



TUGAS AKHIR - TM 141585

# **PEMODELAN GERAK BELOK *STEADY STATE* DAN *TRANSIENT* PADA KENDARAAN EMPAT RODA**

YANSEN PRAYITNO  
NRP. 2112 100 038

Dosen Pembimbing  
Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc

JURUSAN TEKNIK MESIN  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2016



FINAL PROJECT - TM 141585

# MODELING OF STEADY STATE AND TRANSIENT CORNERING MOTION FOR FOUR WHEEL VEHICLE

YANSEN PRAYITNO  
NRP. 2112 100 038

Adviser  
Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc

DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING  
Faculty of Industrial Technology  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2016

**PEMODELAN GERAK BELOK *STEADY STATE* DAN  
*TRANSIENT* PADA KENDARAAN EMPAT RODA**

**TUGAS AKHIR**

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

Oleh:

**YANSEN PRAYITNO**  
NRP. 2112 100 038

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir:

1. Dr. Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc  
(NIP. 19780510 200112 1 001)

2. Moch. Solichin, S.T., M.T.  
(NIP. 19890817 201504 1 003)

3. Dr. Ir. Agus Sigit Pramono, DEA  
(NIP. 19650810 199102 1 001)



SURABAYA  
Juli, 2016



## **PEMODELAN GERAK BELOK *STEADY STATE* DAN *TRANSIENT* PADA KENDARAAN EMPAT RODA**

**Nama Mahasiswa** : Yansen Prayitno  
**NRP** : 2112 100 038  
**Jurusan** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Dr.Eng. UNGGUL WASIWITONO,  
S.T., M.Eng.Sc

### **ABSTRAK**

Kemajuan pesat di bidang industri kendaraan harus diimbangi oleh kemajuan ilmu pengetahuan bidang otomotif, khususnya pada bidang simulasi dinamika kendaraan. Hasil simulasi dari pemodelan dinamika kendaraan dapat digunakan untuk mengetahui respon dan karakteristik kendaraan terhadap perintah pengemudi maupun gangguan jalan. Untuk melakukan simulasi tersebut, dibutuhkan sebuah model dinamis yang dapat merepresentasikan sebuah kendaraan, dimana model tersebut tersusun dari persamaan-persamaan matematis yang bersesuaian. Pengembangan model dinamis kendaraan juga sangat penting dalam dunia industri, mengingat tuntutan untuk mengubah metode pengembangan dan pengujian kendaraan yang lama (menggunakan prototipe asli kendaraan) menjadi metode-metode yang modern (menggunakan model virtual dan software). Perubahan ini dimaksudkan untuk menghindari manuver-manuver pengujian yang berbahaya sekaligus juga menekan biaya yang disebabkan oleh produksi prototipe uji.

Topik tugas akhir ini adalah pemodelan gerak belok kendaraan empat roda, dengan menggunakan jenis pemodelan kendaraan *single-track*. Gerak belok kendaraan dianalisis pada dua kondisi, yaitu kondisi *steady-state* dan *transient*. Gaya-gaya pada kendaraan disusun dalam free body diagram dan didapatkan persamaan-persamaan matematis yang bersesuaian. Persamaan tersebut kemudian dinyatakan dalam kode pemrograman, perintah

fungsi, dan blok diagram pada *software* numerik. Kecepatan kendaraan dan sudut kemudi dijadikan sebagai input dari model tersebut, yang bernilai konstan pada analisis *steady state*, dan berupa fungsi waktu pada analisis *transient*. Kode pemrograman dan blok diagram selanjutnya disimulasikan pada *software* numerik Hasil simulasi tersebut kemudian divalidasikan dengan literatur dan jurnal-jurnal hasil penelitian terdahulu.

Dari tugas akhir ini, dihasilkan model dinamis gerak belok kendaraan empat roda pada kondisi *steady state* dan *transient*. Hasil simulasi berupa karakteristik kemudi kendaraan; grafik *yaw rate*, sudut slip, dan radius belok kendaraan baik 2D maupun 3D; kecepatan kritis kendaraan *oversteer*, serta visualisasi lintasan belok kendaraan. Model kendaraan tersebut selanjutnya digunakan untuk studi kasus analisis kendaraan empat roda, yaitu mobil multiguna pedesaan GEA dengan memasukkan nilai-nilai dari parameter kendaraan yang sesuai.

**Kata kunci : model dinamis, gerak belok, *steady state*, *transient*, model *single-track*.**

# **MODELING OF STEADY STATE AND TRANSIENT CORNERING MOTION FOR FOUR-WHEEL VEHICLE**

**Name** : Yansen Prayitno  
**NRP** : 2112 100 038  
**Department** : Teknik Mesin FTI-ITS  
**Adviser** : Dr.Eng. UNGGUL WASIWITONO,  
S.T., M.Eng.Sc

## **ABSTRACT**

Rapid development in the vehicle industry must be accompanied by the development in automotive engineering study field, especially in vehicle dynamics simulation study field. The simulation results of vehicle dynamics model can be used to understand vehicles' response to driver's steering command as well as road disturbances. To perform these simulations, a dynamic model that can represent the real vehicle is needed, where the model is composed of the corresponding mathematical equation. The development of a vehicle's dynamic model is also very important in the industrial world, given the demand to change the old methods of vehicle development and testing (using the real prototype vehicle) into modern methods (using virtual models and software). These changes are intended to avoid dangerous testing maneuvers and to reduce costs caused by the production of the prototype testing vehicle.

This final project's topic is modeling the four-wheel vehicle's cornering motion, using the single-track model. Vehicle cornering motion is analyzed in two different conditions, namely steady-state and transient response. Free body diagram of the vehicle is arranged and analyzed, then the corresponding mathematical equations is obtained. Those equations are stated in the form of functions and block diagram in such a numerical software. Vehicle's velocity and steering angle are applied as an input, whose value are constant in the steady state analysis, and

formed by time function in the transient analysis. The dynamic models are then being ran in the numerical software. Simulation results are obtained and being validated by the corresponding literatures and vehicle dynamic journals.

From this final project, the steady state and transient cornering model of four-wheel vehicle are formed. The output of the simulation are vehicle's steering characteristic, turning radius, yaw rate and side slip graph. Also the value of OS vehicle's critical speed and visualization of vehicle's turning trajectory. The models are then used for analyzing the GEA car by using the corresponding car parameter value as an input.

**Keywords : dynamic model, cornering motion, steady state, transient, single-track model**

## DAFTAR ISI

ABSTRAK .....	i
ABSTRACT .....	iii
KATA PENGANTAR .....	v
DAFTAR ISI .....	vii
DAFTAR GAMBAR.....	ix
DAFTAR TABEL .....	xiii
NOMENKLATUR .....	xv
BAB I PENDAHULUAN .....	1
I.1 Latar Belakang .....	1
I.2 Rumusan Masalah .....	2
I.3 Tujuan Tugas Akhir.....	3
I.4 Batasan Masalah.....	3
I.5 Manfaat Tugas Akhir.....	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA .....	5
II.1 Dasar-Dasar Kendaraan.....	5
II.2 Dinamika Ban Kendaraan ( <i>Tire Mechanics</i> ).....	8
II.3 Jenis-Jenis Pemodelan Kendaraan.....	14
II.4 Dinamika Kendaraan pada Model Single Track.....	17
BAB III METODOLOGI TUGAS AKHIR .....	27
III.1 Langkah-Langkah Tugas Akhir.....	27
III.2 Flowchart Penentuan <i>Free Body Diagram</i> Kendaraan	28
III.3 Flowchart Pemodelan Gerak Belok <i>Steady State</i> .....	29

III.4 Flowchart Pemodelan Gerak Belok <i>Transient</i> .....	30
III.6 Persamaan Gerak Belok pada Kondisi <i>Steady State</i> ....	34
III.7 Blok Diagram Pemodelan Gerak Belok Kondisi <i>Transient</i> .....	35
III.8 Standar Pengujian Manuver Kendaraan, NHTSA <sup>[5]</sup> ....	36
BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN.....	41
IV.1 Model Dinamis Gerak Belok Kendaraan Kondisi <i>Steady State</i> .....	41
IV.2 Model Dinamis Gerak Belok Kendaraan Kondisi <i>Transient</i> .....	53
IV.3 Studi Kasus pada Kendaraan Multiguna Pedesaan (GEA).....	61
IV.4 Perbandingan Model Single Track dengan Model Twin Track.....	74
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN .....	79
V.1. Kesimpulan.....	79
V.2. Saran.....	79
DAFTAR PUSTAKA.....	81
LAMPIRAN .....	83
BIODATA PENULIS.....	87

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1. Model fisik sederhana kendaraan dan sumbu koordinat yang dipakai <sup>[3]</sup> .....	6
Gambar 2.2. Interaksi sebuah kendaraan dengan pengemudi dan lingkungan <sup>[2]</sup> .....	7
Gambar 2.3. Gaya kontak diantara ban dan permukaan jalan <sup>[2]</sup> ....	9
Gambar 2.4. Roda kendaraan pada saat bergerak <sup>[3]</sup> .....	10
Gambar 2.5. Deformasi pada ban kendaraan karena sudut slip <sup>[3]</sup> .....	11
Gambar 2.6. Model defleksi pada ban karena gaya lateral <sup>[3]</sup> .....	11
Gambar 2.7. Gaya lateral bekerja pada roda kendaraan <sup>[2]</sup> .....	12
Gambar 2.8. Gaya lateral dan <i>aligning torque</i> <sup>[2]</sup> .....	13
Gambar 2.9. Hubungan gaya longitudinal dan lateral pada setiap sudut slip <sup>[2]</sup> .....	13
Gambar 2.10. Gaya lateral dan gaya traksi/pengereman pada $F_z$ berbeda <sup>[3]</sup> .....	13
Gambar 2.11. Contoh dari sebuah model kompleks kendaraan <sup>[2]</sup> .....	14
Gambar 2.12. Sumbu koordinat untuk gerak bidang datar kendaraan <sup>[3]</sup> .....	18
Gambar 2.13. Vektor kecepatan dan percepatan dari CG kendaraan (P) <sup>[3]</sup> .....	18
Gambar 2.14. Gaya belok yang terjadi pada gerak bidang kendaraan <sup>[3]</sup> .....	19
Gambar 2.15. Sudut slip pada setiap roda kendaraan <sup>[3]</sup> .....	20
Gambar 2.16. Model penyederhanaan dari kendaraan 4-roda menjadi 2-roda ( <i>single track/bicycle model</i> ) <sup>[3]</sup> .....	21
Gambar 2.17. Sistem <i>input-output</i> model <i>single-track</i> <sup>[2]</sup> .....	21
Gambar 2.18. Hubungan radius belok dengan kecepatan kendaraan <sup>[3]</sup> .....	22
Gambar 2.19. Ilustrasi radius belok saat bertambahnya kecepatan kendaraan <sup>[3]</sup> .....	23
Gambar 2.20. Grafik yaw rate dan sudut slip terhadap kecepatan kendaraan <sup>[3]</sup> .....	24

Gambar 3.1. Flowchart penentuan free-body diagram kendaraan empat roda .....	28
Gambar 3.2. Flowchart pemodelan gerak belok <i>steady state</i> .....	29
Gambar 3.3. Flowchart pemodelan gerak belok <i>transient</i> .....	30
Gambar 3.4. Free body diagram pada model kendaraan single-track <sup>[3]</sup> .....	31
Gambar 3.5. Ilustrasi parameter kendaraan yang dipakai dalam pemodelan <i>single-track</i> .....	33
Gambar 3.6. <i>Input-output</i> pada pemodelan <i>steady state</i> .....	34
Gambar 3.7. <i>Input-output</i> pada pemodelan <i>transient</i> .....	35
Gambar 3.8. Deskripsi manuver J-Turn <sup>[6]</sup> .....	37
Gambar 3.9. Deskripsi manuver Fish Hook <sup>[5]</sup> .....	37
Gambar 3.10. Deskripsi manuver double-lane change [7] .....	38
Gambar 4.1. Grafik radius belok vs kecepatan kendaraan uji .....	43
Gambar 4.2. Grafik <i>yaw rate</i> vs kecepatan kendaraan uji .....	43
Gambar 4.3. Grafik sudut slip vs kecepatan kendaraan uji .....	44
Gambar 4.4. Nilai SC, karakteristik kendaraan, dan hasil perhitungan $V_c$ ditampilkan pada <i>command window</i> .....	46
Gambar 4.5. Grafik perbandingan radius belok kendaraan karakteristik US, NS, dan OS .....	47
Gambar 4.6. Grafik perbandingan <i>yaw rate</i> karakteristik kendaraan US, NS, dan OS .....	48
Gambar 4.7. Grafik perbandingan sudut slip karakteristik kendaraan US, NS, dan OS .....	49
Gambar 4.8. Visualisasi perbandingan lintasan belok kendaraan US, NS, dan OS .....	50
Gambar 4.9. Grafik 3D radius belok vs kecepatan pada sudut kemudi 0.04 s/d 0.25 radian .....	51
Gambar 4.10. Grafik 3D <i>yaw rate</i> vs kecepatan pada sudut kemudi 0.04 s/d 0.25 rad .....	52
Gambar 4.11. Grafik 3D sudut slip vs kecepatan pada sudut kemudi 0.04 s/d 0.25 rad .....	52
Gambar 4.12. Input sudut kemudi yang digunakan ( <i>step input</i> ) .....	55

Gambar 4.13. Grafik respon <i>yaw rate</i> kendaraan uji terhadap waktu .....	56
Gambar 4.14. Grafik respon sudut slip kendaraan uji terhadap waktu .....	56
Gambar 4.15. Grafik 3D <i>yaw rate</i> vs waktu, pada kecepatan 10 s/d 200 km/jam (kendaraan US) .....	58
Gambar 4.16. Grafik nilai saturasi <i>yaw rate</i> kendaraan US terhadap kecepatan .....	58
Gambar 4.17. Grafik 3D sudut slip vs waktu, pada kecepatan 10 s/d 200 km/jam (kendaraan US) .....	60
Gambar 4.18. Grafik nilai akhir sudut slip kendaraan US terhadap kecepatan .....	60
Gambar 4.19. Grafik radius belok vs kecepatan mobil GEA muatan kosong dan penuh .....	63
Gambar 4.20. Hasil perhitungan $V_c$ pada <i>command window</i> .....	64
Gambar 4.21. Visualisasi radius belok pada mobil GEA muatan kosong dan penuh .....	64
Gambar 4.22. Grafik <i>yaw rate</i> vs kecepatan mobil GEA muatan kosong dan penuh .....	65
Gambar 4.23. Grafik sudut slip vs kecepatan mobil GEA kosong dan penuh .....	66
Gambar 4.24. Input Sudut Kemudi Fishhook 1a .....	67
Gambar 4.25. Grafik respon <i>yaw rate</i> mobil GEA vs waktu, dengan kecepatan 50 mph .....	68
Gambar 4.26. Grafik respon sudut slip mobil GEA vs waktu, dengan kecepatan 50 mph .....	69
Gambar 4.27. Input Sudut Kemudi Double Lane Change .....	70
Gambar 4.28. Grafik respon <i>yaw rate</i> mobil GEA muatan penuh (OS) vs waktu, dengan enam variasi kecepatan .....	71
Gambar 4.29. Grafik respon sudut slip mobil GEA muatan penuh (OS), dengan enam variasi kecepatan .....	72
Gambar 4.30. Grafik <i>yaw rate</i> mobil GEA, aktual dan ideal .....	73
Gambar 4.31. Grafik rasio <i>yaw rate</i> aktual-ideal terhadap kecepatan .....	74

Gambar 4.32. Model <i>twin-track</i> 8 DOF non linier kendaraan (Behrooz, 2015) <sup>[7]</sup> .....	75
Gambar 4.33. Perbandingan hasil model <i>single track</i> dengan <i>twin track</i> .....	77

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 : Komponen-komponen gaya kontak pada ban kendaraan <sup>[2]</sup> .....	8
Tabel 2.2 : Macam-macam pemodelan kendaraan <sup>[2]</sup> .....	15
Tabel 2.3 : Rangkuman dari model-model kendaraan beserta analisa tipe gerak <sup>[2]</sup> .....	16
Tabel 4.1. Parameter kendaraan yang digunakan pada analisis <i>steady state</i> <sup>[3]</sup> .....	42
Tabel 4.2 : Perbandingan karakteristik kendaraan US, NS, dan OS dari variasi Kf.....	46
Tabel 4.3 : Parameter kendaraan yang digunakan pada analisis <i>transient</i> .....	54
Tabel 4.4 : Data nilai parameter kendaraan GEA, muatan penuh dan kosong.....	62
Tabel 4.5 : Parameter kendaraan yang digunakan pada penelitian Behrooz <sup>[7]</sup> .....	75

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## NOMENKLATUR

$\beta$	=	sudut slip kendaraan	[rad]
$\beta_f$	=	sudut slip roda depan kendaraan	[rad]
$\beta_r$	=	sudut slip roda belakang kendaraan	[rad]
$\delta$	=	sudut setir kendaraan	[rad]
$F_x$	=	gaya longitudinal kendaraan	[N]
$F_{yf}$	=	gaya lateral yang terjadi pada roda depan kendaraan	[N]
$F_{yr}$	=	gaya lateral yang terjadi pada roda belakang kendaraan	[N]
$F_z$	=	gaya vertikal pada roda kendaraan	[N]
$I$	=	inersia sumbu-z kendaraan	[kg/m <sup>2</sup> ]
$K_f$	=	<i>cornering stiffness</i> roda depan	[N/rad]
$K_r$	=	<i>cornering stiffness</i> roda belakang	[N/rad]
$l$	=	jarak antara roda depan dan roda belakang kendaraan	[m]
$l_f$	=	jarak antara pusat massa (CG) dan roda depan kendaraan	[m]
$l_r$	=	jarak antara pusat massa (CG) dengan roda belakang kendaraan	[m]
$M_z$	=	<i>self-aligning moment</i> pada roda kendaraan	[N.m]
$m$	=	massa kendaraan	[kg]
$R$	=	vektor posisi kendaraan pada bidang xy	[m]
$\ddot{R}$	=	vektor percepatan kendaraan pada bidang xy	[m/s <sup>2</sup> ]
$r$	=	<i>yaw rate</i> kendaraan	[rad/s]
$\rho$	=	radius belok kendaraan	[m]
$\xi$	=	<i>pneumatic trail</i>	[m]
$u$	=	komponen kecepatan kendaraan arah sumbu-x	[m/s]
$V$	=	kecepatan kendaraan	[m/s]
$V_c$	=	kecepatan kritis pada kendaraan dengan karakteristik <i>oversteer</i>	[m/s]

$v_y$  = komponen kecepatan kendaraan arah sumbu-y  
[m/s]

# BAB I PENDAHULUAN

## I.1 Latar Belakang

Pada abad ke-21, dunia otomotif mengalami perkembangan yang sangat pesat, terutama dalam bidang industri. Industri otomotif berkembang seiring dengan berkembangnya kebutuhan sarana transportasi yang menjadi tuntutan untuk pertumbuhan ekonomi setiap negara. Negara-negara maju telah menempatkan industri otomotif menjadi industri unggulan dan strategis, sehingga keberadaan industri kendaraan dapat membangun jaringan industri besar dan kecil yang dapat menjadi nilai tambah yang besar bagi sebuah negara<sup>[1]</sup>. Di Indonesia, industri otomotif pun sangat kompetitif dan saling berkompetisi untuk membuat kendaraan yang sesuai dengan perkembangan zaman sehingga produk dapat mempunyai daya beli tinggi di pasar, yang permintaannya selalu mengikuti perkembangan teknologi. Kemajuan yang sangat pesat di bidang industri kendaraan ini tentunya harus diimbangi oleh kemajuan bidang ilmu pengetahuan. Penguasaan ilmu pengetahuan di bidang otomotif mutlak diperlukan oleh insinyur-insinyur Indonesia sebagai dasar dalam mendesain dan menganalisis kendaraan yang hendak ataupun sudah diproduksi, dimana kendaraan yang ada harus dapat memberi keamanan dan kenyamanan yang baik bagi pengendara. Penguasaan ilmu pengetahuan yang baik juga diharapkan dapat menjadi dasar bagi insinyur-insinyur Indonesia untuk dapat mewujudkan bangsa yang mandiri dalam bidang otomotif.

Dinamika Kendaraan (*Vehicle Dynamics*) merupakan salah satu bidang studi otomotif yang memanfaatkan ilmu kinematika dan dinamika untuk menganalisis fenomena dasar dan gaya-gaya yang terjadi pada setiap arah gerak kendaraan, baik gerak translasi (longitudinal, lateral, dan vertikal) maupun rotasi (*rolling*, *pitching*, dan *yawing*). Analisis dinamika kendaraan dibutuhkan untuk mengetahui karakteristik kendaraan yang terjadi sebagai

hasil/respon dari perintah pengendara (*driver*). Untuk melakukan analisis tersebut, dibutuhkan sebuah model dinamis yang cukup merepresentasikan kendaraan itu sendiri, dimana sebuah model tersebut tersusun dari persamaan-persamaan matematis yang bersesuaian. Pengembangan model dinamis kendaraan sangat penting dalam dunia industri, mengingat sangat kompetitifnya pasar otomotif sehingga menimbulkan tuntutan untuk mengubah metode-metode pengembangan dan pengujian kendaraan yang lama (menggunakan prototipe asli kendaraan) menjadi metode-metode yang modern (menggunakan model virtual dan software yang dikembangkan) untuk menekan biaya produksi yang disebabkan oleh produksi prototipe uji. Selain faktor biaya produksi diatas, penggunaan model dinamis kendaraan juga dapat mengganti manuver-muver berbahaya dalam pengujian dengan sebuah simulasi yang tidak berbahaya.<sup>[2]</sup>

Dalam prakteknya, sudah terdapat beberapa *software* yang secara khusus menganalisis dinamika kendaraan, seperti CarSim, dspace, Dynacar, Modelica, Adams-Car, dan veDYNA. Namun untuk ruang lingkup pendidikan, seringkali lisensi dari *software-software* dinamika kendaraan tersebut terlampau mahal sehingga institut belum mempunyai lisensi untuk perangkat tersebut. Faktor-faktor tersebut menjadi latar belakang penulis tertarik untuk membuat dan mengembangkan sebuah model gerak belok kendaraan empat roda ini sebagai tugas akhir, dimana model tersebut dapat dijadikan pondasi awal menuju kemandirian institut pada bidang simulasi dinamika kendaraan.

## **I.2 Rumusan Masalah**

Rumusan masalah dari tugas akhir ini adalah bagaimana membuat sebuah model dinamis kendaraan empat roda yang dapat disimulasikan pada kondisi *steady state* dan *transient* untuk memperoleh karakteristik sebuah kendaraan.

### **I.3 Tujuan Tugas Akhir**

Tujuan dari tugas akhir ini secara umum adalah membuat sebuah model dinamis kendaraan empat roda yang dapat disimulasikan untuk memperoleh karakteristik sebuah kendaraan. Sedangkan tujuan khusus dari tugas akhir ini antara lain :

1. Membuat model dinamis gerak belok kendaraan kondisi *steady-state*.
2. Membuat model dinamis gerak belok kendaraan kondisi *transient*.
3. Melakukan studi kasus pada objek kendaraan multiguna pedesaan GEA dengan menggunakan model yang telah dibuat.

### **I.4 Batasan Masalah**

Batasan masalah yang digunakan pada tugas akhir ini antara lain :

1. Penentuan sumbu gerak kendaraan x, y, dan z berdasarkan sistem koordinat tetap pada kendaraan (*fixed on vehicle*).
2. Analisis dilakukan pada kendaraan jalan (*road vehicle*) empat roda.
3. Jenis pemodelan kendaraan yang digunakan adalah model *single-track*.
4. Kekakuan sistem suspensi pada saat berbelok diabaikan, sehingga tidak timbul sudut guling kendaraan.
5. Analisis gerak belok kendaraan pada kondisi *steady state* dan *transient*.
6. Sudut camber pada roda kendaraan diabaikan.
7. Perilaku dan karakteristik ban kendaraan diasumsikan linier.

### **I.5 Manfaat Tugas Akhir**

Manfaat dari penulisan tugas akhir ini antara lain :

1. Memberikan informasi dan pengetahuan kepada pembaca tentang teknologi otomotif, khususnya pada bidang dinamika kendaraan.

2. Mengembangkan studi di bidang pemodelan dan simulasi kendaraan, khususnya terkait pemodelan gerak belok kendaraan.
3. Sebagai pondasi awal menuju kemandirian institut dalam bidang simulasi dinamika kendaraan.
4. Sebagai referensi bagi industri, untuk mengembangkan kendaraan dengan menggunakan model virtual dan simulasi.
5. Sebagai referensi untuk pengembangan tugas akhir selanjutnya dengan topik simulasi dinamika kendaraan.

## BAB II TINJAUAN PUSTAKA

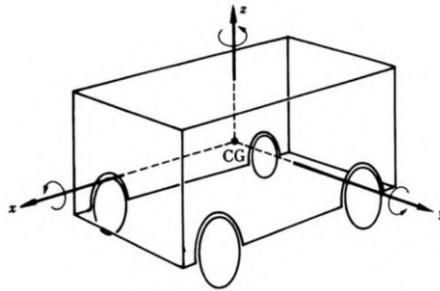
### II.1 Dasar-Dasar Kendaraan

Kendaraan darat dapat dibagi menjadi 2 kategori, yaitu kendaraan yang gerakannya terbatas oleh sebuah jalur yang lintasannya sengaja dibangun menempel pada jalan (seperti kereta api), dan kendaraan yang gerakannya tidak terbatas oleh lintasan, dimana kendaraan tersebut bebas bergerak ke arah manapun dengan mengemudikan roda, yang dapat disebut sebagai *road vehicle* (seperti motor, mobil, bus, dan truk). Gerak independen dari *road vehicle* bergantung pada gaya lateral yang timbul pada ban, yang disebabkan oleh adanya gerak relatif antara ban dengan aspal jalan<sup>[2]</sup>. Objek pada tugas akhir ini adalah kendaraan jalan (*road vehicle*) roda empat. Dengan menggunakan ilmu dasar kinematika dan dinamika, dapat dilakukan analisis pada gerak sebuah kendaraan roda empat.

Dalam disiplin ilmu Dinamika Kendaraan dan Pengendalian, selalu digunakan model fisik yang relevan untuk menyederhanakan kendaraan yang ada pada kehidupan sehari-hari sebagai sebuah objek yang dapat dianalisis. Kendaraan tersebut dimodelkan sebagai sebuah *rigid body* sederhana yang mempunyai empat roda yang dapat dikemudikan (dua roda masing-masing pada sisi depan dan belakang), seperti ditunjukkan pada gambar 2.1 dibawah. Dari gambar tersebut dapat diketahui arah gerak kendaraan melalui sistem koordinat yang diterapkan. Berdasarkan sistem koordinat tetap pada kendaraan (*fixed on vehicle*), sumbu-x sebagai arah longitudinal, sumbu-y sebagai arah lateral, dan sumbu-z sebagai arah vertikal, dengan titik nol berada di pusat massa (CG) kendaraan. Dengan sistem koordinat diatas, gerak kendaraan dapat dikelompokkan menjadi enam jenis sebagai berikut<sup>[3]</sup> :

1. Gerakan translasi ke arah sumbu-z (*vertical motion*)
2. Gerakan translasi ke arah sumbu-y (*lateral motion*)
3. Gerakan translasi ke arah sumbu-x (*longitudinal motion*)

4. Gerakan rotasi terhadap sumbu-x (*rolling/tilting motion*)
5. Gerakan rotasi terhadap sumbu-y (*pitching motion*)
6. Gerakan rotasi terhadap sumbu-z (*yawing motion*)



Gambar 2.1. Model fisik sederhana kendaraan dan sumbu koordinat yang dipakai<sup>[3]</sup>

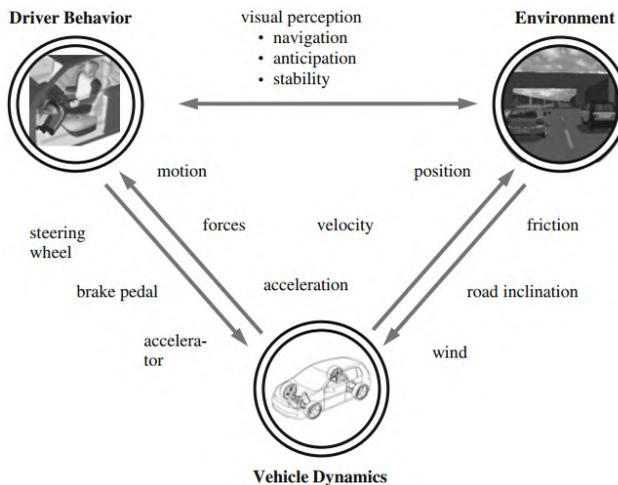
Enam arah gerak diatas dapat dibagi menjadi dua kelompok besar. Gerakan 1, 3, dan 5 adalah gerakan yang tidak disebabkan langsung oleh kemudi (*steering*). Gerak vertikal kendaraan disebabkan oleh ketidakrataan permukaan jalan. Gerak longitudinal terkait dengan akselerasi (traksi dan pengereman) kendaraan. Sedangkan gerak pitching disebabkan oleh gabungan faktor diatas, yaitu ketidakrataan permukaan jalan dan load transfer hasil traksi dan pengereman kendaraan.

Gerakan 2, 4, dan 6 adalah gerak yang awal mulanya disebabkan langsung oleh sistem kemudi (*steering system*). Gerak lateral adalah gerakan yang memungkinkan kendaraan untuk berbelok, gerak *yaw* adalah kecenderungan kendaraan untuk berputar terhadap sumbu vertikal sesuai karakteristik kemudi yang dimiliki (akan dijelaskan pada sub-bab kemudian), serta gerakan *roll* (guling) disebabkan oleh faktor-faktor gabungan diatas dan dapat juga disebabkan oleh ketidakrataan permukaan jalan.

Gerak kendaraan darat mayoritas masih dikendalikan oleh pengemudinya. Gerak *lateral*, *yaw*, dan *rolling* selain dihasilkan oleh pengemudi yang memutar roda setir, juga tergantung dari

karakteristik dinamis dari kendaraan tersebut. Pengemudi secara kontinyu melihat kondisi lalu lintas jalan didepan dan menyesuaikan dengan karakteristik kendaraan yang dikemudikannya sehingga pengemudi dapat membuat mengemudikan kendaraan dengan baik.

Gambar 2.2 menunjukkan hubungan interaksi perilaku pengemudi dengan karakteristik kendaraan dan lingkungan berupa kondisi jalan, gerakan kendaraan dan pengendalian yang dilakukan oleh pengemudi. Karakteristik sebuah kendaraan menjadi objek yang sangat menarik untuk dilakukan pemodelan sehingga akhirnya dapat diprediksi respon kendaraan ketika melakukan manuver-manuver yang diinginkan oleh pengemudi. Respon dari pemodelan sistem dinamis kendaraan dapat digunakan untuk menganalisis sekaligus mendesain kendaraan yang aman dan nyaman sesuai dengan karakteristik yang diinginkan.



Gambar 2.2. Interaksi sebuah kendaraan dengan pengemudi dan lingkungan<sup>[2]</sup>

## II.2 Dinamika Ban Kendaraan (*Tire Mechanics*)

Pada sub-bab 2.1 telah disebutkan bahwa *road vehicles* mempunyai kebebasan bergerak pada bidang datar, tanpa lintasan yang mengharuskan kendaraan tersebut bergerak mengikutinya. Gaya-gaya yang memungkinkan terjadinya gerakan ditimbulkan oleh gerak relatif antara kendaraan dengan jalan. Titik kontak yang menghubungkan antara kendaraan dengan jalan terdapat pada roda kendaraan. Gaya-gaya pada roda kendaraan inilah yang memungkinkan gerakan kendaraan dapat terjadi.

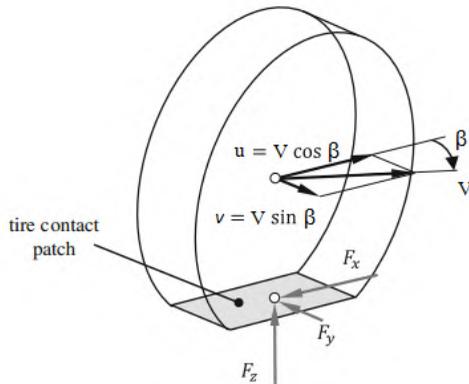
Roda yang terpasang pada kendaraan, tidak hanya menopang berat kendaraan saat bergerak sekaligus menimbulkan gaya traksi dan pengereman, tetapi juga mempunyai peran penting dalam membuat gerak independen sesuai dengan perintah pengemudi.<sup>[3]</sup> Oleh karena itu, dalam disiplin ilmu Dinamika Kendaraan, diperlukan pengetahuan yang mendalam tentang gaya-gaya yang terjadi pada roda kendaraan ketika kendaraan bergerak.

### II.2.1 Gaya-Gaya pada Ban Kendaraan

Kekuatan dari ban kendaraan didominasi oleh kekakuan yang dihasilkan tekanan udara dalam arah vertikal. Adanya beban  $F_z$  mengakibatkan terbentuknya area kontak (*contact patch*) ban terhadap permukaan jalan. Seluruh transfer gaya diantara ban dan permukaan jalan terjadi pada area kontak ini. Sebagai bagian dari pemodelan kendaraan, gaya-gaya pada ban kendaraan dinyatakan dalam gaya –gaya seperti tertera pada Gambar 2.3 dan Tabel 2.1.

Tabel 2.1 : Komponen-komponen gaya kontak pada ban kendaraan<sup>[2]</sup>

Arah Gaya	Deskripsi	Simbol
Longitudinal (x)	Gaya longitudinal, gaya sirkumferensial	$F_x$
Trasversal (y)	Gaya transversal, gaya lateral	$F_y$
Vertikal (z)	Gaya vertikal, gaya normal	$F_z$



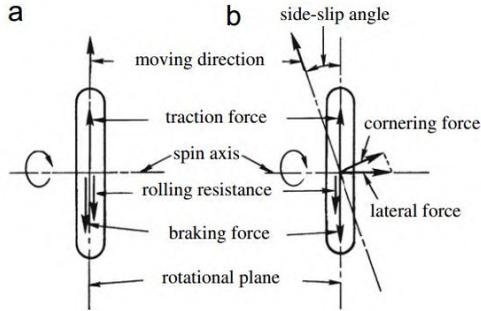
Gambar 2.3. Gaya kontak diantara ban dan permukaan jalan<sup>[2]</sup>

Penentuan arah gaya dan sistem koordinat tersebut sangat bergantung pada standar yang digunakan. Pada gambar 2.3. diatas, arah gaya dan sistem koordinat menggunakan standar ISO.

## II.2.2 Gaya Lateral pada Ban Kendaraan

Secara umum, saat sebuah kendaraan bergerak pada sebuah lintasan lurus, arah gerak roda berimpit dengan bidang rotasi roda. Namun, saat kendaraan mempunyai gerak lateral (sumbu-y) dan/atau gerak *yawing* (rotasi sumbu-z), arah gerak roda bisa saja keluar dari bidang rotasi roda. Seperti pada gambar 2.5, roda kendaraan dilihat dari tampak atas, saat (a) adalah saat arah gerak berimpit dengan bidang rotasi roda, dan (b) saat tidak. Sudut yang terbentuk antara arah gerak dan bidang rotasi roda disebut dengan sudut slip,  $\beta$ .<sup>[3]</sup>

Saat sebuah roda mempunyai sudut slip seperti pada gambar (b), sebuah gaya yang tegak lurus terhadap bidang rotasi roda dibangkitkan, dan didefinisikan sebagai gaya lateral (*lateral force*).



Gambar 2.4. Roda kendaraan pada saat bergerak<sup>[3]</sup>

Gaya lateral adalah gaya yang sangat penting yang menunjang kendaraan agar mampu membelok/melakukan manuver. Gaya lateral ini disebabkan oleh adanya deformasi pada ban kendaraan ketika adanya sudut slip.<sup>[3]</sup>

Dapat dilihat pada gambar 2.3. di sub-bab 2.2.1, diperoleh persamaan

$$\tan \beta = \frac{v}{u} \rightarrow \beta = \tan^{-1} \left( \frac{v}{u} \right) \quad (2.1)$$

Variabel  $\tan \beta$  banyak disebut sebagai *lateral slip*, dan sudut  $\beta$  adalah sudut slip. Pada kondisi pengemudian normal,  $|\beta| < 12^\circ$ , lateral slip dan sudut slip dapat ditetapkan dengan nilai yang sama. Untuk nilai sudut slip yang kecil, maka persamaan dibawah dapat dipakai untuk menentukan nilai gaya lateral yang terjadi pada roda depan dan belakang ( $F_{yf}$  dan  $F_{yr}$ ) sebuah kendaraan.

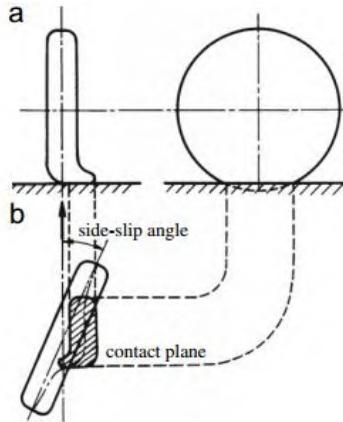
$$F_{yf} = -K_f \cdot \beta_f \quad (2.2)$$

$$F_{yr} = -K_r \cdot \beta_r \quad (2.3)$$

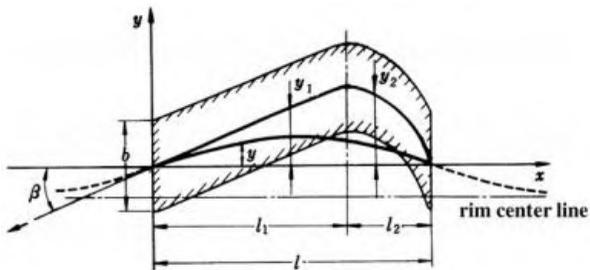
dengan  $K_f$  dan  $K_r$  adalah konstanta kekakuan belok (*cornering stiffness*) dari roda depan dan belakang.

Pada awalnya, besar gaya lateral meningkat secara proporsional terhadap sudut slip,  $\beta$ . Pada nilai sudut slip yang lebih besar, defleksi dari elemen contact patch menjadi sangat besar dibandingkan dengan area kontak yang diharapkan, dan fenomena slip terjadi.

Fenomena yang terjadi pada permukaan area kontak terbagi menjadi dua, yaitu daerah adhesi dan *sliding*. Dengan meningkatnya sudut slip  $\alpha$ , daerah sliding pada area kontak semakin luas dan bergeser mendekati daerah depan secara teoritis sampai seluruh area kontak menjadi slip sepenuhnya seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5 dan 2.6.<sup>[2]</sup>

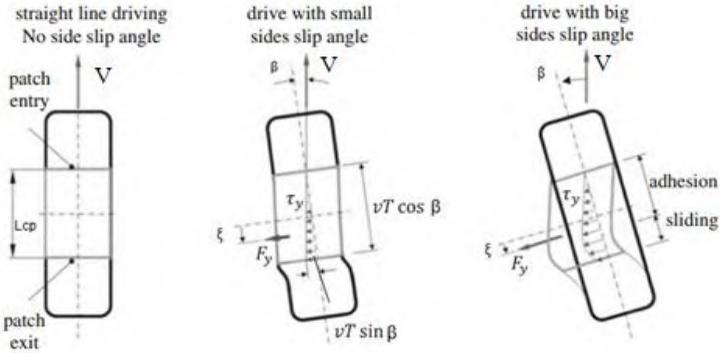


Gambar 2.5. Deformasi pada ban kendaraan karena sudut slip<sup>[3]</sup>



Gambar 2.6. Model defleksi pada ban karena gaya lateral<sup>[3]</sup>

Dapat dilihat pada gambar 2.7, bahwa titik kerja gaya lateral  $F_y$ , terletak dibelakang sumbu rotasi dari roda dengan jarak,  $\xi$ , sehingga gaya ini menghasilkan momen terhadap sumbu rotasi roda.



Gambar 2.7. Gaya lateral bekerja pada roda kendaraan<sup>[2]</sup>

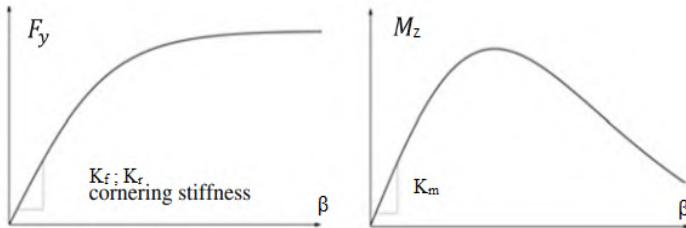
Momen ini disebut *self aligning torque/moment*, dimana momen ini berusaha untuk mereduksi intensitas slip. Jadi, dihasilkan *self aligning moment* yang arahnya berlawanan dengan sudut slip, dan dirumuskan sebagai :

$$M_z = \xi \cdot F_y \quad (2.4)$$

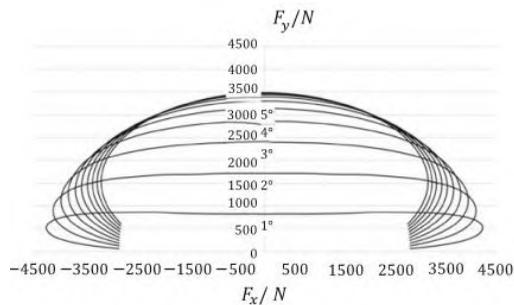
Disini  $\xi$  didefinisikan sebagai nilai caster roda, atau *pneumatic trail*. Nilai aligning torque  $M_z$  meningkat secara linier untuk nilai sudut slip,  $\beta$  yang kecil. Dengan panjang contact patch  $L$ , dapat diestimasikan titik kerja gaya lateral terhadap sumbu rotasi roda,  $\xi$  saat sudut slip bernilai kecil, sebagai :

$$\xi \approx \frac{1}{6} \cdot L \quad (2.5)$$

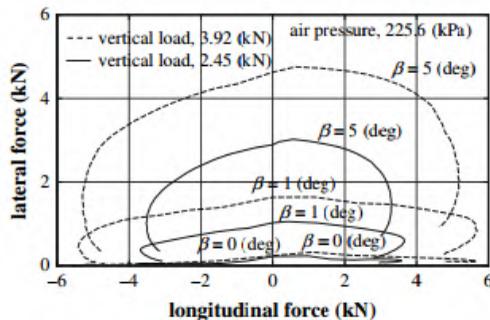
Dengan meningkatnya daerah sliding sebagai hasil dari meningkatnya sudut slip, nilai caster dari roda bergerak menuju 0 ( $\xi \rightarrow 0$ ) dan *aligning torque* cenderung bernilai nol untuk sudut slip yang besar. Bahkan pada kondisi ekstrim,  $\xi$  dapat bernilai negatif. Karakteristik gaya lateral dan *self aligning torque* terhadap nilai sudut slip dapat dilihat pada gambar dibawah.<sup>[2]</sup>



Gambar 2.8. Gaya lateral dan *aligning torque* <sup>[2]</sup>



Gambar 2.9. Hubungan gaya longitudinal dan lateral pada setiap sudut slip <sup>[2]</sup>

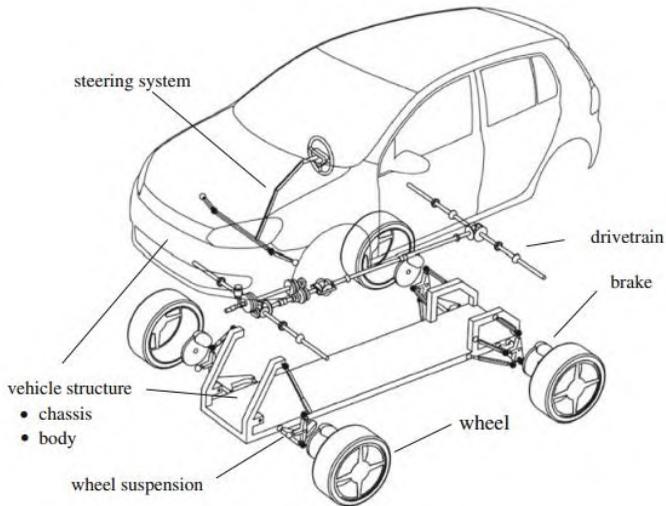


Gambar 2.10. Gaya lateral dan gaya traksi/pengereman pada  $F_x$  berbeda <sup>[3]</sup>

### II.3 Jenis-Jenis Pemodelan Kendaraan

Tujuan utama dari pemodelan kendaraan adalah menyatakan fenomena-fenomena pada kendaraan dalam sebuah deskripsi matematis dan analitis berupa persamaan dan fungsi tertentu, yang dapat diaplikasikan untuk mendesain, mengembangkan, dan mengevaluasi sebuah kendaraan. Simulasi menggunakan metode numerik berbasis model matematis semakin populer digunakan. Pemodelan dan simulasi kendaraan memungkinkan pengujian gaya lama (menggunakan prototipe real) berubah menjadi modern (menggunakan model virtual prototipe).

Agar dapat memodelkan sebuah kendaraan, parameter-parameter fisik dari kendaraan haruslah diketahui atau paling tidak dapat diperkirakan dengan akurat. Parameter fisik ini dapat diperoleh baik melalui *computer-aided design*, pengukuran langsung, asumsi-asumsi, dan metode lainnya.<sup>[2]</sup>



Gambar 2.11. Contoh dari sebuah model kompleks kendaraan<sup>[2]</sup>

Sebuah hal yang mungkin untuk mengembangkan model dengan tingkat kompleksitas yang tinggi. Semakin kompleks suatu model dibuat, semakin akurat hasil dan perilaku kendaraan yang diperkirakan. Namun pada sisi lain, akan membutuhkan proses yang sangat kompleks dan hasil non-linier. Seringkali terjadi bahwa waktu untuk mendapatkan nilai parameter-parameter yang dibutuhkan melebihi dari usaha untuk membuat model matematis itu sendiri. Maka dari itu, penting untuk mengevaluasi apakah peningkatan kompleksitas suatu model benar-benar dibutuhkan ataupun tidak.<sup>[2]</sup>

Tujuan dari sebuah simulasi adalah mendeskripsikan sistem yang diamati seakurat mungkin, agar dapat disimpulkan perilaku dari sistem nyata tersebut dari model yang telah dibuat. Tabel 2.2 dibawah ini menunjukkan macam-macam jenis pemodelan kendaraan menurut tingkat kompleksitasnya.

Tabel 2.2 : Macam-macam pemodelan kendaraan<sup>[2]</sup>

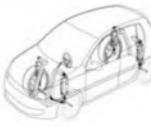
Model type	Degrees of freedom
Single track model, linear	2
Single track model, nonlinear	3–7
Twin track model	14–30
Complex multibody system model	>20
Finite-Element-model	>500
Hybrid model	>500

Sebagai contoh untuk simulasi *handling* dari sebuah kendaraan, beberapa jenis pemodelan dari tabel 2 diatas memungkinkan untuk dipakai, tergantung pada seberapa detail hasil yang dibutuhkan. Jika diasumsikan sasis dari kendaraan sebagai *rigid body*, sistem dapat direduksi menjadi model kendaraan *single track* atau *twin track* yang sederhana, tentunya dengan beberapa asumsi yang ditambahkan dan beberapa *boundary condition* pada derajat kebebasan yang lainnya. Bahkan untuk model yang paling simpel, yaitu single-track

model, sudah dapat mendeskripsikan gerak kendaraan dalam dua arah, yaitu gerak lateral dan gerak *yawing*.<sup>[2]</sup>

Jika menggunakan model kendaraan *twin-track* atau bahkan multibodi kompleks, tentu akan lebih banyak derajat kebebasan (dof) yang dibutuhkan untuk mendeskripsikan komponen-komponen suspensi dan *drivetrain*. Pada akhirnya, semua model kendaraan yang dikembangkan dapat dirangkum dalam tabel 2.3 dibawah.

Tabel 2.3 : Rangkuman dari model-model kendaraan beserta analisa tipe gerak<sup>[2]</sup>

	Single track model		Two track model		Multibody systems model		
	linear	nonlinear	without kinematics	with kinematics	reduced	complex	combined with finite-element method
							
Type of motion	planar translation, yaw						
	roll-, pitch-, vertical dynamics						
	Component motion						
	Special Applications, Rollover, Accident, Crash						
Degrees of freedom	2	3-7	14-25		20-...		20-...
Frequency spectrum	0-2 Hz		0-5 Hz		0-30 Hz		0-200 Hz

Dapat dilihat pada tabel 2.3 diatas, bahwa setiap model mencakup arah gerak yang hendak dianalisis. Semakin banyak arah gerak dan derajat kebebasan yang dianalisis, semakin kompleks model yang harus digunakan. *Twin-track* model yang menganalisa gerak *rolling*, *pitching*, dan dinamika gerak vertikal tentunya lebih kompleks dan rumit daripada *single-track* model

yang hanya menganalisis gerak bidang datar dan gerak *yawing* kendaraan. Pada jurnal ini difokuskan pada pemodelan *single-track* kendaraan.<sup>[2]</sup>

## II.4 Dinamika Kendaraan pada Model Single Track

Pada sub-bab ini akan menganalisis gerakan kendaraan yang terjadi sebagai hasil dari input kemudi, dimana kemudi memungkinkan kendaraan untuk bergerak bebas pada lintasannya. Pada model *single track* ini dilakukan beberapa asumsi, namun tanpa mengorbankan pemahaman fenomena-fenomena dasar dari kendaraan itu sendiri.

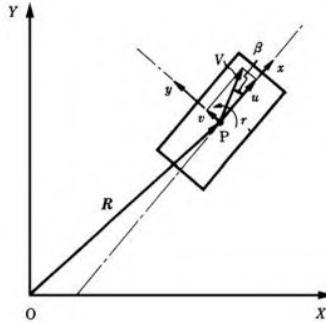
### II.4.1 Dasar Model Single Track

Untuk cukup memahami fenomena dasar gerak belok kendaraan, beberapa asumsi yang dilakukan yaitu :

- Kecepatan kendaraan konstan ke arah longitudinal, tidak akselerasi dan deselerasi secara mendadak.
- Gerak *rolling* dan *pitching* (akibat pengaruh suspensi) kendaraan diabaikan
- Kendaraan sebagai rigid body yang diproyeksikan terhadap tanah
- Analisis pada gerak lateral dan *yawing*.

Saat kendaraan bergerak dalam bidang horizontal (bidang x-y), kecepatan longitudinal dan lateral senantiasa berubah tergantung dari lintasan yang ditempuh. Gerak kendaraan pada bidang datar dapat dinyatakan pada gambar 2.13.

Kendaraan yang bergerak dengan kecepatan  $\mathbf{V}$ , mempunyai komponen ke arah longitudinal,  $u$ , dan ke arah lateral,  $v$ . *Yaw rate* dari kendaraan dinyatakan sebagai  $\mathbf{r}$ , dengan arah positif melawan jarum jam. Titik pusat kendaraan dinyatakan sebagai titik P. Vektor posisi titik P terhadap sistem koordinat dinyatakan sebagai  $\mathbf{R}$ .



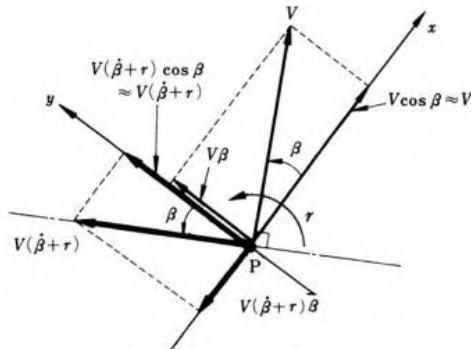
Gambar 2.12. Sumbu koordinat untuk gerak bidang datar kendaraan<sup>[3]</sup>

Sehingga, vektor kecepatan dan percepatan dari kendaraan dapat dituliskan sebagai :

$$\dot{\mathbf{R}} = u\mathbf{i} + v\mathbf{j} \tag{2.6}$$

$$\ddot{\mathbf{R}} = (\dot{u} - vr)\mathbf{i} + (\dot{v} + ur)\mathbf{j} \tag{2.7}$$

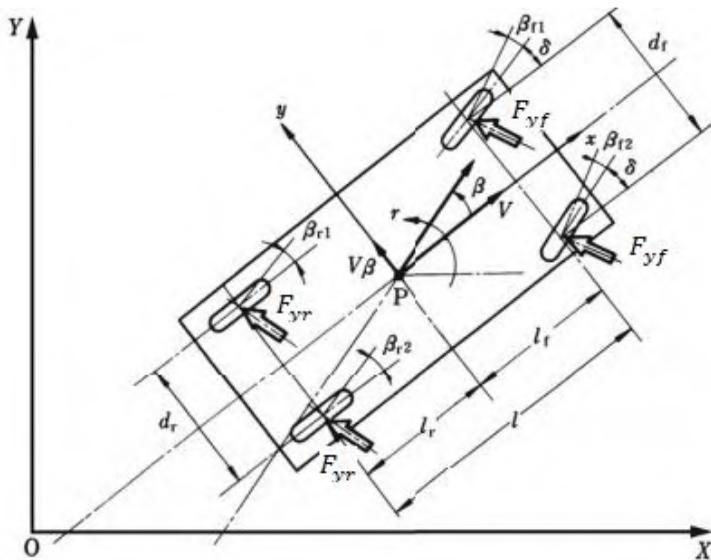
Sudut antara arah hadap kendaraan dan vektor kecepatan,  $\beta$  disebut sebagai sudut slip dari pusat massa kendaraan. Nilai  $\beta$  adalah sangat kecil karena  $v \gg u$ . Sehingga, jika vektor percepatan diatas dinyatakan dalam  $\beta$ , maka persamaan vektor percepatan akan mengikuti gambar 2.13.<sup>[3]</sup>



Gambar 2.13. Vektor kecepatan dan percepatan dari CG kendaraan (P)<sup>[3]</sup>

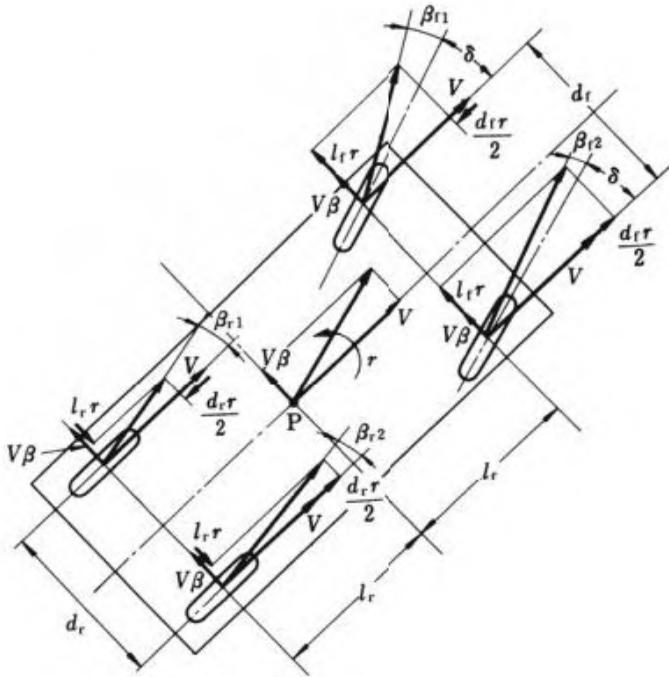
$$\ddot{\mathbf{R}} = \ddot{R}_x \mathbf{i} + \ddot{R}_y \mathbf{j} = -V(\dot{\beta} + r)\beta \mathbf{i} + V(\dot{\beta} + r)\mathbf{j} \quad (2.8)$$

Gerak lateral dan yaw kendaraan seperti yang ditunjukkan pada gambar komponen vektor kecepatan dan percepatan diatas akan menimbulkan sudut slip pada setiap roda kendaraan ( $\beta_{r1}$ ,  $\beta_{r2}$ ,  $\beta_{r1}$ ,  $\beta_{r2}$ ). Dan seperti telah dibahas pada sub-bab 2.2, sudut slip pada roda akan membangkitkan gaya lateral yang digambarkan pada gambar 2.14.



Gambar 2.14. Gaya belok yang terjadi pada gerak bidang kendaraan<sup>[3]</sup>

Berdasarkan gambar 2.15, telah diketahui fenomena sudut slip dan komponen kecepatan bidang x dan y dari setiap roda dari analisa kinematik. Untuk menentukan besarnya gaya lateral pada setiap roda, harus didapatkan nilai sudut slip tiap roda kendaraan.



Gambar 2.15. Sudut slip pada setiap roda kendaraan<sup>[3]</sup>

Arah hadap roda depan adalah sesuai dengan sudut kemudi yang digunakan pengemudi,  $\delta$ . Sehingga nilai sudut slip pada roda depan dan belakang adalah sebagai berikut :

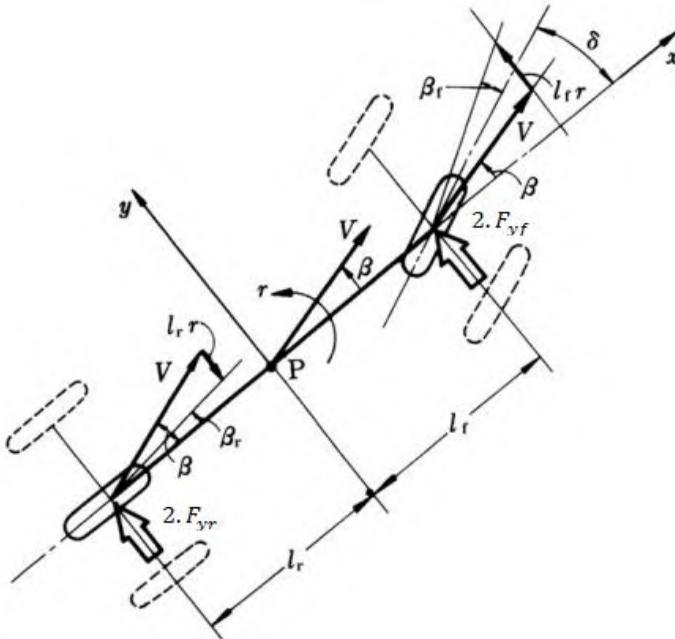
$$\beta_f = \beta_{f1} = \beta_{f2} = \beta + \frac{l_f \cdot r}{V} - \delta \quad (2.9)$$

$$\beta_r = \beta_{r1} = \beta_{r2} = \beta - \frac{l_r \cdot r}{V} \quad (2.10)$$

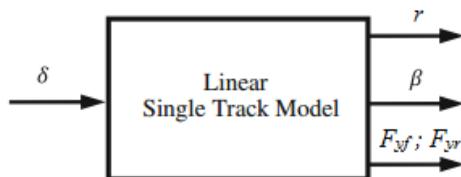
Seperti yang sudah diuraikan pada persamaan diatas, jika nilai sudut slip dari roda kanan dan kiri adalah sama, maka dapat digunakan sebuah model yang menyatukan roda kiri dan kanan, disebuah titik yang terletak pada sumbu-x kendaraan. Dengan cara tersebut, kendaraan 4-roda dapat ditransformasikan menjadi model kendaraan 2-roda yang ekuivalen dan representatif,

sekaligus membuat analisis pada sistem kendaraan lebih sederhana seperti pada gambar 2.16.

Model kendaraan ini disebut model sepeda (*Bicycle Model*) atau model *Single-Track*.



Gambar 2.16. Model penyederhanaan dari kendaraan 4-roda menjadi 2-roda (*single track/bicycle model*)<sup>[3]</sup>



Gambar 2.17. Sistem *input-output* model *single-track*<sup>[2]</sup>

Gambar diatas menunjukkan diagram input-output dari model *single-track*. Perilaku kendaraan yaitu *yaw rate*, sudut slip roda, beserta besarnya gaya lateral pada setiap roda dapat didapatkan dari hasil input berupa sudut kemudi ( $\delta$ ).<sup>[2]</sup>

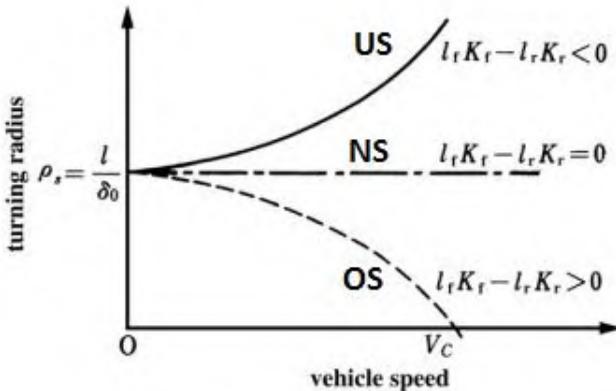
#### II.4.2 Karakteristik Kemudi (*Steer Characteristic*)

##### *Understeer, Neutralsteer, dan Oversteer*

Pada kondisi *steady-state*, tidak ada perubahan perilaku kendaraan (sudut slip dan *yaw rate*) terhadap waktu, atau dapat dirumuskan sebagai ( $\frac{d\beta}{dt} = 0$ ;  $\frac{dr}{dt} = 0$ ). Radius belok kendaraan,  $\rho$  saat sudut kemudi konstan,  $\delta$  dapat didefinisikan sebagai

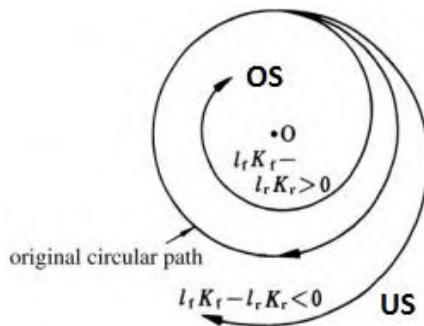
$$\rho = \left(1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2\right) \frac{l}{\delta} \quad (2.11)$$

Persamaan diatas menunjukkan bagaimana radius belok  $\rho$  berubah terhadap kecepatan  $V$  pada sudut kemudi konstan  $\delta$ . Hubungan antara radius belok terhadap kecepatan sangat dipengaruhi oleh harga  $(l_r K_r - l_f K_f)$ , seperti ditunjukkan pada gambar 2.26.



Gambar 2.18. Hubungan radius belok dengan kecepatan kendaraan<sup>[3]</sup>

Pada sudut kemudi konstan, jika nilai  $(l_f K_f - l_r K_r) < 0$  dan kecepatan ditambah, maka radius belok kendaraan perlahan-lahan akan meningkat (kendaraan melebar), yang disebut dengan karakteristik *understeer* (US). Sebaliknya, jika nilai  $(l_f K_f - l_r K_r) > 0$  dan kecepatan ditambah, maka radius belok kendaraan perlahan-lahan akan turun dan cenderung bergerak menuju pusat rotasi, yang disebut dengan karakteristik *oversteer* (OS). Ilustrasi perubahan radius belok seiring dengan bertambahnya kecepatan untuk masing-masing karakteristik kemudi dapat dilihat pada gambar 2.19.<sup>[3]</sup>

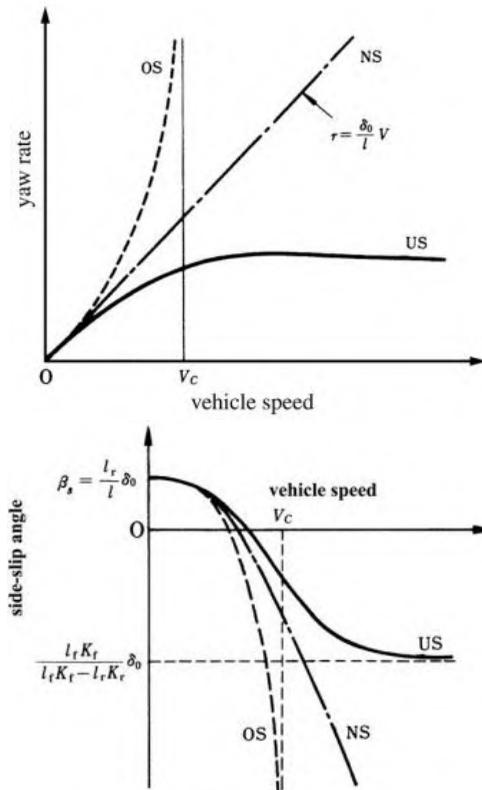


Gambar 2.19. Ilustrasi radius belok saat bertambahnya kecepatan kendaraan<sup>[3]</sup>

Besarnya *yaw rate* dan sudut slip juga dapat dianalisis untuk mendapatkan karakteristik kemudi sebuah kendaraan. Hubungan antara *yaw rate* dengan kecepatan  $V$ , pada saat sudut kemudi konstan dapat dinyatakan dalam persamaan berikut :

$$r = \frac{1}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2} \frac{V}{l} \delta \quad (2.12)$$

$$\beta = \left( \frac{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r K_r} V^2}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2} \right) \frac{l_r}{l} \delta \quad (2.13)$$



Gambar 2.20. Grafik yaw rate dan sudut slip terhadap kecepatan kendaraan<sup>[3]</sup>

Yaw rate pada kendaraan yang mempunyai karakteristik *neutralsteering* (NS) meningkat secara linier seiring dengan meningkatnya kecepatan. Pada kendaraan berkarakter US, nilai *yaw rate* meningkat namun bersaturasi pada suatu nilai tertentu. Yang menarik adalah pada karakteristik *oversteer*, *yaw rate* kendaraan akan bernilai tak hingga pada saat kecepatan kritis,  $V_c$ . Hal ini menunjukkan bahwa ketika keadaan *oversteer*, kendaraan mempunyai limit kecepatan tertentu dalam berbelok sebelum *yaw*

*rate* menuju nilai yang tak hingga yang membuat kendaraan menjadi tidak terkendali.<sup>[3]</sup>

### II.4.3 Karakteristik pada Gerak Belok *Transient*

Hal penting yang membedakan pemodelan gerak belok *transient* dengan gerak belok *steady-state* adalah sebagai berikut

- Pada keadaan *steady-state*, digunakan penyederhanaan yaitu ( $\frac{d\beta}{dt} = 0$  ;  $\frac{dr}{dt} = 0$ ) yang menyederhanakan analisis. Sedangkan pada keadaan *transient*, semua faktor diferensial terhadap waktu diperhitungkan,  $\frac{d\beta}{dt} \neq 0$  ;  $\frac{dr}{dt} \neq 0$ . Sehingga dengan analisis gerak belok *transient*, analisis yang dilakukan lebih mendekati keadaan nyata/aktual.
- Input dari keadaan *steady-state* adalah sudut kemudi  $\delta$  yang konstan, sedangkan pada keadaan *transient*, dapat digunakan input setir yang bermacam-macam dan berubah-ubah terhadap fungsi waktu.
- Kecepatan pada keadaan *steady-state* selalu konstan, sedangkan pada analisis transien dapat dimasukkan fenomena akselerasi dan deselerasi secara tiba-tiba (kecepatan berubah terhadap fungsi waktu).

Dalam analisis gerak belok *transient*, semua faktor diferensial terhadap waktu pada setiap variabel kendaraan diperhitungkan, sehingga penyelesaian secara analitis sangat sulit untuk dilakukan. Oleh karena itu, diperlukan *software* numerik untuk menyelesaikan problem gerak belok *transient* tersebut secara perhitungan numerik dengan menggunakan simulasi dari model yang bersesuaian. *Software* yang banyak digunakan dalam menganalisis dinamika kendaraan antara lain CarSim, dspace, Dynacar, Modelica, Adams-Car, dan veDYNA.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB III**

### **METODOLOGI TUGAS AKHIR**

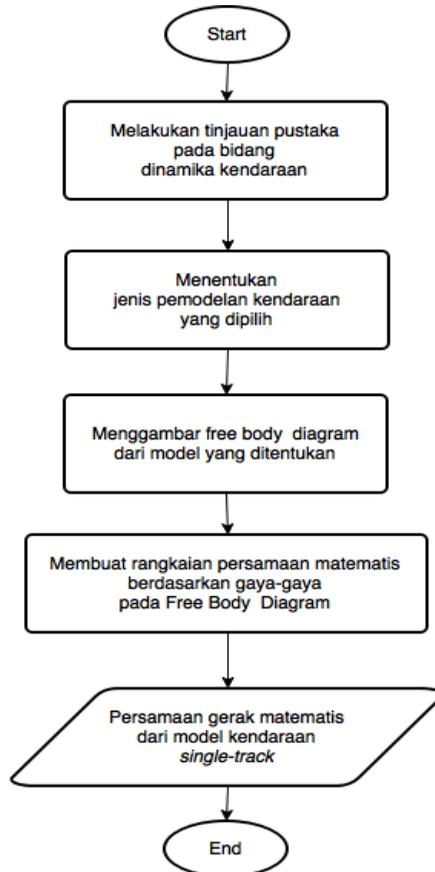
#### **III.1 Langkah-Langkah Tugas Akhir**

Langkah-langkah yang ditempuh dalam penyusunan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Tahap tinjauan pustaka.  
Tahap pertama dilakukan dengan mempelajari buku-buku dinamika kendaraan dan beberapa jurnal penelitian mengenai model kendaraan empat roda.
2. Tahap penentuan jenis pemodelan kendaraan yang dipakai.  
Jenis pemodelan yang digunakan yaitu *single-track* model.
3. Tahap analisis *free body diagram* dan penyusunan model ke dalam *block diagram*.  
Tahap ketiga adalah menganalisis persamaan-persamaan matematis dari dinamika gerak sebuah kendaraan empat roda. Lalu persamaan matematis tersebut diterjemahkan dalam bentuk susunan blok diagram pada *software* numerik.
4. Tahap simulasi dari model yang telah dikembangkan, dengan menggunakan *software* numerik.
5. Tahap validasi.  
Tahap kelima adalah tahap validasi. Validasi dilakukan dengan mengacu pada literatur yang telah ada. Selain itu validasi juga dilakukan berdasarkan hasil dari penelitian dalam jurnal-jurnal yang bersesuaian.
6. Tahap studi kasus  
Setelah model yang dibuat berhasil divalidasi, maka pemodelan bebas digunakan untuk menganalisis kendaraan-kendaraan tertentu yang ingin dijadikan objek simulasi. Dalam penelitian ini digunakan objek studi kasus kendaraan multiguna pedesaan (GEA).

### III.2 Flowchart Penentuan *Free Body Diagram* Kendaraan

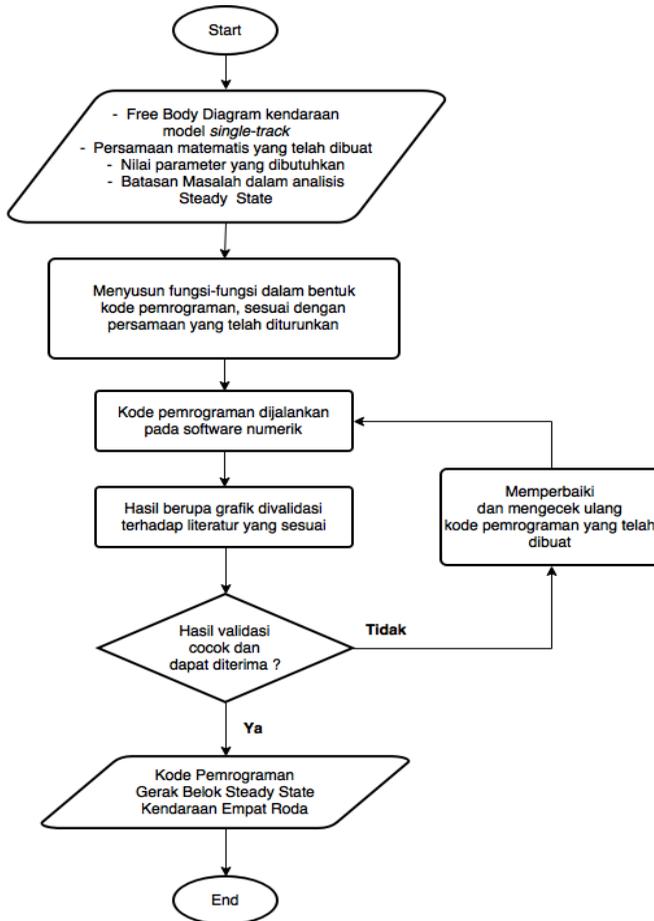
Sebelum mendapatkan persamaan matematis dari sistem, free body diagram dari sebuah kendaraan empat roda model *single track* terlebih dahulu dianalisis agar didapatkan dinamika gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan tersebut. (dibahas pada sub-bab 3.5)



Gambar 3.1. Flowchart penentuan free-body diagram kendaraan empat roda

### III.3 Flowchart Pemodelan Gerak Belok *Steady State*

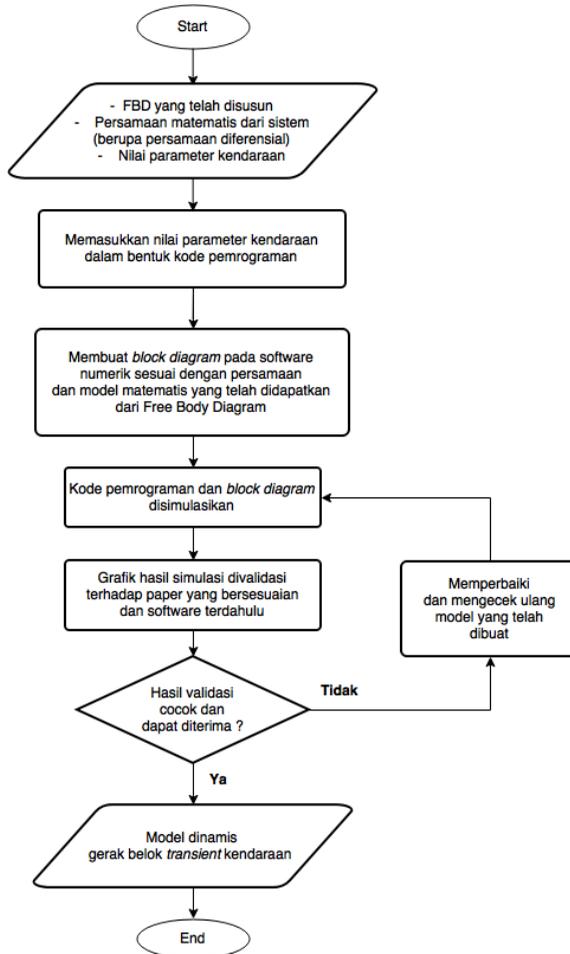
Setelah didapatkan persamaan umum gerak belok kendaraan, diterapkan asumsi-asumsi terkait dengan kondisi *steady state* (dibahas pada sub-bab 3.6). Kemudian persamaan tersebut bersama parameter kendaraan disusun dalam sebuah perintah fungsi dan kode pemrograman pada *software* numerik.



Gambar 3.2. Flowchart pemodelan gerak belok *steady state*

### III.4 Flowchart Pemodelan Gerak Belok *Transient*

Setelah didapatkan persamaan umum gerak belok kendaraan, dilakukan penyusunan blok diagram pada *software* (dibahas pada sub-bab 3.7). Kemudian nilai parameter kendaraan dan parameter simulasi disusun dalam kode pemrograman.



Gambar 3.3. Flowchart pemodelan gerak belok *transient*



Tanda negatif yang ada pada persamaan menunjukkan bahwa arah gaya lateral ( $F_{yf}$  dan  $F_{yr}$ ) selalu berlawanan dengan arah sudut slip, ( $\beta_f$  dan  $\beta_r$ ). Pada gambar 2.15 telah didapatkan bahwa sudut slip roda kanan dan kiri kendaraan pada model single-track mempunyai nilai yang sama, yaitu

$$\beta_f = \beta + l_f \cdot r / V - \delta \quad (2.9)$$

$$\beta_r = \beta - l_r \cdot r / V \quad (2.10)$$

Dari persamaan-persamaan diatas, kita dapat memperoleh persamaan gerak kendaraan model *single-track*, dengan menerapkan persamaan gaya lateral dan momen dari Hukum II Newton pada free body diagram (gambar 3.4)

$$\begin{aligned} \sum F_y &= m \cdot \ddot{R}_y \\ 2 \cdot F_{yf} + 2 \cdot F_{yr} &= m \cdot V(\dot{\beta} + r) \\ -2 \cdot K_f \cdot \left( \beta + l_f \cdot r / V - \delta \right) - 2 \cdot K_r \cdot \left( \beta - l_r \cdot r / V \right) &= \\ m \cdot V \left( \frac{d\beta}{dt} + r \right) & \end{aligned} \quad (3.1)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z &= I \cdot \frac{dr}{dt} \\ 2 \cdot l_f \cdot F_{yf} - 2 \cdot l_r \cdot F_{yr} &= I \cdot \frac{dr}{dt} \\ -2 \cdot l_f \cdot K_f \cdot \left( \beta + l_f \cdot r / V - \delta \right) + 2 \cdot l_r \cdot K_r \cdot \left( \beta - l_r \cdot r / V \right) &= \\ I \cdot \frac{dr}{dt} & \end{aligned} \quad (3.2)$$

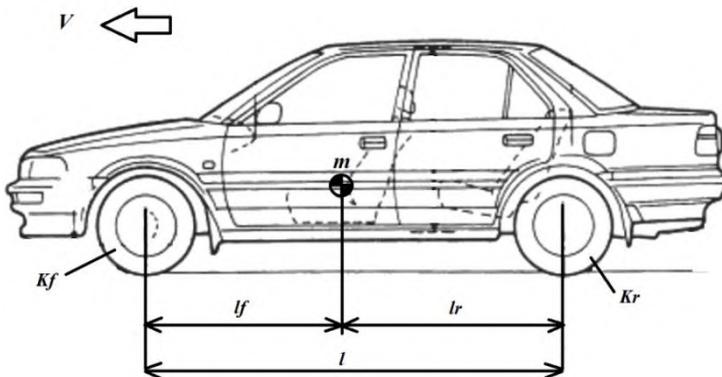
Kemudian persamaan (3.1) dan (3.2) disusun ulang, menjadi

$$\begin{aligned} mV \frac{d\beta}{dt} + 2(K_f + K_r)\beta + \left\{ mV + \frac{2}{V}(l_f K_f - l_r K_r) \right\} r &= \\ 2 \cdot K_f \cdot \delta & \end{aligned} \quad (3.3)$$

$$I \frac{dr}{dt} + 2(l_f K_f - l_r K_r) \beta + \left\{ \frac{2}{V} (l_f^2 K_f + l_r^2 K_r) \right\} r = 2 \cdot l_f \cdot K_f \cdot \delta \quad (3.4)$$

Persamaan (3.3) dan (3.4) adalah persamaan gerak untuk mendeskripsikan gerak bidang kendaraan pada model *single-track*. Ruas kiri dari persamaan (3.3) dan (3.4) mendeskripsikan karakteristik gerak kendaraan, sebagai respon dari sudut kemudi,  $\delta$  yang terletak pada ruas kanan persamaan. Untuk mengetahui respon kendaraan berupa sudut slip ( $\beta$ ) dan *yaw rate* ( $r$ ), dibutuhkan nilai dari parameter kendaraan yang dipakai seperti berikut (ilustrasi parameter kendaraan pada gambar 3.5):

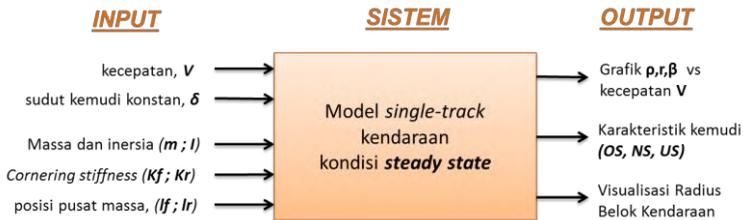
- Massa dan inersia kendaraan ( $m$  dan  $I$ )
- Kecepatan kendaraan ( $V$ ) dan sudut kemudi ( $\delta$ )
- Konstanta kekakuan belok ban kendaraan ( $K_f$  dan  $K_r$ )
- Dimensi kendaraan ( $l_f$  dan  $l_r$ )



Gambar 3.5. Ilustrasi parameter kendaraan yang dipakai dalam pemodelan *single-track*

### III.6 Persamaan Gerak Belok pada Kondisi *Steady State*

Seperti telah diuraikan pada sub-bab 2.4.2, pada kondisi *steady-state*, perubahan karakteristik kendaraan (*yaw rate* dan sudut slip) terhadap waktu diabaikan ( $\frac{d\beta}{dt} = 0$ ;  $\frac{dr}{dt} = 0$ ). Dari penyederhanaan kondisi *steady-state* diatas, output karakteristik kendaraan yang dapat diperoleh yaitu radius belok kendaraan ( $\rho$ ), *yaw rate* ( $r$ ), dan sudut slip ( $\beta$ ) seperti persamaan yang telah diuraikan di sub-bab 2.4.



Gambar 3.6. *Input-output* pada pemodelan *steady state*

$$\rho = \left( 1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2 \right) \frac{l}{\delta} \quad (2.11)$$

$$r = \frac{1}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2} \frac{V}{l} \delta \quad (2.12)$$

$$\beta = \left( \frac{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r K_r} V^2}{1 - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2} \right) \frac{l_r}{l} \delta \quad (2.13)$$

Agar persamaan (2.11), (2.12), dan (2.13) menjadi lebih ringkas, maka didefinisikan suatu variabel  $A$ , yang disebut faktor stabilitas.

$$A = - \frac{m}{2l^2} \frac{l_f K_f - l_r K_r}{K_f K_r} V^2 \quad (3.5)$$

Sehingga jika persamaan faktor stabilitas (3.5) disubstitusikan ke tiga persamaan diatas, akan diperoleh :

$$\rho = (1 + AV^2) \frac{l}{\delta} \quad (3.6)$$

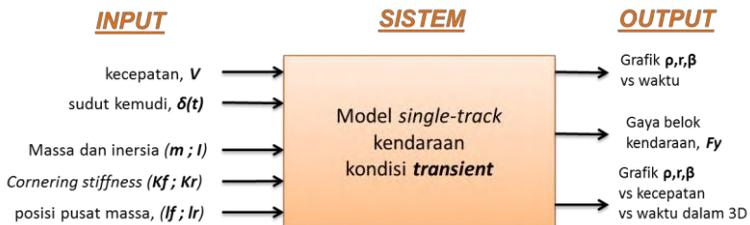
$$r = \frac{1}{1+AV^2} \frac{V}{l} \delta \quad (3.7)$$

$$\beta = \left( \frac{1 - \frac{m}{2l} \frac{l_f}{l_r K_r} V^2}{1 + AV^2} \right) \frac{l_r}{l} \delta \quad (3.8)$$

Persamaan (3.6) s/d (3.8) diatas adalah persamaan variabel gerak belok kendaraan (radius belok, *yaw rate*, dan sudut slip) sebagai hasil dari input berupa massa, letak pusat massa, sudut kemudi, dan kecepatan kendaraan.

### III.7 Blok Diagram Pemodelan Gerak Belok Kondisi *Transient*

Dalam kondisi transient, persamaan gerak umum kendaraan seperti pada persamaan (3.3) dan (3.4) diselesaikan dengan software numerik karena menyangkut penyelesaian persamaan diferensial. Pada analisis transient, input berupa sudut kemudi dapat berupa fungsi waktu,  $\delta(t)$  sehingga lebih merepresentasikan keadaan real pengemudi saat mengemudikan kendaraan. Gambar 3.7 menunjukkan parameter-parameter yang dibutuhkan sebagai input, dan juga output yang dihasilkan oleh pemodelan kondisi *transient*.



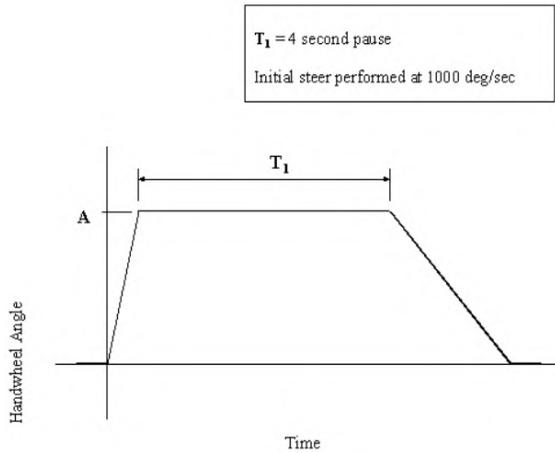
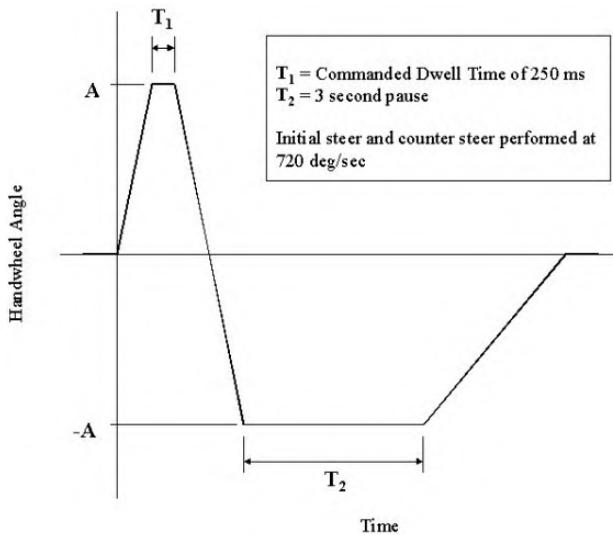
Gambar 3.7. *Input-output* pada pemodelan *transient*

Lampiran 1 menunjukkan blok diagram dari rangkaian persamaan (3.3) dan (3.4) pada *software* numerik.

### III.8 Standar Pengujian Manuver Kendaraan, NHTSA<sup>[5]</sup>

Pada pengujian manuver sebuah kendaraan, sudut kemudi merupakan variabel yang berperan sangat penting. Sudut kemudi yang digunakan pada pengujian model dinamis kendaraan harus sesuai dengan standar pengujian manuver yang berlaku. Pada tugas akhir ini (khususnya pemodelan gerak belok kondisi *transient*), sudut kemudi mengikuti model yang digunakan *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA) dari Departemen Transportasi Amerika Serikat, dimana lembaga tersebut mengacu pada standar SAE J266<sup>[5]</sup>. Model sudut kemudi tersebut digunakan NHTSA untuk menguji karakteristik guling (*rolling*) kendaraan. Adapun jenis jenis sudut kemudi yang digunakan antara lain :

- NHTSA *J-Turn*<sup>[5]</sup>  
Standar manuver *J-Turn* tertera pada gambar 3.8, dimana kendaraan digambarkan sedang menempuh sebuah tikungan berbentuk huruf J. Sudut roda kemudi (*handwheel*) naik secara pesat pada gradien 1000 derajat/detik, lalu kemudian ditahan pada posisi puncak selama 4 detik, dan dikembalikan ke posisi nol dalam waktu 3 detik. Nilai sudut puncak (A) berbeda-beda pada tiap kendaraan. Pada standar pengujian [5] menggunakan mobil uji Chevrolet Blazer dengan nilai sudut puncak 400°. Rasio antara putaran *handwheel* dengan sudut kemudi roda depan dapat diestimasikan 20:1. Sehingga putaran 400° pada *handwheel* akan memutar roda depan kendaraan sebesar 20°.
- NHTSA *Fish Hook 1a*<sup>[5]</sup>  
Standar manuver *Fish Hook 1a* tertera pada gambar 3.9, dimana kendaraan digambarkan sedang menempuh lintasan berupa kail pancing ikan. Kecepatan kendaraan bernilai 50 mil/jam (22.352 m/s).

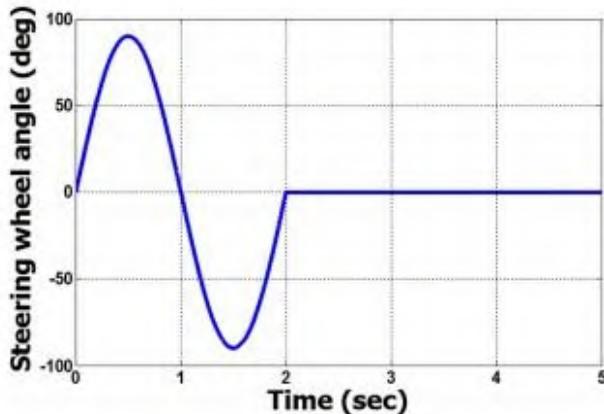
Gambar 3.8. Deskripsi manuver J-Turn<sup>[6]</sup>Gambar 3.9. Deskripsi manuver Fish Hook<sup>[5]</sup>

Sudut roda kemudi (*handwheel*) naik secara pesat pada kemiringan  $720$  derajat/detik, lalu kemudian berbalik arah

dengan kemiringan yang sama. Kemudian sudut *handwheel* ditahan pada nilai negatif selama 3 detik, dan dikembalikan ke posisi nol dalam waktu 3 detik. Nilai sudut puncak (A) berbeda-beda pada tiap kendaraan. Pada standar pengujian [5] menggunakan kendaraan uji Mercedes ML320 dengan nilai sudut puncak  $250^\circ$ . Rasio antara putaran *handwheel* dengan sudut kemudi roda depan dapat diestimasi 20:1. Sehingga putaran  $250^\circ$  pada *handwheel* akan memutar roda depan kendaraan sebesar  $12.5^\circ$ .

- *Double-Lane Change*

Standar manuver *Double-Lane Change* tertera pada gambar 3.10, dimana kendaraan diilustrasikan sedang berganti jalur untuk mendahului kendaraan lain didepannya. Kecepatan kendaraan bernilai 50 mil/jam (22.352 m/s). Sudut roda kemudi (*handwheel*) pada range 0-2 detik membentuk kurva sinusoidal satu gelombang, dengan amplitudo  $90^\circ$  dan perioda 2 detik. Kemudian *handwheel* dibiarkan pada posisi nol dalam waktu 3 detik.



Gambar 3.10. Deskripsi manuver double-lane change [7]

Pada jurnal Behrooz<sup>[7]</sup> menggunakan dengan nilai sudut puncak  $90^\circ$ . Rasio antara putaran *handwheel* dengan sudut kemudi roda depan dapat diestimasi 20:1. Sehingga putaran  $90^\circ$  pada *handwheel* akan memutar roda depan kendaraan sebesar  $4.5^\circ$ .

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BAB IV HASIL DAN PEMBAHASAN

### IV.1 Model Dinamis Gerak Belok Kendaraan Kondisi *Steady State*

Hasil dari model dinamis gerak belok kendaraan *single track* kondisi *steady state* berupa serangkaian kode pemrograman dan perintah fungsi yang disusun pada software numerik berdasarkan persamaan (3.6) s/d (3.8) yang telah didapatkan dari free body diagram kendaraan (sub-bab 3.5). Kode pemrograman disusun sehingga dapat menunjukkan hubungan radius belok ( $\rho$ ), *yaw rate* ( $r$ ), dan sudut slip ( $\beta$ ) sebagai fungsi dari nilai parameter kendaraan, sudut kemudi, dan kecepatan kendaraan sebagai input.

$$[\rho, r, \beta] = f(m, l_f, l_r, K_f, K_r, \delta, V)$$

Perintah fungsi dan kode pemrograman dijalankan pada *software* numerik, dan didapatkan hasil berupa grafik-grafik yang dibahas secara detail pada sub-sub-bab 4.1.1 s/d 4.1.3.

#### IV.1.1 Hasil Model *Steady State* dengan Nilai Parameter Kendaraan Uji (Abe, 2009<sup>[3]</sup>)

Pada sub sub-bab 4.1.1 ini, model kendaraan *single track* kondisi *steady state* dijalankan pada software numerik, dan didapatkan hasil berupa grafik ( $\rho$ ,  $r$ , dan  $\beta$ ) terhadap kecepatan kendaraan ( $V$ ). Lalu akan dibahas tingkat kesesuaian dari grafik-grafik hasil pemodelan tersebut dengan hasil pada literatur [3] (proses validasi) untuk memastikan bahwa hasil telah benar dan dapat digunakan lebih lanjut. Oleh karena itu, agar perintah fungsi pemodelan dapat dijalankan, nilai dari parameter-parameter kendaraan yang dibutuhkan harus terlebih dahulu didefinisikan. Tabel 4.1 menunjukkan nilai parameter kendaraan uji dari literatur [3].

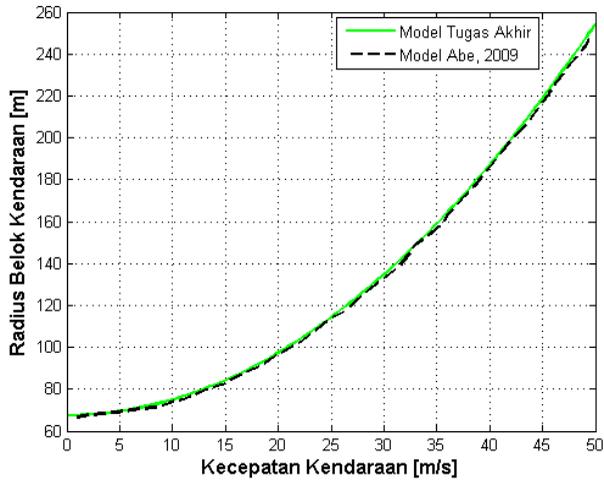
Besar sudut kemudi adalah 0.04 radian (2.3°) dan rentang kecepatan kendaraan ditetapkan pada nilai 0 sampai 50 m/s (180 km/jam). Nilai-nilai dari parameter kendaraan dimasukkan kedalam kode pemrograman dan didapatkan hasil berupa grafik  $\rho$ ,

Tabel 4.1. Parameter kendaraan yang digunakan pada analisis *steady state*<sup>[3]</sup>

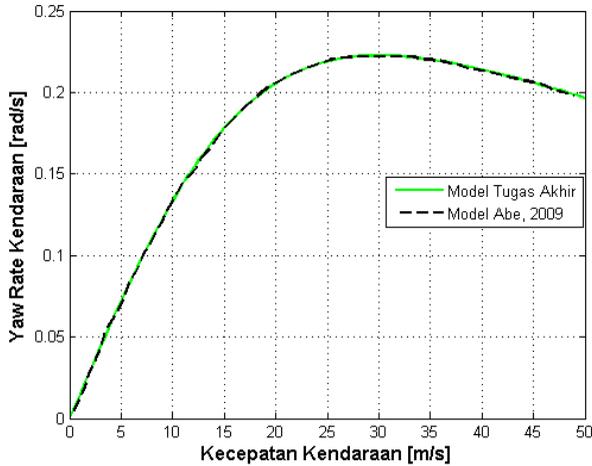
Nilai Parameter Kendaraan Uji (Abe, 2009) [3]		
Parameter		Nilai
Massa [kg]	$m$	1500
Dimensi [m]	$l_f$	1.1
	$l_r$	1.6
	$l$	2.7
Cornering Stiffness [N/rad]	roda depan, $K_f$	55000
	roda belakang, $K_r$	60000
Sudut Kemudi [rad]	$\delta$	0.04 (konstan)
Kecepatan Kendaraan [m/s]	$v$	0 s/d 50
Steer Characteristic [N.m/rad]	$(l_f.K_f - l_r.K_r)$	-35500

$r$ , dan  $\beta$  pada gambar 4.1 s/d 4.3. Terdapat dua buah kurva pada masing-masing grafik, kurva hasil pemodelan *steady state* (warna hijau) dan kurva hasil studi kasus pada literatur, sebagai validasi (warna hitam).

Kurva radius belok kendaraan pada gambar 4.1 mempunyai tren meningkat secara eksponensial. Radius belok pada saat kendaraan diam adalah 67.5 meter (sesuai dengan radius Ackermann). Seiring dengan pertambahan kecepatan dari 0 menuju 50 m/s, radius belok kendaraan terus meningkat dengan kemiringan yang semakin besar. Hal ini menunjukkan bahwa seiring dengan bertambahnya kecepatan, lintasan belok kendaraan akan semakin melebar.



Gambar 4.1. Grafik radius belok vs kecepatan kendaraan uji

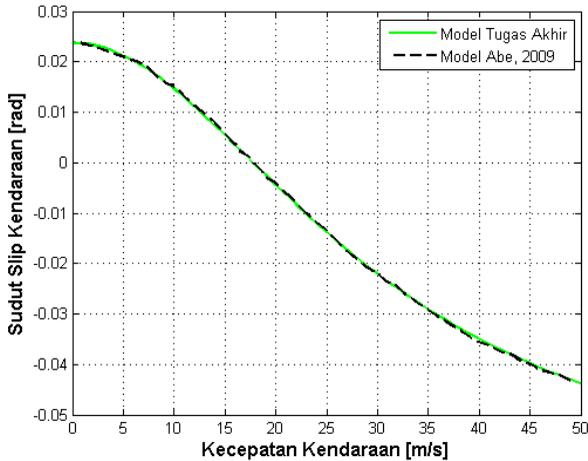


Gambar 4.2. Grafik *yaw rate* vs kecepatan kendaraan uji

Dengan tren grafik seperti gambar 4.1, dapat diketahui bahwa kendaraan uji mempunyai karakteristik *understeer*, yaitu

bertambahnya radius belok kendaraan seiring dengan pertambahan kecepatan pada sudut kemudi roda depan yang tetap, 0,04 radian. Hal ini juga ditunjukkan dengan nilai *steering characteristic* (SC) kendaraan uji yang bernilai negatif, yaitu -35500 [N.m/rad]. Nilai SC yang negatif menandakan karakteristik *understeer* kendaraan.

Kurva *yaw rate* pada gambar 4.2 mempunyai tren membentuk parabola membuka ke bawah. Seiring dengan bertambahnya kecepatan, nilai *yaw rate* juga bertambah sampai titik puncak, yaitu 0.2227 rad/s pada kecepatan 30 m/s (108 km/jam). Pada rentang kecepatan 30-50 m/s, nilai *yaw rate* turun secara landai menuju nilai 0.2 rad/s. Mengacu pada karakteristik *yaw rate* pada subbab 2.4.2 gambar 2.20, tren *yaw rate* yang demikian menunjukkan karakteristik *understeer* kendaraan. Hal ini sudah sesuai dengan perhitungan SC yang menunjukkan nilai negatif (*understeer*).



Gambar 4.3. Grafik sudut slip vs kecepatan kendaraan uji

Kurva sudut slip pada gambar 4.3 mempunyai tren menurun secara landai. Sudut slip kendaraan bernilai positif pada rentang kecepatan 0-18 m/s. Lalu sudut slip kendaraan menurun

pada rentang kecepatan 18-50 m/s. Nilai absolut sudut slip terbesar berada pada kecepatan 50 m/s dengan nilai absolut 0.0438 radian. Hal ini menunjukkan bahwa pada kecepatan tinggi, gaya belok yang dialami kendaraan juga bernilai besar. Mengacu pada karakteristik sudut slip pada subbab 2.4.2 gambar 2.20, tren sudut slip yang demikian merupakan karakteristik *understeer* kendaraan. Hal ini sudah sesuai dengan perhitungan SC yang menunjukkan nilai negatif (*understeer*).

Pada ketiga grafik diatas, hasil pemodelan *steady state* (kurva hijau) berhimpit dengan hasil pada literatur [3] (kurva hitam). Hal ini menunjukkan bahwa hasil dari pemodelan kondisi *steady state* telah sesuai dan tervalidasi oleh literatur [3], dengan nilai *error* yang hampir mendekati nol. Sehingga model dinamis gerak belok kendaraan kondisi *steady state* dapat digunakan untuk analisis kendaraan lain yang ada di sekitar.

#### **IV.1.2 Perbandingan Respon $\rho, r, \beta$ pada Kendaraan *Understeer, Neutralsteer, Oversteer***

Karakteristik kemudi (SC) sebuah kendaraan pada kondisi *steady state* dapat dilihat dari nilai ( $lf.K_f - lr.K_r$ ). Pada sub-bab ini akan dibahas perbandingan tren grafik radius belok kendaraan ( $\rho$ ), *yaw rate* ( $r$ ), dan sudut slip kendaraan ( $\beta$ ) terhadap kecepatan, pada tiga karakteristik kendaraan yang berbeda, yaitu *understeer* (US), *neutralsteer* (NS), dan *oversteer* (OS). Untuk memperoleh karakteristik kendaraan US, NS, dan OS, nilai kekakuan belok roda depan kendaraan ( $K_f$ ) divariasikan seperti pada Tabel 4.2.

Nilai parameter kendaraan pada tiga karakteristik yang berbeda (US, NS, dan OS) selanjutnya dimasukkan pada kode pemrograman software numerik. Selain didapatkan hasil berupa grafik pada gambar 4.5 s/d 4.7, hasil perintah fungsi pemodelan *steady state* juga dapat menampilkan hasil berupa besarnya SC, karakteristik kendaraan, dan juga nilai kecepatan kritis ( $V_c$ ) pada kendaraan OS, yang ditampilkan pada *command window* seperti ditunjukkan pada gambar 4.4.

Tabel 4.2 : Perbandingan karakteristik kendaraan US, NS, dan OS dari variasi Kf

Nilai Parameter Kendaraan Uji (Abe, 2009) [3]				
Parameter		Nilai		
Massa [kg]	$m$	1500	1500	1500
Dimensi [m]	$l_f$	1.1	1.1	1.1
	$l_r$	1.6	1.6	1.6
	$l$	2.7	2.7	2.7
Cornering Stiffness [N/rad]	roda depan, $K_f$	<b>80000</b>	<b>87272.73</b>	<b>96000</b>
	roda belakang, $K_r$	60000	60000	60000
Sudut Kemudi [rad]	$\delta$	0.04 (konstan)	0.04 (konstan)	0.04 (konstan)
Kecepatan Kendaraan [m/s]	$V$	0 s/d 70	0 s/d 70	0 s/d 70
Steer Charac. [N.m/rad]	$(l_f.K_f - l_r.K_r)$	-8000	0	9600
		<b>US</b>	<b>NS</b>	<b>OS</b>

```

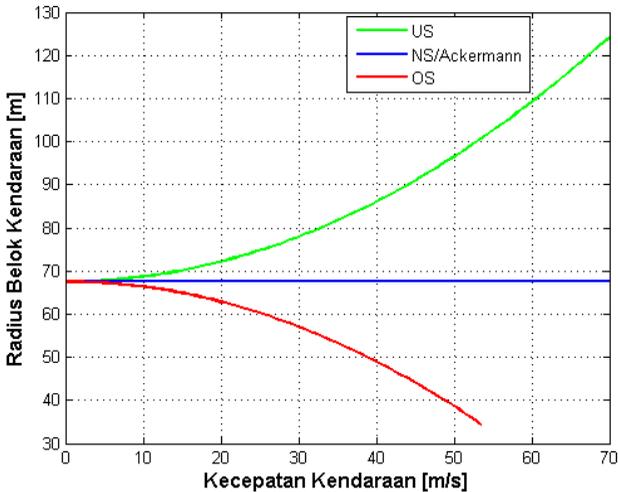
SC =
    9.6000e+03

Karakteristik_Kemudi_Kendaraan =
    Oversteer (OS)

Vc =
    76.3675

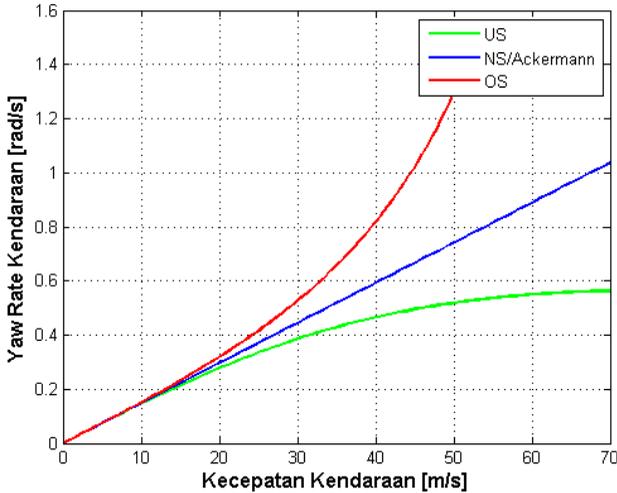
```

Gambar 4.4. Nilai SC, karakteristik kendaraan, dan hasil perhitungan Vc ditampilkan pada *command window*



Gambar 4.5. Grafik perbandingan radius belok kendaraan karakteristik US, NS, dan OS

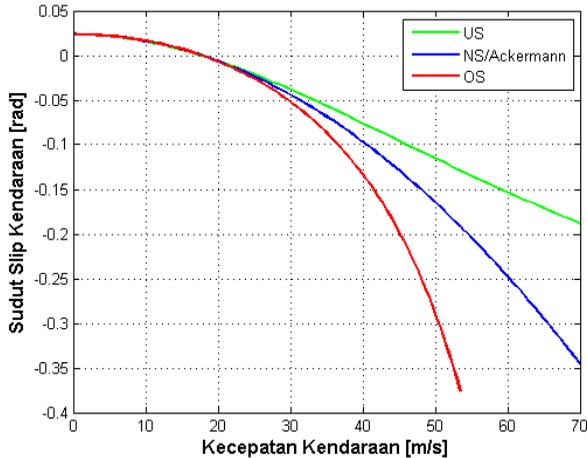
Gambar 4.5 menunjukkan grafik radius belok vs kecepatan kendaraan dengan input sudut kemudi roda depan konstan, yaitu 0.04 radian. Dalam grafik tersebut terdapat tiga kurva dengan warna yang berbeda. Kurva hijau, biru, dan merah masing-masing menunjukkan karakteristik kendaraan *understeer*, *neutralsteer*, dan *oversteer*. Pada karakteristik kendaraan *understeer* (kurva hijau) terlihat bahwa radius belok kendaraan meningkat secara eksponensial seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan. Pada kendaraan *neutralsteer* (kurva biru), radius belok kendaraan bernilai tetap, sesuai dengan radius Ackermann yaitu  $= \frac{l}{\delta} = \frac{2.7}{0.04} = 67.5 [m]$ . Sedangkan pada kendaraan *oversteer* (kurva merah), radius belok mengalami penurunan secara eksponensial seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan. Radius belok dapat mencapai nilai nol, pada kecepatan kritis  $V_c$  ( $V_c = 76.4 \text{ m/s} = 275 \text{ km/jam}$ ). Hal ini berarti kendaraan sudah tidak mempunyai radius belok atau tidak dapat berbelok kembali.



Gambar 4.6. Grafik perbandingan *yaw rate* karakteristik kendaraan US, NS, dan OS

Gambar 4.6 menunjukkan grafik *yaw rate* vs kecepatan kendaraan dengan input sudut kemudi roda depan konstan, yaitu 0.04 radian. Dalam grafik tersebut terdapat tiga kurva dengan warna yang berbeda. Pada karakteristik kendaraan *understeer* (kurva hijau) terlihat bahwa *yaw rate* bertambah secara landai seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan, namun mencapai nilai tetap pada kecepatan tertentu. Pada kendaraan *neutralsteer* (kurva biru), nilai *yaw rate* meningkat secara linier terhadap pertambahan kecepatan, dengan gradien  $\frac{\delta}{l} = \frac{0.04}{2.7} = 0.015 [m^{-1}]$ . Sedangkan pada kendaraan *oversteer* (kurva merah), nilai *yaw rate* meningkat secara eksponensial seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan, menuju nilai tak berhingga. *Yaw rate* mencapai nilai tak berhingga (garis asimtot vertikal) pada kecepatan kritis  $V_c$  ( $V_c = 76.4 \text{ m/s} = 275 \text{ km/jam}$ ). Hal ini berarti jika kendaraan dipacu dengan kecepatan mendekati  $V_c$ , kendaraan sudah tidak dapat dikendalikan karena kendaraan

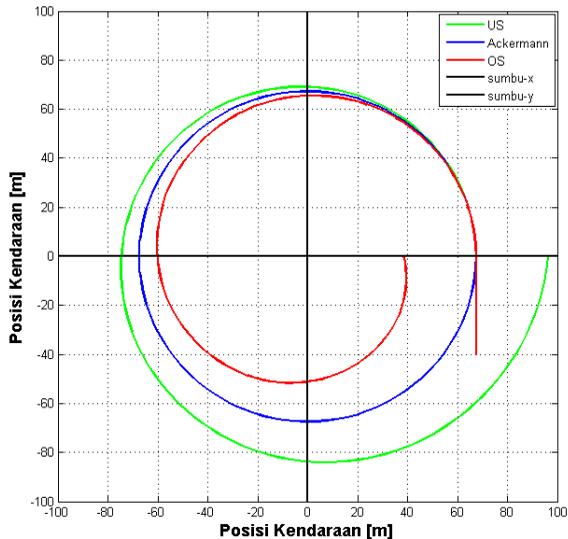
hanya berputar-putar terhadap sumbu-z dengan nilai *yaw rate* tak berhingga.



Gambar 4.7. Grafik perbandingan sudut slip karakteristik kendaraan US, NS, dan OS

Demikian pula dengan gambar 4.7 menunjukkan grafik sudut slip vs kecepatan kendaraan dengan input sudut kemudi roda depan konstan, yaitu 0.04 radian. Pada karakteristik kendaraan US (kurva hijau) terlihat bahwa sudut slip menurun secara landai seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan, namun mencapai nilai tetap pada kecepatan tertentu. Pada kendaraan NS (kurva biru), nilai sudut slip menurun lebih tajam terhadap pertambahan kecepatan. Sedangkan pada kendaraan OS (kurva merah), nilai sudut slip menurun secara tajam seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan, menuju nilai negatif tak berhingga. Sudut slip mencapai nilai negatif tak berhingga (garis asimtot vertikal) pada kecepatan kritis,  $V_c$  ( $V_c = 76.4 \text{ m/s} = 275 \text{ km/jam}$ ). Hal ini berarti jika kendaraan dipacu dengan kecepatan mendekati  $V_c$ , kendaraan sudah tidak dapat dikendalikan karena kendaraan hanya berputar-putar terhadap sumbu-z dengan nilai sudut slip negatif tak berhingga.

Selain dinyatakan dengan gambar 4.5 s/d 4.7 diatas, radius belok kendaraan dengan karakteristik US, NS, dan OS juga dapat divisualisasikan berupa trajektori lintasan belok kendaraan berdasarkan nilai radius belok kendaraan. Visualisasi lintasan belok kendaraan seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan ditunjukkan dalam bidang setengah lingkaran, seperti pada gambar 4.8.



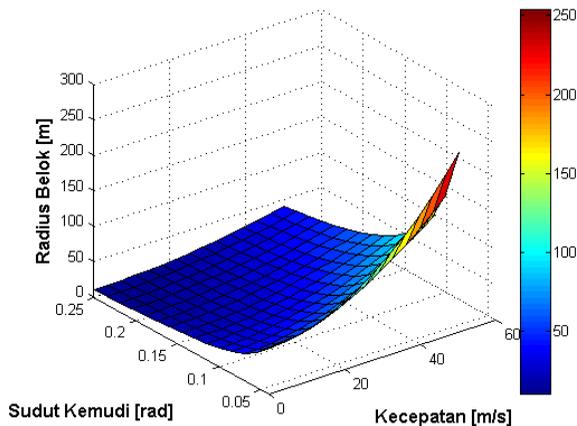
Gambar 4.8. Visualisasi perbandingan lintasan belok kendaraan US, NS, dan OS

Pada visualisasi gambar 4.8, radius belok kendaraan dinyatakan dalam trajektori lintasan belok kendaraan yang mengitari titik pusat (0,0) dengan sudut kemudi roda depan konstan 0.04 radian. Garis hitam menunjukkan sumbu x dan y lintasan. Kurva biru (karakteristik NS) mempunyai lintasan dengan radius belok konstan 67.5 meter. Pada kurva hijau (karakteristik US), radius belok kendaraan bertambah seiring dengan bertambahnya kecepatan, sehingga lintasan kendaraan terlihat keluar menjauhi

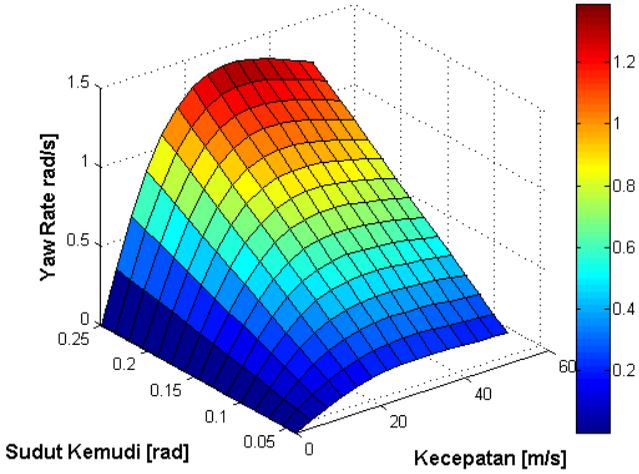
titik pusat (0,0) dan melebar jika dibandingkan dengan lintasan kendaraan Ackermann. Sebaliknya pada kurva merah (karakteristik OS), radius belok kendaraan menurun seiring dengan bertambahnya kecepatan, sehingga lintasan kendaraan terlihat masuk kedalam mendekati titik pusat (0,0) dan menyempit jika dibandingkan dengan lintasan kendaraan Ackermann.

#### IV.1.3 Hasil $\rho, r, \beta$ terhadap Kecepatan pada *Range* Sudut Kemudi Tertentu

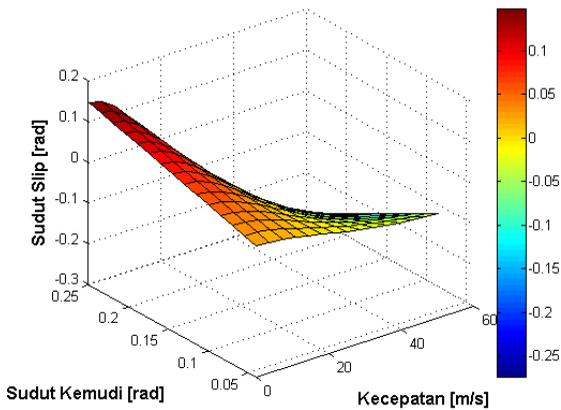
Hasil berupa grafik-grafik di sub-bab 4.1.2 menunjukkan hubungan radius belok, *yaw rate*, dan sudut slip terhadap kecepatan kendaraan, menggunakan satu nilai sudut kemudi roda depan konstan 0,04 radian ( $2.3^\circ$ ). Gambar 4.9 s/d 4.11 menunjukkan grafik radius belok ( $\rho$ ), *yaw rate* ( $r$ ), dan sudut slip kendaraan ( $\beta$ ) vs kecepatan kendaraan pada *range* sudut kemudi 0.04 – 0.25 radian ( $2.3^\circ - 14.33^\circ$ ) yang dinyatakan dalam grafik 3D. Parameter kendaraan uji yang dipakai mengikuti parameter pada Tabel 4.



Gambar 4.9. Grafik 3D radius belok vs kecepatan pada sudut kemudi 0.04 s/d 0.25 radian



Gambar 4.10. Grafik 3D *yaw rate* vs kecepatan pada sudut kemudi 0.04 s/d 0.25 rad



Gambar 4.11. Grafik 3D sudut slip vs kecepatan pada sudut kemudi 0.04 s/d 0.25 rad

Dengan grafik 3D gambar 4.9 s/d 4.11 diatas, dapat diketahui respon radius belok, *yaw rate*, dan sudut slip terhadap kecepatan kendaraan, pada range sudut kemudi roda depan 0.04 s/d 0.25 radian, sehingga dapat ditarik lebih banyak informasi dari satu buah grafik.

## IV.2 Model Dinamis Gerak Belok Kendaraan Kondisi

### *Transient*

Hasil dari model dinamis gerak belok kendaraan *single track* kondisi *transient* berupa serangkaian kode pemrograman dan blok diagram yang disusun pada software numerik berdasarkan persamaan (3.3) dan (3.4) yang telah didapatkan dari free body diagram kendaraan (sub-bab 3.5). Skema blok diagram dapat dilihat pada Lampiran 1, dan kode pemrograman disusun sehingga dapat mendefinisikan nilai parameter kendaraan, input kecepatan dan sudut kemudi, sekaligus nilai parameter simulasi (lama waktu simulasi, meshing waktu, dll). Input model kondisi *transient* adalah nilai parameter kendaraan, kecepatan, dan sudut kemudi roda depan fungsi waktu  $\delta(t)$ . Sedangkan output pemodelan kondisi *transient* berupa respon *yaw rate* ( $r$ ) dan sudut slip kendaraan ( $\beta$ ).

Blok diagram dan kode pemrograman disimulasikan pada software numerik, dan didapatkan hasil berupa grafik-grafik yang dibahas secara detail pada sub-sub-bab 4.2.1 dan 4.2.2.

### IV.2.1 Hasil Model *Transient* dengan Nilai Parameter Kendaraan Uji (Abe, 2009)

Pada sub sub-bab 4.2.1 ini, model kendaraan *single track* kondisi *transient* dijalankan pada software numerik, dan didapatkan hasil berupa grafik respon  $r$  dan  $\beta$  terhadap waktu. Lalu akan dibahas tingkat kesesuaian dari grafik-grafik hasil pemodelan tersebut dengan hasil pada literatur [3] (proses validasi) untuk memastikan bahwa hasil telah benar dan dapat digunakan lebih lanjut. Oleh karena itu. agar perintah fungsi pemodelan dapat dijalankan, nilai dari parameter-parameter

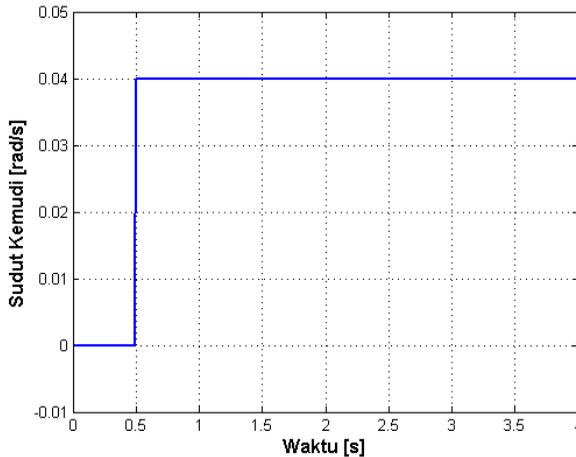
kendaraan yang dibutuhkan harus terlebih dahulu didefinisikan. Tabel 4.3 menunjukkan nilai parameter kendaraan uji dari literatur<sup>[3]</sup>.

Tabel 4.3 : Parameter kendaraan yang digunakan pada analisis *transient*

Nilai Parameter Kendaraan Uji (Abe, 2009) [3]		
Parameter		Nilai
Massa [kg]	$m$	1500
Dimensi [m]	$l_f$	1.1
	$l_r$	1.6
	$l$	2.7
Cornering Stiffness [N/rad]	roda depan, $K_f$	55000
	roda belakang, $K_r$	60000
Sudut Kemudi [rad]	$\delta$	0.04 Step Input
Kecepatan Kendaraan [km/jam]	$v$	100
Steady State Steer Characteristic [N.m/rad]	$(l_f.K_f - l_r.K_r)$	-35500

Input sudut kemudi pada roda depan adalah 0.04 radian menggunakan jenis *Step Input* dengan *step time* 0.5 detik dan *simulation time* 4 detik (gambar 4.12), serta kecepatan kendaraan konstan 100 km/jam. Nilai-nilai dari parameter kendaraan diatas dimasukkan kedalam kode pemrograman untuk kemudian disimulasikan dan didapatkan hasil berupa grafik  $r$  dan  $\beta$  pada gambar 4.13 dan 4.14. Terdapat dua buah kurva pada masing-

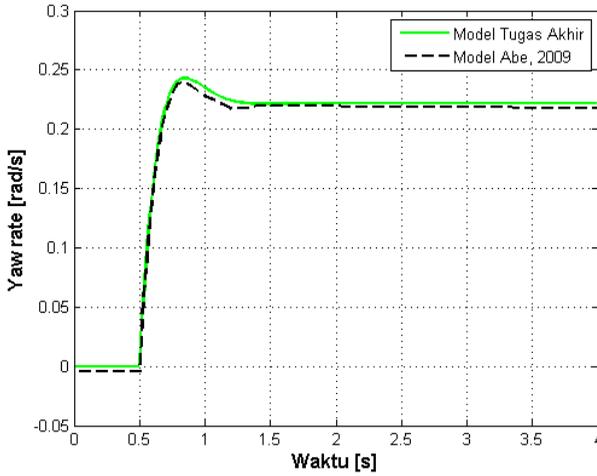
masing grafik, kurva hasil pemodelan *steady state* (warna hijau) dan kurva hasil studi kasus pada literatur [3], sebagai perbandingan (warna hitam).



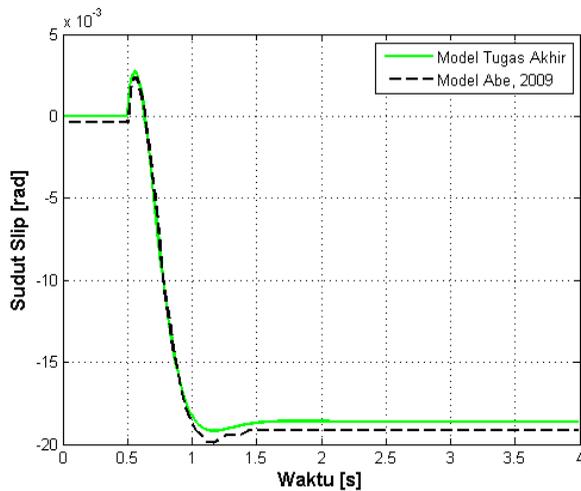
Gambar 4.12. Input sudut kemudi yang digunakan (*step input*)

Dari hasil simulasi pada gambar 4.13, diperoleh grafik respon *yaw rate* kendaraan terhadap waktu. Trenline kurva respon *yaw rate* berupa sistem *underdamped*, dimana nilai *yaw rate* meningkat dari 0 menuju nilai puncak 0.243 rad/s, lalu turun dan mencapai nilai saturasi pada detik ke 1.5 dan nilai *yaw rate* sebesar 0.22 rad/s.

Trenline respon sudut slip kendaraan (gambar 4.14) hampir sama dengan respon *yaw rate*, namun bertanda negatif. Nilai sudut slip kendaraan bertanda positif pada detik awal simulasi, sebagai efek dari input sudut kemudi yang berupa step. Nilai sudut slip absolut terbesar yaitu 0.0192 radian dan mencapai nilai saturasi sebesar 0.0168 radian. Dari nilai saturasi sudut slip inilah dapat dihitung nilai gaya belok kendaraan ( $F_{yf}$  dan  $F_{yr}$ ) melalui persamaan (2.9), (2.10) dan (2.2), (2.3). Gaya belok pada ban depan ( $F_{yf}$ ) adalah 2740.3 N, sedangkan gaya belok pada ban belakang kendaraan ( $F_{yr}$ ) adalah 1884 N.



Gambar 4.13. Grafik respon yaw rate kendaraan uji terhadap waktu



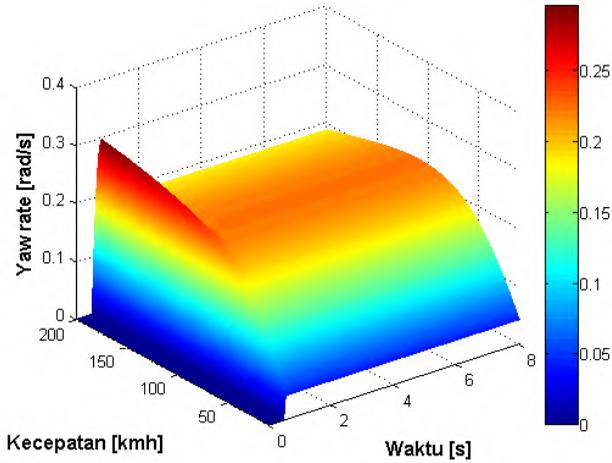
Gambar 4.14. Grafik respon sudut slip kendaraan uji terhadap waktu

Pada kedua grafik diatas masing-masing terdapat dua buah kurva, kurva hasil simulasi pemodelan *transient* (warna hijau, garis *solid*) dan kurva hasil simulasi pada literatur uji [3] yang digunakan untuk validasi (warna hitam, garis putus). Semua nilai dari parameter kendaraan sudah disetting sama dengan nilai parameter kendaraan pada literatur uji. Seperti yang terlihat pada kedua gambar, kurva hijau dan hitam menunjukkan trenline yang sama dan hampir saling berhimpit, dengan nilai ketidaksesuaian (*error*) sebesar 3%. Nilai *error* ini dapat disebabkan oleh perbedaan jenis software numerik dan juga perbedaan konfigurasi parameter simulasi (seperti metode penyelesaian persamaan diferensial, ukuran meshing waktu simulasi, dll). Meskipun demikian, dengan nilai error yang sangat kecil ini dapat ditarik kesimpulan bahwa model *single-track* kondisi *transient* yang telah dibuat sudah tervalidasi dan dapat digunakan untuk analisis kendaraan lain yang ada di sekitar.

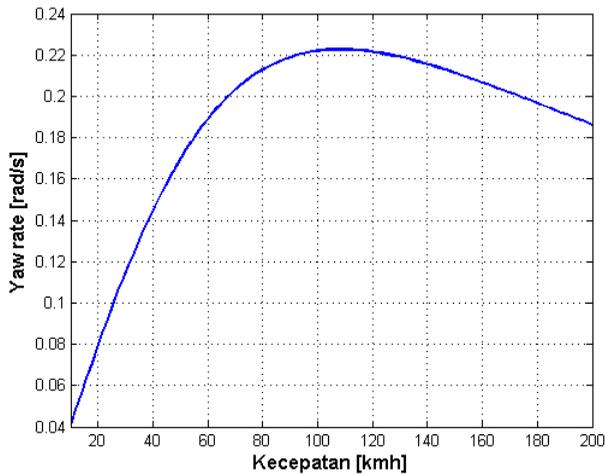
#### **IV.2.2 Hasil Respon $r$ dan $\beta$ terhadap Waktu pada Range Kecepatan Tertentu**

Di sub-bab 4.2.1, hasil simulasi model *single-track* kondisi *transient* menunjukkan respon *yaw rate* dan sudut slip terhadap waktu, menggunakan input sudut kemudi roda depan *step* 0,04 radian ( $2.3^\circ$ ) dan kecepatan konstan 100 km/jam. Pada sub-bab 4.2.2 ini, hasil simulasi berupa respon *yaw rate* dan sudut slip tersebut dapat dinyatakan dalam suatu range kecepatan tertentu, misalnya 10 s/d 200 km/jam sehingga dalam satu grafik dapat ditarik lebih banyak informasi. Nilai parameter kendaraan uji yang dipakai menggunakan parameter kendaraan uji pada Tabel 6, dimana kendaraan uji tersebut memiliki karakteristik kemudi *steady-state* US.

Gambar 4.15 menunjukkan grafik respon *yaw rate* kendaraan terhadap waktu, pada *range* kecepatan 10 s/d 200 km/jam. Pada kecepatan rendah, respon *yaw rate* meningkat secara linier dan bersaturasi pada nilai tertentu.



Gambar 4.15. Grafik 3D *yaw rate* vs waktu, pada kecepatan 10 s/d 200 km/jam (kendaraan US)

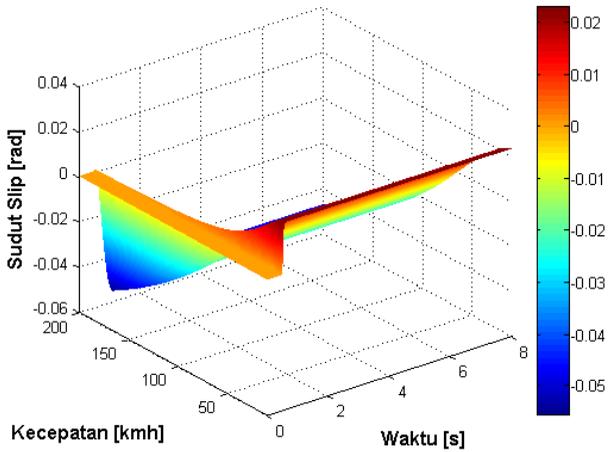


Gambar 4.16. Grafik nilai saturasi *yaw rate* kendaraan US terhadap kecepatan

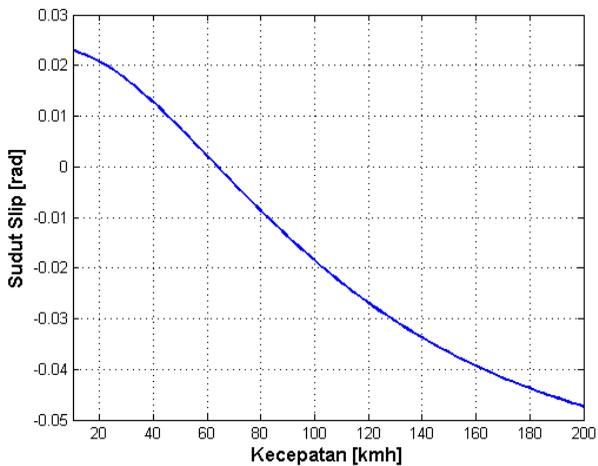
Namun pada kecepatan diatas 60 km/jam, respon *yaw rate* menjadi *underdamped*, naik mencapai nilai puncak tertentu dan kemudian turun untuk mencapai nilai saturasi. Nilai saturasi *yaw rate* (data pada detik ke 8) diambil dan digrafikkan pada gambar 4.16. Terlihat trenline kurva *yaw rate* terhadap kecepatan menyerupai parabola membuka ke bawah.

Seiring dengan bertambahnya kecepatan, nilai saturasi *yaw rate* juga bertambah sampai titik tertentu, yaitu 0.2227 rad/s, pada kecepatan 108 km/jam. Pada rentang kecepatan 110 s/d 200 km/jam, nilai saturasi *yaw rate* turun secara landai menuju nilai 0.185 rad/s. Mengacu pada hasil model pada kondisi *steady state* (sub-bab 4.1.1), tren nilai saturasi *yaw rate* pada gambar 4.16 hampir menyerupai grafik analisis kondisi *steady state*, yaitu karakteristik kendaraan *understeer*. Oleh karena itu, analisis kondisi *transient* yang telah dibuat juga dapat menghasilkan hasil yang sama dengan produk hasil analisis *steady state*. Bahkan pada analisis kondisi *transient*, kita dapat mengetahui respon *yaw rate* pada setiap waktu, dan juga mempunyai keunggulan mendasar yaitu dapat menggunakan input sudut kemudi sebagai fungsi waktu  $\delta(t)$  yang disesuaikan dengan gerakan tangan pengemudi pada dunia nyata.

Gambar 4.17 menunjukkan grafik respon sudut slip kendaraan terhadap waktu, pada *range* kecepatan 10 s/d 200 km/jam. Pada kecepatan rendah, respon sudut slip membentuk kurva *underdamp*, meningkat secara linier dan bersaturasi pada nilai positif tertentu. Pada kecepatan 65 km/jam, kendaraan bergerak dengan sudut slip yang sangat kecil, mendekati nol. Pada *range* kecepatan 65 s/d 200 km/jam, respon sudut slip naik mencapai nilai positif tertentu dan kemudian turun tajam untuk mencapai nilai saturasi yang bertanda negatif. Terjadinya perubahan tanda pada nilai sudut slip kendaraan menunjukkan fenomena perubahan arah gaya belok pada kendaraan.



Gambar 4.17. Grafik 3D sudut slip vs waktu, pada kecepatan 10 s/d 200 km/jam (kendaraan US)



Gambar 4.18. Grafik nilai akhir sudut slip kendaraan US terhadap kecepatan

Nilai saturasi sudut slip (data pada detik ke 8) diambil dan digrafikkan pada gambar 4.18. Terlihat trenline kurva sudut slip terhadap kecepatan berupa garis menurun dengan gradien yang semakin kecil. Pada kecepatan rendah, nilai saturasi sudut slip positif, mencapai nilai nol pada kecepatan 65 km/jam, dan bernilai negatif pada kecepatan diatas 65 km/jam. Semakin bertambahnya kecepatan mendekati 200 km/jam, gradien penurunan nilai saturasi sudut slip semakin landai, dan akhirnya mencapai suatu nilai konstan.

Mengacu pada hasil model pada kondisi *steady state* (sub-bab 4.1.1), tren nilai saturasi sudut slip pada gambar 4.18 hampir menyerupai grafik analisis kondisi *steady state*, yaitu karakteristik kendaraan *understeer*. Oleh karena itu, analisis kondisi *transient* yang telah dibuat juga dapat menghasilkan hasil yang sama dengan produk hasil analisis *steady state*. Bahkan pada analisis kondisi *transient*, kita dapat mengetahui respon yaw rate pada setiap waktu, dan juga mempunyai keunggulan mendasar yaitu dapat menggunakan input sudut kemudi sebagai fungsi waktu  $\delta(t)$  yang disesuaikan dengan gerakan tangan pengemudi pada dunia nyata.

### **IV.3 Studi Kasus pada Kendaraan Multiguna Pedesaan (GEA)**

Sub-bab 4.3 ini terdiri dari analisis kendaraan multiguna pedesaan (GEA) menggunakan model *single-track* kendaraan dalam kondisi *steady state* dan *transient*.

#### **IV.3.1 Analisis Model Kondisi *Steady State* pada Mobil GEA**

Setelah model *single-track* pada kondisi *steady state* maupun *transient* divalidasi (dari parameter kendaraan uji pada literatur [3]), selanjutnya model dapat digunakan untuk menganalisis kendaraan-kendaraan yang ada di sekitar dengan memasukkan nilai parameter kendaraan yang sesuai. Dalam sub-bab ini digunakan objek kendaraan Multiguna Pedesaan (GEA) dalam penelitian Suprayogi, 2014<sup>[8]</sup>.

Berdasarkan penelitian Suprayogi, 2014<sup>[8]</sup> didapatkan data nilai parameter kendaraan multiguna pedesaan, pada saat muatan kosong dan muatan penuh. Data-data tersebut ditabelkan pada Tabel 7. Dilakukan beberapa pendekatan pada parameter kekakuan belok ban kendaraan, dimana penulis menggunakan  $K_f$  dan  $K_r$  45000 N/rad dari ban Pirelli P185 R14 pada Lampiran 2, karena tidak tersedianya data  $K_f$  dan  $K_r$  dari spesifikasi ban mobil GEA, yaitu P135/60 R13.

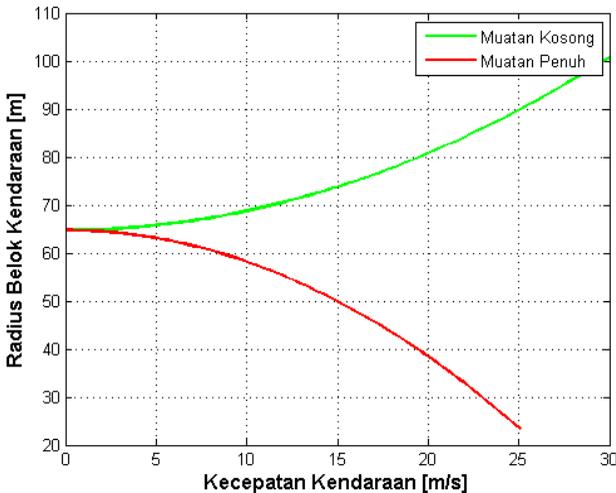
Tabel 4.4 : Data nilai parameter kendaraan GEA, muatan penuh dan kosong

Spesifikasi Mobil Multiguna Pedesaan GEA [3]			
Parameter		Muatan Kosong	Muatan Penuh
Massa [kg]	$m$	910	1500
Dimensi [m]	$l_f$	1.09	1.5
	$l_r$	1.5	1.09
	$l$	2.59	2.59
Cornering Stiffness [N/rad]	roda depan, $K_f$	45000	45000
	roda belakang, $K_r$	45000	45000
Sudut Kemudi [rad]	$\delta$	0.04	0.04
Kecepatan Kendaraan [m/s]	$v$	0 s/d 30	0 s/d 30
Steer Characteristic [N.m/rad]	$(l_f.K_f - l_r.K_r)$	-18450	18450
		<b>US</b>	<b>OS</b>

Selanjutnya parameter input pemodelan *steady state* (sudut kemudi konstan dan *range* kecepatan kendaraan) ditentukan. Besar sudut kemudi adalah 0.04 radian ( $2.3^\circ$ ) dan rentang

kecepatan kendaraan ditetapkan pada nilai 0 sampai 30 m/s (108 km/jam). Nilai-nilai dari parameter kendaraan GEA diatas dimasukkan kedalam kode pemrograman, dan didapatkan hasil berupa grafik  $\rho$ , r, dan  $\beta$ .

Pada gambar 4.19 s/d 4.23 masing-masing terdapat dua kurva, respon mobil GEA muatan kosong (kurva hijau) dan muatan penuh (kurva merah). Grafik radius belok (gambar 4.19) menunjukkan mobil GEA muatan kosong mempunyai karakteristik *understeer*, terlihat dari kurva radius belok bertambah seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan. Sedangkan mobil GEA yang bermuatan penuh mempunyai karakteristik *oversteer*, terlihat dari radius belok kendaraan menurun seiring dengan bertambahnya kecepatan kendaraan, dimana radius belok ideal (Ackermann)  $\rho = \frac{l}{\delta} = \frac{2.59}{0.04} = 64.75 [m]$ .



Gambar 4.19. Grafik radius belok vs kecepatan mobil GEA muatan kosong dan penuh

```

Karakteristik_Kemudi_Kendaraan =

Oversteer (OS)

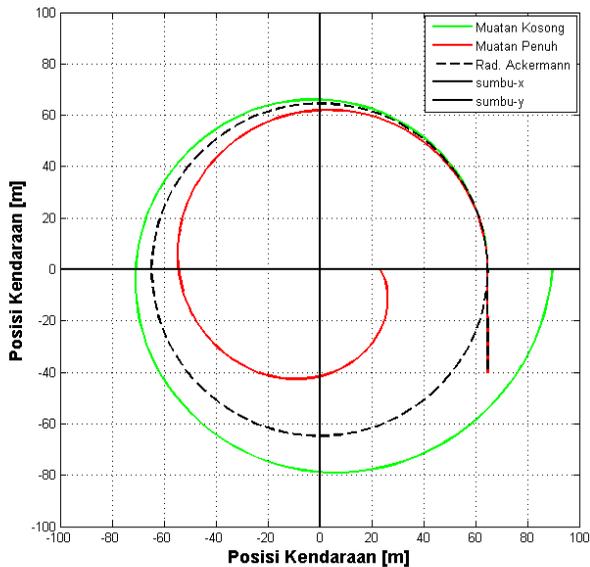
Vc =

31.3317

```

Gambar 4.20. Hasil perhitungan  $V_c$  pada *command window*

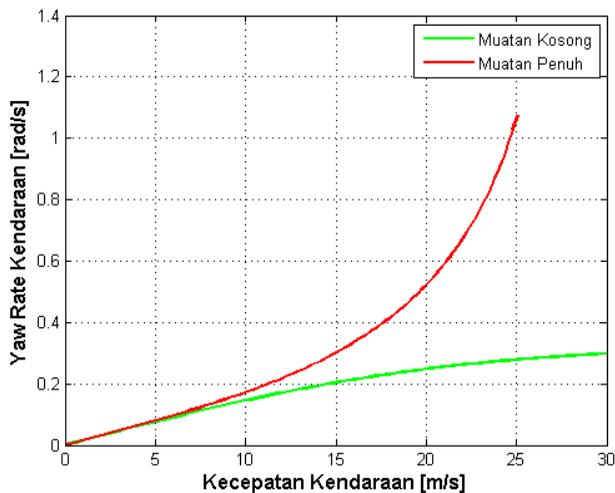
Model kondisi *steady state* yang telah dibuat juga dapat digunakan untuk menghitung nilai kecepatan kritis,  $V_c$  pada mobil GEA muatan penuh (karakteristik OS). Besarnya  $V_c$  ditampilkan pada *command window* (gambar 4.20), yang bernilai 31.3317 m/s atau 112.8 km/jam.



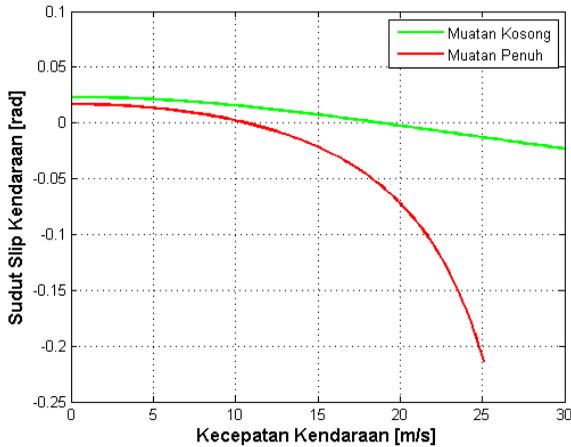
Gambar 4.21. Visualisasi radius belok pada mobil GEA muatan kosong dan penuh

Visualisasi radius belok kendaraan GEA ditampilkan pada gambar 4.21. Pada gambar tersebut terlihat bahwa seiring bertambahnya kecepatan kendaraan, lintasan belok mobil GEA muatan kosong (kurva hijau) melebar menjauhi radius Ackermann (64.75 m). Sebaliknya, lintasan belok mobil GEA bermuatan penuh (kurva merah) bergerak menyempit dan mendekati titik pusat putaran (0,0).

Analisis *yaw rate* dan sudut slip pada gambar 4.22 dan 4.23 juga menunjukkan hasil yang sama. Mobil GEA bermuatan kosong mempunyai karakteristik *understeer*, terlihat dari landainya kenaikan *yaw rate* sebelum akhirnya mencapai nilai saturasi 0.2 rad/s, dan juga landainya penurunan nilai sudut slip, yang bersaturasi pada nilai -0.03 radian, dimana keduanya menyerupai karakteristik US pada sub-bab 2.4.2.



Gambar 4.22. Grafik *yaw rate* vs kecepatan mobil GEA muatan kosong dan penuh



Gambar 4.23. Grafik sudut slip vs kecepatan mobil GEA kosong dan penuh

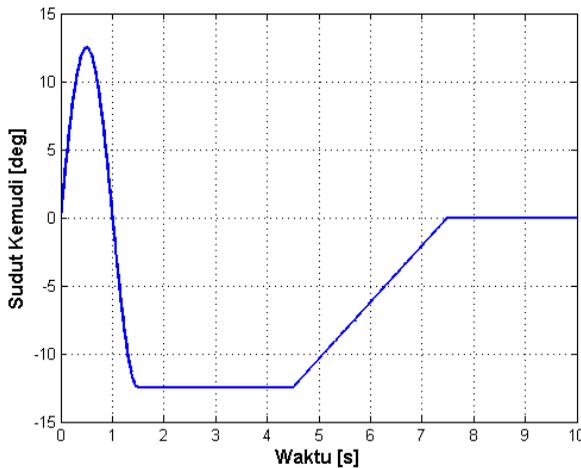
Sebaliknya mobil GEA muatan penuh mempunyai karakteristik *oversteer*, terlihat dari kenaikan *yaw rate* secara eksponensial sebelum akhirnya mencapai tak berhingga pada kecepatan kritis,  $V_c$ , dan juga turunnya nilai sudut slip secara eksponensial, yang mencapai nilai negatif tak berhingga pada kecepatan kritis,  $V_c$ . Dari hasil perhitungan, besarnya nilai  $V_c$  adalah 31.3 m/s (112.8 km/jam) dan menyerupai karakteristik OS pada sub-bab 2.4.2.

Besarnya kecepatan kritis ini (112.8 km/jam) masih jauh berada diatas kecepatan maksimal mobil GEA, yang terletak pada kisaran 80-90 km/jam. Sehingga dapat dikatakan bahwa keamanan mobil GEA dalam bermanuver telah terjamin pada semua range kecepatan mobil GEA.

#### IV.3.2 Analisis Model Kondisi *Transient* pada Mobil GEA

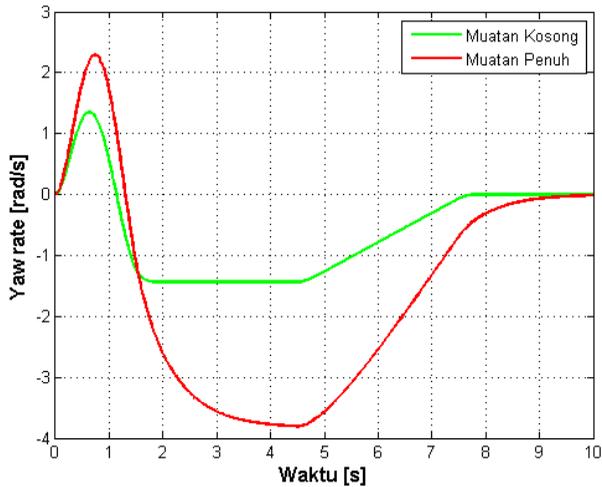
Analisis pemodelan kondisi *transient* pada mobil GEA dilakukan berdasarkan standar pengujian manuver *National Highway Traffic Safety Administration*, NHTSA<sup>[5]</sup> yang telah

disebutkan di sub-bab 3.8. Dalam analisis, muatan kendaraan adalah variabel yang divariasikan (sama seperti pemodelan kondisi *steady state*). Jenis sudut kemudi yang dipilih untuk analisis mobil GEA variasi muatan ini adalah Fishhook 1a gambar 4.24. Sementara hasil simulasi dengan input sudut kemudi Fishhook 1a berupa grafik respon *yaw rate* dan sudut slip pada mobil GEA bermuatan kosong dan penuh (gambar 4.25 dan 4.26).



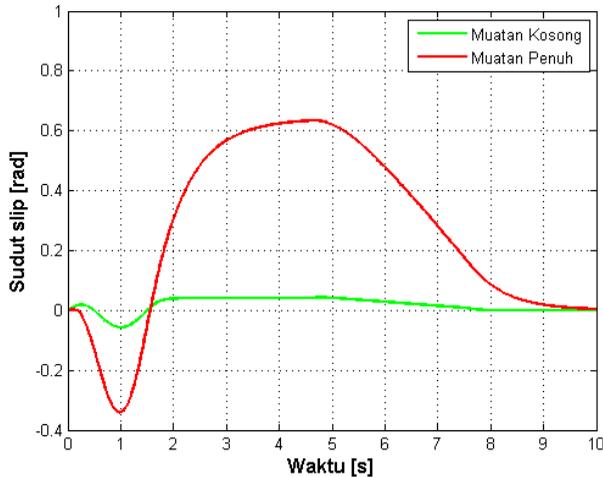
Gambar 4.24. Input Sudut Kemudi Fishhook 1a

Terdapat dua kurva pada grafik gambar 4.25, kurva respon *yaw rate* mobil GEA muatan kosong (warna hijau) dan mobil GEA muatan penuh (warna merah). Pada analisis di sub-bab 4.3.1, telah didapatkan hasil bahwa mobil GEA bermuatan kosong mempunyai karakteristik US, dan bermuatan penuh karakteristik OS. Respon *yaw rate* mobil GEA bermuatan kosong (kurva hijau) terlihat stabil dan mempunyai trenline yang menyerupai input sudut kemudi Fishhook. Nilai *yaw rate* kurva hijau naik sampai nilai 1.35 rad/s, lalu turun menjadi -1.5 rad/s karena sudut kemudi yang berputar arah, bernilai konstan selama 3 detik, dan kembali pada nilai nol pada detik ke 7.5.



Gambar 4.25. Grafik respon *yaw rate* mobil GEA vs waktu, dengan kecepatan 50 mph

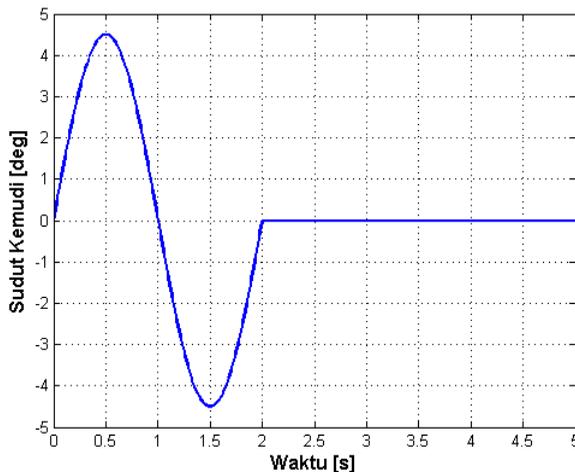
Sedangkan nilai *yaw rate* mobil GEA bermuatan penuh (kurva merah, karakteristik OS) lebih besar daripada kurva hijau. Trenline kurva merah masih menyerupai input sudut kemudi Fishhook 1a, namun sudah mempunyai kecenderungan untuk divergen jika kecepatan kembali dinaikkan. Nilai *yaw rate* kurva merah meningkat sampai nilai 2.3 rad/s, lalu karena input sudut kemudi yang berputar arah, nilai *yaw rate* turun menuju angka -3.8 rad/s, dan baru dapat kembali ke nilai nol pada detik ke-10. Besarnya nilai *yaw rate* pada kurva merah dan lamanya waktu yang dibutuhkan sudut slip untuk kembali pada nilai nol, menunjukkan sifat tidak stabilnya kendaraan OS jika dibandingkan dengan kendaraan US.



Gambar 4.26. Grafik respon sudut slip mobil GEA vs waktu, dengan kecepatan 50 mph

Serupa dengan hasil respon *yaw rate*, pada respon sudut slip pun mobil GEA bermuatan kosong (kurva hijau) terlihat sangat stabil dan mempunyai trenline yang menyerupai input sudut kemudi Fishhook, namun dengan tanda terbalik. Range sudut slip pada kurva hijau hanya berkisar pada nilai  $-0.06$  s/d  $0.04$  rad, serta sudah dapat kembali ke nilai nol pada detik ke-8. Sedangkan nilai sudut slip mobil GEA bermuatan penuh (kurva merah, karakteristik OS) lebih besar daripada kurva hijau. Trenline kurva merah masih menyerupai input sudut kemudi Fishhook 1a, namun sudah mempunyai kecenderungan untuk divergen jika kecepatan kembali dinaikkan. Range sudut slip pada kurva merah berada pada nilai  $-0.3$  s/d  $0.65$  rad, serta baru dapat kembali ke nilai nol pada detik ke-10. Besarnya nilai sudut slip dan lamanya waktu yang dibutuhkan sudut slip untuk kembali pada nilai nol pada kurva merah, menunjukkan sifat tidak stabilnya kendaraan OS jika dibandingkan dengan kendaraan US.

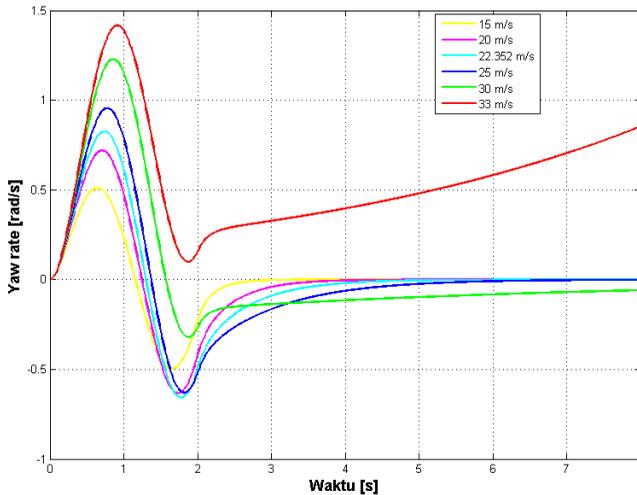
Ketidakstabilan kendaraan yang berkarakteristik kemudi OS juga dapat menjadi bahan analisis lebih lanjut, menggunakan nilai dari kecepatan kritis kendaraan OS ( $V_c$ ). Pada sub-bab sebelumnya sudah dapat dihitung nilai kecepatan kritis kendaraan GEA bermuatan penuh, yaitu 31.3 m/s. Perlu diingat bahwa nilai kecepatan kritis menunjukkan nilai kecepatan saat kendaraan sudah tidak dapat dikendalikan. Oleh karena itu, dilakukan analisis lebih mendalam pada mobil GEA bermuatan penuh, berdasarkan respon *yaw rate* dan sudut slip pada 6 nilai kecepatan yang berbeda, yaitu 15 m/s, 20 m/s, 22.352 m/s (sesuai standar uji NHTSA), 25 m/s, 30 m/s, dan 33 m/s (kecepatan melampaui nilai  $V_c$ ). Parameter mobil GEA bermuatan penuh masih menggunakan data pada Tabel 7, dan input menggunakan jenis sudut kemudi Double Lane Change (gambar 4.27).



Gambar 4.27. Input Sudut Kemudi Double Lane Change

Respon *yaw rate* mobil GEA bermuatan penuh dapat dilihat pada grafik gambar 4.28. Terdapat enam buah kurva, dengan kurva warna merah menunjukkan respon *yaw rate* pada kecepatan 33 m/s (diatas kecepatan kritis) serta lima kurva lainnya adalah

respon yaw rate pada kecepatan dibawah kecepatan kritis (15, 20, 22.352, 25, 30 m/s).

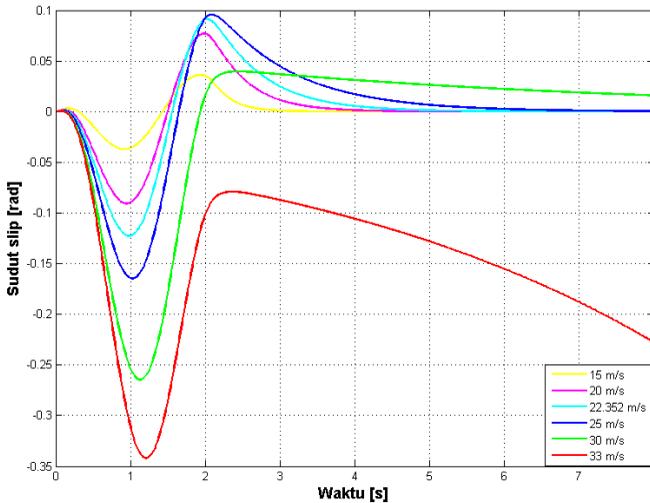


Gambar 4.28. Grafik respon *yaw rate* mobil GEA muatan penuh (OS) vs waktu, dengan enam variasi kecepatan

Dari grafik *yaw rate* vs waktu diatas, dapat ditarik informasi bahwa semakin besar kecepatan kendaraan, semakin besar pula nilai puncak *yaw rate* yang dimiliki kendaraan. Pada kecepatan dibawah kecepatan kritis, nilai *yaw rate* bisa kembali ke nilai nol jika input sudut kemudi juga dihilangkan, meskipun membutuhkan waktu yang berbeda. Namun pada kecepatan diatas kecepatan kritis (kurva merah,  $V = 33 \text{ m/s} > V_c$ ), nilai *yaw rate* bersifat divergen, terus bertambah terhadap waktu, dan tidak akan dapat kembali ke nilai nol meskipun input sudut kemudi telah dihilangkan. Nilai *yaw rate* pada kendaraan yang dipacu pada kecepatan lebih dari kecepatan kritis akan menuju tak hingga sehingga kendaraan tidak dapat dikendalikan.

Gambar 4.29 menunjukkan respon sudut slip mobil GEA bermuatan penuh terhadap waktu. Terdapat enam buah kurva,

dengan kurva warna merah menunjukkan respon sudut slip pada kecepatan 33 m/s (diatas  $V_c$ ) serta lima kurva lainnya adalah respon sudut slip pada kecepatan dibawah  $V_c$ .



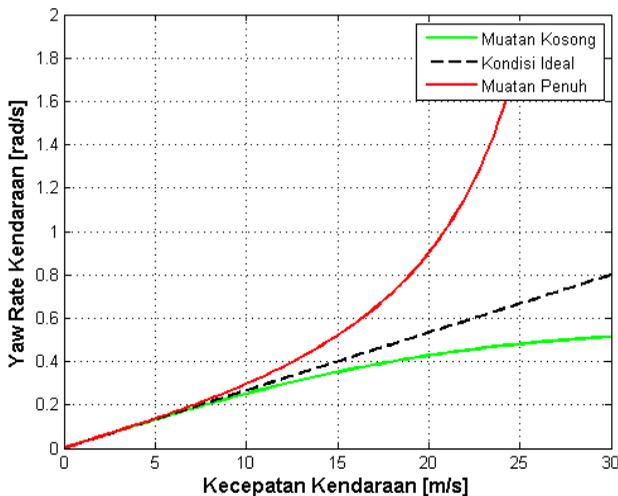
Gambar 4.29. Grafik respon sudut slip mobil GEA muatan penuh (OS), dengan enam variasi kecepatan

Dengan analisis yang serupa, pada kecepatan dibawah  $V_c$ , nilai sudut slip bisa kembali ke nilai nol jika input sudut kemudi juga dihilangkan, meskipun membutuhkan waktu yang berbeda. Namun pada kurva merah, ( $V = 33 \text{ m/s} > V_c$ ), nilai sudut slip bersifat divergen, terus bertambah terhadap waktu, dan tidak akan dapat kembali ke nilai nol meskipun input sudut kemudi telah dihilangkan. Nilai sudut slip pada kendaraan yang dipacu pada kecepatan lebih dari kecepatan kritis akan menuju tak hingga sehingga kendaraan tidak dapat dikendalikan.

#### IV.3.3 Evaluasi Kendaraan Multiguna Pedesaan GEA

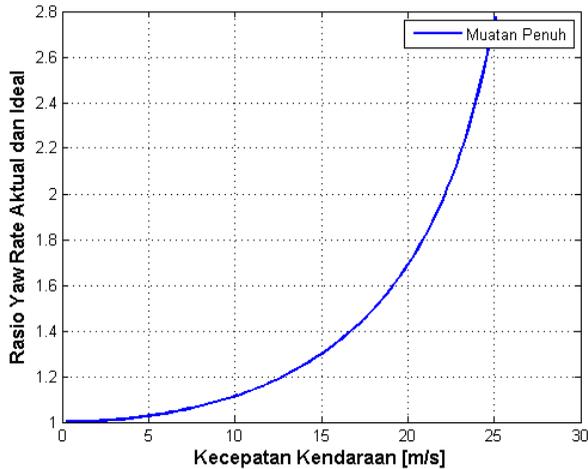
Berdasarkan analisis kondisi *steady state* pada sub sub-bab 4.3.1, didapatkan beberapa evaluasi terkait kendaraan multiguna pedesaan GEA. Ketika mobil GEA muatan penuh (dengan

parameter kendaraan pada Tabel 7) diibaratkan melalui sebuah lintasan dengan radius 37.53 meter (radius bundaran ITS), maka pada keadaan ideal sudut kemudi roda depan Ackermann bernilai  $= \frac{l}{\rho} = \frac{2.59}{37.53} = 0.069 \text{ [rad]} \approx 4^\circ$ . Menggunakan input sudut kemudi roda depan sebesar  $4^\circ$  ini didapatkan respon yaw rate seperti pada gambar 4.30 dan 4.31.



Gambar 4.30. Grafik yaw rate mobil GEA, aktual dan ideal

Grafik pada gambar 4.30 menunjukkan grafik respon yaw rate mobil GEA aktual dan ideal. Kurva hitam adalah kondisi ideal, kurva merah untuk mobil GEA muatan penuh, kurva hijau untuk mobil GEA muatan kosong. Terlihat pada gambar bahwa *yaw rate* kurva merah terus meningkat terhadap bertambahnya kecepatan kendaraan, sesuai dengan karakteristik OS. Pada kecepatan 22.8 m/s (82.08 km/jam), nilai *yaw rate* mobil GEA muatan penuh sudah dua kali lipat lebih besar daripada nilai *yaw rate* ideal, seperti yang ditunjukkan pada grafik rasio *yaw rate* aktual-ideal di gambar 4.31.



Gambar 4.31. Grafik rasio yaw rate aktual-ideal terhadap kecepatan

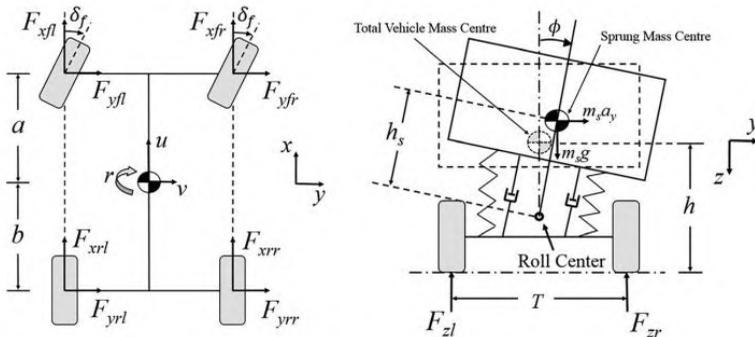
Sehingga pada kecepatan ini, mobil GEA bermuatan penuh sudah rawan terhadap ketidakstabilan dalam fenomena *oversteer*. Sedangkan untuk mobil GEA muatan kosong karakteristik US (kurva hijau), penurunan nilai *yaw rate* masih dapat mengimbangi besarnya nilai ideal, sehingga menurut analisa *yaw rate*, mobil GEA muatan kosong masih dapat berbelok dengan baik pada semua range kecepatan.

#### IV.4 Perbandingan Model Single Track dengan Model Twin Track

Behrooz, 2015<sup>[7]</sup> melakukan penelitian pengaruh penggunaan *gyroscope* pada kendaraan, dengan menggunakan jenis pemodelan *twin track* kondisi *transient*. Kendaraan dimodelkan sebagai sistem 9 derajat kebebasan (9 DOF) dengan pemodelan ban non-linier, seperti pada gambar 4.32. Pada pemodelan *twin track* memasukkan peranan kekakuan sistem suspensi depan dan belakang serta pengaruh ketinggian pusat massa kendaraan. Sehingga pada model *twin track*, dilengkapi

dengan analisis gerak guling (*rolling*), yang diabaikan pada pemodelan *single track*.

Model *single track* yang telah dibuat pada tugas akhir ini akan dibandingkan dengan model kendaraan *twin track* non linier<sup>[7]</sup>, yang merupakan dua tingkat lebih kompleks dibandingkan pemodelan *single track*. Tabel 4.5 menunjukkan parameter kendaraan yang dipakai pada penelitian Behrooz<sup>[7]</sup>.



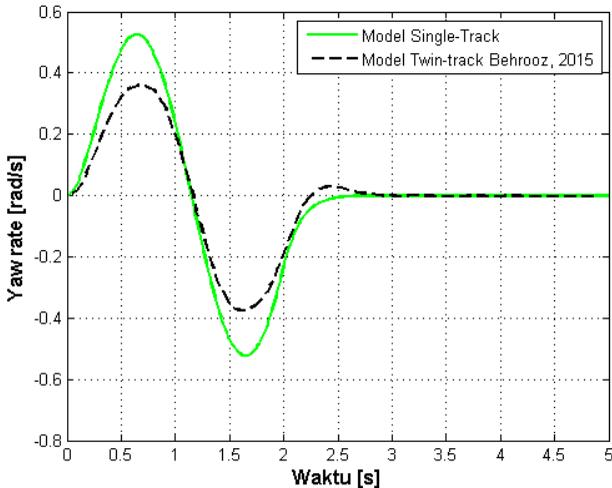
Gambar 4.32. Model *twin-track* 8 DOF non linier kendaraan (Behrooz, 2015)<sup>[7]</sup>

Tabel 4.5 : Parameter kendaraan yang digunakan pada penelitian Behrooz<sup>[7]</sup>

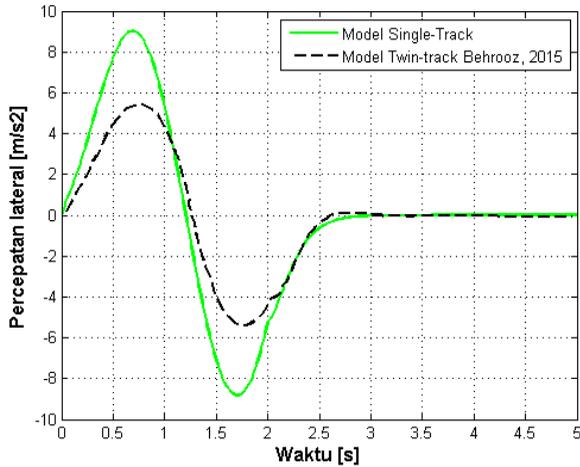
Nilai Parameter Kendaraan Uji (Behrooz, 2015) [7]		
Parameter		Nilai
Massa [kg]	$m$	1300
Inersia [kg.m <sup>2</sup> ]	$I$	2500
Dimensi [m]	$l_f$	1.2
	$l_r$	1.3
	$l$	2.5
Cornering Stiffness [N/rad]	roda depan, $K_f$	46000
	roda belakang,	46000

	$Kr$	
Sudut Kemudi [rad]	$\delta$	Double Lane Change
Kecepatan Kendaraan [m/s]	$V$	20

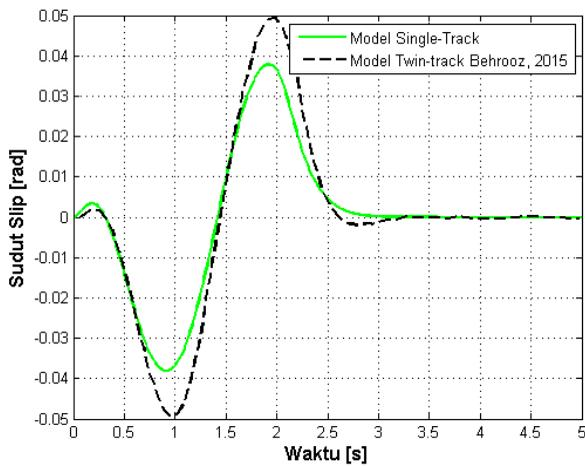
Semua nilai parameter kendaraan disetting sama dengan penelitian<sup>[7]</sup>. Input sudut kemudi adalah manuver *double lane change* pada gambar 4.27. Sedangkan lecepatan kendaraan konstan 20 m/s. Hasil yang dibandingkan berupa respon *transient yaw rate*, percepatan lateral, dan sudut slip kendaraan terhadap waktu pada gambar 4.31(a) s/d (c), dengan *simulation time* 5 detik.



(a) Respon yaw rate



(b) Respon percepatan lateral



(c) Respon sudut slip

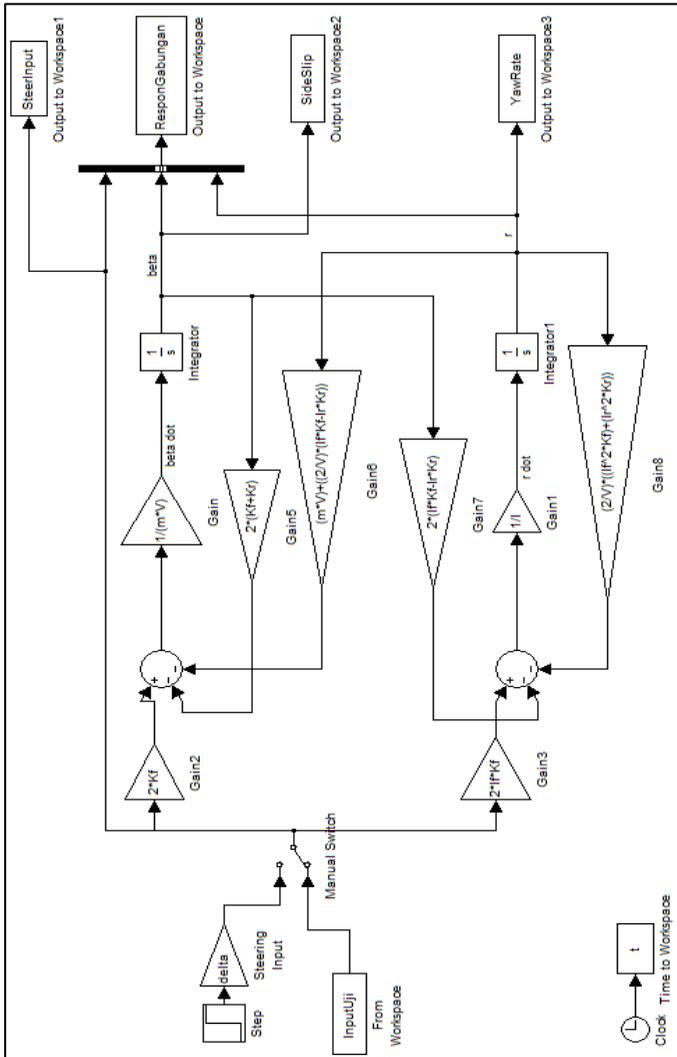
Gambar 4.33. Perbandingan hasil model *single track* dengan *twin track*

Ketiga grafik pada gambar 4.33 masing-masing mempunyai dua buah kurva, kurva hasil model *single track* (warna hijau) dan kurva hasil model *twin track* (warna hitam). Dilihat dari karakteristik ketiga respon (*yaw rate*, percepatan lateral, dan sudut slip), hasil model *single track* belum sesuai dengan hasil model *twin track*, dengan nilai ketidaksesuaian (*error*) sebesar 30-60%. Respon *yaw rate* dan percepatan lateral kendaraan dengan model *single track* bernilai lebih besar, sedangkan pada respon sudut slip bernilai lebih kecil dibandingkan dengan model *twin track* yang bersifat lebih kompleks dan lebih mendekati keadaan real. Namun jika dilihat dari sisi trenline kurva, hasil dari pemodelan *single track* (kurva hijau) sudah dapat menyerupai trenline kurva hasil model *twin track*. Sehingga dapat diambil kesimpulan bahwa model *single track* kendaraan sudah mampu untuk memprediksi karakteristik respon kendaraan (dari trenline kurva), namun belum dapat menghasilkan nilai variabel gerak belok (*yaw rate*, percepatan lateral, dan sudut slip) secara akurat, dengan nilai ketidaksesuaian (*error*) sebesar 30-60%.

Penyimpangan (*error*) tersebut disebabkan oleh beberapa asumsi yang ditetapkan untuk menyederhanakan analisis pada model *single track*, antara lain diabaikannya kekakuan sistem suspensi depan dan belakang kendaraan, diabaikannya ketinggian CG kendaraan, serta asumsi karakteristik linier dari ban kendaraan. Pada keadaan aktual, selalu ada nilai kekakuan sistem suspensi dan ketinggian CG kendaraan, dimana dua hal tersebut menyebabkan gerak guling (*roll*) kendaraan yang tercakup pada teknik pemodelan kendaraan *twin track*.

# LAMPIRAN

Lampiran 1 : Block Diagram Model Transient



Lampiran 2 : Tabel *Cornering Stiffness* dari Beberapa Jenis Ban<sup>[9]</sup>

	Tire	Pressure	Cornering Stiffness	
		[psi]	[lb/deg]	[N/rad]
E Size  Test Load 800 lb	Firestone 500 E78 - 14	28	144	36715.13551
		22	139	35440.30442
		16	119	30340.98004
		10	101	25751.5881
	General Belted Jumbo E78 - 14	28	151	38499.89904
		22	135	34420.43954
		16	113	28811.18273
		10	83	21162.19616
	Goodrich Silvertown E78 - 14 (OE Tire)	28	140	35695.27064
		22	135	34420.43954
		16	103	26261.52054
		10	81	20652.26373
	Goodyear Custom Power Cushion Polyglas E78 - 14	28	165	42069.42611
		22	151	38499.89904
		16	123	31360.84492
		10	80	20397.29751
	Pirelli 185 - 14	28	185	47168.75048
		22	166	42324.39233
		16	146	37225.06795
		10	104	26516.48676

	Tire	Pressure	Cornering Stiffness	
		[psi]	[lb/deg]	[N/rad]
H Size  Test Load 1100 lb	Bridgestone 225R - 14	34	310	79039.52784
		26	264	67311.08177
		18	257	65526.31824
		10	174	44364.12208
	Firestone Deluxe Champion H78 - 14 (OE Tire)	34	210	53542.90595
		26	200	50993.24377
		18	161	41049.56123
		10	118	30086.01382
	Firestone 500 H78 - 14	34	229	58387.26411
		26	212	54052.83839
		18	176	44874.05451
		10	122	31105.8787
	Firestone Town & Country H78 - 14 (snow)	34	193	49208.48023
		26	162	41304.52745
		18	154	39264.7977
		10	100	25496.62188
	Firestone Town & Country HR78 - 14 (snow)	34	191	48698.5478
		26	183	46658.81805
		18	177	45129.02073
		10	114	29066.14895
General Belted Jumbo H78 - 14	34	227	57877.33168	
	26	197	50228.34511	
	18	145	36970.10173	
	10	90	22946.95969	

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **V.1. Kesimpulan**

Dari penyusunan model beserta analisis pada tugas akhir ini, dapat ditarik beberapa kesimpulan sebagai berikut :

1. Pada tugas akhir ini, telah berhasil dibuat sebuah model dinamis untuk menganalisis gerak belok kendaraan dalam kondisi *steady state*. Pemodelan pada kondisi *steady state* menghasilkan output berupa grafik radius belok, *yaw rate*, dan sudut slip terhadap kecepatan kendaraan, serta visualisasi lintasan belok, karakteristik kemudi dan nilai kecepatan kritis untuk kendaraan OS.
2. Selain itu, juga telah dibuat sebuah model dinamis untuk menganalisis gerak belok kendaraan dalam kondisi *transient*. Pemodelan pada kondisi *transient* menghasilkan output berupa grafik radius belok, *yaw rate*, dan sudut slip terhadap waktu pada range kecepatan tertentu, serta gaya belok kendaraan.
3. Model dinamis kendaraan yang telah dibuat telah berhasil digunakan untuk studi kasus berupa analisis kendaraan multiguna pedesaan GEA. Hasil analisis berupa karakteristik kemudi mobil GEA pada muatan kosong dan penuh, serta nilai kecepatan kritis pada mobil GEA bermuatan penuh.

#### **V.2. Saran**

Dari penyusunan tugas akhir ini, terdapat saran-saran antara lain :

1. Pemodelan selanjutnya mengembangkan dari model *single-track* menjadi model *double-track* atau model *twin-track*.
2. Pemodelan selanjutnya mengembangkan dari model linier ban kendaraan menjadi model ban non-linier atau model ban *magic formula*.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sutantra, I Nyoman. Sampurno, Bambang. 2010. **Teknologi Otomotif, Edisi Kedua**. Penerbit Guna Widya : Surabaya.
- [2] Schramm, Dieter. 2014. **Vehicle Dynamics, Modeling and Simulation**. Springer : Heidelberg, Germany.
- [3] Abe, Masato. 2009. **Vehicle Handling Dynamics**. Elsevier Ltd : Oxford, UK.
- [4] Pacejka, Hans B. 2012. **Tire and Vehicle Dynamics**. Elsevier Ltd : Oxford, UK.
- [5] Forkenbrock, Garrick. Garrott, Riley. 2002. **A Comprehensive Experimental Examination of Test Maneuvers That May Induce On-Road, Untripped, Light Vehicle Rollover – Phase IV of NHTSA’s Light Vehicle Rollover Research Program**. National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) : USA.
- [6] Rajamani, Rajesh. 2012. **Vehicle Dynamics and Control, Second Edition**. Springer : New York, USA.
- [7] Mashadi, Behrooz. Gowdini, Meysam. 2015. **Vehicle Dynamics Control by Using Active Gyroscopic Device**. Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control, 121007 / Vol. 137.
- [8] Suprayogi, Bayu. Sutantra, I Nyoman. 2014. **Perancangan Ulang dan Analisa Sistem Suspensi Mobil Multiguna Pedesaan dengan Standar Kenyamanan ISO 2631**. ITS : Surabaya
- [9] Assadiqi, Mustofa. Wasiwitono, Unggul. 2013. **Pemodelan Gerak Belok Kendaraan : Studi Kasus Kendaraan Multi Guna Pedesaan**. ITS : Surabaya.

*(halaman ini sengaja dikosongkan)*

## BIODATA PENULIS



**Yansen Prayitno** lahir pada 27 Desember 1994 di kota Mojokerto, Jawa Timur. Penulis merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara dari pasangan Hugeng Prayitno dan Lily Meliawati. Penulis menyelesaikan pendidikan mulai dari SD TNH Mojokerto (2000-2006), SMP TNH Mojokerto (2006-2009), dan SMAK St. Louis 1 Surabaya (2009-2012).

Selepas SMA penulis melanjutkan studinya di Jurusan Teknik Mesin FTI-ITS pada tahun akademik 2012/2013. Pada perkuliahan, penulis mengambil bidang studi desain, sekaligus juga aktif menjadi asisten praktikum getaran dan mata kuliah kinematika dan dinamika. Selain kegiatan akademik, penulis juga aktif dalam kegiatan berorganisasi di Tim Pembina Kerohanian Buddha ITS dan pernah diamanahi untuk menjabat sebagai Ketua TPKB ITS. Selain itu, penulis juga terlibat dalam berbagai kepanitiaan di Jurusan Teknik Mesin sekaligus berbagai *event* muda-mudi Buddhist di Surabaya. Penulis mempunyai hobi kuliner dan berolahraga, terlebih olahraga basket, futsal, dan *jogging*. Penulis sangat mengidolakan tim sepak bola Manchester United.

Selama masa studinya, penulis menyukai bidang ilmu pemodelan sistem dinamis dan otomotif. Oleh karena itu, penulis mengerjakan Tugas Akhir dengan bidang otomotif, dengan topik pemodelan dan analisis dinamika gerak belok kendaraan empat roda, dibawah bimbingan Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, S.T., M.Eng.Sc. Pada Juli 2016, penulis berhasil menyelesaikan tugas akhir dan studinya, untuk kemudian meraih gelar sarjana (S1).