

**SISTEM KEMUDI
PADA KENDARAAN
BERPENGGERAK RODA DEPAN**

TUGAS AKHIR

**Untuk memenuhi sebagian persyaratan
Mencapai derajat sarjana S-I**

**Program Studi Teknik Mesin
Jurusan Teknik Mesin**



Diajukan oleh:

ANTONIUS HERY S.

NIM: 995214041

NIRM: 99005112310120041

**Kepada
FAKULTAS TEKNIK
UNIVERSITAS SANATA DHARMA
YOGYAKARTA**

2006

**CAR STEERING SYSTEM
WITH FRONT WHEEL DRIVE**

FINAL PROJECT

**Presented at Partial Fulfillment of requirements
To Obtain the Technical Engineer Degree
In Mechanical Engineering**



By :

Antonius Hery Sulistya

Student number: 99 5214 041

MECHANICAL ENGINEERING STUDY PROGRAM

MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT

ENGINEERING FACULTY

SANATA DHARMA UNIVERSITY

YOGYAKARTA

2006

TUGAS AKHIR
SISTEM KEMUDI PADA KENDARAAN
BERPENGGERAK RODA DEPAN

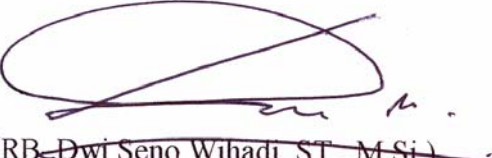
Disusun oleh:

ANTONIUS HERY SULISTYA

NIM: 99 5214 041

Telah disetujui oleh:

Pembimbing I



(RB Dwi Seno Wihadi, ST., M.Si.)

Yogyakarta, 30 Januari 2007

TUGAS AKHIR
SISTEM KEMUDI PADA KENDARAAN
BERPENGGERAK RODA DEPAN

Dipersiapkan dan ditulis oleh:

ANTONIUS HERY SULISTYA

NIM:99 5214 041

Telah dipertahankan dihadapan Dewan Penguji

Pada tanggal 15-Desember-2006

Susunan dewan penguji

Ketu dewan : Wibowo Kusbandono , S.T.,M.T. 

Sekretaris : Doddy Purwadianto, S.T.,M.T. 

Anggota : RB. Dwi Seno Wihadi, S.T., M.Si. 

Tugas akhir ini telah diterima sebagai salah satu persyaratan

Untuk memperoleh gelar Sarjana Teknik

Yogyakarta, januari 2007

Fakultas teknik

Universitas Sanata Dharma

Yogyakarta

Dekan




Ir. Greg. Heliarko, S.J.S.S, B.ST., MA., M.Sc.

PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam tugas akhir ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan disuatu perguruan tinggi dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan oleh orang lain, kecuali secara tertulis diacu dalam naskah ini dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Yogyakarta, Januari 2007

Antonius Hery .S

KATA PENGANTAR

Puji dan syukur penulis panjatkan kepada Tuhan atas segala rahmat dan berkat yang telah dikaruniakan kepada penulis, sehingga dapat menyelesaikan tugas Akhir ini dengan lancar. Penulis menyadari bahwa dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini tidak terlepas dari bantuan berbagai pihak yang telah memberikan banyak saran serta masukan secara moril maupun materiil.

Tugas Akhir ini disusun dan diajukan guna untuk melengkapi persyaratan mencapai gelar Sarjana Teknik pada jurusan Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta. Selain itu para calon sarjana juga dituntut agar sungguh-sungguh mempunyai kualitas yang dapat diandalkan didunia kerja khususnya dibidang teknologi tentang permesinan .

Dalam kesempatan ini penulis dengan segala kerendahan hati menyampaikan rasa terima kasih kepada:

1. Romo Ir. Greg. Heliarko, S.J., SS., B.ST., MA., M.Sc., selaku dekan fakultas teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta
2. Bapak Yosef Agung Cahyanta, S.T., M.T., selaku ketua jurusan Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma
3. Bapak Budi Sugiarto S.T., M.T., selaku dosen pembimbing akademik.
4. Bapak RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si., selaku dosen pembimbing utama tugas akhir
5. Semua dosen Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
6. Pihak perpustakaan universitas Sanata dharma Yogyakarta dan perpustakaan jurusan teknik mesin Universitas Gajah mada Yogyakarta.
7. kedua orang tua tercinta yang telah memberikan bantuan serta dorongan, baik secara materiil maupun spiritual.
8. semua teman-teman (Sigit, Henu, Bambang, yudiana) serta teman-teman Teknik Mesin angkatan “ 99” yang telah memberikan bantuannya dalam penyusunan tugas Akhir ini yang tidak dapat penulis sebutkan satu-persatu.

Penulis menyadari bahwa dalam penyusunan tugas Akhir ini masih sangat jauh dari sempurna serta masih banyak kekurangan-kekurangan, sehingga penulis akan terima semua saran serta kritik yang bersifat membangun dari para pembaca. Semoga Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi penulis sendiri maupun para pembaca pada umumnya.

Yogyakarta

Antonius Hery .S

INTISARI

Kendaraan sedan Toyota starlet tipe SE tahun 1995 adalah kendaraan dengan sistem kemudi jenis rack and pinion tanpa perangkat pendukung power steering dan kemudinya hanya menggunakan system kemudi 2 roda, yaitu roda depan. Kendaraan ini mampu melaju dengan kecepatan maksimal 139,28 km/jam. Cara kerja dari sistem kemudi ini menggunakan roda gigi cacing yang dihubungkan pada gigi rack kemudian diteruskan ke tie rod dan menuju knuckle arm yang berhubungan dengan roda-roda depan.

Komponen utama dari sistem kemudi ini adalah roda kemudi, poros kemudi, roda gigi cacing, roda gigi rack, tie rod, knuckle arm. Perancangan ini bertujuan untuk mempermudah pengemudi dapat mengendalikan laju arah kendaraan pada kecepatan tinggi dan rendah serta pengendalian kendaraan ringan karena respon pengemudian yang konstan, juga dapat dikendalikan pada jalan dengan kondisi menanjak dan menurun (30^0). Kapasitas maksimal kendaraan dapat mengangkut 5 penumpang dengan laju belok pada sudut roda depan 45^0 batas kecepatan maksimal kendaraan adalah 15,5 km pada roda depan dan 11,85km untuk roda belakang pada jalan datar. Sedangkan pada jalan miring kecepatan belok maksimumnya sebesar 29,5km pada roda depan dan 28km pada roda belakang, dengan radius beloknya sebesar 2,93 m.

Setelah melalui proses perhitungan seperti: radius belok nyata, gaya centrifugal, gaya normal pada keempat roda, besarnya gaya gesek ban terhadap jalan pada saat berbelok, kecepatan maksimal belok kendaraan pada tiap-tiap sudut belok roda depan pada kondisi jalan datar dan jalan miring (30^0), beban normal roda depan pada kondisi kosong dan kondisi penuh penumpang juga pada roda belakang, momen puntir pada sistem kemudi, besarnya gaya yang diperlukan untuk memutar roda kemudi dengan satu tangan dan dua tangan.

ABSTRACT

The vehicle of 1995 SE-typed sedan Toyota starlet was the one with the rack-typed of steering and the pinion without supporting device of power steering wheel just used the steering wheel system of 2 wheels, namely the front wheels. This vehicle was able to run fast by maximum was 1239,28 km/hours. The working way of this steering wheel system used the worm gear connected to the rack gear then it was continued to the tie rod and went in the direction of knuckle arm which was connected to the front wheels.

The main component of the steering wheel system was wheels, shaft, worm gear, rack gear, tie rod, and knuckle arm. This design was aimed to enable the drive be able to control the running fast of vehicle on the high and low speed and the control of light vehicle because of constant drive's response, also to be controlled on the road with the slope and down upward (30^0) condition. The maximum capacity of vehicle could take 5 passengers with the running fast to turn on 45^0 front wheel angel, the limited maximum speed of vehicle was 15,5 km on the front wheels and 11,85 km on back ones on the flat road. While on the slope upward road, the maximum speed of turn was 29,5 km on the front wheels and 28 km on the back ones, by its turning radius was 2,93 m.

After through the counting process such as the radius of real turn, centrifugal force, normal on the four wheels, the number of rub force on wheel towards the road in the time of turning, the turning maximum speed of vehicle on the each of turned angel on the front wheels in the empty and full condition of passengers was also on the back wheels, the rotating moment on the steering wheels system, numbers of force needed to rotate steering wheel with one and two hands.

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	iii
PERNYATAAN	v
KATA PENGANTAR	vi
INTISARI	viii
<i>ABSTRACT</i>	ix
DAFTAR ISI	x
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xii
DAFTAR LAMBANG NOTASI	xiii
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1. latar belakang	1
1.2. Tujuan penulisan	1
1.3. Pembatasan masalah	2
1.4. Metode perolehan data	2
BAB II TEORI PERENCANAAN	3
2.1. Tinjauan umum	3
2.2. Macam-macam system kemudi yang digunakan	4
2.3. <i>Tipe rack and pinion</i>	6
2.4. <i>Tipe recalculating ball</i>	8
2.5. <i>Steering linkage</i>	12
2.6. Faktor-faktor yang perlu dipertimbangkan dalam perhitungan steering	22

2.7. Spesifikasi kendaraan	24
BAB III DINAMIKA KENDARAAN	25
3.1. Karakteristik kendaraan	26
d. Angka transmisi	33
e. Gaya traksi	35
f. Faktor dinamis	38
g. Percepatan	39
h. Hambatan gerak kendaraan	41
i . Kecepatan maksimal kendaraan	43
BAB IV SISTEM KEMUDI	46
4.1. Analisa skid pada jalan datar	47
4.1.1. Menentukan tinggi titik pusat gravitasi	51
4.1.2. Tekanan udara penyebab gaya angkat	54
4.2. Kecepatan belok maksimum kendaraan	56
4.3. Analisa guling pada jalan datar	57
4.3.1. Kecepatan belok maksimum kendaraan	61
4.4. Analisa skid pada jalan miring	62
4.4.1. Kecepatan belok maksimum kendaraan	65
4.5. Analisa guling pada jalan miring	66
4.5.1. Kecepatan belok maksimum kendaraan	69
4.6. Perhitungan kemudi	70
4.6.1. Menghitung beban normal	70
4.6.2. Menentukan keliling roda	72
4.7. Sistem kemudi	73
4.7.1. Menghitung sudut belokan roda	73

4.7.2. Menghitung radius putar kendaraan	75
4.7.3. menghitung momen pada sistem kemudi	76
4.7.4. Gerak nyata kendaraan pada saat belok	78
BAB V PERAWATAN	88
BAB VI PENUTUP	93
6.1. Kesimpulan	93
6.2. Saran-saran	102
DAFTAR PUSTAKA	103
LAMPIRAN	104

DAFTAR GAMBAR

	Halaman
Gambar 1. Konstruksi tipe rack and pinion	6
Gambar 2. Relationship between steering angle & effort	8
Gambar 3. Tipe recalculating ball	9
Gambar 4. Preload pada sector shaft dan ball nut	10
Gambar 5. Constant gear ratio tipe	11
Gambar 6. Variable gear ratio tipe	12
Gambar 7. Constant vs variable gear ratio	12
Gambar 8. Steering linkage	13
Gambar 9. Steering linkage untuk suspensi model bebas	14
Gambar 10. Steering linkage untuk rigid axle suspension	14
Gambar 11. Pitman arm	15
Gambar 12. Relay rod	15
Gambar 13. Tie Rod	16
Gambar 14. Tie Rod End	16
Gambar 15. Tie Rod dengan menggunakan Spring	17
Gambar 16. Knuckle Arm	17
Gambar 17. Steering Knuckle	18
Gambar 18. Kendaraan tipe FR	18
Gambar 19. Kendaraan tipe FF/FR tipe vehicle	19
Gambar 20. Kendaraan dengan king pin tipe 4WD vehicle	19

Gambar 21.	Idle Arm tipe slidding bearing dan tipe torsional bushing.....	20
Gambar 22.	Drag Link.....	21
Gambar 23.	Steering Dumper.....	21
Gambar 24.	Perubahan pada roda ketika dikenai gaya samping.....	26
Gambar 25.	Reaksi kendaraan pada jalan mendaki.....	29
Gambar 26.	Hambatan gulung yang terjadi pada ban.....	31
Gambar 27.	gaya-gaya yang terjadi pada saat kendaraan belok.....	46
Gambar 28.	Gaya dan momen pada kendaraan belok.....	48
Gambar 29.	Penimbangan roda depan dan belakang diangkat.....	52
Gambar 30.	Distribusi tekanan penyebab gaya angkat.....	54
Gambar 31.	Gaya dan momen pada kendaraan belok pada jalan miring...	62
Gambar 32.	Kemudi yang dibelokkan.....	74
Gambar 33.	Gerak bebas pada roda kemudi.....	90

DAFTAR TABEL

	halaman
Tabel 1.	Spesifikasi Toyota Starlet.....24
Tabel 2.	Angka Transmisi.....34
Tabel 3.	Gaya Traksi dan Torsi Traksi36
Tabel 4.	Faktor Dinamsi.....39
Tabel 5.	Kecepatan maksimum kendaraan supaya tidak terjadi skid pada tiap-tiap sudut belok pada jalan datar.....80
Tabel 6.	Kecepatan maksimum kendaraan supaya tidak terguling pada tiap-tiap sudut belok pada jalan datar.....82
Tabel 7.	Kecepatan maksimum kendaraan supaya tidak terjadi skid pada tiap-tiap sudut belok pada jalan miring.....85
Tabel 8.	Kecepatan maksimum kendaraan supaya tidak terguling pada tiap-tiap sudut belok pada jalan miring87
Tabel 9.	Hambatan guling102
Tabel 10.	Koefisien hambatan udara102
Tabel 11.	Efisiensi transmisi.....103

DAFTAR NOTASI DAN LAMBANG

P_g	= Hambatan tanjakan
P_r	= Hambatan gulung
P_{air}	= Hambatan udara
i	= Angka transmisi
V	= Kecepatan kendaraan
A	= Luas penampang kendaraan
i_t	= Perbandingan gigi total
P_t	= Gaya traksi
T_e	= Torsi yang Dihasilkan Engine
T_t	= Torsi Traksi
D	= Faktor Dinamis
W	= Beban Kendaraan
a	= Percepatan Kendaraan
F_R	= Gaya Hambatan pada Kendaraan
P_I	= Hambatan Inersia
v_m	= Kecepatan Maksimal Kendaraan
w_m	= Putaran Roda Maksimal
R_n	= Radius belok nyata kendaraan
F_c	= Gaya sentrifugal kendaraan
F_s	= Gaya serang angin kendaraan
W	= Berat total kendaraan
a	= Jarak titik pusat gravitasi ke gandar depan
b	= Jarak titik pusat gravitasi ke gandar belakang

A_f	= Luas frontal kendaraan]
F_{cf}	= Gaya kesamping pada roda depan kendaraan
F_{cr}	= Gaya kesamping pada roda belakang kendaraan
F_{zf}	= gaya gesek ban depan terhadap jalan
F_{zr}	= Gaya gesek ban belakang terhdap jalan
F_l	= Gaya angkat angin kendaraan
L	= Jarak antara gandar depan dan belakang
h_c	= Tinggi titik pusat gravitasi
W_{f0}	= Berat kosong kendaraan bagian depan
W_{r0}	= berat kosong kendaraan bagian belakang
F_d	= Gaya hambat udara(drag) kendaraan
M_p	= momen angguk(pitching) kendaran
C_p	= pergeseran titik pusat gravitasi terhadap kendaraan
V_{fs}	= Kecepatan belok maksimal kendaraan agar tidak terjadi skid pada roda depan
V_{fr}	= kecepatan belok maksimal kendaraan agar tidak terjadi skid Pada roda belakang
V_{fg}	= Kecepatan belok max agar satu roda depan tidak terangkat
V_{rg}	= Kecepatan belok max agar satu roda belakang tidak terangkat
F_z	= Gaya normal kendaraan
g	= Gaya gravitasi
t_f	= Jarak pijak roda depan
t_r	= Jarak pijak roda belakang
M_{Ra}	= Momen guling(rolling) aerodinamik
β_a	= Sudut serang angin kendaraan

θ	= Sudut kemiringan jalan
W_f	= Beban normal pada roda depan
W_r	= Beban normal pada roda belakang
K_r	= Keliling roda
P_r	= Putaran roda per detik
T_r	= Putaran roda per menit
D_s	= Radius putar kendaraan
T_k	= Momen puntir pada sumbu king pin
T_h	= Momen puntir pada roda kemudi

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Perkembangan teknologi yang semakin meluas dan banyak pada otomotif dengan berbagai macamnya. Salah satunya adalah perkembangan system steering yang telah digunakan pada awal pembuatan mobil, yang memang sangat penting fungsinya sebagai pengedali arah kendaraan pada saat berjalan dengan kecepatan rendah maupun kecepatan tinggi. Pembelokan arah mobil dilakukan oleh roda depan yang mengacu dari roda kemudi dan pengemudinya, sehingga roda depan akan berbelok kekanan atau ke kiri menurut arah putaran steer kemudi.

Oleh karena pentingnya system steering dalam berbagai jenis kendaraan bermotor, maka system steering perlu dirancang untuk dapat mengendalikan kendaraan dengan cepat dan dapat melakukan pergeseran arah roda depan sesuai dengan keinginan pengemudinya sehingga sipengemudi dapat mengemudikan kendaraannya dengan nyaman dan aman. Dan dalam tugas akhir ini penulis hanya mengangkat tema tentang “SISTEM STEERING BERPENGERAK RODA DEPAN PADA TOYOTA STARLET”. Steering merupakan salah satu komponen yang sangat penting dalam kendaraan dan menarik untuk dipelajari.

1.2. Tujuan penulisan

Adapun tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

- Merekalkulasi(menghitung ulang) system steering kendaraan sedan tipe starlet tahun 1995.

1.3. Pembatasan masalah

dalam penulisan ini yang dijadikan sebagai obyek adalah **SISTEM STEERING KENDARAAN SEDAN TIPE STARLET TAHUN 1995** yang diproduksi oleh **TOYOTA**. Untuk ini penulis membatasi pokok permasalahan hanya sampai pada prinsip kerja dan perhitungan-perhitungan ulang yang berkaitan dengan **SISTEM STEERING KENDARAAN SEDAN TIPE STARLET 1.3 SE. TAHUN 1995**.

1.4. Metode Perolehan Data

Dalam penulisan tugas akhir ini, data-data diperoleh dari:

1. Pengamatan langsung yaitu, pengamatan pada bagian-bagian dan ukuran-ukuran yang ada pada sistem steering kendaraan Toyota starlet.
2. Manual book Toyota starlet yang penulis jadikan obyek dan buku-buku literature yang mendukung dalam penulisan tugas akhir ini.

BAB II

TEORI PERENCANAAN

1.1. Tinjauan Umum

Sistem steering dirancang untuk melakukan pembelokan arah kendaraan pada saat berjalan atau melaju pada kecepatan rendah, sedang ataupun kencang pada kondisi jalan rata, menanjak dan menurun. Sehingga secara lebih mendetail system steering digunakan untuk mengendalikan arah gerakan kendaraan saat berjalan.

Tujuan dan maksud dari penggunaan sistem steering adalah untuk mengendalikan arah kendaraan pada saat bergerak. Roda pengendali(depan) tidak akan bergerak bila tidak dihubungkan dengan pemindah daya, sehingga kendaraan akan tetap bergerak lurus atau tidak terkendali. Suatu mesin mengubah energi panas(pembakaran) menjadi energi kinetic(energi gerak) untuk menggerakkan atau menjalankan kendaraan, sedangkan pada steering disebabkan gaya putar(rotary) diubah menjadi gaya geser(aksial). Steering bekerja disebabkan adanya gaya putar pada roda kemudi(steering wheel) yang diteruskan oleh batang propeller(steering main shaft lower) kemudian diteruskan ke roda gigi kemudi(steering gear) yang diteruskan menuju poros utama menuju tie rod end yang diteruskan ke steering knuckle arm yang berhubungan dengan roda depan.

Konfigurasi sistem kemudi tergantung pada design kendaraan(system pemindah tenaga dan suspensi yang digunakan apakah kendaraan penumpang atau komersil dan lain-lain) antara lain:

Persyaratan sistem kemudi

Sistem kemudi bekerja bersama-sama dengan sistem suspensi, memegang penting untuk memperoleh kemudahan dan kenyamanan dalam mengemudi di segala tingkat kecepatan, dari kecepatan rendah sampai kecepatan tinggi. Sistem pemindah tenaga memindahkan tenaga dari mesin ke roda-roda penggerak untuk menggerakkan kendaraan maju, sistem kemudi mengatur arah jalannya kendaraan sesuai yang diinginkan, dan sistem rem berfungsi untuk memperlambat dan menghentikan kendaraan secara stabil.

1. kelincahannya baik

Bila kendaraan membelok tajam, jalan berbelok-belok, maka system kemudi harus dapat memutar roda-roda depan dengan tajam tetapi mudah dan lembut.

2. Usaha pengemudian yang baik

Bila tidak di cegah, usaha pengemudian akan menjadi lebih besar bila kendaraan berhenti dan akan semakin menurun jika kecepatan kendaraan ditambah. Oleh karena itu, dengan maksud untuk memperoleh pengemudian yang lebih mudah dan rasa yang lebih baik dengan kondisi jalan, pengemudian harus dibuat lebih ringan pada kecepatan rendah dan lebih rendah pada kecepatan tinggi.

3. Recovery (pengembalian) yang halus

Pada saat kendaraan membelok, pengemudi harus memegang roda kemudi dengan baik. Setelah membelok kemudian roda-roda akan

kembali ke posisi lurus, dan ini harus bekerja dengan lembut dan pengemudi dengan rileks memutar roda kemudi.

4. Pemindahan kejutan dari permukaan jalan harus semenimal mungkin

Kehilangan control pada roda kemudi dan pemindahan kejutan di sebabkan permukaan jalan, harus tidak terjadi.

1.2. Macam-Macam Sistem Kemudi Yang Digunakan

Jenis system kemudi yang digunakan pada kebanyakan mobil dapat digolongkan menjadi beberapa jenis menurut penggunaannya, namun yang paling umum digunakan pada kendaraan-kendaraan adalah 2 jenis, yaitu:

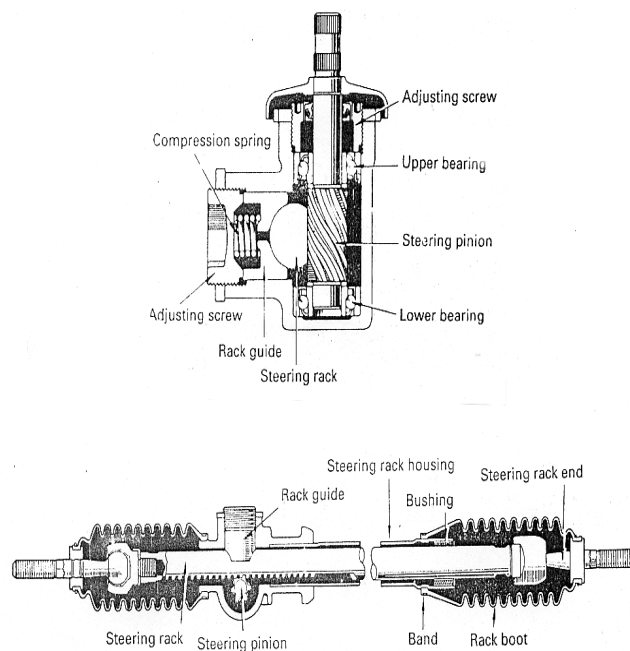
1. *Tipe rack and pinion*, yang pada umumnya digunakan untuk kendaraan yang berukuran kecil sampai sedang, mobil-mobil penumpang dan kendaraan-kendaraan komersial.
2. *Tipe recirculating ball*, yang pada umumnya digunakan untuk kendaraan yang berukuran sedang, mobil-mobil penumpang besar dan kendaraan-kendaraan komersial.

Pada sistem kemudi, roda-roda gigi pada rakitan gigi kemudi (Steering gear assembly) tidak hanya menggerakkan roda-roda depan tetapi juga berfungsi sebagai reduksi gigi (reduction gear), memperkecil beban pemutaran roda kemudi dengan jalan memperbesar momen yang dihasilkan. Perbandingan gigi kemudi yang biasanya berkisar antara 18 sampai 20. Semakin besar perbandingannya maka beban pengemudi yang diperlukan semakin kecil, tetapi pada saat berbelok diperlukan putaran roda kemudi yang lebih besar.

2.3. Tipe Rack And Pinion

1. Konstruksi

Untuk tipe ini steering pinion pada bagian ujung bawah poros utama kemudi (steering main shaft) bersinggungan dengan steering rack. Bila roda kemudi diputar maka steering pinion akan berputar menggerakkan steering rack ke kiri atau ke kanan. Gerakan steering rack diteruskan ke knuckle arm melalui ujung-ujung rack dan ujung tie rod. Konstruksi tersebut dapat dilihat pada gambar 1. dibawah ini.



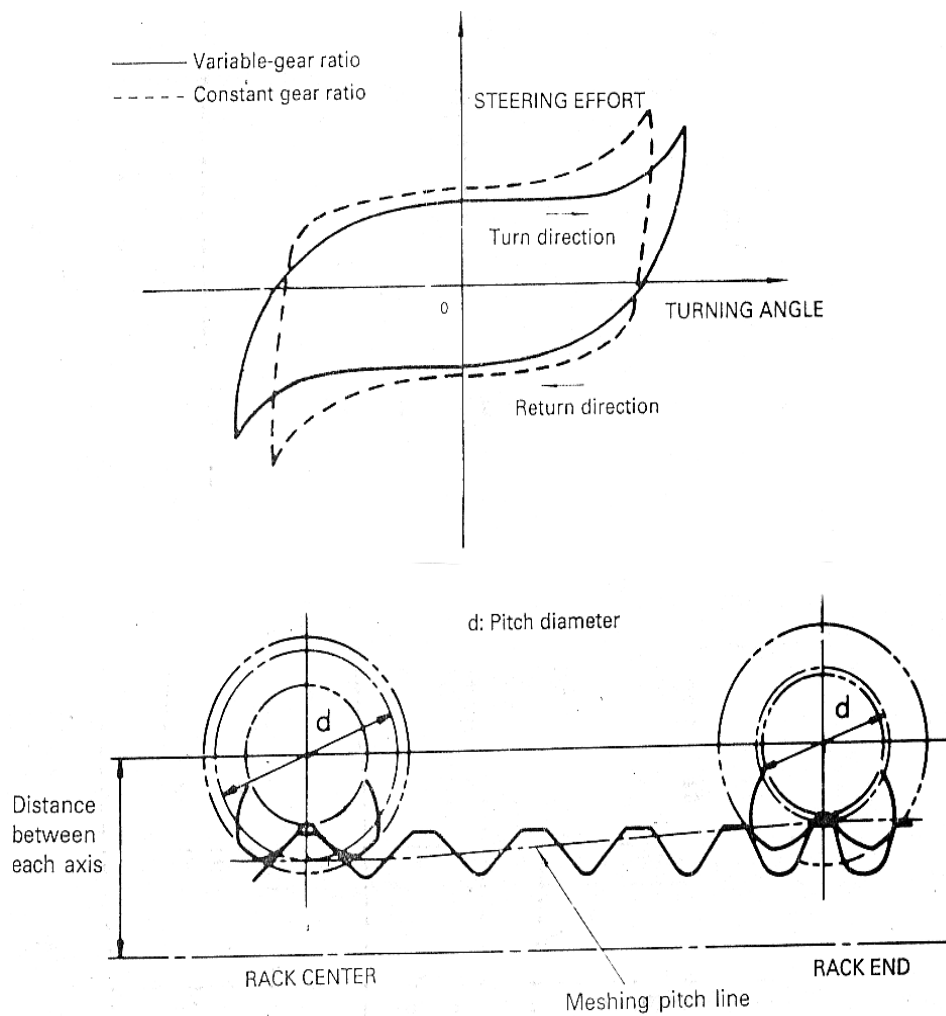
**Gambar 1. konstruksi tipe Rack and Pinion
(Training Manual TOYOTA, Step 2)**

Sedangkan untuk roda gigi kemudi tipe rack and pinion mempunyai keuntungan sebagai berikut:

1. Konstruksinya kompak, sederhana dan ringan. Karena gear box yang berukuran kecil dan racknya sendiri bekerja sebagai steering linkage, relay rod seperti yang digunakan pada tipe recirculating ball tidak diperlukan.
2. Persinggungan gigi langsung, sehingga respon pengemudian sangat tajam.
3. Tahanan gesernya kecil, sehingga pemindahan momennya lebih baik dan kemudi menjadi sangat ringan.
4. Rakitan steering gear tertutup rapat sehingga tidak memerlukan perawatan.

2. Variable Steering Gear Ratio

Pitch(jarak antar gigi-gigi) pada rack semakin keujung pinion semakin kecil dan kedalaman(meshing pitch) dimana gigi-gigi pinion berkaitan dengan gigi-gigi rack mengecil, oleh karena itu diameter pitch efektif "d" dari pinion semakin kecil semakin pinion mendekati ujung-ujung rack. Ini berarti, pada jumlah putaran roda kemudi yang sama, gerakan rack didekat ujung rack akan lebih kecil dibandingkan bagian tengah. Akibatnya berlawanan dengan tipe constant ratio, dimana usaha pengemudian biasanya semakin besar pada waktu roda kemudi diputar, pada tipe variable ratio usaha pengemudian hanya berbeda sedikit sehingga memungkinkan pengemudian dengan usaha yang kecil.



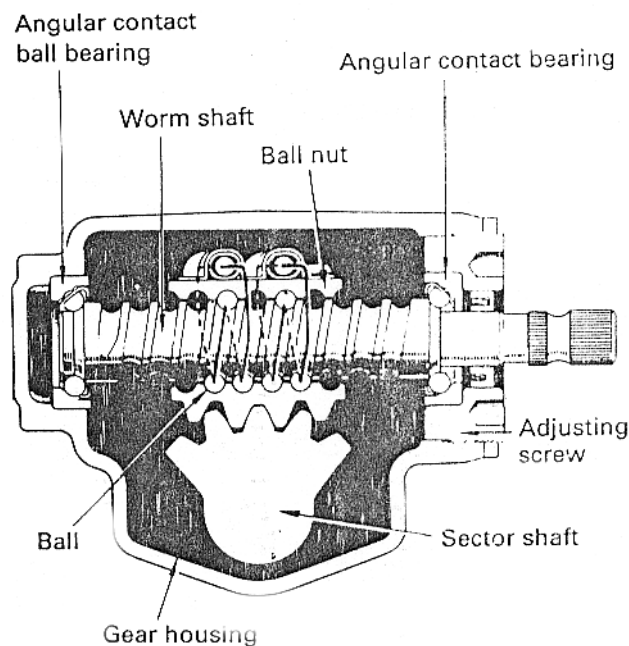
**Gambar 2. Relationship Between Steering Angle & Steering Effort
(Training Manual TOYOTA, Step 2)**

2.4. Tipe Recirculating-Ball

1. Konstruksi

Pada konstruksi ini kedua ujung steering worm ditopang oleh bantalan-bantalan. Ball nut “berjalan” pada worm dengan dilandasi oleh peluru-peluru di dalam alur spiral dari worm di dalam mur(nut). Peluru-peluru berputar di dalam alur, dan tersebut dirancang dengan bentuk seperti terlihat pada gambar 3 dengan tujuan supaya peluru-peluru dapat bersirkulasi terus-menerus di dalamnya.

Sector shaft dipasang pada gear housing melalui bantalan-bantalan needle roller. Pada saat steering worm diputar, bagian sector shaft bersinggungan dengan gigi pada ball nut dan ball nut berjalan disepanjang worm. Gerakan ini menyebabkan sector shaft berputar dan menggerakkan pitman arm.



Gambar 3. Tipe Recirculating Ball

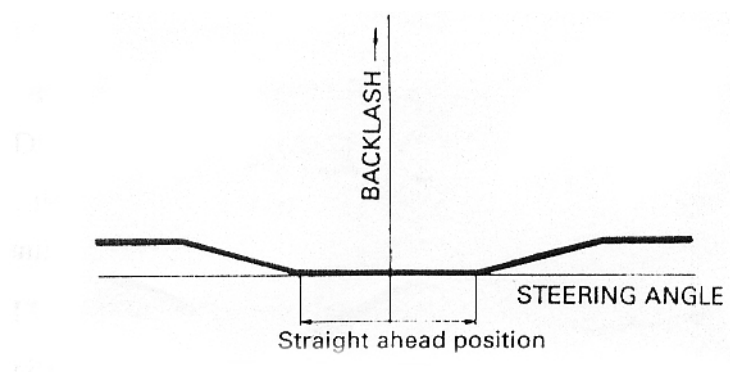
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

Kemudi tipe recirculating ball keistimewaannya mempunyai tahanan geser yang kecil karena gesekan antara worm dengan sector tidak terjadi secara langsung tetapi melalui peluru-peluru. Konstruksi kemudi tipe recirculating ball memberikan preload pada sector shaft dan ball nut masing-masing $\pm 5^{\circ}$ ke kiri dan ke kanan (pada sudut putaran sector shaft bila kemudi pada posisi lurus).

Tujuan dari preload ini adalah untuk memperoleh berat beban pada roda kemudi pada posisi lurus agar pengemudian menjadi stabil dan untuk memperbaiki respon kemudi dengan membatasi back flash antara sector shaft dengan ball nut.

Total preload dan kebebasan kemudi (steering free play) pada gigi kemudi harus selalu diperiksa pada posisi lurus (posisi dimana ball nut dan sector shaft gear bersinggungan ditengah).

Penyetelan diluar posisi tengah akan mengakibatkan preload yang berlebihan dan mengakibatkan kemudi menjadi berat serta bagian-bagian pada roda gigi menjadi cepat aus.



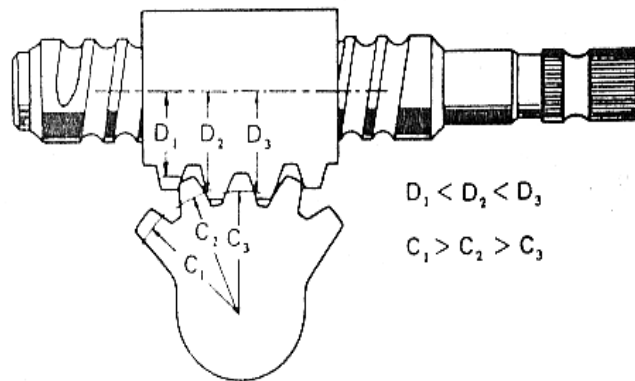
**Gambar 4. Preload Pada sector Shaft Dan Ball Nut
(Training Manual TOYOTA, Step 2)**

2. Variable Steering Ratio

Yang diperkirakan untuk memperingan beban pengemudian pada saat kendaraan berjalan lambat atau diparkir dapat dilakukan dengan memperbesar perbandingan gigi kemudi (steering gear ratio). Akan tetapi ini juga akan mengurangi respon kemudi. Pada akhirnya digunakanlah steering gear yang mempunyai variable gear ratio, inilah jenis yang paling banyak digunakan pada kendaraan dengan kemudi manual. (Constant gear ratio type biasanya digunakan pada kendaraan yang menggunakan power-assisted steering).

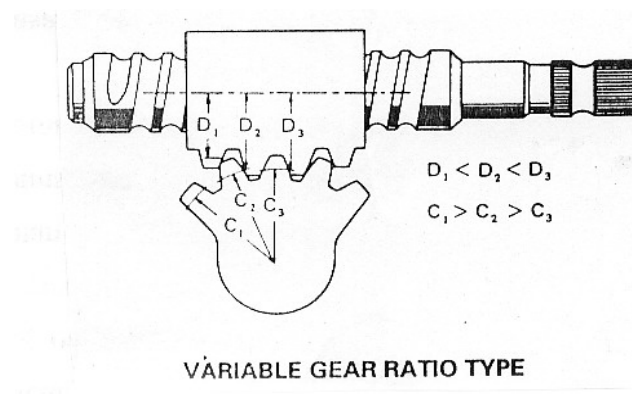
Konfigurasi constant steering gear sedemikian rupa dengan diameter pitch (C_1 , C_2 , C_3) pada gigi sector sama dan jarak pitch (D_1 , D_2 , D_3) dari gigi pada ball nut juga

sama. Oleh karena itu, perbandingan gigi(gear ratio) dari masing-masing gigi tetap pada segala sudut putar sector shaft karena ratio C_1/D_2 selalu sama dengan C_2/D_3 .

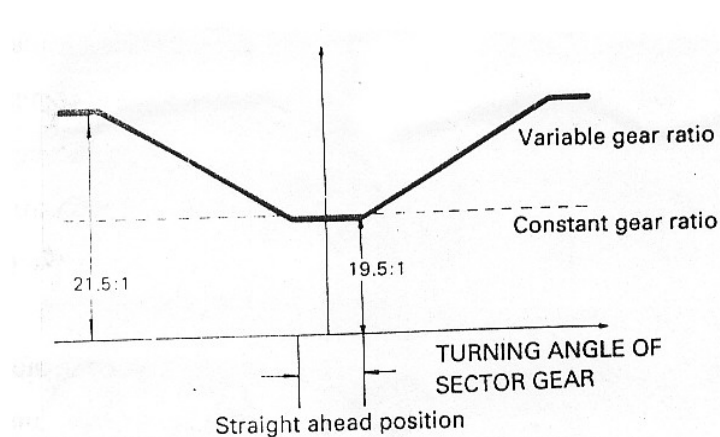


Gambar 5. Constant Gear Ratio type
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

Sebaliknya roda gigi tipe perbandingan gigi variable(variable gear ratio steering gear) dirancang sedemikian rupa diameter pitch dari gigi-gigi sector shaft semakin ketengah semakin besar($C_1 > C_2 > C_3$) sedangkan jarak pitch dari gigi-gigi pada ball nut semakin ketengah semakin besar($D_1 < D_2 < D_3$). Oleh karena itu, pada saat roda kemudi(demikian juga steering worm) diputar ke kiri atau ke kanan, maka perbandingan gigi kemudi semakin besar, mengakibatkan input dari putaran roda kemudi harus ditambah sehingga C_1/D_1 menjadi lebih besar dari C_3/D_3 .



Gambar 6. Variable Gear Ratio type
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

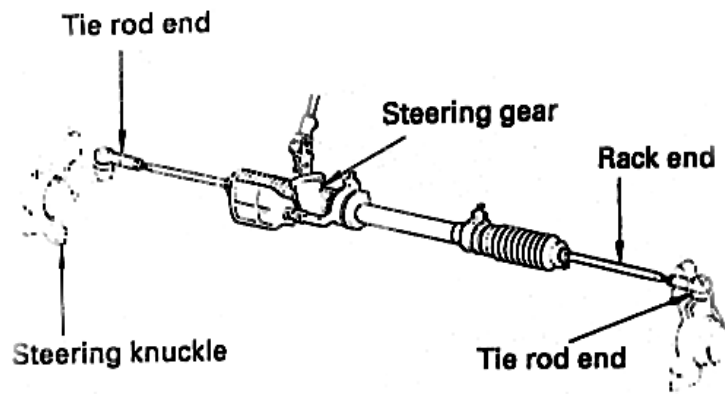


Gambar 7. Constant vs. Variable Gear Ratio
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

2.4. Steering linkage

Steering linkage adalah kombinasi antara batang-batang(rod) dan lengan-lengan(arm) yang meneruskan gerakan steering gear ke roda depan kiri dan kanan. Steering linkage harus dapat dengan tepat meneruskan gerakan roda kemudi ke roda-roda depan pada saat bergerak naik turun dan pada saat kendaraan berjalan. Ada macam-macam susunan linkage dan konstruksi sambungan-sambungan

yang dirancang untuk tujuan tersebut. Ketepatan konstruksi sangat berpengaruh terhadap kestabilan pengemudian.

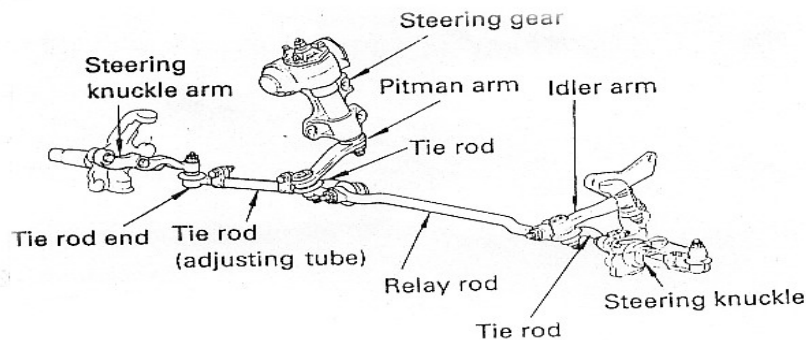


Gambar 8. Steering Linkage
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

2.4.1. Tipe Linkage

1. Steering Linkage Untuk Suspensi Depan Model Bebas

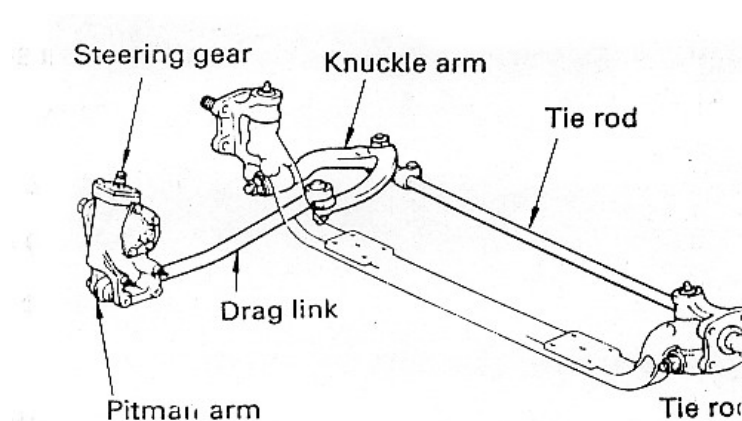
Karena roda kiri dan kanan bergerak naik turun sendiri-sendiri, jarak antara knuckle arm berbeda-beda. Ini berarti, bila digunakan satu tie rod untuk menghubungkan kedua roda akan berakibat perubahan toe-in pada saat roda-roda naik turun. Sehubungan dengan hal ini maka steering linkage untuk suspensi tipe bebas menggunakan dua buah tie rod. Keduanya dihubungkan oleh relay rod (atau rack itu sendiri yang bekerja sebagai relay rod pada jenis rack and pinion). Untuk penyetelan toe-in, pada jarak antara tie rod dengan tie rod end dipasang adjusting tube.



**Gambar 9. steering Linkage Untuk Suspensi Model Bebas
(Training Manual TOYOTA, Step 2)**

2. Steering Linkage Untuk Rigid Axle

Steering linkage untuk rigid axle tipe front suspension terdiri dari drag link, pitch arm, knuckle arm, tie rod dan tie rod end. Pada steering linkage untuk rigid axle suspension untuk gerakan vertikal dari bodi kendaraan tidak merubah tread(jarak antara roda kiri dan kanan sehingga knuckle arm kiri dan kanan dapat dihubungkan dengan hanya sebuah tie rod). karena steering gear diikatkan pada rangka, drag link yang menghubungkannya dengan knuckle arm dilengkapi dengan ball joint untuk memungkinkan gerakan naik turun seiring dengan gerakan suspensi pegas daun.

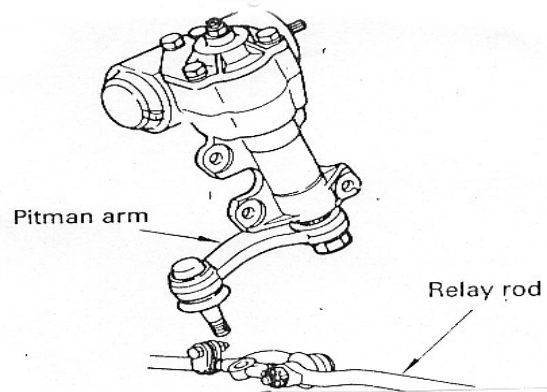


**Gambar 10. steering linkage untuk Rigid Axle Suspension
(Training Manual TOYOTA, Step 2)**

2.4.2. komponen-komponen Linkage

1. Pitman Arm

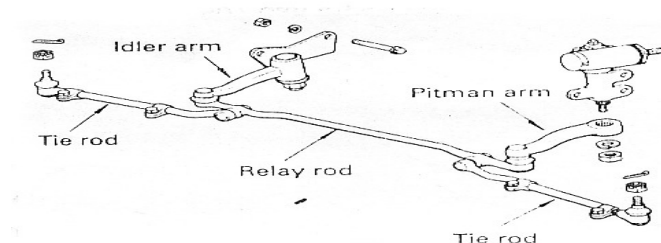
Fungsi pitman arm untuk meneruskan gerakan gigi kemudi (steering gear) ke relay rod atau drag link. Bagian ujung arm ruang besar disatukan dengan alur tirus terhadap sector shaft yang diikat dengan mur, ujungnya yang kecil dihubungkan ke relay rod atau drag link dengan ball joint.



Gambar 11. Pitman Arm
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

2. Relay Rod

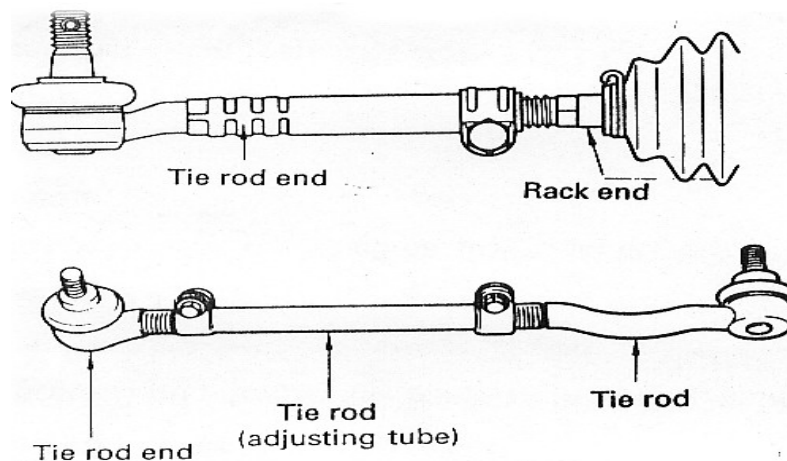
Relay rod dihubungkan dengan pitman arm dan tie rod end kiri serta kanan. Relay rod ini meneruskan gerakan pitman arm ke tie rod. Dan juga menghubungkan dengan idler arm



Gambar 12. Relay Rod
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

3. Tie Rod

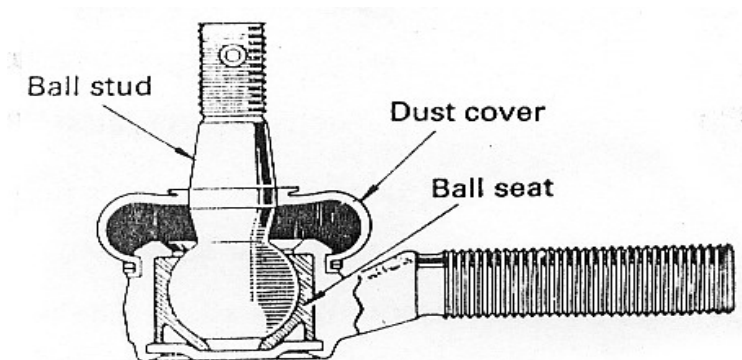
Ujung tie rod yang berulir dipasang pada ujung rack pada kemudi rack and pinion, atau kedalam pipa penyetelan (adjusting tube) pada recirculating ball steering, dengan demikian jarak antara joint-joint dapat disetel.



Gambar 13. tie Rod
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

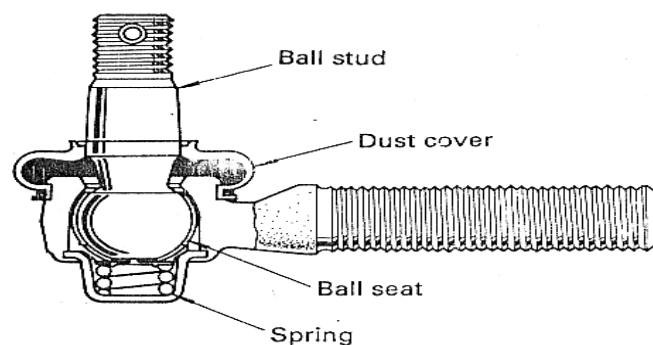
4. tie rod End

Tie rod end dipasangkan pada ujung tie rod untuk menghubungkan tie rod dengan knuckle arm, relay rod dan lain-lain. Bentuk ball joint seperti terlihat pada gambar dibawah



Gambar 14. Tie Rod End
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

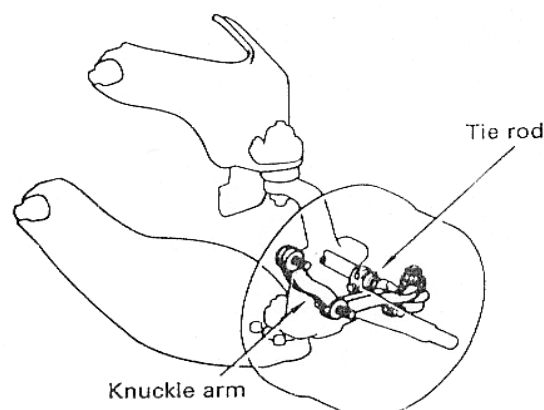
Karena tie rod end yang digunakan pada mobil penumpang biasanya model tanpa pelumasan, bahan dudukan ball harus tahan gesekan dan kemampuan tutup debunya harus lebih baik dan juga harus menggunakan gemuk yang tidak lumer. digunakan juga tie rod yang mempunyai pegas untuk memberikan preload dan mengatasi keausan, bentuknya seperti terlihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 15. Tie rod end dengan menggunakan Spring
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

5. Knuckle Arm

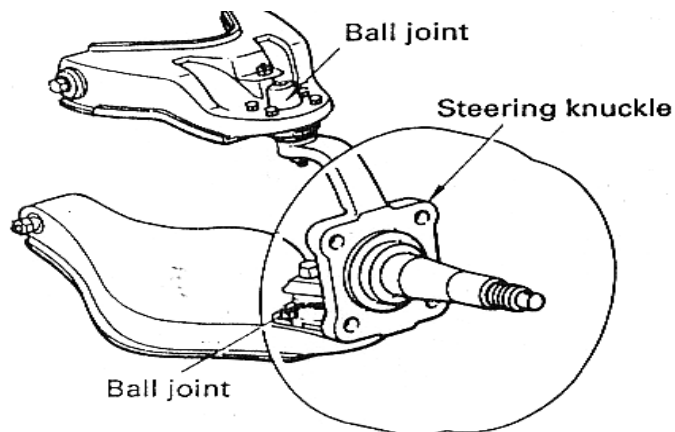
Fungsi knuckle arm untuk meneruskan gerakan tie rod atau drag link ke roda depan melalui steering knuckle.



Gambar 16. Knuckle Arm
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

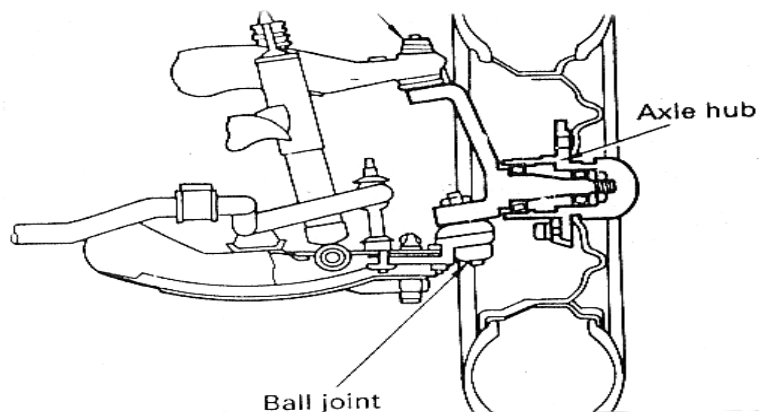
6. steering Knuckle

Steering knuckle berguna untuk menahan beban yang diberikan pada roda-roda depan dan juga berfungsi sebagai poros putaran roda. Steering knuckle berputar dengan tumpuan ball joint atau king pin dari suspension arm mengemudikan roda depan.

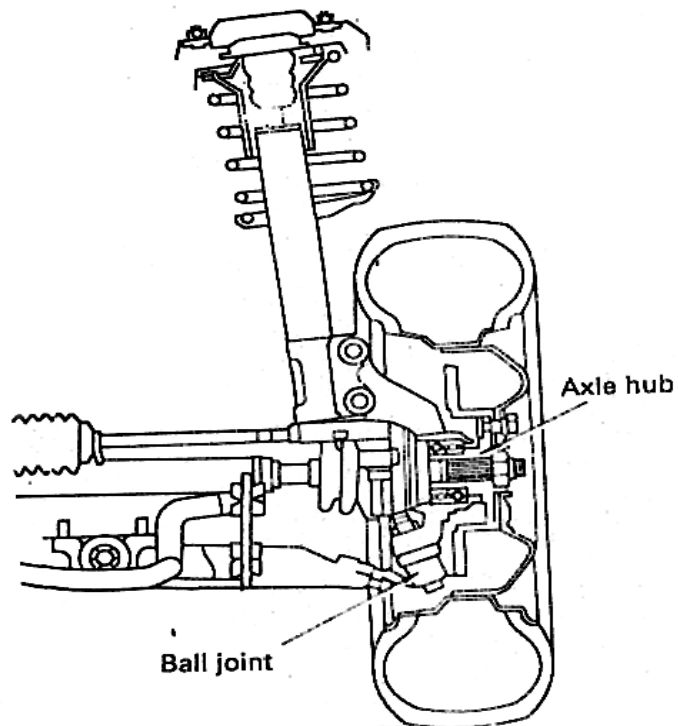


Gambar 17. Steering Knuckle
(Training Manual TOYOTA, Step 2)

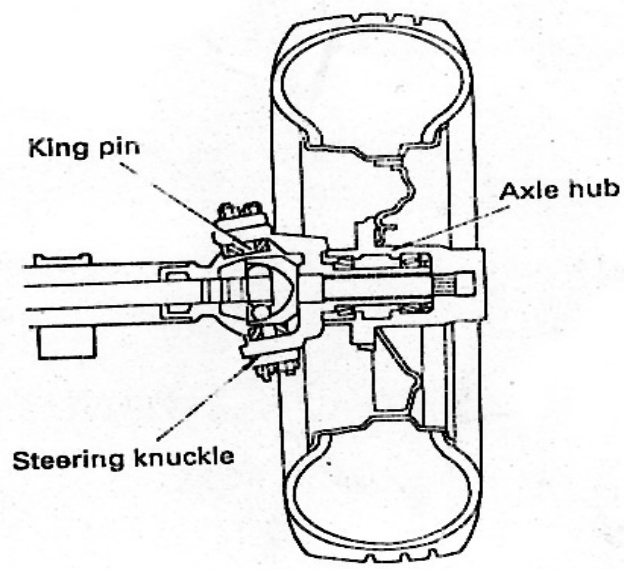
Konstruksi steering knuckle dan axle hub berbeda-beda seperti terlihat pada gambar dibawah yang tergantung pada mobilnya; front, rear atau four wheel drive.



Gambar 18. Kendaraan tipe FR
(Training Manual TOYOTA, Step 2)



**Gambar 19. Kendaraan Tipe FF/ FR Tipe Vehicle
(Training Manual TOYOTA, Step 2)**

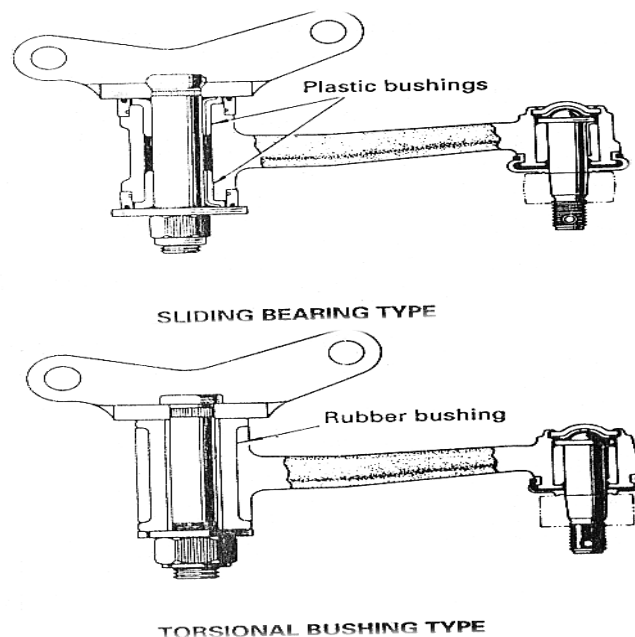


**Gambar 20. Kendaraan Dengan King Pin Tipe 4WD Vehicle
(Training Manual TOYOTA, Step 2)**

7. Idler Arm

Posisi pivot dan idler arm dipasang pada body dan ujung lainnya yang dihubungkan dengan relay rod dengan swivel joint. Arm ini memegang salah satu ujung relay rod dan membatasi gerakan relay rod pada tingkat tertentu.

Idler arm bearing yang digunakan biasanya jenis sliding atau torsional. Idler arm dengan torsional bearing menggunakan bushing karet antara poros dan support untuk memudahkan pengembalian posisi roda setelah belok. Pada saat sekarang banyak digunakan idler arm dengan sliding bearing karena tahanan geseknya kecil.

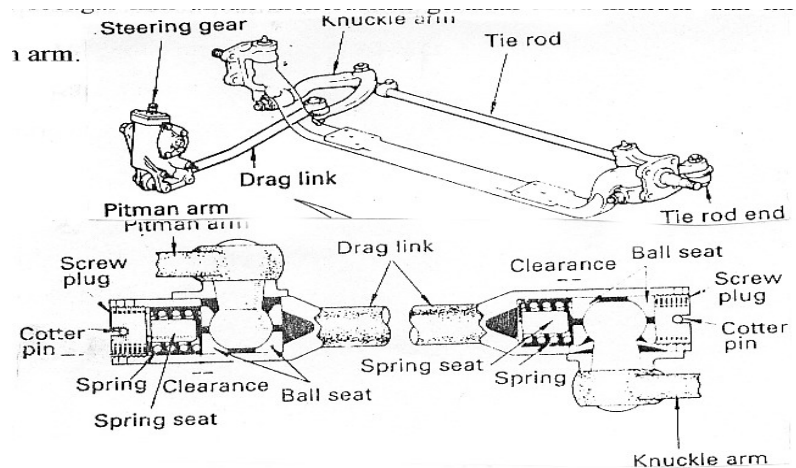


Gambar 21. Idler Arm Dengan Tipe Sliding Bearing Dan Tipe Torsional Bushing

(Training Manual TOYOTA, Step 2)

8. Drag Link

Drag link berfungsi untuk menghubungkan pitman arm dengan knuckle arm, bekerjanya sebagai link untuk meneruskan gerakan maju-mundur dan kiri-kanan dari pitman arm.

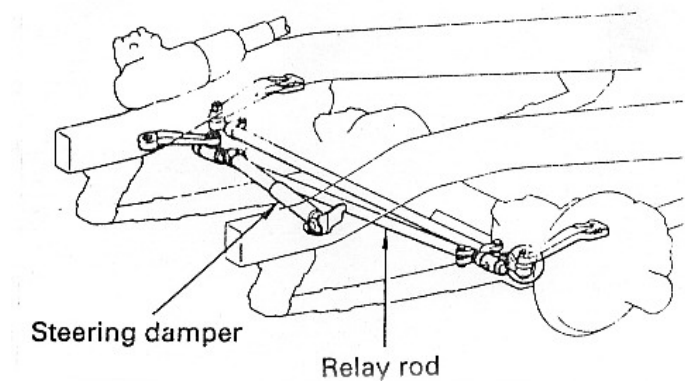


Gambar 22. Drag Link

(Training Manual TOYOTA, Step 2)

9. steering damper

Peredam kemudi (steering damper) adalah shock absorber yang ditempatkan diantara steering linkage dan rangka untuk meredam kejutan dan getaran dari roda-roda yang diteruskan ke roda kemudi.



Gambar 23. Steering Damper

(Training Manual TOYOTA, Step 2)

2.5. Faktor-Faktor Yang Perlu Dipertimbangkan Dalam Perhitungan Steering.

Ada beberapa faktor yang perlu diperhitungkan dalam perancangan system steering, antara lain:

a. Gaya Sentrifugal

Yang bertujuan untuk menganalisa atau mengetahui kemampuan kendaraan dalam mengatasi hambatan geser. Hambatan yang harus dilawan meliputi:

1. hambatan udara

hambatan ini terjadi karena penampang muka dan samping kendaraan terjadi benturan dengan udara terutama pada saat berbelok, hambatan ini bekerja pada kecepatan relative meninggi(semakin tinggi kecepatan kendaraan, semakin besar hambatan udara yang diterima).

2. Hambatan gulung

Hambatan ini terjadi akibat adanya gesekan antara ban dan jalan kerana ban berdefleksi dan terbentuk tapak ban.

3. Hambatan Tanjakan

Hambatan ini terjadi karena kendaraan melewati jalan yang menanjak

B. Faktor titik berat kendaraan

Berat kendaraan dapat diambil untuk menetapkan jarak titik berat dari gandar depan dan jarak titik berat dari gandar belakang. Titik berat

kendaraan digunakan untuk menentukan reaksi normal yang terjadi pada roda suatu kendaraan bermotor.

C. Hambatan jalan

Ketika kendaraan bergerak/berjalan tidak hanya melewati jalan datar saja, tetapi juga melewati jalan yang sulit atau jalan menurun. Hambatan jalan ini

dipengaruhi oleh koefisien hambatan jalan yang dialami oleh kendaraan.

D. Faktor ban

Kendaraan berjalan diatas ban yang berisi udara yang bertekanan. Disamping menopang seluruh berat kendaraan, ban juga bersentuhan langsung dengan permukaan jalan. Dengan demikian gerak awal, percepatan, perlambatan, pengereman dan pembelokan. ban juga menerima kejutan yang diterima dari permukaan jalan yang tidak rata.

E. Gaya normal

Yang terjadi pada masing-masing roda akibat berat kendaraan dan tidak adanya salah satu atau dua roda yang terangkat dan tidak adanya kemungkinan terjadi kendaraan terguling kesamping pada saat berbelok.

F. Gaya angkat angin

Ketika kendaraan melaju dan berbelok titik pusat masa kendaraan terangkat karena adanya tekanan udara dari bawah yang mempengaruhi kendaraan dapat terguling kesamping .

2.6. Spesifikasi kendaraan yang digunakan

Dalam perancangan ini digunakan data dari Toyota Starlet tahun 1995 yang mempunyai spesifikasi sebagai berikut:

Tabel 1. Spesifikasi Toyota Starlet

	Spesifikasi
DIMENSI DAN BERAT	
Panjang X lebar x tinggi (mm)	3720x 1600 x 1385
Jarak poros roda	2300
Jarak pijak depan	1390
Jarak pijak belakang	1370
Jarak terendah dari tanah (mm)	170
Berat kosong (kg)	725
Berat kosong bagian depan (kg)	442
Berat kosong bagian belakang (kg)	283
Berat kendaraan dengan 5 penumpang @ 60 kg (berat yang digunakan dalam perancangan (kg))	1025
Berat perancangan bagian depan (kg)	502
Berat perancangan bagian belakang (kg)	523
MESIN	
Tipe	4 silinder SOHC 12 valve
Isi silinder (cc)	1296
Daya maximum (Ps/rpm)	72/6200
Diameter x langkah	73 x 77,4
Perbandingan kompresi	9.0 : 1
Torsi maximum (kgm/rpm)	10,3/4200
Sistem bahan bakar	Control single carburetor
CHASSIS	
Transmisi	Manual 5-kecepatan
Perbandingan gigi	1: 3,545 2: 1,904 3: 1,310 4: 1,031 5: 0,864 mundur: 3,250
Perbandingan gigi akhir	4,312: 1
Suspensi depan	Mac person struts dengan stabilizer
Suspensi belakang	Torsion beam dengan stabilizer
Rem depan	Cakram berventilasi
Rem belakang	Tromol
Kemudi	Rack and pinion
Radius putar minimum(m)	4,3
Kapasitas tangki (liter)	40
Ukuran ban	165/70-R13 79S

BAB III

DINAMIKA KENDARAAN

Sebuah kendaraan yang sedang bergerak mendapat gaya yang harus dapat diatasi oleh kendaraan tersebut. Gaya tersebut meliputi gaya yang mendorong kendaraan dan hambatan yang terjadi pada kendaraan tersebut. Sehingga kita harus dapat memperhitungkan dan menganalisa gaya-gaya yang terjadi pada kendaraan tersebut.

Sedangkan untuk jari-jari putar ditentukan oleh toe. Saat mobil berbelok, ban yang berdekatan dengan permukaan lingkaran harus berjalan dengan jari-jari yang lebih kecil daripada luarnya. Prinsip ini disebut Ackerman steering. Fungsi perbedaan jari-jari untuk pusat perputaran kedua roda pada satu titik dan mencegah ban slip yang akan mempercepat kebotakan ban dan mencegah timbulnya bunyi karena skid.

Dalam perancangan ini diambil data spesifikasi dari kendaraan sedan jenis Starlet 1.3 SE tahun 1995 dengan tipe mesin 2E. EP-81, maka dihasilkan data sebagai berikut:

1. Daya maksimum = 72Ps pada 6200 rpm
2. Torsi maksimum = 10,3 kgm pada 4200 rpm
3. Berat kotor kendaraan = 725 kg(kosong)
4. Luas muka kendaraan = $2216000 \text{ mm}^2 = 2,216 \text{ m}^2$
5. Ukuran ban yang digunakan 165/70-R13 dengan karakteristik

sebagai berikut:

- Lebar ban = 165 mm = 0,165 m

- Perbandingan lebar dan tinggi ban = 70%

Sehingga tinggi ban= $165 \times 70\% = 115,5 \text{ mm} = 0,1155 \text{ m}$

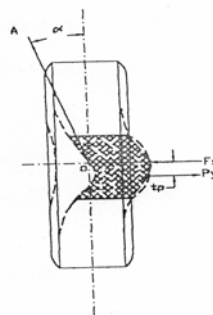
Sedangkan diameter ban= $325 + 115,5 = 440,5 \text{ mm} = 0,4405 \text{ m}$

Maka diperoleh jari-jari ban= $0,4405/2 = 0,22025$

3.1. Karakteristik Kendaraan

Suatu kendaraan yang sedang melaju pada kecepatan tinggi dan berbelok, akan terjadi gaya sentrifugal yang cenderung mendorong mobil bergerak keluar. Untuk mengimbangi gaya sentrifugal ini akan terjadi reaksi gaya pada roda-roianya yang kemudian menimbulkan slip angle akibat sifat elastis ban.

Kendaraan yang menggunakan roda angin(pneumatic), ketika sedang melaju pada jalan yang berbelok, maka akan terjadi pergeseran pada telapak ban yang melekat pada permukaan jalan. Bagian yang menapak pada jalan akan cenderung pada posisinya, sedang bagian sumbu akan terdorong kearah luar oleh gaya samping F_s . untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar dibawah ini.



Gambar 23. Perubahan pada roda ketika dikenai gaya samping

(Wong. J.Y., ph.D., 1976, Theory of Ground Vehicles, New York: John Wiley & Son)

Sudut α adalah sudut slip (slip angle), yang terjadi akibat gaya samping dan akibat elastisitas ban. Gaya reaksi yang terjadi (F_y) yang juga disebut cornering force, tidak sejajar dengan (F_s) dan selisih jarak (t_p). Gaya (F_y) bila dikalikan dengan

jaraknya sampai sumbu (t_p) akan menghasilkan momen yang membantu roda kembali cenderung keposisi lurus.

Hubungan antara sudut slip(slip angle) dengan cornering force merupakan dasar yang penting untuk pengontrolan arah dan stabilitas pada kendaraan yang berjalan. Akibat adanya gaya samping, kendaraan yang berjalan dengan kecepatan tinggi sewaktu berbelok akan menimbulkan tiga kemungkinan yaitu:

- neutral steer
- under steer
- over steer

untuk menentukan suatu kendaraan akan terjadi neutral steer, under steer, over steer digunakan suatu persamaan sebagai berikut:

$$k_{us} = \left(\frac{W_f}{C_{\alpha f}} - \frac{W_r}{C_{\alpha r}} \right)$$

Dengan: K_{us} = koefisien under steer, rad

W_f = berat pada sumbu depan,KN

W_r = berat pada sumbu belakang, KN

$C_{\alpha f}$ = cornering stiffnes untuk roda depan, KN/rad

$C_{\alpha r}$ = cornering stiffnes untuk roda belakang KN/rad

a. Neutral Steer

Untuk neutral steer, kendaraan ketika dipercepat pada radius yang tetap, pengemudi tidak menambah atau mengurangi putaran roda kemudi. Sehingga kendaraan dengan neutral steer akan tetap pada jalurnya tanpa harus mengoreksi

sudut belokan kemudi. Pada kondisi ini *slip angle*(α) untuk roda depan dan belakang sama dengan nol.

b. Under Steer

Untuk under steer, kendaraan yang dipercepat pada suatu tikungan dengan radius yang tetap, pengemudi harus menambah sudut belokan kemudi. Ini terjadi bila slip angle roda depan(α_f) lebih besar dibanding slip angle roda belakang(α_r). Sehingga koefisien under steer(K_{us}) lebih besar daripada nol. Untuk menghitung karakteristik kecepatan digunakan persamaan sebagai berikut:

$$V_{crit} = \sqrt{\frac{g \cdot l}{K_{us}}}$$

Under steer biasanya terjadi pada mobil dengan mesin didepan dan berpengerak roda depan yang mempunyai perbandingan pembebanan lebih besar pada roda depan.

c. Over Steer

Kondisi over steer terjadi ketika kendaraan dipercepat pada radius yang tetap dan pengemudi harus mengurangi sudut belokan kemudi agar tetap pada jalurnya. Ini terjadi bila slip angle roda depan(α_f) lebih kecil dibanding slip angle roda belakang(α_r). Sehingga koefisien over steer(K_{os}) lebih kecil daripada nol. Untuk menghitung kecepatan karakteristik digunakan persamaan sebagai berikut:

$$V_{char} = \sqrt{\frac{g \cdot l}{(-K_{os})}}$$

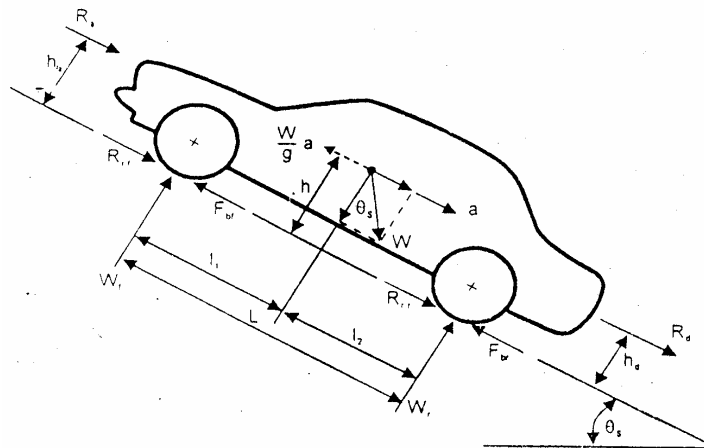
Over steer biasanya terjadi pada mobil dengan mesin dibelakang yang mempunyai perbandingan pembebanan besar pada roda belakang.

a. Hambatan tanjakan(P_g)¹

In terjadi dikarenakan adanya hubungan antara kendaraan dengan jalan yang mengakibatkan pemakaian energi yang dapat dibagi menjadi tiga bagian, yaitu:

- energi yang hilang untuk traksi
- energi yang hilang untuk deformasi anatara jalan dengan ban
- energi yang hilang karena bagaian-bagaian kendaraan yang bergetar

untuk memperhitungkan hambatan jalan yang paling besar adalah pada saat kendaraan melaju pada jalan menanjak. Kemampuan kendaraan menanjak ini berkaiatan erat dengan sudut kemiringan jalan yang biasa disebut α . Dalam hal ini tanjakan dianggap maksimum yang harus ditempuh oleh kendaraan adalah dengan kemiringan (α) 30^0 . untuk lebih jelasnya dapat dilihat pada gambar 24.



Gambar 24. Reaksi Kendaraan Pada Jalan Mendaki

¹ Artomonov, M.M., Ilarionov, V.A., Morin, M.M., 1976, Motor Vehicle Fundamentals and Design, MIR Publiser, Moscow, hal 105

Hambatan yang terjadi akibat jalan yang menanjak didapat dari persamaan (3-1) sebagai berikut:

$$P_g = mg \sin \alpha \dots\dots\dots(3-1)$$

Dengan:

$$\begin{aligned} M &= \text{massa kendaraan} \\ &= 725 \text{ kg (berat kosong kendaraan)} \end{aligned}$$

sehingga penjabaran dari berat kendaraan adalah sebagai berikut:

- kendaraan dengan berat kosong
 $m + 60 \text{ kg (satu pengemudi)} = 785 \text{ kg}$
- kendaraan dengan berat penuh
 $m + 300 \text{ kg (5 penumpang x @60 kg)} = 1025 \text{ kg}$

sehingga dari penjabaran tersebut diatas dapat dicari besar hambatan tahanan maksimal yang dialami kendaraan dengan menggunakan persamaan (3-1):

- beban kosong
$$\begin{aligned} P_g &= 785 \times 9,81 \times \sin 30^\circ \\ &= 3850,425 \text{ N} \end{aligned}$$

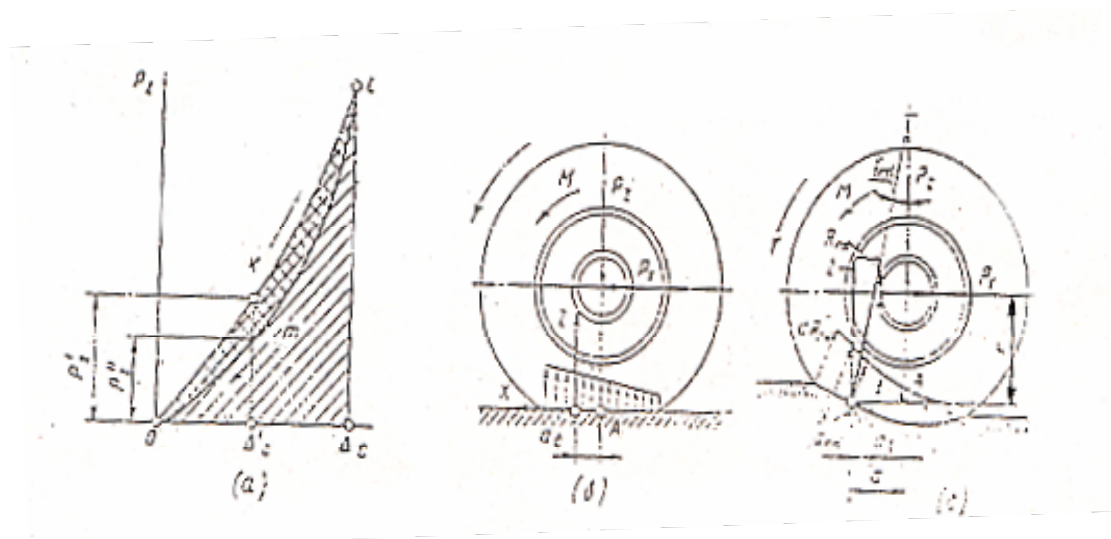
- beban penuh
$$\begin{aligned} P_g &= 1025 \times 9,81 \times \sin 30^\circ \\ &= 5027,625 \text{ N} \end{aligned}$$

b. Hambatan gulung(P_r)²

hambatan gulung terjadi akibat terjadinya deformasi antara ban kendaraan dengan permukaan jalan serta gaya awal yang harus dilawan akibat adanya penyebaran

² Ibid hal 110

gaya yang terjadi pada ban. Hambatan ini berhubungan erat dengan jari-jari roda(R_w) juga berat kendaraan(W).



**Gambar 25. Hambatan gulung yang terjadi pada ban
(Motor Vehicles Fundamentals and Design, 1976)**

Untuk menghitung hambatan gulung digunakan persamaan(3-2):

$$p_r = f_x m x g \dots\dots\dots(3-2)$$

Dengan:

F= koefisien hambatan gulung(lampiran table koefisien hambatan gulung)³
 = 0,014

Maka hambatan gulung yang terjadi adalah:

- Pada keadaan kosong:

$$P_r = 0,014 \times 785 \times 9,81$$

³ Ibid hal 111

$$= 107,812 \text{ N}$$

- Pada keadaan penuh

$$P_r = 0,014 \times 1025 \times 9,81$$

$$= 140,78 \text{ N}$$

c. Hambatan udara(P_{air})⁴

hambatan udara terjadi ketika mobil berjalan, sehingga pada bagian depan dari kendaraan akan menabrak udara. Semakin cepat kendaraan melaju, maka semakin besar hambatan udara yang diterima kendaraan tersebut. Hal ini dikarenakan udara memiliki suatu kerapatan tertentu. Oleh sebab itu, untuk menembus hambatan udara ini diperlukan daya dari penggerak utama dari mesin. Bagian-bagian kendaraan yang mengalami hambatan udara pada waktu berjalan adalah:

- 1) Hambatan bagian depan kendaraan yang disebabkan oleh adanya perbedaan tekanan udara didepan dan sekitar gerak kendaraan(kurang-lebih 55%-60% hambatan udara seluruhnya)
- 2) Hambatan udara yang terjadi karena penambahan part dari kendaraan seperti: pelindung depan, plat nomor dan lain-lain(12%-18%).
- 3) Hambatan yang terjadi ketika udara menabrak radiator dan bagian bawah bonnet(10%-15%)
- 4) Hambatan yang terjadi karena gesekan permukaan badan kendaraan dengan udara(8%-10%)

⁴ Ibid hal 114

- 5) Hambatan yang disebabkan karena perbedaan tekanan pada bagian atas dan bagian bawah kendaraan(5%-8%)

Kemudian faktor dari suatu kendaraan sangat mempengaruhi hambatan udara yang terjadi. Sehingga hambatan udara yang terjadi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$P_{air} = \frac{\rho}{2} x A x C_d x v^2 \dots\dots\dots(3-3)$$

Dengan:

ρ : densitas udara(lampiran tabel kerapatan)⁵

$$= 1,2$$

v : kecepatan maksimum $\approx 139 \text{ km/j} = 38,6 \text{ m/s}$

C_d : koefisien hambatan udara(lampiran tabel koefisien hambatan udara)⁶ $\approx 0,35$

A : luas penampang muka kendaraan = $2,216 \text{ m}^2$

Maka dengan menggunakan persamaan (3-3) diatas diperoleh:

$$P_{air} = \frac{1,2}{2} x 2,216 x 0,35 x (38,6)^2$$

$$= 606,462 \text{ N}$$

d. Angka Transmisi

angka transmisi merupakan suatu perbandingan roda gigi yang bertujuan mereduksi putaran untuk memperoleh harga momen yang lebih besar ataupun sebaliknya. Untuk mendapatkan harga gaya traksi yang besar guna melawan

⁵ J.L. Meriam, L.J. Kraige, 1991, Mekanika teknik Statika, Edisi Kedua, Jilid I, Penerbit Erlangga, Jakarta, Hal 401

⁶ Artomonov, M.M., Ilarionov, V.A., Morin, M.M., 1976, Motor Vehicle Fundamentals and Design, MIR Publiser, Moscow, hal 116

hambatan yang terjadi pada kendaraan diperlukan angka transmisi tingkat percepatan pertama sedangkan tingkat percepatan terakhir diperlukan untuk mencapai kecepatan maksimal kendaraan. Untuk mendapatkan pada tiap tingkat percepatan digunakan persamaan sebagai berikut:

$$i_t = i_g \times i_d \dots\dots\dots(3-4)$$

Dengan:

i_g : angka transmisi gear box

i_d : angka transmisi defrensial

maka:

$$\begin{aligned} i_t &= i_g \times i_d \\ &= 3,545 \times 4,312 \\ &= 15,286 \end{aligned}$$

Dengan perhitungan yang sama dengan persamaan diatas (3-4) maka diperoleh besarnya perbandingan gigi tiap tingkat percepatan:

Tabel 2. Angka transmisi

Tingkat transmisi	Perbandingan gigi (i_g)	Perbandingan gigi akhir (i_d)	Perbandingan gigi total (i_t)
I	3,545	4,312	15,286
II	1,904	4,312	8,210
III	1,310	4,312	5,649
IV	1,031	4,312	4,446
V	0,864	4,312	3,725
R	3,250	4,312	14,014

e. Gaya traksi⁷

Gaya traksi yang dapat dihasilkan pada kendaraan disamping harus dapat melawan semua hambatan yang terjadi pada kendaraan dan juga harus mampu menghasilkan percepatan yang diinginkan, harus mampu mendaki jalan tanjakan yang diinginkan, serta harus mampu menarik beban tertentu yang diinginkan. Gaya yang terjadi pada kendaraan harus lebih kecil dari besarnya perkalian antara massa kendaraan dengan koefisien gesekan ban dan jalan ($P_t \leq W \times \phi$)

Dengan mengetahui perbandingan gigi untuk setiap tingkat transmisi maka besarnya gaya traksi dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (3-5) sebagai berikut:

$$P_t = \frac{T_t}{R_w} = \frac{T_e \cdot x_{i_1} \cdot x \cdot \eta_{tr}}{R_w} \dots \dots \dots (3-5)$$

Dengan:

T_e : torsi yang dihasilkan engine

$$= 10,3 \text{ kg-m}$$

I_t : perbandingan gigi total

η_{tr} : efisiensi transmisi (lampiran tabel transmisi)⁸

$$= 0,91$$

R_w : jari-jari roda

$$= 0,22025 \text{ m}$$

Maka diperoleh:

⁷ Ibid hal 101

⁸ Ibid hal 99

$$P_{t1} = \frac{(10,3 \times 9,81) \times 15,286 \times 0,91}{0,22025}$$

$$= 6381,54 \text{ N}$$

Sedangkan torsi traksi⁹ yang dihasilkan untuk mencapai gaya traksi maksimal (pada tingkat transmisi 1) adalah:

$$T_{t \max} = T_e \times i_t \times \eta_{tr} \dots \dots \dots (3-6)$$

Dengan:

T_e : torsi yang dihasilkan engine = 10,3 kg-m

i_t : perbandingan gigi total pada tingkat transmisi 1 = 15,286

η_{tr} : efisiensi transmisi = 0,91

Sehingga didapat:

$$T_{t \max 1} = 10,3 \times 15,286 \times 0,91$$

$$= 143,276 \text{ kgm}$$

Dengan perhitungan yang sama dengan perhitungan (3-5) dan (3-6) diatas maka dapat diperoleh besarnya gaya traksi dan torsi traksi pada setiap tingkat percepatan sebagai berikut:

Tabel 3, gaya traksi dan torsi traksi

T_e (kgm)	Tingkat transmisi	I_{tot}	η_{tr}	Pt(N)	Tt(kgm)
10,3	I	15,2865	0,91	6381,564	143,276
10,3	II	8,210	0,91	3427,479	76,952
10,3	III	5,649	0,91	2358,323	52,948
10,3	IV	4,446	0,91	1856,099	41,672
10,3	V	3,725	0,91	1555,099	34,914

⁹ Ibid hal 101

10,3	R	14,014	0,91	5850,511	131,353
------	---	--------	------	----------	---------

Kehilangan daya¹⁰ yang harus diterima dipengaruhi oleh:

- Adanya gesekan pada roda
- Adanya gesekan pada bantalan
- Adanya sistem kerja pelumas

Kehilangan daya yang diterima disesuaikan dengan efisiensi transmisi yaitu:

$$N_f = N_e - (N_e \times \eta_{tr}) \dots \dots \dots (3-7)$$

Jika $\eta_{tr} = 0,90 - 0,92$ dan daya maksimal kendaraan sebesar $(N_R) = 72$ PS pada 6200 rpm maka:

$$N_f = 7,2 - 6,552 \text{ PS}$$

Faktor-faktor yang diperlukan untuk menganalisis efektifitas dari gaya traksi dengan karakteristik hubungan pada tingkat transmisi adalah berat kendaraan dan koefisien gesekan ban dan jalan. Oleh sebab itu perlu dijabarkan analisis torsi traksi pada tiap roda penggerak dengan beban standart. Besarnya gaya traksi pada roda kendaraan harus lebih besar dari hasil perkalian massa dan koefisien gesekan ban dan jalan pada masing-masing roda. Dalam hal ini koefisien gesekan ban dan jalan pada keempat rodanya dianggap sama.

Koefisien gesekan ban dan jalan diambil pada kondisi jalan aspal dan beton (lampiran tabel koefisien ban dan jalan)¹¹ $\phi = 0,75$

¹⁰ Ibid hal 96

¹¹ Ibid hal 122

- Beban pada tiap roda dikalikan dengan koefisien gesekan ban dan jalan

$$W = \frac{785}{4} \times 0,75$$

$$= 147,187 \text{ kg}$$

- Beban pada tiap roda dikalikan dengan koefisien gesekan ban dan jalan

$$W = \frac{1025}{4} \times 0,75$$

$$= 192,187 \text{ kg}$$

f. Faktor Dinamis¹²

Faktor dinamis kendaraan bermotor adalah suatu perbandingan dari selisih antara gaya traksi dengan hambatan udara terhadap beban dari kendaraan.

Faktor dinamis dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$D = \frac{P_t - P_{air}}{W} \dots\dots\dots(3-8)$$

Dengan:

W : beban kendaraan pada kondisi penuh= 1025 kg

P_t : gaya traksi yang terjadi pada endbrain= 6381,54 N

P_{air}: hambatan udara= 606,462 N

Maka besarnya faktor dinamis:

$$D = \frac{6381,564 - 606,462}{1025}$$

$$= 5,63$$

¹² Ibid hal 131

Dengan perhitungan yang sama dengan diatas maka diperoleh hasil sebagai berikut:

Tabel 4. faktor dinamis:

Tingkat transmisi	P_t	P_{air}	D
I	6381,564	606,462	5,63
II	3427,479		2,75
III	2358,323		1,71
IV	1856,099		1,22
V	1555,099		0,92
R	5850,511		5,12

Dari hasil perhitungan diatas dapat disimpulkan bahwa pada tiap tingkat percepatan memiliki faktor dinamis yang menunjukkan angka positif yang berarti pada tingkat percepatan tersebut kendaraan mampu menghasilkan percepatan guna meningkatkan kecepatan kendaraan. Faktor dinamis tingkat percepatan ke-5 mempunyai angka yang sangat kecil karena gaya yang dibutuhkan untuk melawan kendaraan relatif kecil namun masih dibutuhkan untuk menurunkan putaran engine yang menyebabkan konsumsi bahan bakar lebih hemat karena putaran yang rendah.

g. Percepatan(a)¹³

dalam gerakan lurus besarnya percepatan yang dapat dilakukan oleh kendaraan adalah merupakan faktor penting sebagai parameter kinerja laju

¹³ I Nyoman Sutantra, 2001, Teknologi Otomotif, Teori Dan Aplikasinya, Guna Widya, hal 33

kendaraan. Makin mudah kendaraan dipercepat atau makin tinggi percepatan yang dapat dihasilkan pada setiap kecepatan makin baik kinerja laju dari kendaraan tersebut. Percepatan yang dapat ditimbulkan oleh gaya traksi dicari dengan menggunakan persamaan(3-9) sebagai berikut:

$$a = \frac{F_n \cdot g}{\delta_{rot} \cdot W} \dots\dots\dots(3-9)$$

Atau:

$$a = \frac{(F - F_R) \cdot g}{\delta_{rot} \cdot W}$$

Dengan:

$F \approx P_t$: gaya traksi yang terjadi pada kendaraan = 6381,564 N

F_R : gaya hambatan yang terjadi pada kendaraan

g : percepatan gravitasi= 9,81 m/s²

W : berat kendaraan dengan beban penuh= 1025 kg \approx 10055,25 N

δ_{rot} : bagian kendaraan yang berputar¹⁴⁾ = 1,03-1,05

Sedangkan besarnya gaya hambatan yang terjadi pada kendaraan diperoleh dengan menggunakan persamaan(3-10)¹⁵ sebagai berikut:

$$F_R = P_g + P_r + P_{air} \dots\dots\dots(3-10)$$

Dengan:

P_g : hambatan jalan menanjak

$$= 5027,625 \text{ N}$$

P_r : hambatan gulung

¹⁴ Artomonov, M.M., Ilarionov, V.A., Morin, M.M., 1976, Motor Vehicles Fundamentals and Design, MIR Publisher, Moscow, hal 120

¹⁵ I Nyoman Sutantra, 2001, Teknologi Otomotif, Teori dan Aplikasinya, Guna Widya, hal 33

$$= 140,78 \text{ N}$$

P_{air} : hambatan udara

$$= 606,462 \text{ N}$$

Sehingga didapat:

$$F_R = 5027,565 + 140,78 + 606,462$$

$$= 5774,81 \text{ N}$$

Maka dengan menggunakan persamaan(3-9) diatas diperoleh:

$$a = \frac{(6381,564 - 5774,81) \cdot 9,81}{1,05 \cdot 10055,25}$$

$$= 0,564 \text{ m/s}^2$$

h. Hambatan Gerak Kendaraan¹⁶

hambatan gerak kendaraan dapat dijabarkan dalam jenis hambatan sebagai berikut:

$$P_r = P_g + P_r + P_{\text{air}} + P_I \dots\dots\dots(3-11)$$

Dengan:

P_g : hambatan jalan menanjak

$$= 5027,625 \text{ N}$$

P_r : hambatan gulung

$$= 140,78 \text{ N}$$

P_{air} : hambatan udara

$$= 606,642 \text{ N}$$

P_I : hambatan inersia

¹⁶ Artomonov, M.M., Ilaronov, V.A., Morin, M.M., 1976, Motor Vehicles Fundamentals and Design, MIR Publiser, Moscow hal 120

i. Hambatan inersia¹⁷

Hambatan ini terjadi akibat adanya bagian-bagian yang berputar pada kendaraan seperti roda, mesin dan juga komponen-komponen lainnya. Untuk mendapatkan besarnya hambatan inersia yang terjadi digunakan persamaan sebagai berikut:

$$P_i = m \cdot a \cdot \delta_{rot} \dots\dots\dots(3-12)$$

Dengan:

m: massa kendaraan

a : percepatan kendaraan

$$= 0,564 \text{ m/s}^2$$

δ_{rot} : bagian kendaraan yang berputar¹⁸

$$= 1,03 - 1,05$$

Kendaraan yang melaju pasti mengalami percepatan yaitu kecepatan awal sampai kecepatan tertentu. Hal inilah yang menyebabkan terjadinya hambatan inersia pada kendaraan.

Sehingga hambatan inersia yang dialami kendaraan adalah:

$$\begin{aligned} P_i &= 1025 \times 0,564 \times 1,05 \\ &= 607,005 \text{ N} \end{aligned}$$

Maka dengan menggunakan persamaan(3-11) diatas diperoleh:

$$\begin{aligned} P_r &= 5027,625 + 140,78 + 606,642 + 607,005 \\ &= 6382,05 \text{ N} \end{aligned}$$

¹⁷ Ibid hal 119

¹⁸ Ibid hal 120

j. Kecepatan Maksimal kendaraan

kecepatan suatu kendaraan dipengaruhi oleh beberapa faktor yaitu putaran yang terjadi pada poros roda yang dihasilkan oleh transmisi dari engine yang direduksi oleh rasio transmisi dalam gear box serta defrensial, efisiensi transmisi dan jari-jari roda kendaraan. Dalam perhitungan kecepatan digunakan persamaan sebagai berikut:

$$V_m = w_m \times R_w \dots\dots\dots(3-13)$$

Dengan:

R_w : jari-jari ban

W_m : putaran roda maksimal

Dalam menganalisa kecepatan maksimal kendaraan dicari dengan menggunakan gaya traksi yang dimiliki oleh kendaraan. Kecepatan maksimal kendaraan ini didapat dari putaran yang dialami mesin pada kondisi daya maksimum dengan reduksi putaran pada tingkat transmisi ke-5

Maka besarnya putaran maksimal¹⁹⁾ adalah:

$$\begin{aligned} w_e &= \frac{2\pi n_e}{60} \\ &= \frac{2\pi \times 6200}{60} \\ &= 648,93 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

$$N_e = T_e \times w_e$$

$$T_e = \frac{N_e}{w_e} = \frac{82067,43}{648,93}$$

¹⁹ Ibid hal 110

$$= 126,46 \text{ Nm}$$

Sehingga gaya traksi yang dimiliki kendaraan pada daya maksimum dan tingkat transmisi ke-5:

$$P_t = \frac{126,46 \times 3,725 \times 0,91}{0,22025}$$

$$= 1946,278 \text{ N}$$

Sedangkan putaran roda pada tingkat transmisi ke-5 adalah:

$$W_m = \frac{W_e}{i_5} = \frac{648,93}{3,725}$$

$$= 174,21 \text{ rad/s}$$

Kemudian didapatkan kecepatan maksimal kendaraan dengan menggunakan persamaan:

$$V_m = w_m \times R_w$$

$$= 174,21 \times 0,22025 = 38,69 \text{ m/s} \approx 139,28 \text{ km/jam}$$

Hubungan kecepatan maksimal kendaraan dengan gaya traksi adalah dengan memperhitungkan hambatan yang dialami pada kondisi kendaraan melaju dengan kecepatan maksimal. Hambatan yang dialami tersebut adalah hambatan gulung yang dianggap sama pada setiap kendaraan dan hambatan udara.

Besarnya hambatan gulung= 140,78 N

Pada saat melaju dengan kecepatan maksimal, hambatan udara yang terjadi sebesar:

$$P_{air} = \frac{1}{2} \times 0,4 \times 2,964 \times (38,69)^2$$

$$= 887,37 \text{ N}$$

Sehingga total dari keseluruhan hambatan sebesar:

$$\begin{aligned} P_r + P_{air} &= 140,78 + 887,37 \\ &= 1028,152 \text{ N} \end{aligned}$$

Perbandingan gaya traksi dan gaya hambatan total²⁰ sebesar:

$$P_t > (P_r + P_{air}) \text{ maka } V_{\max} > 139,28 \text{ km/jam}$$

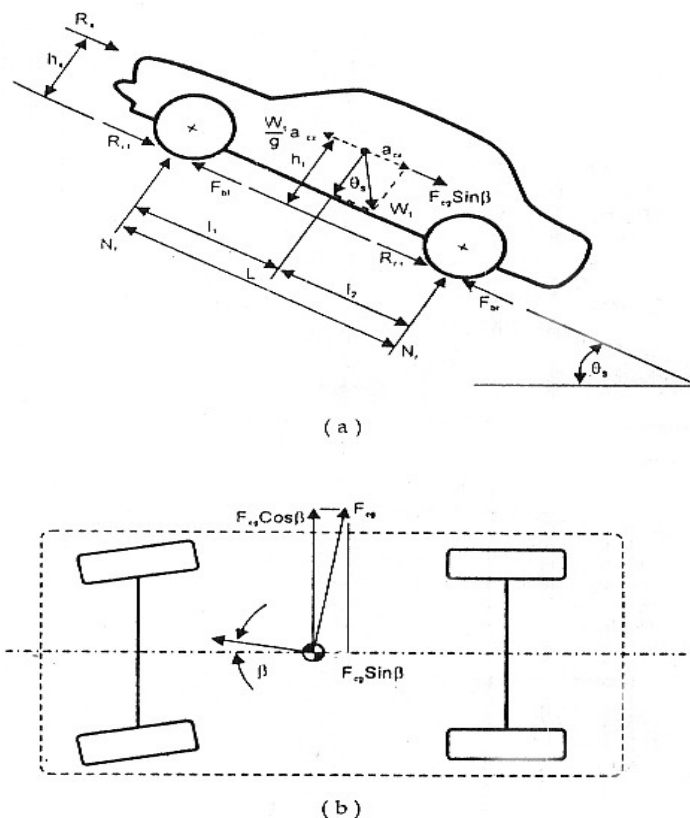
Pada saat kita melihat hasil dari perhitungan kecepatan diatas dapat kita simpulkan bahwa kendaraan tersebut mampu melaju dengan kecepatan maksimal 139,28 km/jam. Dikarenakan jumlah dari hambatan gulung dan hambatan udara yang menghambat laju kendaraan lebih kecil dari gaya traksi yang dimiliki oleh kendaraan pada tingkat transmisi ke-5 dan pada daya maksimal pada putaran engine 6200 rpm.

²⁰ Ibid hal 123

BAB IV

SISTEM KEMUDI

System kemudi dari kendaraan bermotor merupakan salah satu bagian terpenting dari suatu kendaraan, karena sistem kemudi berfungsi untuk mengendalikan kendaraan yang sedang melaju baik pada kecepatan rendah maupun kecepatan tinggi dan bisa mengendalikan kendaraan dalam kondisi jalan halus, berlumpur dan licin. Gambar 26 dibawah ini menunjukkan gaya-gaya yang bekerja pada saat terjadi pembelokan arah kendaraan.



**Gambar 26. Gaya-gaya yang terjadi pada saat kendaraan belok
(Teknologi Otomotif, Teori dan Aplikasinya, Edisi I, hal:229)**

Besarnya gaya pengemudian pada setiap kendaraan berbeda-beda, yaitu dilihat dari tipe dan besar-kecilnya kendaraan. Setiap kesalahan pada sistem

steering akan mengakibatkan ketidakstabilan pengendalian kendaraan yang akhirnya dapat berakibat adanya kecelakaan lalu lintas. Secara sederhana dapat dikatakan bahwa kendaraan dikatakan stabil jika perilaku arah atau gerakan kendaraan hanya dipengaruhi oleh arah belok roda kemudi sehingga mudah dikendalikan oleh pengemudi. Pada saat kendaraan berbelok umumnya akan terjadi sudut slip pada masing-masing roda sehingga arah gerakan roda sudah berubah. Makin besar sudut slip yang terjadi makin besar pula pengaruhnya terhadap arah kendaraan. Jika arah kendaraan lebih banyak dipengaruhi oleh sudut slip pada roda dibanding arah roda kemudi maka dikatakan kendaraan tidak stabil atau kendaraan sulit dikendalikan.

4.1. Analisa skid pada jalan datar¹

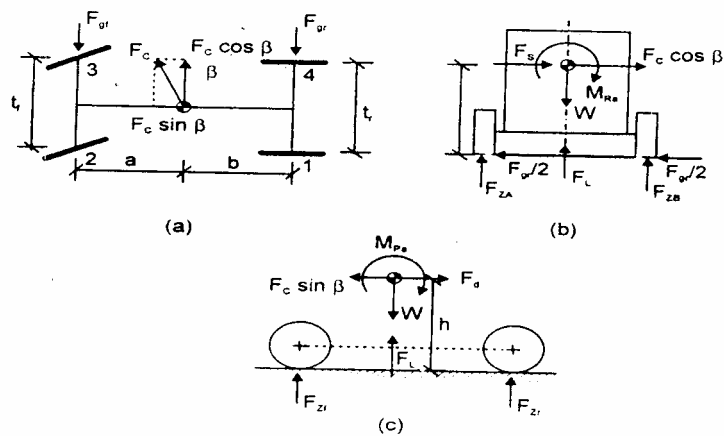
Pada saat kendaraan berbelok akibat gaya kesamping pada roda depan dan belakang maka terjadi kemungkinan kendaraan skid pada roda depan atau roda belakang atau kedua-duanya. Jika pada saat belok, roda depan yang skid maka kendaraan akan cenderung under steer, dan jika roda belakang yang skid maka kendaraan akan cenderung over steer.

Jika terjadi skid pada saat berbelok maka mengakibatkan kendaran menjadi sulit untuk dikendalikan dan sering menjadi penyebab kecelakaan lalu lintas.

Skid pada roda depan tidak akan terjadi jika gaya kesamping pada roda depan lebih kecil atau sama dengan gaya gesek yang mampu didukung oleh roda depan.

¹ I Nyoman Sutantra, Teknologi Otomotif, Teori dan Aplikasinya hal 41

Begitu juga pada roda belakang, skid tidak akan terjadi jika gaya geseknya masih mampu menahan gaya kesamping yang terjadi. Gambar 27 menunjukkan diagram bodi bebas kendaraan saat berbelok yang dipandang dari atas, belakang serta samping.



Gambar 27, Gaya dan Momen Pada kendaraan Belok (Teknologi Otomotif, Teori dan Aplikasinya, Edisi I, hal:40)

Gaya kesamping yang terjadi pada roda depan(F_{cf}) dan belakang(F_{cr})dapat dicari kedalam persamaan sebagai berikut:

$$F_{cf} = \frac{b}{a+b} [F_s + F_c \cos \beta] \dots\dots\dots(4-1)$$

$$F_{cr} = \frac{a}{a+b} [F_s + F_c \cos \beta] \dots\dots\dots$$

Dimana:

$$F_c = \frac{W V^2}{g R_n} \dots\dots\dots(4-2)$$

W : berat total kendaraan (N)=785 kg= 7700, 85 N

V : kecepatan kendaraan(m/s)= 22,2 m/s

a : jarak titik pusat gravitasi ke gandar depan =0,897 m

b : jarak titik pusat gravitasi ke gandar belakang= 1,403 m

β : sudut side slip kendaraan= 10^0

F_c : gaya sentrifugal kendaraan

Untuk mencari besarnya gaya sentrifugal(F_c) harus didapat radius belok nyata(R_n)² yang dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} R_n &= \frac{a+b}{\theta_n^0} 57,29 \\ &= \frac{0,897+1,403}{40^0} 57,29 \\ &= 3,29 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga gaya sentrifugal(F_c)³ dapat dicari dengan menggunakan persamaan(4-2) diatas:

$$\begin{aligned} F_c &= \frac{7700,85}{9,81} \cdot \frac{(22,2)^2}{3,29} \\ &= 66278,28 \text{ N} \end{aligned}$$

Untuk mencari gaya serang angin dari samping(F_s)⁴ digunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_s = \frac{1}{2} C_s \cdot \rho \cdot V_a^2 \cdot A_f \cdot \beta \dots\dots\dots(4-3)$$

² I Nyoman Sutantra, Teknologi otomotif, Teori dan Aplikasinya hal 38

³ Ibid hal 41

⁴ Ibid hal 128

Dengan:

C_s : koefisien hambatan kendaraan⁵ = 0,015

ρ : density udara (kg/m^3)= 5kg/m^3 (diambil dari analisa perancangan)

V_a :kecepatan relative angin terhadap kendaraan(m/dt)= 26,4
(ambil dari analisa perancangan)

A_f : luas frontal kendaraan (m^2)= $2,216\text{ m}^2$

β : sudut side slip kendaraan= 10^0 (diambil dari analisa perancangan)

Sehingga didapat:

$$F_s = \frac{1}{2} \cdot 0,015 \cdot 5 \cdot (26,4)^2 \cdot 2,216 \cdot 10^0$$

$$= 579,17 \text{ N}$$

Sehingga dengan menggunakan persamaan(4-3) gaya kesamping(F_{cf})⁶ yang terjadi pada roda depan kendaraan:

$$F_{cf} = \frac{1,403}{0,897 + 1,403} [579,17 + 66278,28 \times 0,98]$$

$$= 39974,45 \text{ N}$$

gaya kesamping(F_{cr}) yang terjadi pada roda belakang besarnya:

$$F_{cr} = \frac{0,897}{0,897 + 1,403} [579,17 + 66278,28 \times 0,98]$$

$$= 25557,43 \text{ N}$$

⁵ J. Y. Wong, Ph.D; Theory of the ground vehicles, hal: 13

⁶ I Nyoman Sutantra, Teknologi otomotif, Teori dan Aplikasinya hal: 41

Pada saat melaju dan berbelok ban bergesekan dengan jalan, untuk mencari besarnya gaya gesekan(F_z)⁷ digunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_z = \frac{b}{a+b}(W - F_l) + \frac{F_c \cdot h \cdot \sin \beta}{a+b} - \frac{F_d \cdot h}{a+b} - \frac{M_{pa}}{a+b} \dots\dots(4-4)$$

Dengan:

F_l : gaya angkat angin kendaraan

h : tinggi titik pusat massa kendaraan

ρ : density udara(kg/m^3)= 5kg/m^3 (diambil dari analisa perancangan)

M_{pa} : momen angguk(*pitching*) akibat angin

C_l : koefisien gaya angkat⁸= 0,35

Maka untuk mendapatkan besarnya gaya angkat angin (F_l)⁹ digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} F_l &= \frac{1}{2} \cdot C_l \cdot \rho \cdot V_a^2 \cdot A_f \dots\dots\dots(4-5) \\ &= \frac{1}{2} \cdot 0,35 \cdot 5 \cdot (26,4)^2 \cdot 2,216 \\ &= 1351,40\text{N} \end{aligned}$$

4.1.1. Menentukan Tinggi Titik Pusat Gravitasi

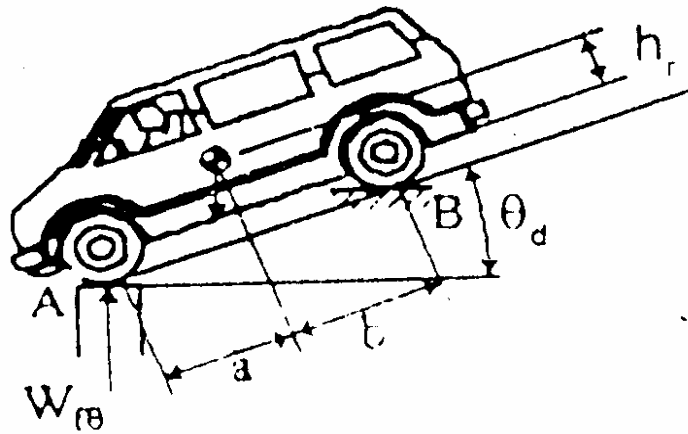
Untuk menentukan tinggi titik pusat gravitasi kendaraan dengan cara penimbangan kendaraan tersebut, setelah dapat diketahui berat bagian depan dan

⁷ Ibid hal 41

⁸ Ibid hal: 137

⁹ Ibid hal 127

belakang, maka dapat digunakan untuk mencari tinggi titik pusat gravitasi kendaraan. Untuk memudahkan perhitungan digunakan Gambar 28 dibawah ini:



Gambar 28. Penimbangan roda depan dan roda belakang diangkat

(Teknologi Otomotif , Teori dan Aplikasinya, Edisi I, hal:63)

Pada perhitungan perancangan ini, roda belakang tidak diangkat supaya adanya kerataan beban pada keempat roda. Sehingga tinggi titik pusat gravitasi kendaraan(h_r)¹⁰ didapat dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$h_r = \frac{[W_{f0}(a+b) - W.a]}{W} \dots\dots\dots(4-6)$$

Dengan:

W_{f0} : berat kosong kendaraan bagian depan = 442 kg

W_{r0} : berat kosong kendaraan bagian belakang= 283 kg

a : jarak titik pusat gravitasi dengan gandar depan= 0,897 m

b : jarak titik pusat gravitasi dengan gandar belakang= 1,403 m

L : jarak sumbu poros roda(panjang *wheel base* kendaraan)= 2,3 m

Sehingga diperoleh:

¹⁰ Ibid hal 63

$$h_r = \frac{[442(0,897 + 1,403) - 725 \cdot 0,897]}{725}$$

$$= 0,5 \text{ m}$$

Sedangkan untuk menentukan tinggi pusat gravitasi digunakan persamaan sebagai berikut: $h_c = r + h_r$

dengan: r = jari-jari roda kendaraan

$$h_c = 0,22025 + 0,5$$

$$= 0,72 \text{ m}$$

Kemudian untuk memperoleh besarnya gaya hambat udara (*drag*) pada kendaraan (F_d)¹¹ digunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot C_d \cdot \rho \cdot V_a^2 \cdot A_f \dots \dots \dots (4-7)$$

Dengan, C_d : koefisien hambat¹² = 0,37

ρ : density udara (kg/m^3) = 5 kg/m^3

V_a : kecepatan relative angin terhadap kendaraan (m/dt) = 26,4 m/dt

A_f : luas frontal kendaraan (m^2) = 2,216 m^2

Sehingga didapat:

$$F_d = \frac{1}{2} \cdot 0,37 \cdot 5 \cdot (26,4)^2 \cdot 2,216$$

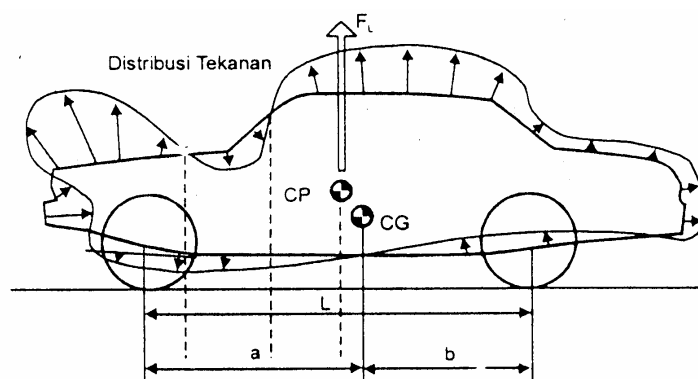
$$= 1428,63 \text{ N}$$

¹¹ Ibid hal 126

¹² Ibid hal:137

4.1.2. Tekanan Udara Bawah Kendaraan Penyebab Gaya Angkat

Perbedaan bentuk antara permukaan atas dan bagian bawah kendaraan menyebabkan aliran udara pada bagian atas lebih cepat dari pada permukaan bawah kendaraan, sehingga tekanan udara permukaan bawah lebih besar dari pada atas. Tekanan udara yang terjadi pada kendaraan saat melaju dapat dilihat pada gambar 29 dibawah ini:



Gambar 29. Distribusi tekanan penyebab gaya angkat (Teknologi Otomotif, Teori dan Aplikasinya, Edisi I, hal:126)

Untuk mencari momen anguk (pitching)¹³ digunakan persamaan sebagai berikut:

$$M_p = \frac{1}{2} \rho \cdot A_f \cdot C_p \cdot L V a^2 \dots\dots\dots(4-8)$$

Dengan:

C_p = pergeseran titik pusat gravitasi terhadap gaya angkat

L = panjang wheel base kendaraan =2,3 m

$$C_p = \frac{C_d \cdot C_l}{L} = \frac{0,37 \times 0,35}{2,3} = 0,06 \text{ m}$$

Sehingga diperoleh momen anguk(pitching) pada kendaraan adalah sebesar:

¹³ Ibid hal 128

$$M_p = \frac{1}{2} \cdot 5.2,216.0,06.2,3 \cdot (26,4)^2$$

$$= 532,84 \text{ N}$$

Maka dengan menggunakan persamaan diatas(4-4), besarnya gesekan roda depan terhadap jalan:

$$F_{zf} = \frac{1,403}{0,897 + 1,403} (7700,85 - 1351,40) + \frac{66278,28 \cdot 0,72 \cdot 0,17}{0,897 + 1,403} - \frac{1428,63 \cdot 0,72}{0,897 + 1,403} - \frac{532,84}{0,897 + 1,403}$$

$$= 6721,43 \text{ N}$$

Pada roda belakang, besarnya gesekan pada ban terhadap jalan adalah sebesar:

$$F_{zr} = \frac{0,897}{0,897 + 1,403} (7700,85 - 1351,40) - \frac{66278,28 \cdot 0,72 \cdot 0,17}{0,897 + 1,403} + \frac{1428,63 \cdot 0,72}{0,897 + 1,403} + \frac{532,84}{0,897 + 1,403}$$

$$= -371,98 \text{ N}$$

sehingga untuk mengetahui apakah kendaraan akan skid atau tidak dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_{cf} : (\mu \cdot F_{zf})$$

$$39974,45 : (0,8 \cdot 6721,43)$$

Dikarenakan gaya kesamping kendaraan lebih kecil dari pada gaya normal dikalikan dengan koefisien gesek ban, maka kendaran tidak mengalami skid pada roda depan.

Sedangkan untuk roda belakang untuk mengetahui kendaraan akan skid atau tidak dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_{cr} : (\mu \cdot F_{zr})$$

25557,43: (0,8 . -371,98)

Pada roda belakang mengalami skid yang dikarenakan gaya kesamping kendaraan lebih besar daripada biasanya perkalian antara gaya normal roda belakang dengan koefisien gesek ban.

Sehingga berdasarkan secara teoritis kendaraan mengalami skid pada roda-roda belakangnya

4.2. Kecepatan Belok Maksimum kendaraan

Pada saat kendaraan melaju dengan kecepatan maksimum dan berbelok agar tidak terjadi skid pada roda maka digunakan persamaan sebagai berikut¹⁴:

$$V_{fs} = \sqrt{\frac{R_n \cdot g}{W} \left[\frac{\mu \cdot b(W - F_t) - b \cdot F_s - F_d \cdot h \cdot \mu - M_{pa} \cdot \mu}{b \cos \beta - h \cdot \mu \cdot \sin \beta} \right]} \dots\dots\dots(4-9)$$

Dengan:

- W : berat total kendaraan kondisi kosong= 785 kg \approx 7700,85 N
- μ : harga koefisien gesek belok¹⁵= 0,8
- F_t : gaya angkat angin= 1351,40N
- a : jarak titik pusat gravitasi terhadap gandar depan= 0,897 m
- b : jarak titik pusat gravitasi terhadap gandar blknng=1,403 m
- F_s : gaya serang angin dari samping kendaraan= 579,17 N
- F_d : gaya hambat udara(*drag*) terhadap kendaraan = 1428,63N
- H : tinggi titik pusat gravitasi kendaraan= 0,72 m
- M_{pa} : momen angguk(*pitching*) kendaraan= 532,84 N

¹⁴ Ibid hal:42

¹⁵ Ibid hal:100

R_n : radius belok nyata kendaraan= 3,29 m

g : gaya gravitasi =9,81

β : sudut side slip kendaraan = 10^0

dengan menggunakan persamaan (4-9) maka didapatkan:

$$\sqrt{\frac{3,29 \cdot 9,81}{785} \left[\frac{0,8 \cdot 1,403(7700,85 - 1351,40) - (1,403 \cdot 579,17) - (1428,63 \cdot 0,72 \cdot 0,9) - (532,84 \cdot 0,9)}{(1,403 \cdot 0,98) - (0,72 \cdot 0,9 \cdot 0,17)} \right]}$$

$$= 12,64 \text{ km/jam}$$

Demikian juga pada roda belakang kecepatan maksimum pada saat berbelok agar tidak terjadi skid digunakan persamaan sebagai berikut:

$$V_{rs} = \sqrt{\frac{R_n \cdot g}{W} \left[\frac{\mu \cdot a(W - F_t) - a \cdot F_s - F_d \cdot h \cdot \mu - M_{pa} \cdot \mu}{a \cos \beta - h \cdot \mu \cdot \sin \beta} \right]}$$

Sehingga didapat:

$$= \sqrt{\frac{3,29 \cdot 9,81}{785} \left[\frac{0,8 \cdot 0,897(7700,85 - 1351,40) - (0,897 \cdot 579,17) - (1428,63 \cdot 0,72 \cdot 0,9) - (532,84 \cdot 0,9)}{(0,897 \cdot 0,98) - (0,72 \cdot 0,9 \cdot 0,17)} \right]}$$

$$= 11,85 \text{ km/jam}$$

Dikarenakan β tidak diabaikan maka kendaraan cenderung mengalami skid pada roda belakang lebih dahulu daripada roda depan dengan perbandingan $V_{fs} > V_{rs}$.

4.3. Analisa Guling

Dimaksudkan untuk mencari kondisi terjadinya salah satu roda depan atau belakang terangkat. Roda dikatakan terangkat jika gaya normal yang terjadi pada roda tersebut adalah sebesar 0 atau negative. Gaya normal yang terjadi pada masing-masing roda adalah gaya normal akibat berat kendaraan, perpindahan

gaya normal karena momen guling dan perpindahan gaya normal karena momen angguk (*pitching*). Gaya normal¹⁶ pada masing-masing roda tersebut dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$F_z = \frac{a}{2(a+b)}(W - F_l) - \frac{a}{a+b} \left[\frac{F_c \cdot h \cdot \cos \beta + M_{Ra} + F_s \cdot h}{t_r} \right] - \frac{h \cdot F_c \cdot \sin \beta - F_d \cdot h - M_{pa}}{2(a+b)}$$

Dengan:.....(4-10)

W : berat total kendaraan=785 kg \approx 7700,85 N

a : jarak antara titik pusat gravitasi dengan gandar depan= 0,897 m

b : jarak antara titik pusat gravitasi dengan gandar belakang= 1,403 m

F_l : gaya angkat angin pada kendaraan= 1351,40N

F_c : gaya sentrifugal kendaraan=66278,28 N

h : tinggi titik pusat gravitasi= 0,72 m

β : sudut side slip kendaraan= 10⁰

F_s : gaya serang angin dari samping kendaraan=579,17N

F_d : gaya hambat udara(*drag*) terhadap kendaraan= 1428,63N

M_{pa} :momen angguk(*pitching*) kendaraan= 532,84N

t_r : jarak pijak roda depan= 1390 mm \approx 1,390 m

t_r : jarak pijak roda belakang= 1370 mm \approx 1,370 m

M_{Ra} : momen guling(*rolling*) aerodinamik

Untuk mencari momen *rolling* aerodinamik¹⁷ dapat dicari dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

¹⁶ Ibid hal:44

$$M_{Ra} = \frac{1}{2} \rho \cdot A_f \cdot C_r \cdot L \cdot V_a^2 \cdot \beta_a \dots\dots\dots(4-11)$$

Dengan: C_r : koefisien momen *rolling* aerodinamik¹⁸= 0,015

ρ : density udara (kg/m³)= 5 kg/m³

V_a : kecepatan relative angin terhadap kendaraan(m/dt)= 26,4 m/dt

A : luas frontal kendaraan (m²)= 2,216 m²

β_a : sudut serang angin kendaraan=12⁰

L : panjang *wheel base* kendaraan= 2,3 m

Sehingga didapat:

$$\begin{aligned} M_{Ra} &= \frac{1}{2} \cdot 5 \cdot 2,216 \cdot 0,015 \cdot 2,3 \cdot (26,4)^2 \cdot 12^0 \\ &= 1598,52 \text{ N} \end{aligned}$$

Maka dengan menggunakan persamaan(4-10) besarnya gaya normal pada roda belakang sebelah kiri sebesar:

$$\begin{aligned} F_{Z1} &= \frac{0,897}{2(0,897+1,403)} (7700,85 - 1351,40) - \frac{0,897}{0,897+1,403} \left[\frac{66278,28 \cdot 0,72 \cdot 0,98 + 1598,52 + 579,17 \cdot 0,72}{1370} \right] \\ &\quad - \frac{0,72 \cdot 66278,28 \cdot 0,17 - 1428,63 \cdot 0,72 - 532,84}{2(0,897+1,403)} \\ &= -200,07 \text{ N} \end{aligned}$$

Sedangkan untuk roda depan sebelah kiri besarnya gaya normal adalah:

$$F_{Z2} = \frac{1,403}{2(0,897+1,403)} (7700,85 - 1351,40) - \frac{1,403}{0,897+1,403} \left[\frac{66278,28 \cdot 0,72 \cdot 0,98 + 1598,98 + 579,17 \cdot 0,72}{1390} \right]$$

¹⁷ Ibid hal: 128

¹⁸ J. Y. Wong, Ph.D. Teory of Ground Vehicles. Hal: 13

$$+ \frac{0,72 \cdot 66278,28 \cdot 0,17 - 1428,63 \cdot 0,72 - 532,84}{2(0,897 + 1,403)}$$

$$= 3340,19 \text{ N}$$

Untuk roda depan sebelah kanan besarnya gaya normal adalah:

$$F_{z3} = \frac{1,403}{2(0,897 + 1,403)} (7700,85 - 1351,40) + \frac{1,403}{0,897 + 1,403} \left[\frac{66278,28 \cdot 0,72 \cdot 0,98 + 1598,98 + 579,17 \cdot 0,72}{1390} \right]$$

$$+ \frac{0,72 \cdot 66278,28 \cdot 0,17 - 1428,63 \cdot 0,72 - 532,84}{2(0,897 + 1,403)}$$

$$= 34095,80 \text{ N}$$

Untuk roda belakang sebelah kanan besarnya gaya normal adalah:

$$F_{z4} = \frac{0,897}{2(0,897 + 1,403)} (7700,85 - 1351,40) + \frac{0,897}{0,897 + 1,403} \left[\frac{66278,28 \cdot 0,72 \cdot 0,98 + 1598,98 + 579,17 \cdot 0,72}{1370} \right]$$

$$- \frac{0,72 \cdot 66278,28 \cdot 0,17 - 1428,63 \cdot 0,72 - 532,84}{2(0,897 + 1,403)}$$

$$= 13381,61 \text{ N}$$

keadaan kritis pada roda depan terguling atau tidak dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_{z2} = 0$$

Kendaraan tidak mengalami terguling karena pada roda depan sebelah kiri terjadi gaya normal sebesar 3340,19 N

Keadaan kritis pada roda belakang terguling atau tidak dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_{z1} = 0$$

Kendaraan mengalami terguling karena pada roda belakang sebelah kiri terjadi gaya normal sebesar -200,07 N

4.3.1. Kecepatan Belok Maksimum Kendaraan

Kecepatan belok maksimum kendaraan yang diijinkan agar satu roda depan tidak terangkat dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut¹⁹:

$$V_{fg} = \sqrt{\frac{R_n \cdot g}{W} \left[\frac{0,5 \cos b(W - F_l) - b(M_{Ra} + F_s \cdot h) / t_f - 0,5(F_d \cdot h + M_{pa})}{(b \cdot h \cdot \cos \beta) / t_f - 0,5 \cdot h \cdot \sin \beta} \right]} \quad (4-12)$$

Sehingga didapat:

$$= \sqrt{\frac{3,29,9,81}{785} \left[\frac{0,5 \cdot 0,99(7700,85 - 1351,40) - 1,403(1598,98 + 579,17 \cdot 0,72) / 1,390 - 0,5(1428,63 \cdot 0,72 + 532,84)}{(1,403 \cdot 0,72 \cdot 0,98) / 1,390 - 0,5 \cdot 0,72 \cdot 0,17} \right]}$$

$$= 14,41 \text{ km/jam}$$

Sedangkan untuk roda belakang supaya tidak terjadi satu roda belakang terangkat dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$V_{rg} = \sqrt{\frac{R_n \cdot g}{W} \left[\frac{0,5 \cdot a(W - F_l) - a(M_{Ra} + F_s \cdot h) / t_r - 0,5(F_d \cdot h + M_{pa})}{(a \cdot h \cdot \cos \beta) / t_r - 0,5 \cdot h \cdot \sin \beta} \right]} \quad (4-13)$$

$$= \sqrt{\frac{3,29,9,81}{785} \left[\frac{0,5 \cdot 0,897(7700,85 - 1351,40) - 0,897(1598,98 + 579,17 \cdot 0,72) / 1,370 - 0,5(1428,63 \cdot 0,72 + 532,84)}{(0,897 \cdot 0,72 \cdot 0,98) / 1,370 - 0,5 \cdot 0,72 \cdot 0,17} \right]}$$

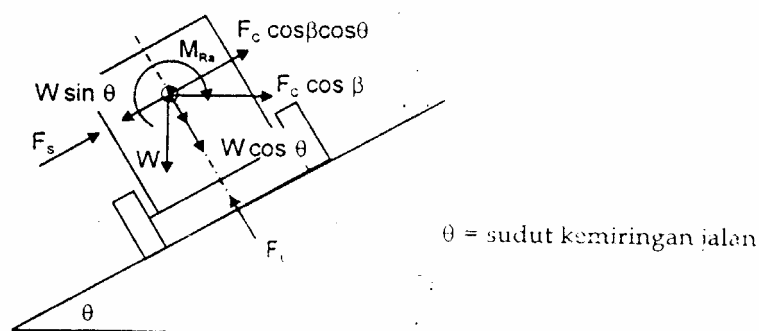
$$= 17,73 \text{ km/jam}$$

¹⁹ Ibid hal: 45

dengan perbandingan besarnya kecepatan pada roda depan dan roda belakang, maka kendaraan cenderung mengalami understeer karena kecepatan roda depan lebih pelan daripada roda belakang.

4.4. Analisa Skid pada Jalan Miring

Pada umumnya pada jalan belok diberi kemiringan yang dimaksudkan supaya kendaraan lebih tahan terhadap skid dan kondisi guling. Gaya dan momen yang bekerja pada kendaraan saat berbelok sedikit berbeda dengan yang ada pada kendaraan berbelok pada jalan datar. Perbedaan yang ada ditunjukkan pada gambar 30 dibawah ini:



**Gambar30: Gaya dan momen pada kendaraan belok pada jalan miring
Teknologi Otomotif, Teori Dan Aplikasinya, I Nyoman Sutantra, edisi I
(hal 46)**

Untuk mengetahui besarnya gaya kesamping yang bekerja pada roda depan dan belakang digunakan persamaan sebagai berikut²⁰:

$$F_{cf} = \frac{b}{a+b} [F_c \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta + F_s - W \sin \theta] \dots \dots \dots (4-14)$$

²⁰ I nyoman Sutantra, Teknologi Otomotif. Teori dan Aplikasinya hal:46

$$F_{cr} = \frac{a}{a+b} [F_c \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta + F_s - W \sin \theta]$$

Dengan:

W : berat total kendaraan (N)=785 kg \approx 7700,85 N

V : kecepatan kendaraan(m/dt)= 22,2 m/detk

a : jarak titik pusat gravitasi ke gandar depan =0,897 m

b : jarak titik pusat gravitasi ke gandar belakang= 1,403 m

θ : sudut kemiringan jalan= 30^0

β : sudut side slip kendaraan= 10^0

F_c : gaya centrifugal kendaraan= 66278,28 N

F_s : gaya serang angin dari samping kendaraan= 579,17 N

Sehingga didapat:

$$F_{cf} = \frac{1,403}{0,897 + 1,403} [66278,28 \cdot 0,98 \cdot 0,87 + 579,17 - 7700,85 \cdot 0,5]$$

$$= 32474,94 \text{ N}$$

$$F_{cr} = \frac{0,897}{0,897 + 1,403} [66278,28 \cdot 0,98 \cdot 0,87 + 579,17 - 7700,85 \cdot 0,5]$$

$$= 20762,67 \text{ N}$$

Dengan memperhatikan gambar 30, gaya normal pada roda depan dan belakang dapat diketahui besarnya dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_{xf} = \frac{b}{a+b} [W \cdot \cos \theta + F_c \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta - F_l] + \frac{h \cdot F_c \cdot \sin \beta - F_d \cdot h - M_{pa}}{a+b} \dots (4-15)$$

$$F_{zr} = \frac{a}{a+b} [W \cdot \cos \theta + F_c \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta - F_l] + \frac{h \cdot F_c \cdot \sin \beta - F_d \cdot h - M_{pa}}{a+b}$$

Dengan:

F_d : gaya hambat udara dari depan (*drag*) terhadap kendaraan = 1428,63 N

F_l : gaya angkat angin pada kendaraan = 1351,40 N

M_{pa} : momen angguk (*pitching*) kendaraan = 532,84 N

Sehingga besarnya gaya normal pada roda depan (F_{zf}) adalah sebesar:

$$\begin{aligned} &= \frac{1,403}{0,897+1,403} [7700,85 \cdot 0,87 + 66278,28 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 1351,40] + \frac{0,72 \cdot 66278,28 \cdot 0,17 - 1428,63 \cdot 0,72 - 532,84}{0,897+1,403} \\ &= 26532,01 \text{ N} \end{aligned}$$

Besarnya gaya normal pada roda belakang (F_{zr}) adalah sebesar:

$$\begin{aligned} &= \frac{0,897}{0,897+1,403} [7700,85 \cdot 0,87 + 66278,28 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 1351,40] + \frac{0,72 \cdot 66278,28 \cdot 0,17 - 1428,63 \cdot 0,72 - 532,84}{0,897+1,403} \\ &= 17599,89 \text{ N} \end{aligned}$$

untuk mengetahui kendaraan mengalami skid atau tidak digunakan perbandingan sebagai berikut:

Pada roda depan terjadi skid atau tidak dengan perbandingan sebagai berikut:

$$F_{cf} \leq (\mu \cdot F_{zf}) = 32474,94 \leq (0,8 \cdot 26532,01)$$

Sehingga kendaraan mengalami skid pada roda depan dikarenakan gaya kesamping lebih besar daripada perkalian antara gaya normal dengan koefisien gesek ban.

Pada roda belakang terjadi skid atau tidak dengan perbandingan sebagai berikut:

$$F_{cr} \leq \mu \cdot F_{zr} = 20762,67 \leq (0,8 \cdot 17599,89)$$

Dengan perbandingan diatas, maka roda belakang mengalami skid dikarenakan gaya kesamping kendaraan lebih besar daripada perkalian antara koefisien gesek ban dengan gaya normal kendaraan.

4.4.1. Kecepatan Belok Maksimum Kendaraan

Untuk mengetahui kecepatan kendaraan belok maksimum agar roda depan tidak skid digunakan persamaan sebagai berikut²¹:

$$V_{fs} = \sqrt{\frac{R_n \cdot g}{W} \left[\frac{b(W \cdot \cos \theta - F_l) \mu - b(F_s - W \cdot \sin \theta) - \mu(P_d \cdot h + M_{pa})}{b(\cos \beta \cdot \cos \theta - \mu \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta) - h \cdot \mu \cdot \sin \beta} \right]} \quad (4-16)$$

Dengan:

R_n : radius belok nyata kendaraan: 3,29 M

μ : koefisien gesek antara ban dengan jalan: 0,8

F_s : gaya serang angin dari samping kendaraan= 579,17 N

F_d : gaya hambat udara dari depan(*drag*) kendaraan= 1428,63 N

F_l : gaya angkat angin pada kendaraan= 1351,40 N

P_d : tekanan udara atmosfer=1 atm

Sehingga didapat:

$$\begin{aligned} &= \sqrt{\frac{3,29 \cdot 9,81}{785} \left[\frac{1,403(7700,85 \cdot 0,87 - 1351,40)0,8 - 1,403(579,17 - 785 \cdot 0,5) - 0,9(1,0,72 + 532,84)}{1,403(0,98 \cdot 0,87 - 0,9 \cdot 0,98 \cdot 0,5) - 0,72 \cdot 0,9 \cdot 0,17} \right]} \\ &= 21,45 \text{ km/jam} \end{aligned}$$

Sedangkan pada roda belakang untuk mengetahui kecepatan belok maksimum agar roda belakang tidak skid digunakan persamaan sebagai berikut:

²¹ Ibid hal: 47

$$V_{rs} = \sqrt{\frac{R_n \cdot g}{W} \left[\frac{a(W \cdot \cos \theta - F_l) \mu - a(F_s - W \cdot \sin \theta) - \mu(F_d \cdot b + M_{pa}) \mu}{a(\cos \beta \cdot \cos \theta - \mu \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta) - h \cdot \mu \cdot \sin \beta} \right]} \dots (4-17)$$

Sehingga didapat:

$$= \sqrt{\frac{3,29.9,81}{785} \left[\frac{0,897(7700,85.0,87 - 1351,40)0,9 - 0,897(579,17 - 785.0,5) - 0,9(1428,63.1,403 + 532,84)0,9}{0,897(0,98.0,87 - 0,9.0,98.0,5) - 0,72.0,9.0,17} \right]}$$

$$= 18,21 \text{ km/jam}$$

secara umum kendaraan tersebut cenderung understeer yang dikarenakan kecepatan roda depan lebih cepat daripada roda belakang

4.5. Analisa Guling Kendaraan Pada Jalan Miring

Seperti halnya analisa guling kendaraan belok pada jalan datar, maka untuk jalan miring pada dasarnya adalah sama. Perbedaannya adalah dari gaya dan momen yang bekerja pada kendaraan yang ditunjukkan pada gambar (26).

Untuk mengetahui besarnya gaya normal pada setiap roda dapat digunakan persamaan sebagai berikut²²:

$$F_{z1} = \frac{a}{2(a+b)} [W \cos \theta + F_c \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta - F_l] - \frac{a}{a+b} \left[\frac{F_c \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta - W \cdot h \cdot \sin \theta + M_{Ra} + F_s \cdot h}{t_r} \right] - \frac{h \cdot F_c \cdot \sin \beta - F_d \cdot h - M_{pa}}{2(a+b)} \dots (4-18)$$

Dengan:

²² Ibid hal: 48

- W : berat total kendaraan=785 kg=7700,85 N
 a : jarak antara titik pusat gravitasi dengan gandar depan= 0,897 m
 b : jarak antar titik pusat gravitasi dengan gandar belakang= 1,403 m
 F_l : gaya angkat angin pada kendaraan= 1351,40 N
 F_c : gaya sentrifugal kendaraan=66278,28N
 h : tinggi titik pusat gravitasi= 0,72 m
 β : sudut side slip kendaraan= 10^0
 F_s : gaya serang angin dari samping kendaraan=579,17N
 F_d : gaya hambat udara(*drag*) terhadap kendaraan= 1428,63 N
 M_{pa} : momen angguk(*pitching*) aerodinamik= 532,84 N
 M_{Ra} : momen guling(*rolling*) aerodinamik= 1598,52 N
 t_f : jarak pijak roda depan= 1390 mm \approx 1,390 m
 t_r : jarak pijak roda belakang= 1370 mm \approx 1,370 m

Sehingga untuk roda belakang sebelah kiri didapat:

$$\begin{aligned}
 F_{z1} &= \frac{0,897}{2(0,897 + 1,403)} [7700,85 \cdot 0,87 + 66278,28 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 1351,40] - \frac{0,897}{0,897 + 1,403} \\
 &\left[\frac{66278,28 \cdot 0,87 \cdot 0,5 - 7700,85 \cdot 0,72 \cdot 0,5 + 1598,52 + 579,17 \cdot 0,72}{1370} \right] - \frac{0,72 \cdot 66278,28 \cdot 0,17 - 1428,63 \cdot 0,72 - 532,84}{2(0,897 + 1,403)} \\
 &= 5931,19 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Untuk roda depan sebelah kiri digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 F_{z2} &= \frac{b}{2(a+b)} [W \cos \theta + F_c \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta - F_l] - \frac{b}{a+b} \left[\frac{F_c \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta - W \cdot h \cdot \sin \theta + M_{Ra} + F_s \cdot h}{t_f} \right] + \\
 &\frac{h \cdot F_c \cdot \sin \beta - F_d \cdot h - M_{pa}}{2(a+b)} \dots \dots \dots (4-19)
 \end{aligned}$$

Sehingga didapat:

$$F_{z2} = \frac{1,403}{2(0,897 + 1,403)} [7700,85 \cdot 0,87 + 66278,28 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 1351,40] - \frac{1,403}{0,897 + 1,403}$$

$$\left[\frac{66278,28 \cdot 0,72 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 7700,85 \cdot 0,72 \cdot 0,5 + 159852 + 579170,72}{1390} \right] + \frac{0,72 \cdot 66278,28 \cdot 0,17 - 142863,072 - 53284}{2(0,897 + 1,403)}$$

$$= 12950,52 \text{ N}$$

Untuk roda depan sebelah kanan gaya normal yang terjadi sebesar:

$$F_{z3} = \frac{1,403}{2(0,897 + 1,403)} [7700,85 \cdot 0,87 + 66278,28 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 1351,40] + \frac{1,403}{0,897 + 1,403}$$

$$\left[\frac{66278,28 \cdot 0,72 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 7700,85 \cdot 0,72 \cdot 0,5 + 159852 + 579170,72}{1390} \right] + \frac{0,72 \cdot 66278,28 \cdot 0,17 - 142863,072 - 53284}{2(0,897 + 1,403)}$$

$$= 12970,08 \text{ N}$$

Sedangkan pada roda belakang sebelah kanan gaya normal yang terjadi sebesar:

$$F_{z4} = \frac{0,897}{2(0,897 + 1,403)} [7700,85 \cdot 0,87 + 66278,28 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 1351,40] + \frac{0,897}{0,897 + 1,403}$$

$$\left[\frac{66278,28 \cdot 0,72 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 7850,72 \cdot 0,5 + 159852 + 579170,72}{1370} \right] - \frac{0,72 \cdot 66278,28 \cdot 0,17 - 142863,072 - 53284}{2(0,897 + 1,403)}$$

$$= 5972,17 \text{ N}$$

keadaan kritis pada roda depan terguling atau tidak dapat diketahui dengan

persamaan sebagai berikut:

$$F_{z2} = 0$$

Kendaraan tidak mengalami terguling karena pada roda depan sebelah kiri terjadi

gaya normal sebesar 12950,52 N

Keadaan kritis pada roda belakang terguling atau tidak dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_{z1} = 0$$

Kendaraan tidak mengalami terguling karena pada roda belakang sebelah kiri terjadi gaya normal sebesar 5931,19 N

4.5.1 kecepatan belok maksimum kendaraan

Kecepatan belok maksimum kendaraan yang diijinkan agar satu roda depan tidak terangkat dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut

$$V_{fg} = \sqrt{\frac{R_n \cdot g}{W} \left(\frac{0,5b(W \cos \theta - F_l) + (b \cdot h \cdot W \cdot \sin \theta) / t_f - b(M_{Ra} - F_s \cdot h) / t_f - 0,5(F_d \cdot h + M_{pa})}{(b \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta) / t_f - 0,5(b \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta + h \cdot \sin \beta)} \right)}$$

sehingga dengan rumus diatas dapat dicari besarnya kecepatan belok pada roda depan:

$$V_{fg} = \sqrt{\frac{3,29 \cdot 9,81}{785} \left(\frac{0,5 \cdot 1,403(7700,85 \cdot 0,87 - 1351,40) + (1,403 \cdot 0,72 \cdot 7700,85 \cdot 0,5) / 1,390 - 1,403(1598,52 - 579,17 \cdot 0,72) / 1,390 - 0,5(1428,63 \cdot 0,72 + 532,84)}{(1,403 \cdot 0,72 \cdot 0,98 \cdot 0,87) / 1,390 - 0,5(1,403 \cdot 0,98 \cdot 0,5 + 0,72 \cdot 0,17)} \right)}$$

$$= 32,85 \text{ km}$$

sedangkan pada roda belakang kecepatan belok roda sebesar:

$$V_{rg} = \sqrt{\frac{R_n \cdot g}{W} \left(\frac{0,5a(W \cos \theta - F_l) + (a \cdot h \cdot W \cdot \sin \theta) / t_f - a(M_{Ra} - F_s \cdot h) / t_f - 0,5(F_d \cdot h + M_{pa})}{(a \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \cos \theta) / t_f - 0,5(a \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta + h \cdot \sin \beta)} \right)}$$

$$V_{rg} = \sqrt{\frac{3,29 \cdot 9,81}{785} \left(\frac{0,5 \cdot 0,897(7700,85 \cdot 0,87 - 1351,40) + (0,897 \cdot 0,72 \cdot 7700,85 \cdot 0,5) / 1,370 - 0,897(1598,52 - 579,17 \cdot 0,72) / 1,370 - 0,5(1428,63 \cdot 0,72 + 532,84)}{(0,897 \cdot 0,72 \cdot 0,98 \cdot 0,87) / 1,370 - 0,5(1,403 \cdot 0,98 \cdot 0,5 + 0,72 \cdot 0,17)} \right)}$$

$$= 34,52 \text{ km}$$

4.6. Perhitungan kemudi

Dalam perancangan ini kemudi yang digunakan adalah jenis *Rack and Pinion* tanpa menggunakan perangkat *Power steering*. Rasio atau perbandingan *steering gear*(i) sebesar 20:1 yang dimaksudkan perbandingan jumlah putaran roda kemudi (derajat) dibagi besarnya sudut belok roda depan(derajat).

4.6.1. Menghitung Beban Normal²³

Untuk menghitung besarnya beban normal roda depan (W_f) digunakan persamaan sebagai berikut:

$$W_f = \frac{W}{L} \left(l_2 + \frac{a}{g} h \right) \dots\dots\dots(4-21)$$

Dengan:

W: berat kendaraan dalam kondisi penuh= 10055,25 N

W: berat kendaraan dalam kondisi kosong= 7700,85 N

h: tinggi titik pusat gravitasi= 0,72 m

L: jarak sumbu roda= 2,3 m

a: perlambatan kendaraan pada saat berbelok= 5 m/s² (diambil dari analisa perancangan)

l_2 : jarak pusat gravitasi kendaraan dari gandar belakang= 1,403 m

sehingga diperoleh:

²³ Ibid hal:227

$$W_f = \frac{10055,25}{2,3} \left(1,403 + \frac{5}{9,81} \cdot 0,72 \right)$$

$$= 7738,050 \text{ N}$$

Dan untuk kondisi kosong beban normal kendaraan adalah sebesar:

$$W_f = \frac{7700,85}{2,3} \left[1,403 + \frac{5}{9,81} \cdot 0,72 \right]$$

$$= 5088,735 \text{ N}$$

Sedangkan untuk beban normal gandar belakang (W_r) dicari dengan menggunakan persamaan:

$$W_r = \frac{W}{L} \left(l_1 - \frac{a}{g} h \right) \dots\dots\dots(4-22)$$

Dengan:

l_1 : jarak titik pusat gravitasi dari gandar depan= 0,897 m

Sehingga:

$$W_r = \frac{10055,25}{2,3} \left(0,897 - \frac{5}{9,815} \cdot 0,72 \right)$$

$$= 2316,205 \text{ N}$$

Untuk kendaraan dalam kondisi kosong adalah sebesar:

$$W_r = \frac{7700,85}{2,3} \left[0,897 - \frac{5}{9,81} \cdot 0,72 \right]$$

$$= 1773,87 \text{ N}$$

4.6.2. Menentukan Keliling Roda

Bila diasumsikan kendaraan sedang melaju dengan kecepatan 80km/jam atau 22,2m/s maka putaran roda dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$K_r = 2.\pi.r \dots\dots\dots(4-23)$$

Dengan:

$$r: \text{jari-jari roda} = 0,22025 \text{ m} \approx 220,25 \text{ mm}$$

sehingga diperoleh hasil:

$$\begin{aligned} K_r &= 2.\pi.220,25 \\ &= 1383,2 \text{ mm} \approx 1,3832 \text{ m} \end{aligned}$$

Sedangkan untuk putaran roda perdetiknya(P_r) digunakan persamaan sebagai berikut:

$$P_r = \frac{V}{K_r} \dots\dots\dots(4-24)$$

Dengan:

$$V: \text{kecepatan kendaraan} = 80\text{km/jam} \approx 22,2 \text{ m/s}$$

Sehingga putaran roda perdetiknya:

$$\begin{aligned} P_r &= \frac{22,2}{1,3832} \\ &= 16,05 \text{ put/det} \end{aligned}$$

Maka dalam satu detik roda dapat berputar sebanyak 16,05 kali putaran. Untuk putaran roda permenitnya dapat diperoleh dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$T_r = P_r \cdot 60 \dots\dots\dots(4.25)$$

Sehingga:

$$T_r = 16,05 \cdot 60$$

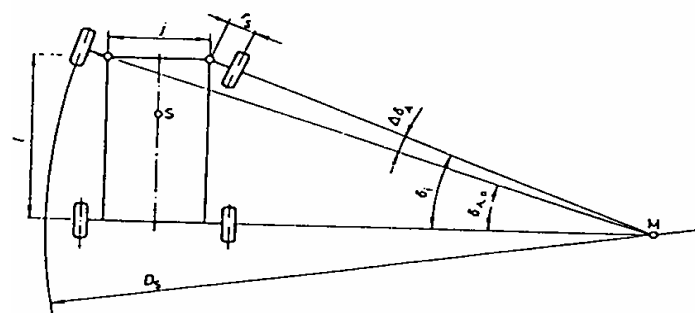
$$= 963 \text{ rpm}$$

4.7. Sistem kemudi

Kendaraan yang akan berbelok menggunakan sistem kemudi untuk mengarahkan kendaraan menuju tempat yang ingin dituju. Radius putar kendaraan yaitu kemampuan kendaraan berbelok/berputar dengan jari-jari terkecil, memegang peranan yang cukup penting baik ketika kendaraan berbelok, berputar ataupun sewaktu parkir .

4.7.1. Menghitung Sudut Belokan Roda

Dengan memperhatikan gambar (31), akan dapat diketahui fungsi ackerman seperti ditunjukkan pada persamaan 4-26



Gambar 31. Kemudi Yang Dibelokkan
The Automotive Chassis , Jornsens reimpell, Prof. Dipl. Helmut Stoll, Dipl.
Ing 1996 london : Arnold, hal: 192

$$ctg \delta_0 - ctg \delta_1 = \frac{J}{L} \dots \dots \dots (4-26)$$

Dengan:

L: jarak sumbu roda= 2.3 m

J: $b - 2 \times r_s$

b: lebar kendaraan= 1600 mm

r_s : offset ≈ -18 mm sampai dengan $+ 20$ mm(diambil 15 mm)

sehingga $J = 1600 - (2 \times 0,015)$

$$= 1599,97 \text{ mm} \approx 1,597 \text{ m}$$

Sudut δ_1 ditentukan sebesar 40^0 , sehingga digunakan persamaan sebagai berikut²⁴:

$$d = \sqrt[3]{\frac{W_r \cdot D_r}{C}} \dots \dots \dots (4-27)$$

Dengan:

d : diameter lengan kemudi= 13,5 mm

W_r : beban roda maksimum, diambil= 500 kg

C : konstanta ≈ 27500 ⁽²⁵⁾

D_r : diameter roda= 44,05 mm

Sehingga diperoleh:

$$d = \sqrt[3]{\frac{500 \cdot 44,05}{27500}}$$

$$= 0,71 \text{ cm} \approx 7,1 \text{ mm}$$

Sehingga untuk batang komponen kemudi minimal berukuran 0,71 cm.

²⁴ Heldt P. M, 1952, the Automotive Chassis (Without Powerplant), New York: Nyack hal: 108

²⁵ Ibid hal:108

Untuk menentukan besarnya sudut δ_0 dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \operatorname{Ctg} \delta_0 &= \operatorname{Ctg} 40^\circ + \frac{1,6}{2,3} \\ &= 1,19 + 0,696 \\ &= 1,886 \\ \delta_0 &= 27,92^\circ \end{aligned}$$

4.7.2. menghitung Radius Putar kendaraan (D_s)²⁶

Setiap kendaraan pada saat berbelok mempunyai radius putar yang diambil pada titik tertentu. Untuk menghitung radius putar tersebut digunakan persamaan sebagai berikut:

$$D_s = 2x \left[\frac{L}{\sin \delta^0} + r_s \right] \dots\dots\dots (4-28)$$

Dengan:

L: panjang *wheel base* kendaraan = 2,3 m

r_s : offset = 15 mm \approx 0,015 m

Sehingga didapat:

$$\begin{aligned} D_s &= 2x \left[\frac{2,3}{\sin 27,92^\circ} + 0,015 \right] \\ &= 9,85 \text{ m} \end{aligned}$$

Sehingga dengan diameter putar belok kendaraan sebesar 9,85 m maka radius putarnya didapat: 4,925 m

²⁶ Jornsens Reimpell, Prof Dipl. Ing, Helmut Stoll, Dipl. Ing, 1996, The Automotive chassis Engineering Principles, London Arnold hal: 194

4.7. 3. Menghitung Momen Pada Sistem Kemudi²⁷

Untuk mengetahui besarnya gaya yang diperlukan untuk memutar roda kemudi, maka harus diketahui momen puntir yang terjadi pada sumbu *king pin*(T_k). Sehingga digunakan persamaan sebagai berikut:

$$T_k = \mu.W_r \cdot \sqrt{\left[\frac{a^2}{8} + d^2\right]} \dots\dots\dots(4-29)$$

Dengan:

μ : koefisien gesek kendaraan: 0,8-0,9(diambil 0,8)

W_r : beban yang diterima roda

$$= (1025 \times 0,4)/2 = 205 \text{ kg} \approx 2011,05 \text{ N}$$

a : lebar ban kendaraan= 165 mm

d : jarak sumbu *king pin* terhadap setengah lebar roda= 85 mm

sehingga dari persamaan(4-29), diperoleh:

$$T_k = 0,8 \cdot 2011,05 \cdot \sqrt{\left[\frac{165^2}{8} + (85^2)\right]}$$

$$= 186592,3 \text{ N}$$

Dengan menentukan rasio atau perbandingan steering gear(i) sebesar 20:1, dengan maksud adalah perbandingan jumlah putaran roda kemudi(derajat) dibagi besarnya sudut belok roda depan(derajat).

Sehingga momen puntir pada roda kemudi (T_h) adalah sebesar:

²⁷ John Fenton, M. Sc.,C. Eng., M. I. Mech. E., 1976, Handbook Of Automotive design Analysis, Londodn: newnes-Butterworths

$$\begin{aligned}
 T_h &= \frac{T_k}{i_s} \\
 &= \frac{186592,3}{20} \\
 &= 9329,615 \text{ Nmm}
 \end{aligned}$$

Jari-jari lingkaran kemudi 180 mm, maka gaya yang diperlukan untuk memutar roda kemudi adalah sebesar:

$$\begin{aligned}
 &= \frac{9329,615}{180} \\
 &= 51,83 \text{ N(dengan satu tangan)}
 \end{aligned}$$

Jika diputar dengan menggunakan dua tangan adalah sebesar: 25,915 N

4.7.4. Gerak Nyata Kendaraan Pada Saat berbelok

Gerakan belok adalah gerakan paling kritis dari suatu kendaraan. pada saat kendaraan bergerak belok. Ada dua hal kritis yang dapat terjadi dan mengganggu kestabilan kendaraan. Dua hal tersebut adalah pertama jika sebagian atau semua roda kendaraan skid kesamping karena tidak mampu menahan gaya sentrifugal kendaraan, dan yang kedua adalah jika satu atau dua roda terangkat akibat momen guling yang terjadi dari gaya sentrifugal tersebut. Kendaraan pada Toyota starlet sudut belok maksimum pada kedua roda depan adalah sebesar 45^0 , dan pada batasan permasalahan penulis mengambil roda depan sebelah kanan yang pada saat kendaraan berbelok ke kiri dengan sudut belok yang pertama adalah sebesar

5^0 , yang pertama dicari adalah besarnya gaya sentrifugal pada roda depan sebelah kanan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_c = \frac{W V^2}{g R_n}$$

dengan:

W: berat kendaraan dalam kondisi kosong= 785 kg \approx 7700,85 N

V: kecepatan laju kendaraan: 100 km/jam \approx 27,77 m/s

g : gaya gravitasi: 9,81

a : jarak titik pusat gravitasi terhadap gandar depan: 0,897 m

b : jarak titik pusat gravitasi terhadap gandar belakang: 1,403 m

θ : sudut belok roda depan kendaraan(derajat)

Untuk mencari besarnya gaya sentrifugal harus didapat radius belok nyata(R_n) kendaraan dengan persamaan sebagai berikut:

$$R_n = \frac{a+b}{\theta_n^0} 57,29$$

$$R_n = \frac{0,897+1,403}{5^0} \cdot 57,29$$

$$= 26,35 \text{ m}$$

Sehingga besarnya gaya sentrifugal kendaraan adalah:

$$f_c = \frac{7700,85 \cdot (17,22^2)}{9,81 \cdot 26,35}$$

$$= 8835,69 \text{ N}$$

Kendaraan pada saat ini melaju dengan kecepatan 100 km/jam dan berbelok ke kiri pada roda depan sebesar 5° , sehingga gaya normal yang terjadi pada roda depan kendaraan adalah sebesar:

$$F_{zf} = \frac{1,403}{2(0,897+1,403)}(7700,85 - 1978,65) + \frac{8835,69 \cdot 0,72 \cdot 0,98}{0,897+1,403} - \frac{3072,61 \cdot 0,72}{0,897+1,403} - \frac{226,76}{0,897+1,403}$$

$$= 7089,9 \text{ N}$$

Sehingga untuk mengetahui kondisi dimana roda depan akan skid atau tidak dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_{cf} < \mu \cdot F_z$$

$$5431,74 < 0,8 \cdot 7089,9$$

$$= 5671,59 \text{ N} \rightarrow \text{aman (tidak terjadi skid pada roda depan kendaraan)}$$

sedangkan pada saat kendaraan bergerak pada jalan lurus dan kondisi tidak berbelok, kecepatan maksimum kendaraan melaju sebesar 139,28 km/jam.

dengan perhitungan yang sama dengan di atas maka dapat diperoleh besarnya radius belok nyata, gaya sentrifugal, gaya normal pada tiap tingkat kecepatan tertentu dan besarnya sudut belok roda depan tanpa adanya slip pada roda depan.

Sudut belok(θ)	Radius belok nyata(m): R_n	Gaya sentrifugal(N) : f_c	Gaya normal(N): F_z	Kecepatan kendaraan(km/jam)
0	0	0	0	139,28
5	26,35	8835,09	7089,49	62
10	13,18	9516,58	7343,16	45,5

15	8,8	9439.58	7224.396	37
20	6,59	8835.098	6862.63	31
25	5,27	8377.71	6473.62	27
30	4,39	7943.31	6026.58	24
35	3,76	7095.19	5392.14	21
40	3,29	5957.48	4608.35	18
45	2,93	4969.74	3808.94	15,5

Untuk roda belakang akan terjadi skid atau tidak dapat dilihat dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_{xf} = \frac{0,897}{2(0,897 + 1,403)} (7700,85 - 1978,65) - \frac{6060,51 \cdot 0,72 \cdot 0,98}{0,897 + 1,403} + \frac{306820 \cdot 0,72}{0,897 + 1,403} + \frac{1144,36}{0,897 + 1,403}$$

$$= 3006,87 \text{ N}$$

Sehingga untuk mengetahui kondisi dimana roda depan akan skid atau tidak dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_{cr} < \mu \cdot F_z$$

$$2382,26 < 0,8 \cdot 3006,87$$

$$= 2405,50 \text{ N} \rightarrow \text{aman (tidak terjadi skid pada roda depan kendaraan)}$$

Sudut belok(θ)	Radius belok nyata(m): R_n	Gaya sentrifugal(N) : f_c	Gaya normal(N): F_z	Kecepatan kendaraan(km/jam)
0	0	0	0	139,28
5	26,35	6060.51	3006.87	51,35
10	13,18	5875.03	2872.94	35,75
15	8,8	5502.83	2803.20	28,25
20	6,59	5295.54	2643.11	24
25	5,27	4948.05	2472.66	20,75
30	4,39	4593.1	2248.96	18,25
35	3,76	4118.75	2004.3	16
40	3,29	3552.61	1729.69	13,9
45	2,93	2904.74	1421.8	11,85

Sedangkan pada saat kendaraan mengalami terguling atau tidak dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

Untuk roda depan sebelah kiri:

$$F_z = \frac{a}{2(a+b)}(W - F_l) - \frac{a}{a+b} \left[\frac{F_c \cdot h \cdot \cos \beta + M_{Ra} + F_s \cdot h}{t_r} \right] + \frac{h \cdot F_c \cdot \sin \beta - F_d \cdot h - M_{pa}}{2(a+b)}$$

Sedangkan untuk roda belakang sebelah kiri digunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_z = \frac{a}{2(a+b)}(W - F_l) - \frac{a}{a+b} \left[\frac{F_c \cdot h \cdot \cos \beta + M_{Ra} + F_s \cdot h}{t_r} \right] - \frac{h \cdot F_c \cdot \sin \beta - F_d \cdot h - M_{pa}}{2(a+b)}$$

Sehingga pada saat roda kendaraan berbelok sebesar 5^0 maka gaya normal yang terjadi pada roda depan sebelah kiri adalah sebesar:

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1,403}{2(0,897 + 1,403)} (7700,85 - 48,47) - \frac{1,403}{0,897 + 1,403} \left(\frac{6095,96 \cdot 0,72 \cdot 0,98 + 469,37 + 170,1 \cdot 0,72}{1,390} \right) \\
 &+ \frac{0,72 \cdot 2341,92 \cdot 0,17 - 419,49 \cdot 0,72 - 156,46}{2(0,897 + 1,403)} \\
 &= 1229,35 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Sedangkan pada roda belakang: sebelah kiri

$$\begin{aligned}
 &= \frac{0,897}{2(0,897 + 1,403)} (7700,85 - 48,47) - \frac{0,897}{0,897 + 1,403} \left(\frac{6095,96 \cdot 0,72 \cdot 0,98 + 469,37 + 170,1 \cdot 0,72}{1,370} \right) \\
 &- \frac{0,72 \cdot 2341,92 \cdot 0,17 - 419,49 \cdot 0,72 - 156,46}{2(0,897 + 1,403)} \\
 &= 36,74 \text{ N}
 \end{aligned}$$

dikarenakan pada kedua roda sebelah kiri terdapat gaya normal maka kondisi kendaraan pada saat berbelok pada kecepatan 51,5 km/jam tidak mengalami terguling dan kendaraan tetap stabil. Kecepatan maksimal kendaraan saat melaju pada jalan lurus adalah 139,28 km/jam, sehingga dengan perhitungan yang sama dengan diatas maka dapat diperoleh besarnya gaya normal pada kedua roda sebelah kiri kendaraan pada tiap tingkat kecepatan tertentu yang berfungsi untuk menahan terjadinya kendaraan terguling.

Sudut belok(θ)	Radius belok nyata(R_n)	Gaya normal roda depan sebelah kiri	Gaya normal roda belakang sebelah kiri	Kecepatan kendaraan
0	0	0	0	139,28
5	26,35	1229,35	36,74	51,5

10	13,18	1316,62	36,22	36,5
15	8,8	1292,62	29,05	29,5
20	6,59	1219,89	27,14	25
25	5,27	1110,47	16,43	21,75
30	4,39	969,56	19,56	19
35	3,76	798,77	35,05	16,5
40	3,29	598,49	42,1	14,25
45	2,93	369,03	26	12,5

Dikarenakan pada roda sebelah kiri antara depan dan belakang terdapat gaya normal yang berfungsi untuk menahan gaya sentrifugal kendaraan namun karena terdapat gaya normal pada kedua roda sebelah kiri maka kendaraan tidak terguling kekanan, sehingga kendaraan tetap aman dan dapat dikendalikan arahnya.

Sedangkan untuk kondisi pada jalan miring kendaraan pada saat melaju dan berbelok dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_c = \frac{W V^2}{g R_n}$$

dengan:

W: berat kendaraan dalam kondisi kosong= 785 kg \approx 7700,85 N

V: kecepatan laju kendaraan: 100 km/jam \approx 27,77 m/s

g : gaya gravitasi: 9,81

a : jarak titik pusat gravitasi terhadap gandar depan: 0,897 m

b : jarak titik pusat gravitasi terhadap gandar belakang: 1,403 m

θ : sudut belok roda depan kendaraan(derajat)

Untuk mencari besarnya gaya sentrifugal harus didapat radius belok nyata(R_n)

kendaraan dengan persamaan sebagai berikut:

$$R_n = \frac{a+b}{\theta_n^0} 57,29$$

$$R_n = \frac{0,897+1,403}{5^0} \cdot 57,29$$

$$= 26,35 \text{ m}$$

Sehingga besarnya gaya sentrifugal kendaraan adalah:

$$f_c = \frac{7700,85}{9,81} \cdot \frac{(25,55^2)}{26,35}$$

$$= 19453,76 \text{ N}$$

Kendaraan pada saat ini melaju dengan kecepatan 92 km/jam dan berbelok kekiri pada roda depan sebesar 5^0 , sehingga gaya normal yang terjadi pada roda depan kendaraan adalah sebesar:

$$= \frac{1,403}{0,897+1,403} [7700,85 \cdot 0,87 + 16453,76 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 48,47] + \frac{0,72 \cdot 19453,76 \cdot 0,17 - 1338,69 \cdot 0,72 - 499,3}{0,897+1,403}$$

$$= 10271,12 \text{ N}$$

Sehingga untuk mengetahui kondisi dimana roda depan akan skid atau tidak dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_{cf} < \mu \cdot F_z$$

$$8099,93 < 0,8 \cdot 10271,12$$

$$= 8216,9 \text{ N} \rightarrow \text{aman (tidak terjadi skid pada roda depan kendaraan)}$$

sedangkan pada saat kendaraan bergerak pada jalan lurus dan kondisi tidak berbelok, kecepatan maksimum kendaraan melaju sebesar 139,28 km/jam.

dengan perhitungan yang sama dengan diatas maka dapat diperoleh besarnya radius belok nyata, gaya sentrifugal, gaya normal pada tiap tingkat kecepatan tertentu dan besarnya sudut belok roda depan tanpa adanya slip pada roda depan.

Sudut belok(θ)	Radius belok nyata(m): R_n	Gaya sentrifugal(N) : f_c	Gaya normal(N): F_z	Kecepatan kendaraan(km/jam)
0	0	0	0	139,28
5	26,35	19453,76	10271,12	92
10	13,18	20944,89	11000,96	67,5
15	8,8	21239,06	11067,84	55,5
20	6,59	20308,77	10598,77	47
25	5,27	19792,20	10187,33	41,5
30	4,39	18879,16	6567,12	37
35	3,76	17256,34	8633,57	32,75
40	3,29	16001,	7763,4	29,5

45	2,93	14256,54	6753,96	26,5
----	------	----------	---------	------

Untuk roda belakang besarnya gaya normal dan kecepatan maksimumnya pada tiap-tiap sudut belok:

Sudut belok(θ)	Radius belok nyata(m): R_n	Gaya sentrifugal(N) : f_c	Gaya normal(N): F_z	Kecepatan kendaraan(km/jam)
0	0	0	0	139,28
5	26,35	19878,97	6800,71	93
10	13,18	22524,44	7672,10	70
15	8,8	22402,67	7671,91	57
20	6,59	22073,95	7523,01	49
25	5,27	21745,86	7310,94	43,5
30	4,39	20975,31	6942,62	39
35	3,76	19708,89	6409,69	35
40	3,29	17670,2	5647,87	31
45	2,93	16217,6	4984,9	28

Sedangkan pada saat kendaraan mengalami terguling atau tidak dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

Untuk roda depan sebelah kiri:

$$F_{z2} = \frac{b}{2(a+b)} [W \cos \theta + F_c \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta - F_l] - \frac{b}{a+b} \left[\frac{F_c \cdot h \cdot \cos \beta \cdot \sin \theta - W \cdot h \cdot \sin \theta + M_{Ra} + F_s \cdot h}{t_f} \right] + \frac{h \cdot F_c \cdot \sin \beta - F_d \cdot h - M_{pa}}{2(a+b)}$$

Sedangkan untuk roda belakang sebelah kiri digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{h \cdot F_c \cdot \sin \beta - F_d \cdot h - M_{pa}}{2(a+b)}$$

Sehingga pada saat roda kendaraan berbelok sebesar 5° maka gaya normal yang terjadi pada roda depan sebelah kiri adalah sebesar:

$$F_{z2} = \frac{1,403}{2(1,403 + 0,897)} (7700,85 \cdot 0,87 + 9936,18 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 48,47) - \frac{1,403}{0,897 + 1,4503}$$

$$\left(\frac{9936,18 \cdot 0,72 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 7700,85 \cdot 0,72 \cdot 0,5 + 765,1 + 277,2 \cdot 0,72}{1,390} \right) + \frac{0,72 \cdot 9936,18 \cdot 0,17 - 683,75 \cdot 0,72 - 255,02}{2(0,897 + 1,403)}$$

$$= 3531,92 \text{ N}$$

gaya normal yang terjadi pada roda belakang sebelah kiri sebesar:

$$F_{z1} = \frac{0,897}{2(0,897 + 1,403)} (7700,85 \cdot 0,87 + 9936,18 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 48,47) - \frac{0,897}{0,897 + 1,403} - \left(\frac{9936,18 \cdot 0,72 \cdot 0,98 \cdot 0,5 - 7700,85 \cdot 0,72 \cdot 0,5 + 765,1 + 277,2 \cdot 0,72}{1,370} \right) - \frac{0,72 \cdot 9936,18 \cdot 0,17 - 683,75 \cdot 0,72 - 255,02}{2(0,897 + 1,403)}$$

$$= 25,88 \text{ N}$$

dikarenakan pada kedua roda sebelah kiri terdapat gaya normal maka kondisi kendaraan pada saat berbelok pada kecepatan 65,75 km/jam tidak mengalami terguling dan kendaraan tetap stabil. Kecepatan maksimal kendaraan saat melaju pada jalan lurus adalah 139,28 km/jam, sehingga dengan perhitungan yang sama dengan diatas maka dapat diperoleh besarnya gaya normal pada kedua roda sebelah kiri kendaraan pada tiap tingkat kecepatan tertentu yang berfungsi untuk menahan terjadinya kendaraan terguling.

Sudut belok(θ)	Radius belok nyata(R_n)	Gaya normal roda depan sebelah kiri	Gaya normal roda belakang sebelah kiri	Kecepatan kendaraan
0	0	0	0	139,28
5	26,35	3531,92	25,88	65,75
10	13,18	3786,90	29,44	46,75
15	8,8	3805,57	18,3	38
20	6,59	3722,15	39,34	32,25
25	5,27	3587,58	36,62	28,25
30	4,39	3399,9	44,85	25
35	3,76	3182,16	17,52	22,5
40	3,29	2905,41	32,72	20
45	2,93	2577,22	73,59	17,5

BAB V

PERAWATAN

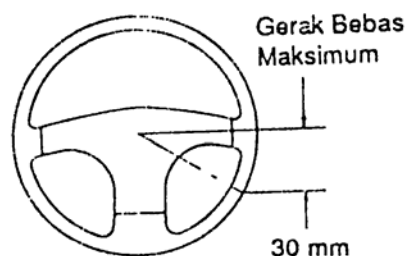
Pada semua Jenis dan tipe kendaraan, sistem kemudi(*steering*) sangat berpengaruh bagi semua pengendara kendaraan. Selain komponen-komponen lainnya system kemudi juga memerlukan perawatan dan pemeriksaan yang berkala. Pada saat penggantian suku cadang karena ada beberapa suku cadang yang pada waktu pemasangannya harus dengan hati-hati, karena dapat mempengaruhi kinerja sistem kemudi dan dapat mendatangkan bahaya kecelakaan pada saat dikendarai. Selain itu gunakan juga suku cadang yang original dan sesuai. Dalam memperbaiki dan mengganti komponen-komponen kemudi tersebut sangat penting untuk menjaga kebersihan komponen dan lingkungan kerja, agar tidak ada kotoran didalam komponen-komponen yang telah dipasang.

Jika dalam sistem kemudi terdapat gangguan-gangguan atau kerusakan, harus segera diperbaiki agar tidak terjadi kerusakan yang lebih fatal. Macam-macam gangguan atau kerusakan yang terjadi pada sistem kemudi seperti: kemudi berat, kemungkinan penyebabnya adalah tekanan udara pada kedua ban depan kurang sehingga kestabilan kurang. Cara mengatasinya adalah dengan mengecek tekanan ban dan menambah angin untuk menambah tekanan dalam ban serta diukur dengan alat pengukur tekanan ban. Hal lain seperti pelumasan kurang pada suspensi dan pada *link* kemudi. Cara mengatasinya adalah dengan melumasi pada kedua bagian tersebut. Penyebab lain adalah karena *caster* yang berlebihan. Cara mengatasinya adalah dengan mengecek roda depan apakah sudah benar atau belum. Kerusakan bisa juga terdapat pada *joint* sistem kemudi aus. Cara

mengatasinya adalah dengan mengganti *joint* sistem kemudi tersebut. agar bisa kembali normal. Hal lain yang dapat menyebabkan kemudi berat adalah pada *groment* kemudi aus, hal tersebut dapat menyebabkan kurangnya kestabilan pengemudian. Cara mengatasinya adalah dengan mengganti *groment* kemudi supaya kembali normal. Kerusakan juga bisa terjadi pada *ball joint* lengan suspensi bawah aus yang dapat menyebabkan pengendalian oleng dan tidak stabil. Cara mengatasinya adalah dengan mengganti *ball joint* lengan suspensi bawah. Penyebab lainnya adalah kolom kemudi rusak, sehingga periksalah kolom kemudi tersebut apakah memang benar-benar sudah rusak dan minta ganti atau belum. Kerusakan bisa juga terjadi pada roda gigi kemudi salah pada penyetelannya atau rusak. Sehingga cara mengatasinya adalah dengan mengecek, menyetel serta memperbaiki roda gigi kemudi tersebut. Gejala lain juga bisa terjadi yaitu: Daya balik kemudi buruk, penyebab kemungkinannya adalah tekanan ban salah dalam pengertian tekanan ban akan udara kurang. Cara mengatasinya adalah dengan mengecek tekanan ban. Penyebab lainnya adalah kurangnya pelumasan pada link kemudi dan suspensi. Tambahlah pelumasan pada kedua komponen tersebut. Kerusakan juga bisa terjadi pada bagian kolom kemudi, maka periksalah dahulu kolom kemudi apakah sudah rusak atau belum. Penyebab lain juga bisa terjadi pada roda gigi kemudi salah penyetelan atau rusak, cara mengatasinya adalah dengan menyetel atau memperbaiki roda gigi kemudi. Gejala lain juga bisa terjadi seperti pada gerak bebas berlebihan hal ini bisa disebabkan seperti: bantalan roda depan salah penyetelan. Cara mengatasinya adalah dengan menyetel atau mengganti bantalan roda depan. Penyebab lain pada *yoke* poros

utama atau *yoke* poros *intermediate* aus, cara mengatasinya adalah dengan mengganti poros utama atau poros *intermediate*. Kerusakan lain juga bisa terjadi pada joint system kemudi aus, cara mengatasinya adalah dengan mengganti *joint* system kemudi. Gejala lain bisa terjadi seperti kelainan suara pada system kemudi. Hal ini terjadi karena pada beberapa komponen ada kerusakan atau penyetelan yang kurang pas, seperti pada link kemudi yang kendor, cara mengatasinya adalah dengan mengencangkan link kemudi. Kerusakan bisa juga terjadi pada *joint* system kemudi aus, cara mengatasinya adalah dengan mengganti *joint* system kemudi agar kembali normal. Kerusakan bisa juga terjadi pada roda gigi kemudi karena salah penyetelan, cara mengatasinya adalah dengan menyetel atau memperbaiki roda gigi kemudi agar bisa stabil kembali.

Pemeriksaan kendaraan pada roda kemudi juga sangat perlu karena mempengaruhi terhadap stabilitas pengendalian. Pengecekan pada saat kendaraan berhenti dan pada roda depan posisi lurus kedepan. Goyang roda kemudi dengan sedikit tekanan jari, gerak bebas harus tidak melampaui nilai limit maksimum yang berkisar 30 mm (1,18 inch), seperti terlihat pada gambar 32 berikut:



Gambar 32. Gerak bebas roda kemudi kendaraan Perawatan kendaraan Toyota Starlet step 2(kem 3)

Periksa juga *link* kemudi terhadap kekendoran atau kerusakan, tie rod juga tidak boleh memiliki gerak bebas yang berlebihan dan boot tidak rusak serta klem boot tidak longgar. Periksa juga rumah roda gigi kemudi terhadap kebocoran gemuk atau rembesan.

dengan banyaknya gangguan-gangguan yang terjadi pada system kemudi, maka untuk perawatannya juga harus hati-hati. Karena apabila dalam perawatan kemudi terjadi kesalahan akan berakibat fatal bagi keselamatan pengendara dan penumpang. Sitem kemudi dirancang untuk mengendalikan kendaraan dan keseamatan penumpang, oleh karena itu apabila terjadi kerusakan segeralah perbaiki atau mengganti komponen kemudi yang rusak sesuai dengan standart spesifikasi kendaraan.

BAB VI

PENUTUP

6.1. kesimpulan

Dalam suatu perancangan sangat banyak permasalahan yang rumit dan kompleks, maka pembahasan perancangan ini ditekankan pada hal-hal berikut: gaya-gaya yang terjadi pada saat terjadi pembelokan kendaraan, ukuran dasar dari komponen yang digunakan.

Berdasarkan data perhitungan yang diperoleh dalam pembahasan sebelumnya, maka didapat hasil perhitungan sebagai berikut:

Merk dan jenis/engine type : Toyota Starlet tahun 1995/E-81

Torsi maksimum : 10,3 kgm pada 4200 rpm

Daya maksimum : 72 Hp pada 6200 rpm

Rasio transmisi:

percepatan I = 3,545

percepatan II = 1,904

percepatan III = 1,310

percepatan IV = 1,031

percepatan V = 0,864

percepatan R = 3,250

Kemampuan menempuh tanjakan pada beban penuh = 30°

Kecepatan maksimum kendaraan = 139,28 km/jam

Pada saat kendaraan melaju pada kecepatan 80 km/jam dan berbelok pada sudut 40° , maka didapat hasil perhitungan sebagai berikut:

Radius belok nyata(R_n)	= 3,29 m
Gaya sentrifugal(F_c)	= 66278,28 N
Gaya serang angin dari samping(f_s)	= 579,17 N
Gaya kesamping pada roda depan (F_{cf})	= 39974,45 N
Gaya kesamping pada roda belakang (F_{cr})	= 25557,43 N
Gaya angkat angin(F_l)	= 1351,40 N
Tinggi pusat gravitasi	= 0,72 m
Gaya hambat udara(drag)(F_d)	= 1428,53 N
Pergeseran titik pusat gravitasi terhadap gaya angkat	= 0,06 m
Momen angguk(pitching)(M_p)	= 532,84 N
Gaya gesek ban depan terhadap jalan(F_{zf})	= 6721,43 N
Gaya gesek ban belakang terhadap jalan(F_{zr})	= -371,98 N
Kecepatan belok maksimum roda depan agar tidak terjadi skid pada jalan datar(F_{fs})	= 12,68 km
Kecepatan belok maksimum roda belakang agar tidak terjadi skid pada jalan datar(F_{rs})	= 11,85 km
Momen rolling aerodinamik(M_{Ra})	= 1598,52 N
Gaya normal roda depan sebelah kanan(F_{z3})	= 34095,80 N
Gaya normal roda depan sebelah kiri(F_{z2})	= 3340,19 N
Gaya normal roda belakang sebelah kanan(F_{z4})	= 13381,61 N
Gaya normal roda belakang sebelah kiri(F_{z1})	= -200,7N
Kecepatan belok max agar satu roda depan tidak terangkat pada jalan datar(V_{fg})	= 14,41 km

Kecepatan belok max agar satu roda belakang tidak terangkat pada jalan datar (V_{rg})	= 17,73 km
Gaya sentrifugal pada jalan miring(F_c)	= 66278,28 N
Gaya normal pada roda depan (F_{zf})	= 26532,01 N
Gaya normal pada roda belakang (F_{zr})	= 17599,89 N
Kecepatan belok max agar roda depan tidak skid pada jalan miring(V_{fs})	= 21,45 km
Kecepatan belok max agar roda belakang tidak skid pada jalan miring(V_{rs})	= 18,21 km
Gaya normal pada roda depan sebelah kanan(F_{z3})	= 12970,08 N
gaya normal pada roda depan sebelah kiri(F_{z2})	= 12950,52 N
Gaya normal pada roda belakang sebelah kanan(F_{z4})	= 5972,17 N
Gaya normal pada roda belakang sebelah kiri(F_{z1})	= 5931,19 N
Kecepatan belok max agar satu roda depan tidak terangkat pada jalan miring(V_{fg})	= 32,85 km
Kecepatan belok max agar satu roda belakang tidak terangkat pada jalan miring (V_{rg})	= 34,52 km
Beban normal pada roda depan(W_f)	= 7738,050 N
Beban normal pada roda belakang(W_r)	= 2316,205 N
Putaran roda pada 1kali putaran(K_r)	= 1,3832 m
Putaran roda per detik(P_r)	= 16,05 m/s
Putaran roda per menit(T_r)	= 963 rpm
Sudut ackerman(δ)	= 27,92°

Radius putar kendaraan(D_s)	= 9,85 m
Momen putar pada sumbu king pin(T_k)	= 186592 N
Momen puntir pada roda kemudi(T_h)	= 9329,615 N
Besarnya gaya untuk memutar kemudi dengan satu tangan	= 51,83 N
Dengan dua tangan	= 25,915 N

Kendaraan melaju dan berbelok pada tiap sudut tertentu dan melaju pada kecepatan maksimalnya.

Pada saat tidak berbelok, kendaraan melaju pada kecepatan maksimal sebesar 139,28 km/jam, pada roda depan agar agr tidak terjadi skid:

Pada sudut belok 5^0 , radius belok nyata(R_n)	= 26,35 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 5^0 (F_c)	= 8835,09 N
Gaya normal pada sudut belok 5^0 (F_z)	= 7089,49 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 5^0	= 62 km/jam
Pada sudut belok 10^0 , radius belok nyata(R_n)	= 13,18 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 10^0	= 9516,58 N
Gaya normal pada sudut belok 10^0	= 7343,16 N
Kecepatan max kendaraan sudut belok 10^0	= 45,5 km/jam
Pada sudut belok 15^0 , radius belok nyata(R_n)	= 8,8 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 15^0	= 9439,58 N
Gaya normal pada sudut belok 15^0	= 7224,396 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 15^0	= 37 km/jam
Pada sudut belok 20^0 , radius belok nyata(R_n)	= 6,59 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 20^0	= 8335,098 N

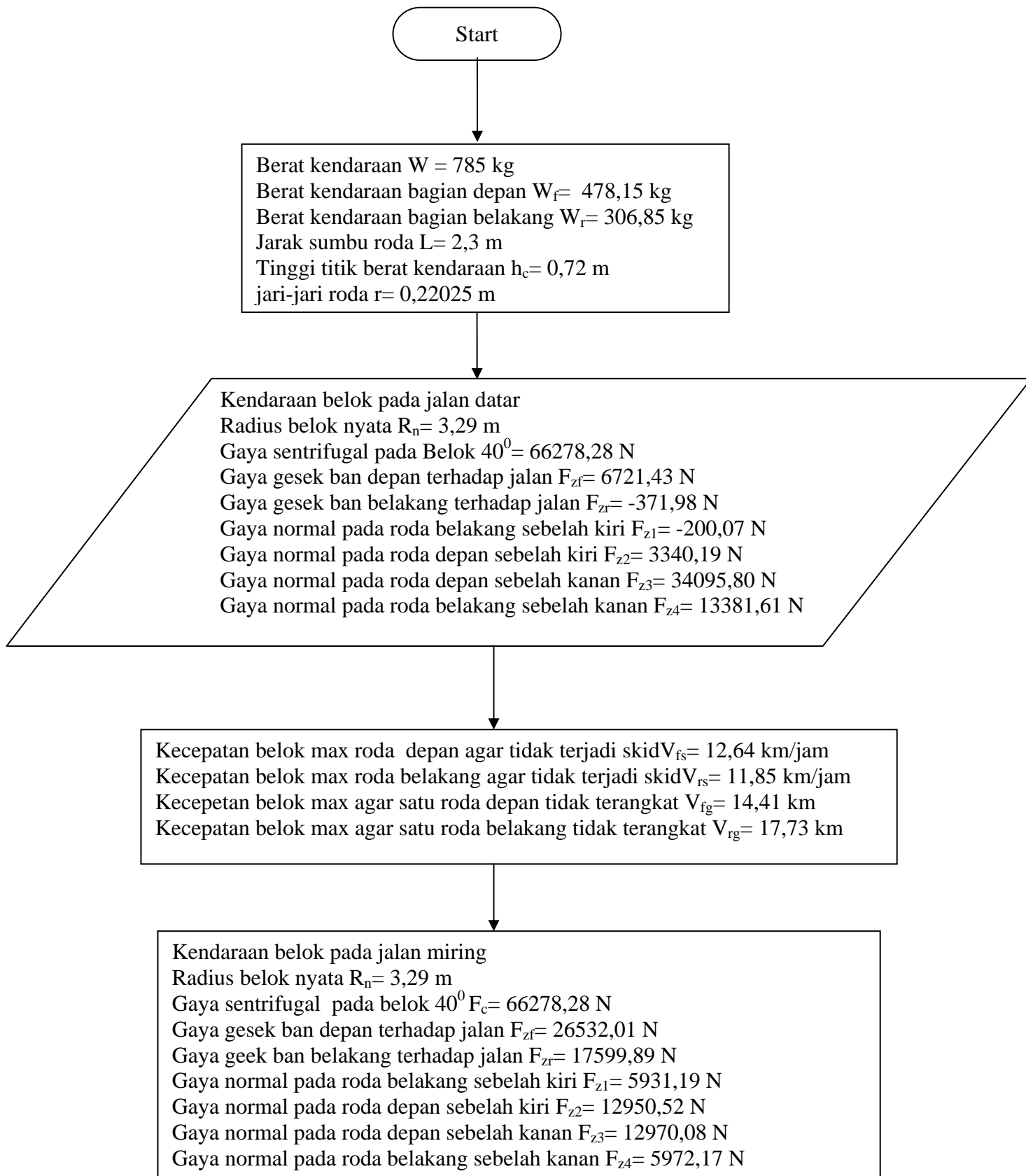
Gaya normal pada sudut beok 20^0	= 6862,63 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 20^0	= 31 km/jam
Pada sudut belok 25^0 , radius belok nyata(R_n)	= 5,27 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 25^0	= 8377,71 N
Gaya normal pada sudut belok 25^0	= 6473,62 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 25^0	= 27 km/jam
Pada sudut belok 30^0 , radius belok nyata(R_n)	= 4,39 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 30^0	= 7943,31 N
Gaya normal pada sudut belok 30^0	= 6026,58 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 30^0	= 24 km/jam
Pada sudut belok 35^0 , radius belok nyata(R_n)	= 3,76 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 35^0	= 7095,19 N
Gaya normal pada sudut belok 35^0	= 5392,14 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 35^0	= 21 km/jam
Pada sudut belok 40^0 , radius belok nyata(R_n)	= 3,29 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 40^0	= 5957,48 N
Gaya normal pada sudut belok 40^0	= 4608,35 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 40^0	= 18 km/jam
Pada sudut belok 45^0 , radius belok nyata(R_n)	= 2,93 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 45^0	= 4969,74 N
Gaya normal pada sudut belok 45^0	= 3808,94 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 45^0	= 15,5 km/jam

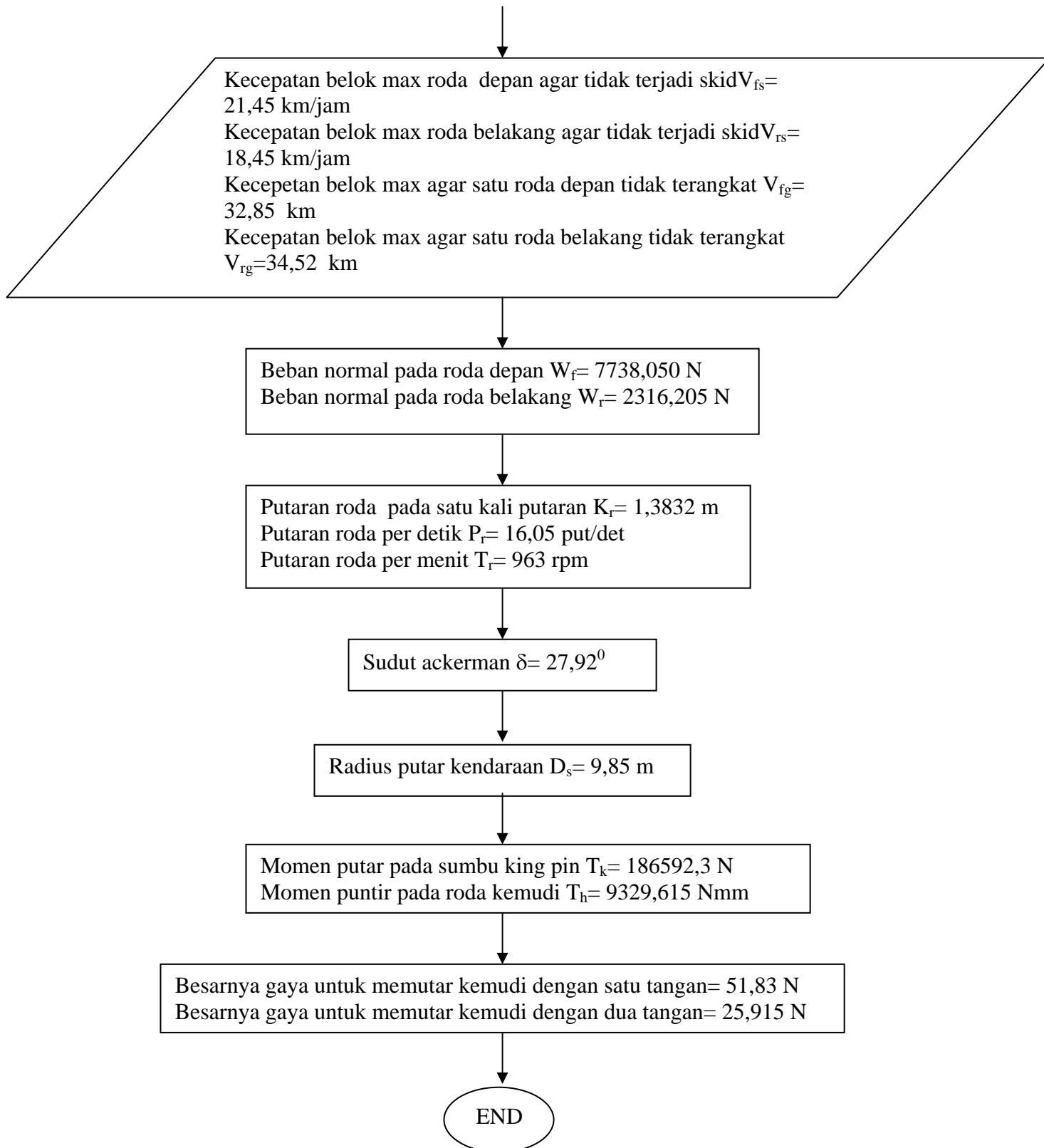
Sedangkan pada roda belakang agr tidak terjadi skid pada tiaptiap sudut tertentu:

Pada sudut belok 5^0 , radius belok nyata(R_n)	= 26,35 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 5^0 (F_c)	= 6060,51 N
Gaya normal pada sudut belok 5^0 (F_z)	= 3006,87 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 5^0	=51,35km/jam
Pada sudut belok 10^0 , radius belok nyata(R_n)	= 13,18 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 10^0	= 5875,03 N
Gaya normal pada sudut belok 10^0	= 2872,94 N
Kecepatan max kendaraan sudut belok 10^0	=35,75km/jam
Pada sudut belok 15^0 , radius belok nyata(R_n)	= 8,8 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 15^0	= 5502,83 N
Gaya normal pada sudut belok 15^0	= 2803,20 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 15^0	=28,25km/jam
Pada sudut belok 20^0 , radius belok nyata(R_n)	= 6,59 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 20^0	= 5295,54 N
Gaya normal pada sudut beok 20^0	= 6862,63 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 20^0	= 24 km/jam
Pada sudut belok 25^0 , radius belok nyata(R_n)	= 5,27 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 25^0	= 4948,05 N
Gaya normal pada sudut belok 25^0	= 2472,66 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 25^0	= 20,75km/jam
Pada sudut belok 30^0 , radius belok nyata(R_n)	= 4,39 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 30^0	= 4593,1 N

Gaya normal pada sudut belok 30^0	= 2248,96 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 30^0	= 18,25 km/jam
Pada sudut belok 35^0 , radius belok nyata (R_n)	= 3,76 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 35^0	= 4118,75 N
Gaya normal pada sudut belok 35^0	= 2004,3 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 35^0	= 16 km/jam
Pada sudut belok 40^0 , radius belok nyata (R_n)	= 3,29 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 40^0	= 3552,61 N
Gaya normal pada sudut belok 40^0	= 1729,69 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 40^0	= 13,9 km/jam
Pada sudut belok 45^0 , radius belok nyata (R_n)	= 2,93 m
Gaya sentrifugal pada sudut belok 45^0	= 2904,74 N
Gaya normal pada sudut belok 45^0	= 1421,8 N
Kecepatan max kendaraan pada sudut belok 45^0	= 11,85 km/jam

Dari hasil perhitungan sistem kemudi dibuat diagram alir perhitungan sistem kemudi yang dapat dilihat pada gambar 33 berikut ini:





6.2. Saran-saran

Mengingat system kemudi sangat penting dalam pengendalian arah dan kenyamanan berkendara maka terdapat beberapa hal yang perlu diperhatikan:

1. besarnya gaya kemudi yang dibutuhkan harus sesuai dengan dengan kebutuhan pengemudi.
2. selalu memperhatikan kondisi komponen-komponen kemudi agar kestabilan pengendalian selalu terjaga.
3. jenis pelumas gemuk yang digunakan harus sesuai dengan standar yang digunakan pada kendaraan tersebut.

Dalam merancang system kemudi suatu kendaraan sangatlah dibutuhkan ketelitian yang tinggi demi kenyamanan dan keselamatan pemakainya. Oleh karena itu faktor lain yang tidak kalah penting adalah perawatan sistem kemudi. Perawatan yang baik dan berkala adalah sangat menentukan kondisi dari sistem kemudi serta diharapkan dapat bekerja sesuai dengan yang kita inginkan.

DAFTAR PUSTAKA

- Sutantra I. N., 2001, *Teknologi otomotif, teori dan aplikasinya* , Edisi pertama, Guna Widya
- Toyota Service Division, *Training manual, system steering step 2*, Toyota Astra-motor Jakarta
- Artomonov, M. D., Harionov, Morin, M.M ., 1976, *Motor Vehicles Fundamentals and design*, MIR Publiser, Moscow
- J. L. Meriam, L.J. Kraige, 1991, *Mekanika teknik Statika* , Edisis kedua jilid I, Penerbit Erlangga, Jakarta
- J. Y. Wong, Ph. D; *Theory of The Ground vehicles*, Jhon Wiley And Sons
- P. M. Heldt; *The Automotif Chassis (Without Power Plant)*, Nyack, N., Y. 1952
- Jornsen reimpell, *The Automotive Chassis*, Prof. Dipl helmut Stoll, Dipl. Ing 1996
London: Arnold Jhon Fenton, M. Sc., C. Eng., M. I.M<ech. E., 1976, Handbook Of Automotive design Analysis, London: Newnes- Butterworths

LAMPIRAN

Table hambatan gulung
(Motor Vehicles fundamental and Design, 1976)

Jenis jalan	Koefisien hambatan jalan (f_0)
Aspal	0,014 – 0,018
Jalan kotor:	
- kering padat	0,025 – 0,035
setelah hujan	0,05 – 0,15
pasir	0,10 – 0,30

Table Koefiensi hambatan udara
(Motor Vehicles Fundamental and Design, 1976)

Jenis Kendaraan	K_{air} (Ns^2/m^4)
Mobil tertutup	0,20-0,35
Truk	0,40-0,50
Mobil sport	0,60-0,70
Bus	0,13-0,15
	0,25-0,40

Table Effisiensi transmisi
(Motor Vehicles Fundamental And Design, 1976)

Jenis kendaraan	η_{tr}	η_{rev}
Mobil sport	0.90-0,95	
Mobil penumpang	0.90-0,92	
Truk dan bus	0,82-0,85	
Mobil off-road	0,80-0,85	