



TUGAS AKHIR – TM 141585

**ANALISA SISTEM KEMUDI MOBIL LISTRIK
BRAJAWAHANA ITS TERHADAP KONSDISI
ACKERMAN**

DARIS IBNU FAJAR
NRP 2111 100 110

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

Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya
2015



FINAL PROJECT – TM 141585

**STEERING SYSTEM ANALYSIS OF
BRAJAWAHANA ELECTRIC CAR TOWARD
ACKERMAN PRINCIPLE**

DARIS IBNU FAJAR
NRP 2111 100 110

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

Mechanical Engineering Department
Faculty of Industrial Technology
Sepuluh Nopember Institute of Technology
Surabaya
2015

LEMBAR PENGESAHAN

ANALISA SISTEM KEMUDI MOBIL LISTRIK BRAJAWAHANA ITS TERHADAP KONDISI ACKERMAN

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:

DARIS IBNU FAJAR

Nrp. 2111 100 110

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir

1. Dr. Unggul Wasiwitono, ST, M.Eng.Sc. (Pembimbing)
(NIP. 19780510 200112 1001)
2. Alief Wikarta, ST, M.Sc.Eng, Ph.D (Penguji I)
(NIP. 19820210 200604 1002)
3. Dr.Eng Sutikno, ST, MT (Penguji II)
(NIP. 19740703 200003 1001)
4. Wahyu Wijanarko, ST, M.Sc (Penguji II)
(NIP. 19820209 201212 1001)

SURABAYA

Juli 2015

ANALISA SISTEM KEMUDI MOBIL LISTRIK BRAJAWAHANA ITS TERHADAP KONDISI ACKERMAN

Nama Mahasiswa : Daris Ibnu Fajar
NRP : 2111100110
Jurusan : Teknik Mesin FTI ITS
**Dosen Pembimbing: Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST.,
M.Eng.Sc.**

ABSTRAK

Perkembangan teknologi otomotif yang semakin pesat menuntut peningkatan performa dari segala aspek seperti kenyamanan, keamanan, dan kestabilan. Sistem kemudi merupakan salah satu aspek penting dalam perancangan kendaraan yang mempengaruhi respon gerak kemudi kendaraan terhadap input roda kemudi oleh pengemudi dan berpengaruh besar terhadap kenyamanan juga keamanan. Hal ini menuntut untuk dirancangnya sistem kemudi yang nyaman dan aman untuk mendukung kesempurnaan kendaraan itu sendiri.

Secara garis besar sistem kemudi kendaraan dapat dibagi menjadi roda kemudi, *steering column*, *steering gear*, dan *steering linkage*. *Steering column* merupakan bagian sistem kemudi yang menghubungkan roda kemudi dengan *steering gear*. *Steering gear* merupakan mekanisme sistem kemudi yang mengkonversikan gerak rotasional dari roda kemudi oleh pengemudi menjadi gerak translasional untuk menggerakkan ban melalui *steering linkage*, mekanisme yang dapat digunakan antara lain *rack and pinion*, *recirculating ball*, dan lain-lain. *Steering linkage* merupakan bagian dari sistem kemudi yang menyalurkan gerak translasi dari *steering gear* ke ban melalui *steering arm*, *tie rod*, dan *knuckle*.

Perancangan sistem kemudi pada Mobil Listrik Brajawahana kali ini menggunakan mekanisme *rack and pinion steering*. Langkah awal dilakukan dengan melakukan pemodelan 3D dari model referensi (Honda Estilo) pada *software* Solidworks. Pendekatan yang digunakan pada perancangan kali ini adalah dengan melakukan simulasi kinematik dari sistem kemudi yang diberikan variasi berupa penempatan *rack shaft* dan variasi panjang *rack shaft* untuk

mengetahui pengaruhnya terhadap sudut belok yang dihasilkan. Akan didapatkan data sudut belok roda dalam dan luar yang kemudian diplotkan pada grafik bersama dengan plot sudut belok Ackerman untuk dianalisa kesesuaiannya. Diketahui pula pengaruh perpindahan penempatan *rack shaft* dan panjang *rack shaft* terhadap *steering error* yang dihasilkan, *error* disini merupakan selisih sudut belok roda luar hasil simulasi dengan Ackerman pada sudut belok roda dalam yang sama. Hasil rekomendasi konfigurasi sistem kemudi kemudian dianalisa keamanannya terhadap fenomena *buckling*.

Kata kunci : Sistem Kemudi, *rack and pinion steering*, sudut belok, prinsip Ackerman, simulasi kinematik, *buckling*.

STEERING SYSTEM ANALYSIS OF BRAJAWAHANA ELECTRIC CAR TOWARD ACKERMAN PRINCIPLE

Student Name : Daris Ibnu Fajar
NRP : 2111100110
Department : Mechanical Engineering FTI ITS
**Advisor Lecturer : Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST.,
M.Eng.Sc.**

ABSTRACT

The rapid development of automotive technology can't be separated from the improvement of each aspect such as comfort, safety, and stability. Steering system is one important aspect in vehicle designing that affect driving behavior and greatly affect driving comfort.

Generally, steering system can be divided into steering wheel, steering column, steering gear, and steering linkage. Steering linkage is a component that connecting steering gear with steering wheel. Steering gear is a component that convert the rotational movement as inputted by the driver into translational movement using rack and pinion mechanism. Steering linkage act like a link that delivering the translational movement from steering gear to tire by using steering arm, tie rod, and steering knuckle.

Steering system designing for Brajawahana electric car ITS in this research is done by approaching suitability of the driving behavior toward Ackerman principle using 3D modeling method. Analysis is done by kinematic simulation that is given several variations such as positioning of the rack shaft and dimension of the rack shaft. From this method, we can plot a cornering angle graph between outer and inner tire and then compared to Ackerman curve to analyze its suitability. The effect of positioning and dimension changing of the steering system

and its influence toward steering error can be studied by this method, error in this case is described as the cornering angle difference between simulation output and Ackerman principle. The final recommendation of steering system configuration will be analyzed its safety toward buckling, the most common failure mode in steering system.

Keyword(s): Steering system, rack and pinion steering, cornering angle, Ackerman principle, kinematic simulation, buckling.

KATA PENGANTAR

Puji syukur dihaturkan kehadirat Allah Subhanallahu Wa Ta'ala atas rahmat-Nya sehingga tugas akhir ini dapat terselesaikan sesuai harapan. Tugas Akhir ini disusun untuk memenuhi persyaratan kelulusan pendidikan Sarjana S-1 di Jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Banyak terima kasih yang diucapkan kepada pihak yang telah membantu dalam penyusunan tugas akhir ini, antara lain:

1. Ibu, Kakak, dan seluruh keluarga besar yang selalu memberikan dorongan, saran, dan bantuan.
2. Dr.Eng. Unggul Wasiwitono, ST., M.Eng.Sc selaku dosen pembimbing yang selalu memberikan saran, bantuan, dan perbaikan dalam penyusunan tugas akhir
3. Dr.Eng. Sutikno, ST, MT, Alief Wikarta, ST, M.Sc.Eng, Ph.D, dan Wahyu Wijanarko, ST, M.Sc. selaku dosen penguji yang telah meluangkan waktu dan pikirannya dalam memperbaiki kekurangan dan kesalah dalam tugas akhir ini.
4. Seluruh Civitas Akademika Teknik Mesin FTI ITS, jurusan tercinta yang selalu memberikan fasilitas selama penyusunan tugas akhir.
5. Keluarga besar Lab Desain tercinta, Vicky, Daus, Bayu, Angga, Joenta, Simen, Azhar, Muklis, Ajeng, Fitri, Viola, Diani, Fey, Indira, Sawung, Aul, Zaldy, Khosmin, Tomi, Samid, Irvan Y., Ryan, Tetra, dll.
6. Saudara-saudari seangkatan M54 yang selalu saling membantu dalam banyak hal dalam penyusunan.
7. *WAVE S.S. Crew* yang selalu ada disaat susah maupun senang. Selalu ada untuk diskusi dan memecahkan masalah

Semoga tugas akhir kali ini dapat membawa kebermanfaatn bagi lingkungan sekitar. Sejatinya segala kekurangan datangnya dari penulis dan kesempurnaan hanya milik Allah SWT. Kritik serta saran sangat diharapkan guna menyempurnakan ilmu yang dipelajari.

Surabaya, Juli 2015

Penulis

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR ISI

HALAMAN PENGESAHAN	
ABSTRACT	i
ABSTRAK	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	x
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	2
1.5 Manfaat Penelitian	2
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	
2.1 Sistem Kemudi	3
2.2 Bagian-Bagian Sistem Kemudi	3
2.2.1 <i>Steering Wheel</i>	
2.2.2 <i>Steering Column</i>	
2.2.3 <i>Steering Gear</i>	
2.2.4 <i>Steering Linkage</i>	
2.3 <i>Rack and Pinion Steering</i>	5
2.4 <i>Kinematic Steering</i>	7
2.5 Perhitungan Gaya	14
2.6 Analisa <i>Buckling</i>	15

BAB III METODOLOGI

3.1 Prosedur Tugas Akhir	19
3.2 <i>Flowchart</i> Tugas Akhir	19
3.3 Prosedur Simulasi dan Analisa.....	21

BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN DATA

4.1 Data Spesifikasi Kendaraan	33
4.2 Validasi Data.....	35
4.3 Pengaruh Posisi <i>Rack Shaft</i> Terhadap Perilaku Belok.....	39
4.4 Pengaruh Pengurangan Panjang <i>Rack Shaft</i> Terhadap Perilaku Belok.....	43
4.5 Perhitungan Gaya.....	48
4.6 Analisa <i>Buckling</i>	49

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan	51
5.2 Saran	52

Daftar Pustaka

Lampiran

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Keuntungan dan kerugian <i>rack and pinion steering</i>	6
Tabel 2.2 Tabel variasi panjang efektif menurut jenis tumpuan	17
Tabel 2.3 Tabel Load duration factors untuk macam-macam tipe pembebanan	18
Tabel 4.1 Data Spesifikasi Mobil Listrik Brajawahana ITS	34
Tabel 4.2 Data Spesifikasi Sistem Kemudi Mobil Listrik Brajawahana ITS	35
Tabel 4.3 Variasi panjang rack shaft.....	42

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Variasi konstruksi <i>steering column</i>	4
Gambar 2.2 Komponen <i>steering linkage</i>	5
Gambar 2.3 Ilustrasi <i>rack and pinion steering</i>	6
Gambar 2.4 Ilustrasi <i>Central take-off</i> (kiri) dan <i>Side take-off</i> (kanan).....	7
Gambar 2.5 Ilustrasi <i>Central take-off trailing</i> (kiri) dan <i>leading</i> (kanan)	7
Gambar 2.6 Kondisi <i>Ackerman Steering</i>	8
Gambar 2.7 <i>Bicycle model</i>	9
Gambar 2.8 Grafik hubungan δ_i , δ_o dengan perbandingan <i>wheelbase</i> dan <i>track width</i>	10
Gambar 2.9 (a) Sistem kemudi <i>side take off</i> (b) Sistem kemudi <i>center take off</i> dengan <i>cognates</i> yang sama.....	11
Gambar 2.10 (a) δ_l vs. δ_r (b) <i>SE vs. δ_l</i>	13
Gambar 2.11 Jarak E dan B pada roda.....	14
Gambar 2.12 Grafik μ vs. E/B	15
Gambar 2.13 Ilustrasi luasan kontak roda dengan tanah.....	16
Gambar 3.1 Assembly sistem kemudi	21
Gambar 3.2 (a) Halaman Motion Study (b) Dropdown Motion Analysis (c) Add-in Solidworks Motion.....	22
Gambar 3.3 Pilihan fitur Motor sebagai penggerak dalam simulasi	22
Gambar 3.4 Fitur Results and Plots menggunakan	

metode 3-Point	23
Gambar 3.5 (a) Hasil plot grafik sudut belok terhadap waktu untuk masing-masing roda(b) Fitur Calculate(c) Fitur export to spreadsheet ...	24
Gambar 3.6 Grafik hasil perilaku belok terhadap prinsip Ackerman	24
Gambar 3.7 Luas batasan variasi pemindahan posisi rack.....	25
Gambar 3.8 Add-in Solidworks Simulation dan pilihan New Study.....	26
Gambar 3.9 Komponen-komponen simulasi	27
Gambar 3.10 Pemberian material beserta mechanical properties nya	28
Gambar 3.11 Jenis dan letak pemberian tumpuan fix....	29
Gambar 3.12 Pilihan pemberian besar, arah, dan letak dari remote load.....	30
Gambar 3.13 Pengaturan kualitas meshing.....	31
Gambar 3.14 Hasil running dari simulasi buckling	32
Gambar 4.1 Desain Mobil Listrik Brajawahana ITS	33
Gambar 4.2 Model Sistem Kemudi Mobil Listrik Brajawahana ITS.....	34
Gambar 4.3 Konfigurasi Trailing Steering	36
Gambar 4.4 Variasi posisi penempatan rack shaft.....	38
Gambar 4.5 Hasil simulasi Buckling pada tie rod konfigurasi 16	48
Gambar 4.6 Hasil simulasi Buckling pada tie rod konfigurasi 18	49

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Banyak hal penting yang harus dipertimbangkan dalam merancang sebuah kendaraan, mulai dari kenyamanan, keamanan, hingga performa. Ketiga aspek tersebut menjadi menjadi pusat perhatian banyak penelitian yang dilakukan seputar perancangan kendaraan. Salah satu hal yang banyak dikembangkan yaitu mengenai kemudi atau biasa disebut *steering* yang mempengaruhi kenyamanan juga keamanan. Aspek dari sistem kemudi yang dapat mempengaruhi kenyamanan dan keamanan kendaraan saat melaju di jalan lurus maupun tikungan pada kecepatan lambat ataupun kencang menjadikannya hal yang patut diperhatikan dalam perancangan kendaraan yang baik.

Sistem kemudi yang paling banyak digunakan yaitu sistem kemudi *rack and pinion* dan *recirculating ball*. Secara garis besar komponen sistem kemudi terdiri dari *steering column*, *steering gear*, dan *steering linkage*. Sistem kemudi kendaraan pada umumnya ditunjang dengan mekanisme *power steering* untuk menunjang keamanan dan kestabilan. Mekanisme *power steering* yang banyak digunakan yaitu *hydraulic power steering* dan *electrical power steering*.

Perancangan sistem kemudi menjadi hal yang penting guna menunjang keamanan dan kenyamanan namun terdapat banyak aspek yang harus diperhitungkan untuk mendapatkan output yang diinginkan. Dari sisi geometri terdapat *track width*, *ground clearance*, *wheelbase*, panjang dan sudut dari *steering linkage* akan mempengaruhi performa saat berkendara. Kondisi ideal dari sistem kemudi dapat didekati dengan analisa kondisi *Ackerman* yaitu kondisi dimana sudut belok yang diberikan oleh pengemudi terhadap kemudinya sama dengan sudut belok yang dialami kendaraan. Analisa yang dapat dilakukan dengan analisa kinematik. Serta konfigurasi yang akan menjadi rekomendasi

kemudian diuji komponen sistem kemudinya terhadap fenomena *buckling*,

1.2 Perumusan Masalah

Perumusan masalah pada tugas akhir kali ini adalah bagaimana merancang sistem kemudi *rack and pinion* pada Mobil Listrik Brajawahana agar kondisi *Ackerman* dapat didekati untuk setiap sudut belok. Serta material apa yang akan digunakan agar komponen sistem kemudi aman terhadap fenomena *buckling*.

1.3 Batasan Masalah

Batasan masalah pada penulisan tugas akhir ini adalah :

- Analisa yang dilakukan adalah analisa kinematik yang meliputi spesifikasi geometrik.
- Radius belok mobil Brajawahana adalah 4,5 m.
- Spesifikasi *wheelbase* 245 cm dan *track width* 152 cm.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian dari tugas akhir ini adalah :

- Merancang sistem kemudi Mobil Listrik Brajawahana.
- Menganalisa pengaruh perubahan aspek geometrik terhadap sudut belok aktual dibanding dengan sudut belok *Ackerman*.
- Menganalisa kegagalan material *tie rod* terhadap fenomena *buckling*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat penelitian dari tugas akhir ini adalah :

- Dasar analisa sistem kemudi yang dapat dijadikan referensi perancangan dan penelitian sistem kemudi selanjutnya.
- Menghasilkan desain sistem kemudi Mobil Listrik Brajawahana

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Sistem Kemudi

Sistem kemudi merupakan bagian dari sistem kendaraan yang mengatur arah gerak kendaraan sesuai yang diinginkan oleh pengemudi. Sistem kemudi yang ideal adalah dimana input gerakan belok yang diinginkan oleh pengemudi sesuai dengan output gerak belok yang dihasilkan oleh kendaraan, kondisi tersebut dinamakan kondisi *Ackerman*. Garis besar cara kerja dari sistem kemudi yaitu pengemudi menggerakkan roda kemudi sesuai keinginannya kemudian menggerakkan *steering column* yang kemudian tersambung ke *steering gear*. Pada *steering gear* mengubah arah gerak rotasi menjadi translasi serta menyesuaikan usaha yang diberikan pada roda kemudi ke *steering linkage*. Gerakan *steering linkage* yang terdiri dari gerakan *tie rod* kemudian menggerakkan *steering knuckle* sehingga roda dapat ikut berbelok.

2.2 Bagian-Bagian Sistem Kemudi

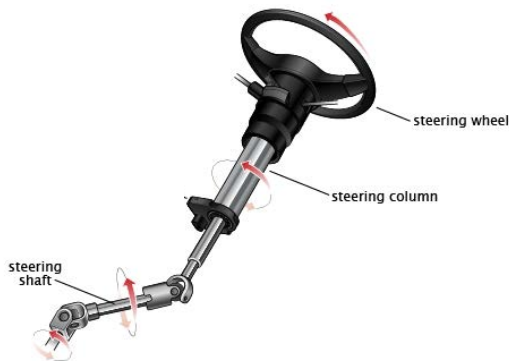
2.2.1 *Steering Wheel*

Steering Wheel atau roda kemudi merupakan salah satu bagian dari sistem kemudi yang berhubungan langsung dengan pengemudi. Roda kemudi pada kebanyakan mobil berbentuk bundar dengan beberapa variasi bentuk yang ditujukan menambah kenyamanan dalam menggunakannya. Ukuran yang identik dengan diameter roda kemudi menjadi penting karena mempengaruhi besar kecilnya torsi yang harus pengemudi berikan untuk memutar roda kemudi.

2.2.2 *Steering Column*

Steering Column merupakan bagian dari sistem kemudi yang berfungsi untuk menghubungkan dan menyalurkan torsi putaran dari roda kemudi ke mekanisme kemudi. *Steering column* secara umum terdiri dari *steering shaft* dan *housing*.

Steering shaft dapat dibagi menjadi dua bagian yaitu *main shaft* dan *intermediate shaft*. *Main shaft* merupakan *steering shaft* bagian atas yang tersambung dengan roda kemudi pada bagian atas dan dengan *universal joint* pada bagian bawah untuk menyambungkan dengan *intermediate shaft*. *Intermediate shaft* merupakan *steering shaft* bagian bawah yang menyambungkan *main shaft* dengan *steering gear*. Beberapa konstruksi *steering column* dapat dilihat pada gambar 2.1.



Gambar 2.1 Konstruksi *steering column* [8]

2.2.3 Steering Gear

Steering Gear merupakan mekanisme yang berfungsi meneruskan dan memperbesar momen yang diberikan melalui roda kemudi menuju *steering linkage* untuk menggerakkan roda. Guna memperbesar momen yang disalurkan maka *steering gear* melakukan reduksi putaran. Rasio reduksi yang biasa digunakan adalah 18-20 : 1, semakin besar rasio maka akan semakin ringan untuk membelok namun akan membutuhkan putaran yang lebih banyak. Beberapa mekanisme *steering gear* yang banyak digunakan adalah *rack and pinion* dan *recirculating ball*.

2.2.4 Steering Linkage

Steering linkage merupakan bagian dari sistem kemudi yang menghubungkan *steering gear* dengan ban. Konfigurasi *steering linkage* terdiri dari *tie rod* yang terhubung dengan *arm* untuk membelokkan roda. Penghubung pada bagian-bagian *steering linkage* menggunakan *ball joint* (gambar 2.2) yang memungkinkan untuk *steering linkage* menerima gerakan naik turun saat kendaraan melewati jalan yang tak stabil.

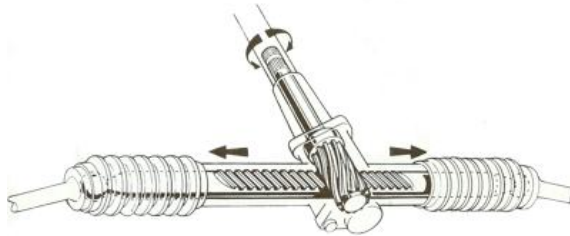


Gambar 2.2 Komponen *steering linkage*. *Ball joint*, *steering arm*, *tie rod*, *universal joint*, dan *knuckle* [7]

2.3 Rack and Pinion Steering System

Mekanisme sistem kemudi yang banyak digunakan salah satunya adalah mekanisme *rack and pinion*. Sesuai namanya mekanisme ini memanfaatkan gear pinion berputar bersamaan dengan *steering column* kemudian dikonversi menjadi gerakan linier oleh *rack* yang kemudian menggerakkan *steering linkage* seperti pada gambar 2.3.

Beberapa keuntungan dan kerugian penggunaan mekanisme ini dapat dilihat pada tabel 2.1.



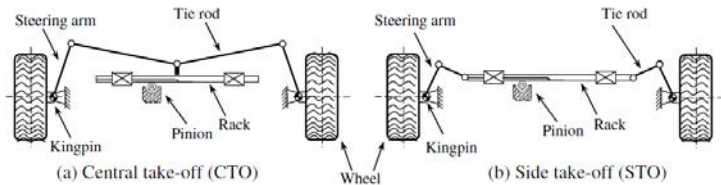
Gambar 2.3 Ilustrasi *rack and pinion steering* [6]

Tabel 2.1 Keuntungan dan kerugian *rack and pinion steering*

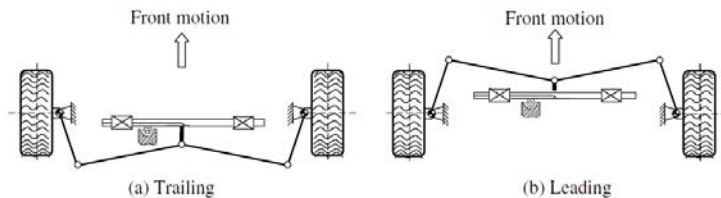
No	<i>Advantage</i>	<i>Disadvantage</i>
1	Komponen lebih sedikit sehingga lebih mudah mengatur gerak kinematiknya.	Tidak cocok pada penggunaan <i>heavy duty</i> karena konstruksi yang tidak di desain untuk menahan beban kerja berat.
2	Mudah dan lebih ekonomis untuk dimanufaktur.	Tidak dapat digunakan pada <i>rigid axle</i> .
3	Secara total lebih ringan dan membutuhkan ruang yang lebih kecil.	Komponen yang lebih sedikit sehingga komponennya menerima beban yang lebih dibandingkan <i>recirculating ball steering</i> .

Mekanisme sistem kemudi *rack and pinion* memiliki dua konfigurasi *linkage* yang biasa digunakan pada kendaraan yaitu konfigurasi *central take-off* (CTO) dan *side take-off* (STO). Perbedaan dari keduanya terletak pada penempatan *tie rod* seperti terlihat pada gambar 2.4. Ditinjau dari konfigurasi penempatan *rack and pinion* didepan atau dibelakang *rack*-nya

dapat dibedakan menjadi konfigurasi *trailing* dan *leading* tergantung pada posisi *steering linkage* terhadap *steering arm* seperti pada gambar 2.5. Baik konfigurasi CTO maupun STO dapat menggunakan konfigurasi *trailing* maupun *leading*.



Gambar 2.4 Ilustrasi *Central take-off* (kiri) dan *Side take-off* (kanan) [3]

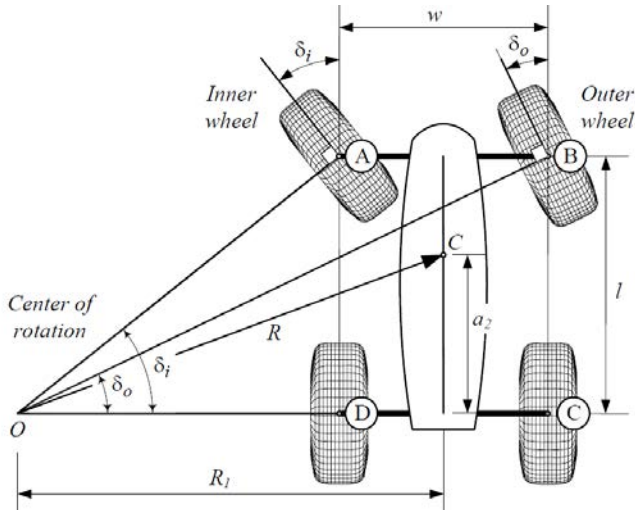


Gambar 2.5 Ilustrasi *Central take-off trailing* (kiri) dan *leading* (kanan) [3]

2.4 Kinematic Steering

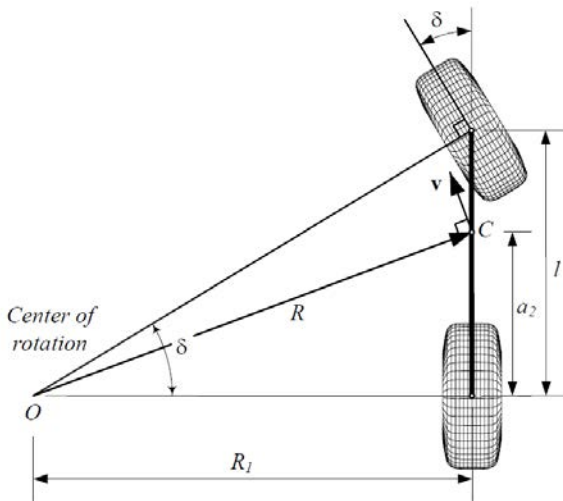
Kendaraan dengan sistem kemudinya masing-masing akan menghasilkan hubungan kinematis sesuai susunan desainnya. Sebuah mobil dengan *track width* (w) dan *wheel base* (l) berbelok sehingga memiliki sudut belok roda luar (δ_o) dan sudut belok roda dalam (δ_i). Kendaraan tersebut memiliki pusat putaran (O) dan radius putar (R) seperti pada gambar 2.6. 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* ($\delta_i = \delta_l$).



Gambar 2.6 Kondisi Ackerman Steering [1]

Model kemudi ideal yang ingin diikuti atau yang biasa kita kenal dengan kondisi *Ackerman* adalah kondisi dimana gerakan kendaraan hanya dipengaruhi oleh gerakan kemudi yang diinputkan pengemudi. Kondisi ini hanya dapat dicapai pada saat kendaraan melaju dengan kecepatan rendah sehingga belum terpengaruh oleh gaya sentrifugal. Kondisi *Ackerman* biasa digambarkan sebagai *bicycle model* seperti yang digambarkan pada gambar 2.7.



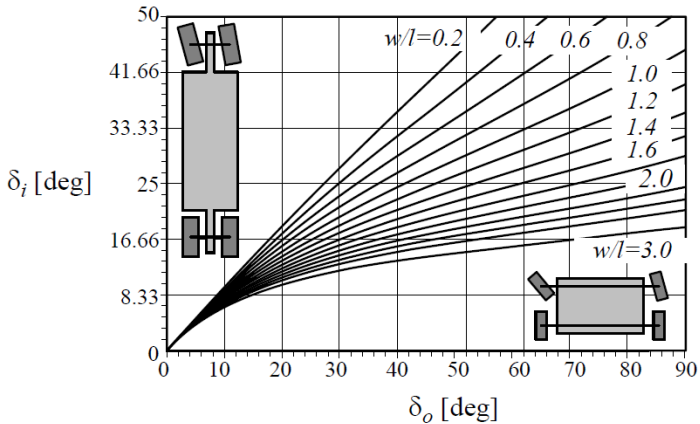
Gambar 2.7 Bicycle model [1]

Dimana pada kendaraan penggerak roda depan dengan titik berat (C), sudut belok (δ), serta dimensi yang berkaitan dengan titik berat (a_2). Serta dapat diketahui besarnya sudut belok roda dalam/inner (δ_i) maupun sudut belok roda luar/outer (δ_o) yang mengikuti prinsip Ackerman dengan memperhatikan nilai *wheelbase* (l) dan *track width* (w) yang dirumuskan pada persamaan 2.1 dan 2.2 [3].

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

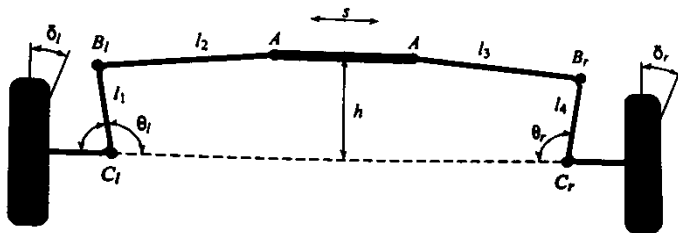
$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l} \dots\dots\dots (2.2)$$

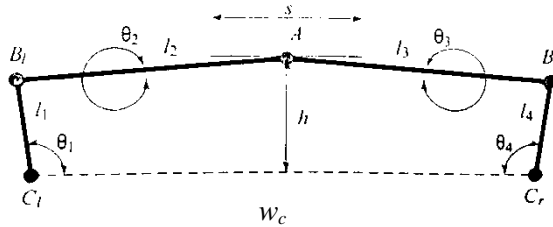
Dengan hubungan yang diketahui dari rumusan diatas maka dapat kita *plot*-kan hubungan antara sudut belok roda dalam (δ_i) maupun sudut belok roda luar (δ_o) dalam bentuk grafik seperti pada gambar 2.8.



Gambar 2.8 Grafik hubungan δ_i , δ_o dengan perbandingan wheelbase dan track width [1]

Sistem kemudi yang kita gunakan merupakan sistem kemudi dengan sistem *side take off*. Analisa secara kinematik dari sistem kemudi *side take off* dapat pula dimodelkan dengan sistem kemudi *center take off* karena memiliki *cognates* yang sama [3]. Seperti yang ditunjukkan pada gambar 2.8(a) yang memiliki *cognates* yang sama dengan gambar 2.8(b).





Gambar 2.9 (a) Sistem kemudi *side take off* (b) Sistem kemudi *center take off* dengan *cognates* yang sama [4]

Model sistem kemudi pada gambar 2.9 (a) dapat disederhanakan menjadi model kemudi pada gambar 2.9 (b) dengan memisalkan model sebagai *center take off* dan mengurangi *track width* (w) dengan *rack length* (L_r) yaitu panjang batang A-A. [4].

$$w_c = w - L_r \dots \dots \dots (2.3)$$

Dari model sistem kemudi yang telah disederhanakan pada gambar 2.9(b) akan didapatkan persamaan-persamaan [4]. Dimana asumsi kendaraan berbelok ke arah kiri maka notasi angka 1 dan 2 merupakan *steerin g linkage* bagian kanan dan notasi angka 3 dan 4 merupakan *steering linkage* bagian kiri.

$$\begin{aligned} l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 &= k_l \\ l_1 \sin \theta_1 + l_2 \sin \theta_2 &= h \dots \dots \dots (2.4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_3 \cos \theta_3 + l_4 \cos \theta_4 &= k_r \\ l_3 \sin \theta_3 + l_4 \sin \theta_4 &= h \dots \dots \dots (2.5) \end{aligned}$$

Kedua persamaan diatas dapat ditulis

$$\begin{aligned} l_2 \cos \theta_2 &= k_l - l_1 \cos \theta_1 \\ l_2 \sin \theta_2 &= h - l_1 \sin \theta_1 \dots\dots\dots(2.6) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} l_4 \cos \theta_4 &= k_r - l_3 \cos \theta_3 \\ l_4 \sin \theta_4 &= h - l_3 \sin \theta_3 \dots\dots\dots(2.7) \end{aligned}$$

Sehingga didapatkan persamaan

$$l_2^2 = k_l^2 + h^2 + l_1^2 - 2k_l l_1 \cos \theta_1 - 2h l_1 \sin \theta_1 \dots\dots\dots(2.8)$$

$$A_l \cos \theta_1 + B_l \sin \theta_1 + C_l = 0 \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana $A_l = -2k_l l_1$, $B_l = -2h l_1$, dan $C_l = k_l^2 + h^2 + l_1^2 - l_2^2$. Dari penyederhanaan tersebut kemudian digunakan pendekatan *trigonometric half-angle identities* [5].

$$\dots A_l(1 - t_l^2) + B_l(2t_l) + C_l(1 + t_l^2) = 0 \dots\dots\dots(2.10)$$

$$(C_l - A_l)t_l^2 + 2B_l t_l + (A_l + C_l) = 0 \dots\dots\dots(2.11)$$

Sehingga didapatkan

$$t_l = \frac{-B_l \pm \sqrt{B_l^2 - C_l^2 + A_l^2}}{C_l - A_l} \dots\dots\dots(2.12)$$

Dimana $t_l = \tan \frac{\theta_1}{2}$ sehingga didapatkan $\theta_l = \theta_1 = 2 \tan^{-1} t_l$. Rumusan-rumusan diatas digunakan untuk bagian sistem kemudi sebelah kiri (*left*), rumusan yang sama juga digunakan untuk menghitung ruas kanan (*right*) dari sistem kemudi.

$$t_r = \frac{-B_r \pm \sqrt{B_r^2 - C_r^2 + A_r^2}}{C_r - A_r} \dots\dots\dots (2.13)$$

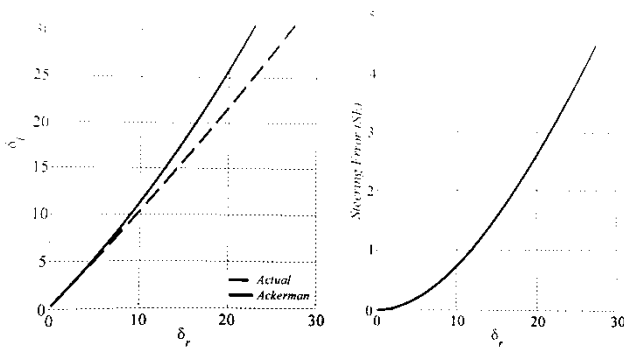
Dimana $\theta_r = \theta_4 = 2 \tan^{-1} t_r$ dengan notasi penyederhanaan $A_r = -2k_r l_4$, $B_r = -2h l_4$, dan $C_r = k_r^2 + h^2 + l_4^2 - l_3^2$. Nantinya θ_1 dan θ_4 akan dikonversikan ke δ_l dan δ_r dengan menggunakan persamaan 2.14 dan 2.15 [5]. Dengan asumsi kendaraan berbelok ke arah kiri maka $\theta_1 = \theta_r$ dan $\theta_4 = \theta_l$.

$$\delta_l = \theta_l - \theta_{l0} \dots\dots\dots (2.14)$$

$$\delta_r = \theta_r - \theta_{r0} \dots\dots\dots (2.15)$$

Sudut belok yang didapat kemudian diplotkan pada gambar 2.10 (a) untuk memperlihatkan hubungan antara sudut belok roda kiri dan kanan. Kemudian dapat dikalkulasi nilai *steering error* yaitu sudut belok Ackerman (δ_{OA}) dengan sudut beloknya (δ_o) yang kemudian diplotkan pada gambar 2.10 (b).

$$SE = |\delta_{OA} - \delta_o| \dots\dots\dots (2.16)$$



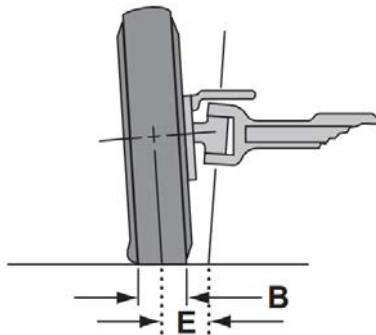
Gambar 2.10 (a) δ_l vs. δ_r (b) SE vs. δ_l [4]

2.5 Perhitungan Gaya

Perhitungan gaya dilakukan untuk mengetahui besarnya gaya yang dibutuhkan untuk membelokkan roda. Gaya ini kemudian digunakan sebagai inputan dalam melakukan analisa kekuatan material sistem kemudi Mobil Listrik Brajawahana ITS. Analisa gaya yang dibutuhkan untuk membelokkan roda ini dilakukan pada keadaan statis. Pendekatan secara statis yang memang jarang dilakukan menjadikan tidak adanya rumusan baku mengenai perhitungan, maka dari itu digunakan metode perhitungan dari beberapa referensi.

Pada katalog *Power Steering EATON Char-Lyn Steering Catalogue* ini terdapat rumusan untuk menghitung torsi kingpin yang digunakan untuk membelokkan roda seperti pada persamaan 2.17 [9]. Faktor-faktor yang mempengaruhi perhitungan antara lain jarak sumbu tengah roda ke sumbu kingpin serta lebar tapak roda.

$$T = W_f \mu \sqrt{\frac{B^2}{8} + E^2} \dots\dots\dots (2.17)$$



Gambar 2.11 Jarak E dan B pada roda [9]

T = Torsi Kingpin (Nm)

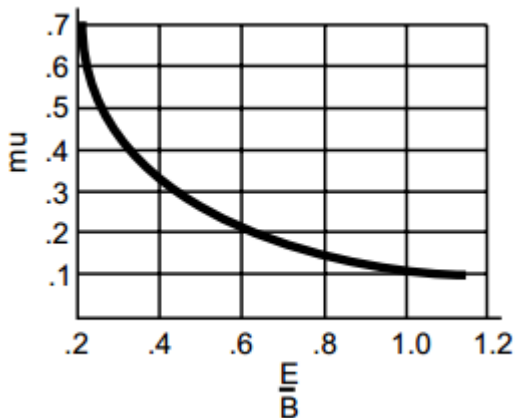
μ = Koefisien gesek antara ban dan jalan

W = Gaya berat kendaraan yang diterima poros depan (N)
 B = Lebar tapak (m)
 E = *Kingpin Offset* (m)

Dimana W_f merupakan beban kendaraan (W) yang ditumpu poros roda depan. Dengan memperhitungkan faktor distribusi *Center of Gravity* dari kendaraan, W_f dihitung menggunakan persamaan 2.18 [2].

$$W_f = \frac{W L_r}{l} \dots\dots\dots (2.18)$$

Dimana L_r merupakan jarak antara CG terhadap sumbu roda belakang. Penentuan nilai koefisien gesek pada metode kali ini menggunakan metode grafik yang bergantung pada faktor E/B seperti pada gambar 2.12.

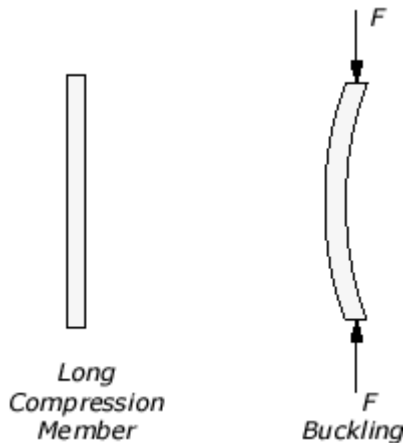


Gambar 2.12 Grafik μ vs. E/B [9]

2.6 Analisa Buckling

Komponen sistem kemudi merupakan salah satu komponen yang menentukan arah laju kendaraan sehingga akan sangat berbahaya bagi keamanan pengemudi bila terjadi kegagalan pada

komponen sistem kemud. *Failure Mode* yang paling banyak ditemukan pada sistem kemudi mobil adalah fenomena *buckling* [11]. *Tie rod* merupakan salah satu komponen sistem kemudi yang rawan terjadi *buckling* akibat adanya tekanan kompresi akibat kondisi jalan yang kurang baik. Maka dari itu dibutuhkan analisa *Buckling* pada *tie rod* untuk mengetahui apakah komponen tersebut aman atau tidak. Peristiwa *buckling* sendiri biasanya terjadi pada komponen yang memiliki karakteristik langsing (*slender*) yang bila dikenai gaya kompresi maka akan terjadi pembengkokan pada komponen tersebut. Analisa yang dilakukan adalah untuk mengetahui gaya yang dapat ditahan komponen dengan material dan geometri tertentu sebelum mengalami kegagalan seperti pada gambar 2.13 [10].



Gambar 2.13 Ilustrasi luasan kontak roda dengan tanah

Secara teoritis, gaya kritis yang dapat ditahan oleh suatu komponen sebelum dia mengalami kegagalan dapat dirumuskan seperti pada persamaan 2.19 yang diturunkan dari persamaan Euler [10].

$$F_{Cr} = \frac{\pi^2 EI}{L^2} \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana :

F_{cr} : Gaya kritis (N)

E : Modulus Young (N/m²)

I : Momen Inersia (m⁴)

L : Panjang bebas (m)

Dari persamaan 2.19 kemudian dikembangkan lagi dengan memperhitungkan faktor tumpuan di kedua ujung dari komponen sehingga faktor panjang bebas (L) diubah menjadi panjang efektif (KL) seperti pada persamaan 2.20 [10].

$$F_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad [10] \dots\dots\dots (2.20)$$

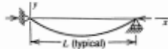





Dimana :

KL : Panjang Efektif (m)

K : Faktor Panjang Efektif

L : Panjang bebas (m)

Tabel 2.2 Tabel variasi panjang efektif menurut jenis tumpuan

Boundary Conditions	Critical Load	Deflected Shape	Effective Length KL
Simple support-simple support	$\frac{\pi^2 EI}{L^2}$		L
Clamped-clamped	$\frac{4\pi^2 EI}{L^2}$		$\frac{1}{2}L$
Clamped-simple support	$\frac{2.04\pi^2 EI}{L^2}$		$0.70L$
Clamped-free	$\frac{\pi^2 EI}{4L^2}$		$2L$
Clamped-guided	$\frac{\pi^2 EI}{L^2}$		L
Simple support-guided	$\frac{\pi^2 EI}{4L^2}$		$2L$

Suatu komponen dikatakan aman apabila gaya yang diterima (F) lebih kecil daripada gaya kritis yang diperbolehkan ($F < F_{cr}$). Hal ini biasa diungkapkan dengan notasi Buckling Load Factor (BLF) seperti pada persamaan 2.21.

$$BLF = \frac{F_{cr}}{F} \dots\dots\dots (2.21)$$

Dengan kriteria aman apabila :

$BLF \geq 1$ maka komponen dinyatakan **Aman**

$BLF < 1$ maka komponen dinyatakan **Gagal**

2.7 Impact Load Factor

Failure mode yang paling sering ditemukan dan cukup berbahaya sehingga dapat menyebabkan kendaraan tidak mungkin untuk dikendalikan adalah terjadinya fenomena *buckling* pada *tie rod*. Pada referensi disebutkan bahwa penyebab utama dari terjadinya *buckling* pada *tie rod* adalah adanya faktor dari luar yang menghambat sistem kemudi untuk berbelok, hal ini menyebabkan terjadinya tambahan beban *impact* [11].

Penambahan beban yang diterima sistem kemudi menyebabkan komponen *tie rod* rawan mengalami fenomena *buckling*. Besarnya penambahan beban akibat *impact* dapat didekati dengan mengalikan besarnya *kingpin torque* dengan *impact load factor*, faktor pengali yang memperbesar beban yang diterima akibat *impact*. Besarnya faktor pengali adalah 2 seperti yang dilihat pada tabel 2.3, atau yang pada referensi dari tabel ini diambil disebut *load distribution factors* [12].

Tabel 2.3 Tabel *Load duration factors* untuk variasi pembebanan

Design load	Load duration factors, C_D (ASD)
Permanent (dead) load D	0.9
Storage live load L_S	1.0
Occupancy live load L	1.0
Snow load S	1.15
Roof live load L_R	1.25
Wind load W	1.6
Seismic load E	1.6
Impact load	2.0

BAB III METODOLOGI

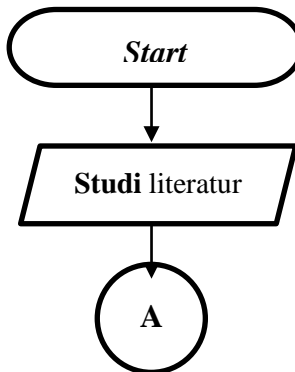
3.1 Prosedur Tugas Akhir

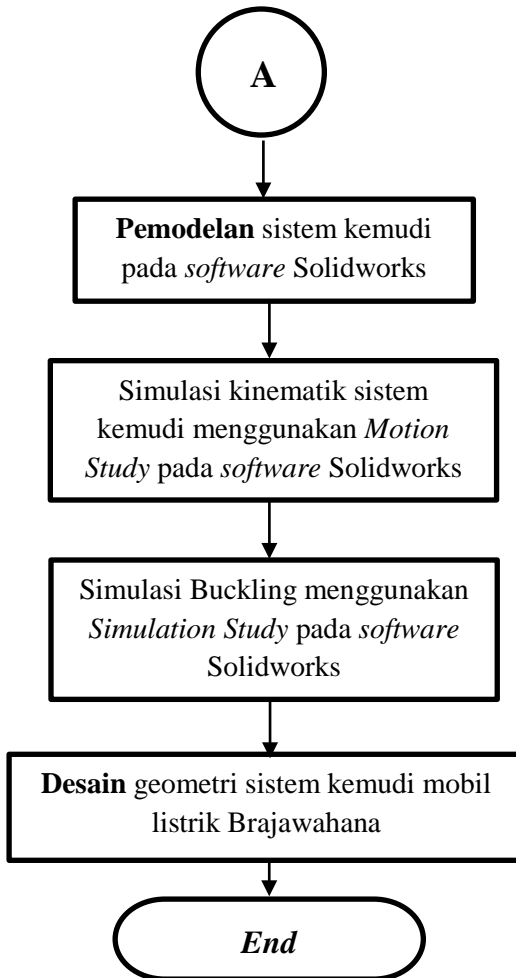
Tahapan-tahapan dalam pengerjaan tugas akhir kali ini secara garis besar dapat dibagi menjadi tiga tahapan :

- Tahap pertama adalah studi literatur mulai dari dasar teori yang ada di buku sampai penelitian-penelitian terdahulu pada bidang yang sama sebagai dasar pada pengerjaan tugas akhir.
- Tahap kedua mendefinisikan sistem kemudi menjadi parameter-parameter yang akan diperhatikan pada pengerjaan tugas akhir kali ini. Serta melakukan kajian pada teknologi yang sudah ada.
- Tahap ketiga mengolah data dari sistem kemudi terdahulu untuk kemudian dimasukkan dalam proses perhitungan. Pada akhirnya akan didapati spesifikasi lengkap sistem kemudi yang sesuai dengan output yang diinginkan.

3.2 Flowchart Tugas Akhir

Flowchart tugas akhir ini adalah sebagai berikut.





3.3 Prosedur Simulasi dan Analisa

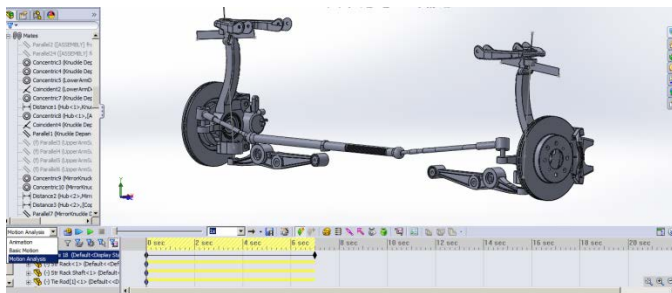
Proses yang akan dilakukan untuk merancang sistem kemudi adalah sebagai berikut.

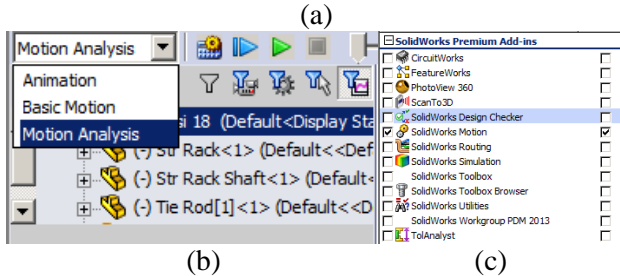
1. Hal pertama yang dilakukan adalah mendefinisikan parameter-parameter yang akan digunakan pada perhitungan dan analisa.
2. Contoh sistem kemudi yang digunakan sebagai acuan awal kemudian digambar sebagai model 3D pada software *Solidworks*.
3. Model 3D kemudian di-*assembly* dan di-*mate* agar sesuai dengan gerak nyata-nya.



Gambar 3.1 *Assembly* sistem kemudi

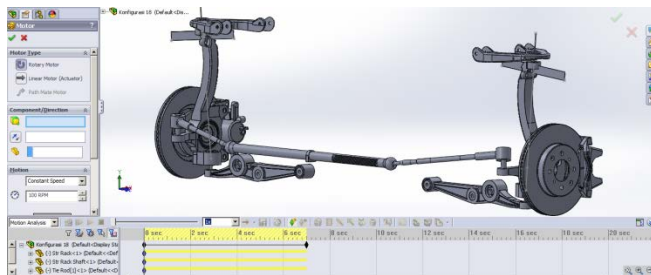
4. Analisa kinematis dilakukan pada Solidworks dengan mengaktifkan *add-in Solidworks Motion* serta memilih mode *Motion Analysis* pada *tab Motion Study*.





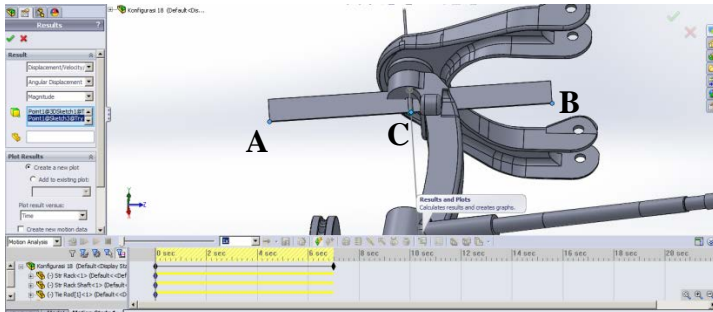
Gambar 3.2 (a) Halaman *Motion Study* (b) *Dropdown Motion Analysis* (c) *Add-in Solidworks Motion*

Sebagai penggerak maka akan diberikan fitur motor linear yang ditempatkan pada *rack shaft* agar bergerak secara horisontal.



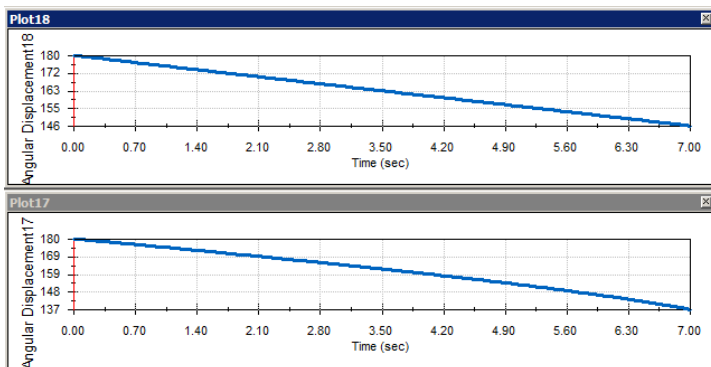
Gambar 3.3 Pilihan fitur Motor sebagai penggerak dalam simulasi

Guna 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 garis A-C terhadap garis B-C.

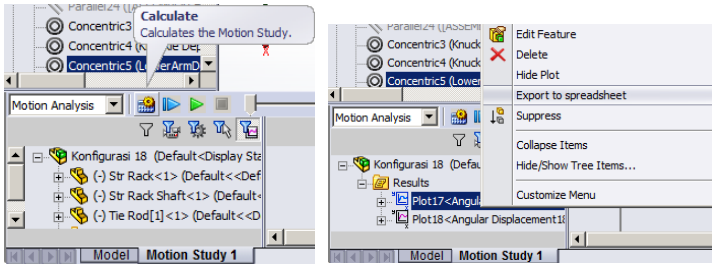


Gambar 3.4 Fitur *Results and Plots* menggunakan metode 3-Point

Kemudian klik ikon *Calculate* yang akan mensimulasikan model kinematis. Akan didapatkan grafik perubahan sudut roda kanan dan kiri yang kemudian datanya akan kita olah dengan meng-*export* ke dalam format Ms.Excel dengan menggunakan *command* “*Export to spreadsheet*”.



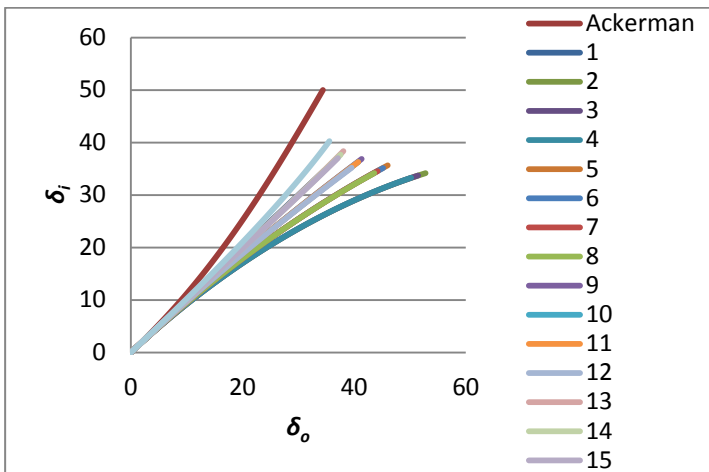
(a)



(b) (c)
 Gambar 3.5 (a) Hasil plot grafik sudut belok terhadap waktu untuk masing-masing roda (b) Fitur *Calculate* (c) Fitur *Export to spreadsheet*

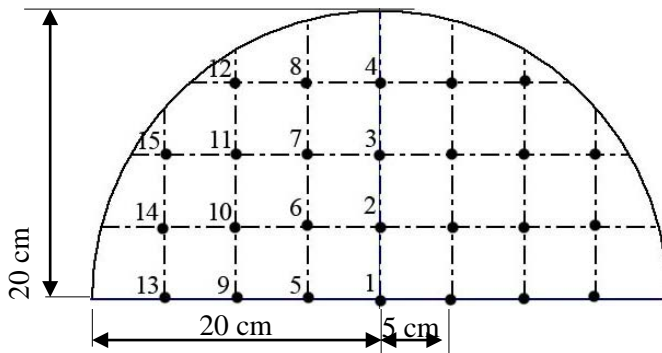
5. Data kemudian diolah pada Ms.Excel untuk dijadikan satu grafik δ_o vs. δ_i serta dibandingkan dengan kurva Ackerman yang memiliki rumusan sebagai berikut.

$$\cot \delta_o - \cot \delta_i = \frac{w}{l} [1]$$



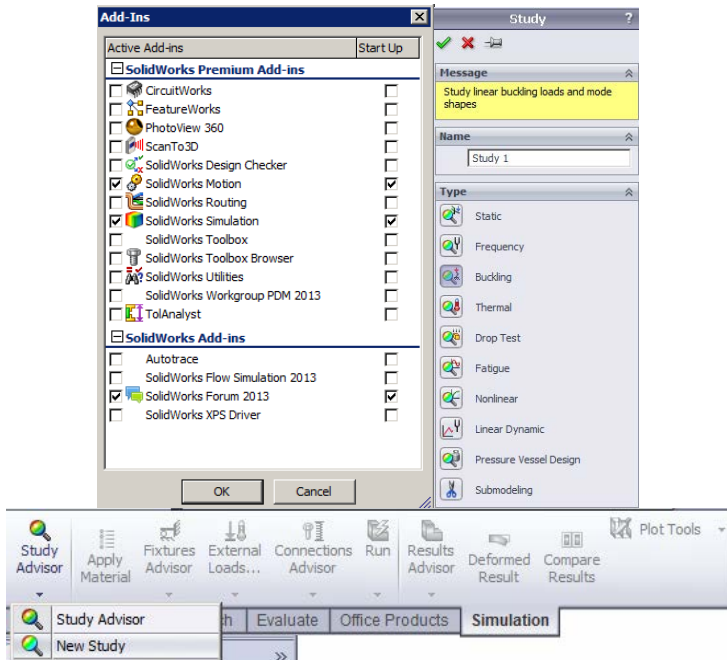
Gambar 3.6 Grafik hasil perilaku belok terhadap prinsip Ackerman

6. Geometri sistem kemudi kemudian diubah-ubah dengan menggeser posisi *rack* sehingga didapat sudut belok roda luar dan roda dalam mengikuti prinsip *Ackerman*. Batasan dari pergeseran *rack* yang dilakukan dapat dilihat pada gambar 3.7 dimana titik pusat adalah titik tengah dari roda yang kemudian dibentuk titik-titik dari dalam lingkaran ber-radius 20cm dengan *step size* sebesar 5cm.



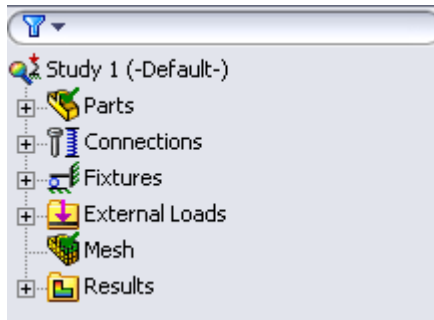
Gambar 3.7 Luas batasan variasi pemindahan posisi *rack*

7. Didapatkan hasil konfigurasi yang paling mendekati prinsip Ackerman secara teoritis dan konfigurasi yang paling memungkinkan untuk diaplikasikan pada kenyataan nyata.
8. Dari dua konfigurasi yang telah disimpulkan kemudian dilakukan pengujian *Buckling* pada komponen yang paling kritis terjadi kegagalan yaitu *tie rod*. Analisa *Buckling* dilakukan pada Solidworks dengan mengaktifkan *add-in Solidworks Simulation* dan memilih *New Study > BucklingAnalysis*.



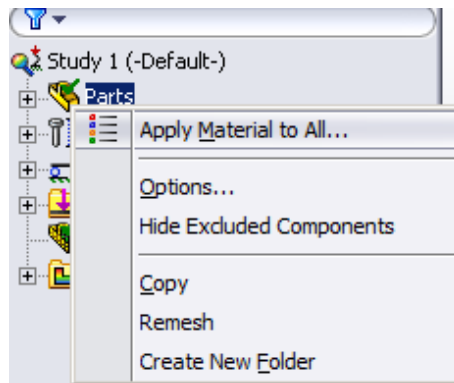
Gambar 3.8 Add-in Solidworks Simulation dan pilihan New Study

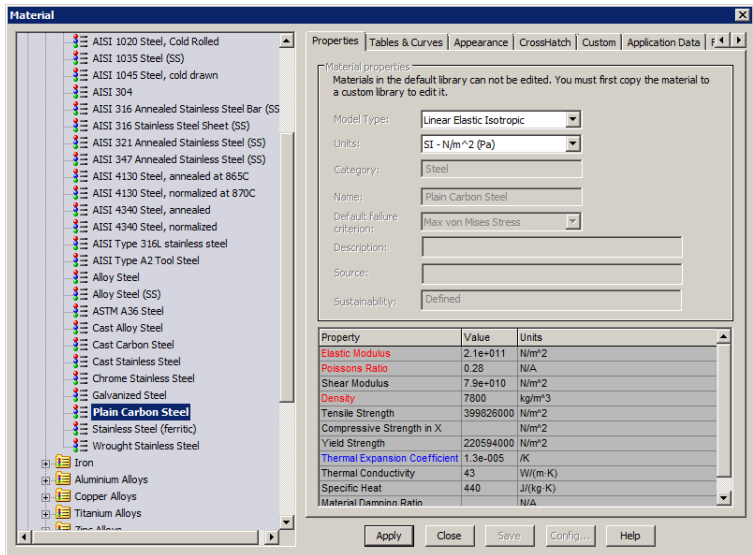
Maka akan muncul *toolbar* baru pada panel sebelah kiri yang menunjukkan komponen-komponen simulasi yang harus didefinisikan.



Gambar 3.9 Komponen-komponen simulasi

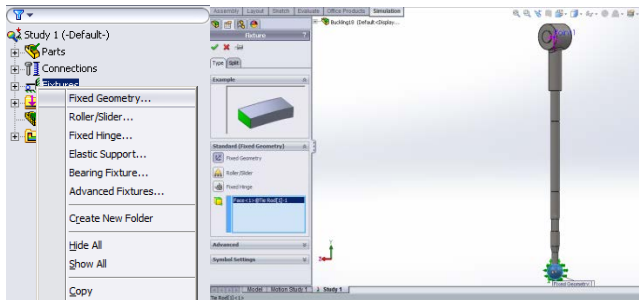
Komponen simulasi pertama yang harus didefinisikan yaitu material dari model itu sendiri. Dengan meng-klik kanan menu *Parts* > *Apply Material to All* > Pilih material, kali ini digunakan *Plain Carbon Steel*. Pemilihan material juga akan memberikan *mechanical properties* tertentu yang akan mempengaruhi simulasi.





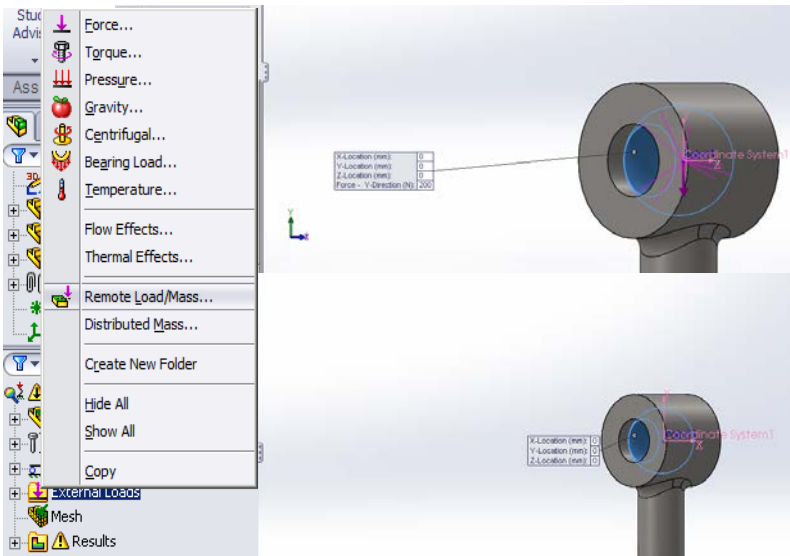
Gambar 3.10 Pemberian material beserta *mechanical properties* nya

Setelah menentukan material yang digunakan maka akan ditentukan pula jenis tumpuan yang diberlakukan pada model yang akan disimulasi. Pada model *buckling tie rod* kali ini akan dimodelkan dengan memberi tumpuan *fix* pada *ball joint* yang terhubung dengan *rack shaft* dan kemudian diberikan gaya kompresi pada ujung *ball joint* yang terhubung dengan *steering arm*.



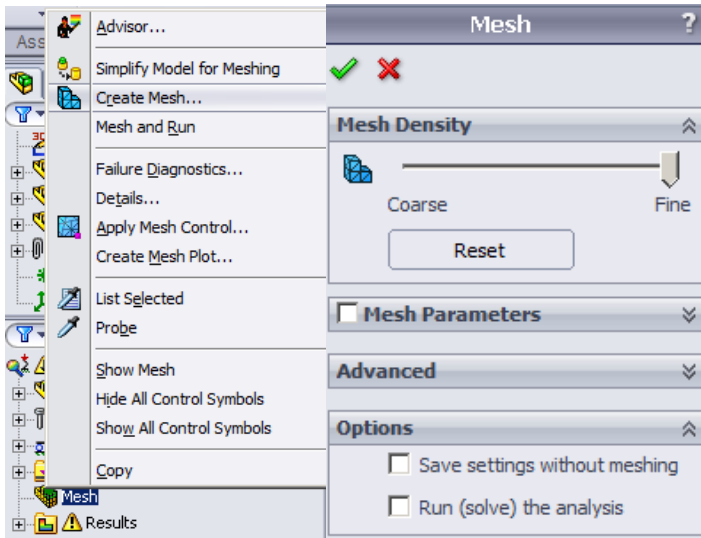
Gambar 3.11 Jenis dan letak pemberian tumpuan *fix*

Setelah menentukan tumpuan pada model yang akan disimulasi kemudian akan ditentukan besar dan arah gaya yang akan diberikan. Besarnya gaya yang akan diberikan didapatkan dari perhitungan torsi kingpin dibagi lengan yang akan didapatkan gaya akibat kingpin, gaya ini kemudian diproyeksikan untuk mengetahui besarnya gaya kompresi arah sumbu *tie rod*. Pemberian gaya pada simulasi kali ini adalah dengan menggunakan menu *remote load* dimana akan diberikan gaya pada *coordinate system* yang berada ditengah slot *ball joint* yang terhubung dengan *steering arm*. Hal ini bertujuan agar gaya yang diberikan tidak berupa gaya terdistribusi merata seperti yang terjadi bila menggunakan menu *force*.



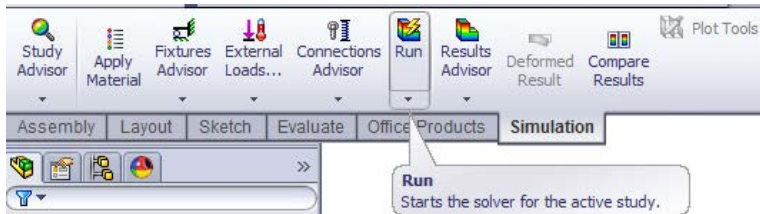
Gambar 3.12 Pilihan pemberian besar, arah, dan letak dari *remote load*

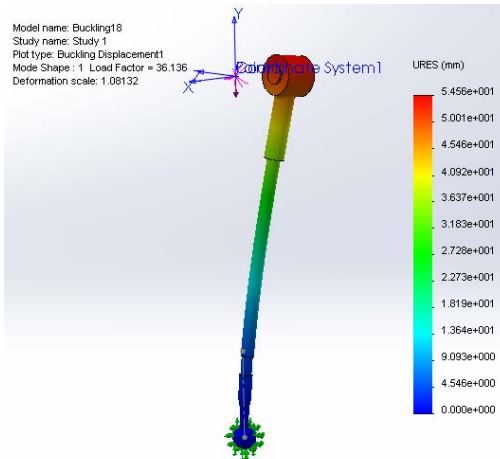
Setelah menentukan jenis tumpuan dan gaya-gaya yang bekerja pada model yang akan disimulasi, selanjutnya akan dilakukan *meshing*. *Meshing* bertujuan untuk membagi model yang akan disimulasikan ke bagian-bagian kecil. Semakin kecil bagian-bagian *meshing* yang digunakan maka akan semakin presisi pula hasil yang didapatkan. Proses ini dilakukan dengan menggunakan menu *create mesh* > memilih kualitas *mesh* yang akan digunakan > Ok.



Gambar 3.13 Pengaturan kualitas *meshing*

Setelah semua komponen simulasi didefinisikan maka akan dilakukan simulasi dengan menekan menu *run* pada *toolbar* atas. Setelah proses simulasi selesai akan didapatkan hasil defleksi dan *load factor* yang menjadi *output* dari simulasi *buckling*.





Gambar 3.14 Hasil *running* dari simulasi *buckling*

Hasil dari simulasi *buckling* kemudian dianalisa dengan menggunakan kriteria aman apabila :

$LoadFactor \geq 1$ maka komponen dinyatakan **Aman**

$LoadFactor < 1$ maka komponen dinyatakan **Gagal**

9. Didapatkan konfigurasi sistem kemudi yang mendekati prinsip ackerman baik secara teoritis maupun yang secara kenyataan paling memungkinkan untuk diaplikasikan beserta spesifikasi materialnya.

BAB IV

ANALISA DAN PEMBAHASAN DATA

Pada tugas akhir kali ini akan dilakukan simulasi sistem kemudi Mobil Listrik Brajawahana ITS kemudian diamati kesesuaiannya terhadap kondisi Ackerman dan dianalisa kegagalannya terhadap fenomena *buckling*.

4.1 Data Spesifikasi Kendaraan

Kendaraan yang dibahas pada tugas akhir kali ini adalah Mobil Listrik Brajawahana ITS. Sebuah mobil bertenaga listrik dengan konsep *city car* tipe *hatchback* berkapasitas empat orang. Konsep mobil perkotaan dengan menggunakan sumber tenaga listrik untuk mengurangi ketergantungan terhadap bahan bakar tak terbarukan merupakan salah satu mobil rancangan ITS. Adapun desain mobil ini seperti pada gambar 4.1 dan memiliki spesifikasi seperti pada tabel 4.1.



Gambar 4.1 Desain Mobil Listrik Brajawahana ITS

Tabel 4.1 Data Spesifikasi Mobil Listrik Brajawahana ITS

Dimensi	
<i>Wheelbase</i>	2450 mm
<i>Track Width</i>	1520 mm
<i>Ground Clearance</i>	200 mm
Massa	
Berat Kosong Kendaraan	770 kg
Berat Terisi	1470 kg
Jarak CG ke sumbu roda depan (L_f)	1.518 m
Jarak CG ke sumbu roda belakang (L_r)	0.869 m
Ban	
Spesifikasi	205/55R16-91W
Koefisien Adhesi Aspal (μ)	0,75

Perancangan sistem kemudi dilakukan untuk menghasilkan sistem kemudi yang sesuai untuk digunakan pada Mobil Listrik Brajawahana ITS. Sebagai tahap awal, sistem kemudi mobil serupa (Suzuki Estilo) digunakan sebagai data acuan. Berikut data spesifikasi sistem kemudi Mobil Listrik Brajawahana ITS ditampilkan pada tabel 4.2 serta pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Model Sistem Kemudi Mobil Listrik Brajawahana ITS

Tabel 4.2 Data Spesifikasi Sistem Kemudi Mobil Listrik Brajawahana ITS

Sistem Kemudi	
Tipe	<i>Rack & Pinion</i>
Panjang Rack Shaft	620 mm
Panjang Tie Rod	250 mm (50 mm <i>thread</i>)

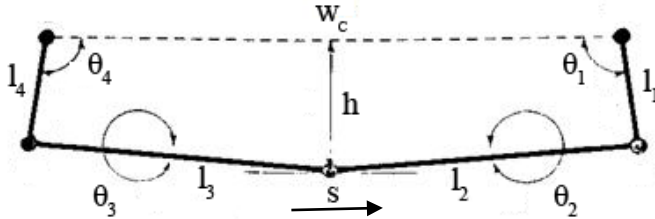
Dengan perbedaan spesifikasi *wheelbase* dan *track width* Mobil Listrik Brajawahana ITS dengan mobil serupa yang dijadikan acuan (Estilo), maka sistem kemudi dari mobil acuan tidak dapat langsung diaplikasikan pada mobil listrik. Penyesuaian dilakukan dengan mengubah-ubah ukuran serta penempatan dari komponen sistem kemudi, hal ini dilakukan guna menghasilkan perilaku belok yang mendekati prinsip Ackerman.

4.2 Validasi Model

Metode analisa kinematis yang dilakukan pada tugas akhir kali ini dilakukan dengan simulasi menggunakan pendekatan software 3D CAD. Pendekatan baru pasti akan menimbulkan keraguan akan valid tidaknya metode yang digunakan. Langkah awal dalam memastikan benar tidaknya metode analisa yang digunakan adalah dengan validasi dari model yang digunakan. Validasi biasa dilakukan dengan membandingkan hasil metode pendekatan baru dengan metode yang sudah biasa digunakan, pada kasus kali ini analisa kinematis biasa menggunakan pendekatan perhitungan teoritis.

Validasi dilakukan dengan membandingkan hasil analisa menggunakan perhitungan teoritis yang dibandingkan dengan hasil simulasi pada konfigurasi yang sama. Dengan perbandingan ini akan didapati sama tidaknya hasil perilaku belok yang dihasilkan dari masing-masing metode yang digunakan. Metode

perhitungan dilakukan sesuai rumusan yang telah tercantum pada sub bab 2.4.



Gambar 4.3 Konfigurasi *Trailing Steering*

Dari konfigurasi pada gambar 4.3 diatas akan dilakukan perhitungan sudut belok dengan asumsi *rack* bergerak ke kanan sehingga ban berbelok kerah kiri sehingga $\delta_{right} = \delta_{outer}$ dan $\delta_{left} = \delta_{outer}$. Variabel yang sudah diketahui antara lain l_1 , l_2 , l_3 , l_4 , $\theta_{1_{awal}}$, δ_{outer} , w_c , h . Menggunakan persamaan 2.15 untuk mendapatkan nilai θ_1 .

$$\theta_1 = \delta_l + \theta_{1_{awal}} = 125.88^\circ$$

Dengan persamaan 2.4 maka akan didapatkan nilai θ_2 :

$$\theta_2 = \sin^{-1} \left(\frac{h - l_1 \sin \theta_1}{l_2} \right) = 22.97^\circ$$

$$k_r = l_1 \cos \theta_1 + l_2 \cos \theta_2 = 270.19$$

Nilai k_l dapat diketahui dengan perhitungan

$$k_l = w_c - k_r = 396.91$$

Selanjutnya akan dilakukan perhitungan untuk menemukan nilai A_l , B_l , dan C_l

$$A_l = -2k_l l_4 = -90590.32$$

$$B_l = -2hl_4 = -53716.28$$

$$C_l = k_l^2 + h^2 + l_4^2 - l_3^2 = 91912.54$$

Dengan mengetahui A_l , B_l , dan C_l maka dihitung nilai t_l

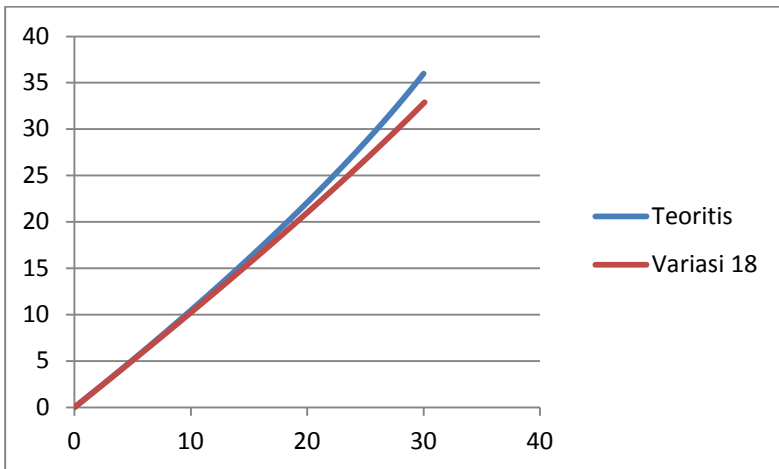
$$t_l = \frac{-B_l \pm \sqrt{B_l^2 - C_l^2 + A_l^2}}{C_l - A_l} = 0.58 \text{ (diambil yang positif)}$$

Nilai θ_4 akan dihitung kemudian dapat ditemukan nilai δ_{inner} .

$$\theta_4 = 2 \tan^{-1} t_l = 59.89$$

$$\delta_{inner} = \delta_l = \theta_{l_0} - \theta_l = 35.99$$

Proses diatas diulang untuk setiap δ_{outer} yang berbeda untuk kemudian diplot dalam grafik. Hasil perbandingan keduanya dapat dilihat pada grafik 4.1.

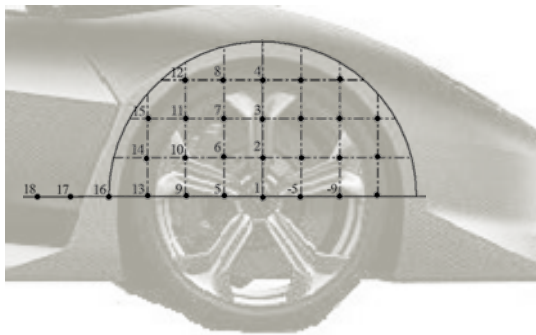


Grafik 4.1 Hasil perbandingan hasil perhitungan teoritis dan hasil simulasi

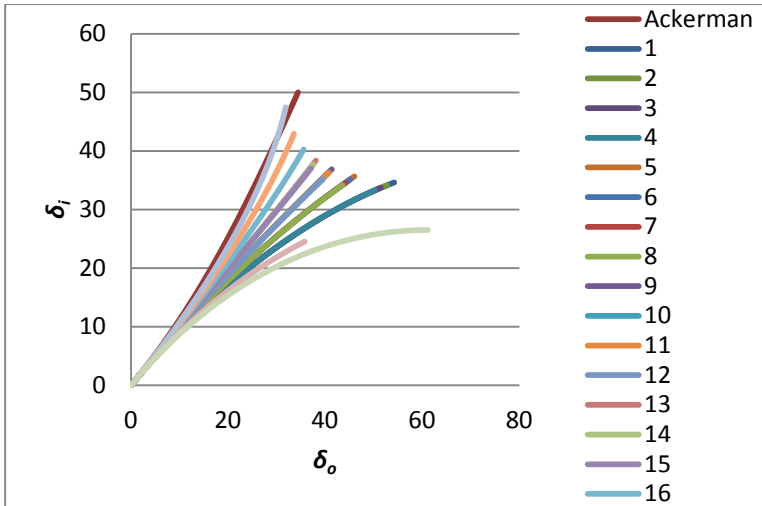
Dapat diketahui dari grafik 4.1 bahwa kurva hasil perilaku belok dari metode perhitungan teoritis tidak memiliki perbedaan yang signifikan dengan kurva hasil perilaku belok yang dihasilkan melalui simulasi. Hal ini menguatkan bahwa pendekatan menggunakan metode simulasi 3D dengan model CAD pada penilitan kali ini valid. Sedikit perbedaan yang terjadi dapat diakibatkan oleh data dimensi yang diambil dari gambar 3D untuk dijadikan 2D melalui pengukuran pada *software* dengan data yang langsung digunakan pada simulasi.

4.3 Pengaruh Posisi *Rack Shaft* Terhadap Perilaku Belok

Salah satu upaya penyesuaian sistem kemudi Mobil Listrik Brajawahana ITS guna mendekati prinsip Ackerman adalah dengan mengubah posisi *rack shaft*. Variasi ini dilakukan dengan menggeser *rack shaft* ke arah horisontal (depan-belakang) serta ke arah vertikal (atas) dengan *step size* 50 mm. Sebagai ilustrasi variasi yang akan dilakukan dapat dilihat pada gambar 4.3.

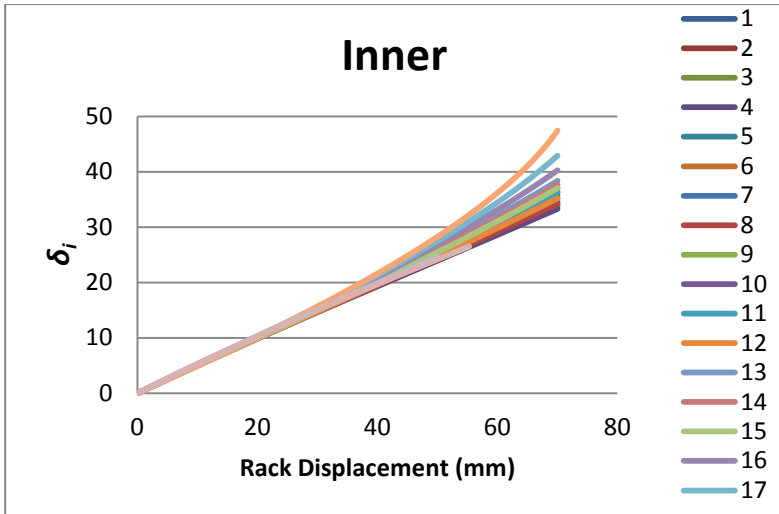


Gambar 4.4 Variasi posisi penempatan *rack shaft*

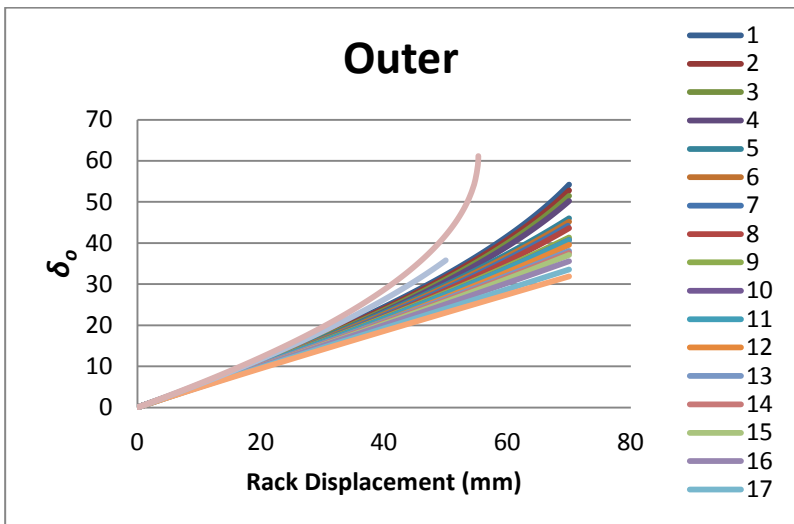


Grafik 4.2 Hasil perilaku belok terhadap prinsip Ackerman setelah penambahan variasi

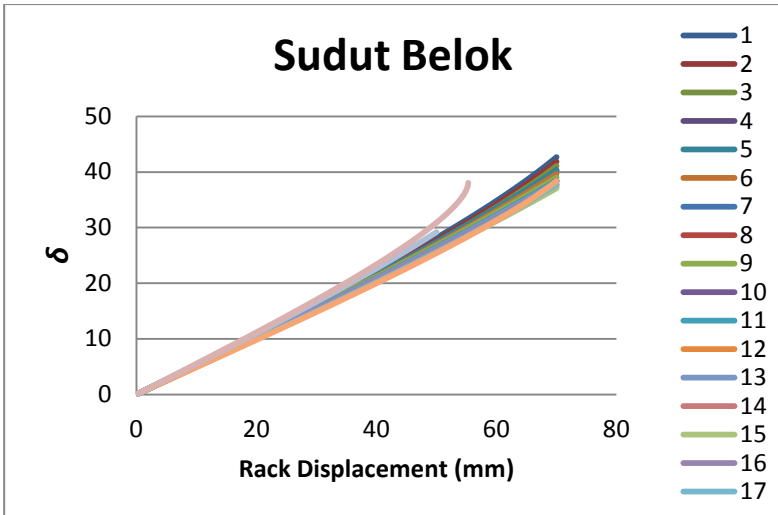
Dari grafik 4.2 dapat kita ketahui bahwa hanya perubahan posisi *rack shaft* kearah depan-belakang (horisontal) akan mempengaruhi kesesuaian perilaku belok terhadap prinsip Ackerman. Perubahan kearah atas (vertikal) hanya mempengaruhi *range* sudut belok yang dihasilkan namun memiliki tren grafik yang sama untuk variasi jarak vertikal yang sama. Didapati bahwa untuk setiap penambahan jarak horisontal ke arah belakang akan menghasilkan perilaku belok yang semakin mendekati prinsip Ackerman. Didapati dari grafik 4.2 bahwa penambahan variasi jarak horisontal ke depan menghasilkan perilaku belok yang semakin menjauhi prinsip Ackerman.



Grafik 4.3 Sudut belok roda luar vs. perpindahan rack



Grafik 4.4 Sudut belok roda dalam vs. perpindahan rack



Grafik 4.5 Sudut belok ekuivalen vs. perpindahan rack

Selain mengamati pengaruh perubahan posisi *rack shaft* terhadap perilaku belok yang dihasilkan untuk kemudian diamati kesesuaiannya dengan prinsip Ackerman. Dapat diamati pula pengaruh perubahan posisi *rack shaft* terhadap *range* sudut belok yang dapat dihasilkan. Untuk setiap perpindahan *rack* yang sama, masing-masing variasi akan menghasilkan *range* sudut belok yang berbeda pula. Disajikan tiga buah grafik yang menunjukkan hubungan antara perpindahan *rack* terhadap sudut belok roda luar, dalam, dan ekuivalen. Pada grafik 4.4 menyajikan data hubungan perpindahan *rack* terhadap *cot-average* dari sudut belok roda dalam dan luar. Dimana sudut belok ekuivalen didapatkan dengan persamaan 4.1 [1].

$$\cot\delta = \frac{\cot\delta_o + \cot\delta_i}{2} \dots\dots\dots (4.1)$$

Pada grafik 4.3 didapat bahwa semakin jauh jarak horisontal ke belakang dari *rack shaft* terhadap sumbu poros roda depan akan semakin besar sudut belok roda dalam yang dihasilkan.

Perubahan posisi *rack shaft* semakin ke atas arah vertikal akan menghasilkan sudut belok roda dalam yang semakin kecil. Variasi 18 menghasilkan sudut belok roda dalam terbesar untuk perpindahan *rack* yang sama dibandingkan dengan variasi lainnya dan variasi 4 menghasilkan sudut belok roda dalam terkecil. Berbeda dengan grafik 4.4 dimana semakin jauh jarak horisontal ke belakang dari *rack shaft* terhadap sumbu poros roda depan maka sudut belok roda luar yang dihasilkan akan semakin kecil. Perubahan posisi *rack shaft* semakin ke atas arah vertikal juga akan semakin memperkecil sudut belok roda luar yang dihasilkan.

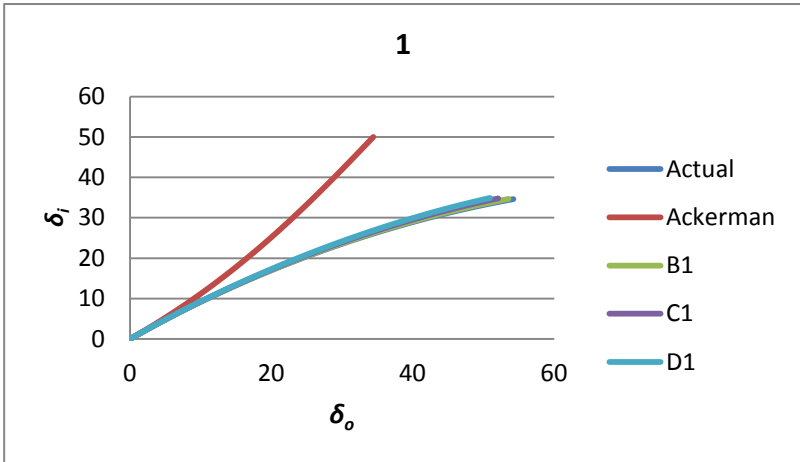
4.4 Pengaruh Pengurangan Panjang *Rack Shaft* Terhadap Perilaku Belok

Upaya lain yang dilakukan guna mendapatkan sistem kemudi yang memiliki perilaku belok mendekati prinsip Ackerman adalah dengan memvariasikan panjang *rack shaft*. Telah diketahui dari pembahasan perilaku belok kendaraan terhadap perubahan posisi *rack shaft* bahwa semakin jauh jarak horisontal ke arah belakang *rack shaft* terhadap poros roda depan maka perilaku belok yang dihasilkan semakin mendekati prinsip Ackerman. Maka variasi panjang *rack shaft* hanya akan dilakukan pada variasi 1, 5, 9, 13, dan 16 yang hasilnya dapat dilihat pada grafik 4.6 sampai 4.10 dan didata pada tabel 4.3.

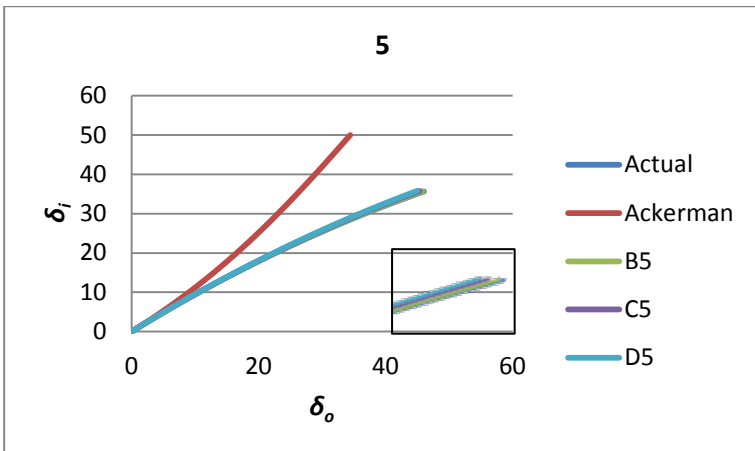
Tabel 4.3 Variasi panjang *rack shaft*

<i>Rack Shaft Length</i>	<i>Prefix</i>	Keterangan
620 mm	-	Dimensi <i>steering</i> acuan
600 mm	B	Dimensi <i>steering</i> yang terpasang
550 mm	C	Dimensi <i>steering</i> variasi
500 mm	D	Dimensi <i>steering</i> variasi

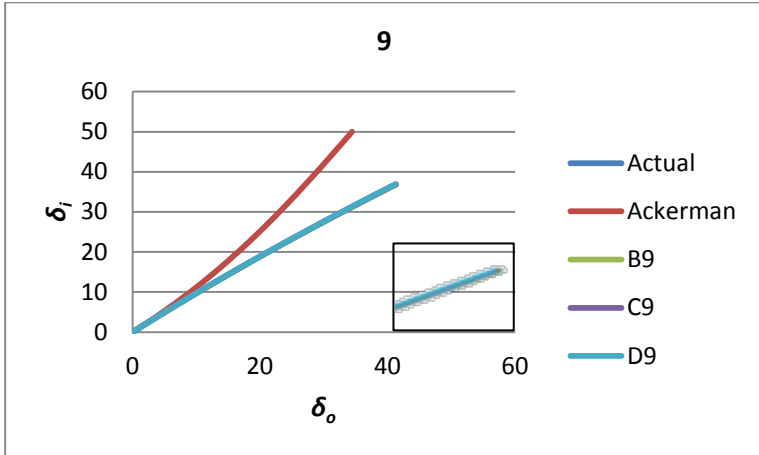
Berikut merupakan hasil dari simulasi yang dilakukan pada variasi 1, 5, 9, 13, dan 16 dengan menambahkan variasi panjang *rack*.



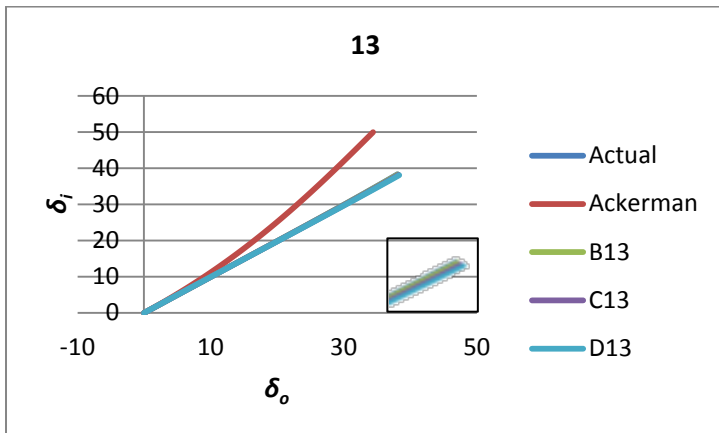
Grafik 4.6 Hasil pengaruh perubahan panjang *rack shaft* pada variasi 1



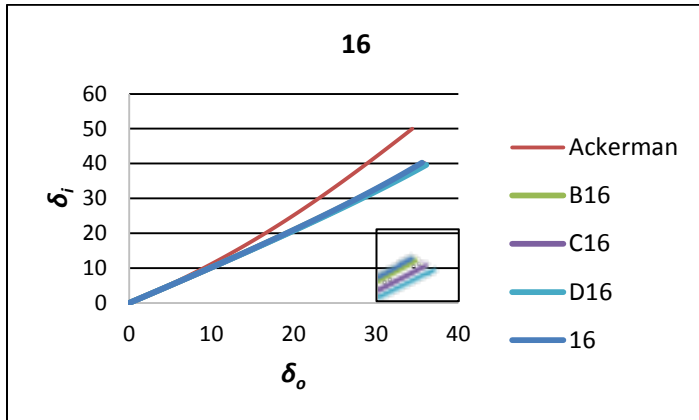
Grafik 4.7 Hasil pengaruh perubahan panjang *rack shaft* pada variasi 5



Grafik 4.8 Hasil pengaruh perubahan panjang *rack shaft* pada variasi 9

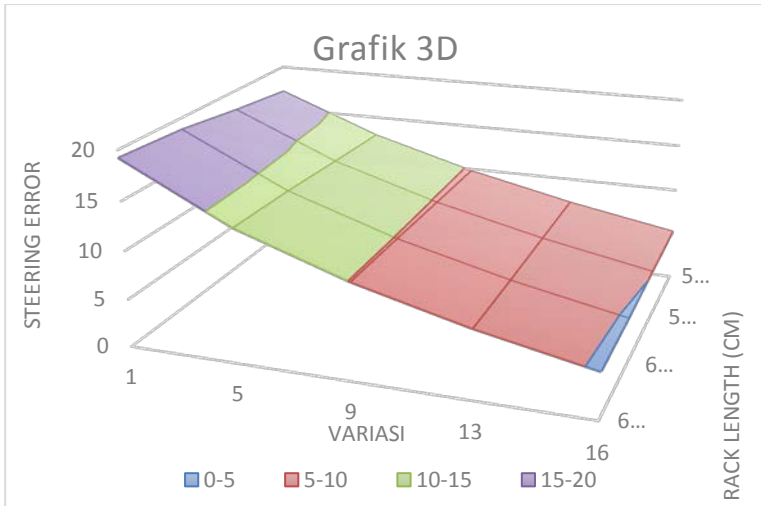


Grafik 4.9 Hasil pengaruh perubahan panjang *rack shaft* pada variasi 13



Grafik 4.10 Hasil pengaruh perubahan panjang *rack shaft* pada variasi 16

Dari pembahasan hasil perubahan posisi *rack shaft* dapat disimpulkan bahwa semakin jauh jarak horisontal ke arah belakang *rack shaft* atau dengan kata lain semakin panjang *tie rod*, perilaku belok yang dihasilkan semakin mendekati prinsip Ackerman. Hipotesa ini masih terbukti pada grafik 4.6 dan 4.7. Hipotesa ini mulai tidak terbukti pada grafik 4.8 dimana semakin panjang *tie rod* yang digunakan tidak memberikan perubahan pada perilaku belok yang dihasilkan. Pada grafik 4.9 dan 4.10 ditemui pola yang berlawanan dengan hipotesa awal dimana didapati dengan pengurangan panjang *rack shaft* justru menghasilkan perilaku belok yang semakin menjauhi prinsip Ackerman.



Grafik 4.11 Hasil perilaku belok terhadap prinsip Ackerman setelah penambahan variasi

Pada grafik 4.11 disajikan hubungan antara pengaruh variasi posisi *rack*, variasi panjang *rack*, dan *steering error*. *Error* yang dimaksud merupakan selisih antara nilai sudut belok roda luar dari simulasi dengan sudut belok roda luar Ackerman untuk nilai sudut belok roda dalam yang sama. Sesuai dengan pembahasan grafik 4.2 dimana semakin jauh jarak horisontal ke arah belakang penempatan *rack* maka akan didapati semakin kecil pula *error*-nya.

Dapat ditarik kesimpulan bahwa pengurangan panjang *rack shaft* akan menghasilkan perilaku belok yang semakin mendekati Ackerman pada variasi posisi *rack shaft* yang masih mendekati poros roda depan, semakin menjauhi poros roda depan sampai pada titik tertentu dimana perubahan panjang *rack shaft* tidak memberikan pengaruh terhadap perilaku belok yang dihasilkan dan semakin menjauh dari titik tersebut akan menghasilkan perilaku kemudi yang semakin menjauhi prinsip Ackerman.

4.5 Perhitungan Gaya

Perhitungan dimulai dari menghitung kebutuhan torsi untuk membelokkan roda pada keadaan kendaraan diam atau yang disebut *Kingpin Torque*. Torsi ini bekerja pada sumbu kingpin untuk memutar roda kanan dan kiri, sehingga pada analisa satu roda nilainya akan dibagi dua. Perhitungan *Kingpin Torque* dilakukan dengan menggunakan persamaan 2.17.

$$T = \frac{1}{2} T_{kingpin} = \frac{1}{2} W_f \mu \sqrt{\frac{B^2}{8} + E^2}$$

Adanya torsi pada sumbu kingpin dan lengan berupa garis tegak lurus dari sumbu kingpin sampai pusat *ball joint* yang terhubung ke *tie rod*, menghasilkan gaya yang bekerja pada *tie rod*. Besarnya gaya yang bekerja adalah torsi dibagi lengan yang memiliki arah gaya dalam koordinat 3 dimensi.

$$F = \frac{T}{r}$$

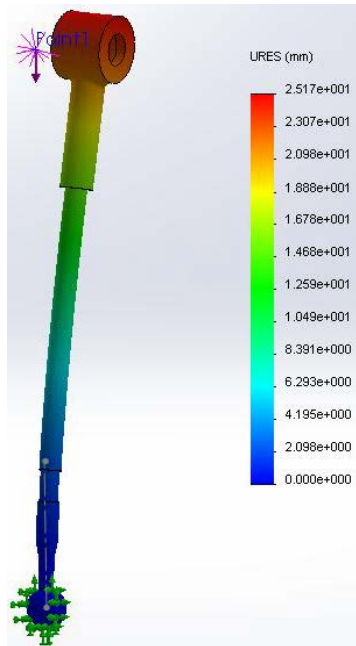
4.6 Analisa Buckling

Komponen sistem kemudi berdasarkan kondisi kerjanya akan sering terkena beban kompresi. Komponen yang mayoritas berbentuk batang-batang silinder langsing akan rawan terjadi *Buckling* sehingga perlu untuk dilakukan pengujian *Buckling*. Pengujian dilakukan pada komponen yang paling rawan terjadi *buckling* yaitu pada *tie rod*. Syarat suatu material dinyatakan aman pada pengujian *Buckling* apabila nilai dari *Load Factor* nya lebih dari atau sama dengan satu, yang berarti gaya kritis yang diperbolehkan lebih besar daripada gaya yang bekerja.

Variasi 16

Simulasi dilakukan dengan memberikan gaya kompresi searah garis sumbu *tie rod* dengan bagian *ball joint* pada posisi

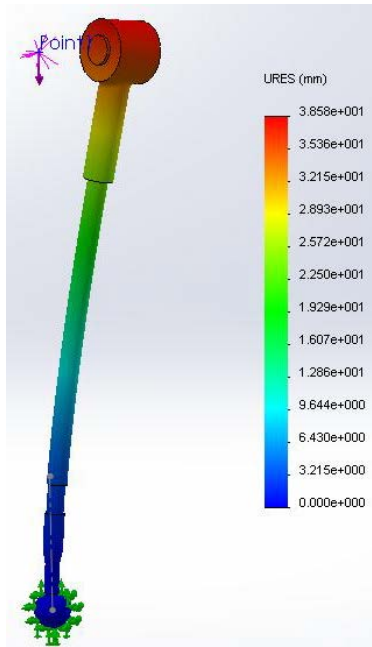
bawah diperlakukan sebagai tumpuan *fix*. Hasil dari simulasi dapat dilihat pada gambar 4.5.



Gambar 4.5 Hasil simulasi *Buckling* pada *tie rod* konfigurasi 16

Variasi 18

Simulasi dilakukan dengan memberikan gaya kompresi searah garis sumbu *tie rod* dengan bagian *ball joint* pada posisi bawah diperlakukan sebagai tumpuan *fix*. Hasil dari simulasi dapat dilihat pada gambar 4.6.



Gambar 4.6 Hasil simulasi *Buckling* pada *tie rod* konfigurasi 18

Pada kedua simulasi dengan menggunakan material *plain carbon steel* dihasilkan nilai *load factor* yang cukup besar, hal ini berarti nilai gaya yang dialami masih jauh lebih kecil dibandingkan gaya kritis yang diijinkan. Maka dari itu disimulasikan lagi dengan menggunakan material *Aluminium* untuk mengurangi faktor *overdesign*.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan

Kesimpulan dari analisa sistem kemudi Mobil Listrik Brajawahana ITS pada tugas akhir kali ini antara lain :

1. Perubahan posisi penempatan *rack shaft* secara horisontal (depan-belakang) memberikan pengaruh terhadap perilaku belok yang dihasilkan. Semakin besar penambahan jarak horisontal ke arah belakang menghasilkan perilaku belok yang semakin mendekati prinsip Ackerman. Semakin besar penambahan jarak horisontal ke arah depan menghasilkan perilaku belok yang semakin menjauhi prinsip Ackerman.
2. Perubahan posisi penempatan *rack shaft* secara vertikal (atas) tidak memberikan perubahan terhadap kesesuaian perilaku belok yang dihasilkan terhadap prinsip Ackerman. Perubahan secara vertikal hanya mempengaruhi *range* sudut belok yang dihasilkan.
3. Semakin jauh jarak horisontal ke belakang dari penempatan *rack shaft* terhadap sumbu poros roda depan akan menghasilkan sudut belok roda dalam yang semakin besar namun sudut belok roda luar akan semakin kecil. Penempatan *rack shaft* yang semakin ke atas arah vertikal akan berpengaruh pada semakin kecilnya sudut belok roda dalam juga luar yang dihasilkan.
4. Konfigurasi 18 merupakan konfigurasi yang paling baik untuk diaplikasikan secara teoritis karena paling mendekati prinsip Ackerman. Konfigurasi 16 merupakan konfigurasi yang paling mungkin diaplikasikan dengan memperhitungkan batasan geometri *chassis* yang tersedia.
5. Baik konfigurasi 16 maupun 18 dengan menggunakan material *Plain Carbon Steel* sama-sama terbukti aman terhadap fenomena *buckling*. Semakin jauh jarak horisontal

rack shaft ke arah belakang akan memperkecil nilai gaya kompresi yang bekerja pada *tie rod*.

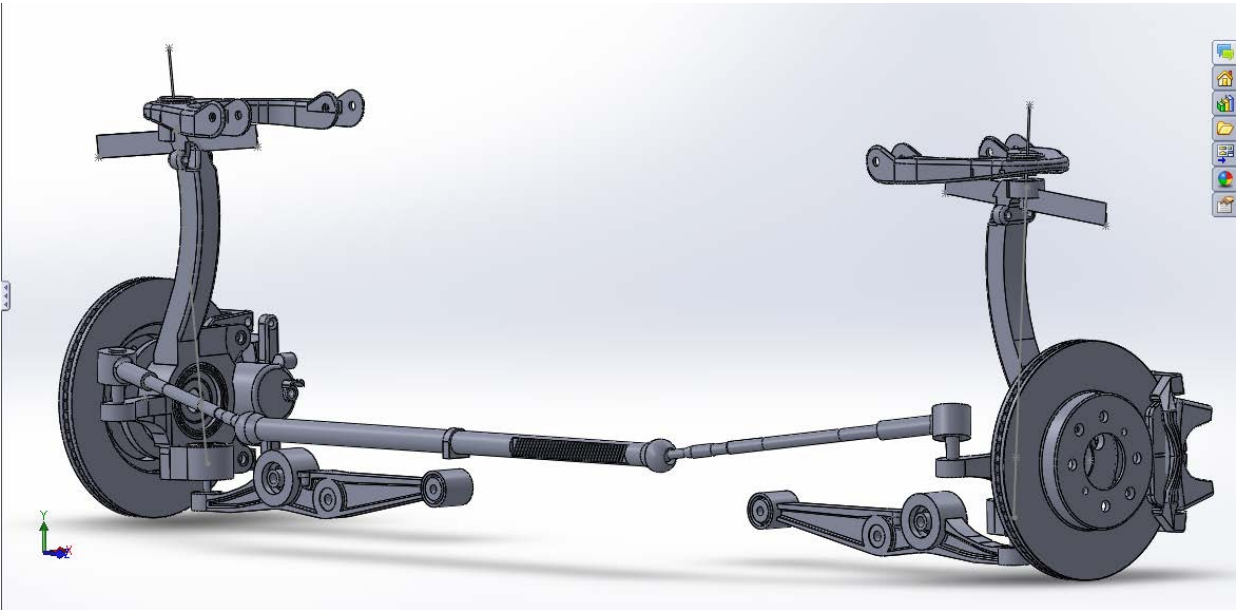
5.2 Saran

Saran yang bisa diajukan setelah pengerjaan tugas akhir kali ini adalah :

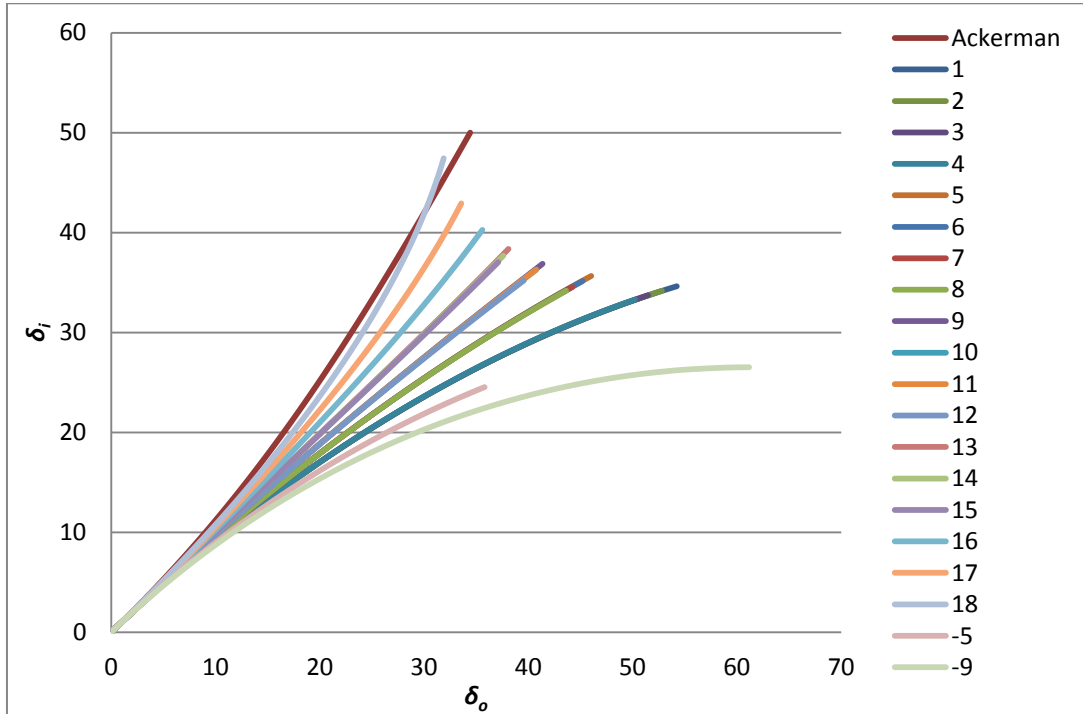
1. Perancangan sistem kemudi sebaiknya dilakukan bersamaan dengan perancangan komponen kendaraan lainnya agar rekomendasi dari perancangan dapat benar-benar diperhitungkan untuk menghasilkan kendaraan yang baik.
2. Perhitungan kebutuhan torsi untuk memutar roda pada keadaan diam yang hanya terpengaruh defleksi statis masih menggunakan pendekatan teoritis dengan menggunakan formula dari referensi yang terbukti berbeda-beda. Akan lebih baik jika dapat dilakukan eksperimen pada keadaan nyata agar meningkatkan akurasi perhitungan.

Daftar Pustaka

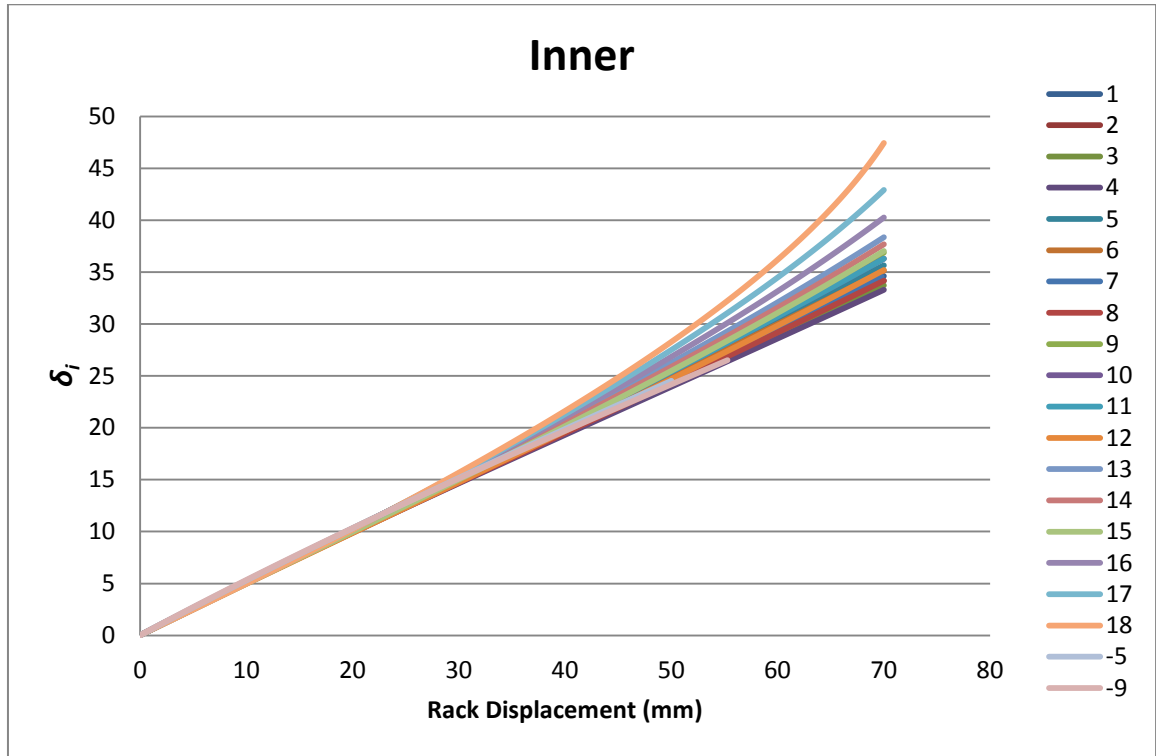
- [1]Jazar, Reza N. 2008. “*Vehicle Dynamics : Theory and Applications*”. New York: Springer.
- [2]Sutrantra, I Nyoman & Bambang Sampurno. 2010. “*Teknologi Otomotif: Edisi Kedua*”. Surabaya: Guna Widya.
- [3]Hanzaki, A. Rahmani. 2008. “*Kinematic and Sensitivity Analysis and Optimization of Planar Rack-and-Pinion Steering LinkageI.*”. Elsevier.
- [4]Wasiwitono, Unggul. 2012. “*Kinematic Analysis of Rack and Pinion Steering System of Rural Multi-purpose Vehicle.*”. Surabaya: ITS.
- [5]Waldron and Kinzel. 2004. “*Kinematics, Dynamics, and Design of Machinery.*” USA: Wiley.
- [6]Danny. 2010. “*Steering Catalog*”. 24 September 2014. <http://dannysrods.com/>
- [7]“*Steering Linkage Kits*”. 24 September 2014. <http://www.p-s-t.com/>
- [8]“*Steering Column on Cars*”. 15 Desember 2014. <http://repairpal.com/>
- [9]EATON. 2011. “*EATON:Char-Lyn. Steering Catalog*”. Dublin: EATON.
- [10]Boresi, Arthur P. 1992. “*Advanced Mechanics of Materials.*” USA: Wiley.
- [11]Crouse, William H. 1990. “*Automotive Mechanics 8th Edition.*” New Delhi: Tata McGraw-Hill.
- [12]Duntemann, John F. 2010. “*AISC: Manual of Steel Constructuin 14th Edition.*” Chicago: AISC.



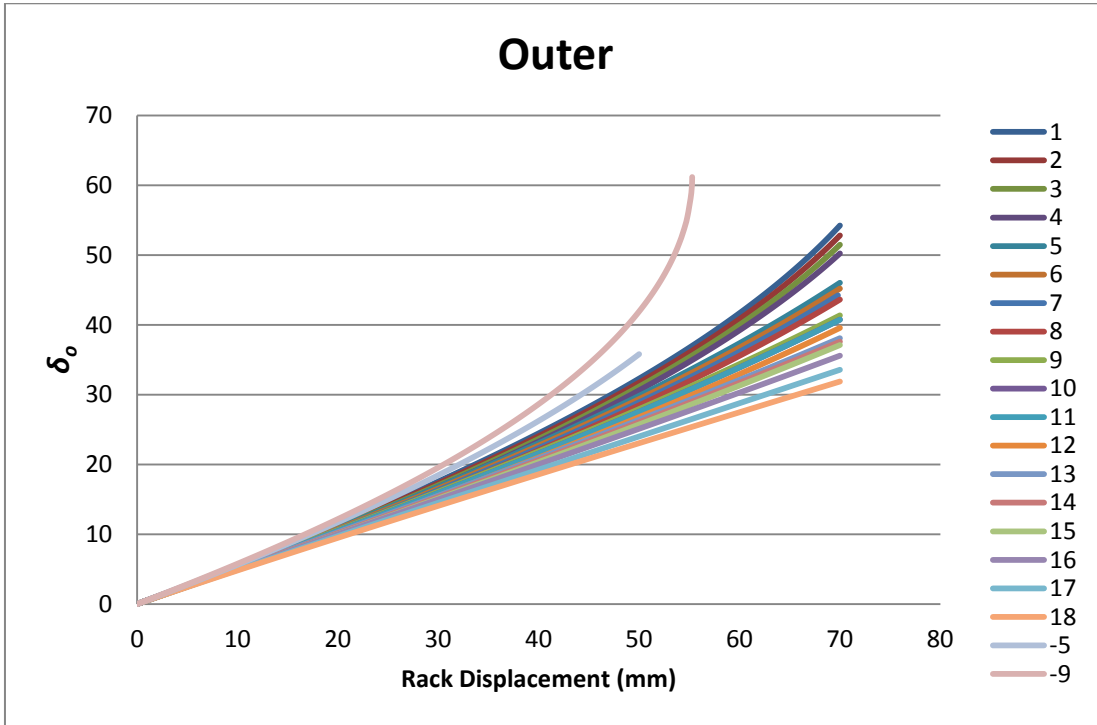
Gambar A.1 Gambar 3D sistem Kemudi



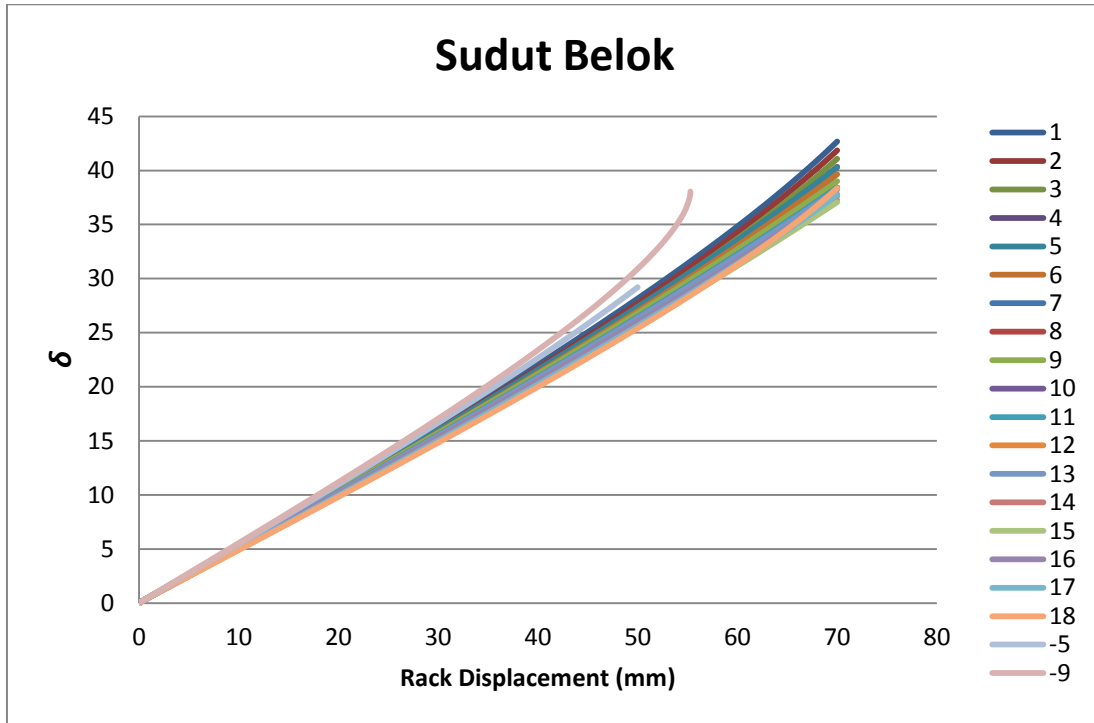
Grafik A.1 Hasil perilaku belok terhadap prinsip Ackerman setelah penambahan variasi



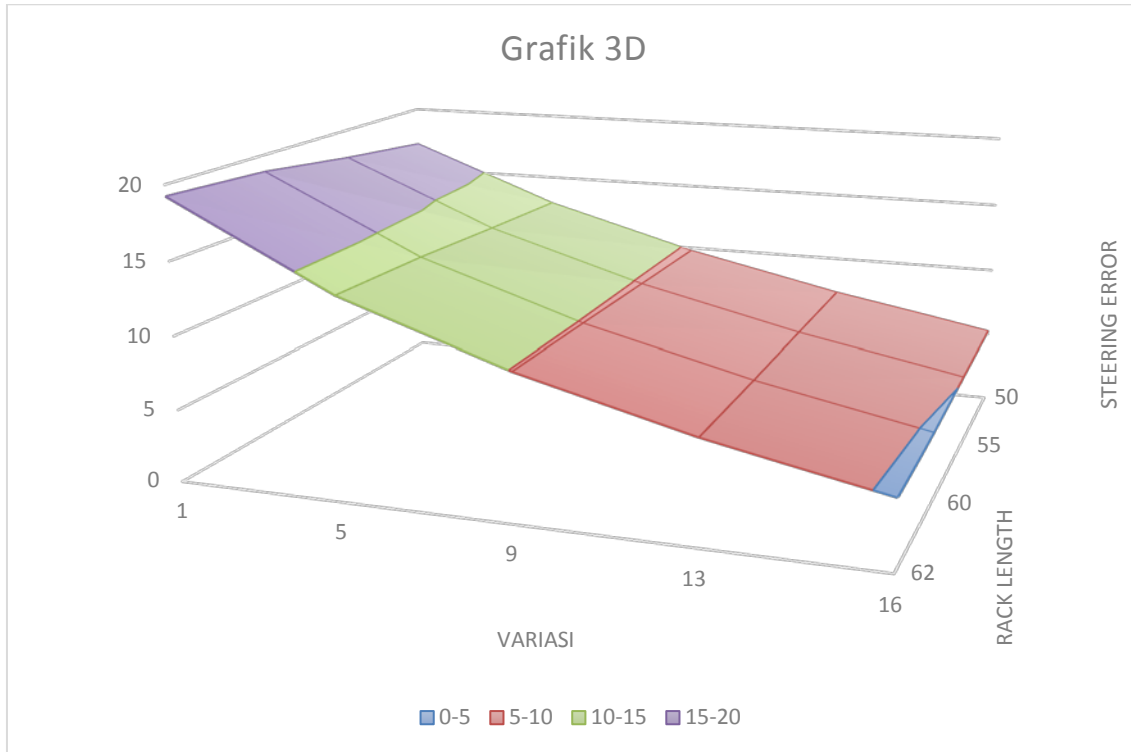
Grafik A.2 Sudut belok roda luar vs. perpindahan rack



Grafik A.3 Sudut belok roda dalam vs. perpindahan rack



Grafik A.4 Sudut belok ekuivalen vs. perpindahan rack



Grafik A.5 Hasil perilaku belok terhadap prinsip Ackerman setelah penambahan variasi

BIODATA PENULIS



Daris Ibnu Fajar anak kedua dari dua bersaudara, lahir di Semarang 5 Juni 1994. Putra dari pasangan Moh. Alif Mojahiddin dan Sumiati, keluarga rantauan dari Malang dan Madura ke Semarang, penulis lahir dan besar di Semarang lalu kuliah di Surabaya. Berlatar pendidikan di SD Hj. Isriati Baiturrahman Semarang (2000-2005), SMP Negeri 3 Semarang (2005-2008), dan SMA Negeri 3 Semarang (2008-2011). Menempuh pendidikan sarjana

Teknik Mesin Institut Teknologi Sepuluh Nopember (ITS) Surabaya.

Penulis semasa kuliah aktif dalam berorganisasi serta berkompetisi dalam lomba karya ilmiah. Aktif pada organisasi jurnalistik DIMENSI, berawal dari *staff* kemudian menjadi Pimpinan Umum serta Kepala Biro Majalah selama tiga masa jabatan (2012-2015). Prestasi yang berhasil dicapai yaitu Juara II *Alternative Energy Competition – Mechanical City* 2013 tingkat Jawa-Bali dan Juara II Lomba Tahunan Rancang Bangun Mesin III BKSTM 2013 tingkat Nasional. Penulis mendapatkan Beasiswa Peningkatan Prestasi Akademik (semester 4), Djarum Beasiswa Plus (semester 5 dan 6), serta *Total E&P Undergraduate Scholarship* (semester 7 dan 8).

Berpegang pada moto hidup “*No Pain, No Gain.*” menjadikan penulis pribadi yang bekerja keras dan pantang menyerah. Penulis sangat terbuka bila terdapat saran, kritik, serta masukan terkait tugas akhir kali ini dan bisa dikirimkan ke alamat *e-mail* daris.fajar@gmail.com