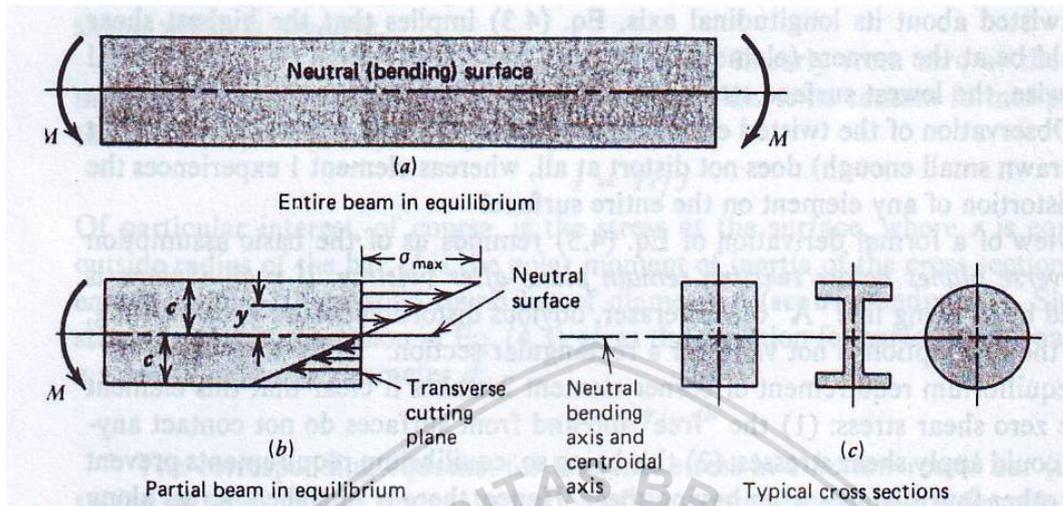
$$\sigma = \frac{My}{I} \dots\dots\dots (2-3)$$

Dimana I adalah momen inersia dari penampang sehubungan dengan axis netral, y adalah jarak dari axis netral. Tegangan lentur merupakan tegangan normal, sama seperti tegangan aksial. Namun terkadang keduanya dibedakan dengan menggunakan subscript yang sesuai, σ_b digunakan untuk tegangan lentur dan σ_a digunakan untuk tegangan aksial. Suatu batang yang menekuk seperti Gambar 2.16 bahwa terdapat tegangan tarik pada bagian atas axis netral penampang (atau diatas *neutral surface of the beam*), dan tegangan tekan terdapat pada bagian bawahnya. Nilai maksimum tegangan lentur terdapat diatas dan dibawah dari permukaan beam tersebut.

Persamaan (2.3) dapat diaplikasikan untuk berbagai penampang beam dengan batasan seperti berikut :

1. Batang harus memiliki bentuk yang lurus, beban yang di aplikasikan harus tegak lurus bidang
2. Material yang digunakan harus *homogeneous*, dan semua tegangannya masih dalam batas elastis

3. Bagian tegangan yang dihitung tidak boleh terlalu dekat dengan wilayah dimana beban external diterapkan.



Gambar 2.17 Pure bending of section with two axes of symmetry

Sumber: Juvinall (1983, p.76)

2.9 Teori Kegagalan Material

Secara mendasar kegagalan (*failure*) dari suatu struktur dinyatakan bila struktur tidak dapat berfungsi lagi dengan baik untuk menerima pembebanan sesuai dengan yang direncanakan. Umumnya teori kegagalan pada suatu material ada 5 yaitu:

1. The Maximum Principal Stress Theory

Teori ini menyebutkan bahwa kegagalan akan terjadi saat tegangan utama mencapai tegangan luluh (S_y).

2. The Maximum Shear Stress Theory

Teori ini menyatakan kegagalan dicapai saat tegangan geser maksimum mencapai separuh dari tegangan luluh ($\frac{1}{2} S_y$).

3. The Maximum Principal Strain Theory

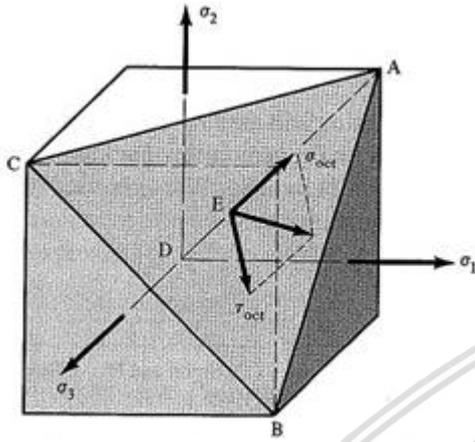
Teori ini menyatakan kegagalan dicapai saat regangan utama maksimum mencapai regangan luluh (S_y/E).

4. The Maximum Strain Energy Theory

Teori kegagalan dicapai saat energi potensial (energi regangan) per unit volume mencapai $\frac{1}{2} S_y^2/E$.

5. The Maximum Energy of Distorsion (Teori Von Mises)

Teori kegagalan ini menyatakan bahwa tegangan luluh akan terjadi bila tegangan oktahedral (Gambar 2.18) maksimum yang terjadi melebihi harga limit yang diketahui dari hasil tes tarik material dengan beban standar.



Gambar 2.18 Tegangan Oktahedral

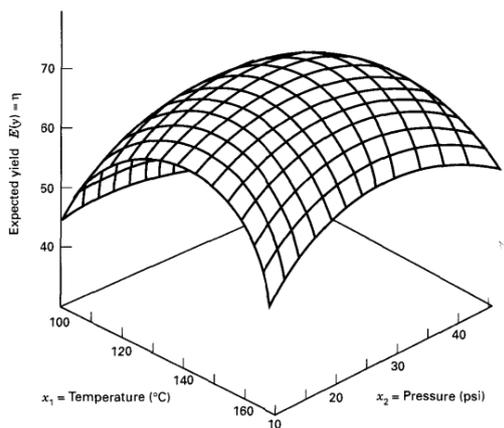
2.10 Respon Surface Methodology

Menurut Montgomery (2001), *Response Surface Methodology* (RSM) atau Metode Permukaan Respon adalah sekumpulan metode-metode matematika dan statistika yang digunakan dalam pemodelan dan analisis, yang bertujuan untuk melihat pengaruh beberapa variabel kuantitatif terhadap suatu variabel respon dan untuk mengoptimalkan variabel respon tersebut. Sebagai contoh, akan dicari level-level dari suhu (x_1) dan tekanan (x_2) yang dapat mengoptimalkan suatu hasil produksi (y). Hubungan variabel-variabel tersebut dapat dituliskan dalam sebuah persamaan sebagai berikut :

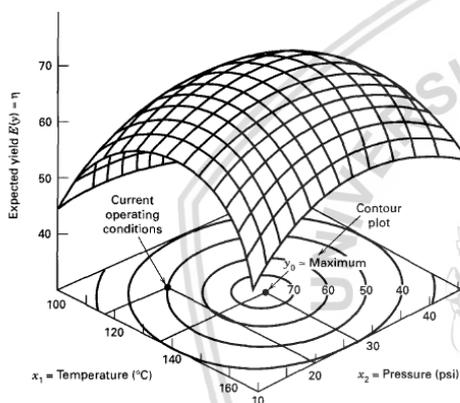
$$y = f(x_1 + x_2) + \epsilon_i \dots\dots\dots (2-4)$$

Dimana ϵ_i merupakan error pengamatan pada respon y . Jika nilai harapan respon dituliskan $E(y) = f(x_1 + x_2) = \eta$, maka $\eta = f(x_1 + x_2)$ merepresentasikan sebuah permukaan yang disebut permukaan respon.

Pada umumnya, permukaan respon digambarkan dengan sebuah grafik, seperti yang tampak pada Gambar 2.19. Untuk membantu visualisasi dari bentuk permukaan plot, sering digunakan kontur dari permukaan respon, seperti yang terlihat pada Gambar 2.20. Pada kontur tersebut, garis respon yang konstan berada pada permukaan datar (x_1, x_2), sedangkan garis respon yang lain berada pada permukaan lengkung di atasnya.



Gambar 2.19 Ilustrasi plot permukaan respon
 Sumber: Faulina, Ria (2011)



Gambar 2.20 Ilustrasi plot kontur Response Surface
 Sumber: Faulina, Ria (2011)

Permasalahan umum pada metode permukaan respon adalah bentuk hubungan antara variabel respon dengan variabel independen tidak diketahui. Oleh karena itu, langkah pertama dalam metode permukaan respon adalah mencari bentuk hubungan antara respon dengan beberapa variabel independen melalui pendekatan yang sesuai. Bentuk hubungan linier merupakan bentuk hubungan yang dicobakan pertama kali karena merupakan bentuk hubungan yang paling sederhana (*low-order polynomial*). Jika ternyata bentuk hubungan antara respon dengan variabel independen adalah fungsi linier, pendekatan fungsinya disebut *first-order model*, seperti yang ditunjukkan dalam persamaan berikut.

$$y = \beta_0 + \beta_1x_1 + \beta_2x_2 + \dots + \beta_kx_k + \varepsilon_i \dots\dots\dots (2-5)$$

Jika bentuk hubungannya merupakan kuadrat, maka untuk pendekatan fungsinya digunakan derajat polinomial yang lebih tinggi yaitu *second-order model*

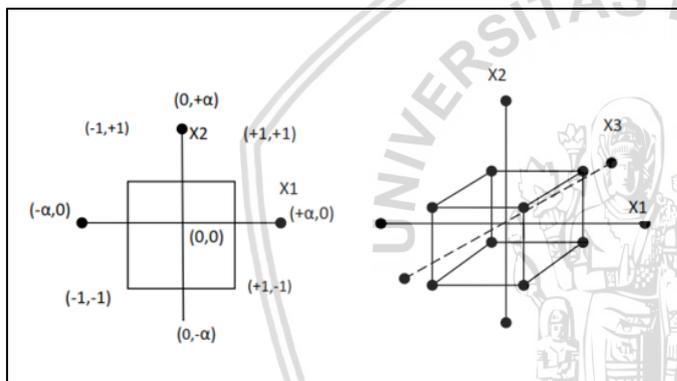
$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \dots + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon_i \dots\dots\dots (2-6)$$

Hampir semua permasalahan dalam metode permukaan respon menggunakan salah satu atau kedua model diatas. Setelah diperoleh bentuk hubungan yang paling sesuai, langkah selanjutnya adalah mengoptimalisasi hubungan tersebut. Jika permukaan yang paling sesuai dicari melalui pendekatan yang cukup, maka hasil analisis ini akan mendekati fungsi yang sebenarnya. Secara garis besar, langkah-langkah dalam metode permukaan respon adalah merancang percobaan, membuat model dan melakukan optimalisasi.

Rancangan percobaan pada RSM ada dua :

1. *Central Composite Design (CCD)*

Central Composite Design (CCD) adalah sebuah rancangan percobaan yang terdiri dari rancangan 2^k factorial dengan ditambahkan beberapa *center runs* dan *axial run* (Gambar 2.21).



Gambar 2.21 *Central Composite Design (CCD)*

Sumber: Vardeman (1998)

2. *Box-Behnken Design*

Salah satu perbedaan *Box-Behnken Design* dengan *Central Composite Design* adalah pada *Box-Behnken Design* tidak ada *axial/star runs* pada rancangannya. Tidak adanya *axial/star runs* ini menyebabkan *Box-Behnken Design* lebih efisien dalam rancangan, karena melibatkan lebih sedikit unit percobaan. Pada dasarnya *Box-Behnken* dibentuk berdasarkan kombinasi rancangan 2^k dengan *incomplete block design* dengan menambahkan *center run* pada rancangannya.

Rancangan *Box-Behnken* hanya dapat diterapkan pada percobaan yang memiliki minimal 3 faktor, dengan elemen penyusunnya sebagai berikut:

- Rancangan 2^k faktorial *incomplete block design*, dimana k adalah banyaknya factor, yaitu percobaan pada titik $(0, \pm 1, \dots, \pm 1)$, $(\pm 1, 0, \dots, \pm 1)$, $(\pm 1, \pm 1, \dots, 0)$

- b. *Center Runs*, yaitu percobaan pada titik pusat (0,0,...,0), dimana jumlah *Center Runs* minimal 3 untuk berbagai jumlah factor k.

Dengan rumus jumlah permodelan *Box-Behnken Design*:

$$n = 4 \times \frac{k(k-1)}{2} + 1 \dots\dots\dots(2 - 7)$$

Dengan :

n = Jumlah model

k = Jumlah parameter (minimal 3 parameter)

2.11 Software berbasis FEM

Software yang berbasis *Finite Element Method* (FEM) mempunyai kelebihan yaitu kemampuan untuk mendiskritisasi model dengan sangat halus, mampu bekerja dengan elemen lebih banyak dan menghasilkan output dengan ketelitian tinggi, juga dapat digunakan untuk menganalisa struktur, thermal, elektromagnetik, dan fluida.

Secara umum langkah – langkah analisis dengan menggunakan *software* berbasis FEM dibagi menjadi tiga, yaitu :

1. *Preprocessing* (proses awal)

Tahapan penting dalam *reprocessing* :

- a. Permodelan geometri
- b. Pemilihan tipe elemen
- c. Material properties
- d. *Meshing*
- e. Mendefinisikan analisis solusi yang dipakai
- f. Memasukkan kondisi batas
- g. Menerapkan pembebanan (*load case*)

2. *Solution* (proses solusi)

Dalam tahapan ini hanya terjadi proses *solving*, dimana beban komputasi akan digunakan untuk menyelesaikan *load case* dengan *boundary condition* yang ada.

3. *General post processing* (proses pembacaan hasil)

a. *Plot result*

Dengan menggunakan *countor plot* akan tampak distribusi tegangan atau variabel lainnya pada model sehingga mudah dalam mengintepresentasikan informasi yang disajikan. Model digambarkan dengan sebaran warna yang menunjukkan nilai besaran yang terjadi.

b. List result

Hasil analisis dalam bentuk *list result* berupa tabel yang memberikan informasi secara detail mengenai perpindahan, tegangan dan regangan yang terjadi pada tiap node maupun elemennya.

c. Animation

Hasil analisis yang diperoleh juga ditampilkan dalam bentuk video animasi

2.12 Hipotesis

Berdasarkan tinjauan pustaka, munculah sebuah hipotesis dari penelitian yang dilakukan.

1. Semakin meningkatnya nilai sudut samping pada *chassis* maka Ratio Tegangan per Massa yang terjadi pada *chassis* akan semakin menurun. Hal ini dikarenakan, semakin besar nilai sudut samping *chassis* akan mengakibatkan peningkatan pada luas permukaan yang berkontak langsung dengan gaya sehingga tegangan yang terjadi pun menurun.
2. Meningkatnya ukuran tinggi profil, lebar profil, dan tebal profil *chassis* maka nilai Ratio Tegangan per Massa yang terjadi pada *chassis* semakin menurun. Hal ini dikarenakan semakin bertambahnya ketiga nilai tersebut mengakibatkan peningkatan pada momen inersia nya sehingga tegangan yang terjadi akan menurun.

BAB III METODE PENELITIAN

3.1 Metode Penelitian

Metode penelitian yang digunakan adalah penelitian simulasi komputer yaitu simulasi menggunakan *software* berbasis elemen hingga atau *finite element method* (FEM). Pemakaian metode simulasi dikarenakan efisiensi waktu dan biaya percobaan, juga sebagai acuan untuk selanjutnya dilakukan percobaan eksperimental nyata. Informasi tambahan yang diperlukan dalam penelitian ini didapatkan melalui studi literatur dari buku pustaka, jurnal penelitian dan internet.

3.2 Tempat dan Waktu Penelitian

Penelitian dilakukan di Studio Perancangan dan Rekayasa Sistem (SPRS) Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Brawijaya Malang, pada bulan Januari 2018 sampai selesai.

3.3 Peralatan Penelitian

Penelitian menggunakan *hardware* dan *software*. *Hardware* yang terdiri dari seperangkat komputer dengan spesifikasi *processor* Intel ® Core™ i7-3770 CPU @3.40 GHz, 16 GB RAM, Hard Drive 381.1 GB, 2 GB VGA. Untuk *software* menggunakan ANSYS 14.5 untuk penggambaran *finite element* model dan simulasi.

3.4 Variabel Penelitian

a. Variabel Bebas

Variabel bebas adalah parameter yang dapat berubah-ubah. Pada penelitian kali ini variabel bebas yang digunakan adalah sudut samping *chassis*, tinggi profil *chassis*, lebar profil *chassis* dan tebal profil *chassis* yang menggunakan tiga level yaitu seperti terdapat pada tabel 3.1. Semua parameter tersebut di kombinasikan menggunakan *Respon Surface Methodology* tipe *Box-Behnken Design* dengan $k=4$ seperti pada Tabel 3.1. Maka untuk menentukan jumlah model dapat dihitung dengan rumus : $n = 4 \times \frac{k(k-1)}{2} + 1 = 4 \times \frac{4(4-1)}{2} + 1 = 25$ model. Jadi total rancangan model adalah sejumlah 25 model (Tabel 3.2).

Tabel 3.1

Level yang digunakan (ukuran profil sesuai dengan *manufacture values* di perusahaan)

Faktor	Level bawah	Level tengah	Level atas
Sudut Samping (°)	18	20	22
Tinggi Profil (mm)	80	100	120
Lebar Profil (mm)	40	50	60
Tebal Profil (mm)	4.5	5	5.5

Tabel 3.2

Rancangan Percobaan *Box-Behnken Design* dengan k=4

Model	Sudut Samping (°)	Tinggi Profil (mm)	Lebar Profil (mm)	Tebal Profil (mm)
1	20	100	50	5
2	18	100	50	4.5
3	22	100	50	4.5
4	18	100	50	5.5
5	22	100	50	5.5
6	20	80	40	5
7	20	120	40	5
8	20	80	60	5
9	20	120	60	5
10	18	100	40	5
11	22	100	40	5
12	18	100	60	5
13	22	100	60	5
14	20	80	50	4.5
15	20	80	50	5.5
16	20	120	50	4.5
17	20	120	50	5.5
18	18	80	50	5
19	22	80	50	5
20	18	120	50	5
21	22	120	50	5
22	20	100	40	4.5
23	20	100	40	5.5
24	20	100	60	4.5
25	20	100	60	5.5

b. Variabel Terikat

Variabel terikat adalah variabel yang tidak dapat ditentukan oleh peneliti dan besarnya dipengaruhi oleh variabel bebas. Variabel terikat dalam penelitian ini adalah ratio tegangan per massa pada performa *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg.

c. Variabel Terkontrol

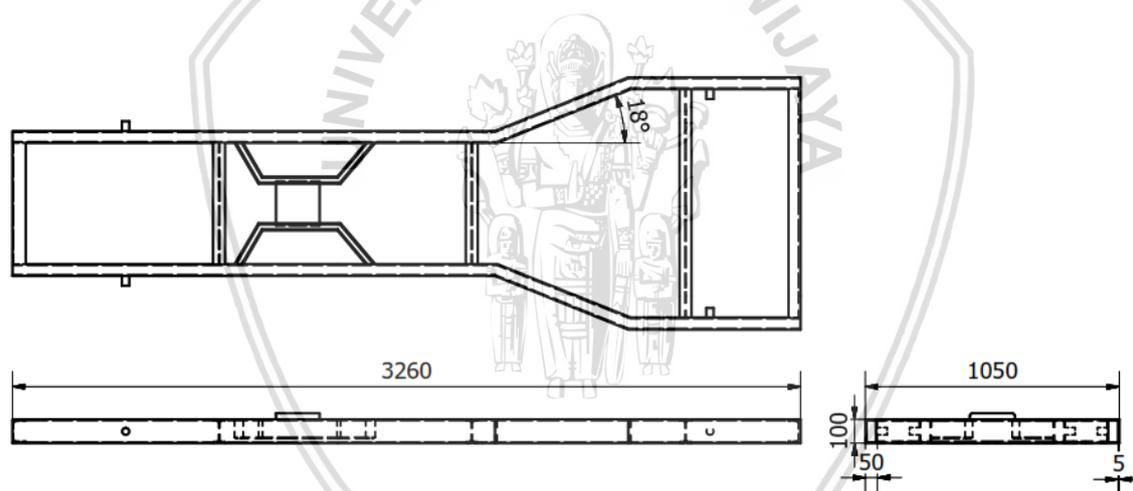
Variabel terkontrol adalah variabel penelitian dimana kondisinya dijaga tetap atau konstan pada saat penelitian. Variabel terkontrol pada penelitian ini adalah:

1. Material yang digunakan adalah Baja SS400 (model material linear isotropik).
2. Pembebanan yang digunakan yaitu beban orang = 200 kg, beban unit = 2500 kg, dan beban bin 750 kg.
3. Panjang *Chassis* = 3260 mm.
4. Ukuran *meshing* 10 mm.

3.5 Permodelan Penelitian

3.5.1 Pemodelan Geometri

Struktur digambar menggunakan *software* CAD berdasarkan ukuran sebenarnya. Pemodelan dalam penelitian ini merupakan satu komponen yang tidak terpisah antara lain *fixed support* dan *chassis*. Dimensi model uji pada Gambar 3.1 (dalam satuan mm).



Gambar 3.1 Dimensi pada *chassis* traktor mini perkebunan kelapa sawit

3.5.2 Pemodelan Material

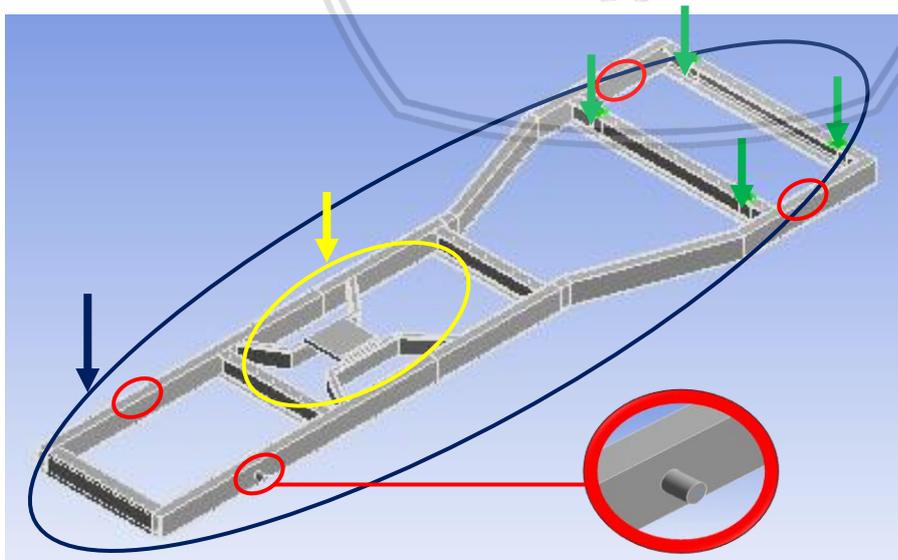
Material *chassis* yang digunakan dalam penelitian ini berdasarkan informasi dari salah satu perusahaan otomotif di Indonesia yaitu SS400 dengan material *properties* seperti pada Tabel 3.3.

Tabel 3.3
Material Properties Chassis

Properties	Nilai	Satuan
Density (ρ)	7900	kg/m ³
Young's Modulus (E)	2,1 x10 ⁵	MPa
Poisson's Ratio (ν)	0,29	Non dimensional
Yield Strength	260	MPa
Ultimate Tensile Strength	480	MPa

3.5.3 Permodelan Pembebanan

Permodelan pembebanan pada *chassis* dilakukan secara statis. *Chassis* dimodelkan sebagai *flexible body* yaitu objek yang mengalami deformasi, sedangkan *fixed support* dimodelkan sebagai *rigid body* atau objek yang tidak mengalami deformasi. Jenis koneksi pada masing-masing komponen pada simulasi ini yang digunakan adalah *bonded*. Koneksi *bonded* digunakan untuk menyambungkan antara *fixed support* dan *chassis*. *Vehicle loading* yang di pilih pada penelitian ini ialah *vertical bending mode* yang tujuannya untuk mengetahui defleksi yang terjadi pada *chassis*. Lokasi beban dan tumpuan yang di aplikasikan pada penelitian ini dapat dilihat pada Gambar 3.2.



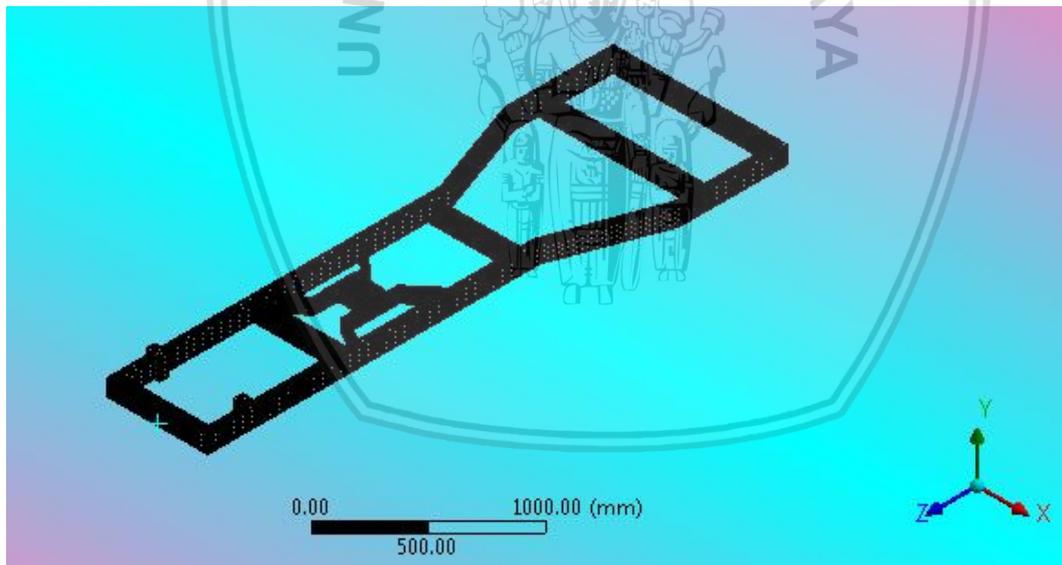
Gambar 3.2 Lokasi beban dan tumpuan pada *chassis*

Keterangan :

Warna Biru Tua	= Beban Unit
Warna Kuning	= Beban Orang (<i>driver</i>)
Warna Hijau	= Beban Angkutan
Warna Merah	= Tumpuan (<i>Fixed Support</i>)

3.6 Meshing

Meshing adalah proses membagi-bagi objek menjadi elemen terhingga dan bisa dihitung (*finite*) dimana sebelumnya berupa objek tak terhingga (*infinite*). Elemen-elemen ini kemudian dihubungkan oleh titik-titik (*nodes*). Semakin banyak pembagian elemen pada objek maka hasilnya akan semakin mendekati kondisi sebenarnya. Karena semakin halus *meshing* maka ketelitian perhitungan juga semakin tinggi. Oleh sebab itu, penyelesaian kasus untuk *mesh* yang halus akan memakan waktu lebih lama karena persamaan matematis yang harus diselesaikan *software* akan lebih banyak. Pada penelitian ini, ukuran *meshing* (elemen) yang digunakan adalah sebesar 10 mm dan berjumlah 68631 elemen.



Gambar 3.3 Meshing model pada *chassis* traktor mini perkebunan kelapa sawit.

3.7 Load Setting

Load setting adalah pengaturan beban kerja yang nantinya akan bekerja pada *chassis* saat simulasi berlangsung. Beban kerja yang digunakan disini adalah tekanan hasil gaya berat komponen yang menempel pada *chassis* termasuk gaya berat *chassis* itu sendiri dan gaya pengujian. Dalam hal ini perhitungan gaya berat dituntukan dengan rumus :

$$W = m \cdot g \dots\dots\dots(3-1)$$

Dengan:

W = Gaya berat (N)

m = massa benda (Kg)

g = gravitasi (m/s^2)

Berikut adalah perhitungan gaya berat tiap variabel terkontrol yang digunakan dalam penelitian ini :

1. Gaya berat orang (*driver*) yang di modelkan

$$W_{\text{orang}} = m_{\text{orang}} \cdot g$$

$$W_{\text{orang}} = 200 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{\text{orang}} = 1962 \text{ N}$$

2. Gaya berat unit

$$W_{\text{unit}} = m_{\text{unit}} \cdot g$$

$$W_{\text{unit}} = 2500 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{\text{unit}} = 24525 \text{ N}$$

3. Gaya berat bin

$$W_{\text{bin}} = m_{\text{bin}} \cdot g$$

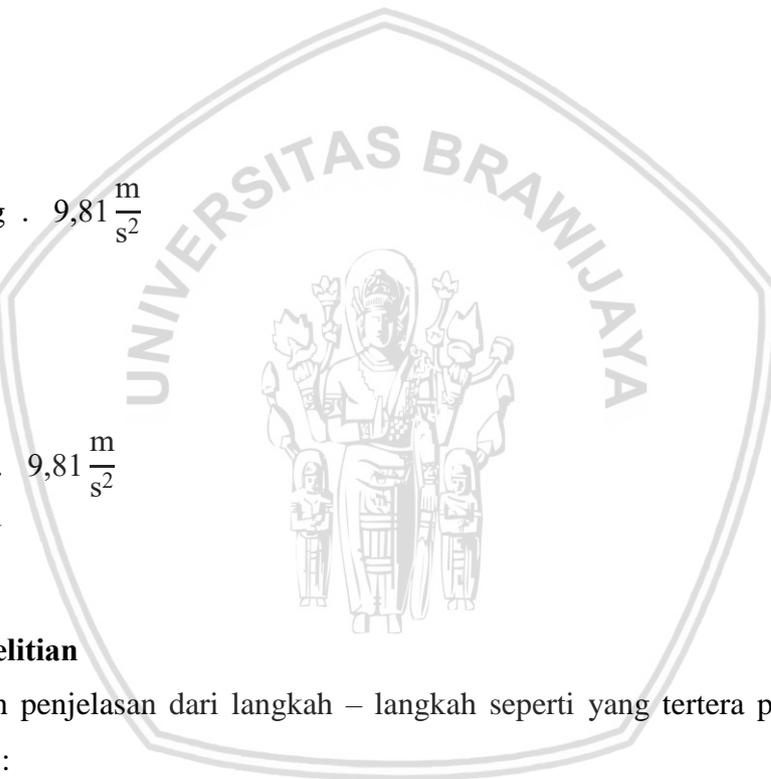
$$W_{\text{bin}} = 750 \text{ Kg} \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$$

$$W_{\text{bin}} = 7357.5 \text{ N}$$

3.8 Prosedur Penelitian

Berikut adalah penjelasan dari langkah – langkah seperti yang tertera pada diagram alir di Gambar 3.4 :

1. Sebelum penelitian dilakukan, penulis terlebih dahulu menemukan latar belakang, tujuan, dan manfaat penelitian.
2. Observasi data dilakukan dengan membaca sumber-sumber informasi berupa buku, jurnal penelitian, internet dan literatur lainnya yang berhubungan dengan pembahasan.
3. Membuat permodelan geometri, model, pembebanan dengan menggunakan *software* berbasis FEM sesuai data sekunder yang di dapatkan.
4. *Meshing* atau diskretisasi model diperlukan untuk membagi struktur menjadi elemen-elemen berhingga yang digunakan untuk perhitungan dan *solution* (proses *solving*) merupakan proses saat perhitungan dengan iterasi berulang sampai ditemukan nilai yang paling mendekati.



5. Diapatkan hasil simulasi setelah melakukan proses *solving*. Hasil simulasi yang didapatkan pada langkah ini ialah untuk model chassis pertama.
6. Melakukan pengecekan tegangan *yield* pada data material yang digunakan oleh chassis dengan tegangan maksimal hasil simulasi
7. Jika tegangan maksimal hasil simulasi melebihi tegangan *yield* maka dilakukan proses permodelan kembali. Jika sebaliknya maka menuju ke langkah selanjutnya
8. Melakukan proses simulasi kembali pada ke-25 model chassis sesuai dengan Tabel 3.2 Rancangan permodelan.
9. Mendapatkan data hasil simulasi berupa nilai ratio tegangan per massa pada semua model yang akan diolah untuk pembahasan.
10. Data yang sudah diolah diproyeksikan untuk dijadikan analisis dan pembahasan.
11. Hasil analisis dan pembahasan didapatkan serta penarikan kesimpulan dapat dilakukan sesuai dengan tujuan awal penelitian.
12. Setelah penelitian selesai sampai dengan kesimpulan, penelitian dilaporkan dalam bentuk tertulis.

3.9 Prosedur Simulasi pada Software FEM

3.9.1 Pre-processing

a. Pendefinisian Masalah

Pada penelitian ini analisis solusi yang dipakai adalah analisis statis pada *software* FEM yaitu pengujian yang dilakukan secara statik karena beban yang di aplikasikan tidak berubah terhadap waktu.

b. Modelling

Geometri dari model *chassis* traktor mini dibuat dalam *modelling software* FEM. Model dibuat sesederhana mungkin tanpa mengubah struktur geometri secara signifikan.

c. Tipe elemen

Tipe elemen yang dipilih pada penelitian ini adalah solid 186 dan solid 187.

d. Properti material

Dalam penelitian ini dilakukan pembebanan statis dengan material linear isotropik maka properti material yang diperlukan yaitu: Densitas, Modulus Elastisitas, *Poisson Ratio*.

e. Kondisi Batas

Kondisi batas yang di tentukan adalah penerapan beban vertikal di seluruh bagian atas permukaan *chassis* dengan nilai sesuai harga total *load setting* dan pendefinisian di keempat tumpuannya secara *fixed support* ($dx=0, dy=0, dz=0, \sum M = 0$).

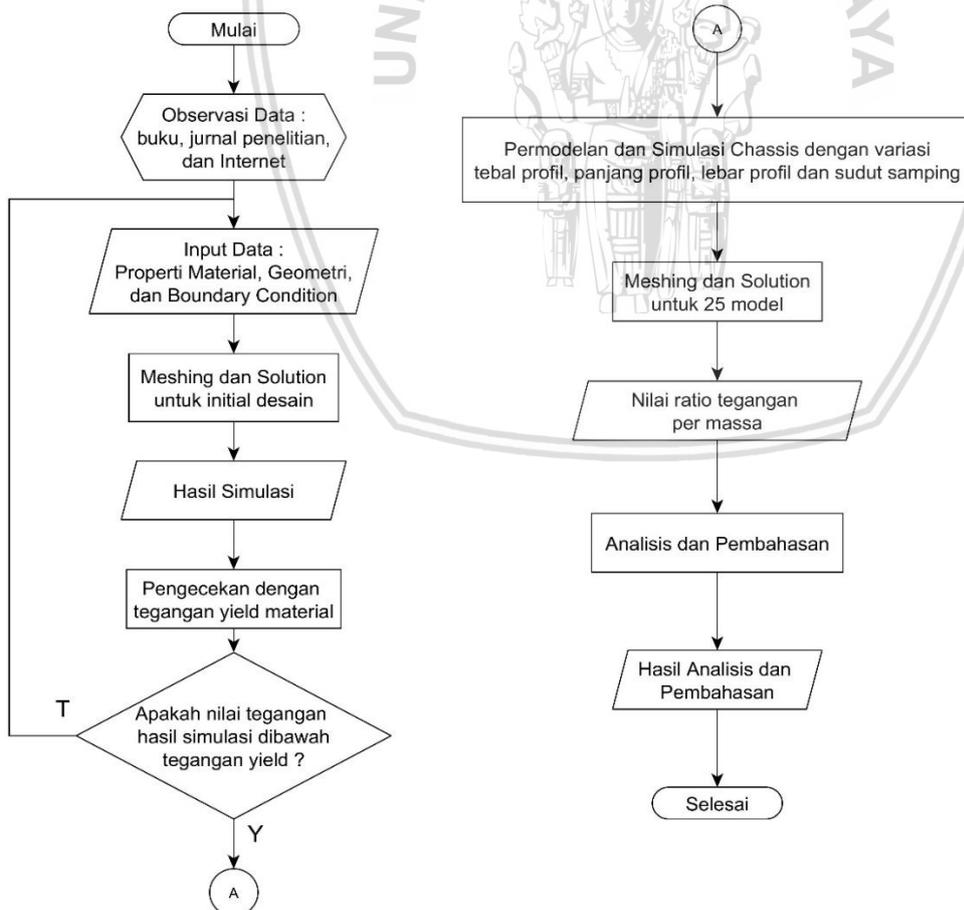
3.9.2 Solution

Proses solusi merupakan proses perhitungan pada *software* FEM yang biasa disebut sebagai proses *runs*. Pada penelitian ini output yang dihitung ialah distribusi tegangan dan massa total geometri *chassis*.

3.9.3 Post-processing

Penampilan hasil setelah dilakukannya proses *runs*. Dengan menggunakan *contour plot* akan tampak distribusi tegangan pada model. Model digambarkan dengan sebaran warna yang menunjukkan besarnya tegangan yang terjadi pada *chassis*.

3.10 Diagram Alir Penelitian

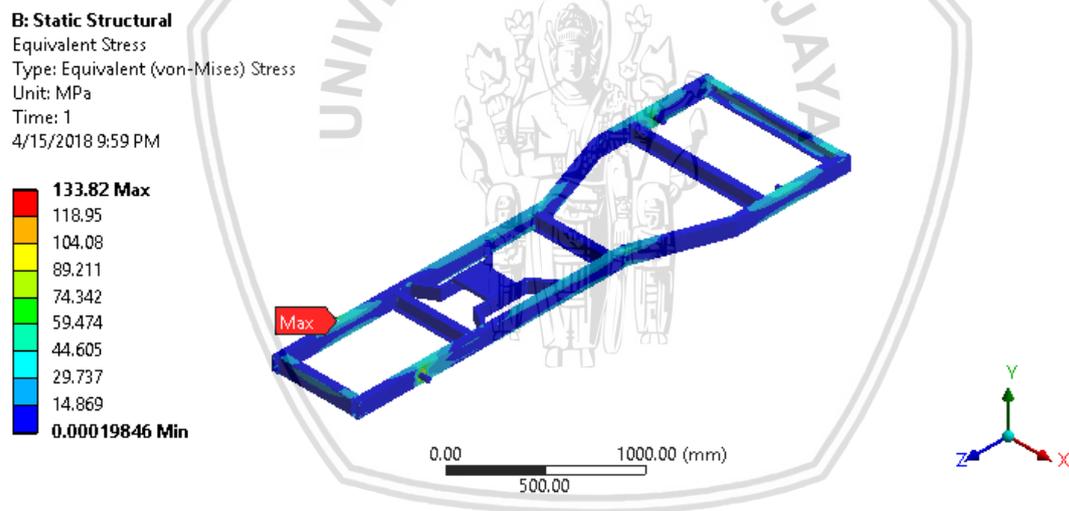


Gambar 3.4 Diagram alir penelitian

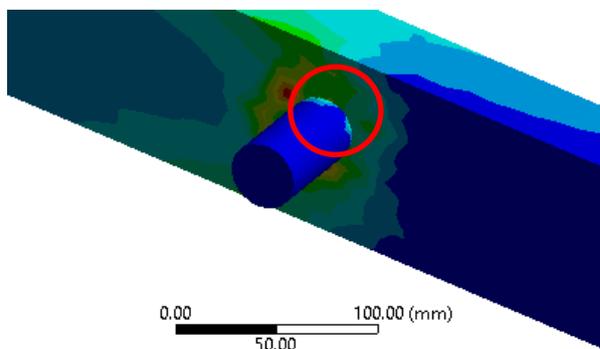
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Distribusi tegangan dan ratio tegangan per massa pada *chassis* traktor mini

Output yang dikeluarkan dari hasil simulasi adalah distribusi dan besaran tegangan yang terjadi pada struktur *chassis*. Dari distribusi dan besaran tegangan tersebut dianalisis kekuatannya dari segi material, apakah masih dalam batas aman kriteria *yield* atau tidak. Struktur *chassis* akan di analisis menggunakan kriteria kegagalan yaitu menggunakan teori kegagalan *von mises*. Sedangkan ratio tegangan per massa ialah tegangan yang terjadi pada struktur *chassis* dibagi dengan massa total geometri *chassis*. Total model *chassis* yang disimulasikan untuk mengamati sebaran dan besaran tegangan ialah sebanyak 25 model.



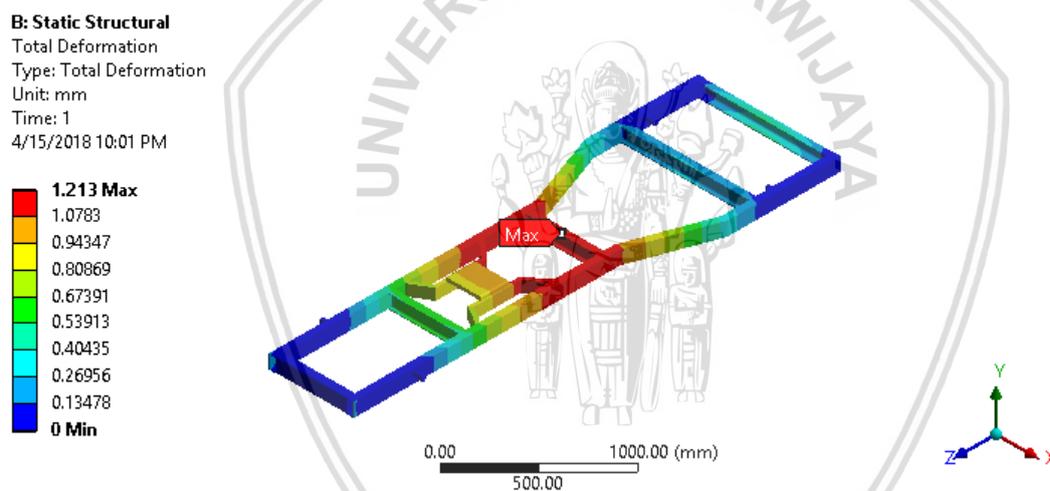
Gambar 4.1 Distribusi tegangan von mises pada desain *chassis* model ke-1



Gambar 4.2 Tegangan maksimal pada desain *chassis* model ke-1



Pada Gambar 4.1 menunjukkan sebaran tegangan yang terjadi pada *chassis* traktor mini saat terkena pembebanan. Dari segi visual terdapat perbedaan kontur warna yang terlihat pada hasil simulasi. Perbedaan kontur warna tersebut memiliki artian yaitu perbedaan nilai tegangan yang terjadi pada tiap daerah warna yang berbeda. Keterangan warna dengan nilai tegangan yang terjadi dapat dilihat di sisi kiri pada Gambar 4.1. Warna merah menunjukkan nilai tegangan tertinggi sementara warna biru menunjukkan nilai tegangan terendah. Pada desain *chassis* model ke-1 memiliki nilai tegangan tertinggi yaitu sebesar 133,82 Mpa. Daerah tegangan yang memiliki tegangan paling kritis ialah pada daerah sekitar sisi kanan tumpuan (*fixed support*) bagian depan seperti yang terlihat pada Gambar 4.2. Hal ini terjadi dikarenakan bagian tumpuan merupakan suatu komponen reaksi yang menahan semua beban aksi dari *chassis*. Maka sudah terlihat jelas bahwa daerah sekitar tumpuan akan menerima tegangan paling besar.



Gambar 4.3 Deformasi yang terjadi pada desain *chassis* model 1

Ketika suatu struktur mengalami tegangan maka secara tidak langsung struktur tersebut juga mengalami perubahan bentuk atau biasa disebut sebagai deformasi. Jika *chassis* pada Gambar 4.3 di tinjau tegak lurus dari sisi depan, maka *chassis* akan terlihat seperti batang sederhana dengan dua tumpuan jepit yang menerima beban lateral. Alhasil *chassis* akan mengalami defleksi ke arah sumbu $-y$ (tanda minus menunjukkan arah kebawah). Pada Gambar 4.3 menunjukkan nilai deformasi maksimum yang terjadi pada *chassis* sebesar 1,213 mm di bagian tengah dari *chassis* dan deformasi minimum sebesar 0 mm dibagian tumpuan.

Sedangkan untuk nilai ratio tegangan per massa dan deformasi pada masing-masing model *chassis* dalam penelitian ini dapat dilihat pada Tabel 4.1.

Tabel 4.1
Data Ratio tegangan per massa pada tiap Model *Chassis* Traktor Mini

Model ke-n	Total deformasi (mm)	Tegangan Mak.(MPa)	Massa (kg)	Ratio Tegangan perMassa(MPa/kg)	Momen Inersia (mm ⁴)
1	1.21	133.8157	138.9276	0.963205	1736666.667
2	1.79	193.0274	131.1164	1.472184	1591965.75
3	1.43	159.9733	133.1351	1.201586	1591965.75
4	1.52	164.5099	144.6268	1.137479	1875517.417
5	1.21	131.8455	146.7079	0.898694	1875517.417
6	2.68	196.0457	123.3048	1.589927	849166.6667
7	1.36	159.8382	144.1351	1.108947	2432500
8	1.69	153.109	133.72	1.144997	1130833.333
9	0.89	122.4048	154.5503	0.792006	3094166.667
10	1.81	182.3738	132.7272	1.374049	1510833.333
11	1.54	152.2924	134.7534	1.130156	1510833.333
12	1.49	155.9934	143.1199	1.089949	1962500
13	1.22	123.4468	145.194	0.85022	1962500
14	1.99	189.5165	122.732	1.544149	910470.75
15	1.69	143.8056	134.1887	1.071667	1065679.083
16	1.02	142.0666	141.4793	1.004151	2527260.75
17	0.86	126.319	157.102	0.804057	2991155.75
18	2.43	194.6639	127.5309	1.526406	990000
19	1.95	163.8816	129.5331	1.265171	990000
20	1.27	153.8142	148.3162	1.037069	2763333.333
21	1.01	140.1479	150.4143	0.931746	2763333.333
22	1.94	176.8845	127.4188	1.388214	1386608.25
23	1.65	162.3514	139.917	1.160341	1629658.25
24	1.25	141.6507	136.7925	1.035515	1797323.25
25	1.06	122.1168	151.3737	0.806724	2121376.583

Pada Tabel 4.1 menunjukkan besarnya ratio tegangan per massa maksimum yang terjadi pada masing-masing model variasi penelitian. Nilai tertinggi dari ratio tegangan per massa maksimum terdapat pada model ke-6 yaitu sebesar 1.59 MPa/kg, sedangkan nilai terendah dari ratio tegangan per massa maksimum terdapat pada model ke-9 yaitu sebesar 0.79 MPa/kg. Hal ini terjadi dikarenakan pada model ke-6 nilai tegangan kerja maksimum yang terjadi pun tinggi senilai 196, 04 MPa dengan nilai massa sebesar 123,3 kg. Nilai tinggi dari tegangan tersebut akibat ukuran tinggi dan lebar profil rendah yaitu besar ukurannya masing-masing 80 mm dan 40 mm. Karena semakin kecil ukuran tinggi dan lebar profil

menyebabkan momen inersia penampang menjadi kecil sehingga nilai ratio tegangan per massa yang terjadi semakin besar. Sedangkan semakin besar ukuran tinggi dan lebar profil akan mengakibatkan sebaliknya yaitu momen inersia penampang menjadi besar sehingga nilai ratio tegangan per massa semakin kecil seperti pada model 9. Hal ini sesuai dengan landasan teori tentang tegangan lentur seperti pada persamaan (4-1) dan persamaan (4-2). Ilustrasi penampang profil pada persamaan (4-2) dapat dilihat pada Gambar 4.4.

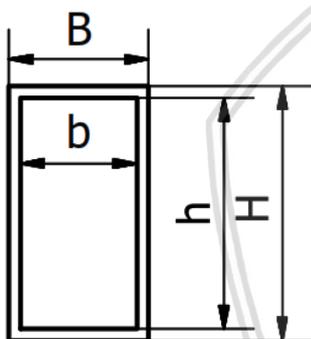
$$\sigma = \frac{My}{I} \dots\dots\dots (4-1)$$

$$I = \frac{B.H^3}{12} - \frac{b.h^3}{12} \dots\dots\dots (4-2)$$

dengan:

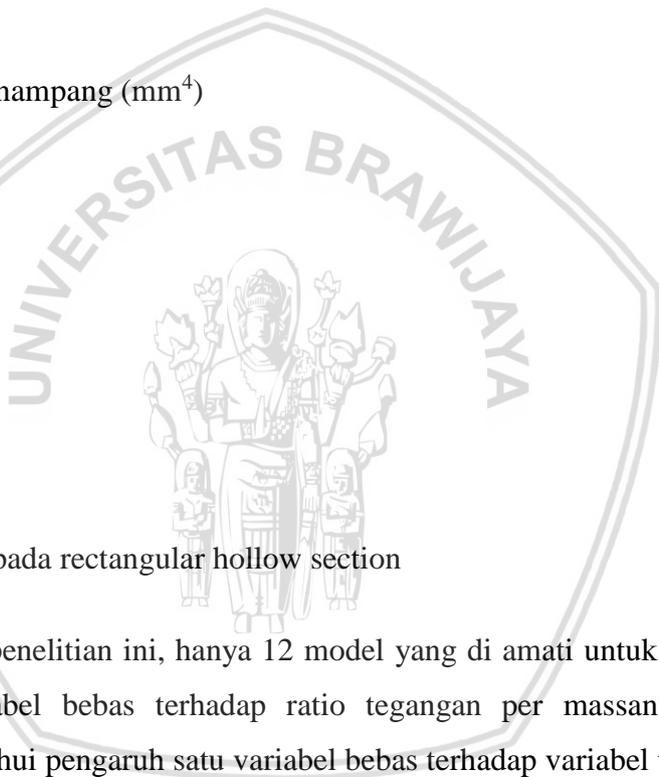
σ = Tegangan (MPa)

I = Momen inersia penampang (mm⁴)

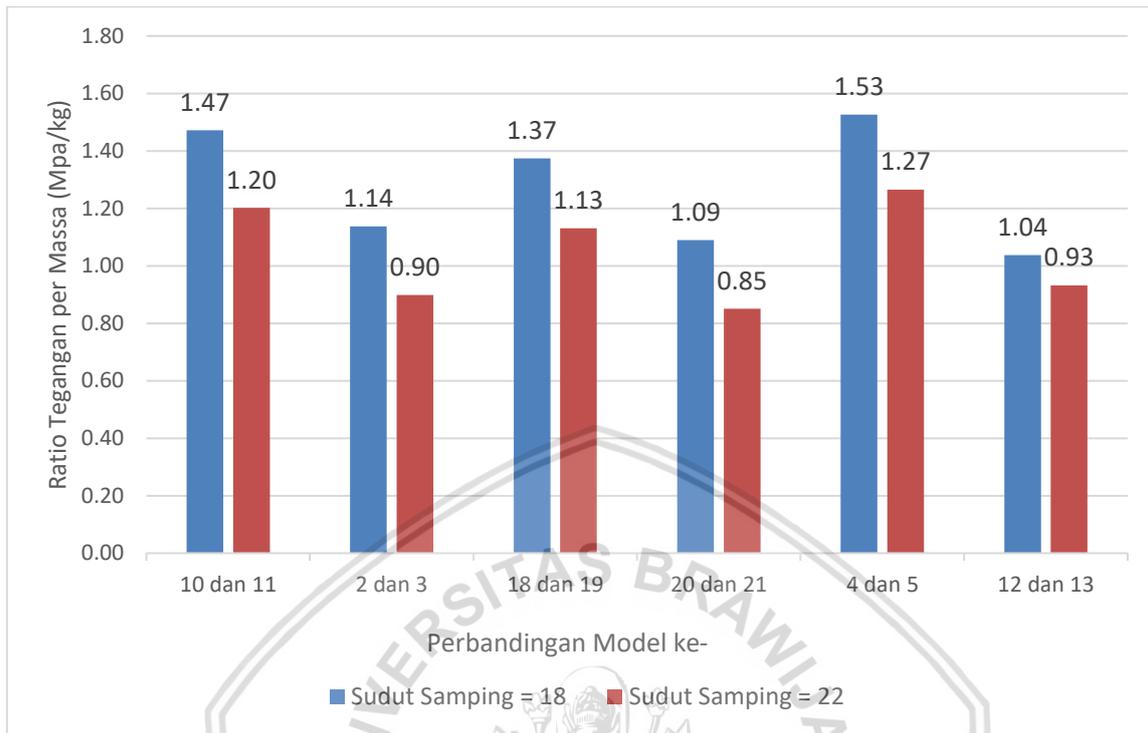


Gambar 4.4 Penampang pada rectangular hollow section

Dari 25 model dalam penelitian ini, hanya 12 model yang di amati untuk mengetahui pengaruh salah satu variabel bebas terhadap ratio tegangan per massanya. Hal ini dikarenakan untuk mengetahui pengaruh satu variabel bebas terhadap variabel terikat maka 3 variabel lainnya harus dikontrol tetap. Oleh karena itu dalam penelitian ini sebanyak total 12 model akan diamati untuk mengetahui pengaruh dari tiap variabel bebas seperti sudut samping, tebal profil, tinggi profil dan lebar profil terhadap variabel terikat (variabel yang diamati) yaitu ratio tegangan per massanya.



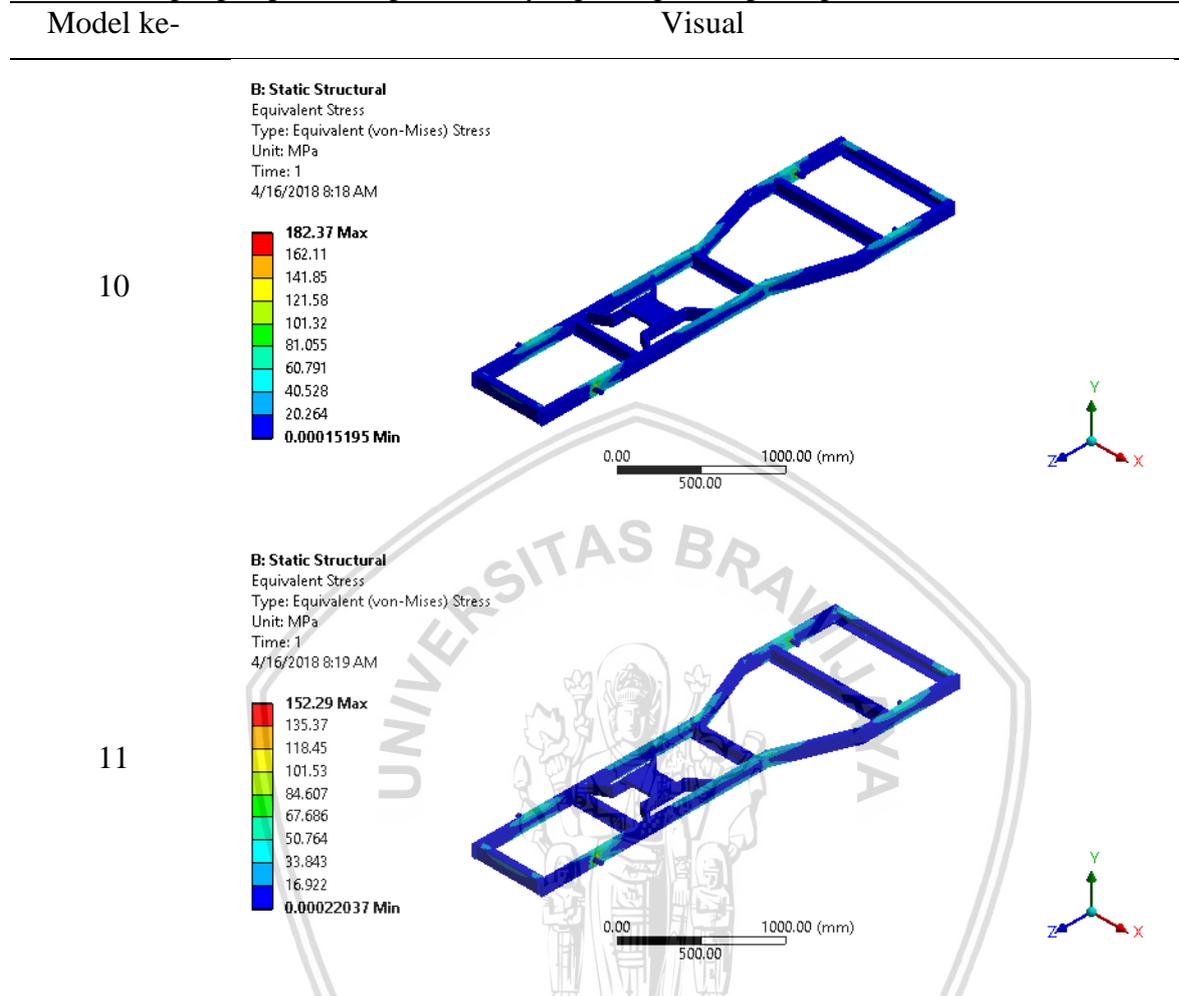
4.1.1 Pengaruh sudut samping *chassis* terhadap ratio tegangan per massa



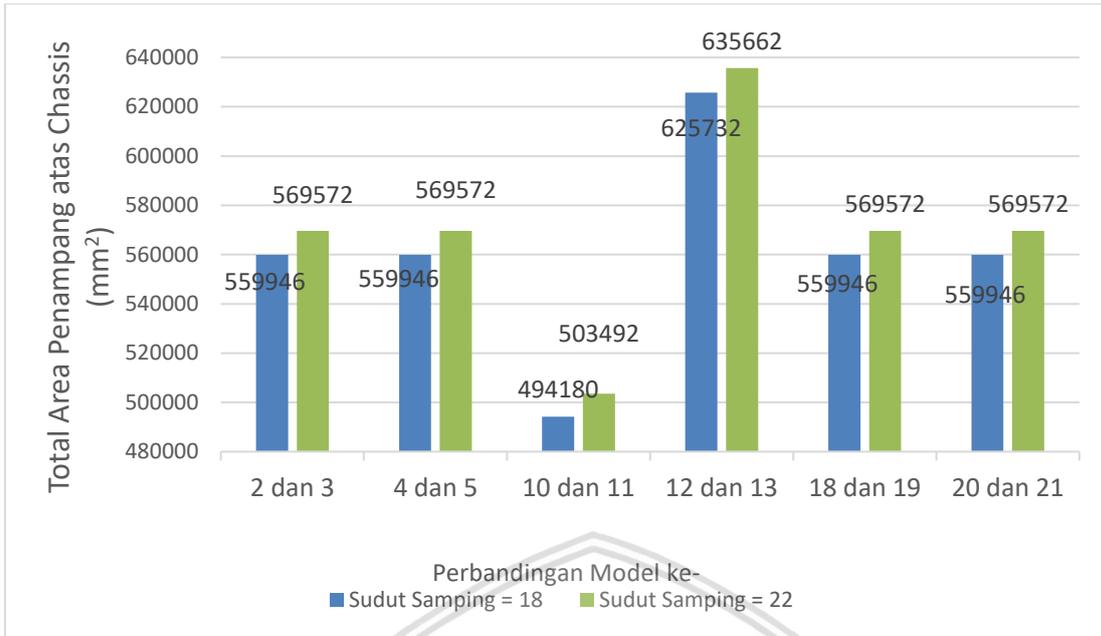
Gambar 4.5 Diagram Sudut Samping *Chassis* terhadap Ratio tegangan per massa

Pada Gambar 4.5 menunjukkan diagram batang 12 model desain *chassis* yang dapat diamati pengaruh variabel bebas sudut samping *chassis* terhadap ratio tegangan per massa dari *chassis*. Dari 12 model tersebut, tiap dua model *chassis* memiliki nilai sudut samping *chassis* yang berubah namun nilai variabel bebas lainnya tetap. Dari Gambar 4.5 dapat dilihat bahwa besarnya ukuran sudut samping *chassis* akan mempengaruhi nilai ratio tegangan per massa dari *chassis* yaitu semakin besar ukuran sudut samping *chassis* akan menyebabkan nilai ratio tegangan per massanya semakin kecil. Setiap peningkatan ukuran sudut akan memiliki distribusi tegangan yang berbeda. Untuk melihat perbedaan distribusi tegangan yang terjadi pada *chassis* yang mengalami peningkatan ukuran sudut, dapat ditunjukkan sampel model ke-10 dan model ke-11 pada Tabel 4.2.

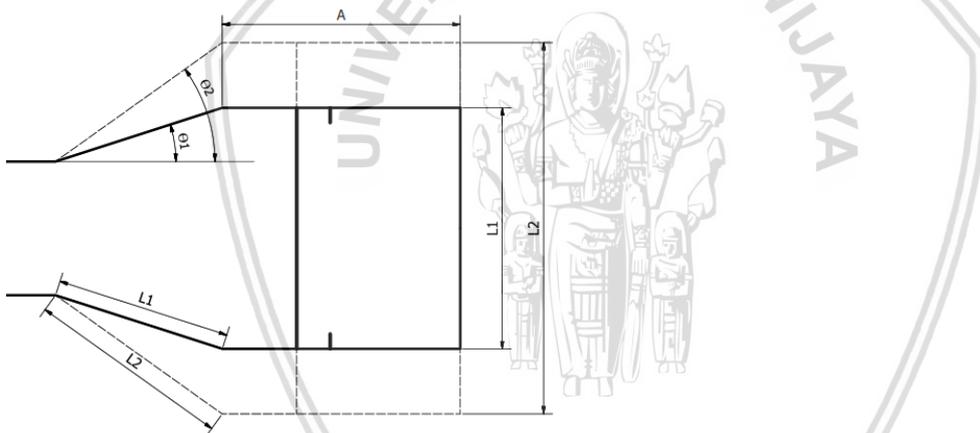
Tabel 4.2
Distribusi tegangan pada sampel model yang mengalami peningkatan ukuran sudut



Peningkatan dari ukuran sudut samping *chassis* menyebabkan nilai dari ratio tegangan per massa mengalami penurunan dikarenakan tegangan von mises yang terjadi pada *chassis* tersebut juga mengalami penurunan. Hal ini terjadi disebabkan oleh semakin besar dari ukuran sudut samping *chassis* akan menyebabkan luas area permukaan yang terkena oleh beban akan semakin meningkat sehingga tegangan yang terjadi pada *chassis* pun menjadi menurun. Untuk melihat data luas permukaan penampang atas *chassis* akibat peningkatan sudut dapat ditunjukkan pada Gambar 4.6.



Gambar 4.6 Diagram luas permukaan penampang atas chassis akibat peningkatan sudut samping



Gambar 4.7 Sketsa rangka chassis akibat peningkatan ukuran sudut samping

Keterangan:

----- = Sesudah peningkatan sudut

———— = Sebelum peningkatan sudut

$$\sigma = \frac{P}{A} \dots \dots \dots (4-3)$$

dengan:

σ = Tegangan (Mpa)

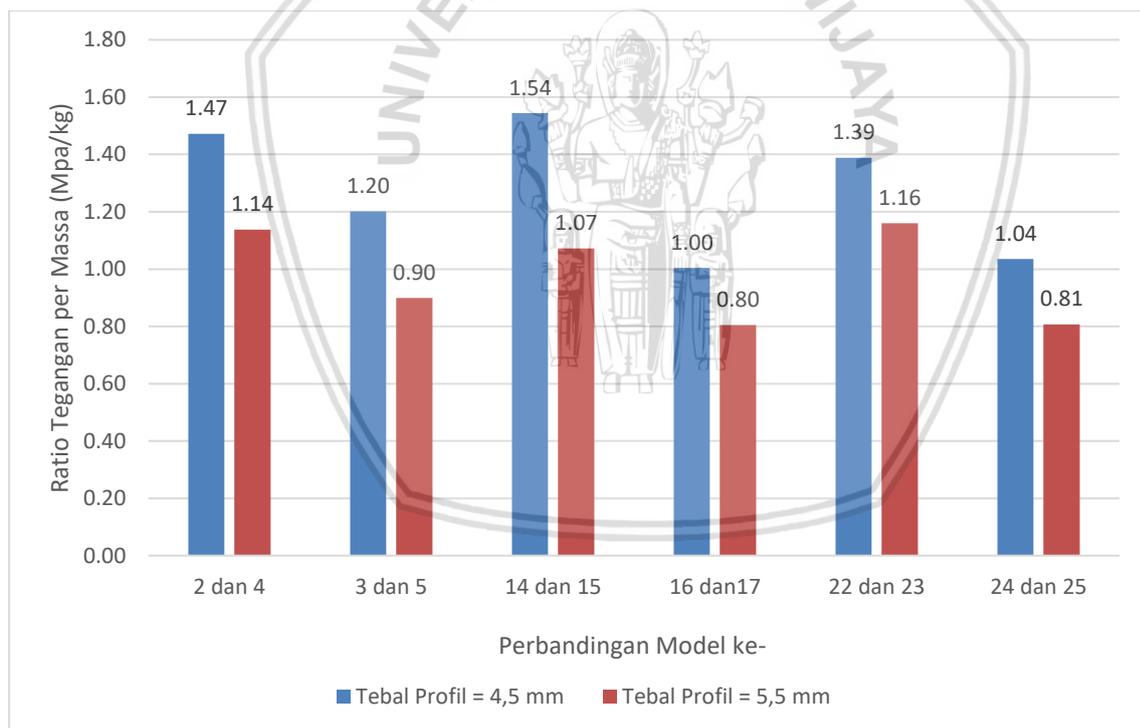
P = Gaya yang diaplikasikan (kN)

A = Luas penampang (mm²)



Dapat dilihat dari Gambar 4.7 bahwa Θ_1 adalah nilai sudut yang kecil, Θ_2 adalah nilai sudut yang besar, L_1 adalah panjang dimensi dari nilai sudut kecil, L_2 adalah panjang dimensi dari nilai sudut besar dan A adalah ukuran dimensi yang nilainya dikontrol yang tetap. Pada Gambar 4.7 menjelaskan bahwa ketika ukuran sudut samping pada *chassis* semakin besar, maka baik dimensi panjang *crossbeam* maupun dimensi sisi miring pada rangka *chassis* akan mengalami pertambahan panjang. Pertambahan panjang dari kedua dimensi tersebut mengakibatkan luas permukaan pada bagian atas yang terkena beban akan semakin meningkat sehingga tegangan yang terjadi akan menurun sesuai landasan teori tentang tegangan seperti pada persamaan (4-3). Dari penjelasan tersebut dapat dikatakan bahwa peningkatan dari ukuran sudut samping akan menurunkan tegangan sehingga ratio tegangan per massa yang terjadi pada *chassis* traktor mini menjadi turun.

4.1.2 Pengaruh Tebal Profil *Chassis* terhadap Ratio Tegangan per Massa

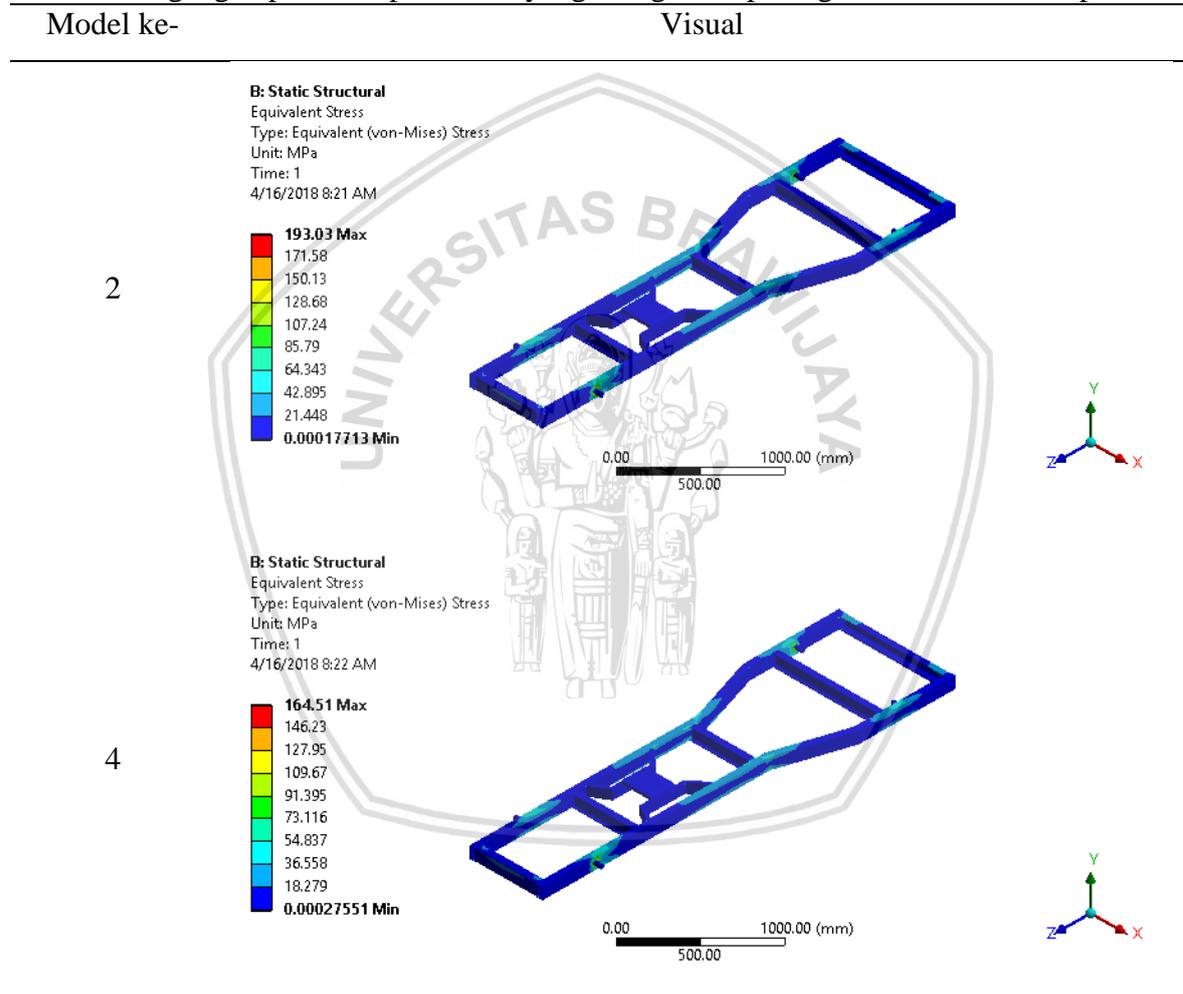


Gambar 4.8 Diagram Tebal Profil *Chassis* terhadap Ratio tegangan per massa

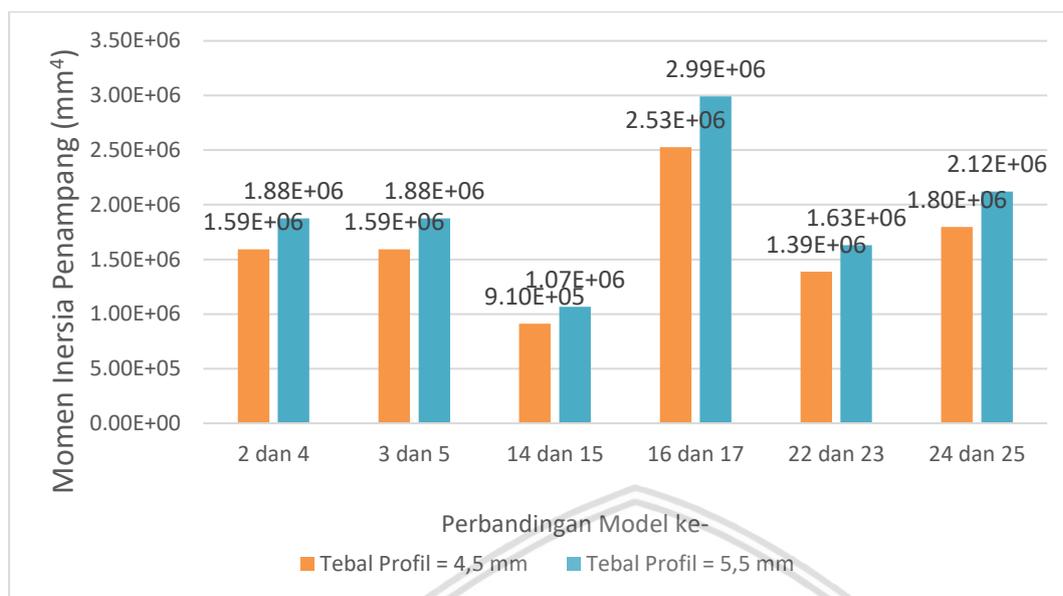
Pada Gambar 4.8 menunjukkan diagram batang 12 model desain *chassis* yang dapat diamati pengaruh variabel bebas tebal profil terhadap ratio tegangan per massa dari *chassis*. Dari 12 model tersebut, tiap dua model *chassis* memiliki tebal profil *chassis* yang berubah namun nilai variabel bebas lainnya tetap. Dari Gambar 4.8 juga dapat dilihat bahwa besarnya

ukuran lebar profil *chassis* akan mempengaruhi nilai ratio tegangan per massa dari *chassis* yaitu semakin besar ukuran tebal profil *chassis* akan menyebabkan nilai ratio tegangan per massanya semakin kecil. Setiap peningkatan ukuran lebar profil akan memiliki distribusi tegangan yang berbeda. Untuk melihat perbedaan distribusi tegangan yang terjadi akibat peningkatan ukuran tebal profil dapat ditunjukkan sampel model ke-2 dan model ke-4 pada Tabel 4.3.

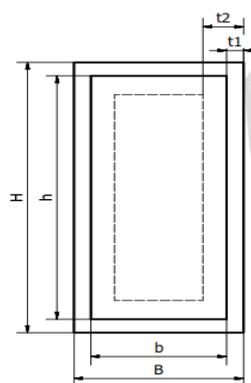
Tabel 4.3
Distribusi tegangan pada sampel model yang mengalami peningkatan ukuran tebal profil



Peningkatan dari ukuran tebal profil *chassis* menyebabkan nilai dari ratio tegangan per massa mengalami penurunan dikarenakan tegangan von mises yang terjadi pada *chassis* tersebut juga mengalami penurunan. Hal ini terjadi disebabkan oleh semakin besar ukuran tebal profil *chassis* maka momen inersia penampang akan semakin meningkat sehingga nilai tegangan yang terjadi akan mengalami penurunan. Pada Gambar 4.9 merupakan data grafik momen inersia penampang akibat peningkatan tebal profil.



Gambar 4.9 Diagram momen inersia penampang akibat peningkatan tebal profil



Gambar 4.10 Sketsa peningkatan ukuran tebal profil

Keterangan:

----- = Sesudah peningkatan tebal

———— = Sebelum peningkatan tebal

Dapat dilihat pada Gambar 4.10 bahwa t_1 adalah ukuran tebal profil yang kecil dan t_2 adalah ukuran tebal profil yang besar. B dan H adalah dimensi yang nilainya dikontrol tetap sedangkan b dan h adalah dimensi yang ukurannya berubah sesuai dari ukuran ketebalan profil. Maka ketika ukuran tebal profil semakin besar akan menyebabkan nilai b dan h semakin kecil.

$$\sigma = \frac{M y}{I} \dots\dots\dots (4-4)$$

$$I = \frac{B.H^3}{12} - \frac{b.h^3}{12} \dots\dots\dots (4-5)$$

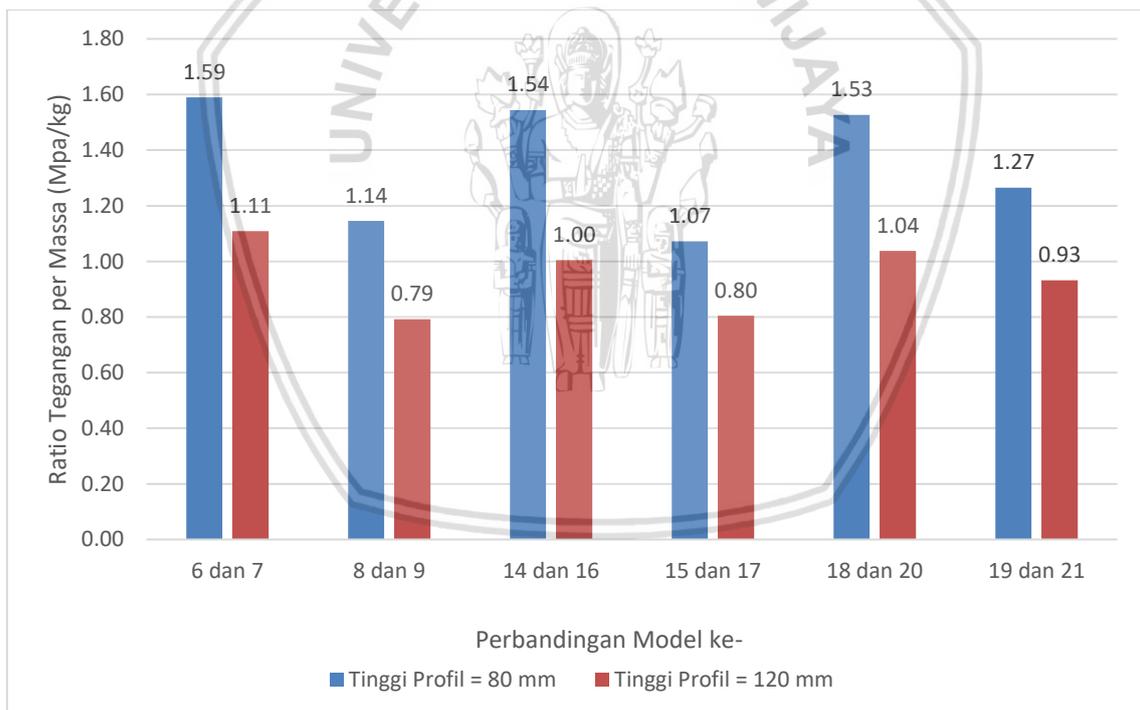
dengan:

σ = Tegangan (MPa)

I = Momen inersia penampang (mm^4)

Pada persamaan (4-5) nilai b dan h semakin kecil akan menyebabkan momen inersia penampang semakin besar. Pada persamaan (4-4) tentang teori tegangan lentur menjelaskan bahwa tegangan berbanding terbalik dengan momen inersia penampang sehingga semakin tinggi momen inersia penampang maka nilai tegangan yang terjadi pada *chassis* akan mengalami penurunan. Dari penjelasan tersebut dapat dikatakan bahwa peningkatan dari ukuran tebal profil akan menurunkan tegangan sehingga ratio tegangan per massa yang terjadi pada *chassis* traktor mini menjadi turun.

4.1.3 Pengaruh Tinggi Profil *Chassis* terhadap Ratio tegangan per massa



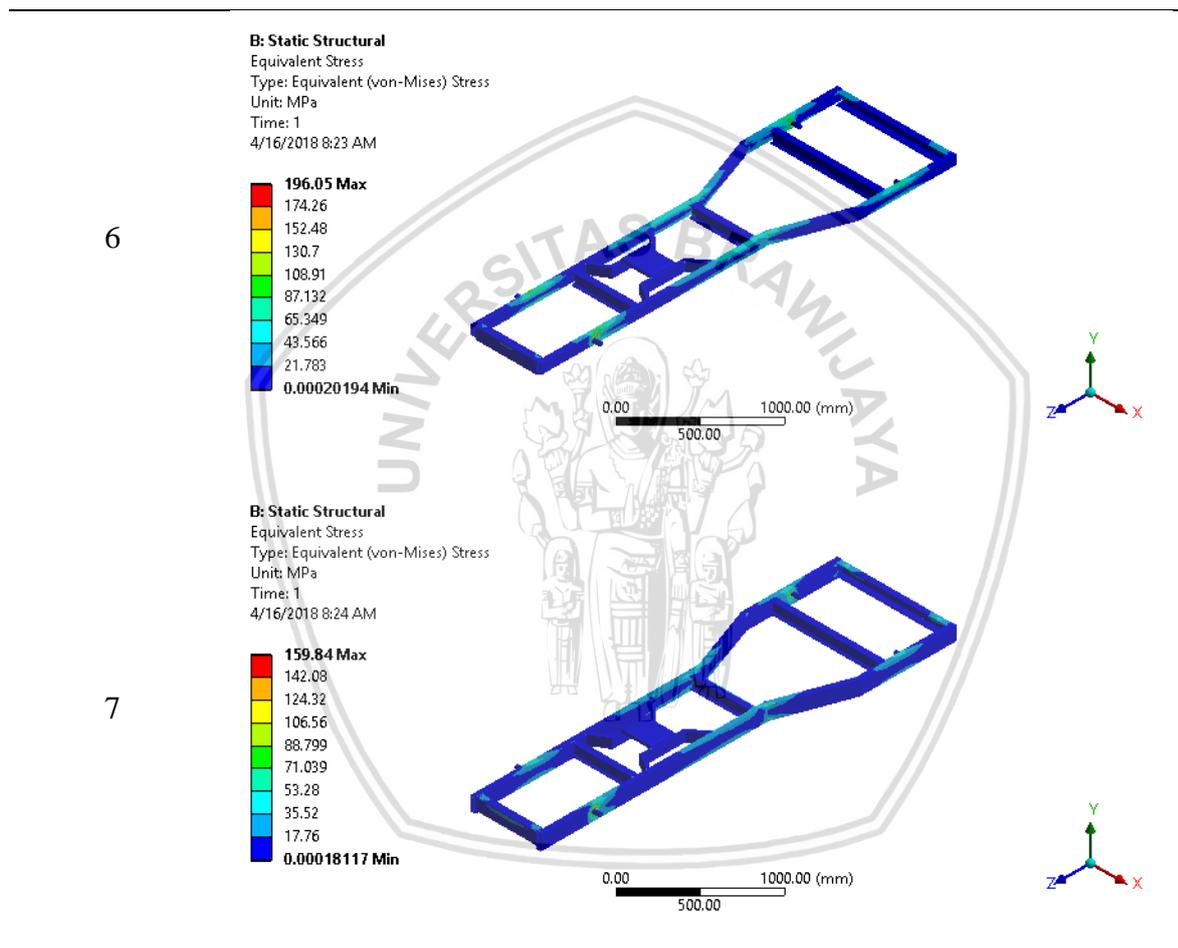
Gambar 4.11 Diagram tinggi profil *chassis* terhadap ratio tegangan per massa

Pada Gambar 4.11 menunjukkan diagram batang 12 model desain *chassis* yang dapat diamati pengaruh variabel bebas tinggi profil terhadap ratio tegangan per massa dari *chassis*. Dari 12 model tersebut, tiap dua model *chassis* memiliki tinggi profil *chassis* yang berubah namun nilai variabel bebas lainnya tetap. Dari Gambar 4.11 juga dapat dilihat bahwa besarnya ukuran tinggi profil *chassis* akan mempengaruhi nilai ratio tegangan per massa dari

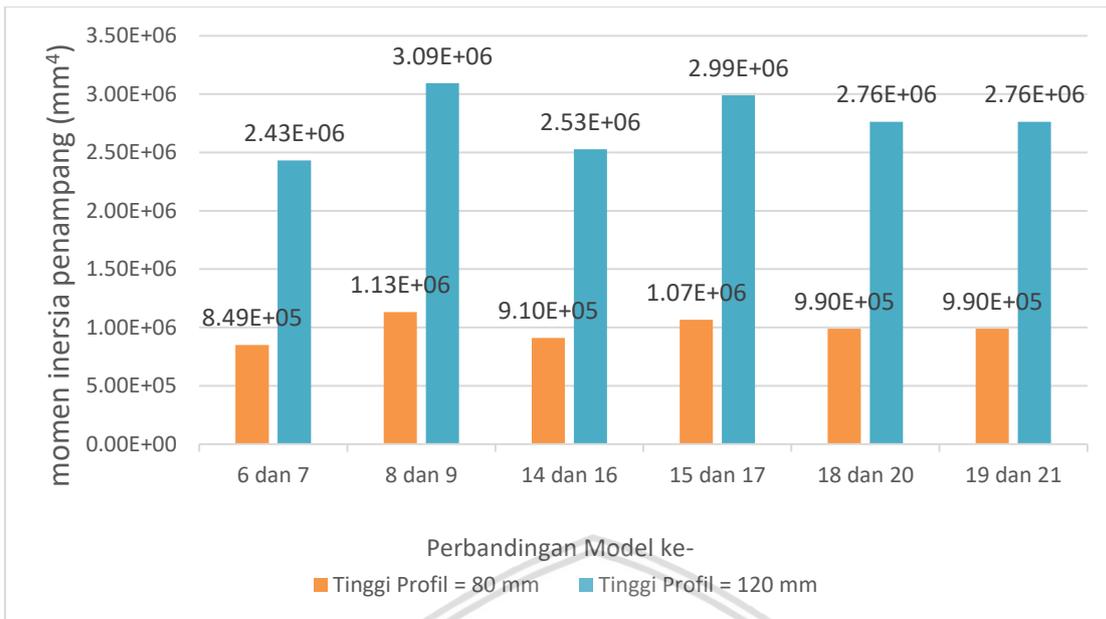
chassis yaitu semakin besar ukuran tinggi profil *chassis* akan menyebabkan nilai ratio tegangan per massanya semakin kecil. Setiap peningkatan ukuran tinggi profil akan memiliki distribusi tegangan yang berbeda. Untuk melihat perbedaan distribusi tegangan yang terjadi akibat peningkatan ukuran tinggi profil dapat ditunjukkan sampel model ke-6 dan model ke-7 pada Tabel 4.4.

Tabel 4.4

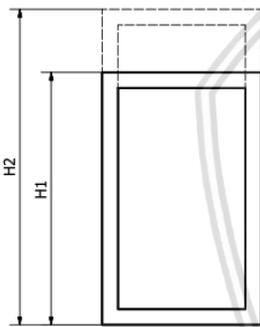
Distribusi tegangan pada sampel model yang mengalami peningkatan ukuran tinggi profil



Peningkatan dari ukuran tinggi profil *chassis* menyebabkan nilai dari ratio tegangan per massa mengalami penurunan dikarenakan tegangan von mises yang terjadi pada *chassis* tersebut juga mengalami penurunan. Hal ini terjadi disebabkan oleh semakin besar ukuran tinggi profil *chassis* maka momen inersia penampang akan semakin meningkat sehingga nilai tegangan yang terjadi akan mengalami penurunan. Pada Gambar 4.12 merupakan data grafik momen inersia penampang akibat peningkatan tinggi profil.



Gambar 4.12 Diagram momen inersia penampang akibat peningkatan tinggi profil



Gambar 4.13 Sketsa peningkatan tinggi profil

Keterangan:

----- = Sesudah peningkatan tinggi

———— = Sebelum peningkatan tinggi

$$\sigma = \frac{M y}{I} \dots\dots\dots (4-6)$$

$$I = \frac{B.H^3}{12} - \frac{b.h^3}{12} \dots\dots\dots (4-7)$$

dengan:

σ = Tegangan (MPa)

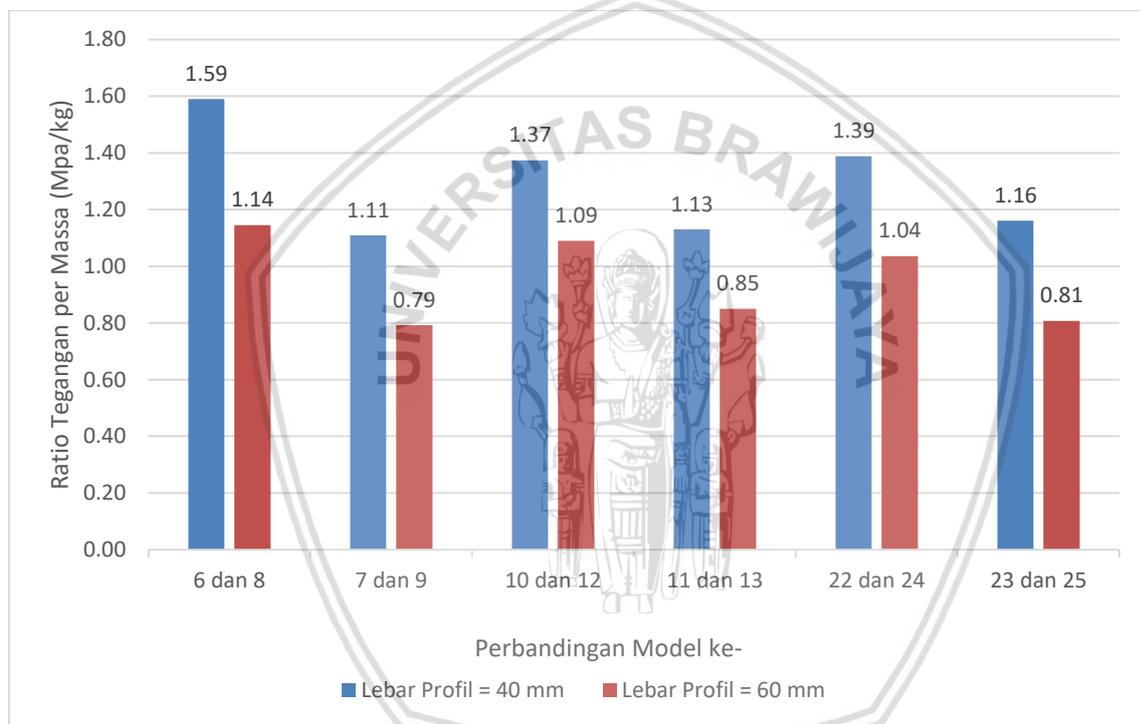
I = Momen inersia penampang (mm⁴)

Dari Gambar 4.13 dapat dilihat bahwa H₁ adalah ukuran tinggi profil yang kecil dan H₂ adalah ukuran tinggi profil yang besar. Semakin besar ukuran tinggi profil akan



menyebabkan momen inersia penampang menjadi semakin besar sesuai persamaan (4-7). Selanjutnya pada persamaan (4-6) tentang teori tegangan lentur menjelaskan bahwa tegangan berbanding terbalik dengan momen inersia penampang sehingga semakin tinggi nilai momen inersia penampang maka nilai tegangan yang terjadi pada *chassis* akan mengalami penurunan. Dari penjelasan tersebut dapat dikatakan bahwa peningkatan dari ukuran tinggi profil akan menurunkan tegangan sehingga ratio tegangan per massa yang terjadi pada *chassis* traktor mini menjadi turun.

4.1.4 Pengaruh Lebar Profil *Chassis* terhadap Ratio tegangan per massa



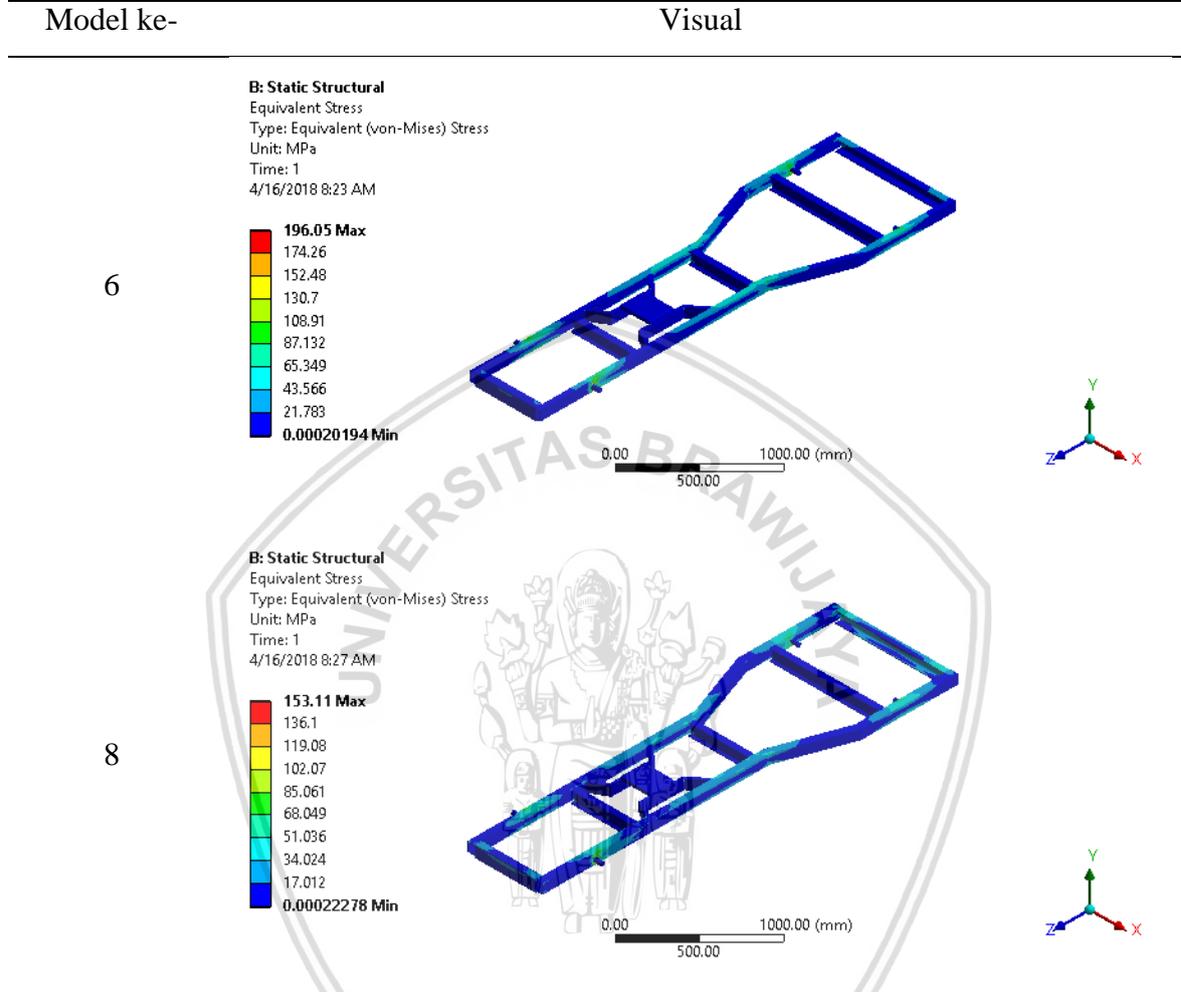
Gambar 4.14 Diagram Lebar Profil *Chassis* terhadap Ratio tegangan per massa

Pada Gambar 4.14 menunjukkan diagram batang 12 model desain *chassis* yang dapat diamati pengaruh variabel bebas lebar profil terhadap ratio tegangan per massa dari *chassis*. Dari 12 model tersebut, tiap dua model *chassis* memiliki lebar profil *chassis* yang berubah namun nilai variabel bebas lainnya tetap. Dari Gambar 4.14 juga dapat dilihat bahwa besarnya ukuran lebar profil *chassis* akan mempengaruhi nilai ratio tegangan per massa dari *chassis* yaitu semakin besar ukuran lebar profil *chassis* akan menyebabkan nilai ratio tegangan per massanya semakin kecil. Setiap peningkatan ukuran lebar profil akan memiliki distribusi tegangan yang berbeda. Untuk melihat perbedaan distribusi tegangan yang terjadi

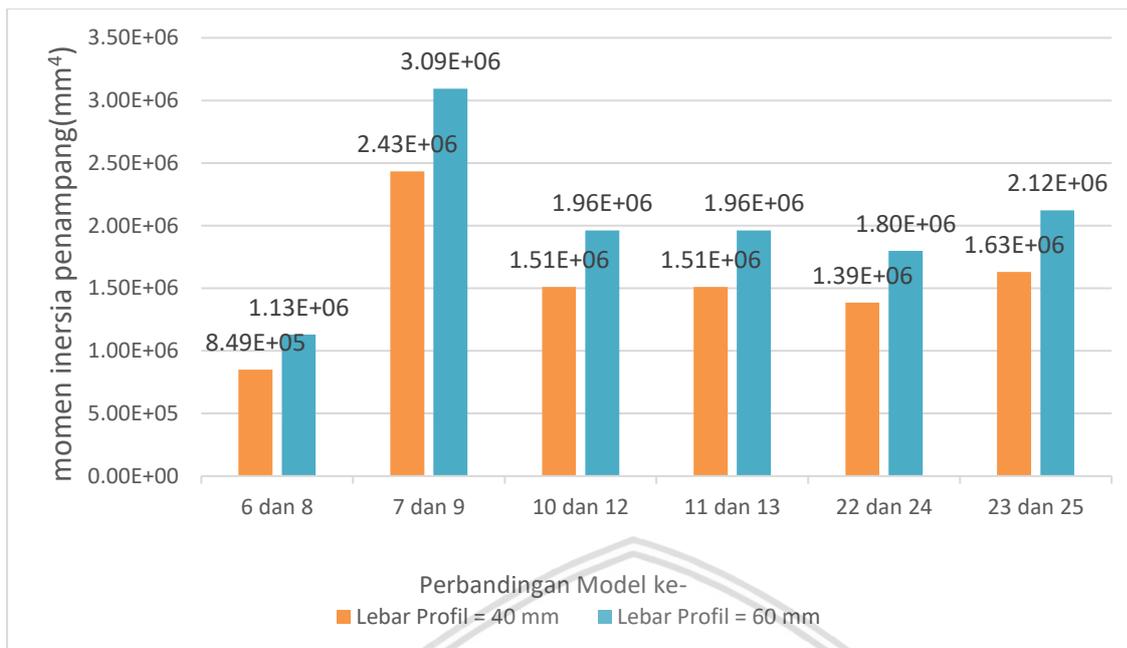
akibat peningkatan ukuran lebar profil dapat ditunjukkan sampel model ke-6 dan model ke-8 pada Tabel 4.5.

Tabel 4.5

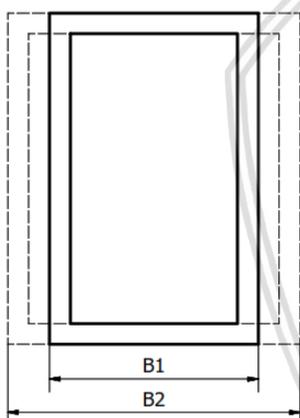
Distribusi tegangan pada sampel model yang mengalami peningkatan ukuran lebar profil



Peningkatan dari ukuran lebar profil *chassis* menyebabkan nilai dari ratio tegangan per massa mengalami penurunan dikarenakan tegangan von mises yang terjadi pada *chassis* tersebut juga mengalami penurunan. Hal ini terjadi disebabkan oleh semakin besar ukuran lebar profil *chassis* maka momen inersia penampang akan semakin meningkat sehingga nilai tegangan yang terjadi akan mengalami penurunan. Pada Gambar 4.15 merupakan data grafik momen inersia penampang akibat peningkatan lebar profil.



Gambar 4.15 Diagram momen inersia penampang akibat peningkatan lebar profil



Gambar 4.16 Sketsa peningkatan ukuran lebar

Keterangan:

----- = Sesudah peningkatan lebar

———— = Sebelum peningkatan lebar

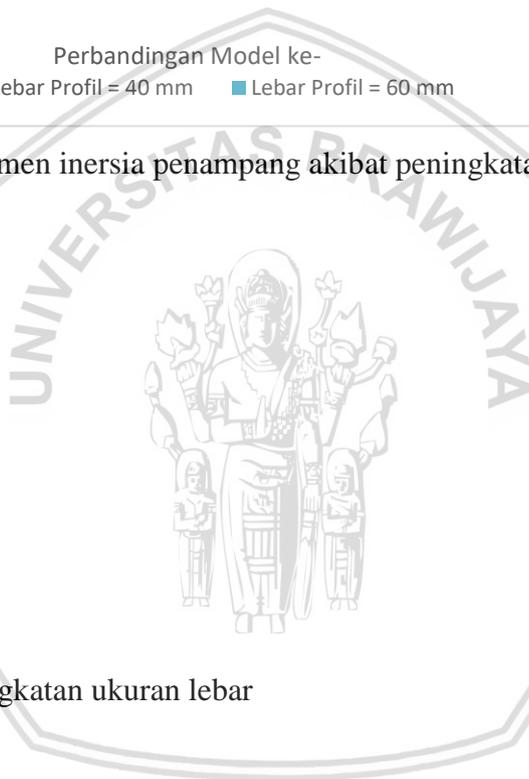
$$\sigma = \frac{M y}{I} \dots\dots\dots (4-8)$$

$$I = \frac{B.H^3}{12} - \frac{b.h^3}{12} \dots\dots\dots (4-9)$$

dengan:

σ = Tegangan (MPa)

I = Momen inersia penampang (mm⁴)



Dari Gambar 4.16 dapat dikatakan bahwa B_1 adalah ukuran lebar profil yang kecil dan B_2 adalah ukuran tinggi profil yang besar. Semakin besar ukuran lebar profil akan menyebabkan momen inersia penampang menjadi semakin besar sesuai persamaan (4-9). Selanjutnya pada persamaan (4-8) tentang teori tegangan lentur menjelaskan bahwa tegangan berbanding terbalik dengan momen inersia penampang sehingga semakin tinggi nilai momen inersia penampang maka nilai tegangan yang terjadi pada *chassis* akan mengalami penurunan. Dari penjelasan tersebut dapat dikatakan bahwa peningkatan dari ukuran lebar profil akan menurunkan tegangan sehingga ratio tegangan per massa yang terjadi pada *chassis* traktor mini menjadi turun.

4.2 Kriteria Uji lolos pada *Chassis* Traktor Mini

Tabel 4.6
Status kelayakan tiap model *chassis*

Model ke-n	Tegangan Maksimal (Mpa)	<i>Factor of Safety</i>	Status
1	133.8157	1.94297	PASS
2	193.0274	1.34696	PASS
3	159.9733	1.62527	PASS
4	164.5099	1.58045	PASS
5	131.8455	1.97201	PASS
6	196.0457	1.32622	PASS
7	159.8382	1.62664	PASS
8	153.109	1.69814	PASS
9	122.4048	2.1241	PASS
10	182.3738	1.42564	PASS
11	152.2924	1.70724	PASS
12	155.9934	1.66674	PASS
13	123.4468	2.10617	PASS
14	189.5165	1.37191	PASS
15	143.8056	1.808	PASS
16	142.0666	1.83013	PASS
17	126.319	2.05828	PASS
18	194.6639	1.33564	PASS
19	163.8816	1.58651	PASS
20	153.8142	1.69035	PASS
21	140.1479	1.85518	PASS
22	176.8845	1.46989	PASS
23	162.3514	1.60146	PASS
24	141.6507	1.8355	PASS
25	122.1168	2.12911	PASS

Teori kegagalan material menyatakan bahwa suatu struktur dapat dinyatakan gagal apabila struktur tersebut ketika menerima beban, tegangan maksimal yang dialami pada struktur tersebut melebihi dari tegangan *yield* material. Jika tegangan maksimalnya masih dibawah nilai dari tegangan *yield* maka struktur tersebut belum mengalami kegagalan dan masih berfungsi dengan baik.

Pada Tabel 4.6 menunjukkan status kelayakan pada setiap model *chassis*. Model desain *chassis* dinyatakan layak digunakan apabila nilai hasil simulasi tegangan maksimal pada model tersebut masih dibawah dari nilai tegangan *yield* material. Material *chassis* yang digunakan ialah SS400 memiliki tegangan *yield* sebesar 260 MPa. Maka dapat ditarik kesimpulan bahwa semua model *chassis* yang digunakan masih layak digunakan karena memiliki nilai tegangan maksimum yang dibawah dari nilai tegangan *yield* material sehingga memiliki status “PASS” yang berarti lolos uji.

$$Factor\ of\ Safety\ (F.S.) = \frac{Yield\ stress}{Working\ stress} \dots\dots\dots (4-13)$$

(Khurmi, R.S., p.186)

Pada Tabel 4.6 juga menunjukkan *Factor of Safety* dari setiap model *chassis* yang dapat diartikan seperti tingkat keamanan dari setiap model tersebut. Seperti pada persamaan (4-13) bahwa *Factor of Safety* ialah ratio dari tegangan *yield* material dengan tegangan yang bekerja. Semakin besar nilai *Factor of Safety* maka semakin tinggi tingkat keamanan pada model *chassis* tersebut. Model *chassis* yang memiliki nilai *Factor of Safety* tertinggi ialah pada model ke-25 yaitu sebesar 2,13. Sedangkan model ke-6 memiliki nilai *Factor of Safety* terendah yaitu sebesar 1,33.

4.3 Kondisi Optimum *Chassis* Traktor Mini dengan RSM

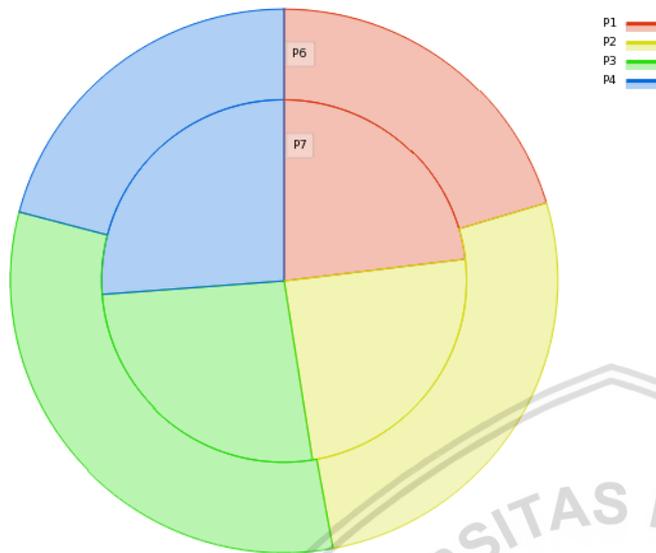
Tabel 4.7
Komparasi model desain *chassis* traktor mini

	Sebelum Optimasi		Setelah Optimasi	
	<i>Initial design</i>	<i>Candidate Point 1</i>	<i>Candidate Point 2</i>	<i>Candidate Point 3</i>
Sudut Samping (°)	20	20	20	20
Tinggi Profil (mm)	100	80	100	80
Lebar Profil (mm)	50	50	50	60
Tebal Profil (mm)	5	5.5	4.5	5
Tegangan Maksimum (MPa)	133.8157	143.81	153.33	153.11
Massa Total Geometri (kg)	138.9276	134.19	132.11	133.72
Reduksi Massa (kg)	-	4.7376	6.8176	5.2076

Setelah mengoptimasi desain dengan cara me-minimumkan variabel respon dari massa total dan tegangan maksimal menggunakan *Respon Surface Methodology* pada *software* FEM maka di dapatkan 3 kandidat optimum. Komparasi antara desain model *chassis* sebelum optimasi dengan setelah optimasi dapat dilihat pada Tabel 4.7. Dapat dilihat bahwa desain *chassis* setelah optimasi memiliki tiga kandidat utama untuk dipilih sebagai kondisi optimum pada desain *chassis* traktor mini. Dalam pemilihan kondisi desain optimum diperlukan pertimbangan yaitu massa dan tegangan maksimal yang terjadi pada ketiga *Candidate Point* (CP).

Dari semua *Candidate Point* yang terdapat pada Tabel 4.7, CP 2 berada di urutan pertama yang memiliki reduksi massa paling besar setelah itu CP 3 berada di urutan kedua dan CP 1 di urutan terakhir dengan perbedaan nilai yang tidak terlalu signifikan. Namun dalam memilih kondisi desain optimum tidak hanya melihat dari reduksi massa, tetapi juga mempertimbangkan kenaikan tegangan maksimal yang terjadi dari desain sebelum optimasi. CP 2 dan CP 3 memiliki kenaikan tegangan maksimal yang cukup signifikan jika dibandingkan dengan CP 1. Karena semakin kecil nilai tegangan maksimal, maka desain *chassis* tersebut memiliki *safety factor* yang tinggi. Sehingga *chassis* tersebut

memiliki tingkat keamanan yang lebih baik. Oleh karena itu maka CP 1 dipilih sebagai kondisi optimum *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg.



Gambar 4.17 Pie diagram pengaruh parameter input terhadap parameter output

Keterangan :

- P1 = Sudut Samping
- P2 = Tebal Profil
- P3 = Tinggi Profil
- P4 = Lebar Profil
- P6 = Massa Total Geometri
- P7 = Tegangan Maksimal

Dari Gambar 4.17 dapat dijelaskan bahwa parameter input memiliki nilai *response* terhadap parameter output. Parameter input tinggi profil memiliki sensitifitas tertinggi terhadap parameter output tegangan maksimal dan massa total *chassis*. Hal ini dikarenakan perubahan pada tinggi profil memiliki peran yang cukup penting untuk membuat nilai momen inersia penampang pada *chassis* berubah secara signifikan sehingga nilai tegangan yang terjadi pun menjadi demikian. Sedangkan penyebab tinggi profil memiliki sensitifitas tinggi terhadap parameter output massa total *chassis* ialah dikarenakan nilai *range* antar level dari parameter tinggi profil cukup besar dibanding parameter yang lain. Perubahan yang terjadi pada tinggi profil menyebabkan volume dari *chassis* berubah secara signifikan sehingga massa total pada *chassis* pun menjadi demikian.

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari hasil penelitian yang telah dilakukan, maka dapat diambil kesimpulan sebagai berikut:

1. Peningkatan besar sudut samping pada desain *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg akan mengakibatkan nilai ratio tegangan per massa menjadi menurun. Hal ini dikarenakan luas permukaan yang terjadi akibat peningkatan sudut menjadi meningkat sehingga dapat menurunkan nilai tegangannya.
2. Peningkatan ukuran tebal profil, tinggi profil dan lebar profil pada desain *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg akan mengakibatkan nilai ratio tegangan per massa menjadi menurun. Hal ini akibat dari momen inersia penampang pada *chassis* semakin meningkat sehingga tegangan yang terjadi menurun.
3. Kondisi optimum pada desain *chassis* traktor mini perkebunan kapasitas angkut 750 kg ialah pada parameter desain sudut samping 20°, tebal profil 5.5 mm, tinggi profil 80 mm dan lebar profil 50 mm.

5.2 Saran

1. Informasi beban dan lokasi beban yang diaplikasikan bisa lebih detail sesuai data aktual agar mendapatkan hasil yang lebih akurat.
2. Pada penelitian selanjutnya bisa menambahkan model pembebanan dinamik seperti menganalisis getaran untuk stabilitas pengendara.

DAFTAR PUSTAKA

- Agrawal, Monica, S. (2015). *Finite Element Analysis of Truck Chassis Frame*. India: Dept. Mechanical Engineering Trinity College of Engineering Pune.
- Anurag, A.K.S., & Akash, T. (2016). *Design and Analysis Chassis Frame*. Gorakhpur: Dept. Mechanical Engineering Budha Institute of Technology.
- Asker, K.H., Dawood, T.S., & Said, A.F. (2012). *Stress Analysis of Standart Truck Chassis During Ramping on Block Using Finite Element Method*. Iraq: University of Duhok.
- Beer, F.P., Johnston, R., & DeWolf, J.T. (2013). *Mechanics of Materials 6th Edition*. Singapore: McGraw Hill.
- Dinas Perhubungan Darat Republik Indonesia. (2010). *Peraturan Pemerintah Republik Indonesia Tentang Kendaraan*. Jakarta: Kementrian Perhubungan Republik Indonesia.
- Direktorat Jendral Perkebunan. (2015). *Statistik Perkebunan Indonesia Komoditas Kelapa Sawit 2014-2016*. Jakarta: Direktorat Jendral Perkebunan
- Faulina, Ria dkk. (2011). *Response Surface Methodology (Rsm) dan Aplikasinya*. Surabaya: Institut Teknologi Sepuluh November.
- Gere & Timoshenko (1996). *Mekanika Bahan Jilid 2 Edisi keempat*. Terjemahan oleh Ir. Bambang Suryoatmono, Msc. PhD. Jakarta: Erlangga
- Juvinall, Robert C. (1983). *Fundamental of Machine Component Design*. Canada: John Wiley & Sons, Inc.
- Khurmi, R.S. (2005). *First Multi Colour Edition A Textbook of Machine Design*. New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT.) LTD.
- Kumar Sahu, Rakesh (2016). *Static Load Analysis of a Ladder Type Chassis Frame*. Imperial Journal of Interdisciplinary Research (IJIR) Vol-2, Issue-5, ISSN: 2454-1362.
- Moaveni, S. (1999). *Finite Element Analysis Theory and Aplication with ANSYS*. New Jersey: Prentice Hall.
- Olofsson, E. (2015). *Chassis Calculation for Frame Design FU14-116*. Sodertalje: Dept. Management and Engineering Division of Mechanic Linkopings University.
- Patil, R. V. (2016). *Optimization of Three Wheeler Chassis by Linear Static Analysis*. Pane: Department of Mechanical Engineering, Sinhgad Institute of Technology & Science.

- Patil, R. V. (2016.) *Optimization of Tractor Trolley Chassis Using Orthogonal Array Method*. Pane: Department of Mechanical Engineering, Sinhgad Institute of Technology & Science.
- Ren, Yuan. (2016). *Finite Element Analysis and Optimal Design for the Frame of SX360 Dump Trucks*. Zhengzhou : College of Mechanical and Electrical Engineering, Henan Agricultural University.
- Riley, William B. & George, Albert R. (2002). *Design, Analysis and Testing of a Formula SAE Car Chassis*. USA: Proceedings of the 2002 SAE Motorsports
- Sahu, Rakesh Kumar. (2016). *Static Load Analysis of a Ladder Type Chassis Frame*. Gunupur: Department of Mechanical Engineering, Gandhi Institute of Engineering & Technology.
- Singer, Ferdinand L. (1981). *Kekuatan Bahan (Teori Kokoh-Strength of Material)*. Terjemahan oleh Ir. Dawin Sebayang. Jakarta: Erlanga.
- Sutikno, Endi. (2011). *Analisis Tegangan Akibat Pembebanan Statis Pada Desain Carbody Tec Railbus Dengan Metode Elemen Hingga*. Jurnal Rekayasa Mesin Vol.2, No.1 Tahun 2011 : 65-81.
- Timoshenko, S. (1980). *Strength of Material Edisi Kedua*. New York: D. Van Nostrad Company Inc.
- Timoshenko, S. (1987). *Mekanika Teknik Edisi Keempat*. Terjemahan oleh Ir. Cendy Prapto. Jakarta : Erlangga.
- Vardeman, S. B & J. M. Jobe. (1998). *Statistical Quality Assurance Methods for Engineering*. John Willy & Sons,inc
- Wakeham, Keith J., (2009). *Introduction to Chassis Design Revision 1.0*. St. John's: Memorial University of Newfoundland and Labrador