



TUGAS AKHIR - TM 141585

ANALISA STABILITAS KENDARAAN DAN KEKUATAN PENGAIT BAK ANGKUT KENDARAAN MULTIGUNA PEDESAAN

**ALFIAN RAFI HARSYAWINA
NRP 2113 100 043**

**Dosen Pembimbing
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.**

**DEPARTEMAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2017**



FINAL PROJECT - TM 141585

**ANALYSIS OF THE STABILITY AND STRENGTH OF
THE VEHICLE BOX'S HOOK OF MULTIPURPOSE
RURAL VEHICLE**

**ALFIAN RAFI HARSYAWINA
NRP 2113 100 043**

**Advisor
Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.**

**MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya 2017**

**ANALISIS STABILITAS KENDARAAN DAN
KEKUATAN PENGAIT BAK ANGKUT KENDARAAN
MULTIGUNA PEDESAAN**

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik
pada
Program Studi S-1 Departemen Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

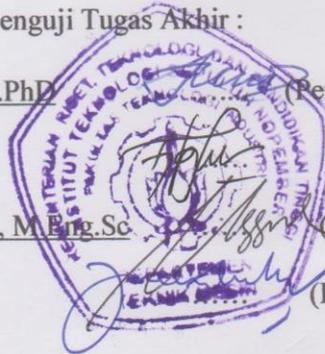
Oleh :

ALFIAN RAFI HARSYAWINA

NRP. 2113 100 043

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc.PhD (Pembimbing)
NIP. 195106051978031002
2. Dr. Agus Sigit Pramono, DEA (Penguji I)
NIP. 196508101991021001
3. Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc. (Penguji II)
NIP. 197805102001121001
4. Ir. Julendra B. Ariatedja, MT.. (Penguji III)
NIP. 196807061999031004



SURABAYA

JULI, 2017

ANALISIS STABILITAS KENDARAAN DAN KEKUATAN PENGAIT BAK ANGKUT KENDARAAN MULTIGUNA PEDESAAN

Nama : Alfian Rafi Harsyawina
NRP : 2113100043
Departemen : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Prof.Ir.I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.

ABSTRAK

Perkembangan teknologi otomotif saat ini selain sudah menuju *zero emission vehicle* juga sudah mulai menuju penelitian di penggunaan material yang tepat. Penggunaan material yang lebih ringan tentunya akan membuat berat kendaraan menjadi lebih ringan yang akan menyebabkan efisiensi energi yang digunakan akan meningkat. Demikian juga pada penelitian pada kendaraan multiguna pedesaan, untuk melanjutkan penelitian terdahulu maka akan diaplikasikan penggunaan material *body carbon fiber*. Namun dalam perkembangan teknologi otomotif tentunya tidak boleh melupakan keselamatan dari pengemudi dan penumpang dari kendaraan. Oleh sebab itu, dilakukan analisis stabilitas arah belok kendaraan multiguna pedesaan dengan penggunaan material *body carbon fiber*. Selain itu, pada kendaraan multiguna pedesaan ini kekuatan dari pengait antara bak angkut dengan *chassis* kendaraan harus diperhatikan juga untuk memperhatikan faktor keselamatan dari penumpang kendaraan.

Kondisi paling kritis pada kendaraan adalah saat kendaraan melakukan gerakan belok, karena terdapat tiga perilaku arah belok pada kendaraan yaitu *understeer*, *oversteer*, dan netral. Ketiga perilaku kendaraan tersebut dilakukan dengan melakukan beberapa analisis seperti analisis *slip*, skid, guling. Analisa *slip*

dilakukan dengan mencari sudut slip masing – masing ban. Analisa *skid* dengan membandingkan gaya sentrifugal dan gaya gesek ban. Sedangkan analisa guling dengan mencari nilai F_z pada masing-masing roda. Selain stabilitas kendaraan, juga perlu dilakukan analisa untuk mengetahui gaya – gaya yang diterima pengait bak angkut kendaraan untuk mengetahui kekuatan dari pengait antara bak angkut dengan *chassis* kendaraan.

Hasil dari penelitian dari tugas akhir ini adalah bahwa kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang paling stabil pada *layout* CG 1 ($L_f=1,46$ dan $L_r=1,13$) atau 56,37% *wheelbase* dari depan. Sedangkan kendaraan multiguna pedesaan bermuatan barang paling stabil pada *layout* CG 4 ($L_f=1,24$ m dan $L_r=1,35$ m) atau 47,87% *wheelbase* dari depan. Berdasarkan analisa *skid* dan guling kendaraan akan lebih mudah mengalami *skid* dan guling dengan penambahan kecepatan dan sudut belok dan ketika melintasi permukaan jalan yang basah. Berdsarkan analisa *slip*,. nilai K_{US} akan menunjukkan bahwa kendaraan lebih stabil saat melintasi sudut kemiringan melintang jalan 5° dan 10° . Pada kondisi pengereman lurus, percepatan lurus, dan percepatan belok pengait bak angkut masih dalam keadaan aman sehingga mampu menahan beban yang diterima dari bak angkut.

Kata kunci : *understeer, oversteer, slip, skid, guling, K_{US} , dan tegangan.*

ANALYSIS OF THE STABILITY AND STRENGTH OF THE VEHICLE BOX'S HOOK OF MULTIPURPOSE RURAL VEHICLE

Student Name : **Alfian Rafi Harsyawina**
NRP : **2113100043**
Department : **Teknik Mesin FTI – ITS**
Advisor Lecturer : **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc.,
Ph.D.**

ABSTRACT

The development of automotive technology nowadays besides towards zero emission vehicle is also have start to research about the usage of special material. The usage of lighter material of course will reduce the weight of the vehicle too, so that it can increase the energy efficiency of the car. Therefore the advance research of Multipurpose Rural Vehicle is going to apply the usage of carbon fiber material. But in the later research we must not ignore the safety of the driver and passenger of the vehicle. One of the supporting factor is turning behavior of the vehicle. So that there will be research about stability of turning direction behavior of the car in this study. Beside that, the writer will do a research about the strength of the vehicle box's hook to concern about the safety of the car.

The critical condition of the car is when the car doing a turning move, because there are three turning behavior of the car, understeer, oversteer, and netral. Understeer is the dangerous condition of the car because of the turning radius of the car is less than the must given turning radius. Oversteer is the most dangerous behavior of the vehicle, because it makes the car is hard to drive. The analysis that will be done is slip, skid, and roll. Slip analysis is done by calculating the slip angle of each of the car's tier. Then skid analysis will be done by compare lateral force and the friction force of the car's tier. Last, roll anaysis will be done by calculating the Fz value of each car's tier. And then besides the stability of the

car, this research will also study the force that the vehicle box's hook received by. Then the force is used as the input of the simulation of the hook. The study is done when the car is being accelerate and decelerate.

The result of this study is stated that the most stable passenger loaded vehicle is at CG 1 layout ($L_f=1,46$ dan $L_r=1,13$) or 56,37 wheelbase from front tier . While the most stable goods loader vehicle is at CG 4 ($L_f=1,24$ m dan $L_r=1,35$ m) or 47,8% wheelbase from front tier. Base of the study of skid and roll analysis we can know that the more speed and turning radius is given, the car is more likely to undergo skid condition. Beside, wet condition of the road also makes the car easier to undergo skid condition. But with the increase of the transverse slope angles of road, the car will more difficult to undergo skid and rolling condition. By the slip analysis, vehicle is more stable when loaded by goods, because of the value of understeer index (K_{us}) is show that the car is more less in undergo oversteer behavior... At the straight deceleration, acceleration, and turning deceleration the hook is able to hold the force given by vehicle box, so that the hook is on safe condition.

Keywords : understeer, oversteer, slip, skid, K_{us} , and stress.

KATA PENGANTAR

Alhamdulillahahirabbil'alamin. Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT. atas limpahan rahmat, hidayah, dan innayahNya sehingga penyusunan laporan tugas akhir dengan judul “**Analisis Stabilitas Kendaraan dan Kekuatan Pengait Bak Angkut Kendaraan Multiguna Pedesaan**” ini dapat diselesaikan dengan baik.

Penyusunan laporan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat akademis untuk kelulusan mahasiswa Program Studi S1 Departemen Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini bukan semata-mata atas kemampuan penulis sendiri, melainkan dengan adanya dukungan, bimbingan dan dorongan dari berbagai pihak, baik secara langsung, maupun tidak langsung. Untuk itu penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar-besarnya kepada:

1. Kedua orang tua saya, Bapak **Suhartono** dan Ibu **Winestri Puji Swetika** yang senantiasa memberikan do'a dan dukungan agar selalu dimudahkan oleh Allah SWT.
2. Bapak **Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, M.Sc., Ph.D.**, selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bimbingan, arahan dan nasehat kepada penulis dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
3. Bapak **Ir. Julendra Bambang Ariatedja, MT.**, Bapak **Dr. Agus Sigit Purnomo, DEA.**, dan Bapak **Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc** selaku dosen penguji yang telah memberikan banyak saran dalam penyusunan tugas akhir ini.
4. Seluruh Dosen beserta staff karyawan Departemen Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan serta sarana dan prasarana kepada penulis selama menjalani perkuliahan.

5. Seluruh rekan – rekan anggota **Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin FTI-ITS** yang telah memberikan banyak pelajaran tentang cara memaknai hidup.
6. Seluruh rekan-rekan **Laboratorium Desain Otomotif** yang telah memberikan bantuan dan dukungan dalam proses penyelesaian tugas akhir ini.
7. Seluruh rekan-rekan anggota **ITS Team Sapuangin** yang telah banyak memberikan bekal penting dalam kehidupan perkuliahan penulis.
8. Seluruh rekan-rekan **Teknik Mesin ITS 2013 M56** Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Intitut Teknologi Sepuluh Nopember yang turut membantu dan memberikan dukungan kepada penulis.

Semoga amal dan jasa yang telah diberikan dapat bermanfaat dan mendapat imbalan dari ALLAH SWT.

Penulis menyadari sepenuhnya bahwa masih banyak kekurangan dalam penulisan laporan tugas akhir ini. Untuk itu penulis mengharapkan kritik dan saran yang bersifat membangun untuk penyempurnaan laporan tugas akhir ini. Dan penulis meminta maaf apabila terdapat kalimat yang kurang berkenan pada laporan tugas akhir ini.

Penulis berharap semoga laporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis dan seluruh pembaca untuk kemajuan yang lebih baik. Akhir kata, penulis mengucapkan terima kasih.

Surabaya, Juli 2017

Penulis

DAFTAR ISI

ABSTRAK	i
ABSTRACT	iii
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL	xiii
PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Perumusan Masalah.....	2
1.3 Tujuan Penelitian.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	3
1.5 Manfaat Penelitian.....	4
TINJAUAN PUSTAKA.....	7
2.1 Penelitian Terdahulu.....	7
2.2 Landasan Teori	8
2.2.1 Data Spesifikasi Kendaraan.....	8
2.2.2 Posisi Titik Berat (Horisontal).....	10
2.2.3 Posisi Titik Berat (Vertikal)	13
2.2.4 Perilaku Belok Kendaraan Ideal/ <i>Ackerman</i>	14
2.2.5 Perilaku <i>Oversteer</i>	17
2.2.6 Pengaruh Kondisi Permukaan Jalan Terhadap Perilaku Arah Kendaraan	18
2.2.7 Analisa Slip untuk Kendaraan Belok pada Jalan Miring....	19
2.2.7 Analisa Skid untuk Roda Depan.....	26
2.2.8 Analisa Skid untuk Roda Belakang	27
2.2.9 Analisa Guling untuk Roda Depan.....	28
2.2.10 Analisa Guling untuk Roda Belakang	29
2.2.11 Analisa understreer (Kus).....	30
2.2.12 Analisa Gaya – Gaya pada Pengait Bak Angkut	31
2.2.13 Perlambatan dan Percepatan dari Kendaraan	36
METODOLOGI	39
3.1 Flowchart penelitian	39

3.3 Flowchart Analisis Kekuatan Pengait Bak Angkut	44
3.4 Prosedur Analisis Kekuatan Pengait Bak Angkut	45
HASIL DAN PEMBAHASAN	47
4.1 Analisa Kestabilan Arah Kendaraan	47
4.1.1 Analisa Kestabilan Arah Kendaraan Bermuatan Penumpang	47
4.1.2 Analisa Kestabilan Arah Kendaraan Bermuatan Penumpang	59
4.2 Analisa Kekuatan Pengait Bak Angkut Kendaraan Multiguna Pedesaan	69
4.2.1 Analisa Kekuatan Pengait pada Kondisi Pengereman Lurus	71
4.2.2 Analisa Kekuatan Pengait pada Kondisi Percepatan Lurus	75
4.2.3 Analisa Kekuatan Pengait pada Kondisi Percepatan Belok	77
4.2.4 Analisa Kekuatan Pengait pada Kondisi Pengereman Belok	80
KESIMPULAN DAN SARAN	85
5.1 Kesimpulan	85
5.2 Saran	87
DAFTAR PUSTAKA	90

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Grafik batas kecepatan skid (V_s) dengan sudut belok (δ_f) kendaraan bermuatan Multi Purpose1 Thresher posisi CG 7 (a) pada aspal kering (b) pada aspal basah [3]	9
Gambar 2.2 Grafik batas kecepatan Guling (V_g) dengan sudut belok (δ_f) Kendaraan Bermuatan Multi Purpose2 Thresher Posisi CG 7 [3].....	9
Gambar 2.3 Grafik Koefisien Understeer Indeks (K_{us}) dengan sudut belok (δ_f) Kendaraan Bermuatan Multi3 Purpose Thresher Posisi CG 7 pada kemiringan jalan melintang $\theta=0^\circ$. [3]	9
Gambar 2.4 Kendaraan produksi multiguna pedesaan dengan muatan Multi Purpose Thresher [4].....	11
Gambar 2. 5 <i>Free Body diagram</i> kendaraan produksi multiguna pedesaan sebelum penambahan muatan dan penumpang [2].	11
Gambar 2. 6 <i>Free Body diagram</i> kendaraan produksi multiguna pedesaan setelah penambahan muatan dan penumpang [4].	12
Gambar 2. 7 <i>Free Body diagram</i> kendaraan produksi multiguna pedesaan dengan posisi membentuk sudut θ sebelum penambahan muatan dan penumpang [4].	14
Gambar 2.8 Perilaku Arah Belok Ackerman.....	16
Gambar 2.9 Kondisi Nyata Belok Kendaraan	17
Gambar 2.10 Perilaku <i>Understeer</i>	19
Gambar 2.11 Perilaku <i>Oversteer</i>	20
Gambar 2.12 <i>Free Body Diagram</i> kendaraan saat berbelok <i>full model</i> [2].....	20
Gambar 2.13 <i>Free Body Diagram</i> kendaraan saat berbelok pada bidang datar <i>bicycle model</i> [2].	20
Gambar 2.14 <i>Free Body Diagram</i> untuk kendaraan belok pada jalan miring [3].....	21
Gambar 2.15 <i>Free Body Diagram</i> roda depan <i>bicycle model</i> [2].	22
Gambar 2.16 <i>Free Body Diagram</i> tampak samping <i>bicycle model</i> [2].	23

Gambar 2.17 <i>Free Body Diagram</i> kendaraan roda depan untuk mencari F_z pada jalan datar [2].....	25
Gambar 2.18 <i>Free Body Diagram</i> pada Pengait Bak Angkut Ketika Kendaraan Mengalami Pengereman	32
Gambar 2.19 <i>Free Body Diagram</i> pada Pengait Bak Angkut Ketika Kendaraan Mengalami Percepatan	33
Gambar 4.1 Variasi posisi penumpang mobil multiguna pedesaan	47
Gambar 4.2 Grafik koefisien <i>understeer</i> (Kus) vs sudut belok...	48
Gambar 4.3 Grafik koefisien <i>understeer</i> (Kus) vs sudut belok...	49
Gambar 4.4 Grafik koefisien <i>understeer</i> (Kus) vs sudut belok...	49
Gambar 4.5 Grafik batas kecepatan skid (Vs) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang posisi CG 1 pada keadaan aspal basah.....	52
Gambar 4.6 Grafik batas kecepatan skid (Vs) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang posisi CG 1 pada keadaan aspal kering	52
Gambar 4.7 Grafik batas kecepatan guling roda depan (Vfg) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang posisi CG 1	54
Gambar 4.8 Grafik batas kecepatan guling roda belakang (Vrg) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang posisi CG 1	54
Gambar 4.9 Grafik Koefisien <i>Understeer</i> (Kus) vs sudut belok kendaraan multiguan pedesaan bermuatan penumpang pada posisi CG 1 pada aspal kering dengan sudut kemiringan melintang jalan $\theta = 0^\circ$	55
Gambar 4.10 Grafik Koefisien <i>Understeer</i> (Kus) vs sudut belok kendaraan multiguan pedesaan bermuatan penumpang pada posisi CG 1 pada aspal basah dengan sudut kemiringan melintang jalan $\theta = 0^\circ$	56
Gambar 4.11 Grafik Koefisien <i>Understeer</i> vs Sudut Belok belok kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang pada posisi	

CG 1 pada aspal kering dengan sudut kemiringan melintang jalan : (a) $\theta = 5^\circ$ dan (b) $\theta = 10^\circ$	58
Gambar 4.12 Variasi posisi penumpang mobil multiguna pedesaan	59
Gambar 4.13 Grafik koefisien <i>understeer</i> (Kus) vs sudut belok. .60	
Gambar 4.14 Grafik koefisien <i>understeer</i> (Kus) vs sudut belok. .61	
Gambar 4.15 Grafik koefisien <i>understeer</i> (Kus) vs sudut belok. .61	
Gambar 4.16 Grafik koefisien <i>understeer</i> (Kus) vs sudut belok. .62	
Gambar 4.17 Grafik batas kecepatan skid roda depan (Vfs) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan barang posisi CG 4 pada keadaan aspal basah.....	62
Gambar 4.18 Grafik batas kecepatan skid roda depan (Vfs) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan barang posisi CG 4 pada keadaan aspal kering.....	64
Gambar 4.19 Grafik batas kecepatan guling roda depan (Vfg) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan barang posisi CG 4	65
Gambar 4.20 Grafik batas kecepatan guling roda belakang (Vrg) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan barang posisi CG 4	65
Gambar 4.21 Grafik Koefisien <i>Understeer</i> (Kus) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan bermuatan barang pada posisi CG 4 pada aspal kering	67
Gambar 4.22 Grafik Koefisien <i>Understeer</i> vs Sudut Belok belok kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang pada posisi CG 1 pada aspal kering dengan sudut kemiringan melintang jalan : (a) $\theta = 5^\circ$ dan (b) $\theta = 10^\circ$	68
Gambar 4.23 Grafik Koefisien <i>Understeer</i> vs Sudut Belok belok kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang pada posisi CG 1 pada aspal kering dengan sudut kemiringan melintang jalan : (a) $\theta = 5^\circ$ dan (b) $\theta = 10^\circ$	69
Gambar 4.24 <i>Komponen</i> dari pengait bak angkut kendaraan multiguna pedesaan	70
Gambar 4.25 <i>Layout</i> dari pengait bak angkut penumpang kendaraan multiguna pedesaan.....	71

Gambar 4.26 <i>Free Body Diagram</i> reaksi dari pengait bak angkut pada kondisi pengereman dan percepatan lurus: a) Pengait samping b) Pengait atas	72
Gambar 4.27 Hasil Simulasi Pengait Model Pertama Bak Angkut Kondisi Pengereman Lurus: (a) <i>Equivalent Stress</i> , (b) <i>Safety Factor</i>	73
Gambar 4.28 Hasil Simulasi Pengait Model Kedua Bak Angkut Kondisi Pengereman Lurus: (a) <i>Equivalent Stress</i> , (b) <i>Safety Factor</i>	74
Gambar 4.29 Hasil Simulasi Pengait Bak Angkut Model Pertama Kondisi Akselerasi Lurus: (a) <i>Equivalent Stress</i> (b) <i>Safety Factor</i>	76
Gambar 4.30 Hasil Simulasi Pengait Bak Angkut Model Kedua Kondisi Akselerasi Lurus: (a) <i>Equivalent Stress</i> (b) <i>Safety Factor</i>	77
Gambar 4.31 Hasil Simulasi pengait Bak Angkut Kendaraan: (a) <i>Equivalent Stress</i> (b) <i>Safety Factor</i>	80
Gambar 4.32 Hasil Simulasi pengait Bak Angkut Kendaraan: (a) <i>Equivalent Stress</i> (b) <i>Safety Factor</i>	82
Gambar 4.33 Hasil Simulasi Pengait Bak Angkut Kendaraan: (a) <i>Equivalent Stress</i> (b) <i>Safety Factor</i>	82
Gambar 4.34 Hasil Simulasi Pengait Bak Angkut Kendaraan: (a) <i>Equivalent Stress</i> (b) <i>Safety Factor</i>	83

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Spesifikasi Kendaraan Produksi Multiguna [4]	10
Tabel 2.2 Koefisien adhesi ban pada berbagai permukaan jalan	19
Tabel 4.1 Tabel variasi CG kendaraan bermuatan penumpang	48
Tabel 4.2 Tabel sudut slip rata – rata roda depan dan belakang	51
Tabel 4.3 Tabel Variasi CG kendaraan bermuatan barang	60
Tabel 4.4 Tabel sudut slip rata – rata roda depan dan belakang kendaraan bermuatan barang.....	62
Tabel 4.5 Nilai gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait pada keadaan pengereman lurus.....	72
Tabel 4.6 Data hasil gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait bak angkut pada kondisi akselerasi lurus	75
Tabel 4.7 Data hasil gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait bak angkut pada kondisi akselerasi belok.....	78
Tabel 4.8 Data hasil gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait bak angkut pada kondisi pengereman belok.....	80

“Halaman ini sengaja dikosongkan”

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Semakin berkembangnya isu krisis energi bahan bakar minyak di dunia menuntut perkembangan teknologi otomotif saat ini untuk menggunakan energi alternatif menuju ke kendaraan bertenaga listrik. Terlebih dengan semakin bertambahnya jumlah kendaraan bermotor di Indonesia membuat penggunaan energi bahan bakar semakin meningkat. Tercatat pada situs resmi Badan Pusat Statistik (BPS) pada tahun 2013 terdapat kurang lebih seratus juta kendaraan bermotor di Indonesia [1]. Sebagai perguruan tinggi yang memiliki fokus keilmuan di bidang teknologi, ITS bekerja sama dengan Kementerian Perindustrian dan Perdagangan telah mengembangkan kendaraan multiguna pedesaan bertenaga listrik. Untuk melanjutkan penelitian terdahulu dari kendaraan multiguna pedesaan ini, perlu dilakukan pengembangan terhadap material dari kendaraan ini agar tercapai bobot kendaraan yang lebih ringan sehingga lebih meningkatkan efisiensi penggunaan energi dari kendaraan ini. Seperti kendaraan pada umumnya, kendaraan produksi multiguna pedesaan ini harus mampu beroperasi di berbagai keadaan dengan baik. Maka dari itu pada riset kendaraan listrik ini tetap memperhitungkan banyak hal, salah satunya adalah kestabilan kendaraan. Kestabilan kendaraan berfungsi agar perilaku arah gerak kendaraan tidak membahayakan bagi penumpang sehingga dapat menghindari terjadinya kecelakaan.

Kendaraan multiguna pedesaan ini harus memiliki tingkat kenyamanan dan keamanan yang tinggi. Salah satu faktor yang mempengaruhi tingkat kenyamanan dan keamanan kendaraan adalah perilaku arah kendaraan saat mengalami gerakan belok. Keadaan paling kritis pada kendaraan adalah saat kendaraan mengalami gerakan belok karena dapat menunjukkan kualitas

kestabilan dari kendaraan. Kondisi ketidakstabilan pada kendaraan saat berbelok disebut *understeer* dan *oversteer*. *Understeer* merupakan suatu kondisi saat roda depan mengalami *skid*. *Oversteer* merupakan suatu kondisi saat roda belakang mengalami *skid*. Jika kendaraan mengalami *oversteer* atau *understeer* saat berbelok maka menyebabkan kendaraan rawan mengalami kecelakaan lalu lintas. Dengan dilakukan pengembangan lebih lanjut dari material kendaraan maka akan didapatkan kestabilan arah belok kendaraan yang berbeda dengan desain kendaraan yang sudah ada. Selain itu, factor keselamatan dari kendaraan juga akan mempengaruhi analisis kekuatan pada pengait bak angkut kendaraan dengan *chassis*.

Untuk melengkapi riset mengenai kendaraan multiguna pedesaan ini, maka akan dilakukan penggantian material body karoseri menjadi *carbon fiber*. Kemudian akan dilakukan analisa mengenai kestabilan kendaraan dari kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang dan barang dengan memvariasikan kecepatan, sudut belok dan sudut kemiringan melintang jalan. Analisa yang akan dilakukan yaitu analisa *skid*, analisa *slip* dan analisa guling. Data-data kendaraan dimasukkan ke dalam persamaan untuk mengetahui perilaku arah kendaraan apakah netral, *understeer* atau *oversteer*. Kemudian pada akhirnya penelitian ini akan memberikan data kecepatan maksimum dari kendaraan produksi multiguna agar kendaraan tetap dapat melaju pada kondisi yang aman. Selain itu penelitian ini juga dapat memberikan informasi mengenai kekuatan dari pengait bak angkut kendaraan apakah masih mampu menahan kendaraan pada berbagai variasi percepatan dan perlambatan.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang diteliti pada tugas akhir ini, antara lain:

1. Bagaimana perilaku kestabilan arah kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang dan barang pada berbagai

posisi *Centre of Gravity* berdasarkan variasi kecepatan, sudut belok, dan sudut kemiringan jalan.

2. Berapakah kecepatan maksimum dari kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang dan barang berdasarkan analisa *skid* dan analisa guling pada beban muatan tertentu.
3. Berapakah nilai koefisien *understeer* kendaraan multiguna pedesaan berdasarkan sudut beloknya.
4. Berapakah nilai tegangan yang diterima pengait bak angkut pada kondisi kendaraan mengalami pengereman lurus, percepatan lurus, pengereman belok, dan percepatan belok berdasarkan analisis kekuatan pengait bak angkut.

1.3 Tujuan Penelitian

Tujuan pada tugas akhir ini, antara lain:

1. Mengetahui perilaku kestabilan arah kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang dan barang pada berbagai posisi *Centre of Gravity* berdasarkan variasi kecepatan, sudut belok, dan sudut kemiringan jalan.
2. Mengetahui kecepatan maksimum dari kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang dan barang berdasarkan analisa *skid* dan analisa guling pada beban muatan tertentu..
3. Mengetahui hubungan *understeer indeks* (K_{us}) dengan sudut belok (δ_f) kendaraan multiguna pedesaan.
4. Mengetahui nilai tegangan yang diterima pengait bak angkut pada kondisi kendaraan mengalami pengereman lurus, percepatan lurus, pengereman belok, dan percepatan belok.

1.4 Batasan Masalah

Pembahasan masalah pada tugas akhir ini dibatasi oleh beberapa hal, antara lain:

1. Kendaraan yang dianalisa adalah kendaraan produksi multiguna pedesaan dengan variasi muatan penumpang, barang, dan *Multi Purpose Thresher*
2. Analisa dilakukan dengan perubahan material body bak angkut kendaraan multiguna pedesaan menggunakan *carbon fiber*.
3. Analisa dilakukan dengan berat muatan tertentu yang titik berat muatannya diasumsikan berada di tengah.
4. Koefisien adhesi untuk aspal kering 0,9 dan aspal basah 0,7.
5. Koefisien adhesi melintang untuk aspal kering dan aspal basah diasumsikan 0,8 dari koefisien adhesinya.
6. Ban yang digunakan adalah ban radial baru.
7. Kecepatan saat kendaraan berbelok konstan.
8. Analisa stabilitas dilakukan dengan variasi kecepatan 20 km/jam, 25 km/jam, 30 km/jam, 35 km/jam, 40 km/jam, 45 km/jam, dan 50 km/jam.
9. Analisa stabilitas dilakukan dengan variasi sudut kemiringan melintang jalan 0°, 5° dan 10°.
10. Analisa stabilitas dilakukan dengan variasi sudut belok 5°, 10°, 15°, 20°, 25°, dan 30°.
11. Analisa kekuatan pengait dilakukan dengan berbagai kondisi kendaraan antara lain pengereman dan percepatan lurus serta pengereman dan percepatan belok.
12. Koefisien gesek kinetis baja dengan carbon fiber adalah $\mu_k = 0,25$.
13. Analisis kekuatan pengait dilakukan dengan material pengait yang digunakan adalah *structural steel*.
14. Analisis kekuatan pengait dilakukan secara statis dan tanpa memberikan *Pre Stress* pada model pengait.

1.5 Manfaat Penelitian

Adapun manfaat penelitian dari tugas akhir ini antara lain:

1. Memberikan informasi mengenai pengaruh berbagai variasi muatan, kecepatan, sudut belok, dan sudut kemiringan melintang jalan terhadap perilaku arah kendaraan produksi multiguna pedesaan.
2. Memberikan referensi untuk *layout* muatan penumpang, barang, dan *Multi Purpose Thresher* kendaraan multiguna pedesaan yang lainnya.
3. Memberikan rekomendasi kepada pengendara mengenai kecepatan maksimum yang diizinkan agar kendaraan tetap stabil.
4. Memberikan informasi mengenai kekuatan dari desain pengait bak angkut kendaraan multiguna pedesaan.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Penelitian Terdahulu

Berbagai penelitian terdahulu tentang analisa stabilitas kendaraan yang telah dilakukan antara lain oleh Muhammad Nashiruddin Azhar mengenai Analisa Perilaku Arah Kendaraan Produksi Multiguna Pedesaan dengan Variasi Muatan, Kecepatan, Sudut Belok Dan Sudut Kemiringan Melintang Jalan pada tahun 2016. Analisa ini hanya dilakukan dengan muatan alat produksi yaitu *multi purpose threaser* dan *frezer*. Hasil yang diperoleh adalah grafik antara nilai *understeer index* (Kus) dengan sudut belok kendaraan (δ_f), grafik batas kecepatan skid (Vs) dengan sudut belok (δ_f), dan grafik batas kecepatan guling (Vg) dengan sudut belok (δ_f) dan merekomendasikan penggunaan stabilizer pada bagian belakang untuk meminimalisir terangkatnya roda 1 saat berbelok. [3]

Dari analisa didapatkan bahwa semakin besar kecepatan belok dan sudut steer dari kendaraan, maka sudut slip yang terbentuk akan semakin besar. Nilai CG akan bergeser dengan bertambahnya berat muatan. Apabila CG bergeser ke depan maka kendaraan cenderung *understeer* dan apabila CG bergeser ke belakang maka kendaraan cenderung menjadi *oversteer*. Berdasarkan hasil analisa dari kelima belas posisi titik berat pada kendaraan dengan muatan *Multi Purpose Thresher*, posisi titik berat 7 ($b=2.2626$ m, $L_f=1.2137$ m, $L_r=1.4363$ m dan $h=0.7118$ m) merupakan posisi titik berat yang paling optimal karena memiliki kondisi *oversteer* yang paling sedikit dan memiliki nilai *understeer index* positif (*understeer*) yang paling rendah dibandingkan posisi titik berat yang lain. Berdasarkan hasil analisa dari kelima belas posisi titik berat pada kendaraan dengan muatan Freezer, posisi titik berat 6 ($b=2.0632$ m, $L_f=1.2027$ m, $L_r=1.4473$ m dan $h=0.705$ m) merupakan posisi titik berat yang paling optimal karena memiliki kondisi *oversteer* yang paling sedikit dan memiliki nilai

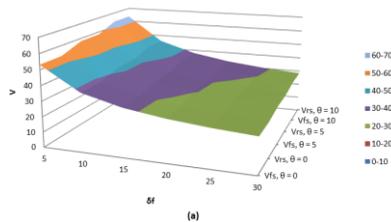
understeer index positif (understeer) yang paling rendah dibandingkan posisi titik berat yang lain. [3]

Grafik batas kecepatan skid (V_s) vs sudut belok (δ_f) yang ditampilkan pada gambar 2.1. Sementara pada analisa guling didapatkan batas kecepatan maksimum agar kendaraan tidak mengalami guling yang akan ditampilkan pada gambar 2.2. Berdasarkan gambar 2.1, diketahui bahwa nilai batas kecepatan *skid* depan lebih rendah daripada batas kecepatan *skid* belakang (V_{rs}). Hal ini menunjukkan bahwa kendaraan lebih mudah mengalami *skid* pada roda depan, yang juga memberikan bukti bahwa perilaku kendaraa adalah *understeer*. Sementara berdasarkan gambar 2.2, diketahui bahwa nilai dari batas kecepatan guling roda belakang (V_{rg}) lebih rendah daripada batas kecepatan guling roda depan (V_{fg}). Hal ini menunjukkan bahwa kendaraan lebih mudah mengalami roda terangkat belakang daripada roda depan, yang menunjukkan bahwa perilaku arah belok kendaraan adalah *oversteer*. Grafik nilai Koefisien *Understeer* (K_{us}) vs sudut belok ditampilkan pada gambar 2.3. Berdasarkan grafik tersebut, dapat diketahui bahwa nilai dari koefisien *understeer* semakin berkurang seiring dengan bertambahnya sudut belok dan kecepatan belok. Hal ini disebabkan semakin bertambahnya nilai dari sudut *slip* masing – masing ban ketika sudut belok dan kecepatan belok kendaraan semakin meningkat.

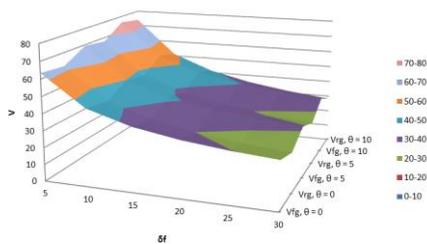
2.2 Landasan Teori

2.2.1 Data Spesifikasi Kendaraan

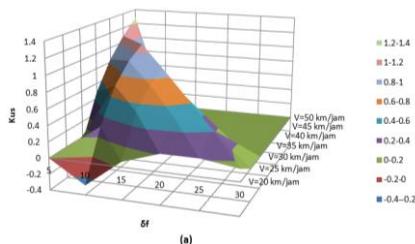
Dalam melakukan analisa stabilitas dan kekuatan pengait bak angkut kendaraan, dibutuhkan data spesifikasi dari kendaraan sebagai *input* awal perhitungan analisis. Data spesifikasi kendaraan nantinya dapat digunakan untuk mengetahui perubahan letak titik berat kendaraan, radius belok kendaraan, dll. Data spesifikasi kendaraan ditunjukkan pada tabel 2.1.



Gambar 2.1 Grafik batas kecepatan skid (V_s) dengan sudut belok (δ_f) kendaraan bermuatan Multi Purpose1 Thresher posisi CG 7 (a) pada aspal kering [3]



Gambar 2.2 Grafik batas kecepatan Guling (V_g) dengan sudut belok (δ_f) Kendaraan Bermuatan Multi Purpose2 Thresher Posisi CG 7 [3]



Gambar 2.3 Grafik Koefisien Understeer Indeks (Kus) dengan sudut belok (δ_f) Kendaraan Bermuatan Multi3 Purpose Thresher Posisi CG 7 pada kemiringan jalan melintang $\theta=0^\circ$. [3]

Tabel 2.1 Spesifikasi Kendaraan Produksi Multiguna [4]

Wheelbase		2590 mm
Track	Front	1550 mm
	Rear	1440 mm
Ground clearance		240 mm
Total height		2280 mm
Massa kosong		910 kg
Maksimal muatan		590 kg

2.2.2 Posisi Titik Berat (Horisontal)

Dinamika dari sebuah kendaraan melibatkan gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan tersebut, baik yang mendukung jalannya kendaraan maupun yang menghambat jalannya kendaraan. Suatu gaya bisa dikatakan mendukung apabila resultannya bernilai positif yang berarti searah dengan arah laju kendaraan. Sebaliknya, sebuah gaya dianggap menghambat laju kendaraan apabila arahnya berlawanan dengan arah laju kendaraan. Untuk mempermudah perhitungan dibuat konsep pusat massa atau sering disebut juga dengan pusat gravitasi (center of gravity), yaitu satu titik yang dapat mewakili seluruh berat kendaraan apabila mobil dianggap sebagai sebuah partikel.

Pengukuran titik berat dilakukan dengan menghitung gaya reaksi yang terjadi pada roda depan dan belakang pada kondisi kendaraan benar-benar dalam posisi datar/ horizontal. Gaya reaksi pada roda depan (W_f) dan gaya reaksi pada roda belakang (W_r) apabila dijumlahkan akan sama dengan berat total dari kendaraan (W). Nilai W_f dan W_r jika dijumlahkan akan bernilai W ($W = W_r + W_f$).

Sebelum terdapat penumpang dan muatan, dengan memperhatikan *free body diagram* dari gambar 2.5 dan

menggunakan sumbu roda bagian depan sebagai pusat momen, maka akan diperoleh persamaan sebagai berikut:

$$\sum M_B = 0 \text{ (asumsi + arah CCW)}$$

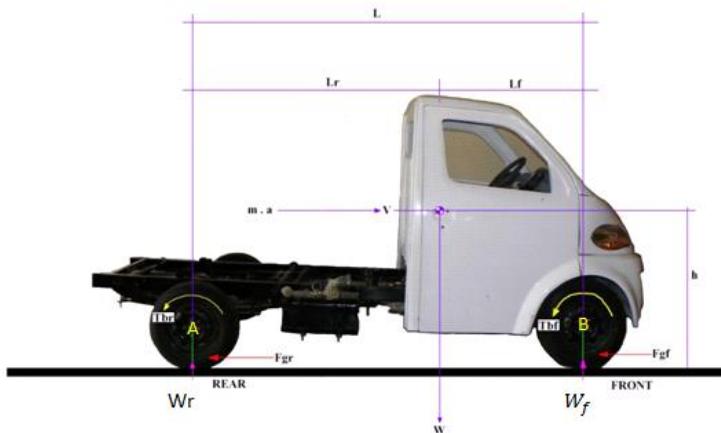
$$W \cdot l_f = W_r \cdot L \quad (2.1)$$

$$l_f = \frac{W_r \cdot L}{W} \quad (2.2)$$

di mana,

W = berat kendaraan = $W_f + W_r$

L = panjang total kendaraan = $l_f + l_r$



Gambar 2. 4 Free Body diagram kendaraan produksi multiguna pedesaan sebelum penambahan muatan dan penumpang [2].

Sedangkan untuk posisi titik berat setelah menerima pertambahan muatan dan penumpang dapat dicari dengan memperhatikan *free body diagram* pada gambar 2.2. Berdasarkan gambar 2.6, maka persamaan 2.1 dan persamaan 2.2 akan berubah seperti berikut:

$$W_r \cdot L = W_p \cdot a + W_k \cdot l_f + W_m \cdot b \quad (2.3)$$

$$l_f' = \frac{\sum W_i \cdot l_i}{\sum W_i} \quad (2.4)$$

$$l_f' = \frac{W_r \cdot L}{W_t} \quad (2.5)$$

di mana,

W_r = Berat bagian belakang

W_f = Berat bagian depan

W_k = Berat kendaraan

W_m = Berat muatan

W_t = Berat total kendaraan = $W_p + W_k + W_m$

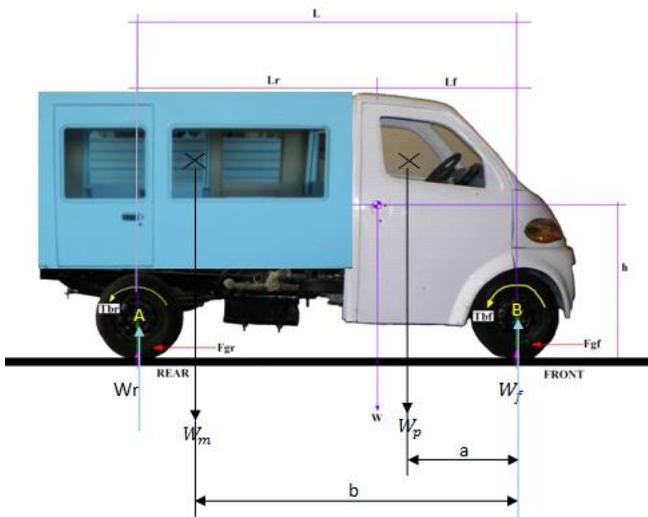
L = Panjang total kendaraan

a = Jarak titik berat penumpang ke sumbu roda depan

b = Jarak titik berat muatan ke sumbu roda depan

l_f = Jarak *center of gravity* ke sumbu roda depan

l_r = Jarak *center of gravity* ke sumbu roda belakang



Gambar 2. 5 Free Body diagram kendaraan produksi multiguna pedesaan setelah penambahan muatan dan penumpang [4].

2.2.3 Posisi Titik Berat (Vertikal)

Posisi tinggi titik berat dapat diketahui dengan menopang roda depan atau roda belakang dengan timbangan dan mendongkrak roda lainnya hingga membentuk sudut (θ). *Free body diagram* pada saat membentuk sudut dapat dilihat pada gambar 2.7. Berdasarkan gambar 2.7 dengan mengambil momen dari A didapatkan persamaan:

$$h_r = \frac{W_{f\theta} \cdot L - Wl_r}{W \tan \theta} \quad (2.6)$$

$$h = h_r + r \quad (2.7)$$

Nilai h_r akan berubah akibat pengaruh dari penambahan penumpang dan muatan, maka persamaan akan menjadi sebagai berikut:

$$h_r' = \frac{\sum W_i \cdot h_i}{\sum W_i} \quad (2.8)$$

$$h_r' = \frac{(W+W_p) \cdot \sin \theta \cdot h_r' + W_m \cdot \sin \theta \cdot h_m}{(W+W_p) \cdot \sin \theta + W_m \sin \theta} \quad (2.9)$$

$$h_r' = \frac{(W+W_p) \cdot h_r' + W_m \cdot h_m}{W+W_p+W_m} \quad (2.10)$$

di mana,

$W_{f\theta}$ = berat depan kendaraan saat ditimbang

W = berat total kendaraan

W_p = berat penumpang

W_m = berat muatan

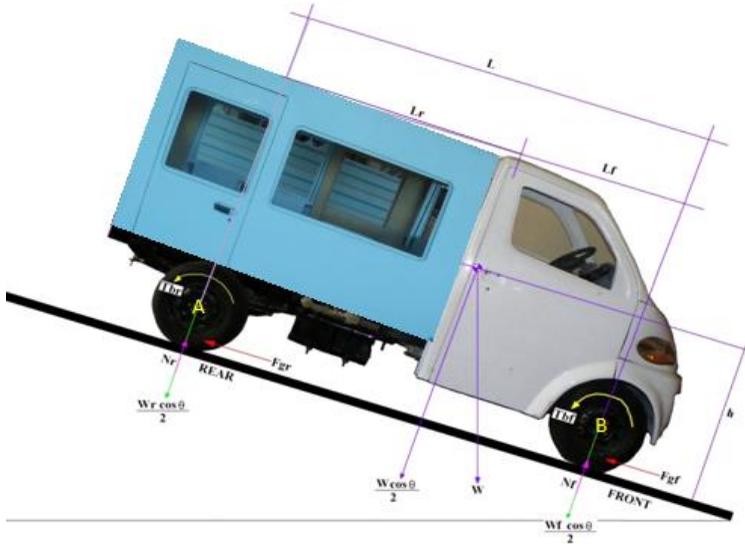
h_p = jarak titik berat penumpang dengan sumbu roda

h_m = jarak titik berat muatan dengan sumbu roda

θ = sudut dongkrak mobil

r = jari-jari ban

h_r' = tinggi pusat titik berat setelah penambahan berat penumpang dan berat muatan



Gambar 2. 6 Free Body diagram kendaraan produksi multiguna pedesaan dengan posisi membentuk sudut θ sebelum penambahan muatan dan penumpang [4].

2.2.4 Perilaku Belok Kendaraan Ideal/Ackerman

Dinamika dan stabilitas darah dari suatu kendaraan sangat menentukan kualitas handling dari kendaraan tersebut. Dinamika dan stabilitas arah paling kritis umumnya terjadi pada saat kendaraan berbelok yang diakibatkan oleh adanya gaya sentrifugal yang pada akhirnya akan didukung oleh ban kendaraan. Radius belok kendaraan pada kondisi ackerman disebut radius ackerman dan arah gerakan ke pusat massa kendaraan terhadap sumbu memanjang kendaraan membentuk sudut slip [2]. Gerakan belok dalam kondisi ackerman di mana tidak ada sudut slip pada semua roda, ditunjukkan pada gambar 2.8.

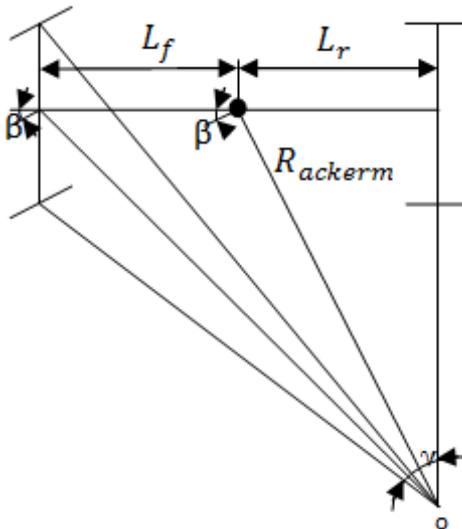
di mana,

O = sumbu pusat sesaat

$R_{ackerman}$ = radius belok Ackerman (ideal) (°)

β = *side slip angle* kendaraan (°)

γ = sudut belok ideal (°)



Gambar 2.7 Perilaku belok Ackerman [2]

Besarnya radius belok ideal (ackerman) secara sederhana dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut ini:

$$R_{ackerman} = \frac{l_f + l_r}{\delta_f} 57,29 \quad (2.11)$$

Karena radius belok Ackerman dianggap sama dengan radius belok minimum jalan, *side slip angle* (β) dapat dihitung dengan secara sederhana dengan menggunakan persamaan trigonometri.

$$\sin \beta = \frac{l_r}{R_{ackerman}} \quad (2.12)$$

$$\beta = \text{arc. sin} \left(\frac{l_r}{R_{\text{ackerman}}} \right) \quad (2.13)$$

Pada realitanya kondisi kendaraan saat berbelok sangat dipengaruhi oleh gaya sentrifugal yang menyebabkan sudut slip pada setiap ban. Kondisi belok netral dapat terjadi ketika sudut slip roda depan sama dengan sudut slip roda belakang. Radius belok nyata dari kendaraan dapat diketahui persamaan matematisnya dari gambar 2.9. Radius belok nyata kendaraan dapat dirumuskan sebagai berikut:

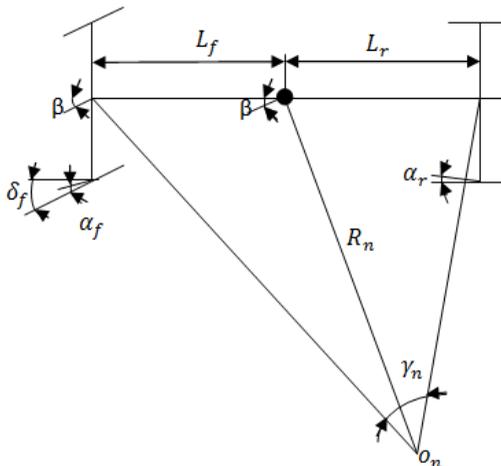
$$R_n = \frac{L_f + L_r}{\delta_f + \alpha_r - \alpha_f} 57,29 \quad (2.14)$$

di mana,

R_n = Radius belok nyata dari kendaraan

α_f° = Besar sudut slip depan

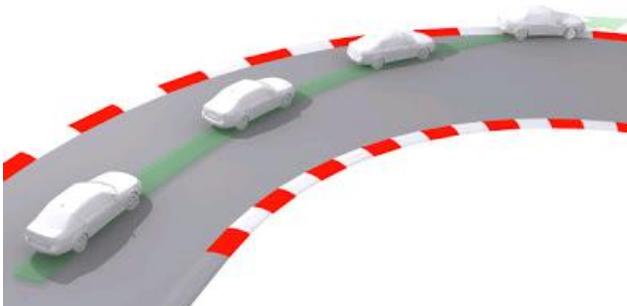
α_r° = Besar sudut slip belakang



Gambar 2. 8 Kondisi nyata kendaraan belok [2].

2.2.4 Perilaku *Understeer*

Perilaku *understeer* adalah kondisi dimana kendaraan sulit berbelok atau disebut juga kurang belok, sehingga memerlukan sudut belok yang lebih besar untuk radius tertentu seperti tampak pada gambar 2.10. [2] Radius belok pada perilaku *understeer* juga lebih besar dibandingkan dengan radius belok kendaraan dengan perilaku normal. Kondisi ini biasanya terjadi karena mobil memasuki tikungan terlalu cepat. Perilaku *understeer* dapat terjadi apabila sudut slip rata – rata roda depan lebih besar daripada sudut slip rata – rata roda belakang.



Gambar 2. 9 Perilaku *Understeer* [2]

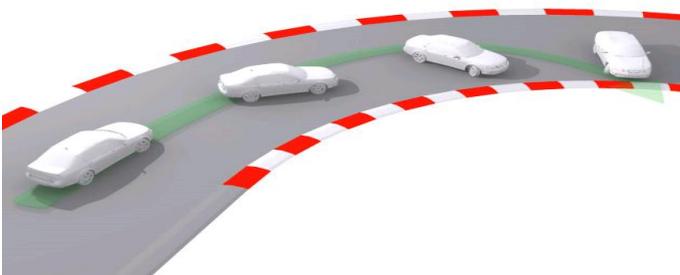
Cara untuk mengatasi perilaku *understeer* adalah dengan mengurangi kecepatan saat menikung sampai daya cengkram ban kembali dan mobil menjadi lebih stabil, tidak menambah putaran setir, dan tidak melakukan pengereman. Sebaliknya, pengurangan putaran setir akan membuat mobil kembali stabil.

2.2.5 Perilaku *Oversteer*

Perilaku *oversteer* adalah kondisi dimana mobil berbelok melampaui sudut *steer* yang diberikan oleh pengemudi. Pada kondisi ini kendaraan menjadi sangat sulit untuk dikendalikan dan sering mengakibatkan ‘*lost of control*’ dimana pengemudi tidak lagi mampu mengendalikan kendaraan dan menyebabkan terjadinya kecelakaan, kondisi ini tampak pada gambar 2.11. Hal

ini terjadi akibat sudut slip roda belakang lebih besar daripada sudut slip roda depan.

Bila pengemudi mengerem pada saat kondisi menikung tersebut, berat mobil berpindah ke roda depan dan roda belakang kehilangan sebagian besar daya cengkramnya. Faktor lain yang menyebabkan kondisi *oversteer* adalah karena memutar setir secara tiba-tiba.



Gambar 2. 10 Perilaku Oversteer [2]

Menghindari terjadinya perilaku *oversteer* dapat dilakukan dengan cara mengurangi kecepatan mobil saat memasuki tikungan. Namun jika kondisi *oversteer* terlanjur terjadi, cara yang dapat dilakukan untuk mengatasi hal tersebut antara lain tidak melakukan pengereman, menggunakan *counter-attack* atau memutar setir kearah berlawanan, dan mengurangi injakan pada pedal gas dapat membantu mengembalikan kestabilan mobil yang mengalami *oversteer*.

2.2.6 Pengaruh Kondisi Permukaan Jalan Terhadap Perilaku Arah Kendaraan

Kondisi permukaan jalan memiliki peran penting pada perilaku arah belok kendaraan yaitu untuk menahan gaya lateral yang terjadi pada kendaraan, dengan cara menimbulkan gaya gesek pada permukaan ban. Berikut ini merupakan hasil studi dari J. J.

Taborek mengenai koefisien adhesi rata – rata antara ban dan jalan untuk beberapa jenis permukaan jalan yang ditunjukkan oleh tabel 2.2.

Tabel 2.2 Koefisien adhesi ban pada bermacam jenis jalan [2].

Permukaan jalan	Koefisien Adhesi tertinggi	Koefisien Adhesi roda lock
Aspal dan beton (kering)	0,8 - 0,9	0,75
Aspal (basah)	0,5 – 0,7	0,55 – 0,6
Beton (basah)	0,8	0,7
Gravel	0,6	0,55
Jalan tanah (kering)	0,68	0,65
Jalan tanah (basah)	0,55	0,4 – 0,5
Snow	0,2	0,15
Ice	0,1	0,07

Besarnya gaya hambat *rolling* yang terjadi antara permukaan jalan dengan ban kendaraan adalah sebagai berikut :

$$R_r = f_r \cdot W \quad (2.15)$$

2.2.7 Analisa Slip untuk Kendaraan Belok pada Jalan Miring

Untuk melakukan analisa slip pada kendaraan diperlukan gaya reaksi masing – masing roda agar dapat mencari sudut slip pada roda sehingga adapat diketahui perilaku arah kendaraan saat berbelok. Pada gambar 2.12 tampak *free body diagram* kendaraan

Untuk mengetahui reaksi gaya - gaya pada kendaraan belok dengan kondisi jalan miring, maka dapat dilihat pada gambar 2.14 yang menjelaskan *free body diagram* dari kendaraan belok pada jalan miring. Sedangkan dinamika belok pada roda depan dapat ditunjukkan melalui *free body diagram* pada gambar 2.15. Berdasarkan gambar 2.14 dan gambar 2.15, maka didapatkan gaya sentrifugal kearah sumbu x dan sumbu y pada roda depan dan roda belakang.

Persamaan gaya sentrifugal pada roda depan:

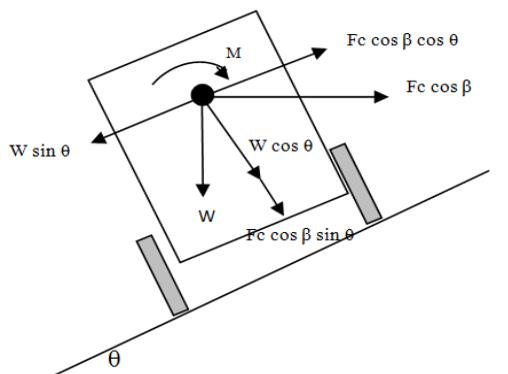
$$F_{cfx} = \frac{L_r}{L} F_c \sin \beta \quad (2.18)$$

$$F_{cfy} = \frac{L_r}{L} (F_c \cos \theta \cos \beta - W \sin \theta) \quad (2.19)$$

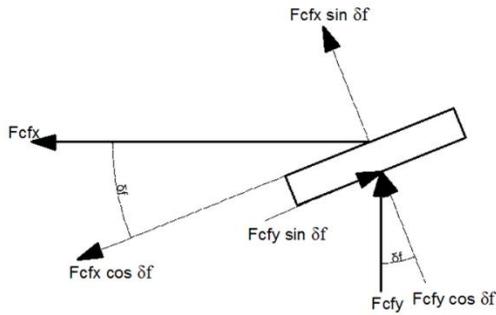
Persamaan gaya sentrifugal pada roda belakang:

$$F_{crx} = \frac{L_f}{L} F_c \sin \beta \quad (2.20)$$

$$F_{cry} = \frac{L_f}{L} (F_c \cos \theta \cos \beta - W \sin \theta) \quad (2.21)$$



Gambar 2.13 Free Body Diagram untuk kendaraan belok pada jalan miring [3].



Gambar 2.14 *Free Body Diagram* roda depan bicycle model [2].

Dari gambar 2.12 , gambar 2.13, gambar 2.14 dan gambar 2.15 di atas maka dapat diperoleh persamaan F_x dan F_y pada roda depan, sebagai berikut :

$$F_{x_2} = \frac{1}{2} \left[F_{cfx} \cdot \cos \delta_f - F_{cfy} \cdot \sin \delta_f \right] \quad (2.22)$$

$$F_{y_2} = \frac{1}{2} \left[F_{cfy} \cdot \cos \delta_f + F_{cfx} \cdot \sin \delta_f \right] \quad (2.23)$$

$$F_{x_3} = \frac{1}{2} \left[F_{cfx} \cdot \cos \delta_f - F_{cfy} \cdot \sin \delta_f \right] \quad (2.24)$$

$$F_{y_3} = \frac{1}{2} \left[F_{cfy} \cdot \cos \delta_f + F_{cfx} \cdot \sin \delta_f \right] \quad (2.25)$$

Persamaan F_x dan F_y pada roda belakang, sebagai berikut:

$$F_{x_1} = \frac{F_{crx}}{2} = \frac{L_f}{2 \cdot L} F_c \sin \beta \quad (2.26)$$

$$F_{y_1} = \frac{F_{cry}}{2} = \frac{L_f}{2 \cdot L} (F_c \cos \theta \cos \beta - W \sin \theta) \quad (2.27)$$

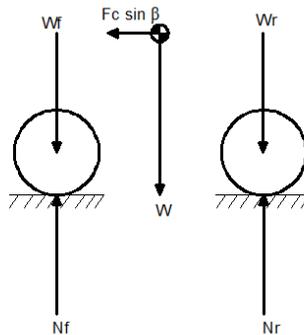
$$F_{x_4} = \frac{F_{crx}}{2} = \frac{L_f}{2 \cdot L} F_c \sin \beta \quad (2.28)$$

$$F_{y_4} = \frac{F_{cry}}{2} = \frac{L_f}{2 \cdot L} (F_c \cos \theta \cos \beta - W \sin \theta) \quad (2.29)$$

Untuk mengetahui berat roda depan dan berat roda belakang dapat diperhatikan dari *free body diagram* pada gambar 2.16. Dari gambar 2.16 maka dapat diperoleh persamaan berat roda belakang dan roda depan, sebagai berikut:

$$W_f = \frac{L_r}{L} W + \frac{F_c \cdot h \cdot \sin \beta}{L} \quad (2.30)$$

$$W_r = \frac{L_f}{L} W - \frac{F_c \cdot h \cdot \sin \beta}{L} \quad (2.31)$$



Gambar 2.15 Free Body Diagram tampak samping bicycle model [2].

Setelah mencari F_x dan F_y pada masing-masing roda dan dengan diketahuinya berat roda depan dan berat roda belakang, maka dapat diketahui pula F_z dari masing-masing roda tersebut dengan melihat *free body diagram* pada gambar 2.17 pada jalan datar dan gambar 2.14 pada jalan miring. Dari gambar 2.17 dan gambar 2.14 maka dapat diperoleh persamaan F_z pada roda depan, sebagai berikut:

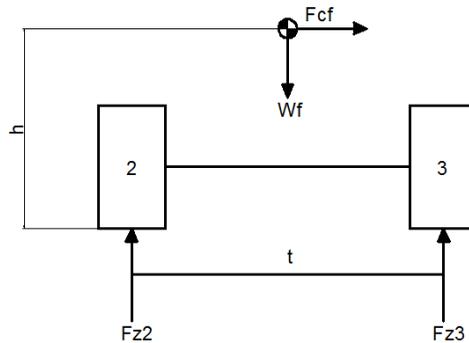
$$\begin{aligned}
 F_{Z_2} &= \frac{W_f}{2} + \frac{F_{c_f} \cdot h}{t} \\
 &= \frac{l_r}{2L} (W \cos \theta + F_c \cos \beta \sin \theta) - \frac{l_r}{2L} \\
 &\left(\frac{F_c \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta - W \cdot h \cdot \sin \theta}{0.5 \cdot t_f} \right) + \frac{F_c \cdot h \sin \beta}{2L} \quad (2.32)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{Z_3} &= \frac{W_f}{2} + \frac{F_{c_f} \cdot h}{t} \\
 &= \frac{l_r}{2L} (W \cos \theta + F_c \cos \beta \sin \theta) + \frac{l_r}{2L} \\
 &\left(\frac{F_c \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta - W \cdot h \cdot \sin \theta}{0.5 \cdot t_f} \right) + \frac{F_{c_g} \cdot h \sin \beta}{2L} \quad (2.33)
 \end{aligned}$$

Dari gambar 2.14 maka dapat diperoleh persamaan F_z pada roda belakang, sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 F_{Z_1} &= \frac{W_r}{2} - \frac{F_{c_r} \cdot h}{t} \\
 &= \frac{l_f}{2L} (W \cos \theta + F_c \cos \beta \sin \theta) - \frac{l_f}{2L} \\
 &\left(\frac{F_c \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta - W \cdot h \cdot \sin \theta}{0.5 \cdot t_f} \right) - \frac{F_c \cdot h \sin \beta}{2L} \quad (2.34)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_{Z_4} &= \frac{W_r}{2} - \frac{F_{c_r} \cdot h}{t} \\
 &= \frac{l_f}{2L} (W \cos \theta + F_c \cos \beta \sin \theta) + \frac{l_f}{2L} \\
 &\left(\frac{F_c \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta - W \cdot h \cdot \sin \theta}{0.5 \cdot t_f} \right) - \frac{F_c \cdot h \sin \beta}{2L} \quad (2.35)
 \end{aligned}$$



Gambar 2.16 Free Body Diagram kendaraan roda depan untuk mencari F_z pada jalan datar [2].

Setelah mendapatkan gaya – gaya pada masing – masing roda, dapat dilanjutkan untuk menghitung besarnya sudut *slip* pada masing – masing ban. Besarnya sudut *slip* tergantung dari jenis ban yang digunakan. Rumusan sudut *slip* untuk ban radial baru:

$$\alpha_i = \frac{C_{rp}}{C_{rs}} \cdot \frac{C_{rx}}{C_{ro}} [0,087935 (F_{yai})^{0,79008} - 0,005277 (F_{zi})] \quad (2.36)$$

di mana,

α_i = Sudut slip yang terjadi pada setiap ban [$^\circ$]

F_{yai} = Gaya belok lateral yang terjadi pada setiap roda/ban [lb]

F_{zi} = Gaya normal yang terjadi pada setiap roda [lb]

$$C_{rp} = 3,35 + 5,30 (P) - 0,0916 (P)^2 \quad (2.36)$$

$$C_{rs} = 3,35 + 5,30 (P_s) - 0,0916 (P_s)^2 \quad (2.37)$$

P = Tekanan actual ban kendaraan [Psi]

P_s = Tekanan standar ban kendaraan [25 psi]

$$C_{rx} = \left[\frac{F_{yai} + 0,107927 (F_x)}{161,1398} \right]^{0,47998} \quad (2.38)$$

$$C_{ro} = \left[\frac{F_{yai}}{161,1398} \right]^{0,47998} \quad (2.39)$$

Besarnya nilai dari sudut *slip* pada ban dapat digunakan untuk mengetahui perilaku arah belok dari kendaraan. Perilaku arah belok diketahui dengan kondisi berikut ini:

- a. $\alpha_f > \alpha_r$, maka kendaraan akan mengalami *understeer*
- b. $\alpha_f < \alpha_r$, maka kendaraan akan mengalami *oversteer*

2.2.7 Analisa Skid untuk Roda Depan

Analisa skid untuk kendaraan belok pada jalan miring dapat dihitung dan diketahui persamaan matematisnya melalui *free body diagram* pada gambar 2.19. Berdasarkan *Free Body Diagram* pada gambar 2.19, besarnya kecepatan maksimum agar roda depan tidak skid untuk kendaraan belok pada jalan miring dirumuskan berdasarkan komponen gaya sentrifugal dan gaya normal dari kendaraan.

- a. Komponen gaya sentrifugal

$$F_{cf} = \frac{l_r}{L} (F_c \cos \theta \cos \beta - W \sin \theta) \quad (2.40)$$

- b. Komponen gaya normal

$$F_{zf} = \frac{l_r}{L} (W \cos \theta + F_c \cos \beta \sin \theta) + \frac{F_c \cdot h \sin \beta}{L} \quad (2.41)$$

Kondisi kritis dimana roda depan akan mulai skid terjadi apabila: $F_{cf} = \mu_m \cdot F_{zf}$ [2]. Sehingga besarnya kecepatan maksimum agar roda depan tidak skid dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$V_{fs} = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot l_r (\sin \theta + \mu_m \cos \theta)}{l_r (\cos \theta - \mu_m \sin \theta) \cos \beta - \mu \cdot h \sin \beta}} \quad (2.42)$$

$$F_{cg} = \frac{w v^2}{g \cdot R} \quad (2.43)$$

di mana,

V_{fs} = kecepatan maksimum roda depan (m/s)

R = radius belok jalan (m)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

μ_m = koefisien gesek melintang

θ = sudut kemiringan melintang ($^\circ$)

β = sudut *side slip* ($^\circ$)

h = tinggi *center of gravity* kendaraan (m)

W = berat total kendaraan (Kg)

2.2.8 Analisa Skid untuk Roda Belakang

Besarnya kecepatan maksimum pada roda belakang agar kendaraan tidak skid dapat diketahui dengan cara yang sama untuk roda depan yaitu berdasarkan komponen gaya sentrifugal dan gaya normal dari kendaraan.

a. Komponen gaya sentrifugal

$$F_{c_r} = \frac{l_f}{L} (F_c \cos \theta \cos \beta - W \sin \theta) \quad (2.44)$$

b. Komponen gaya normal

$$F_{z_r} = \frac{l_f}{L} (W \cos \theta + F_c \cos \beta \sin \theta) - \frac{F_c \cdot h \sin \beta}{L} \quad (2.45)$$

Kondisi kritis dimana roda belakang akan mulai skid terjadi apabila: $F_{c_r} = \mu_m \cdot F_{z_r}$ [2]. Sehingga besarnya kecepatan maksimum agar roda belakang (V_{rs}) tidak skid dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$V_{rs} = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot l_f (\sin \theta + \mu_m \cos \theta)}{l_f (\cos \theta - \mu_m \sin \theta) \cos \beta + \mu \cdot h \sin \beta}} \quad (2.46)$$

Berdasarkan nilai dari batas kecepatan *skid* roda depan dan belakang, dapat diketahui perilaku arah belok dari kendaraan dengan kondisi berikut ini:

Jika $V_{fs} > V_{rs}$, skid roda belakang akan terjadi sebelum skid roda depan dan kendaraan cenderung *oversteer*.

Jika $V_{fs} < V_{rs}$, skid roda depan akan terjadi sebelum skid roda belakang dan kendaraan cenderung *understeer*.

2.2.9 Analisa Guling untuk Roda Depan

Analisa guling untuk kendaraan belok pada jalan miring dapat dihitung dan diketahui persamaan matematisnya melalui *free body diagram* pada gambar 2.14. Berdasarkan gambar 2.14, maka besarnya kecepatan maksimum agar roda depan tidak mengalami guling dapat diketahui berdasarkan komponen gaya normal pada roda 2 dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_{Z_2} = \frac{l_r}{L} (W \cos \theta + F_{cg} \cos \beta \sin \theta) - \frac{l_r}{L} \left(\frac{F_{cg} \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta - W \cdot h \cdot \sin \theta}{0.5 \cdot t_f} \right) + \frac{F_{cg} \cdot h \sin \beta}{L} \quad (2.47)$$

Kondisi kritis roda depan akan mulai terjadi apabila : $F_{Z_2} = 0$. Sehingga kecepatan maksimum agar roda depan tidak mengalami guling dapat diketahui berdasarkan persamaan sebagai berikut:

$$V_{fg} = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot l_r \cdot (\cos \theta + h \cdot \sin \theta / 0.5 \cdot t_f)}{l_r \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta / 0.5 \cdot t_f - (l_r \cos \beta \cdot \sin \theta + h \cdot \sin \beta)}} \quad (2.48)$$

di mana,

V_{fg} = kecepatan maksimum kendaraan yang diizinkan agar roda depan tidak guling (m/s)

R = radius belok jalan (m)

g = percepatan gravitasi (m/s^2)

μ_m = koefisien gesek melintang

θ = sudut kemiringan melintang ($^\circ$)

β = sudut *side slip* ($^\circ$)

h = tinggi *center of gravity* kendaraan (m)

t_f = lebar *track* depan (m)

W = berat total kendaraan (Kg)

2.2.10 Analisa Guling untuk Roda Belakang

Berdasarkan gambar 2.20 maka besarnya kecepatan maksimum agar roda belakang tidak mengalami guling dapat diketahui berdasarkan komponen gaya normal pada roda 1 dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$F_{Z_1} = \frac{l_f}{L} (W \cos \theta + F_{cg} \cos \beta \sin \theta) - \frac{l_f}{L} \left(\frac{F_{cg} \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta - W \cdot h \cdot \sin \theta}{0.5 \cdot t_r} \right) - \frac{F_{cg} \cdot h \sin \beta}{L} \quad (2.49)$$

Kondisi kritis roda belakang akan mulai terjadi apabila : $F_{Z_1} = 0$. Sehingga kecepatan maksimum agar roda depan tidak mengalami guling dapat diketahui berdasarkan persamaan sebagai berikut :

$$V_{rg} = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot l_f \cdot (\cos \theta + h \cdot \sin \theta / 0.5 \cdot t_r)}{l_f \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta / 0.5 \cdot t_r - (-h \cdot \sin \beta + l_f \cos \beta \cdot \sin \theta)}} \quad (2.50)$$

di mana,

V_{rg} = Kecepatan maksimum kendaraan yang diizinkan agar roda belakang tidak guling (m/s)

t_r = lebar *track* belakang (m)

Berdasarkan nilai dari batas kecepatan *skid* roda depan dan belakang, dapat diketahui perilaku arah belok dari kendaraan dengan kondisi berikut ini:

Jika $V_{fg} > V_{rg}$, satu roda belakang terangkat sebelum satu roda depan terangkat dan kendaraan cenderung *oversteer*.

Jika $V_{fs} < V_{rs}$, satu roda depan terangkat sebelum satu roda belakang terangkat dan kendaraan cenderung *understeer*.

2.2.11 Analisa understeer (Kus)

Metoda ini dimaksudkan untuk mencari *understeer* indeks (K_{us}) dan kecepatan karakteristik (V_{ch}). *Understeer* indeks (K_{us}) yaitu besaran yang dapat mengidentifikasi perilaku arah dari kendaraan belok. Kecepatan karakteristik (V_{ch}) adalah kecepatan maksimum bagi kendaraan *understeer*. Apabila kendaraan *understeer* melebihi kecepatan karakteristiknya, maka kendaraan tersebut akan sangat sulit untuk berbelok [2]. Persamaan sudut belok roda depan dapat dituliskan sebagai berikut:

$$\delta_f = \frac{a+b}{R} 57,29 + \alpha_f^\circ - \alpha_r^\circ \quad (2.51)$$

di mana,

R = Radius belok nyata dari kendaraan

α_f° = Besar sudut slip depan

α_r° = Besar sudut slip belakang

Kemudian untuk mengetahui besarnya koefisien *understeer* kendaraan dapat dicari dengan persamaan berikut ini:

$$\alpha_f^\circ - \alpha_r^\circ = K_f \cdot \frac{V^2}{R \cdot g} - K_r \cdot \frac{V^2}{R \cdot g} \quad (2.52)$$

$$= (K_f - K_r) \cdot \frac{V^2}{R \cdot g} \quad (2.53)$$

$$= K_{us} \cdot \frac{V^2}{R \cdot g} \quad (2.54)$$

$$K_{us} = (\alpha_f^\circ - \alpha_r^\circ) \frac{R \cdot g}{V^2} \quad (2.55)$$

di mana,

K_f, K_r = Konstanta kekakuan lateral roda depan dan belakang

K_{us} = Indeks Understeer

V = Kecepatan Kendaraan Belok

g = percepatan gravitasi

Dengan memasukkan persamaan (2.52) dan (2.55) maka didapatkan:

$$\delta_f = \frac{a+b}{R} 57,29 + K_{us} \frac{V^2}{R \cdot g} \quad (2.56)$$

Dari rumusan kinematika didapatkan kecepatan putaran bodi atau yaw ($\dot{\theta}$) sebagai berikut:

$$\dot{\theta} = \frac{V}{R} \quad (2.57)$$

Dengan menggabungkan persamaan (2.56) dan (2.57), maka:

$$\frac{\dot{\theta}}{\delta_f} = \frac{V}{L \cdot 57,29 + K_{us} \cdot \frac{V}{R}} \quad (2.58)$$

Kecepatan karakteristik didapatkan dari persamaan berikut:

$$V_{ch} = \sqrt{\frac{57,29 \cdot L \cdot g}{K_{us}}} \quad (2.59)$$

Setelah mendapatkan nilai dari K_{us} , maka dapat diketahui perilaku belok kendaraan. Perilaku belok kendaraan dapat diketahui dengan persamaan kondisi berikut ini:

- a. $K_{us} = 0$, maka kendaraan netral
- b. $K_{us} = +$, maka kendaraan *understeer*
- c. $K_{us} = -$, maka kendaraan *oversteer*

2.2.12 Analisa Gaya – Gaya pada Pengait Bak Angkut

Kendaraan multiguna pedesaan dilengkapi pengait untuk menjaga agar bak angkut penumpang tetap aman berada di kendaraan multiguna pedesaan. Gaya – gaya yang terjadi pada pengait bak angkut diberikan oleh massa dari bak angkut terutama

ketika kendaraan mengalami percepatan maupun perlambatan, baik saat keadaan bergerak lurus maupun belok.

2.2.12.1 Analisa Pengereman Lurus

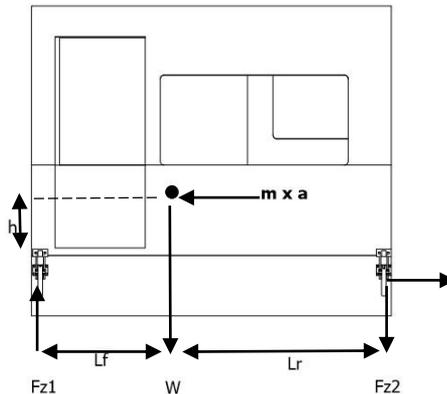
Pengait bak angkut kendaraan akan menerima beban dari bak angkut kendaraan dari dua arah ketika kendaraan mengalami pengereman lurus. Analisa gaya yang terjadi pada pengait ketika kendaraan mengalami perlambatan di jalan lurus ditunjukkan pada gambar 2.18. Gaya – gaya yang diterima oleh pengait bak angkut menggunakan persamaan berikut ini:

$$F_{z2} = -\frac{W}{2}$$

$$F_x = m \cdot a - \mu_k \cdot W$$

$$F_{z2} \cdot L - m \cdot a \cdot h + W \cdot L_f = 0$$

$$F_{z2} = \frac{m \cdot a \cdot h}{L} - \frac{W \cdot L_f}{L} \quad (2.60)$$



Gambar 2.17 Free Body Diagram pada Pengait Bak Angkut Ketika Kendaraan Mengalami Pengereman

2.2.12.2 Analisa gaya saat percepatan lurus

Sama dengan kondisi sebelumnya, pengait bak angkut kendaraan akan menerima beban dari bak angkut kendaraan dari dua arah ketika kendaraan mengalami percepatan lurus. Analisa gaya yang terjadi pada pengait ketika kendaraan mengalami perlambatan di jalan lurus ditunjukkan pada gambar 2.19. Gaya – gaya yang diterima oleh pengait bak dapat diketahui dengan persamaan berikut ini:

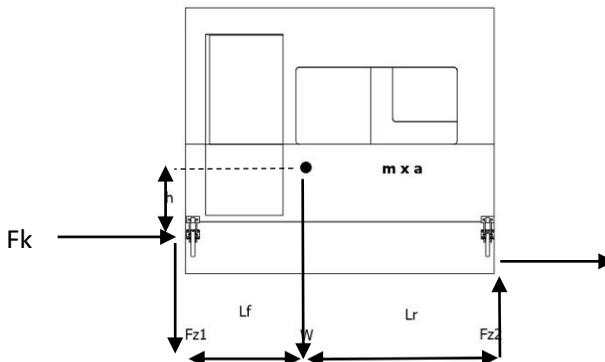
$$Fz_1 = -\frac{W}{2}$$

$$Fx = -m \cdot a + \mu k \cdot W$$

Untuk mengetahui nilai dari Fz_1 dihiutng menggunakan prinsip momen seperti dengan persamaan berikut ini:

$$-Fz_1 \cdot L + m \cdot a \cdot h - W \cdot Lr = 0$$

$$Fz_1 = \frac{m \cdot a \cdot h}{L} - \frac{W \cdot Lr}{L} \quad (2.61)$$



Gambar 2.18 Free Body Diagram pada Pengait Bak Angkut Ketika Kendaraan Mengalami Percepatan

2.2.12.3 Analisa gaya saat pengereman belok

Pengait bak angkut kendaraan akan menerima beban dari bak angkut kendaraan dari tiga arah ketika kendaraan mengalami pengereman belok. Adanya gaya sentrifugal yang dihasilkan kendaraan ketika berbelok membuat pengait mendapatkan gaya dari bak angkut ke arah lateral dari kendaraan. Analisa gaya yang terjadi pada pengait ketika kendaraan mengalami pengereman di jalan belok ditunjukkan pada gambar 2.20. Gaya – gaya yang diterima oleh pengait bak angkut menggunakan persamaan berikut ini:

$$F_x = F_c \sin \beta - \mu_k \cdot W$$

$$F_{y_1} = \frac{L_r}{L} \cdot F_c \cos \beta - \mu_k \cdot W$$

$$F_{y_2} = \frac{L_f}{L} \cdot F_c \cos \beta - \mu_k \cdot W$$

$$F_{z_a} = F_c \cos \beta \cdot \frac{h}{b} - \frac{W}{2}$$

Jika persamaan di atas ditambahkan dengan persamaan 2.60, maka gaya terbesar yang diterima salah satu pengait saat kendaraan mengalami pengereman belok adalah sebagai berikut:

$$F_x = \frac{(m \cdot a + F_c \sin \beta - \mu_k \cdot W)}{4} \quad (2.62)$$

$$F_{y_1} = \frac{(\frac{L_f}{L} \cdot F_c \cos \beta - \mu_k \cdot W)}{2} \quad (2.63)$$

$$F_{y_2} = \frac{(\frac{L_r}{L} \cdot F_c \cos \beta - \mu_k \cdot W)}{2} \quad (2.64)$$

$$F_z = ((\frac{m \cdot a \cdot h}{L} - \frac{W \cdot L_f}{L}) + (\frac{L_f}{L} \cdot F_c \cos \beta \cdot \frac{h}{b} - \frac{W}{2})) / 2 \quad (2.65)$$

2.2.12.4 Analisa gaya saat percepatan belok

Pengait bak angkut kendaraan akan menerima beban dari bak angkut kendaraan dari tiga arah ketika kendaraan mengalami percepatan belok. Adanya gaya sentrifugal yang dihasilkan kendaraan ketika berbelok membuat pengait mendapatkan gaya dari bal angkut ke arah lateral dari kendaraan. Analisa gaya yang terjadi pada pengait ketika kendaraan mengalami percepatan di jalan belok ditunjukkan pada gambar 2.20. Gaya – gaya yang diterima oleh pengait bak angkut menggunakan persamaan berikut ini:

$$F_x = F_c \sin \beta - \mu_k \cdot W$$

$$F_{y_1} = \frac{L_r}{L} \cdot F_c \cos \beta - \mu_k \cdot W$$

$$F_{y_2} = \frac{L_f}{L} \cdot F_c \cos \beta - \mu_k \cdot W$$

$$F_{z_a} = F_c \cos \beta \cdot \frac{h}{b} - \frac{W}{2}$$

Jika persamaan di atas ditambahkan dengan persamaan 2.61, maka gaya terbesar yang diterima salah satu pengait saat kendaraan mengalami percepatan belok adalah sebagai berikut:

$$F_x = \frac{(F_c \sin \beta - \mu_k \cdot W - m \cdot a)}{4} \quad (2.62)$$

$$F_{y_1} = \frac{(\frac{L_f}{L} \cdot F_c \cos \beta - \mu_k \cdot W)}{2} \quad (2.63)$$

$$F_{y_2} = \frac{(\frac{L_r}{L} \cdot F_c \cos \beta - \mu_k \cdot W)}{2} \quad (2.64)$$

$$F_z = ((\frac{m \cdot a \cdot h}{L} - \frac{W \cdot L_r}{L}) + (\frac{L_f}{L} \cdot F_c \cos \beta \cdot \frac{h}{b} - \frac{W}{2})) / 2 \quad (2.65)$$

2.2.13 Perlambatan dan Percepatan dari Kendaraan

Kendaraan pasti akan mengalami percepatan dan perlambatan dalam pengoperasiannya, di mana nilai dari percepatan dan perlambatan bervariasi berdasarkan beberapa factor. Misalnya seperti daya dari *powertrain* kendaraan menentukan percepatan yang mampu diberikan. Sedangkan faktor perangkat rem dari kendaraan juga menentukan berapa perlambatan yang mampu diberikan oleh kendaraan. Dalam melakukan analisis kekuatan pengait bak angkut diperlukan data *input* berupa percepatan dan perlambatan maksimal dari kendaraan untuk menganalisa gaya – gaya reaksi dari pengait.

Nilai perlambatan ideal yang digunakan sebagai *input* analisa kekuatan pengait menggunakan prinsip bahwa gaya dorong maksimal kendaraan adalah nilai dari massa kali percepatan ditambah dengan gaya hambat yang dilawan kendaraan. Perlambatan ideal kendaraan menggunakan perhitungan sebagai berikut ini:

$$F_{t_{max}} = \frac{it \cdot ig \cdot T_{max}}{R} \cdot eff$$

$$F_{t_{max}} = \frac{1,875 \cdot 4,9 \cdot 390}{0,33} \cdot 0,9$$

$$F_{t_{max}} = 9775,97 \text{ N}$$

Sedangkan persamaan gaya kendaraan ketika mengalami pengereman adalah sebagai berikut:

$$F_{t_{max}} - F_b = 0$$

$$F_b = m \cdot a$$

$$\mu \cdot m \cdot g = m \cdot a$$

Untuk menghitung nilai perlambatan ideal dengan persamaan berikut :

$$a = \mu \cdot g \quad (2.66)$$

$$a = - 5,39 \text{ m/s}^2.$$

Sedangkan untuk menghitung percepatan maksimal yang mampu diberikan oleh kendaraan multiguna pedesaan dengan *powertrain* motor listrik 25 kW adalah $4,23 \text{ m/s}^2$. Di mana percepatan tersebut didapatkan dari perhitungan berikut ini:

$$Ft_{max} = \frac{it \cdot ig \cdot T \max}{R} \cdot \text{eff}$$

$$Ft_{max} = \frac{1,875 \cdot 4,9 \cdot 390}{0,33} \cdot 0,9$$

$$Ft_{max} = 9775,97 \text{ N}$$

Sedangkan gaya hambat yang dialami oleh kendaraan adalah sebagai berikut ini:

$$R \text{ tot} = R_a + R_r + R \text{ aspal}$$

$$R \text{ tot} = (0,5 \cdot \rho \cdot C_d \cdot A_f \cdot v^2) + (f_r \cdot W) + (0,08 \cdot W)$$

$$R \text{ tot} = 5,38 \text{ N} + 187,67 \text{ N} + 1497,4 \text{ N}$$

$$R \text{ tot} = 1690,45 \text{ N}$$

Untuk menghitung nilai percepatan menggunakan persamaan berikut ini:

$$Ft \text{ max} = R \text{ tot} + m \cdot a \text{ max}$$

$$9775,97 \text{ N} = 1690,45 \text{ N} + 1910 \text{ kg} \cdot a \text{ max}$$

$$a \text{ max} = 4,23 \text{ m/s}^2.$$

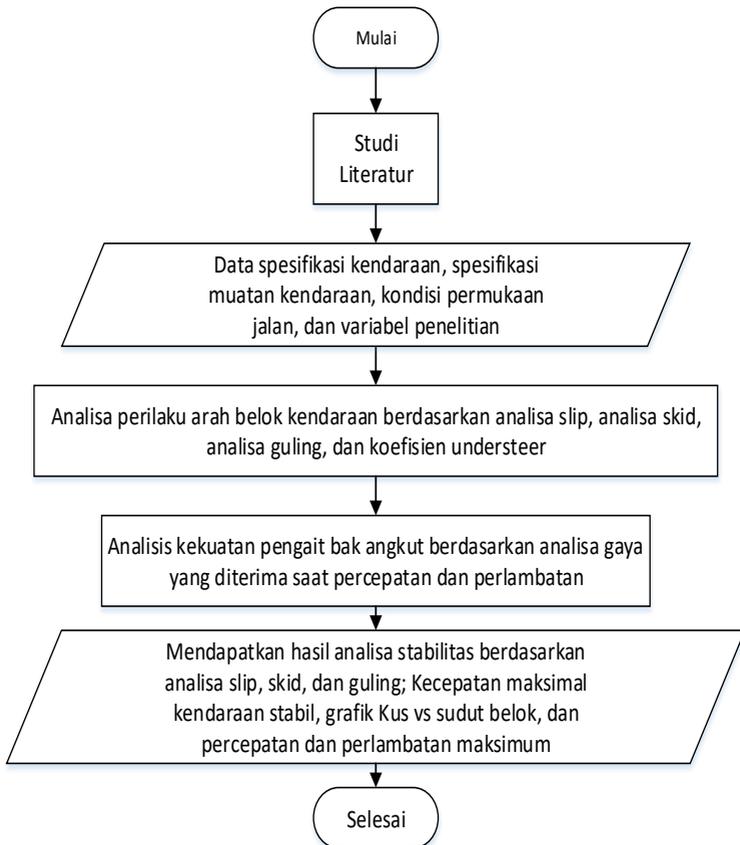
(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB III

METODOLOGI

3.1 Flowchart penelitian

Di bawah ini merupakan langkah – langkah penelitian yang ditampilkan dalam bentuk flowchart.



Pada proses pengerjaan tugas akhir ini, terdapat beberapa tahap yang akan dilakukan untuk mendapatkan hasil yang diharapkan sesuai dengann flowchart di atas.

1. Tahap pertama adalah melakukan studi literatur dari buku – buku, jurnal – jurnal ilmiah dan penelitian terdahulu yang terkait dengan analisa kestabilan kendaraan.
2. Tahap kedua adalah menentukan objek kendaraan yang akan diteliti, pada tugas akhir ini kendaraan yang akan diteliti adalah kendaraan multiguna pedesaan dengan penggantian body karoseri menggunakan material *carbon fiber*.
3. Tahap ketiga, melakukan analisa perilaku arah belok kendaraan tersebut berdasarkan analisa *slip*, analisa *skid*, analisa guling, dan nilai K_{us} kendaraan berdasarkan beberapa variable yang telah ditentukan sebelumnya
4. Tahap keempat, adalah mendapatkan data hasil penelitian seperti sudut slip pada setiap ban, kecepatan *skid*, kecepatan *slip*, dan grafik K_{us} vs sudut belok.
5. Tahap kelima adalah membandingkan data hasil penelitian dengan hasil penelitian terdahulu untuk mengetahui pengaruh penggantian material body menjadi *carbon fiber*.

3.2 Flowchart Perhitungan dan Analisis Stabilitas Kendaraan

Langkah – langkah yang perlu dilakukan dalam perhitungan stabilitas arah belok kendaraan multiguna pedesaan adalah sebagai berikut :

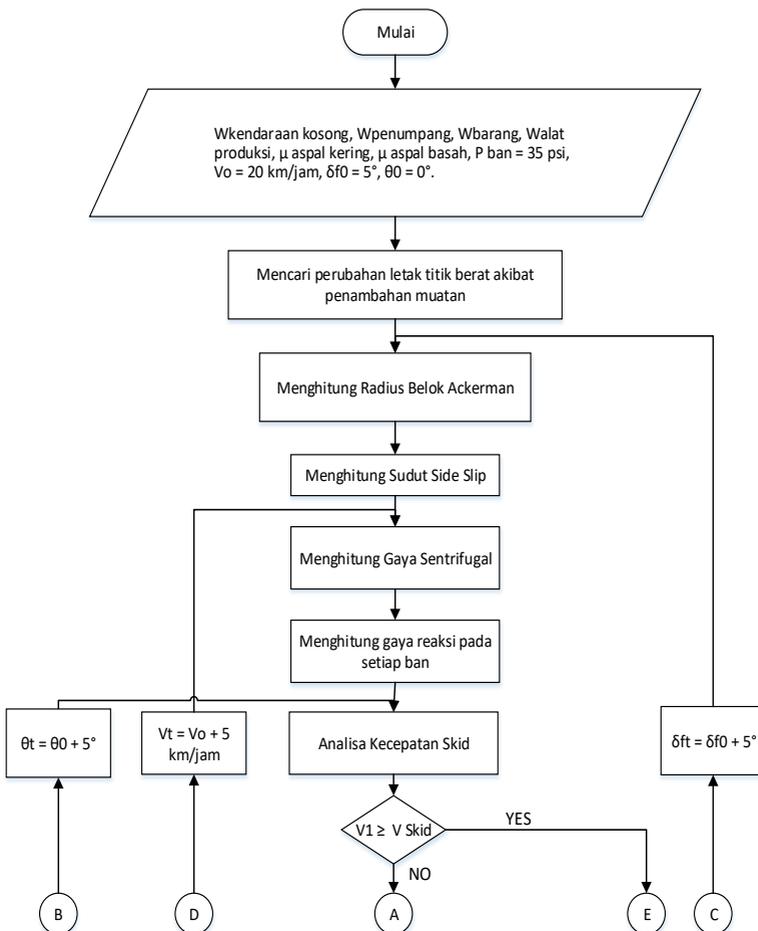
1. Mencari data – data tentang spesifikasi kendaraan multiguna pedesaan yang akan digunakan sebagai objek penelitian meliputi : posisi *center of gravity* (CG), berat kendaraan serta jenis dan ukuran ban.
2. Mengumpulkan data input lain yang akan divariasikan dalam perhitungan, seperti jumlah penumpang, kecepatan, sudut belok kendaraan, kondisi permukaan jalan, tekanan ban kendaraan, dan sudut kemiringan jalan.
 - Jumlah penumpang maksimal adalah 6 orang, dengan berat penumpang diasumsikan 60 kg.
 - Muatan barang dagang adalah 10 unit, dengan spesifikasi per unit : $m = 50$ kg, dimensi $P \times L \times t = 1000 \times 500 \times 300$ mm
 - Kecepatan yang divariasikan yaitu : 20, 25, 30, 35, 40, 45, dan 50 km/jam.

- Sudut belok yang divariasikan yaitu : 5° , 10° , 15° , 20° , 25° , dan 30° .
 - Sudut kemiringan melintang jalan (θ) yang divariasikan: 0° , 5° dan 10° .
 - Koefisien adhesi jalan
 - μ aspal kering = 0,9
 - μ aspal basah = 0,7
 - Koefisien gesek melintang permukaan jalan
 - μ aspal kering = $0,8 \times 0,9 = 0,72$
 - μ aspal basah = $0,8 \times 0,7 = 0,56$
 - Jarak titik berat penumpang dari sumbu roda depan (a)
 - Jarak titik berat muatan dari sumbu roda depan (b)
3. Mencari perubahan letak titik berat kendaraan akibat adanya penambahan berat penumpang dengan persamaan (2.10)
 4. Mencari radius belok *ackerman* kendaraan dengan persamaan (2.11)
 5. Mencari sudut side slip kendaraan dengan persamaan (2.13)
 6. Menghitung besarnya gaya sentrifugal roda depan dan belakang dengan persamaan (2.19) dan (2.21)
 7. Menghitung Gaya reaksi yang diterima setiap ban pada arah sumbu x, y, dan z.
 8. Menghitung sudut slip tiap ban ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$), sudut slip roda depan dan belakang merupakan rata – rata dari sudut kedua roda kiri dan kanan depan atau belakang.
 Roda depan : $\frac{(\alpha_1 + \alpha_2)}{2}$
 Roda belakang : $\frac{(\alpha_3 + \alpha_4)}{2}$
 9. Menghitung kecepatan maksimum kendaraan berdasarkan analisa skid dengan persamaan (2.42) dan (2.46)
 10. Menghitung kecepatan maksimum kendaraan berdasarkan analisa guling dengan persamaan (2.48) dan (2.50)
 11. Menghitung radius belok nyata dengan persamaan (2.14)
 12. Menghitung nilai koefisien *understeer* (Kus) dengan persamaan (2.55)
 13. Melakukan analisa perilaku arah belok kendaraan apakah *understeer* atau *oversteer*.

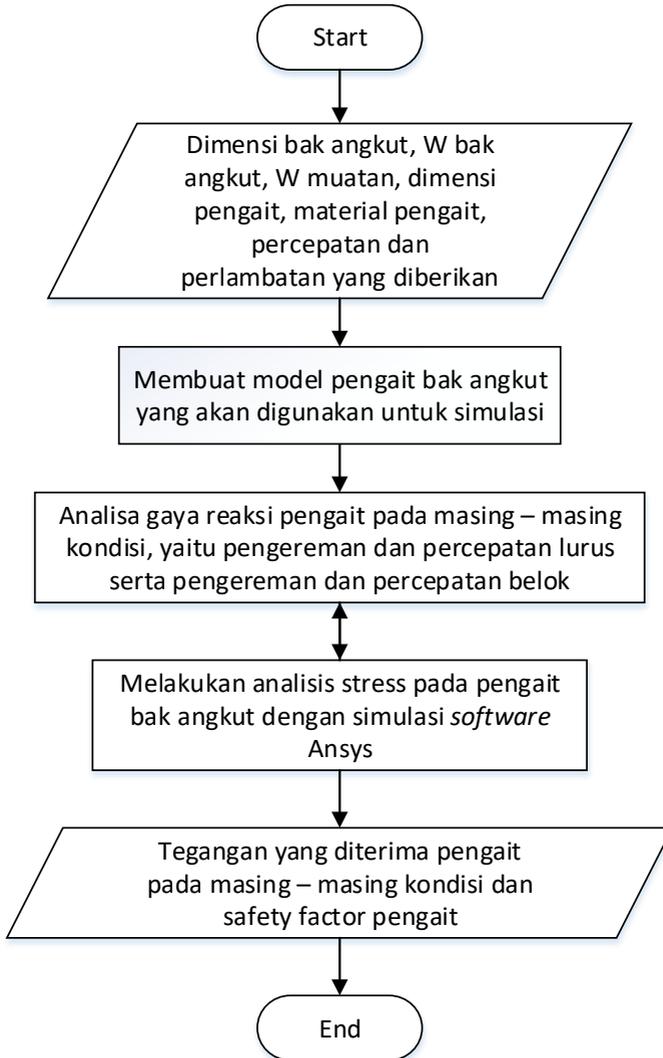
14. Mendapatkan data hasil penelitian berupa :

- Tabel perilaku arah kendaraan berdasarkan analisa slip
- Grafik kecepatan skid dengan sudut belok
- Grafik kecepatan guling dengan sudut belok
- Grafik nilai koefisien *understeer* dengan sudut belok rata – rata roda depan.

Dengan *flowchart* perhitungan adalah sebagai berikut:



3.3 Flowchart Analisis Kekuatan Pengait Bak Angkut



3.4 Prosedur Analisis Kekuatan Pengait Bak Angkut

Prosedur penelitian yang akan dilakukan adalah sebagai berikut ini:

1. Mengumpulkan data spesifikasi yang dibutuhkan untuk analisis, seperti:
 - dimensi bak angkut = 2,4 x 1,4 x 2 m
 - berat kosong bak angkut = 500 kg
 - berat muatan = 360 kg
 - material pengait = *Structural Steel*
 - perlambatan : $a = -3 \text{ m/s}^2$; percepatan : $a = 4,2 \text{ m/s}^2$.
 - Kecepatan belok : $v = 40 \text{ km/jam}$; sudut belok: 10° .
2. Membuat model pengait bak angkut dengan software *Inventor*
3. Melakukan analisis gaya – gaya yang diterima pengait bak angkut pada masing – masing kondisi, yaitu pengereman dan percepatan lurus serta pengereman dan percepatan belok
4. Gaya – gaya yang didapatkan digunakan menjadi input pada simulasi *software* untuk mengetahui tegangan yang diterima oleh pengait bak angkut.
5. Didapatkan data tegangan dan nilai *safety factor* pengait pada masing – masing kondisi kendaraan.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

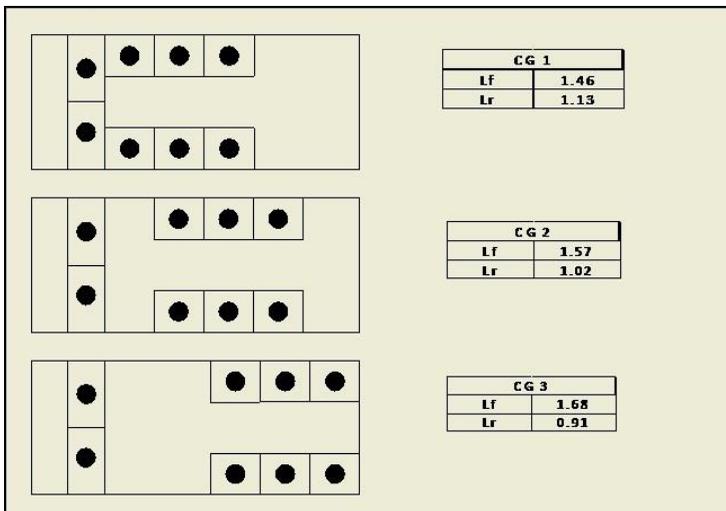
HASIL DAN PEMBAHASAN

4.1 Analisa Kestabilan Arah Kendaraan

4.1.1 Analisa Kestabilan Arah Kendaraan Bermuatan Penumpang

4.1.1.1 Variasi Posisi CG Kendaraan Bermuatan Penumpang

Dalam melakukan analisa stabilitas, penulis membuat berbagai variasi posisi titik berat kendaraan menjadi 3 variasi. Kemudian dari ketiga variasi tersebut, akan dicari posisi titik berat paling stabil berdasarkan nilai dari Koefisien *Understeer* (Kus). Adapun variasi CG Kendaraan Bermuatan Penumpang ditunjukkan pada gambar 4.1 dengan variasi dilakukan dengan perubahan posisi kursi dari penumpang.



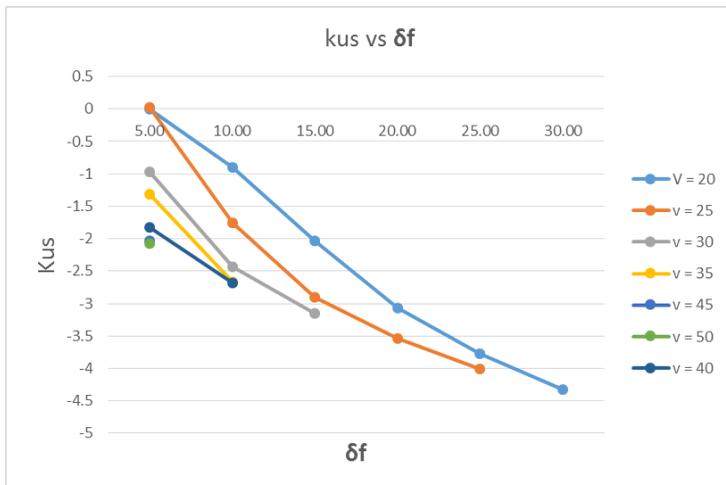
Gambar 4.1 Variasi posisi penumpang mobil multiguna pedesaan

Adapun rancangan posisi titik berat dengan kendaraan bermuatan penumpang yang akan dianalisa dalam Tugas Akhir ini seperti pada tabel 4.1:

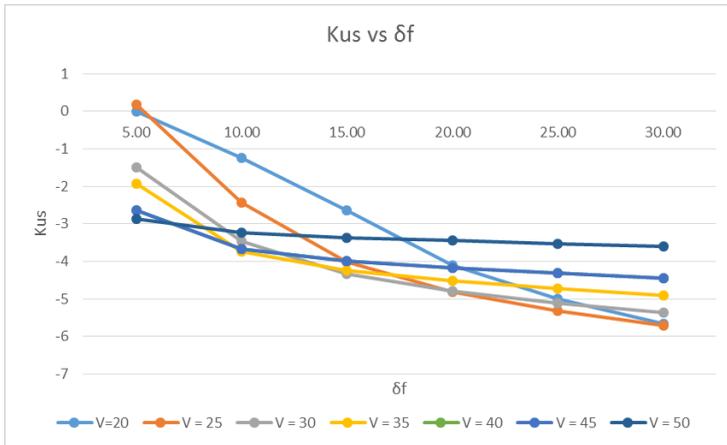
Variasi	Lf	Lr	h
CG 1	1.46	1.13	0.99
CG 2	1.57	1.02	0.99
CG 3	1.68	0.91	0.99

Tabel 4.1 Tabel variasi CG kendaraan bermuatan penumpang

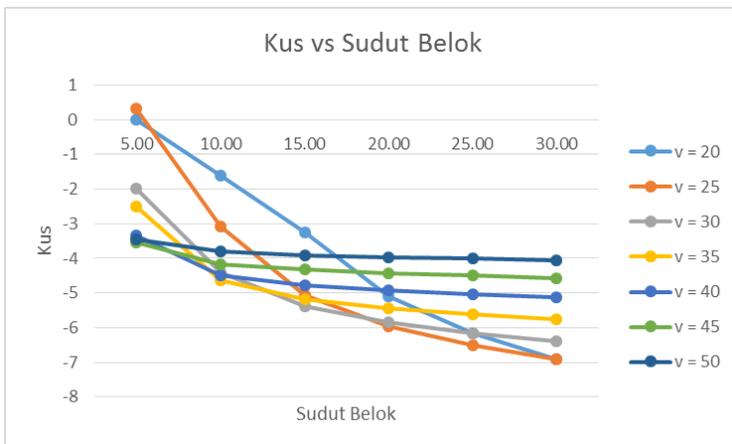
Berdasarkan hasil perhitungan nilai koefisien *understeer*, didapatkan grafik Koefisien *Understeer* (Kus) dengan sudut belok (δf) Kendaraan Bermuatan penumpang pada berbagai posisi titik berat yang menunjukkan kurva antara nilai koefisien *understeer* terhadap sudut belok kendaraan. Trendline dari nilai koefisien *understeer* ini berbeda beda untuk setiap nilai kecepatan kendaraan. Grafik tersebut dapat dilihat pada gambar berikut:



Gambar 4.2 Grafik koefisien *understeer* (Kus) vs sudut belok kendaraan pada variasi CG 1



Gambar 4.3 Grafik koefisien *understeer* (Kus) vs sudut belok kendaraan pada variasi CG 2



Gambar 4.4 Grafik koefisien *understeer* (Kus) vs sudut belok kendaraan pada variasi CG 3

Grafik diatas merupakan grafik dari Kus vs δf pada tiga variasi posisi CG kendaraan bermuatan penumpang dengan $\theta=0^\circ$. Berdasarkan grafik-grafik di atas, kendaraan produksi multiguna pedesaan mengalami kondisi netral, *understeer* dan *oversteer*.

Kondisi *oversteer* merupakan kondisi yang paling berbahaya. Kondisi *oversteer* adalah kondisi dimana mobil berbelok melebihi yang diinginkan oleh pengemudi. Hal tersebut dikarenakan roda belakang kehilangan traksi dan bagian belakang kendaraan terbuang keluar. Pada kondisi ini kendaraan menjadi sangat sulit untuk dikendalikan. Kondisi *understeer* adalah kondisi di mana kendaraan sulit berbelok atau kendaraan tidak berbelok setajam yang diinginkan oleh pengemudi, sehingga untuk mengatasinya bisa dengan menambahkan sudut belok yang lebih besar pada kemudi untuk radius tertentu. Oleh karena itu dipilihlah posisi CG 1 karena memiliki kondisi *oversteer* yang paling sedikit dan memiliki nilai *understeer* index positif (*understeer*) yang paling rendah.

4.1.1.2 Analisa Slip Posisi CG 1 Kendaraan Bermuatan Penumpang

Dari perhitungan sudut *slip* pada masing-masing roda ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$), didapatkan sudut *slip* rata-rata roda depan α_f dan α_r pada tabel 4.2. Dapat dilihat pada tabel 4.1 bahwa semakin besar nilai sudut belok yang dialami oleh kendaraan, maka besarnya sudut slip yang terjadi semakin besar. Hal ini disebabkan karena gaya sentrifugal yang terjadi juga semakin meningkat. Demikian juga dengan semakin meningkatnya kecepatan kendaraan, maka sudut slip kendaraan akan semakin besar seiring dengan semakin meningkatnya gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh kendaraan. Semakin besar gaya sentrifugal yang dihasilkan menyebabkan gaya lateral yang terjadi juga semakin besar. Gaya lateral inilah yang menyebabkan sudut slip yang terjadi pada ban juga semakin besar. Selain itu pada variasi posisi titik berat CG 1 memiliki nilai sudut slip roda belakang yang lebih kecil dibandingkan dengan posisi titik berat CG 2, dan CG 3. Hal tersebut terjadi karena terdapat perubahan letak titik berat kendaraan pada masing – masing variasi posisi muatan. Pada CG 1 letak titik berat lebih berada di depan dibandingkan dengan CG2, dan CG 3. Hal itu membuat gaya lateral pada ban belakang CG 1 lebih kecil dibanding pada CG 2, dan CG 3. Berdasarkan hal tersebut, semakin ke belakang letak titik berat kendaraan maka gaya lateral pada ban

belakang semakin besar dan gaya lateral pada ban depan akan semakin menurun, menyebabkan perubahan yang sama pada sudut slip ban. Demikian pula sebaliknya jika terjadi perubahan letak titik berat lebih ke depan kendaraan.

Tabel 4.2 Tabel sudut slip rata – rata roda depan dan belakang

V	θ	δf	$a f$	$a r$	V	θ	δf	$a f$	$a r$	V	θ	δf	$a f$	$a r$
V = 20 km/h	0	5	0	0	V = 20 km/h	5	5	0	0	V = 20 km/h	10	5	0	0
		10	1.02	1.22			10	0	0			10	0	0
		15	2.74	3.41			15	1.17	1.46			15	0	0
		20	4.52	5.92			20	2.80	3.68			20	1.24	1.62
		25	6.12	8.30			25	4.49	6.10			25	2.77	3.78
		30	7.55	10.58			30	5.99	8.39			30	4.36	6.09
V = 25 km/h	0	5	0.41	0.40	V = 25 km/h	5	5	0	0	V = 25 km/h	10	5	0	0
		10	3.08	3.70			10	1.37	1.67			10	0.09	0.07
		15	5.92	7.52			15	4.18	5.31			15	2.35	2.98
		20	8.44	11.11			20	6.77	8.92			20	5.01	6.62
		25	10.70	14.52			25	9.06	12.32			25	7.35	10.01
		30	12.70	17.80			30	11.10	15.57			30	9.42	13.23

4.1.1.3 Analisa Skid Posisi CG 1 Kendaraan Multiguna Pedesaan Bermuatan Penumpang

Kendaraan akan mengalami skid apabila gaya sentrifugal yang bekerja pada ban lebih besar dibandingkan perkalian antara μ_m dengan gaya normal dari roda. Berdasarkan perhitungan didapatkan batas kecepatan maksimal sebelum kendaraan mengalami skid dengan persamaan sebagai berikut:

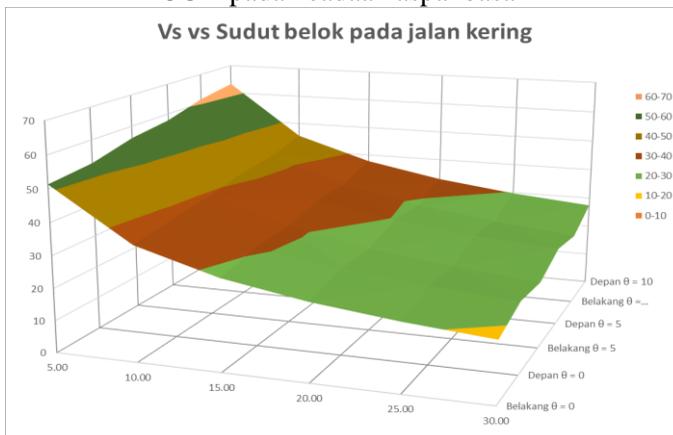
$$V_{fs} = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot l_r (\sin \theta + \mu_m \cos \theta)}{l_r (\cos \theta - \mu_m \sin \theta) \cos \beta - \mu \cdot h \sin \beta}}$$

$$V_{rs} = \sqrt{\frac{R \cdot g \cdot l_f (\sin \theta + \mu_m \cos \theta)}{l_f (\cos \theta - \mu_m \sin \theta) \cos \beta + \mu \cdot h \sin \beta}}$$

Dari perhitungan terhadap seluruh variasi, didapatkan kecepatan maksimum agar kendaraan tidak mengalami skid yang digambarkan pada grafik berikut :



Gambar 4.5 Grafik batas kecepatan skid (V_s) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang posisi CG 1 pada keadaan aspal basah



Gambar 4.6 Grafik batas kecepatan skid (V_s) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang posisi CG 1 pada keadaan aspal kering

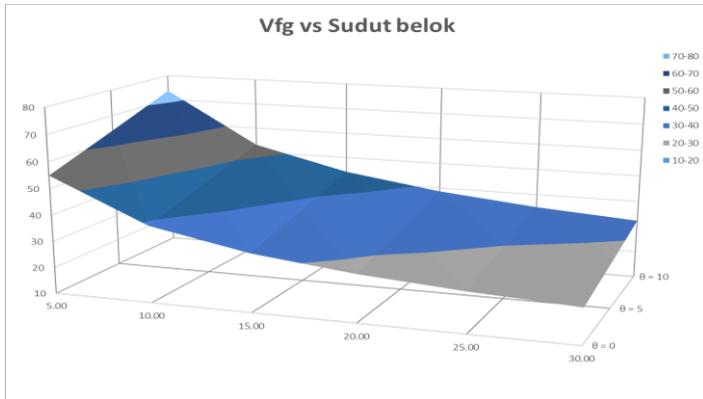
Secara keseluruhan kendaraan akan cenderung mengalami kondisi *oversteer* karena $V_{f_s} > V_{r_s}$. Dari kedua grafik diatas

diketahui trendline batas kecepatan skid mengalami penurunan setiap penambahan sudut belok (δf) kendaraan. Hal ini menunjukkan bahwa setiap melakukan penambahan sudut belok maka kecenderungan kendaraan akan mengalami skid akan semakin tinggi. Kemudian pada kondisi kendaraan melaju pada jalan aspal kering kendaraan memiliki batas kecepatan yang lebih tinggi dibandingkan saat melaju pada jalan aspal basah. Hal tersebut sudah sesuai dengan teori dimana semakin besar nilai μ_m yang dipengaruhi oleh jenis jalan, maka batas kecepatan agar kendaraan tidak mengalami skid juga akan besar. Batas kecepatan agar kendaraan tidak mengalami skid juga akan semakin bertambah seiring dengan pertambahan sudut kemiringan melintang jalan.

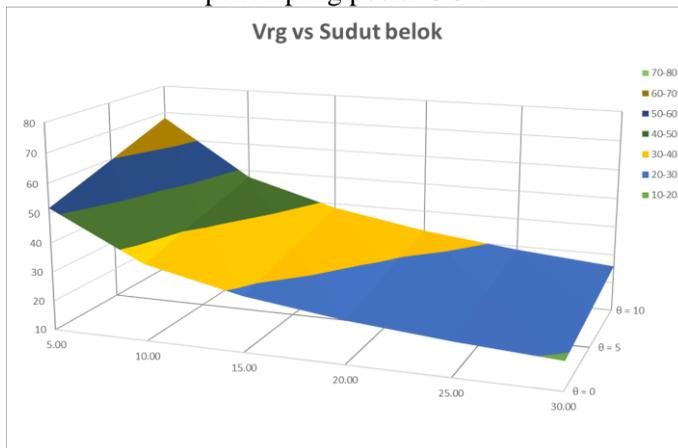
4.1.1.4 Analisa Guling Posisi CG 1 Kendaraan Multiguna Pedesaan Bermuatan Penumpang

Kendaraan dalam kondisi kritis akan terguling Karena terangkatnya salah satu atau kedua ban terluar ketika berbelok. Hal ini disebabkan oleh besarnya gaya normal yang terjadi pada ban kendaraan tidak dapat menahan berat kendaraan, dengan kata lain gaya normal yang terjadi bernilai nol atau negatif. Supaya terhindar dari keadaan ini, maka pengemudi harus mengetahui kecepatan maksimum agar kendaraan tidak mengalami kondisi guling atau roda terangkat. Berdasarkan hasil perhitungan, didapatkan grafik V_{gf} vs δf dan V_{gr} vs δf yang akan ditampilkan pada gambar 4.7 dan 4.8.

Berdasarkan grafik di bawah, dapat dilihat bahwa nilai $V_{gf} > V_{gr}$ pada berbagai kondisi sudut belok yang diberikan. Hal ini menunjukkan bahwa kendaraan multiguna pedesaan cenderung mengalami keadaan *oversteer*. Pada grafik juga dapat disimpulkan bahwa *trendline* grafik mengalami penurunan pada setiap penambahan sudut belok kendaraan. Hal itu menunjukkan bahwa kecenderungan kendaraan akan mengalami guling akan meningkat seiring dengan bertambahnya sudut belok kendaraan. Dari grafik juga dapat dilihat bahwa batas kecepatan guling akan meningkat seiring dengan bertambahnya sudut kemiringan melintang jalan.



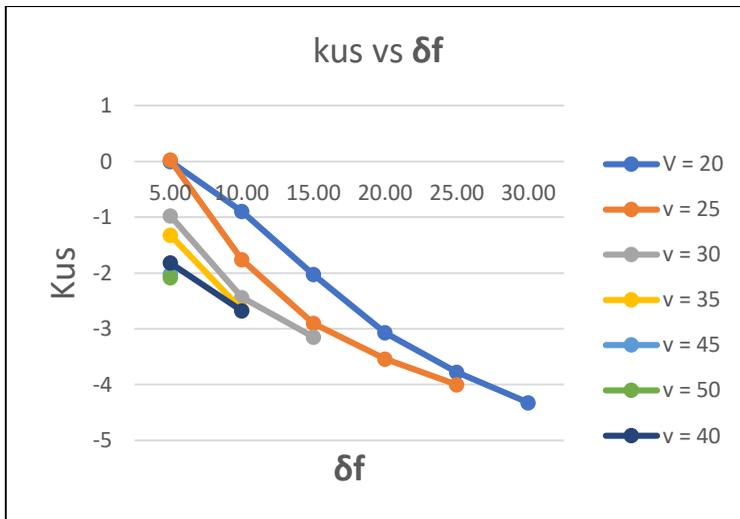
Gambar 4.7 Grafik batas kecepatan guling roda depan (Vfg) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang posisi CG 1



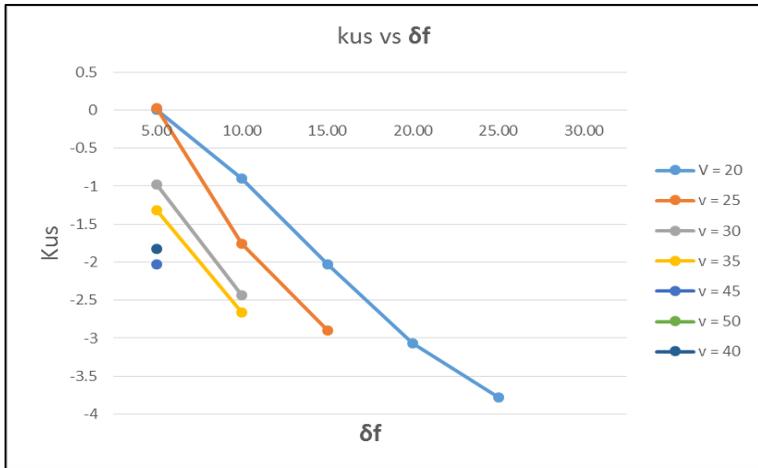
Gambar 4.8 Grafik batas kecepatan guling roda belakang (Vrg) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang posisi CG 1

4.1.1.5 Analisa Perilaku Arah Kendaraan Berdasarkan Nilai Koefisien Understeer (Kus) Posisi CG 1 Kendaraan Multiguna Pedesaan Bermuatan Penumpang

Berikut ini adalah grafik nilai Koefisien *Understeer* (Kus) dari kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang dengan kondisi aspal kering dan basah. Grafik di bawah ini menunjukkan besarnya nilai koefisien *understeer* kendaraan terhadap besarnya sudut belok kendaraan yang diberikan. *Trendline* dari grafik yang dihasilkan ini berbeda – beda untuk setiap kecepatan kendaraan yang diberikan.



Gambar 4.9 Grafik Koefisien *Understeer* (Kus) vs sudut belok kendaraan multiguan pedesaan bermuatan penumpang pada posisi CG 1 pada aspal kering dengan sudut kemiringan melintang jalan $\theta = 0^\circ$



Gambar 4.10 Grafik Koefisien *Understeer* (Kus) vs sudut belok kendaraan multiguan pedesaan bermuatan penumpang pada posisi CG 1 pada aspal basah dengan sudut kemiringan melintang jalan $\theta = 0^\circ$

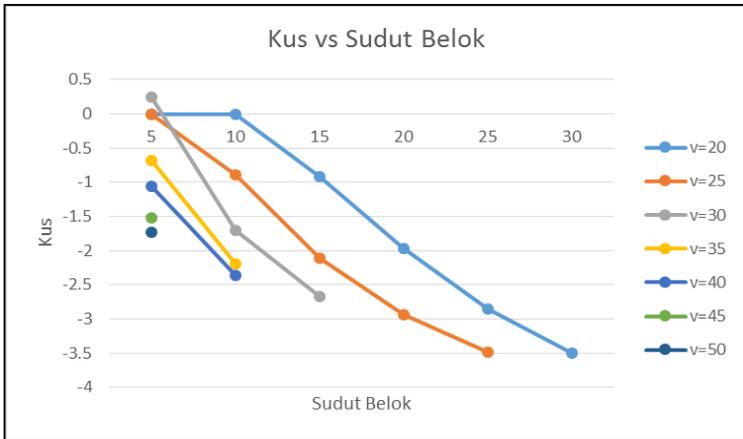
Berdasarkan gambar 4.10 dan 4.11 pada saat kendaraan pada kecepatan 20 km/jam dan sudut belok 5° , kendaraan masih berada pada kondisi netral. Kemudian dengan melakukan penambahan sudut belok menjadi 10° dan seterusnya kendaraan akan mengalami keadaan *oversteer*. Hal ini menunjukkan sudah terjadi sudut slip pada ban kendaraan, di mana besarnya sudut slip ban belakang lebih besar daripada ban depan. Namun berdasarkan gambar 4.11, pada keadaan aspal basah ketika kecepatan 20 km/jam dan sudut belok 30° kendaraan sudah mengalami *skid*.

Kemudian pada kecepatan 25 km/jam pada sudut belok 5° kendaraan mengalami kondisi *understeer*, hal ini disebabkan oleh besarnya sudut slip roda depan lebih besar daripada sudut slip roda belakang. Namun dengan penambahan sudut belok selanjutnya, kendaraan mengalami kondisi *oversteer* hingga sudut belok 20° dan selanjutnya mengalami *skid* pada aspal kering dan hingga 15° pada aspal basah sevelum mengalami *skid*.

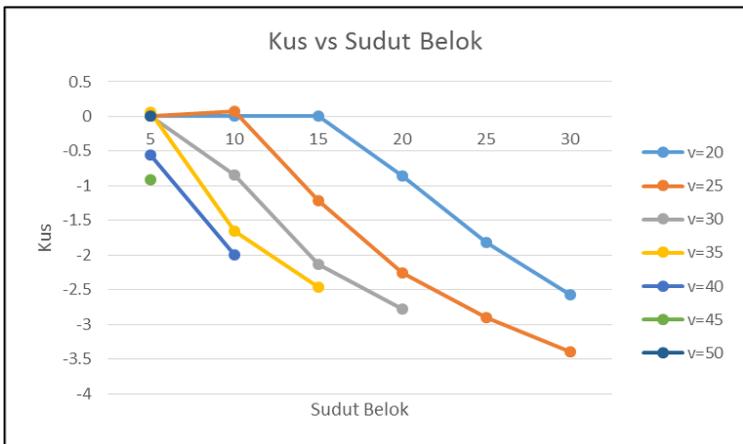
Kemudian pada kecepatan 30 km/jam kendaraan langsung mengalami *oversteer* saat pertama diberikan sudut belok 5° dan

seterusnya hingga sudut belok 15° sebelum mengalami *skid* pada aspal kering dan 10° sebelum mengalami *skid* pada aspal basah. Lalu pada kecepatan 35 km/jam kendaraan juga langsung mengalami kondisi *oversteer* pada sudut belok 5° sampai 10° sebelum mengalami *skid* pada aspal kering, dan hanya 5° sebelum mengalami *skid* pada aspal basah. Selanjutnya pada kecepatan 40, 45, dan 50 km/jam kendaraan sama – sama mengalami kondisi *oversteer* dengan nilai Kus yang berbeda – beda pada sudut belok 5. Kemudian pada gambar berikut ini akan ditampilkan grafik Kus vs sudut belok dengan kemiringan melintang jalan sebesar 5° dan 10° .

Berdasarkan gambar 4.11, dibandingkan dengan grafik Kus vs sudut belok pada kemiringan melintang jalan $\theta = 0^\circ$ kedua grafik tersebut memiliki *trendline* yang hampir sama yaitu setiap penambahan sudut belok pada masing – masing kecepatan akan mendapatkan nilai Kus yang semakin kecil atau negatif. Hal ini menunjukkan jika kendaraan ini cenderung *oversteer*. Hanya perbedaannya adalah pada sudut kemiringan melintang 5° kecepatan 20 km/jam kendaraan masih mengalami kondisi netral saat diberikan sudut belok 10° . Kemudian besarnya nilai Kus pada kecepatan 30 km/jam pada sudut belok 5° juga lebih besar dibandingkan dengan sudut kemiringan melintang 0° . Sedangkan pada sudut kemiringan melintang jalan 10° , pada kecepatan 20 km/jam dengan sudut belok 15° kendaraan masih mengalami kondisi netral, sebelum kemudian mengalami *oversteer*. Kemudian pada kecepatan 25 km/jam dengan sudut belok 10° kendaraan mengalami *understeer* sebelum kemudian mengalami *oversteer*. Nilai Kus minimum dari grafik terakhir juga lebih besar dibandingkan dengan keadaan sudut kemiringan melintang jalan yang lainnya. Hal ini menunjukkan kendaraan berada pada kondisi paling stabil pada sudut kemiringan melintang jalan 10° .



(a)



(b)

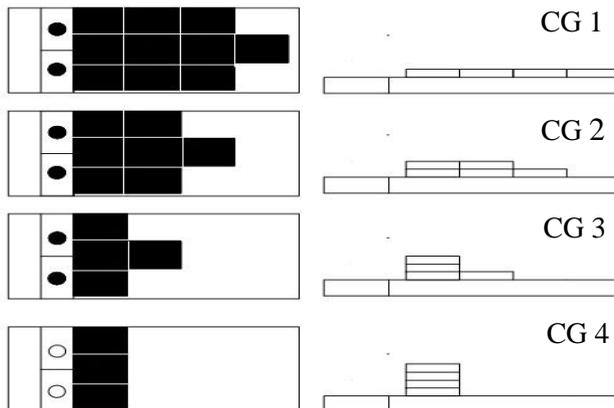
Gambar 4.11 Grafik Koefisien *Understeer* vs Sudut Belok belok kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang pada posisi CG 1 pada aspal kering dengan sudut kemiringan melintang jalan : (a) $\theta = 5^\circ$ dan (b) $\theta = 10^\circ$

Saat kendaraan melintasi jalan dengan sudut kemiringan melintang jalan sebesar 5° dan 10° , kestabilan kendaraan menjadi lebih baik. Hal ini disebabkan karena pada kondisi ini gaya lateral yang disebabkan oleh kendaraan lebih kecil daripada saat melaju pada jalan datar. Gaya lateral yang terjadi menjadi lebih kecil disebabkan oleh gaya berat yang bekerja berlawanan arah dengan gaya lateral. Sehingga terjadinya skid dan guling pada masing-masing variasi kecepatan juga akan berkurang seiring dengan penambahan sudut kemiringan melintang jalan.

4.1.2 Analisa Kestabilan Arah Kendaraan Bermuatan Penumpang

4.1.2.1 Variasi Posisi CG Kendaraan Bermuatan Barang

Sama halnya dengan muatan penumpang, pada muatan barang juga dibuat berbagai variasi muatan agar posisi titik berat kendaraan berbeda. Adapun variasi CG Kendaraan Bermuatan barang ditunjukkan pada gambar 4.12 dengan variasi dilakukan dengan perubahan letak dari barang.



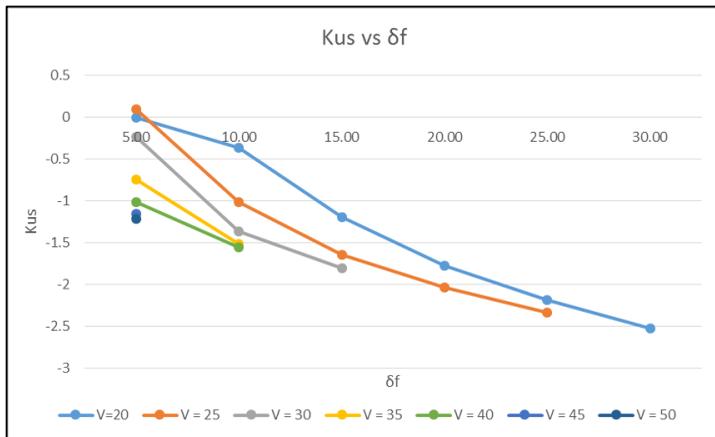
Gambar 4.12 Variasi posisi penumpang mobil multiguna pedesaan

Adapun rancangan posisi titik berat dengan kendaraan bermuatan penumpang yang akan dianalisa dalam Tugas Akhir ini seperti pada tabel 4.3:

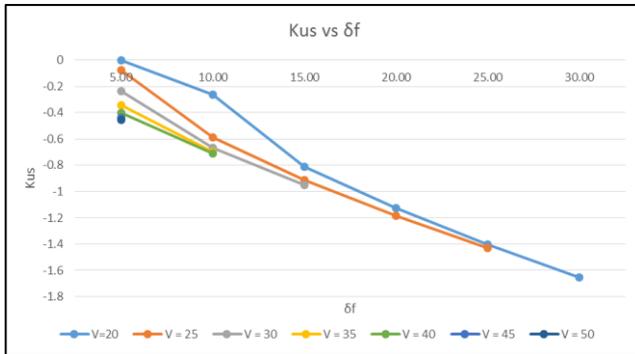
Variasi	Lf	Lr	h
CG 1	1.38	1.21	0.65
CG 2	1.31	1.28	0.65
CG 3	1.25	1.34	0.66
CG 4	1.24	1.35	0.67

Tabel 4.3 Tabel Variasi CG kendaraan bermuatan barang

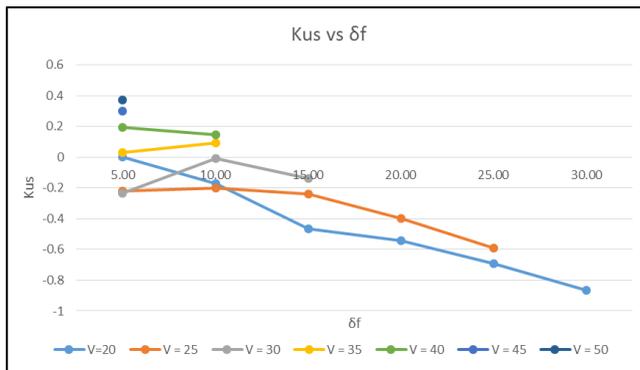
Berdasarkan hasil perhitungan nilai koefisien *understeer*, didapatkan grafik Koefisien *Understeer* (Kus) dengan sudut belok (δf) Kendaraan Bermuatan barang pada berbagai posisi titik berat yang menunjukkan kurva antara nilai koefisien *understeer* terhadap sudut belok kendaraan. *Trendline* dari nilai koefisien *understeer* ini berbeda beda untuk setiap nilai kecepatan kendaraan. Grafik tersebut dapat dilihat pada gambar berikut ini:



Gambar 4.13 Grafik koefisien *understeer* (Kus) vs sudut belok Kendaraan bermuatan barang pada variasi CG 1

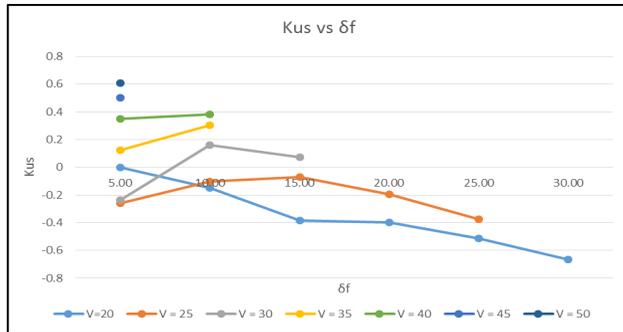


Gambar 4.14 Grafik koefisien *understeer* (Kus) vs sudut belok kendaraan bermuatan barang pada variasi CG 2



Gambar 4.15 Grafik koefisien *understeer* (Kus) vs sudut belok kendaraan bermuatan barang pada variasi CG 3

Grafik diatas merupakan grafik dari Kus vs δf pada empat variasi posisi CG kendaraan bermuatan penumpang dengan $\theta = 0^\circ$. Berdasarkan grafik-grafik di atas, kendaraan produksi multiguna pedesaan mengalami kondisi netral, *understeer* dan *oversteer*. Berdasarkan keempat grafik di atas, dipilihlah posisi CG 4 karena memiliki kondisi *oversteer* yang paling sedikit.



Gambar 4.16 Grafik koefisien *understeer* (Kus) vs sudut belok kendaraan bermuatan barang pada variasi CG 4

4.1.2.2 Analisa Slip Posisi CG 4 Kendaraan Bermuatan Barang

Dari perhitungan sudut slip pada masing-masing roda ($\alpha_1, \alpha_2, \alpha_3, \alpha_4$), didapatkan sudut slip rata-rata roda depan α_f dan α_r yang ditampilkan pada tabel 4.4. Sama seperti hasil analisa sudut slip pada kendaraan bermuatan penumpang, semakin besar nilai sudut belok kendaraan, maka besarnya sudut slip yang terjadi semakin besar. Pada variasi posisi titik berat CG 4 muatan barang memiliki nilai sudut slip roda depan dan belakang yang bervariasi. Misalnya pada kecepatan 20 km/jam dan 25 km/jam sudut slip roda belakang lebih besar daripada roda depan, sehingga kendaraan mengalami kondisi *oversteer*. Sedangkan pada kecepatan 30 km/jam kendaraan mengalami kondisi *understeer* pada sudut belok 10 dan 15°, sementara sudut belok lainnya mengalami *oversteer*.

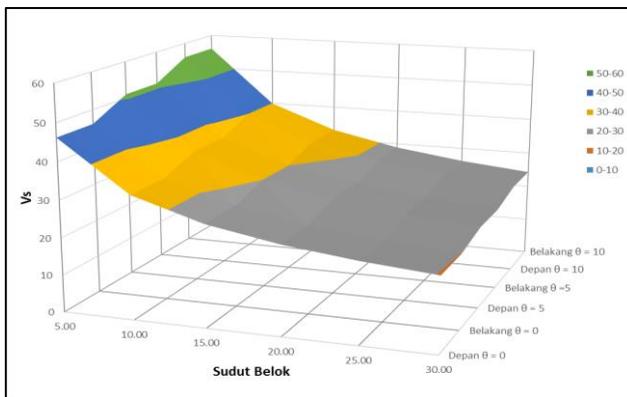
V	θ	δf	α_f	α_r	V	θ	δf	α_f	α_r	V	θ	δf	α_f	α_r
V = 20 km/h	0	5	0	0	V = 20 km/h	5	5	0	0	V = 20 km/h	10	5	0	0
		10	0.83	0.87			10	0	0			10	0	0
		15	2.91	3.03			15	0.99	1.13			15	0	0
		20	4.89	5.06			20	3.05	3.23			20	1.11	1.28
		25	6.70	6.97			25	4.95	5.17			25	3.12	3.27
		30	8.35	8.79			30	6.68	7.00			30	4.94	5.12
V = 25 km/h	0	5	0.21	0.26	V = 25 km/h	5	5	0	0	V = 25 km/h	10	5	0	0
		10	3.25	3.28			10	1.27	1.40			10	0	0
		15	6.36	6.40			15	4.50	4.59			15	2.54	2.69
		20	9.17	9.30			20	7.37	7.51			20	5.48	5.64
		25	11.72	12.04			25	9.97	10.25			25	8.13	8.37
		30	14.06	14.64			30	12.34	12.83			30	10.55	10.92

Tabel 4.4 Tabel sudut slip rata – rata roda depan dan belakang kendaraan bermuatan barang

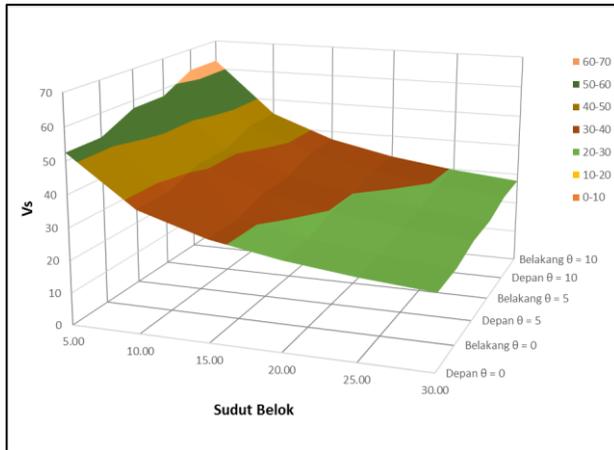
4.1.2.3 Analisa Skid Posisi CG 4 Kendaraan Multiguna Pedesaan Bermuatan Barang

Kendaraan akan mengalami skid apabila gaya sentrifugal yang bekerja pada ban lebih besar dibandingkan perkalian antara μ_m dengan gaya normal dari roda. Berdasarkan perhitungan didapatkan batas kecepatan maksimal sebelum kendaraan mengalami skid dengan persamaan batas kecepatan skid. Dari perhitungan terhadap seluruh variasi, didapatkan kecepatan maksimum agar kendaraan tidak mengalami skid yang digambarkan pada gambar 4.17 dan 4.18.

Secara keseluruhan kendaraan akan cenderung mengalami kondisi *understeer* karena $V_{fs} < V_{rs}$. Berdasarkan kedua grafik di atas, kecenderungan dari grafik sama dengan kendaraan dengan muatan penumpang, yaitu semakin bertambahnya kecepatan dan sudut belok maka besarnya kecepatan skid akan semakin rendah. Hal ini menunjukkan kecenderungan kendaraan akan mengalami *skid* semakin tinggi dengan bertambahnya kecepatan dan sudut belok. Batas kecepatan agar kendaraan tidak mengalami skid juga akan semakin bertambah seiring dengan pertambahan sudut kemiringan melintang jalan.



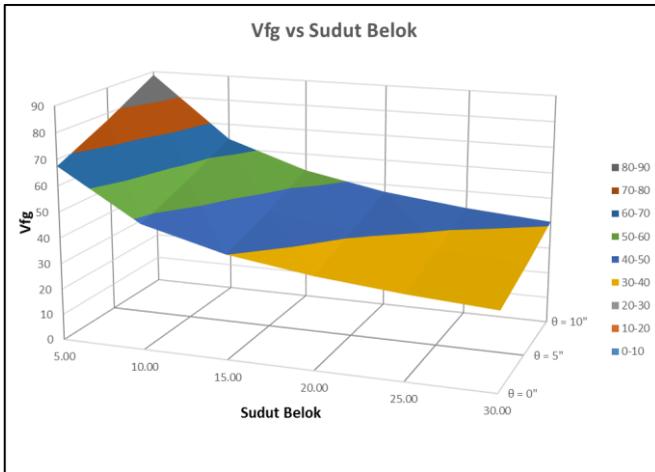
Gambar 4.17 Grafik batas kecepatan skid roda depan (V_{fs}) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan barang posisi CG 4 pada keadaan aspal basah



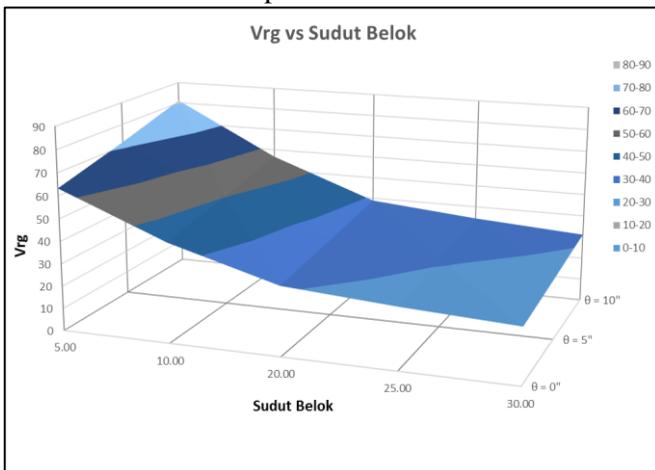
Gambar 4.18 Grafik batas kecepatan skid roda depan (V_{fs}) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan barang posisi CG 4 pada keadaan aspal kering

4.1.2.4 Analisa Guling Posisi CG 4 Kendaraan Multiguna Pedesaan Bermuatan Barang

Kendaraan dalam kondisi kritis akan terguling Karena terangkatnya salah satu atau kedua ban terluar ketika berbelok. Hal ini disebabkan oleh besarnya gaya normal yang terjadi pada ban kendaraan tidak dapat menahan berat kendaraan, dengan kata lain gaya normal yang terjadi bernilai nol atau negatif. Supaya terhindar dari keadaan ini, maka pengemudi harus mengetahui kecepatan maksimum agar kendaraan tidak mengalami kondisi guling atau roda terangkat. Berdasarkan hasil perhitungan, didapatkan grafik V_{gf} vs δ_f dan V_{gr} vs δ_f yang akan ditampilkan pada gambar berikut:



Gambar 4.19 Grafik batas kecepatan guling roda depan (Vfg) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan barang posisi CG 4



Gambar 4.20 Grafik batas kecepatan guling roda belakang (Vrg) vs sudut belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan barang posisi CG 4

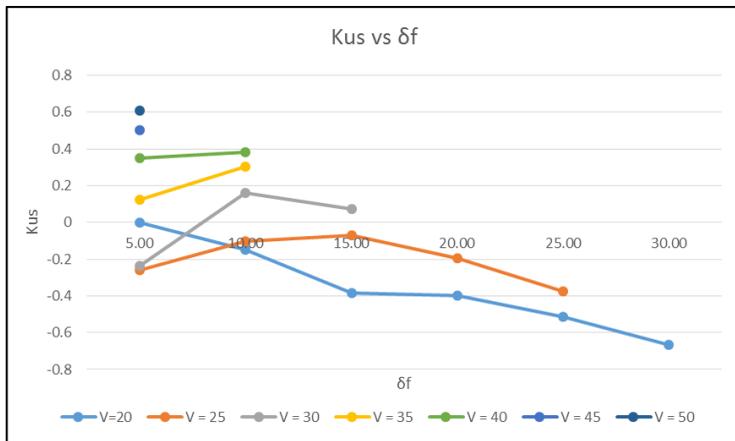
Berdasarkan grafik di atas, dapat dilihat bahwa nilai $V_{fg} < V_{rg}$ pada berbagai kondisi sudut belok yang diberikan. Hal ini menunjukkan bahwa kendaraan multiguna pedesaan cenderung mengalami keadaan *understeer*. Pada grafik juga dapat disimpulkan bahwa *trendline* grafik mengalami penurunan pada setiap penambahan sudut belok kendaraan. Hal itu menunjukkan bahwa kecenderungan kendaraan akan mengalami guling akan meningkat seiring dengan bertambahnya sudut belok kendaraan. Dari grafik juga dapat dilihat bahwa batas kecepatan guling akan meningkat seiring dengan bertambahnya sudut kemiringan melintang jalan.

4.1.2.5 Analisa Perilaku Arah Kendaraan Berdasarkan Nilai Koefisien Understeer (Kus) Posisi CG 4 Kendaraan Multiguna Pedesaan Bermuatan Penumpang

Berikut ini adalah grafik nilai Koefisien *Understeer* (Kus) dari kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang dengan kondisi aspal kering dan basah. Grafik di bawah ini menunjukkan besarnya nilai koefisien *understeer* kendaraan terhadap besarnya sudut belok kendaraan yang diberikan. *Trendline* dari grafik yang dihasilkan ini berbeda – beda untuk setiap kecepatan kendaraan yang diberikan.

Berdasarkan gambar 4.24 pada saat kendaraan pada kecepatan 20 km/jam dan sudut belok 5° , kendaraan masih berada pada kondisi netral. Kemudian dengan melakukan penambahan sudut belok menjadi 10° dan seterusnya kendaraan akan mengalami keadaan *oversteer*. Hal ini menunjukkan sudah terjadi sudut slip pada ban kendaraan, di mana besarnya sudut slip ban belakang lebih besar daripada ban depan.

Kemudian pada kecepatan 25 km/jam pada sudut belok 5° kendaraan mengalami kondisi *oversteer*, hal ini disebabkan oleh besarnya sudut slip roda depan lebih besar daripada sudut slip roda belakang. Demikian pula dengan penambahan sudut belok selanjutnya, kendaraan mengalami kondisi *oversteer* hingga sudut belok 25° dan selanjutnya mengalami *skid* pada aspal kering.

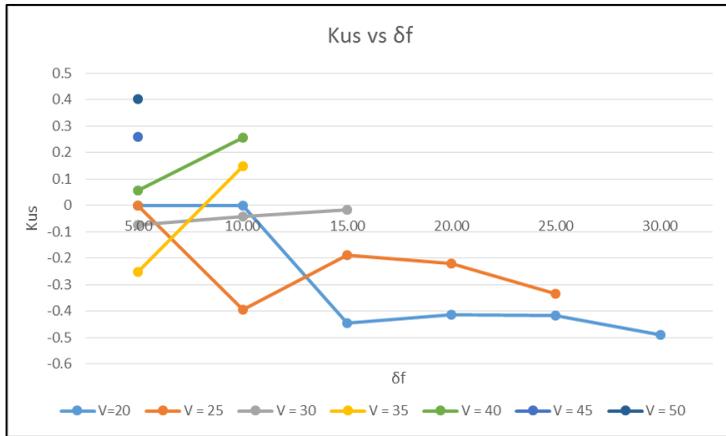


Gambar 4.21 Grafik Koefisien *Understeer* (Kus) vs sudut belok kendaraan multiguan pedesaan bermuatan barang pada posisi CG 4 pada aspal kering

Kemudian pada kecepatan 30 km/jam kendaraan langsung mengalami *oversteer* saat pertama diberikan sudut belok 5° , namun selanjutnya pada sudut belok 10 dan 15° , kendaraan mengalami keadaan *understeer* sebelum akhirnya mengalami *skid*. Lalu pada kecepatan 35 km/jam kendaraan langsung mengalami kondisi *understeer* pada sudut belok 5° sampai 10° sebelum mengalami *skid* pada aspal kering.

Selanjutnya pada kecepatan 40 km/jam kendaraan mengalami kondisi *understeer* pada sudut belok 5 dan 10° sebelum mengalami *skid*. Sedangkan pada kecepatan 45 dan 50 km/jam kendaraan sama – sama mengalami kondisi *understeer* dengan nilai Kus yang berbeda – beda pada sudut belok 5° , dan selanjutnya akan mengalami *skid* pada penambahan sudut belok selanjutnya.

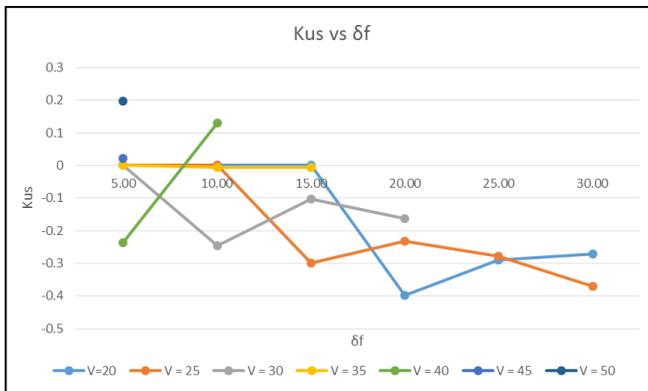
Kemudian pada gambar berikut ini akan ditampilkan grafik Kus vs sudut belok dengan kemiringan melintang jalan sebesar 5° dan 10° .



(a)

Gambar 4.22 Grafik Koefisien *Understeer* vs Sudut Belok belok kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang pada posisi CG 1 pada aspal kering dengan sudut kemiringan melintang jalan : (a) $\theta = 5^\circ$ dan (b) $\theta = 10^\circ$

Berdasarkan kedua grafik tersebut, dibandingkan dengan grafik Kus vs sudut belok pada kemiringan melintang jalan $\theta = 0^\circ$ kedua grafik tersebut memiliki *trendline* yang lebih fluktuatif pada masing – masing kecepatan. Namun grafik pada sudut kemiringan 10° memiliki *trendline* yang paling stabil, karena rentang nilai Kus yang dihasilkan mendekati nol. Hal ini menunjukkan jika kendaraan berada pada kondisi paling stabil pada sudut kemiringan melintang jalan 10° dibandingkan pada $\theta = 0^\circ$ dan $\theta = 5^\circ$.



(b)

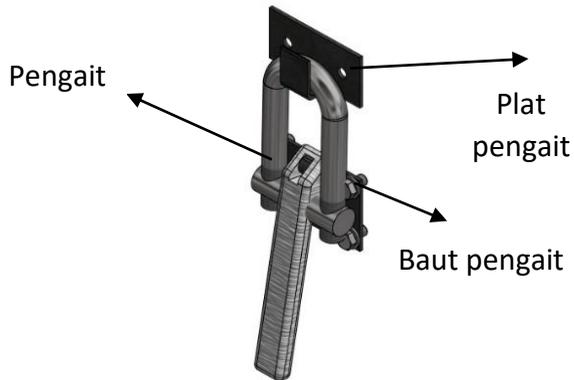
Gambar 4.23 Grafik Koefisien *Understeer* vs Sudut Belok belok kendaraan multiguna pedesaan bermuatan penumpang pada posisi CG 1 pada aspal kering dengan sudut kemiringan melintang jalan : (a) $\theta = 5^\circ$ dan (b) $\theta = 10^\circ$

4.2 Analisa Kekuatan Pengait Bak Angkut Kendaraan Multiguna Pedesaan

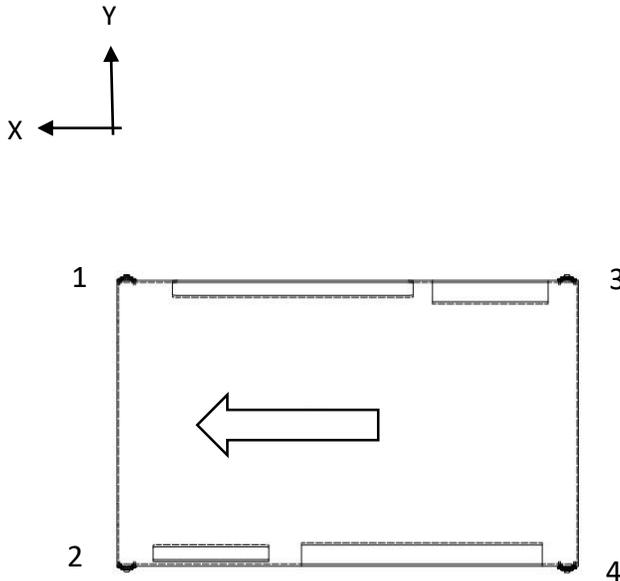
Gaya yang terjadi pada pengait bak angkut kendaraan akan dianalisa dalam 4 keadaan, yaitu saat pengereman dan percepatan lurus serta pengereman dan percepatan belok. Analisis akan dilakukan hanya pada salah satu pengait yang menerima gaya paling besar pada masing – masing kondisi kendaraan. Kemudian dari salah satu pengait tersebut akan dimasukkan ke dalam simulasi dengan *input* gaya dari persamaan gaya yang sudah dihitung sebelumnya. Dengan *layout* dari keempat pengait bak angkut kendaraan ditampilkan dalam gambar 4.25.

Pada kondisi pengereman lurus, pengait yang mendapatkan beban maksimum adalah pengait 3 atau 4. Lalu saat kondisi akselerasi lurus pengait yang mendapatkan beban maksimum adalah pengait 1 atau 2. Sementara saat kondisi pengereman belok pengait yang mendapatkan beban maksimum adalah pengait 4. Sedangkan pada kondisi percepatan belok pengait

2 mendapatkan beban paling besar. Pada analisa ini, pengait bak angkut kendaraan dibagi menjadi 3 bagian yaitu pengait, plat pengait, dan baut pengait. Dari ketiga komponen ini, akan diketahui komponen mana yang mengalami kegagalan ketika menerima beban dari bak angkut kendaraan. Sehingga dapat dijadikan sebagai evaluasi untuk desain ke depannya. Komponen pada pengait ditunjukkan pada gambar 4.24.



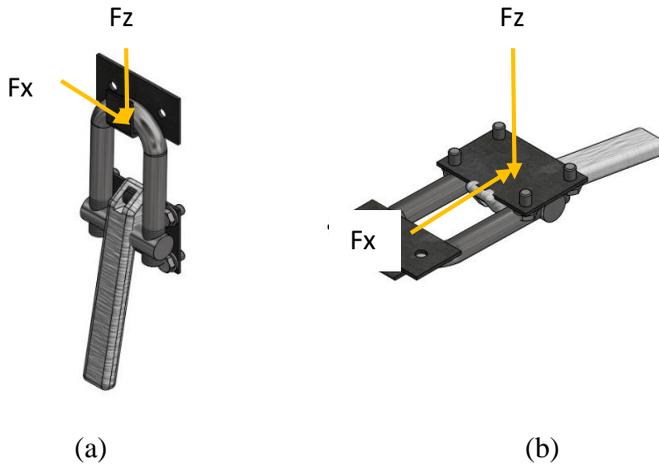
Gambar 4.24 *Komponen* dari pengait bak angkut kendaraan multiguna pedesaan



Gambar 4.25 *Layout* dari pengait bak angkut penumpang kendaraan multiguna pedesaan

4.2.1 Analisa Kekuatan Pengait pada Kondisi Pengereman Lurus

Berikut ini adalah *Free Body Diagram* dari gaya reaksi dari pengait 3 dan 4 yang ditampilkan pada gambar 4.26. Dengan nilai dari gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait ditampilkan dalam tabel 4.5 berikut ini.

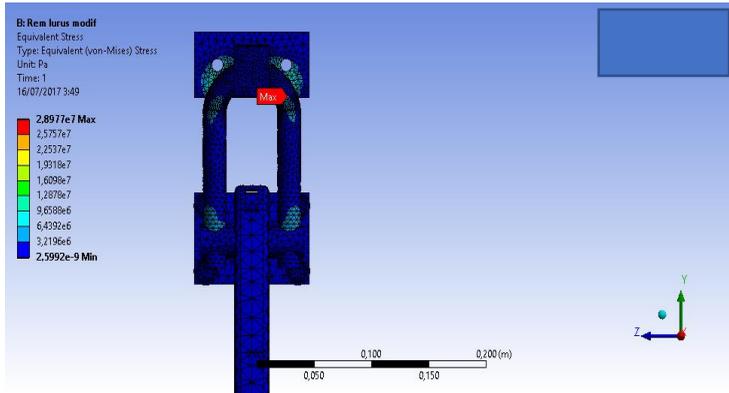


Gambar 4.26 *Free Body Diagram* reaksi dari pengait bak angkut pada kondisi pengereman dan percepatan lurus: a) Pengait samping b) Pengait atas

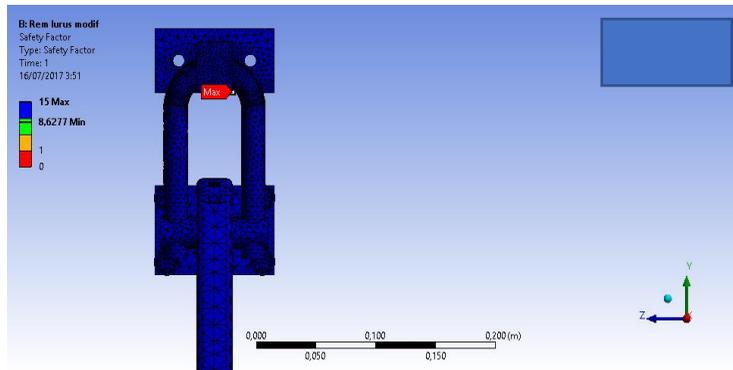
Item	Pengait Samping	Pengait Atas
F_x	118,25 N	118,25 N
F_y	0	0
F_z	1123,375 N	1123,375 N
Tegangan Max	28,97 MPa	104,1 MPa
Safety Factor Min	8,62	2,4
Tegangan Komponen Pengait	26,70 MPa	92,5 MPa
Tegangan Komponen Baut	4,12 MPa	10,2 MPa
Tegangan Komponen Plat	28,97 MPa	104,1 MPa

Tabel 4.5 Nilai gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait pada keadaan pengereman lurus.

Hasil simulasi *software* dengan metode *finite element* untuk model pengait samping ditampilkan dalam gambar 4.27 berikut ini.



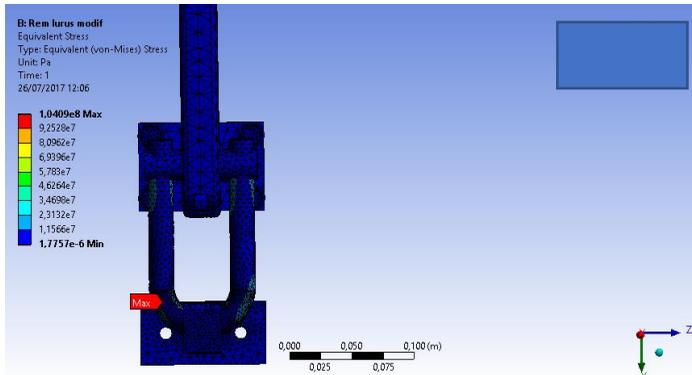
(a)



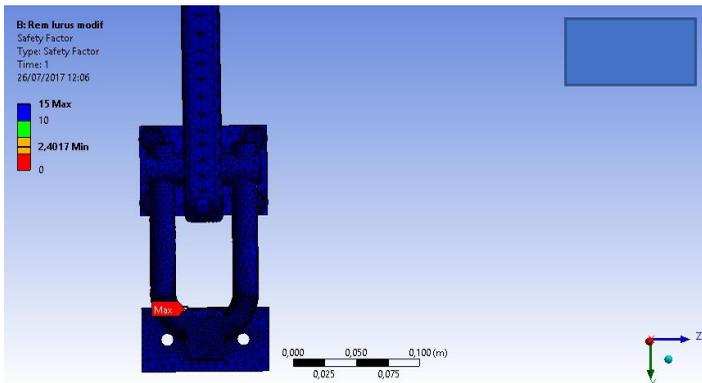
(b)

Gambar 4.27 Hasil Simulasi Pengait Model Pertama Bak Angkut Kondisi Pengereman Lurus: (a) *Equivalent Stress*, (b) *Safety Factor*.

Hasil simulasi dengan metode *finite element* untuk model pengait atas ditampilkan dalam gambar 4.28 berikut ini.



(a)



(b)

Gambar 4.28 Hasil Simulasi Pengait Model Kedua Bak Angkut Kondisi Pengereman Lurus: (a) *Equivalent Stress*, (b) *Safety Factor*.

Berdasarkan hasil simulasi didapatkan bahwa besarnya tegangan maksimal yang diterima oleh pengait adalah 104,1 MPa dengan nilai *safety factor* adalah 2,4 pada model pengait kedua. Hal ini menunjukkan bahwa pengait masih mampu menahan beban yang diterima oleh bak angkut saat kendaraan dalam kondisi

pengereman lurus. Sementara beban yang diterima pengait atas lebih besar daripada pengait samping.

4.2.2 Analisa Kekuatan Pengait pada Kondisi Percepatan Lurus

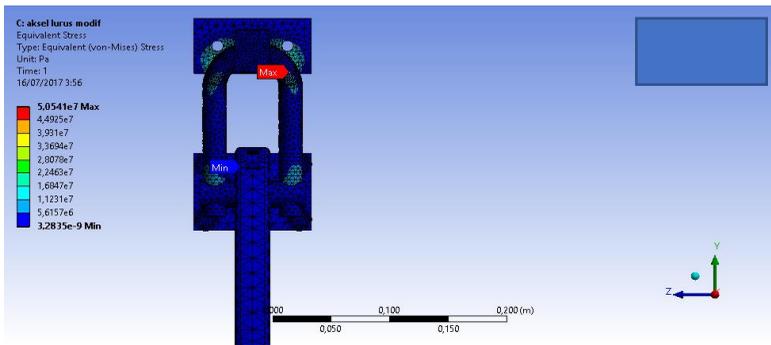
Pada kondisi percepatan lurus beban yang diterima oleh pengait hampir sama dengan ketika pengereman lurus karena hanya terdapat dua gaya yang menuju ke pengait bak angkut, namun berbeda pada posisi pengait yang menerima beban paling besar. Gambar *Free Body Diagram* dari gaya reaksi dari pengait 1 dan 2 ditampilkan pada gambar 4.25. Dengan nilai dari gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait 1 atau 2 ditampilkan dalam tabel 4.6 berikut.

Item	Pengait Samping	Pengait Atas
F_x	376,25 N	376,25 N
F_y	0	0
F_z	2052,93 N	2052,93 N
Tegangan Max	50,54 MPa	64,85 MPa
Safety Factor Min	4,95	3,85
Tegangan Komponen Pengait	38,7 MPa	55,3 MPa
Tegangan Komponen Baut	9,12 MPa	12,2 MPa
Tegangan Komponen Plat	50,54 MPa	64,85 MPa

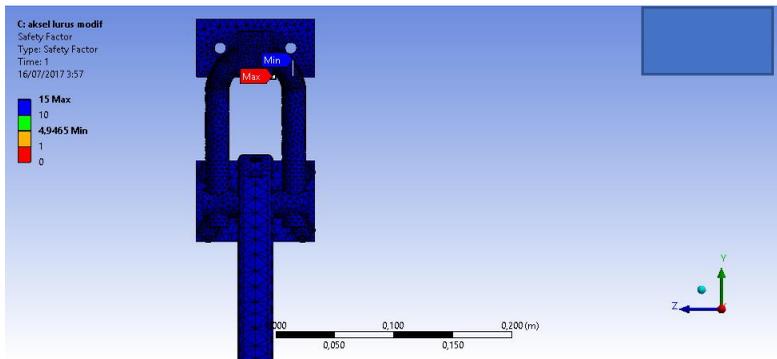
Tabel 4.6 Data hasil gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait bak angkut pada kondisi akselerasi lurus

Hasil simulasi model pengait samping dengan *software* ditampilkan dalam gambar 4.29 berikut ini. Hasil simulasi model pengait atas dengan *software* ditampilkan dalam gambar 4.30 berikut ini. Berdasarkan hasil simulasi didapatkan bahwa besarnya tegangan maksimal yang diterima oleh pengait adalah 64,85 MPa dengan nilai *safety factor* adalah 3,85 pada kedua model pengait

yang disimulasikan. Hal ini menunjukkan bahwa pengait masih mampu menahan beban yang diterima oleh bak angkut saat kendaraan dalam kondisi akselerasi lurus. Namun tegangan yang diterima oleh pengait lebih besar daripada dalam kondisi pengereman lurus, hal ini disebabkan gaya yang diterima oleh pengait dalam sumbu Z lebih besar saat kendaraan dalam kondisi percepatan yang disebabkan karena distribusi massa bak angkut dan penumpang lebih ke depan dari pusat massa bak angkut.

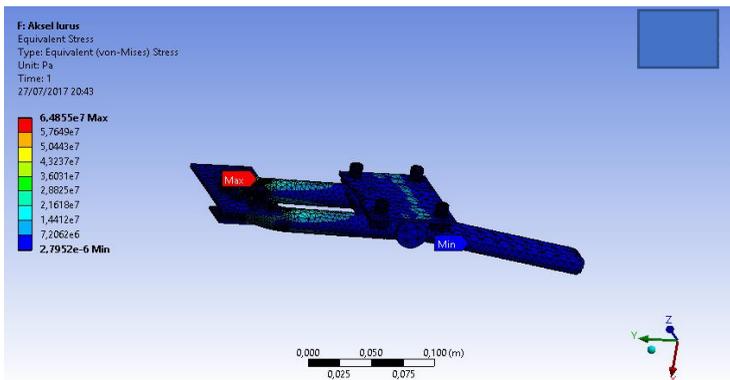
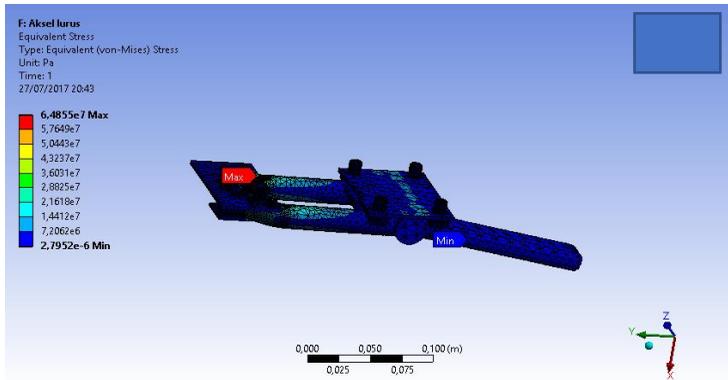


(a)



(b)

Gambar 4.29 Hasil Simulasi Pengait Bak Angkut Model Pertama Kondisi Akselerasi Lurus: (a) *Equivalent Stress* (b) *Safety Factor*.



Gambar 4.30 Hasil Simulasi Pengait Bak Angkut Model Kedua Kondisi Akselerasi Lurus: (a) *Equivalent Stress* (b) *Safety Factor*.

4.2.3 Analisa Kekuatan Pengait pada Kondisi Percepatan Belok

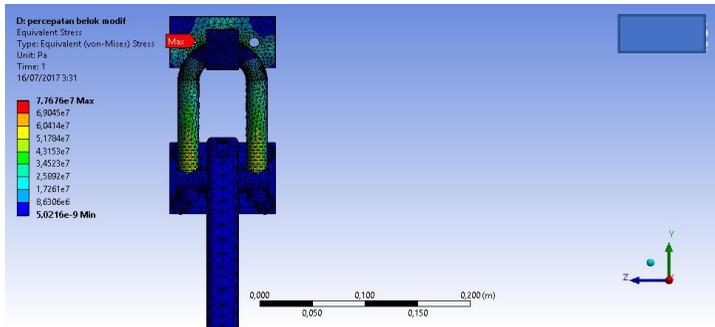
Pada kondisi percepatan belok, pengait mendapatkan beban dari 3 arah. Beban tambahan didapatkan dari pengaruh gaya sentrifugal ketika kendaraan berbelok. Berikut ini adalah *Free Body Diagram* dari gaya reaksi dari pengait 2 yang ditampilkan

pada gambar 4.31. Sementara data hasil gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait 2 ditampilkan pada tabel 4.6 berikut ini.

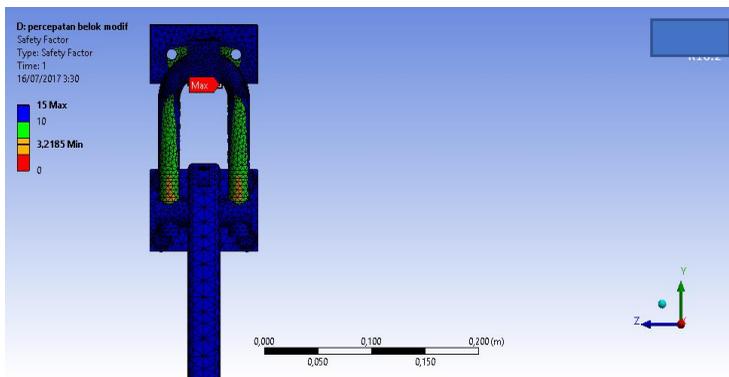
Item	Pengait Samping	Pengait Atas
F_x	153,22 N	153,22 N
F_y	522,34 N	522,34 N
F_z	2906,39 N	2906,39 N
Tegangan Max	77,67 MPa	91,7 MPa
Safety Factor Min	4,95	2,72
Tegangan Komponen Pengait	38,7 MPa	78,77 MPa
Tegangan Komponen Baut	6,31 MPa	8,1 MPa
Tegangan Komponen Plat	50,54 MPa	91,7 MPa

Tabel 4.7 Data hasil gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait bak angkut pada kondisi akselerasi belok

Berdasarkan hasil simulasi didapatkan bahwa besarnya tegangan maksimal yang diterima oleh pengait adalah 91,7 MPa dengan nilai *safety factor* adalah 2,72 pada model pengait atas. Hal ini menunjukkan bahwa pengait masih mampu menahan beban yang diterima oleh bak angkut saat kendaraan dalam kondisi percepatan belok. Tegangan yang diterima oleh pengait lebih besar daripada dalam dua kondisi sebelumnya, hal ini disebabkan pengait menerima tambahan gaya lateral yang dihasilkan oleh gaya sentrifugal kendaraan saat belok. Hasil simulasi model pengait samping dengan *software* ditampilkan dalam gambar 4.31 berikut ini. Hasil simulasi model pengait atas dengan *software* ditampilkan dalam gambar 4.32.

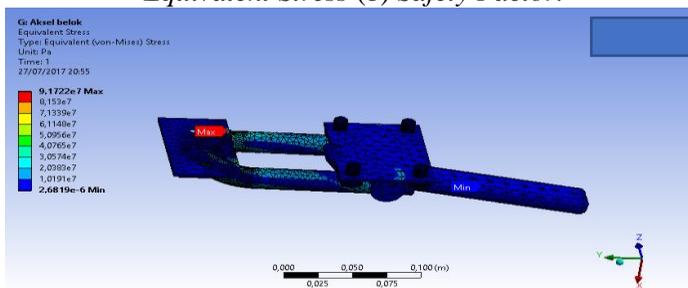


(a)

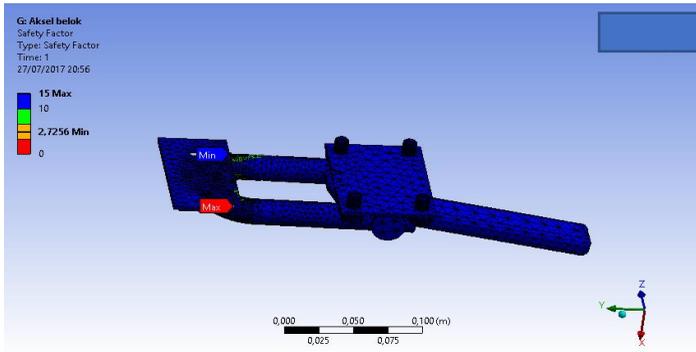


(b)

Gambar 4.31 Hasil Simulasi pengait Bak Angkut Kendaraan: (a) *Equivalent Stress* (b) *Safety Factor*.



(a)



(b)

Gambar 4.32 Hasil simulasi pengait bak angkut kendaraan: (a) *Equivalent Stress* (b) *Safety Factor*.

4.2.4 Analisa Kekuatan Pengait pada Kondisi Pengereman Belok

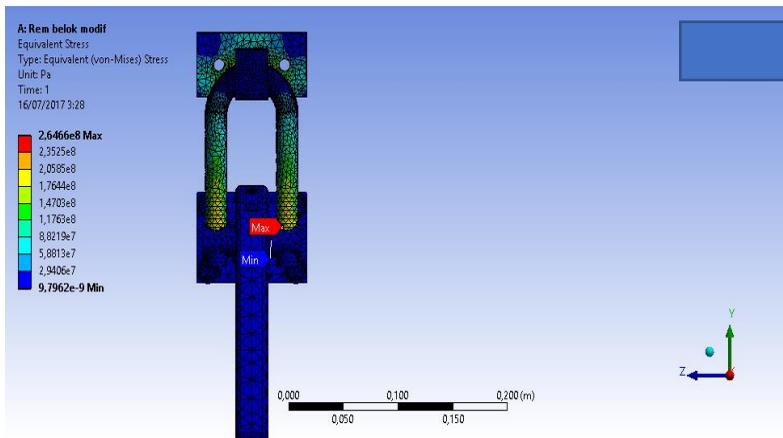
Pada kondisi pengereman belok, pengait mendapatkan beban dari 3 arah. Beban tambahan didapatkan dari pengaruh gaya sentrifugal ketika kendaraan berbelok. *Free Body Diagram* dari gaya reaksi dari pengait 2 ditampilkan pada gambar 4.31. Data hasil gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait 2 ditampilkan pada tabel 4.6 berikut ini. Data hasil gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait ditampilkan dalam tabel berikut ini.

Item	Pengait Samping	Pengait Atas
F_x	421,96 N	421,96 N
F_y	2594,69 N	2594,69 N
F_z	2906,39 N	2906,39 N
Tegangan Max	264,66 MPa	415,82 MPa
Safety Factor Min	0,94	0,6
Tegangan Komponen Pengait	220,34 MPa	210,12 MPa

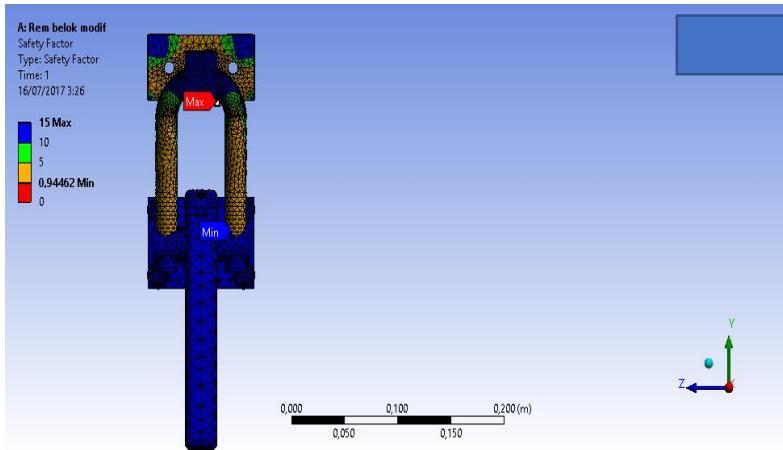
Tegangan Komponen Baut	8,6 MPa	15,3 MPa
Tegangan Komponen Plat	264,66 MPa	415,82 MPa

Tabel 4.8 Data hasil gaya dan tegangan yang diterima oleh pengait bak angkut pada kondisi pengereman belok

Hasil simulasi model pengait samping menggunakan *software* ditampilkan dalam gambar 4.33 berikut ini. Hasil simulasi model pengait atas menggunakan *software* ditampilkan dalam gambar 4.34 berikut ini. Berdasarkan hasil simulasi, didapatkan bahwa pengait 4 menerima tegangan maksimal sebesar 415,82 MPa dan nilai *safety factor* minimum adalah 0,6 pada model pengait atas. Hal ini menunjukkan bahwa pengait mengalami kegagalan, terutama pada komponen plat pengait ketika kendaraan berada pada kondisi pengereman belok dengan nilai dekselerasi maksimal. Pada kondisi ini pengait bak angkut menerima gaya paling besar dibandingkan ketiga kondisi sebelumnya.

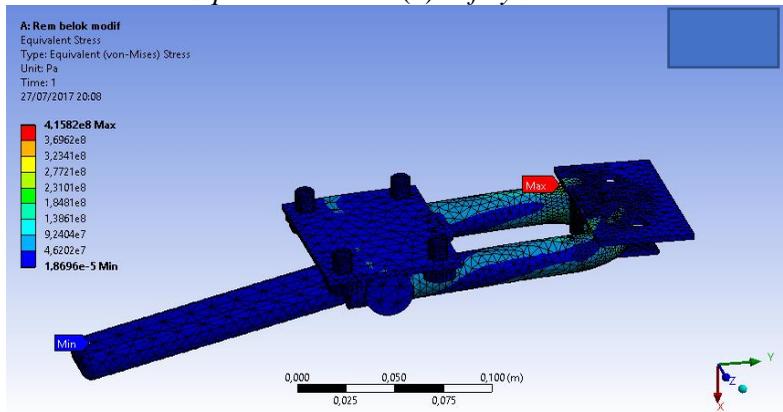


(a)

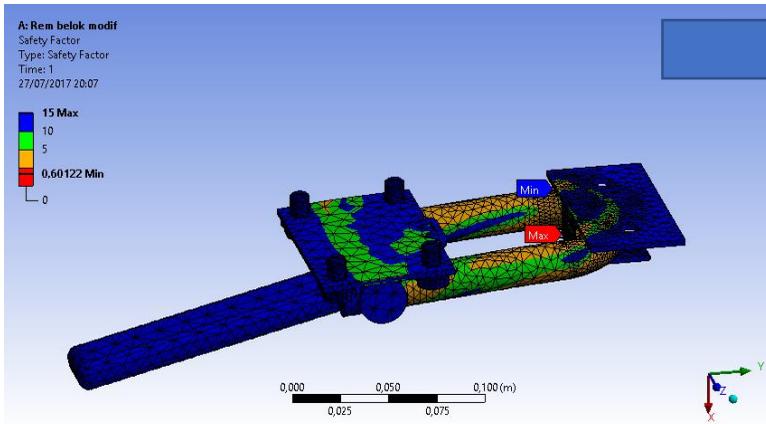


(b)

Gambar 4.33 Hasil Simulasi Pengait Bak Angkut Kendaraan: (a) *Equivalent Stress* (b) *Safety Factor*



(a)



(b)

Gambar 4.34 Hasil Simulasi Pengait Bak Angkut Kendaraan: (a) *Equivalent Stress* (b) *Safety Factor*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil analisis perilaku arah belok kendaraan multiguna pedesaan dengan muatan penumpang dan barang serta analisis kekuatan pengait bak angkut kendaraan dapat diambil beberapa kesimpulan, antara lain :

1. Kondisi belok paling stabil dapat dijumpai pada letak titik berat CG 1 atau 56,37% *wheelbase* dari depan pada muatan penumpang dan letak titik berat CG 4 atau 47,87% *wheelbase* dari depan pada muatan barang. Kendaraan mengalami kendaraan kondisi *oversteer* paling sedikit dan kendaraan juga tidak mudah mengalami *skid* pada jalan aspal.
2. a.) Semakin besar sudut belok yang diberikan maka batas kecepatan *skid* dan guling kendaraan akan menurun. Dengan muatan penumpang pada CG 1 batas kecepatan agar kendaraan tidak mengalami *skid* roda depan dan belakang pada aspal kering yaitu, dengan sudut belok 5° adalah 52.82 dan 51.39 km/jam, dengan sudut belok 10° adalah 37.89 dan 35.87 km/jam, dengan sudut belok 15° adalah 31.39 dan 28.91 km/jam, dengan sudut belok 20° adalah 27.60 dan 24.73 km/jam, dengan sudut belok 25° adalah 25.08 dan 21.85 km/jam, dengan sudut belok 30° adalah 23.27 dan 19.71 km/jam.
b.). Dengan muatan barang pada CG 4 batas kecepatan agar kendaraan tidak mengalami *skid* roda depan dan belakang pada aspal kering yaitu, dengan sudut belok 5° adalah 52,49 dan 52,53 km/jam, dengan sudut belok 10° adalah 37,50 dan 37,56 km/jam, dengan sudut belok 15° adalah 30,97 dan 31,04 km/jam, dengan sudut belok 20° adalah 27.16 dan 27,24 km/jam, dengan sudut belok 25° adalah 24,64 dan 24,74 km/jam, dengan sudut belok 22,85 dan 22,96 km/jam.
c.) Kendaraan multiguna pedesaan akan lebih mudah mengalami *skid* saat kendaraan melintas di permukaan jalan

aspal basah. Batas kecepatan agar kendaraan tidak mengalami *skid* roda depan dan belakang dengan muatan penumpang pada CG 1 saat melintasi aspal kering dan aspal basah pada sudut belok 5° berturut – turut adalah 52.82 dan 51.39 km/jam serta 46,44 dan 45,46 km/jam.

d.) Hasil dari analisa *skid* dan guling menunjukkan kendaraan multiguna pedesaan mengalami kondisi *oversteer* saat bermuatan penumpang, namun kendaraan multiguna pedesaan akan mengalami kondisi *understeer* saat bermuatan barang.

3. a.) Berdasarkan hasil dari analisa slip, kendaraan akan lebih stabil saat berbelok jika sudut kemiringan melintang jalan yang dilewati semakin besar karena nilai Koefisien *understeer* indeks (Kus) yang dihasilkan cenderung mendekati nol. Kendaraan bermuatan penumpang memiliki *trendline* grafik yang sama pada setiap kecepatan, nilai Kus yang semakin menurun dengan bertambahnya δf . Kendaraan bermuatan barang memiliki *trendline* grafik yang berbeda di setiap kecepatan. Di kecepatan rendah *trendline* hampir linier semakin menurun, di kecepatan tinggi grafik cenderung parabola.
 - b.) Berdasarkan analisa *slip* kendaraan multiguna pedesaan lebih stabil saat bermuatan barang karena memiliki kondisi *oversteer* yang lebih sedikit dan kondisi netral yang lebih banyak daripada dengan muatan penumpang.
4. Berdasarkan analisa kekuatan pengait yang telah dilakukan didapatkan bahwa pengait memiliki nilai *safety factor* kurang dari 1 pada kondisi pengereman belok, sehingga pengait mengalami kegagalan. Kegagalan tersebut terutama terjadi pada komponen plat pengait.

Berdasarkan beberapa point kesimpulan di atas, dapat disimpulkan bahwa kendaraan sudah cukup stabil ketika melintasi jalan perkotaan dan pedesaan. Karena berdasarkan penelitian yang dilakukan, kendaraan masih stabil ketika melaju di kecepatan yang relatif rendah, sehingga sesuai dengan karakteristik jalan di perkotaan di mana kecepatan maksimal jalan perkotaan adalah 40 km/jam dan kecepatan maksimal kendaraan di jalan pemukiman atau pedesaan adalah 30 km/jam [7]. Sementara pada jalan antar

kota, pengemudi harus lebih hati – hati karena kondisi jalan yang lebih bebas hambatan memungkinkan kendaraan melaju pada kecepatan yang lebih tinggi, yaitu maksimal pada 80 km/jam [7]. Di mana pada kecepatan 50 km/jam kendaraan sudah mulai berada dalam kondisi kritis ketika kendaraan berbelok dengan sudut belok yang masih rendah.

5.2 Saran

Berdasarkan hasil analisa yang telah dilakukan terdapat beberapa saran dan rekomendasi sebagai bahan rujukan untuk penelitian selanjutnya. Adapun beberapa saran tersebut antara lain:

1. Sebaiknya dilakukan penelitian yang serupa terhadap kendaraan multiguna pedesaan dengan memperhitungkan pengaruh dari penggunaan *stabilizer bar* terhadap perilaku arah belok kendaraan.
2. Sebaiknya dilakukan perubahan desain pengait untuk meningkatkan kekuatan dari pengait agar kendaraan lebih aman.

”Halaman ini sengaja dikosongkan”

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Kantor Kepolisian Republik Indonesia, 2013. **Perkembangan Jumlah Kendaraan Bermotor Menurut Jenis Tahun 1987 – 2013**, <[URL:https://www.bps.go.id/linkTabelStatis/view/id/1413](https://www.bps.go.id/linkTabelStatis/view/id/1413)>; [Accessed 3.2.17]
- [2] Sutantra, I Nyoman, dan Bambang Sampurno. 2010. **Teknologi Otomotif, Edisi Kedua**. Surabaya: Guna Widya.
- [3] Azhar, Muhammad Nashiruddin. 2016. **Analisa Perilaku Arah Kendaraan Produksi Multiguna Pedesaan Dengan Variasi Muatan, Kecepatan, Sudut Belok, dan Sudut Kemiringan Melintang Jalan**. Surabaya: Teknik Mesin ITS.
- [4] Pramono, Agus Sigit. 2014. **Rancang Bangun Kendaraan Multiguna Pedesaan**. Surabaya: Teknik Mesin ITS.
- [5] Katalog GAIKINDO (Gabungan Industri Kendaraan Bermotor Indonesia), 2016. **Domestic Auto Production**. Jakarta.
- [6] U.S. Department of Transportation, 2013. **National Highway Traffic Safety Administration**. Washington DC.
- [7] Biro Komunikasi dan Informasi Publik, 2015. **Undang – Undang Peraturan Lalu Lintas**. Jakarta: Kementerian Perhubungan Republik Indonesia.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BIODATA PENULIS



Alfian Rafi Harsyawina adalah penulis yang merupakan anak kedua dari dua bersaudara dari Bapak Suhartono dan Ibu Winestri Puji Swetika. Penulis lahir di Purworejo, 12 Mei 1995. Penulis memulai bangku pendidikan di SD N 1 Kutoarjo hingga tahun 2007. Kemudian melanjutkan ke SMP N 3 Purworejo hingga tahun 2010. Lalu melanjutkan ke SMA N 1 Purworejo hingga tahun 2013. Terakhir penulis melanjutkan pendidikan di Departemen Teknik Mesin

Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis aktif dalam kegiatan akademik maupun organisasi selama perkuliahan. Dalam organisasi kemahasiswaan, penulis aktif menjadi Staff Divisi Roda Dua Lembaga Bengkel Mahasiswa Mesin (LBMM) ITS. Selanjutnya menjadi Kepala Divisi Roda Dua LBMM pada periode 2015-2016. Kemudian pada periode terakhir perkuliahan, penulis aktif mengikuti berbagai kompetisi seperti Kontes Mobil Hemat Energi 2016 dan berhasil menjadi juara I pada kelas mobil *Urban Diesel*. Kemudian penulis juga mengikuti kompetisi *Student Formula Japan 2017* di Shizouka, Jepang.

Selama hidup penulis berpegang teguh pada prinsip *“Menjadi orang yang disenangi semua orang itu tidak mudah, namun jadilah orang yang berusaha menyukai semua orang”* yang selalu menjadikan penulis selalu introspeksi, mawas diri dan berusaha memberikan yang terbaik pada setiap hal. Untuk semua informasi dan masukan terkait tugas akhir ini dapat menghubungi penulis melalui email: alfianmechanical@gmail.com