



TUGAS AKHIR - TM 141585

**PERANCANGAN DAN ANALISA SISTEM KEMUDI DAN
SISTEM SUSPENSI *NARROW TILTING VEHICLE***

RIZAL PRIBADI RESTUAJI
2111 100 142

Dosen Pembimbing
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc.

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



FINAL PROJECT - TM 141585

DESIGN AND ANALYSIS OF NARROW TILTING VEHICLE STEERING AND SUSPENSION SYSTEM

RIZAL PRIBADI RESTUAJI
2111 100 142

Academic Supervisor
Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc.

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

**PERANCANGAN DAN ANALISA SISTEM KEMUDI DAN
SISTEM SUSPENSI *NARROW TILTING VEHICLE***

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:

RIZAL PRIBADI RESTUAJI

NRP. 2111 100 142

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

1. Dr.Eng Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc.
(NIP. 197805102001121001)(Pembimbing)
2. Prof. Ir. I Nyoman Sutantra, MSc. Ph.D
(NIP. 195106051978031002)(Penguji I)
3. Latifah Nurahmi, ST, MSc, Ph.D
(NIP. 210000011)(Penguji II)
4. Moch. Solichin, ST, MT
(NIP. 198908172015041003)(Penguji III)

SURABAYA

Juli, 2016

PERANCANGAN DAN ANALISA SISTEM KEMUDI DAN SISTEM SUSPENSI *NARROW TILTING VEHICLE*

Nama Mahasiswa : Rizal Pribadi Restuaji
NRP : 2111 100 142
Jurusan : Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST,
M.Eng.Sc.

Abstrak

Narrow tilting vehicle sebagai jenis transportasi alternatif yang menggabungkan sepeda motor dan mobil terus berkembang. Kendaraan beroda tiga ini mampu bermanuver dengan lincah karena memiliki kemampuan untuk memiringkan bodi kendaraan (tilting) seperti sepeda motor. *Narrow tilting vehicle* juga mempunyai rangka pelindung menyerupai mobil sehingga lebih aman dari sepeda motor. Kemampuan bermanuver ini perlu didukung oleh sistem kemudi dan sistem suspensi kendaraan yang baik sehingga kendaraan tetap aman pada saat digunakan.

Berdasarkan permasalahan tersebut diperlukan rancangan sistem kemudi dan sistem suspensi *narrow tilting vehicle* yang sesuai dengan kriteria tertentu. Sistem kemudi yang baik adalah yang mampu menghasilkan sudut belok sesuai dengan kondisi Ackerman. Sedangkan sistem suspensi kendaraan harus dirancang agar menghasilkan sudut *camber* negatif ketika terjadi *wheel displacement* ke atas dan sebaliknya. Dalam tugas akhir ini dilakukan simulasi kinematik menggunakan perangkat lunak *multibody dynamics* dalam perancangan sistem kemudi dan sistem suspensi *narrow tilting vehicle*.

Pada tugas akhir ini telah dilakukan perancangan dan analisa sistem kemudi dan sistem suspensi *narrow tilting vehicle*. Diperoleh geometri sistem kemudi yang paling mendekati kondisi Ackerman adalah pada *trackwidth* 600mm dan panjang sambungan belakang (L_{back}) 50mm dan sambungan samping

(L_{side}) 40mm. Untuk geometri sistem kemudi yang paling mendekati kondisi Ackerman, dipilih variasi panjang upper control arm yang sama dengan lower control arm.

Kata Kunci : *Narrow tilting vehicle, sistem kemudi, sistem suspensi, sudut camber, simulasi kinematik.*

DESIGN AND ANALYSIS OF NARROW TILTING VEHICLE STEERING AND SUSPENSION SYSTEM

Student Name : Rizal Pribadi Restuaji
NRP : 2111 100 142
Departement : Mechanical Engineering FTI - ITS
Academic Supervisor : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST,
M.Eng.Sc.

Abstract

Narrow tilting vehicle as an alternative transportation mode that combines the advantages between motorcycle and car continues to develop. This three-wheeled vehicle capable of maneuvering agilely because the ability to tilt the vehicle body just like a motorcycle. Narrow tilting vehicle also has a protective framework like car so it is safer than motorcycle. This maneuver capabilities need to be supported by good steering and suspension system with specific requirements so that the vehicle remains safe when used.

Based on those problems, design of steering and suspension system that meet specific criteria is required. A good steering system should be able to generate wheel turning angle in accordance to Ackerman condition. While the vehicle suspension system must be designed to produce a negative camber angle when the wheel is travelling upward (bounce) and positive camber angle when the wheel is travelling downward (rebound). In this final project design of narrow tilting vehicle steering and suspension system is conducted by kinematics simulation using multibody dynamics software.

In this final project design of narrow tilting vehicle steering and suspension system has been obtained. For steering system, geometry that fits closely to Ackerman condition is on 600mm trackwidth and 50mm of rear link length (L_{back}) and 40mm of side link length (L_{side}). For the chosen steering system

geometry, suspension system with the same length of upper and lower control arm is selected.

Keywords: modeling of dynamic systems, container, engine vibration, cabin dynamics, ride comfort.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	
LEMBAR PENGESAHAN	
ABSTRAK	i
ABSTRACT	ii
KATA PENGANTAR.....	v
DAFTAR ISI.....	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	1
1.3 Tujuan	1
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Manfaat Penelitian	2

BAB II DASAR TEORI

2.1 Konsep Rancang Bangun	3
2.1.1 Pengertian Perancangan	3
2.1.2 Deskripsi Proses Perancangan.....	3
2.2 Perkembangan <i>Narrow Tilting Vehicle</i>	5
2.3 Konfigurasi <i>Narrow Tilting Vehicle</i>	8
2.4 Mekanisme Sistem <i>Leaning Suspension Narrow Three Wheel Vehicle</i>	9
2.5 <i>Toe</i>	10
2.6 <i>Caster</i>	11
2.7 <i>Camber</i>	12
2.8 <i>Kinematic Steering</i>	13
2.9 Sistem Suspensi.....	15
2.9.1 Pengertian Suspensi.....	15
2.9.2 Sistem Suspensi Independen	15
2.9.2.1 Suspensi <i>Macpherson Strut</i>	16
2.9.2.2 Suspensi <i>Double Wishbone</i>	17

2.10 <i>Four Bar Linkages</i>	17
BAB III METODOLOGI	
3.1 Prosedur Penelitian.....	19
3.2 Diagram Alir Perancangan	19
3.3 Prosedur Perancangan dan Analisa	21
3.3.1 Perancangan dan Analisa Sudut Belok Sistem Kemudi <i>Narrow Tilting Vehicle</i>	21
3.3.2 Perancangan dan Analisa Sudut <i>Camber Narrow Tilting Vehicle</i>	23
BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN DATA	
4.1 Data Spesifikasi Kendaraan	25
4.2 Pengaruh Panjang Sambungan Samping Batang Kemudi Terhadap Sudut Belok.....	26
4.2.1 <i>Trackwidth</i> 700mm	26
4.2.2 <i>Trackwidth</i> 600mm	28
4.2.3 <i>Trackwidth</i> 500mm	30
4.3 Pengaruh Panjang Sambungan Belakang Batang Kemudi Terhadap Sudut Belok.....	32
4.3.1 <i>Trackwidth</i> 700mm.....	32
4.3.2 <i>Trackwidth</i> 600mm	34
4.3.3 <i>Trackwidth</i> 500mm	35
4.4 Pengaruh Panjang <i>Upper Control Arm</i> Terhadap Perubahan Sudut <i>Camber</i>	36
4.4.1 <i>Trackwidth</i> 700mm	36
4.4.2 <i>Trackwidth</i> 600mm	38
4.4.3 <i>Trackwidth</i> 500mm	39
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN	
5.1 Kesimpulan	41
5.2 Saran	41
DAFTAR PUSTAKA.....	43
BIODATA PENULIS	

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Carver One	6
Gambar 2.2	Piaggio MP3.....	6
Gambar 2.3	Toyota i-Road.....	7
Gambar 2.4	Kendaraan <i>Narrow Tilting Vehicle</i>	7
Gambar 2.5	Konfigurasi <i>Narrow Tilting Vehicle</i>	8
Gambar 2.6	Mekanisme <i>leaning suspension</i> yang dipatenkan Suhre, R.J. et al	9
Gambar 2.7	Mekanisme <i>leaning suspension</i> yang dipatenkan Edward M. Smith dan Robert E. Mciver.....	10
Gambar 2.8	Konfigurasi <i>toe-in</i> dan <i>toe-out</i> pada roda depan kendaraan	11
Gambar 2.9	Konfigurasi <i>caster</i> positif dan negatif pada roda depan kendaraan.....	12
Gambar 2.10	Konfigurasi <i>camber</i> pada roda depan kendaraan	13
Gambar 2.11	<i>Camber gain</i>	13
Gambar 2.12	Kondisi belok Ackerman.....	14
Gambar 2.13	Grafik hubungan δ_i , δ_o dengan rasio <i>wheelbase</i> dan <i>track width</i>	15
Gambar 2.14	Suspensi independen	16
Gambar 2.15	Suspensi <i>MacPherson Strut</i>	16
Gambar 2.16	Suspensi <i>double wishbone</i>	17
Gambar 2.17	<i>Four bar linkages</i>	18
Gambar 3.1	Diagram alir perancangan dan simulasi <i>narrow tilting vehicle</i>	19
Gambar 3.2	<i>Assembly</i> sistem kemudi.....	21
Gambar 3.3	Sambungan belakang dan samping batang kemudi.....	22
Gambar 3.4	Panjang <i>upper</i> dan <i>lower control arm</i>	24
Gambar 4.1	Desain <i>narrow tilting vehicle</i>	25
Gambar 4.2	Sambungan belakang dan samping batang kemudi.....	26
Gambar 4.3	Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 50mm untuk <i>trackwidth</i> 700mm	27

Gambar 4.4	Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 75mm untuk <i>trackwidth</i> 700mm.....	27
Gambar 4.5	Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 100mm untuk <i>trackwidth</i> 700mm...	28
Gambar 4.6	Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 50mm untuk <i>trackwidth</i> 600mm.....	29
Gambar 4.7	Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 75mm untuk <i>trackwidth</i> 600mm.....	29
Gambar 4.8	Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 100mm untuk <i>trackwidth</i> 600mm...	30
Gambar 4.9	Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} kemudi 50mm untuk <i>trackwidth</i> 500mm.....	31
Gambar 4.10	Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} kemudi 75mm untuk <i>trackwidth</i> 500mm.....	31
Gambar 4.11	Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} kemudi 100mm untuk <i>trackwidth</i> 500mm.....	32
Gambar 4.12	Hasil pengaruh perubahan L_{back} batang kemudi pada <i>trackwidth</i> 700mm.....	33
Gambar 4.13	Hasil pengaruh perubahan L_{back} batang kemudi pada <i>trackwidth</i> 600mm.....	34
Gambar 4.14	Hasil pengaruh perubahan L_{back} batang kemudi pada <i>trackwidth</i> 500mm.....	35
Gambar 4.15	Variasi nilai δ	37
Gambar 4.16	Grafik perubahan sudut <i>camber</i> terhadap <i>wheel displacement</i> pada <i>trackwidth</i> 700mm	37
Gambar 4.17	Grafik perubahan sudut <i>camber</i> terhadap <i>wheel displacement</i> pada <i>trackwidth</i> 600mm	38
Gambar 4.18	Grafik perubahan sudut <i>camber</i> terhadap <i>wheel displacement</i> pada <i>trackwidth</i> 500mm	40

DAFTAR TABEL

Tabel 4.1	Data spesifikasi <i>narrow tilting vehicle</i>	25
-----------	--	----

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Narrow tilting vehicle sebagai jenis transportasi alternatif yang menggabungkan sepeda motor dan mobil terus berkembang. Kendaraan beroda tiga ini mampu bermanuver dengan lincah karena memiliki kemampuan untuk memiringkan bodi kendaraan (*tilting*) seperti sepeda motor. *Narrow tilting vehicle* juga mempunyai rangka pelindung menyerupai mobil sehingga lebih aman dari sepeda motor. Kemampuan bermanuver ini perlu didukung oleh sistem kemudi dan sistem suspensi kendaraan yang baik sehingga kendaraan tetap aman pada saat digunakan.

Berdasarkan permasalahan tersebut diperlukan rancangan sistem kemudi dan sistem suspensi *narrow tilting vehicle* yang sesuai dengan kriteria tertentu. Sistem kemudi yang baik adalah yang mampu menghasilkan sudut belok sesuai dengan kondisi Ackerman. Sedangkan sistem suspensi kendaraan harus dirancang agar menghasilkan sudut *camber* negatif ketika terjadi *wheel displacement* ke atas dan sebaliknya.

1.2 Rumusan Masalah

Sesuai dengan uraian pada latar belakang maka rumusan masalah dari tugas akhir ini adalah bagaimana merancang sistem kemudi *narrow tilting vehicle* yang mampu membelokkan sekaligus memiringkan kendaraan agar mendekati kondisi Ackerman dan bagaimana kinematika sistem suspensi kendaraan.

1.3 Tujuan

Tujuan umum dari tugas akhir ini adalah memperoleh rancangan sistem kemudi *narrow tilting vehicle* yang mampu membelokkan sekaligus memiringkan kendaraan mendekati kondisi Ackerman dan mengetahui kinematika sistem suspensi kendaraan.

Tujuan khusus dari tugas akhir ini adalah mengetahui pengaruh perubahan panjang sambungan batang kemudi dan *trackwidth* terhadap sudut belok yang dihasilkan serta mengetahui pengaruh perubahan panjang *upper control arm* terhadap perubahan sudut *camber narrow tilting vehicle*.

1.4 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penulisan tugas akhir ini adalah:

- *Track width* kendaraan: 500mm, 600mm, dan 700mm.
- *Wheelbase* kendaraan tetap.
- Analisa dilakukan pada kendaraan dengan keadaan tidak *tilting*.
- Kendaraan berpengerak belakang.
- Kekuatan material tidak dianalisa.
- Sistem suspensi yang digunakan adalah tipe *double wishbone*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian dari tugas akhir ini adalah:

1. Menawarkan konsep alat transportasi baru yang lebih aman dan nyaman untuk dapat dikembangkan di Indonesia.
2. Hasil dari penelitian ini dapat digunakan sebagai referensi untuk perancangan kendaraan.
3. Sebagai media penelitian dan pengembangan ilmu

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Konsep Rancang Bangun

2.1.1 Pengertian Perancangan

Perancangan adalah kegiatan yang dilakukan untuk memecahkan masalah dengan menerapkan teknologi dengan tujuan untuk mendapatkan solusi terbaik dari suatu permasalahan. Perancangan dapat berupa rumusan yang terstruktur sebagai solusi untuk menyelesaikan masalah yang belum terpecahkan sebelumnya, atau sebuah solusi untuk menyelesaikan masalah dengan cara yang berbeda dari sebelumnya. Perancangan suatu produk sangat dibutuhkan untuk membantu tugas-tugas manusia dalam melakukan proses pengerjaan agar didapat hasil yang optimal. Perancangan perlu memperhatikan efisiensi, kemudahan, biaya yang semurah mungkin, faktor keamanan, dan dapat memberikan kontribusi yang maksimal bagi kehidupan manusia[1].

2.1.2 Deskripsi Proses Perancangan

Terdapat tujuh fase utama dalam sebuah proses perancangan menurut Morris Asimow yang disebut juga sebagai morfologi perancangan. Berikut langkah-langkah dalam proses perancangan[2]:

- 1) Mengonsep Desain

Pada fase ini, hal yang harus dilakukan antara lain mengidentifikasi kebutuhan klien atau konsumen, mendefinisikan masalah, mengumpulkan informasi, membuat daftar konsep yang berpotensi dapat menyelesaikan masalah, memilih konsep, menentukan spesifikasi dari desain, dan mengevaluasi desain.

- 2) Perwujudan Desain

Dalam mengembangkan konsep desain, perwujudan semua fungsi dari bagian produk harus diperhitungkan. Pada fase ini ditentukan kekuatan dari produk, pemilihan material, ukuran, bentuk, dan kecocokan dari setiap

elemen dari produk. Perwujudan dari desain memperhatikan tiga pekerjaan utama untuk menentukan arsitektur dari produk, konfigurasi desain, dan parameter desain dari setiap komponen.

3) Detail Desain

Pada fase ini aktifitas yang dilakukan adalah memenuhi dan menyiapkan dokumen terkait gambar teknik secara detail dari produk, verifikasi dari keberhasilan pengujian prototipe, gambar susunan, spesifikasi produk, keputusan pembelian komponen, estimasi biaya, dan mencakup hasil evaluasi desain sebelum menentukan proses manufaktur dari desain.

4) Perencanaan Proses Manufaktur

Cara manufaktur yang digunakan pada setiap komponen harus ditentukan berdasarkan kepada bentuk, kondisi dari material tiap komponen, dan juga biaya. Hal penting lainnya dalam proses manufaktur adalah menentukan desain pahat dan pemegangnya, menentukan spesifikasi kegunaan dari produk, merencanakan jadwal pekerjaan dan mengontrol penyimpanan, merencanakan jaminan kualitas, menentukan standar waktu dan biaya pekerja pada setiap kegiatan, dan terakhir adalah menentukan aliran sistem informasi untuk mengontrol pekerjaan.

5) Perencanaan Proses Distribusi

Pemilihan teknis dan keputusan bisnis menentukan efektifitas dari proses distribusi kepada konsumen. Pada desain produk tertentu, proses dalam mengemas produk untuk didistribusikan sangat fatal akibatnya jika tidak dilakukan dengan benar.

6) Perencanaan Penggunaan Produk

Penggunaan produk oleh konsumen menjadi dasar desain dari produk yang telah dikerjakan pada fase-fase sebelumnya. Proses dari desain tersebut mencakup hal terkait perawatan, ketahanan, laju kerusakan, keamanan, dan biaya operasional. Akan tetapi, produk-produk yang

telah digunakan oleh konsumen berkembang seiring dengan permintaan yang diharapkan konsumen dari produk tersebut. Oleh karena itu, aktivitas yang dilakukan pada fase ini adalah memperoleh data kerusakan produk, umur pelayanan, dan kritik dan saran dari pelanggan yang akan menjadi dasar untuk mengembangkan produk kedepannya.

7) Perencanaan Peniadaan Produk

Fase terakhir ini menjelaskan langkah yang dilakukan ketika produk telah mencapai batas akhir dari umur hidupnya. Permasalahan terkait kerusakan lingkungan yang marak terjadi belakangan ini mengakibatkan timbulnya rasa tanggung jawab untuk memikirkan proses meniadakan produk tanpa menyebabkan kerusakan lingkungan atau biasa dikenal dengan *green design*.

2.2 Perkembangan *Narrow Tilting Vehicle*

Narrow tilting vehicle telah dikembangkan di Eropa dan Amerika sebagai moda transportasi personal yang dianggap memiliki beberapa kelebihan antara lain chassis yang lebih sederhana, biaya manufaktur yang lebih murah, kemampuan belok yang lebih baik, tingkat keamanan yang lebih tinggi dan konsumsi bahan bakar yang lebih efisien. Pada tahun 2003 Carver Europe meluncurkan *narrow tilting vehicle* pertama yang dipasarkan secara komersil dengan nama Carver One. Carver One yang mempunyai kapasitas satu penumpang dengan dua roda belakang dan satu roda depan ini memiliki teknologi bernama *Dynamic Vehicle Control (DVC)* yang mengatur sudut *tilting* sesuai dengan kecepatan dan akselerasi kendaraan seperti terlihat pada gambar 2.1[3].

Seiring perkembangan zaman, perusahaan otomotif lain ikut mengembangkan *narrow tilting vehicle*. Pada tahun 2006, Piaggio & C. SpA meluncurkan *narrow tilting vehicle* di pasar Eropa dengan nama Piaggio MP3. Piaggio MP3 dengan kapasitas 2

penumpang ini mempunyai bentuk seperti *scooter* dengan dua roda depan dan satu roda belakang seperti terlihat pada gambar 2.2[4].



Gambar 2.1 Carver One[3].

Pengembangan *narrow tilting vehicle* tidak hanya dilakukan oleh perusahaan otomotif Eropa. Pada tahun 2013, salah satu perusahaan otomotif terbesar di dunia dari Jepang Toyota Motor Corporation meluncurkan *narrow tilting vehicle* pertama mereka dengan konfigurasi *reverse-trike* berkapasitas dua orang. Kendaraan tersebut diberi nama Toyota i-Road seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.3. Toyota i-Road menggunakan penggerak berupa motor listrik dengan sumber daya berupa baterai lithium-ion yang mampu menempuh jarak 50 km dengan sekali pengisian.



Gambar 2.2 Piaggio MP3[4].



Gambar 2.3 Toyota i-Road[5].



(a)



(b)



(c)

Gambar 2.4 Kendaraan *narrow tilting vehicle* (a) Honda Neowing, (b) Yamaha Tricity, (c) Kawasaki J Concept[5].

Toyota i-Road seperti yang terlihat pada gambar 2.3 memiliki panjang 2350 mm, lebar 850 mm, tinggi 1445 mm, dan *wheelbase* 1700 mm. Berat kosong dari Toyota i – Road adalah 300 kg. Selain

Toyota, perusahaan otomotif Jepang lainnya seperti Honda, Yamaha, dan Kawasaki juga membuat *narrow tilting vehicle* dengan konsep yang mirip namun dengan desain yang berbeda seperti pada gambar 2.4[5].

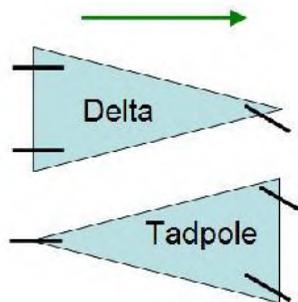
2.3 Konfigurasi *Narrow Tilting Vehicle*

Konfigurasi *narrow tilting vehicle* ada dua macam seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.5 yaitu konfigurasi Delta (*Trike*) dengan satu roda di depan dan dua roda di belakang dan konfigurasi *Tadpole (Reverse-trike)* dengan dua roda di depan dan satu roda di belakang. Setiap konfigurasi tersebut mempunyai kelebihan masing-masing. Kelebihan kendaraan roda tiga dengan konfigurasi *Tadpole* antara lain:

- Konfigurasi *reverse-trike* memungkinkan desain bodi yang menyerupai tetesan air, sehingga dapat mengurangi gaya hambat angin (*aerodynamic drag*).
- Tidak adanya komponen *differential*, *side shafts*, dan *drive shaft* membuat bobot mobil menjadi lebih ringan dapat membuat efisiensi transmisi menjadi lebih besar.

Kelebihan dari kendaraan roda tiga konfigurasi Delta antara lain:

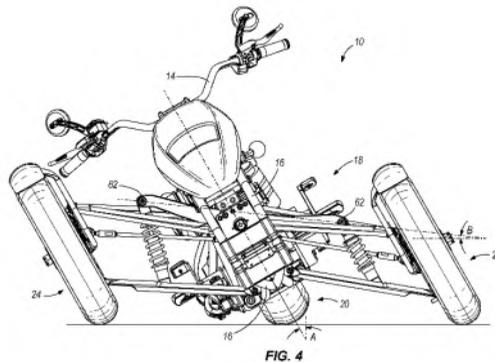
- Mekanisme *steering* lebih sederhana sehingga beban pengemudi lebih ringan.
- Tidak perlu mengganti mekanisme *steering* sehingga biaya lebih murah.



Gambar 2.5 Konfigurasi *narrow tilting vehicle*[6].

2.4 Mekanisme Sistem *Leaning Suspension Narrow Tilting Vehicle*

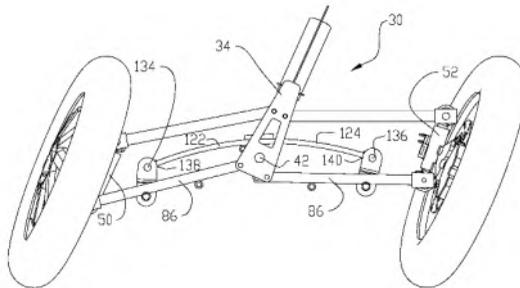
Narrow tilting vehicle pada dasarnya adalah sepeda motor yang telah dimodifikasi sehingga memiliki tiga roda namun mampu bermanuver miring dan belok seperti motor biasa. Kemampuan ini berasal dari mekanisme *leaning suspension* yang berbeda dari kendaraan biasa. Salah satu mekanisme *leaning suspension* yang telah dipatenkan ditemukan oleh Suhre, R.J. et al. Dalam paten yang mempunyai nomor publikasi US7591337 B2, dijelaskan mekanisme ini mempunyai komponen yang terdiri dari *transverse beam*, *damping members*, *left and right control arms*, dan *lean actuator*[7].



Keterangan:

- A : *Vehicle Lean Angle*
- B : *Pivot Angle*
- 14 : *Handlebar*
- 16 : *Frame*
- 20 : *Roda Belakang*
- 22, 24 : *Roda Depan*
- 62 : *Transverse Beam*

Gambar 2.6 Mekanisme *leaning suspension* yang dipatenkan Suhre, R.J. et al[7].



Keterangan:

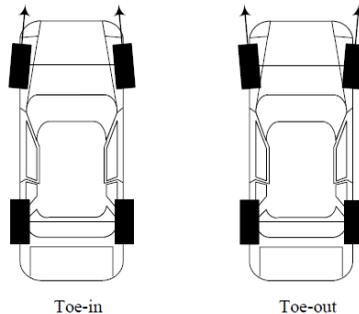
- 34 : *Vehicle Frame*
- 50, 52 : *Wheel Mounting*
- 86 : *Lower Arm*
- 122, 124 : *Leaf Spring Arm*
- 134, 136 : *Pivot Mounting*

Gambar 2.7 Mekanisme *leaning suspension* yang dipatenkan Edward M. Smith dan Robert E. Mciver[8].

Adapula paten dari Edward M. Smith dan Robert E. Mciver dengan nomor publikasi US8070172 B1 yang juga membahas mekanisme *leaning suspension*. Mekanisme yang digunakan juga menggunakan konfigurasi *Tadpole* dengan *upper* dan *lower control arm*. Namun ada perbedaan dimana mekanisme ini memakai *leaf spring* pada sistem suspensinya seperti pada gambar 2.7.

2.5 Toe

Toe adalah sudut antara roda dengan sumbu longitudinal kendaraan. Sudut yang terbentuk merupakan sudut yang simetris antara roda kanan dan roda kiri. Ketika bagian depan roda mempunyai arah yang mendekati sumbu longitudinal kendaraan maka disebut *toe-in*, dan sebaliknya jika bagian depan roda mempunyai arah menjauhi sumbu longitudinal kendaraan maka disebut *toe-out*. Konfigurasi *toe-in* dan *toe-out* dapat dilihat pada gambar 2.8[9].



Gambar 2.8 Konfigurasi *toe-in* dan *toe-out* pada roda depan kendaraan[9].

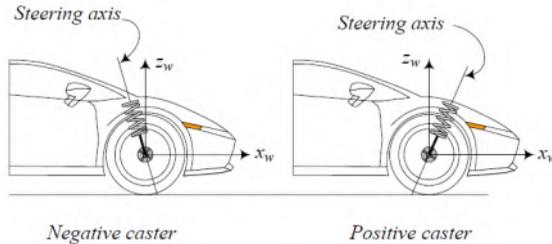
Besarnya *toe* dapat dinyatakan dalam derajat sudut yang terbentuk antara roda dengan sumbu longitudinal kendaraan. Namun umumnya besar *toe* dinyatakan dalam selisih *track width* antara bagian depan dan belakang roda. Konfigurasi *toe* mempunyai pengaruh dalam tiga hal yaitu: laju keausan ban, stabilitas kendaraan ketika bergerak lurus, dan *handling* ketika berbelok.

Toe-in meningkatkan stabilitas arah kendaraan, sementara *toe-out* meningkatkan respon dari sistem *steering*. Karena itu, *toe-in* membuat respon *steering* lebih lambat, sementara *toe-out* membuat kendaraan tidak stabil. Konfigurasi *toe-in* dengan nilai yang terlalu besar menyebabkan sisi luar ban cepat aus, sementara *toe-out* yang terlalu besar akan mengakibatkan sisi dalam ban akan cepat aus.

2.6 Caster

Caster adalah sudut yang terbentuk antara sumbu pivot roda ketika dimiringkan ke depan atau ke belakang terhadap sumbu vertikal yang dilihat dari samping kendaraan. Ketika sumbu pivot roda dimiringkan ke depan terhadap sumbu vertikal, maka roda akan memiliki *caster* positif. Sebaliknya jika sumbu pivot roda dimiringkan ke belakang terhadap sumbu vertikal maka roda akan

memiliki *caster negatif*. Konfigurasi *caster* positif dan negatif dapat dilihat pada gambar 2.9[9].



Gambar 2.9 Konfigurasi *caster* positif dan negatif pada roda depan kendaraan[9].

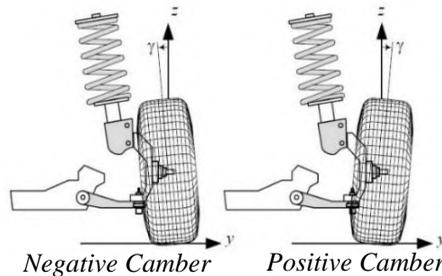
Karakter *caster* negatif adalah membantu mengembalikan kemudi ke posisi semula ketika berbelok dengan membuat roda depan kembali lurus. Pada umumnya mobil yang berada di jalanan mempunyai konfigurasi *caster* negatif sebesar 4-6 derajat. *Caster* negatif yang mempunyai karakter meluruskan kembali roda depan sehingga meningkatkan stabilitas kendaraan ketika bergerak lurus.

2.7 *Camber*

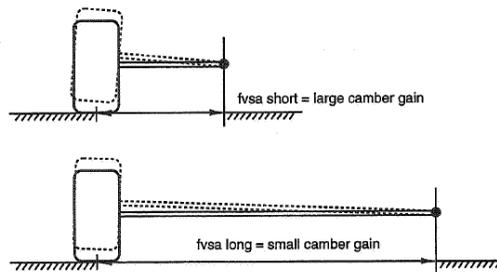
Camber adalah sudut yang terbentuk antara roda dengan garis vertikal jalan yang dilihat dari depan atau belakang kendaraan. Ketika roda miring ke arah sasis kendaraan, maka roda memiliki *camber* negatif. Sebaliknya ketika roda miring ke arah luar menjauhi sasis kendaraan, maka roda memiliki *camber* positif. Konfigurasi *camber* positif dan negatif dapat dilihat pada gambar 2.10[9].

Camber gain merupakan perubahan sudut *camber* akibat gerakan sistem suspensi dari kondisi awal. Untuk mencegah roda memiliki *camber* positif ketika berbelok, maka sistem suspensi dirancang agar sudut *camber* berubah ke arah negatif ketika roda terangkat ke atas (*bound*) dan berubah ke arah positif ketika roda bergerak ke bawah (*rebound*). *Camber gain* sendiri merupakan fungsi dari panjang lengan ayun atau disebut juga *front view swing arm* (fvsa). Semakin panjang lengan ayun, maka laju perubahan

sudut *camber* akan semakin kecil seperti terlihat pada gambar 2.11[10].



Gambar 2.10 Konfigurasi *camber* pada roda depan kendaraan[9].



Gambar 2.11 *Camber gain*[10].

2.8 Kinematic Steering

Kendaraan dengan dua roda depan yang mampu belok akan menghasilkan hubungan kinematis sesuai dengan desainnya. Sebuah kendaraan dengan *wheelbase* (l) dan *track width* (w) tertentu akan memiliki sudut belok roda luar (δ_o) dan sudut belok roda dalam (δ_i) ketika berbelok dengan radius putar (R) tertentu. Kondisi belok tersebut dapat dilihat pada gambar 2.12 dengan asumsi kendaraan berbelok ke kiri maka roda luar/*outer* merupakan roda kanan/*right* ($\delta_o = \delta_r$) dan roda dalam/*inner* merupakan roda kiri/*left* ($\delta_i = \delta_l$).

Kondisi belok ideal yang digunakan sebagai acuan adalah kondisi Ackerman dimana gerakan belok kendaraan hanya dipengaruhi oleh gerakan kemudi yang diinput oleh pengemudi.

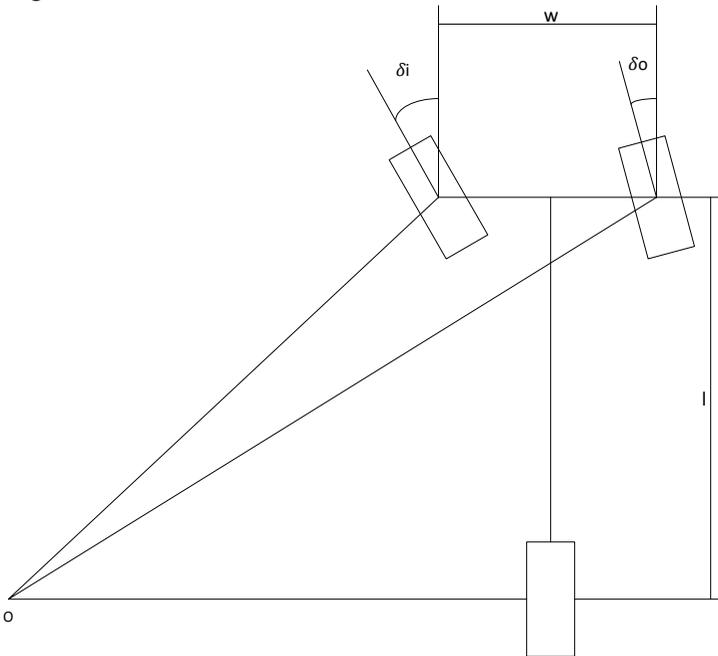
Kondisi ini hanya dapat dicapai pada saat kendaraan melaju dengan kecepatan rendah sehingga belum ada pengaruh gaya sentrifugal. Kondisi *Ackerman* juga dapat dilihat pada gambar 2.12[9].

Dengan mengetahui data-data kendaraan seperti *wheelbase* (l), *track width* (w), dan posisi pusat massa (C) maka besar sudut belok roda dalam/*inner* (δ_i) maupun sudut belok roda luar/*outer* (δ_o) yang mengikuti prinsip *Ackerman* dapat dicari dengan persamaan 2.1 dan 2.2[9]:

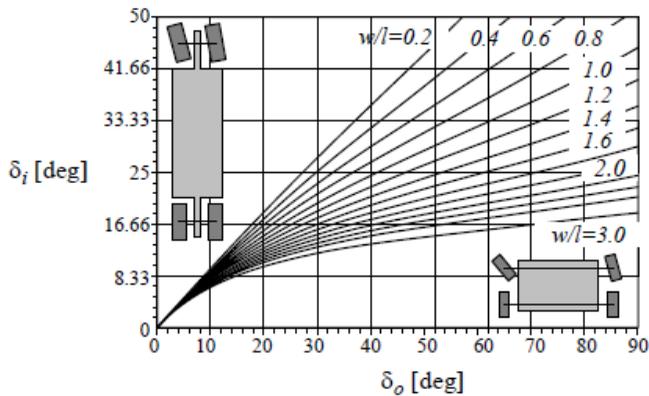
$$\delta_o = \tan^{-1} \frac{1}{\cot \delta_i + w/l} \quad (2.1)$$

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l} \quad (2.2)$$

Berdasarkan hubungan antara dua persamaan diatas, maka kita dapat menge-*plot* grafik hubungan antara sudut belok roda dalam (δ_i) maupun sudut belok roda luar (δ_o) dalam bentuk grafik seperti pada gambar 2.13.



Gambar 2.12 Kondisi belok *Ackerman*.



Gambar 2.13 Grafik hubungan δ_i , δ_o dengan rasio *wheelbase* dan *track width*[9].

2.9 Sistem Suspensi

2.9.1 Pengertian Suspensi

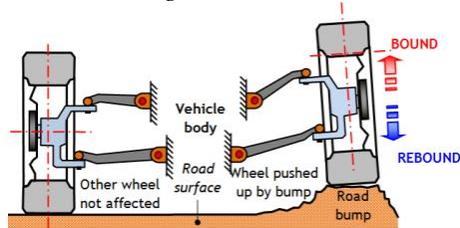
Sistem suspensi adalah gabungan dari beberapa komponen yang menghubungkan rangka dengan roda kendaraan sehingga memungkinkan terjadinya gerak relatif antara keduanya. Sistem suspensi berfungsi untuk meredam getaran akibat kondisi jalan yang tidak rata. Oleh karena itu, sistem suspensi pada kendaraan sangat berpengaruh terhadap keamanan dan kenyamanan kendaraan.

Sistem suspensi kendaraan dirancang untuk menahan beban statis yaitu berat kendaraan dan menyerap beban dinamis yang terjadi secara tiba-tiba sehingga penumpang tetap merasa nyaman. Selain itu sistem suspensi juga berperan menjaga stabilitas kendaraan ketika melaju dalam kecepatan tinggi, mengerem, dan berbelok. Pengaturan sistem suspensi diperlukan untuk memenuhi kedua fungsi tersebut.

2.9.2 Sistem Suspensi Independen

Sistem suspensi independen memungkinkan satu roda untuk bergerak naik dan turun tanpa mempengaruhi roda lainnya seperti

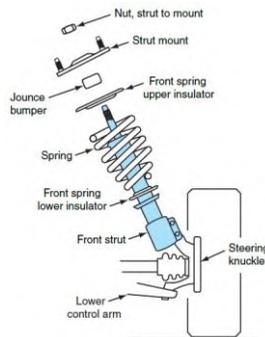
terlihat pada gambar 2.14. Suspensi independen digunakan pada hampir semua roda depan mobil dan truk ringan karena menyediakan ruangan untuk blok mesin dan lebih dapat meredam getaran sistem kemudi. Terdapat beberapa jenis suspensi independen antara lain *MacPherson strut*, *double wishbone*, *multi-link*, *trailing arm*, dan *swing axle*.



Gambar 2.14 Suspensi independen[11].

2.9.2.1 Suspensi *MacPherson Strut*

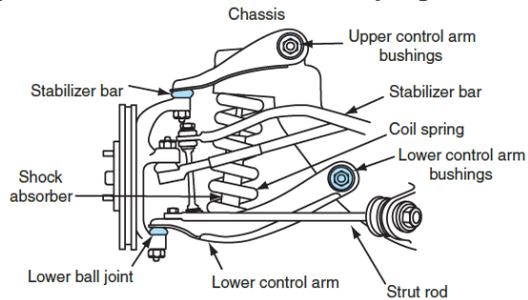
Suspensi tipe *MacPherson strut* ini terdiri dari satu lengan bawah yang terhubung dengan rangka kendaraan, sedangkan bagian atas merupakan peredam kejut yang terhubung langsung dengan rangka kendaraan seperti gambar 2.15. Suspensi ini memiliki kelebihan yaitu tidak memakan ruang yang besar sehingga banyak dipakai pada bagian depan mobil, selain itu jumlah komponen yang tidak terlalu banyak juga membuat suspensi jenis ini lebih murah dibanding *double wishbone* atau *multi link*.



Gambar 2.15 Suspensi *MacPherson Strut*[12].

2.9.2.2 Suspensi *Double Wishbone*

Suspensi tipe *double wishbone* terdiri dari dua lengan ayun yaitu di bagian atas dan bagian bawah yang terhubung dengan rangka kendaraan. Peredam kejut pada umumnya dipasang pada lengan ayun bagian bawah dan terhubung langsung dengan rangka kendaraan seperti terlihat pada gambar 2.16. Suspensi *double wishbone* ini memberi *handling* dan kenyamanan yang lebih baik jika dibandingkan dengan *MacPherson strut* namun memiliki harga yang lebih mahal karena konstruksi yang lebih kompleks.



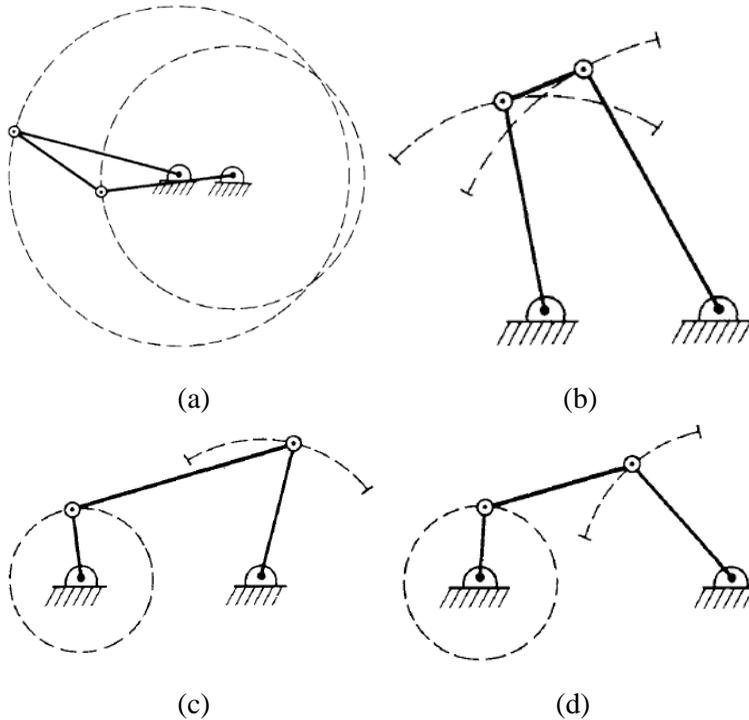
Gambar 2.16 Suspensi *double wishbone*[12].

2.10 *Four Bar Linkages*

Pada umumnya *four bar linkages* terdiri dari empat batang dengan panjang yang berbeda. Ciri khas dari *four bar linkages* adalah antara satu batang dengan batang lainnya dapat berotasi secara penuh. Pada *four bar linkages* panjang batang terpendek biasanya dinotasikan dengan s , batang terpanjang dengan l , dan dua batang lainnya dengan p dan q . Teorema Grashof menyatakan bahwa batang terpendek akan berotasi secara kontinu terhadap batang lain jika memenuhi persamaan 2.3[14].

$$s + l \leq p + q \quad (2.3)$$

Terdapat 4 jenis *four bar linkages* yang memenuhi persamaan Grashof yaitu *double crank*, *double rocker*, *crank-rocker*, dan *rocker-crank* seperti terlihat pada gambar 2.17[13].



Gambar 2.17 Four bar linkages (a) double crank, (b) double rocker, (c) crank rocker, (d) rocker crank[13].

Pada jenis *double crank* batang *input* dan batang *output* dapat berotasi secara penuh, sedangkan pada jenis *double rocker* kedua batang tidak dapat berotasi secara penuh. Jenis *crank-rocker* maupun *rocker-crank* mempunyai karakteristik yang sama dimana salah satu dari batang *input* atau *output* dapat berotasi secara penuh sedangkan batang lainnya hanya dapat bergerak secara terbatas.

BAB III METODOLOGI

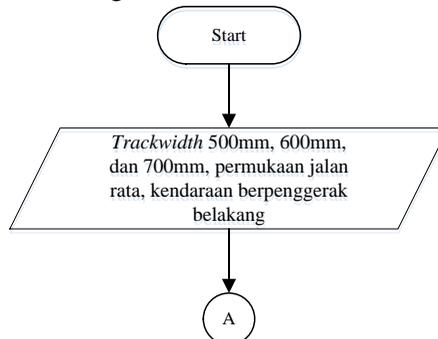
3.1 Prosedur Penelitian

Pada penelitian ini, prosedur penelitian dilakukan dengan beberapa tahapan yang akan dilakukan sebagai berikut:

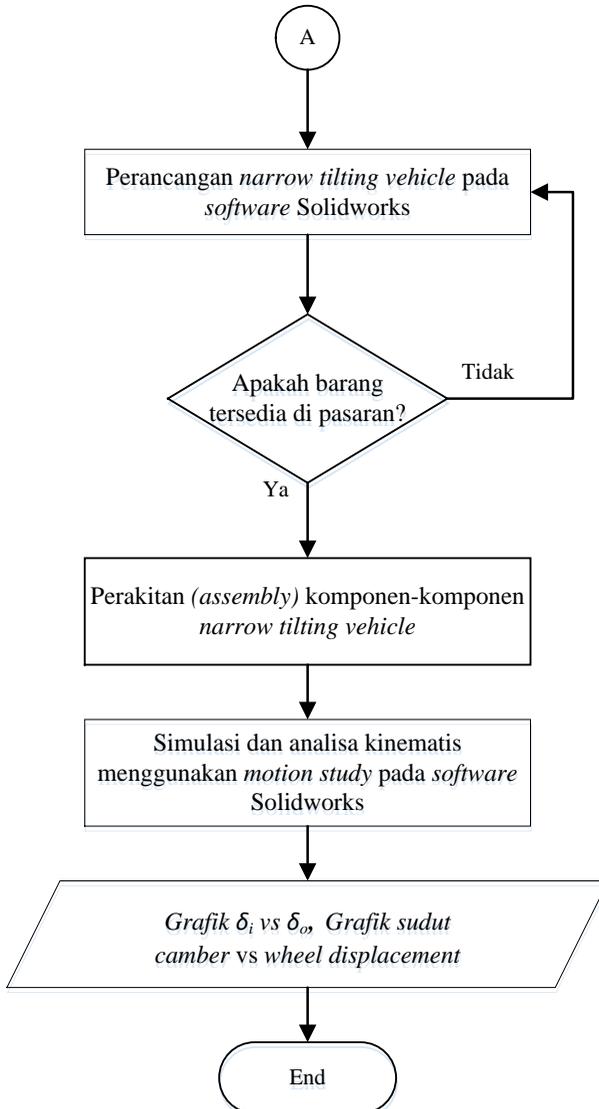
- Tahap pertama adalah studi literatur tentang pengembangan dan penelitian mengenai berbagai macam *narrow tilting vehicle* yang sudah ada beserta mekanisme *tilting* dari kendaraan tersebut.
- Tahap kedua adalah menentukan konfigurasi dan spesifikasi awal dari *narrow tilting vehicle* yang akan dirancang.
- Tahap ketiga adalah melakukan survei ketersediaan komponen penunjang sistem steering di pasaran agar rancangan yang diperoleh dapat dibuat.
- Tahap keempat adalah membuat model sesuai desain dan melakukan simulasi gerakan menggunakan *software* Solidworks.

3.2 Diagram Alir Tugas Akhir

Berikut adalah diagram alir perancangan dan simulasi *narrow tilting vehicle* dalam tugas akhir ini:



Gambar 3.1 Diagram alir perancangan dan simulasi *narrow tilting vehicle*.



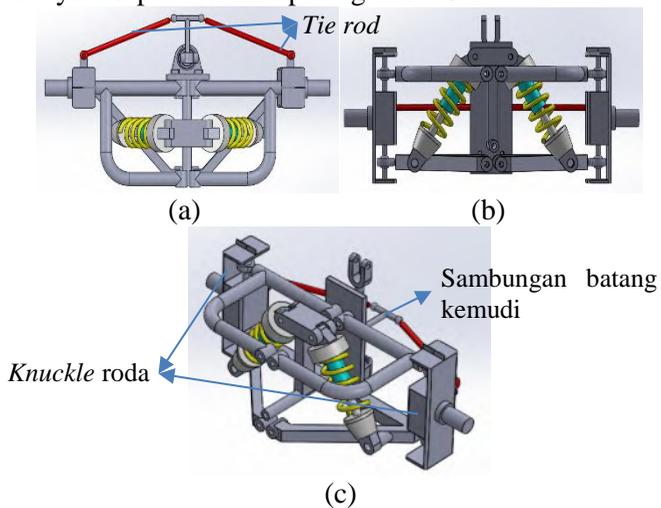
Gambar 3.1 Diagram alir perancangan dan simulasi *narrow tilting vehicle* (lanjutan).

3.3 Prosedur Perancangan dan Analisa

3.3.1 Perancangan dan Analisa Sudut Belok Sistem Kemudi *Narrow Tilting Vehicle*

Prosedur yang akan dilakukan dalam perancangan dan analisa sudut belok sistem kemudi *narrow tilting vehicle* pada tugas akhir ini adalah:

1. Dimensi rangka dan komponen *narrow tilting vehicle* disesuaikan dengan ketersediaan barang yang ada di pasaran agar desain yang dirancang dapat direalisasikan.
2. Model 3D dari komponen-komponen *narrow tilting vehicle* dibuat di *software* Solidworks.
3. Setelah model 3D selesai dibuat kemudian komponen-komponen tersebut di-*assembly* dan di-*mate* agar sesuai dengan gerakan nyata seperti terlihat pada gambar 3.2.

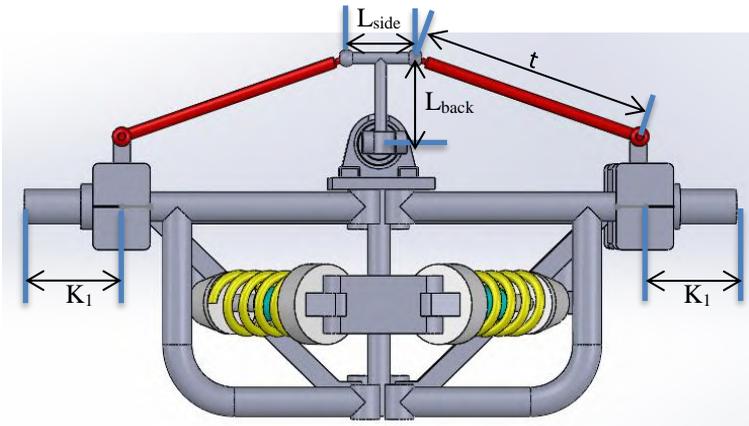


Gambar 3.2 *Assembly* sistem kemudi (a) tampak atas, (b) tampak depan, (c) tampak isometris.

4. Setelah proses *assembly* selesai seperti pada gambar 3.2, dilakukan simulasi dan analisa kinematis menggunakan *motion study* pada *software* Solidworks. Sebagai penggerak maka akan diberikan fitur *rotary motor* yang ditempatkan pada batang

kemudi agar berputar dengan jarak dan durasi waktu tertentu. Untuk menganalisa perubahan sudut dari roda kanan dan kiri pada saat simulasi akan digunakan fitur “Results and Plots” > Displacement / Velocity / Acceleration > Angular Displacement > Magnitude. Menggunakan metode 3-Point akan digunakan 3 titik bantu yang akan menghasilkan grafik perubahan sudut.

5. Data hasil simulasi yang masih berupa *comma-separated values* kemudian di-*export* pada Ms.Excel untuk dijadikan satu grafik δ_o vs. δ_i serta dibandingkan dengan kurva Ackerman yang diperoleh dari hasil perhitungan teoritis.
6. Dalam melakukan perancangan, penulis melakukan simulasi dengan metode *trial and error* sehingga diperoleh *range* variasi geometri yang mendekati kondisi Ackerman. Geometri sistem kemudi kemudian divariasikan dengan mengubah panjang sambungan belakang (L_{back}) dan sambungan samping (L_{side}) sambungan batang kemudi seperti terlihat pada gambar 3.3. Terdapat 3 variasi sambungan belakang batang kemudi yaitu 50mm, 75mm, dan 100mm dimana pada setiap variasi sambungan belakang terdapat 5 perubahan sambungan samping yaitu sebesar 90mm, 100mm, 110mm, 120mm, dan 130mm.



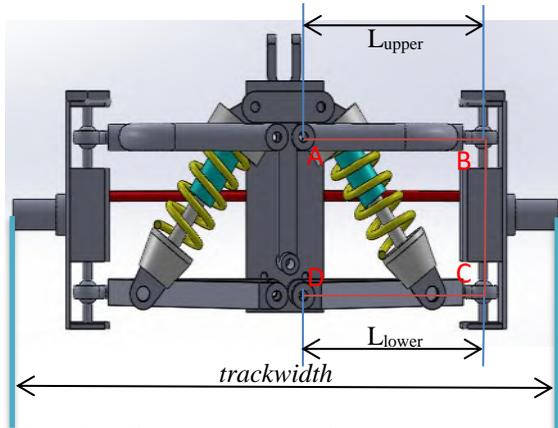
Gambar 3.3 Sambungan belakang dan samping batang kemudi.

7. Setelah semua variasi geometri disimulasikan maka langkah 1-6 diulangi untuk *trackwidth* 600mm dan 700mm.
8. Dengan menggunakan hubungan trigonometri seperti gambar 3.3, maka panjang *tie rod* (t) dapat dicari dari hubungan antara *trackwidth* (w) dengan L_{side} dan L_{back} yang dinyatakan dalam persamaan 3.1

$$w = L_{side} + 2\sqrt{t^2 - L_{back}^2} + 2K1 \quad (3.1)$$

3.3.2 Perancangan dan Analisa Sudut *Camber Narrow Tilting Vehicle*

1. Setelah dilakukan analisa sudut belok sistem kemudi *narrow tilting vehicle*, kemudian dipilih geometri yang paling mendekati kondisi Ackerman. Geometri yang dipilih selanjutnya akan dilakukan analisa kinematis untuk mengetahui perubahan sudut *camber*.
2. Model 3D geometri terpilih di-*assembly* dan di-*mate* agar sesuai gerakan nyata seperti gambar 3.2.
3. Setelah proses *assembly* selesai kemudian dilakukan simulasi dan analisa kinematis menggunakan *motion study* pada *software* Solidworks. Sebagai penggerak maka akan diberikan fitur *linear motor* yang ditempatkan pada *knuckle* agar bergerak naik/turun dengan jarak dan durasi waktu tertentu. Untuk menganalisa perubahan sudut *camber* pada saat simulasi akan digunakan fitur *Results and Plots > Other Quantities > Euler Angles > Theta*.
4. Data hasil simulasi yang masih berupa *comma-separated values* kemudian di-*export* pada Ms. Excel untuk dibuat grafik perubahan sudut *camber* terhadap *wheel displacement*.
5. Geometri sistem suspensi kemudian divariasikan dengan mengubah nilai δ dimana $\delta = L_{upper} - L_{lower}$ seperti terlihat pada gambar 3.4. Terdapat 5 variasi nilai δ yaitu $\delta_1 = -20\text{mm}$, $\delta_2 = -10\text{mm}$, $\delta_3 = 0\text{mm}$, $\delta_4 = +10\text{mm}$, dan $\delta_5 = +20\text{mm}$. Dari gambar 3.4 terlihat bahwa sistem suspensi *double wishbone* memiliki mekanisme ekuivalen dengan jenis *double rocker* dimana batang AB dan CD tidak dapat berotasi secara penuh.



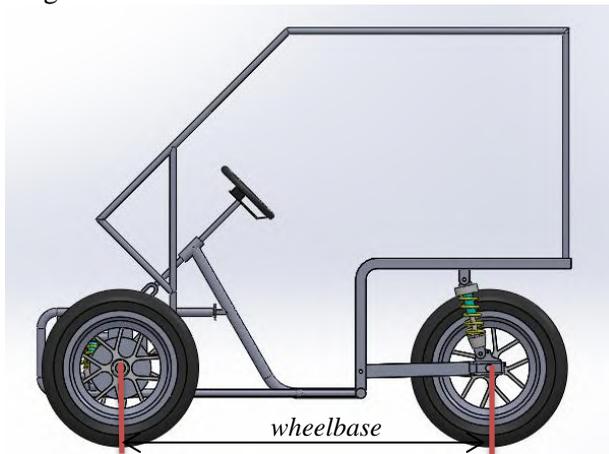
Gambar 3.4 Panjang *upper* dan *lower control arm*.

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN DATA

Pada tugas akhir kali ini akan dilakukan simulasi sistem kemudi *Narrow Tilting Vehicle* kemudian diamati kesesuaiannya terhadap kondisi Ackerman sekaligus simulasi sistem suspensi untuk mengetahui perubahan sudut *camber*.

4.1 Data Spesifikasi Kendaraan

Kendaraan yang dibahas pada tugas akhir kali ini adalah *narrow tilting vehicle*. Sebuah kendaraan beroda tiga yang memiliki kemampuan memiringkan bodi (*tilting*) ketika berbelok. Adapun desain kendaraan ini menggunakan konfigurasi *tadpole* seperti pada gambar 4.1 dan memiliki spesifikasi seperti pada tabel 4.1. Sistem kemudi menggunakan *tie rod* dengan ukuran tetap sesuai dengan dimensi sistem kemudi.



Gambar 4.1 Desain *Narrow Tilting Vehicle*

Tabel 4.1 Data Spesifikasi *Narrow Tilting Vehicle*

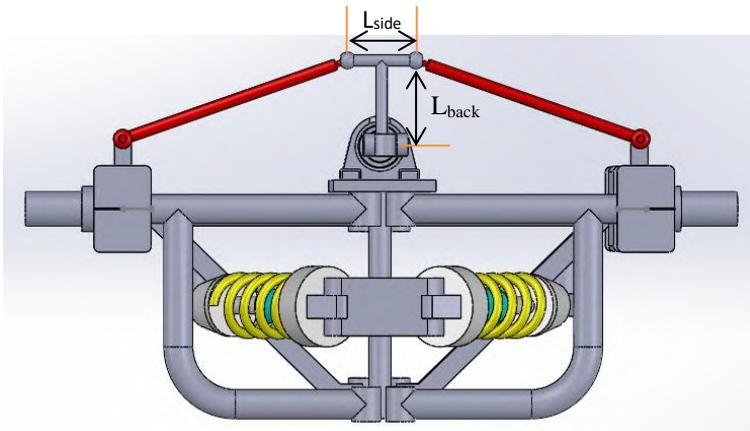
Dimensi	
<i>Wheelbase</i>	1140 mm
<i>Track Width</i>	500mm, 600mm, dan 700mm

Perancangan sistem kemudi dilakukan untuk menghasilkan sistem kemudi *narrow tilting vehicle* yang paling mendekati kondisi Ackerman. Oleh sebab itu dilakukan simulasi kinematis pada beberapa variasi geometri sistem kemudi untuk dibandingkan dengan kondisi belok Ackerman yang didapat dari perhitungan.

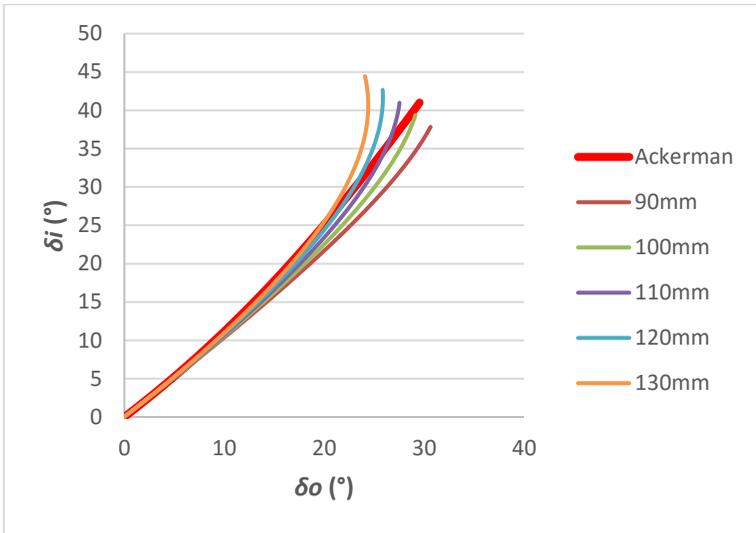
4.2 Pengaruh Panjang Sambungan Samping Batang Kemudi Terhadap Sudut Belok

4.2.1 Trackwidth 700mm

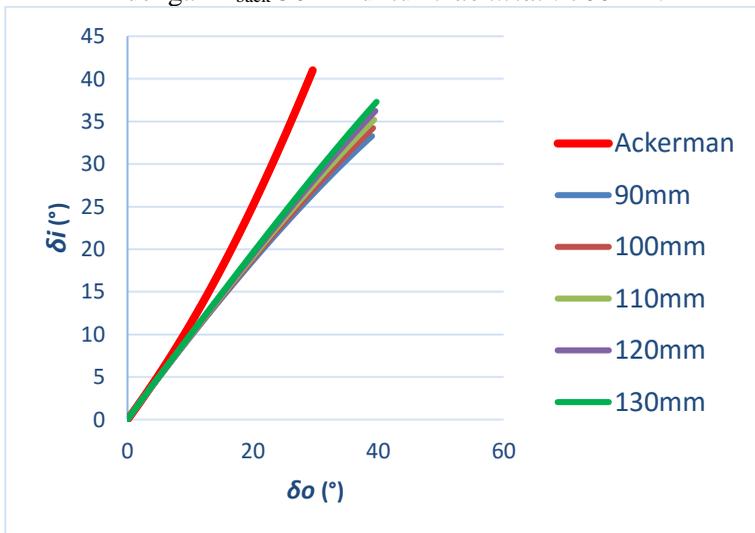
Salah satu geometri yang divariasikan dalam sistem kemudi *narrow tilting vehicle* adalah panjang sambungan samping batang kemudi (L_{side}) seperti terlihat pada gambar 4.2. Terdapat 5 variasi panjang yaitu 90mm, 100mm, 110mm, 120mm, dan 130mm. Hasil simulasi kinematis kemudian dibandingkan dengan kondisi belok Ackerman.



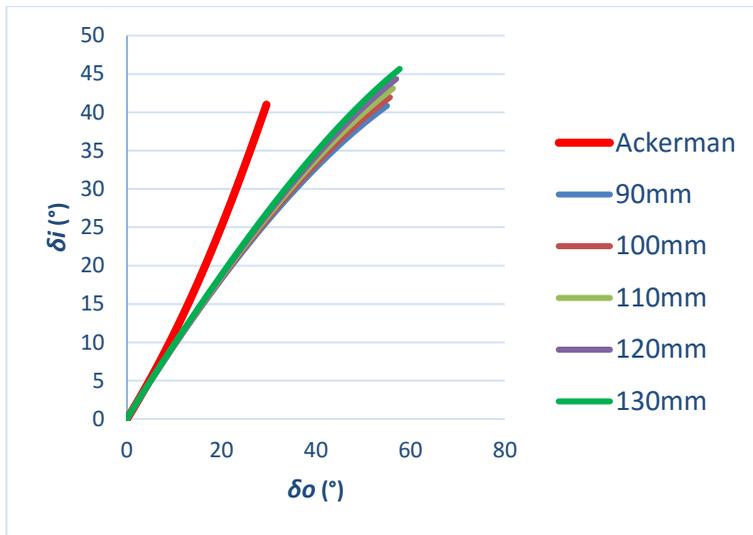
Gambar 4.2 Sambungan belakang dan samping batang kemudi



Gambar 4.3 Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan $L_{back} = 50\text{mm}$ untuk *trackwidth* 700mm.



Gambar 4.4 Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan $L_{back} = 75\text{mm}$ untuk *trackwidth* 700mm.



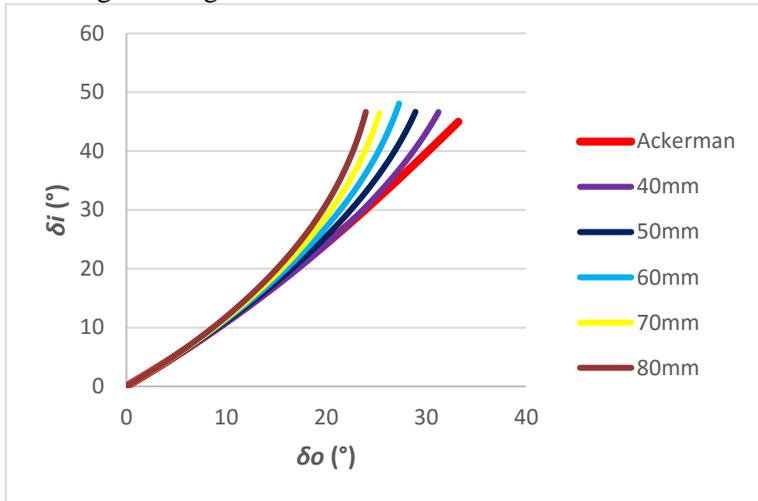
Gambar 4.5 Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 100mm untuk *trackwidth* 700mm.

Dari gambar 4.3, 4.4, dan 4.5 diketahui bahwa perubahan panjang sambungan batang kemudi akan mempengaruhi tren sudut belok yang dihasilkan. Perubahan panjang L_{side} batang kemudi akan mempengaruhi rasio antara sudut belok roda dalam (δ_i) dan sudut belok roda luar (δ_o) dimana semakin panjang L_{side} maka rasio antara δ_i/δ_o akan semakin besar. Pengaruh panjang L_{side} batang kemudi terhadap rasio antara δ_i/δ_o berlaku pada setiap variasi sambungan belakang (L_{back}) batang kemudi. Dari 5 variasi L_{side} batang kemudi yang disimulasikan untuk setiap nilai L_{back} , diperoleh geometri yang paling mendekati kondisi Ackerman yaitu 120mm untuk L_{back} 50mm, 130mm untuk L_{back} 75mm, dan 130mm untuk L_{back} 100mm.

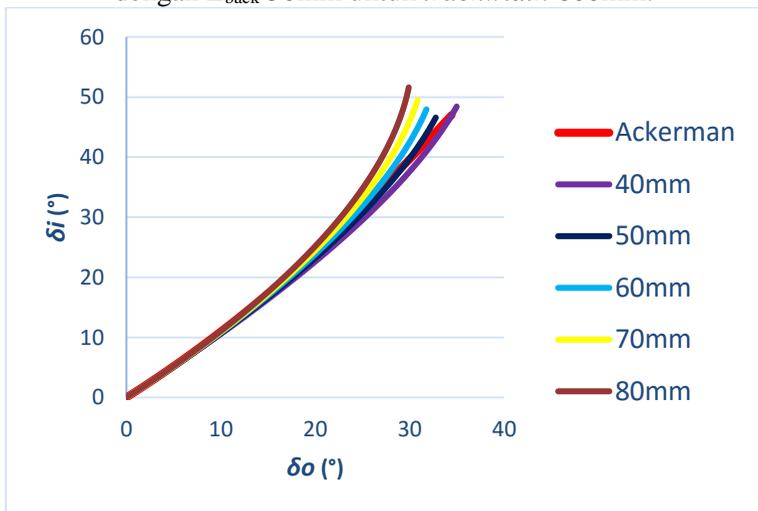
4.2.2 Trackwidth 600mm

Simulasi kinematis dengan variasi L_{side} batang kemudi juga dilakukan pada model dengan *trackwidth* sebesar 600mm. Terdapat 5 variasi L_{side} batang kemudi yaitu 40mm, 50mm, 60mm,

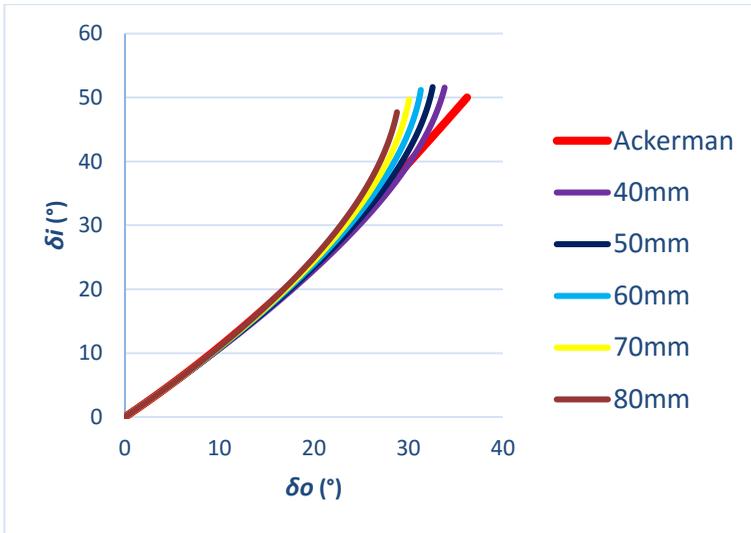
70mm, dan 80mm. Hasil simulasi kinematis kemudian dibandingkan dengan kondisi belok Ackerman.



Gambar 4.6 Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 50mm untuk *trackwidth* 600mm.



Gambar 4.7 Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 75mm untuk *trackwidth* 600mm.



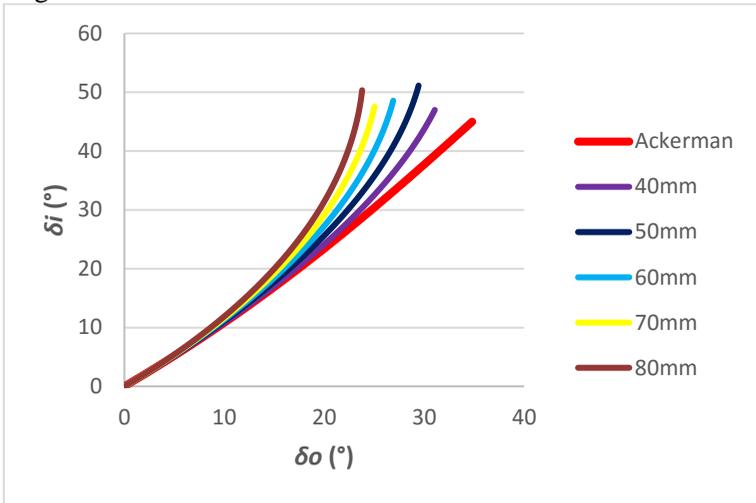
Gambar 4.8 Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 100mm untuk *trackwidth* 600mm.

Dari gambar 4.6, 4.7, dan 4.8 diketahui bahwa perubahan panjang L_{side} batang kemudi akan mempengaruhi tren sudut belok yang dihasilkan. Perubahan panjang L_{side} batang kemudi akan mempengaruhi rasio antara sudut belok roda dalam (δ_i) dan sudut belok roda luar (δ_o) dimana semakin panjang L_{side} maka rasio antara δ_i/δ_o akan semakin besar. Pengaruh panjang L_{side} terhadap rasio antara δ_i/δ_o berlaku pada setiap variasi L_{back} batang kemudi. Dari 5 variasi panjang L_{side} yang disimulasikan untuk setiap nilai L_{back} , diperoleh geometri yang paling mendekati kondisi Ackerman yaitu 40mm untuk L_{back} 50mm, 50mm untuk L_{back} 75mm, dan 40mm untuk L_{back} 100mm.

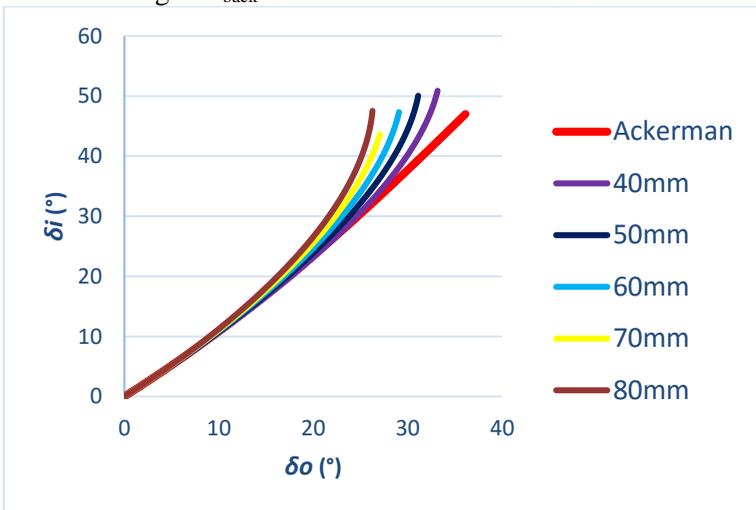
4.2.3 Trackwidth 500mm

Simulasi kinematis dengan variasi panjang L_{side} juga dilakukan pada model dengan *trackwidth* sebesar 500mm. Terdapat 5 variasi panjang L_{side} yaitu 40mm, 50mm, 60mm, 70mm,

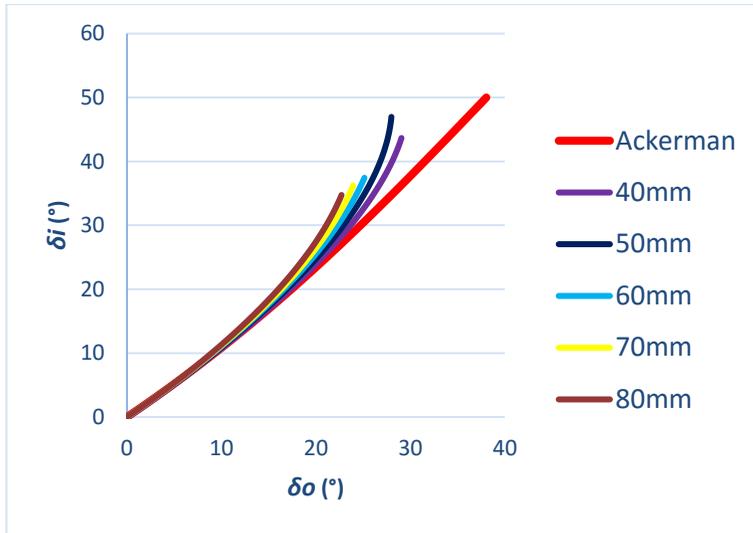
dan 80mm. Hasil simulasi kinematis kemudian dibandingkan dengan kondisi belok Ackerman.



Gambar 4.9 Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 50mm untuk *trackwidth* 500mm.



Gambar 4.10 Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 75mm untuk *trackwidth* 500mm.



Gambar 4.11 Hasil sudut belok terhadap kondisi Ackerman dengan L_{back} 100mm untuk *trackwidth* 500mm.

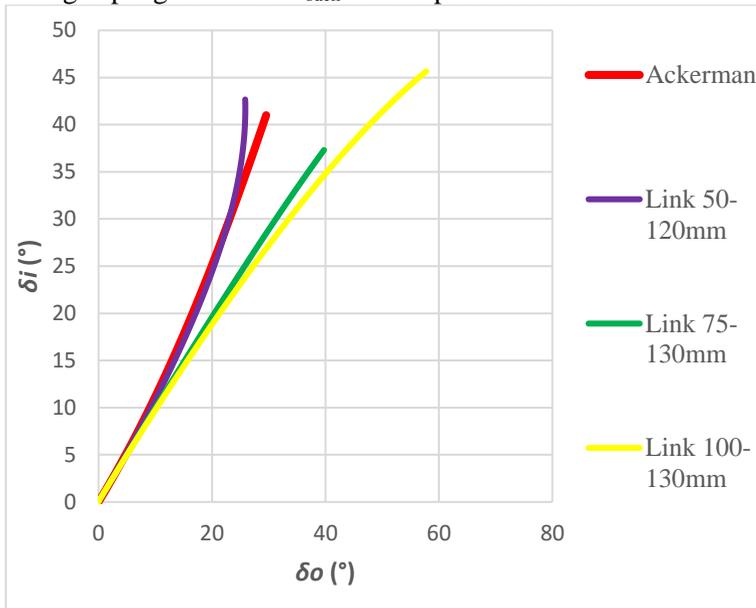
Dari gambar 4.9, 4.10, dan 4.11 diketahui bahwa perubahan panjang L_{side} akan mempengaruhi tren sudut belok yang dihasilkan. Perubahan panjang L_{side} akan mempengaruhi rasio antara sudut belok roda dalam (δ_i) dan sudut belok roda luar (δ_o) dimana semakin panjang sambungan maka rasio antara δ_i/δ_o akan semakin besar. Pengaruh panjang L_{side} kemudi terhadap rasio antara δ_i/δ_o berlaku pada setiap variasi L_{back} batang kemudi. Dari 5 variasi panjang L_{side} yang disimulasikan untuk setiap L_{back} sambungan batang, diperoleh geometri yang paling mendekati kondisi Ackerman yaitu 40mm untuk L_{back} 50mm, 40mm untuk L_{back} 75mm, dan 40mm untuk L_{back} 100mm.

4.3 Pengaruh Panjang Sambungan Belakang Batang Kemudi Terhadap Sudut Belok

4.3.1 Trackwidth 700mm

Dari subbab 4.2 telah diperoleh panjang L_{side} yang menghasilkan sudut belok paling mendekati kondisi Ackerman

untuk setiap nilai L_{back} . Untuk mencari geometri yang paling mendekati kondisi Ackerman, maka sudut belok ketiganya di-plot dalam satu grafik sehingga dapat diketahui geometri terbaik sekaligus pengaruh nilai L_{back} terhadap sudut belok.

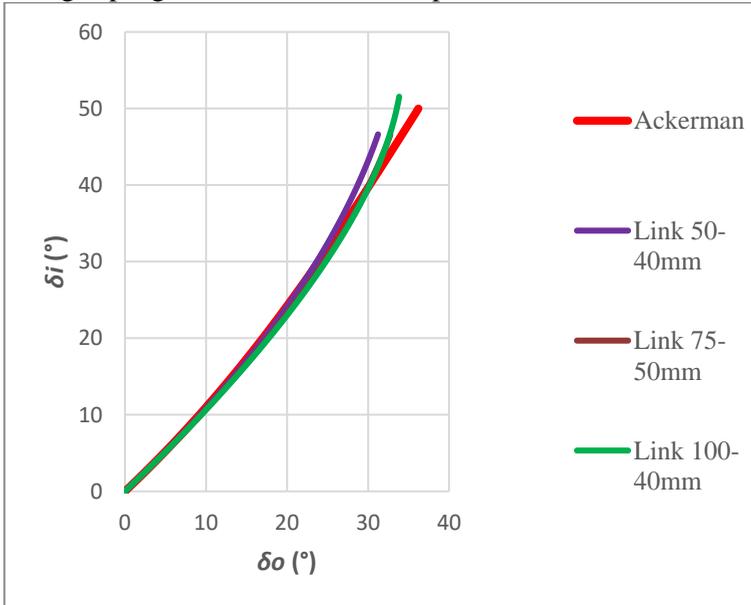


Gambar 4.12 Hasil pengaruh perubahan L_{back} batang kemudi pada *trackwidth* 700mm.

Dari gambar 4.12 terlihat bahwa perubahan L_{back} akan mempengaruhi tren sudut belok yang dihasilkan. Dapat dilihat bahwa semakin panjang L_{back} maka sudut belok yang dihasilkan semakin menjauhi kondisi Ackerman. Selain itu L_{back} juga berpengaruh pada besar sudut belok yang dihasilkan dimana L_{back} 100mm mampu menghasilkan sudut belok lebih besar jika dibandingkan dengan L_{back} 50mm dan 75mm. Dari ketiga L_{back} yang disimulasikan, terlihat bahwa geometri dengan L_{back} 50mm dan L_{side} 120mm paling mendekati kondisi Ackerman untuk *trackwidth* 700mm.

4.3.2 Trackwidth 600mm

Dari subbab 4.2 telah diperoleh panjang L_{side} yang menghasilkan sudut belok paling mendekati kondisi Ackerman untuk setiap nilai L_{back} . Untuk mencari geometri yang paling mendekati kondisi Ackerman, maka sudut belok ketiganya di-plot dalam satu grafik sehingga dapat diketahui geometri terbaik sekaligus pengaruh nilai L_{back} terhadap sudut belok.



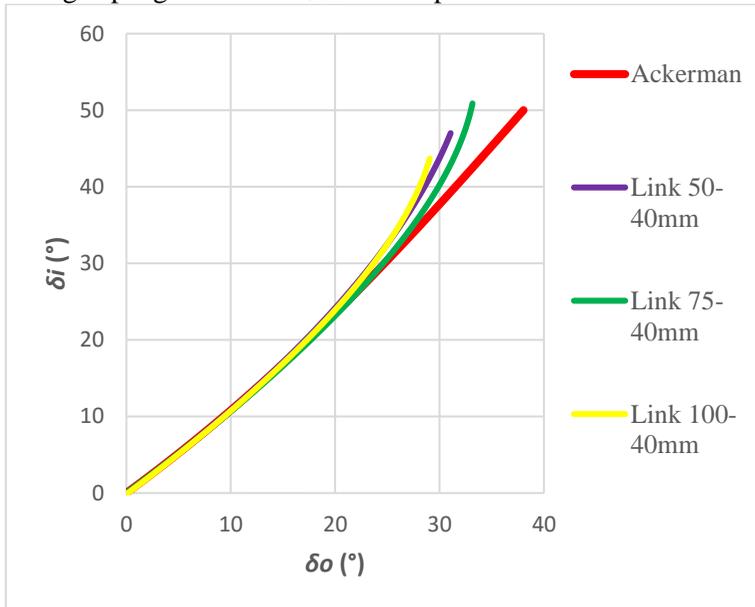
Gambar 4.13 Hasil pengaruh perubahan L_{back} pada *trackwidth* 600mm.

Dari gambar 4.13 terlihat bahwa perubahan L_{back} akan mempengaruhi tren sudut belok yang dihasilkan. Dapat dilihat bahwa semakin panjang L_{back} maka sudut belok yang dihasilkan semakin menjauhi kondisi Ackerman. Selain itu nilai L_{back} juga berpengaruh pada besar sudut belok yang dihasilkan dimana L_{back} 100mm mampu menghasilkan sudut belok lebih besar jika dibandingkan dengan L_{back} 50mm dan 75mm. Dari ketiga L_{back}

yang disimulasikan, terlihat bahwa geometri dengan L_{back} 50mm dan L_{side} 40mm paling mendekati kondisi Ackerman untuk *trackwidth* 600mm.

4.3.3 Trackwidth 500mm

Dari subbab 4.2 telah diperoleh panjang L_{side} yang menghasilkan sudut belok paling mendekati kondisi Ackerman untuk setiap nilai L_{back} . Untuk mencari geometri yang paling mendekati kondisi Ackerman, maka sudut belok ketiganya di-*plot* dalam satu grafik sehingga dapat diketahui geometri terbaik sekaligus pengaruh nilai L_{back} terhadap sudut belok.



Gambar 4.14 Hasil pengaruh perubahan L_{back} pada *trackwidth* 500mm

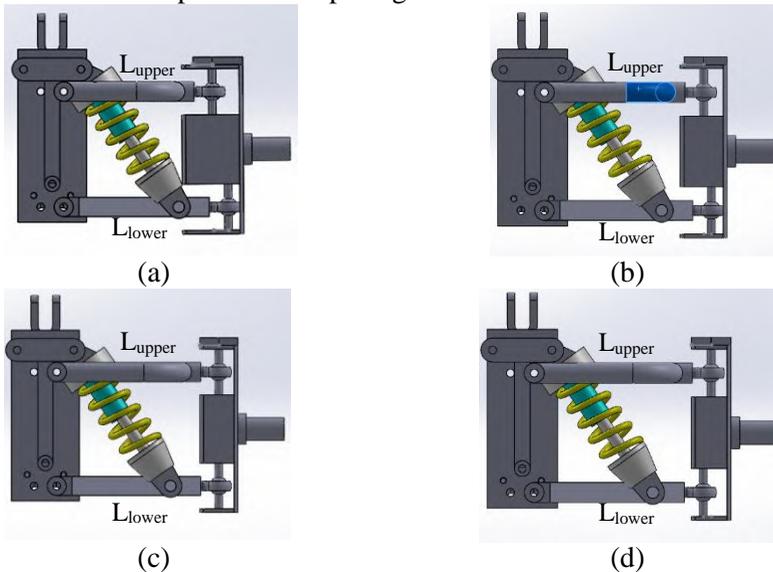
Dari gambar 4.14 terlihat bahwa perubahan nilai L_{back} akan mempengaruhi tren sudut belok yang dihasilkan. Dapat dilihat bahwa nilai L_{back} sebesar 75mm paling mendekati kondisi

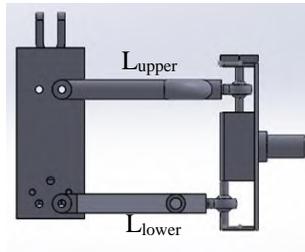
Ackerman diikuti oleh lebar 100mm dan 50mm. Selain itu nilai L_{back} juga berpengaruh pada besar sudut belok yang dihasilkan dimana L_{back} 100mm mampu menghasilkan sudut belok lebih besar jika dibandingkan dengan L_{back} 50mm dan 75mm. Dari ketiga L_{back} yang disimulasikan, terlihat bahwa geometri dengan L_{back} 75mm dan L_{side} 40mm paling mendekati kondisi Ackerman untuk *trackwidth* 500mm.

4.4 Pengaruh Panjang *Upper Control Arm* Terhadap Perubahan Sudut *Camber*

4.4.1 Trackwidth 700mm

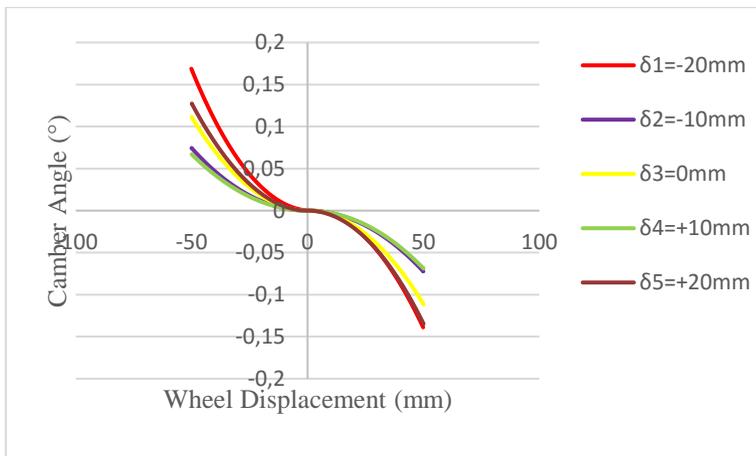
Pada sistem suspensi depan kendaraan dilakukan simulasi kinematis dengan pemberian beban vertikal sehingga *knuckle* bergerak ke atas (*bound*) dan ke bawah (*rebound*) dengan jarak tertentu. Parameter yang diukur adalah perubahan sudut *camber*. Sistem kemudi dikunci pada saat simulasi sehingga roda selalu mengarah ke depan. Terdapat 5 variasi panjang *upper control arm* terhadap *lower control arm* yaitu -20mm, -10mm, 0mm, +10mm, dan +20mm seperti terlihat pada gambar 4.15.





(e)

Gambar 4.15 Variasi nilai δ (a) $\delta_1 = -20\text{mm}$, (b) $\delta_2 = -10\text{mm}$, (c) $\delta_3 = 0\text{mm}$, (d) $\delta_4 = +10\text{mm}$, (e) $\delta_5 = +20\text{mm}$.



Gambar 4.16 Grafik perubahan sudut *camber* terhadap *wheel displacement* pada *trackwidth* 700mm.

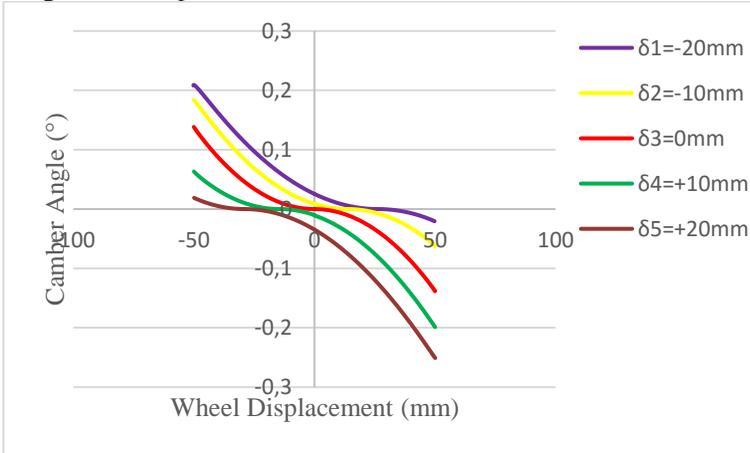
Dari grafik 4.16 terlihat bahwa perubahan panjang *upper control arm* berpengaruh pada *range* perubahan sudut *camber* yang dihasilkan dimana semakin besar perbedaan panjang *upper control arm* dengan *lower control arm* maka *range* perubahan sudut *camber* semakin besar. Variasi -20mm dan $+20\text{mm}$ menghasilkan *range* perubahan sudut *camber* lebih besar dibandingkan dengan variasi -10mm dan $+10\text{mm}$. Hasil simulasi sesuai dengan teori jika

perbedaan panjang antara *upper control arm* dan *lower control arm* semakin besar maka *range* perubahan sudut *camber* juga semakin besar.

Untuk mencegah *camber* positif pada roda, sistem suspensi dirancang sedemikian rupa sehingga ketika roda terangkat ke atas (*bounce*) maka sudut *camber* harus bergerak ke arah negatif. Dari gambar 4.15 terlihat bahwa semua variasi panjang *upper control arm* memenuhi kriteria tersebut. Dari semua variasi yang memenuhi kriteria, perubahan sudut *camber* masih berada dalam *range* yang wajar yaitu maksimal sebesar $\pm 0,2^\circ$.

4.4.2 Trackwidth 600mm

Pada sistem suspensi depan kendaraan dilakukan simulasi kinematis dengan pemberian beban vertikal sehingga *knuckle* bergerak ke atas (*bound*) dan ke bawah (*rebound*) dengan jarak tertentu. Parameter yang diukur adalah perubahan sudut *camber*. Sistem kemudi dikunci pada saat simulasi sehingga roda selalu mengarah ke depan.



Gambar 4.17 Grafik perubahan sudut *camber* terhadap *wheel displacement* pada *trackwidth* 600mm.

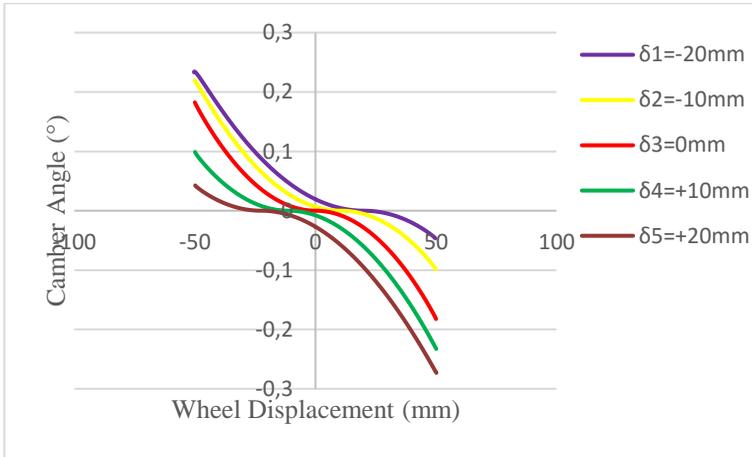
Dari grafik 4.17 terlihat bahwa perubahan panjang *upper control arm* berpengaruh pada tren perubahan sudut *camber* terhadap *wheel displacement*. Pengurangan panjang *upper control arm* menyebabkan *camber* banyak berada di daerah positif sedangkan penambahan panjang *upper control arm* menyebabkan *camber* banyak berada di daerah negatif. Hal ini disebabkan oleh perbedaan panjang antara *upper* dan *lower control arm* yang mengakibatkan perbedaan laju perubahan sudut *camber* pada masing-masing *control arm*.

Untuk mencegah *camber* positif pada roda, sistem suspensi dirancang sedemikian rupa sehingga ketika roda terangkat ke atas (*bounce*) maka sudut *camber* harus bergerak ke arah negatif. Terlihat dari gambar 4.16 bahwa semua variasi panjang *upper control arm* memenuhi kriteria tersebut. Dari semua variasi yang memenuhi kriteria, perubahan sudut *camber* masih berada dalam *range* yang wajar yaitu maksimal sebesar $\pm 0,2^\circ$.

4.4.3 Trackwidth 500mm

Pada sistem suspensi depan kendaraan dilakukan simulasi kinematis dengan pemberian beban vertikal sehingga *knuckle* bergerak ke atas (*bound*) dan ke bawah (*rebound*) dengan jarak tertentu. Parameter yang diukur adalah perubahan sudut *camber*. Sistem kemudi dikunci pada saat simulasi sehingga roda selalu mengarah ke depan.

Dari grafik 4.18 terlihat bahwa perubahan panjang *upper control arm* berpengaruh pada tren perubahan sudut *camber* terhadap *wheel displacement*. Pengurangan panjang *upper control arm* menyebabkan *camber* banyak berada di daerah positif sedangkan penambahan panjang *upper control arm* menyebabkan *camber* banyak berada di daerah negatif. Hal ini disebabkan oleh perbedaan panjang antara *upper* dan *lower control arm* yang mengakibatkan perbedaan laju perubahan sudut *camber* pada masing-masing *control arm*.



Gambar 4.18 Grafik perubahan sudut *camber* terhadap *wheel displacement* pada *trackwidth* 500mm.

Untuk mencegah *camber* positif pada roda, sistem suspensi dirancang sedemikian rupa sehingga ketika roda terangkat ke atas (*bounce*) maka sudut *camber* harus bergerak ke arah negatif. Terlihat dari gambar 4.16 bahwa semua variasi panjang *upper control arm* memenuhi kriteria tersebut. Dari semua variasi yang memenuhi kriteria, perubahan sudut *camber* masih berada dalam *range* yang wajar yaitu maksimal sebesar $\pm 0,2^\circ$.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari perancangan dan simulasi kinematis sistem kemudi dan sistem suspensi *narrow tilting vehicle* pada tugas akhir ini adalah:

1. Diperoleh rancangan sistem kemudi *narrow tilting vehicle* yang paling mendekati kondisi Ackerman adalah dengan *trackwidth* sebesar 600mm dan panjang sambungan belakang L_{back} 50mm dan sambungan samping L_{side} 40mm.
2. Diketahui pengaruh perubahan panjang sambungan batang kemudi terhadap sudut belok yang dihasilkan. Semakin panjang L_{side} batang kemudi maka rasio antara sudut belok roda dalam (δ_i) dan sudut belok roda luar (δ_o) akan semakin besar. Sementara panjang sambungan belakang (L_{back}) batang kemudi memberi pengaruh terhadap *range* sudut belok yang dihasilkan
3. Untuk geometri sistem kemudi yang paling mendekati kondisi Ackerman, dipilih variasi panjang *upper control arm* yang sama dengan *lower control arm*.
4. Diketahui pengaruh perubahan panjang *upper control arm* terhadap *range* perubahan sudut *camber* yang dihasilkan dimana penambahan panjang *upper control arm* menyebabkan perubahan sudut *camber* cenderung negatif dan pengurangan panjang *upper control arm* menyebabkan perubahan sudut *camber* cenderung positif.

5.2 Saran

1. Perancangan sistem suspensi dan sistem kemudi sebaiknya dilakukan bersamaan dengan perancangan komponen kendaraan lainnya agar rekomendasi dari perancangan dapat benar-benar diperhitungkan untuk menghasilkan kendaraan yang baik
2. Untuk memperoleh perubahan sudut belok yang kontinyu, maka sudut belok dicari menggunakan persamaan hubungan

trackwidth dengan L_{side} dan L_{back} yang diperoleh menggunakan hubungan trigonometri.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari perancangan dan simulasi kinematis sistem kemudi dan sistem suspensi *narrow tilting vehicle* pada tugas akhir ini adalah:

1. Diperoleh rancangan sistem kemudi *narrow tilting vehicle* yang paling mendekati kondisi Ackerman adalah dengan *trackwidth* sebesar 600mm dan panjang sambungan belakang L_{back} 50mm dan sambungan samping L_{side} 40mm.
2. Diketahui pengaruh perubahan panjang sambungan batang kemudi terhadap sudut belok yang dihasilkan. Semakin panjang L_{side} batang kemudi maka rasio antara sudut belok roda dalam (δ_i) dan sudut belok roda luar (δ_o) akan semakin besar. Sementara panjang sambungan belakang (L_{back}) batang kemudi memberi pengaruh terhadap *range* sudut belok yang dihasilkan
3. Untuk geometri sistem kemudi yang paling mendekati kondisi Ackerman, dipilih variasi panjang *upper control arm* yang sama dengan *lower control arm*.
4. Diketahui pengaruh perubahan panjang *upper control arm* terhadap *range* perubahan sudut *camber* yang dihasilkan dimana penambahan panjang *upper control arm* menyebabkan perubahan sudut *camber* cenderung negatif dan pengurangan panjang *upper control arm* menyebabkan perubahan sudut *camber* cenderung positif.

5.2 Saran

1. Perancangan sistem suspensi dan sistem kemudi sebaiknya dilakukan bersamaan dengan perancangan komponen kendaraan lainnya agar rekomendasi dari perancangan dapat benar-benar diperhitungkan untuk menghasilkan kendaraan yang baik
2. Untuk memperoleh perubahan sudut belok yang kontinyu, maka sudut belok dicari menggunakan persamaan hubungan

trackwidth dengan L_{side} dan L_{back} yang diperoleh menggunakan hubungan trigonometri.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]Blumrich, F. Josef. 1970. “*Design*”. *Science* Vol. 168, Issue 3939, pp. 1551-1554: American Association for the Advancement of Science.
- [2]Asimow, Morris. 1962. “*Introduction to Design*”. New Jersey: Prentice-Hall.
- [3]Wikipedia. “*Carver(Automobile)*”. [https://en.wikipedia.org/wiki/Carver_\(automobile\)](https://en.wikipedia.org/wiki/Carver_(automobile)). (diakses 20 Maret 2016).
- [4]Wikipedia. “*Piaggio MP3*”. https://en.wikipedia.org/wiki/Piaggio_MP3. (diakses 20 Maret 2016).
- [5]Hillen, Brittany. “*Toyota i-Road Urban Tandem Two-Seater Vehicle Specs Detailed at CEATEC 2013*”, <http://www.slashgear.com>. (diakses 20 Maret 2016).
- [6]Wikipedia. “Three Wheeler”, <http://en.wikipedia.org/wiki/Three-wheeler.html>. (diakses 20 Maret 2016).
- [7]Suhre, Ryan J., Massignan, Andrew D., Roth, Andrew H., Hutchison, Mark., Saiki, Scott J. 2009. “*Leaning Suspension Mechanics*” <http://www.google.com/patents/US7591337> (diakses 20 Maret 2016).
- [8]Smith, Edward M., & Robert E. McIver. 2011. “*Leaning Vehicle Suspension*” <http://www.google.com/patents/US8070172> (diakses 20 Maret 2016).
- [9]Jazar, Reza N. 2008. “*Vehicle Dynamics: Theory and Applications*”. New York: Springer.
- [10]Milliken, William F. and Milliken, Douglas L., 1995. “*Race Car Vehicle Dynamics*”. Warrendale: Society of Automotive Engineers.
- [11]Lajqi, S., Pehan, S., Lajqi, N., Gjelij, A., Psenicnik, J. and Emin, S. 2013. “*Design of Independent Suspension Mechanism for a Terrain Vehicle with Four Wheels Drive and Four Wheels Steering*”. Annals of the Faculty of Engineering Hunedoara: ProQuest.

- [12] Knowles, Don. 2002. "*Automotive Suspension and Steering Systems*". Cengage Learning.
- [13] Gans F. Roger. 2013. "*Analytical Kinematics: Analysis and Synthesis of Planar Mechanisms*". Rochester: Elsevier.

BIODATA PENULIS



Rizal Pribadi Restuaji lahir di Gresik, 16 Januari 1994 dan merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal di SD Semen Gresik (1999-2005), SMP Negeri 1 Gresik (2005-2008) dan SMA Negeri 1 Gresik (2008-2011). Setelah lulus SMA, penulis melanjutkan pendidikan di Jurusan Teknik Mesin FTI ITS Surabaya. Penulis terdaftar dengan NRP. 2111 100 142.

Di Jurusan Teknik Mesin, penulis mengambil bidang studi Desain khususnya pada Laboratorium Otomotif. Selama masa kuliah penulis pernah menjadi asisten praktikum mekanika fluida dasar dan menjadi *board committee* di organisasi Society of Petroleum Engineers (SPE ITS SC). Selain itu penulis juga pernah mengikuti kompetisi *Petrobowl* pada Asia Pacific Oil & Gas Conference (APOGCE) 2013 di Jakarta.

Jika ada informasi, pertanyaan maupun saran yang ingin disampaikan kepada penulis, silahkan menyampaikan melalui rizal.restuaji@gmail.com.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)