

# SUSPENSION SYSTEM OF STANDARD COMMERCIAL VEHICLE

No Soal. : 303 / FT\_USD / TM / Februari / 2003

## TUGAS AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
mencapai derajat Sarjana Teknik (ST)  
Program Studi Teknik Mesin pada Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma  
Yogyakarta



Disusun oleh:  
**Rafael Anggara Wira Gahara**  
995214014

**JURUSAN TEKNIK MESIN**  
**FAKULTAS TEKNIK**  
**UNIVERSITAS SANATA DHARMA**  
**YOGYAKARTA**

2003

**SISTEM SUSPENSI KENDARAAN NIAGA STANDARD**  
**SUSPENSION SYSTEM OF STANDARD COMMERCIAL VEHICLE**

**No Soal. : 303 / FT\_USD / TM / Februari / 2003**

**TUGAS AKHIR**

**Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
mencapai derajat Sarjana Teknik (ST)  
Program Studi Teknik Mesin pada Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma  
Yogyakarta**

**Disusun oleh:  
Rafael Anggara Wira Gahara  
995214014**

**FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS SANATA DHARMA  
YOGYAKARTA**

**2003**

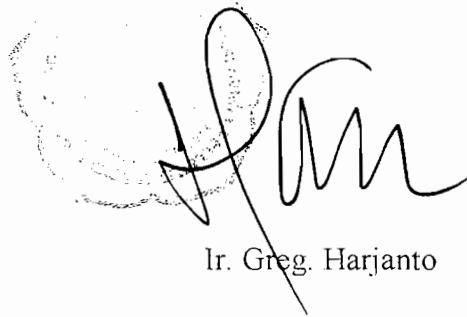
# HALAMAN PENGESAHAN

**Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
mencapai derajat Sarjana Teknik (ST)  
Program Studi Teknik Mesin pada Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma  
Yogyakarta**

Telah diperiksa dan disetujui

Dekan Fakultas Teknik

Universitas Sanata Dharma

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Greg Harjanto', is written over a faint circular stamp. The signature is fluid and cursive.

Ir. Greg. Harjanto

# **HALAMAN PENGESAHAN**

**Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
mencapai derajat Sarjana Teknik (ST)  
Program Studi Teknik Mesin pada Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma  
Yogyakarta**

Yogyakarta, 18 September 2003

Telah diperiksa dan disetujui

Dosen Pembimbing

A handwritten signature in black ink, consisting of a large, stylized loop followed by a horizontal line and a small flourish.

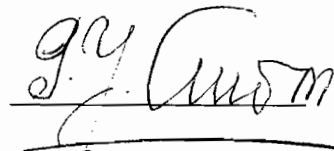
Ben. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si.

Telah dipertahankan dihadapan tim penguji dalam ujian sarjana Jurusan Teknik  
Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta  
Pada Tanggal : 30 Agustus 2003

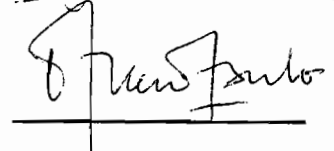
Tim Penguji

Tanda Tangan

1. Ir. P.J. Soedarjana  
Ketua



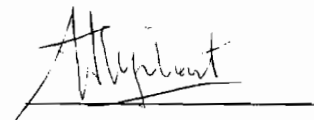
2. D. Doddy Purwadianto., S.T., M.T.  
Sekretaris



3. Ben. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si  
Anggota



4. Budi Sugiharto, S.T., M.T.  
Anggota



5. Ir. Rines Alapan, M.T.  
Anggota



Mengetahui  
Ketua Jurusan Teknik Mesin  
Fakultas Teknik  
Universitas Sanata Dharma



Y. Agung Cahyanta, S.T., M.T.

Berdoa memohon jalan yang mudah memang benar akan tetapi  
berdoa memohon kekuatan untuk dapat menempuh jalan yang sulit  
adalah mulia.

**KUPERSEMBAHKAN KARYA INI  
UNTUK KEMAJUAN OTOMOTIF  
INDONESIA**

## KATA PENGANTAR

Syukur kepada Tuhan atas rahmat yang dilimpahkan-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul **Sistem Suspensi Kendaraan Niaga Standar**. Tugas ini disusun sebagai salah satu syarat mencapai derajat Sarjana Teknik (ST) pada Program Studi Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.

Dalam proses penyusunan tugas akhir ini penulis tidak terlepas dari bantuan beberapa pihak oleh karena itu pada saat ini penulis menyampaikan terima kasih kepada :

1. Ir. Greg. Harjanto selaku Dekan Fakultas Teknik Universitas Sanata Dharma Yogyakarta.
2. RB. Dwiseno Wihadi, S.T., M.Si., selaku dosen pembimbing yang telah memberikan bantuan bagi penulis dalam penyusunan tugas akhir ini.
3. Ibu dan Bapak F.X. Purwadi, serta kakak-kakakku atas segala perjuangan dan pengorbanan yang tak akan pernah bisa dibalas.
4. Citra Prasetyawati, untuk semua bantuan dan dukungan yang diberikan kepada penulis sehingga mendukung proses penyusunan skripsi ini.
5. Teman-teman serumah, Fajar, Yoyok, Sigit dan Lele serta Jerry, Sambodo dan Justo atas dorongan semangat yang selalu diberikan kepada penulis .
6. Teman-teman angkatan '99 Teknik Mesin Universitas Sanata Dharma Jogjakarta.
7. Semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu persatu yang telah mendukung terselesaikannya skripsi ini.

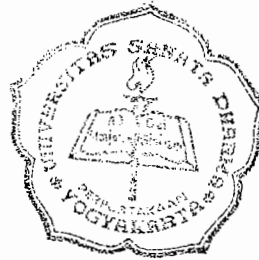
Sebagai karya manusia tugas akhir ini tidak sempurna, pasti terdapat beberapa kekurangan di dalamnya. Kritik dan saran yang membangun akan penulis terima dengan terbuka demi pengembangan diri penulis.

Semoga karya ini berguna bagi perkembangan ilmu pengetahuan dan juga bermanfaat bagi pembaca.

Penulis



## DAFTAR ISI



	halaman
HALAMAN JUDUL	i
HALAMAN PENGESAHAN	ii
HALAMAN PERSEMBAHAN	iii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI	vi
DAFTAR GAMBAR	xi
DAFTAR TABEL	xiv
DAFTAR LAMPIRAN	xv
INTISARI	xvi
ABSTRACT	xvii
BAB I. PENDAHULUAN	1
I.1. Komponen Utama Suspensi	3
I.1.1. Pegas	3
I.1.2. <i>Shock Absorber</i>	6
I.1.3 <i>Stabilizer</i>	13
I.1.4. <i>Strut Bar</i>	14
I.1.5. <i>Ball Joint</i>	15
I.1.6. <i>Bumper</i>	16

I.1.7. <i>Spring/Damper Unit</i>	18
I.1.8. <i>Bushing</i>	18
I.2. Sistem Suspensi Depan	19
I.2.1. Tipe <i>Macpherson Strut</i>	19
I.2.2. Tipe <i>Macpherson Strut</i> dengan <i>Lower Arm</i> Berbentuk L	21
I.2.3. Tipe <i>Double Wishbone</i> Dengan Pegas Koil	22
I.2.4. Tipe <i>Double Wishbone</i> Dengan Batang Torsi	23
I.3. Sistem Suspensi Belakang	24
I.3.1. Tipe Pegas Daun Paralel	25
I.3.2. Tipe <i>Four Link</i>	26
I.3.3. Tipe <i>Semi-Trailing Arm</i>	28
I.3.4. Tipe <i>Double Wishbone</i>	29
I.3.5. Tipe <i>Strut Dual-Link</i>	30
I.3.6. Tipe <i>Trailing Arm</i> Dengan <i>Twist Beam</i>	32
I.4. Spesifikasi Kendaraan yang Digunakan	33

BAB II. PERANCANGAN KOMPONEN UTAMA	34
II. 1. Perhitungan Lengan dan Gandar Suspensi	34
II.1.1. Menghitung Gandar Roda Depan	35
II.1.2. Menghitung Gandar Roda Belakang	43
II.1.3. Menghitung Lengan Suspensi depan	46
II. 2. Penghitungan <i>Ball Joint</i> Suspensi	51
II.3. Penghitungan Mencari Konstanta Pegas	54
II.4. Penghitungan Pegas	57
II.4.1. Penghitungan Pegas Depan	58
II.4.2. Penghitungan Pegas Belakang	63
II.5. <i>Wheel Alignment</i>	
II.5.1. <i>Camber</i>	71
II.5.2. <i>Steering Axis Inclination</i>	75
II.5.3. <i>Caster</i>	76
II.5.4. <i>Toe Angle</i>	78
II.5.5. <i>Turning Radius</i>	80
BAB III. GETARAN PADA KENDARAAN	82
III. 1. Perhitungan Rata-rata Getaran pada Gandar	83
III.1.1. Perhitungan Rata-rata Getaran pada Gandar Depan	84
III.1.2. Perhitungan Rata-rata Getaran pada Gandar Belakang	85

III.2. Perhitungan Frekuensi Alami <i>Sprung Mass</i> dan <i>Unsprung Mass</i>	86
III.3. Perhitungan Frekuensi Alami	89
III.3.1. Perhitungan Jari-jari Girasi	92
III.3.2. Perhitungan Konstanta $D_1$ , $D_2$ dan $D_3$ dan Frekuensi Alami	92
III.4. Perhitungan Lokasi Pusat Oskilasi	95
BAB IV. STABILITAS KENDARAAN	101
IV.1. Perhitungan Stabilitas	101
IV.1.1. Terguling dan Tergeser pada Saat Membelok	102
IV.1.2. Terguling dan Tergeser pada Jalan Miring	106
IV.1.3. Terguling dan Tergeser pada Jalan Mendaki	108
IV.2. Body Roll Centre dan Body Roll Axis	112
IV.2.1. Perhitungan Tinggi Body Roll Centre Suspensi Depan	113
IV.2.2. Perhitungan Tinggi Body Roll Centre Suspensi Belakang	115
IV.3. Perhitungan Kemiringan Kendaraan Ketika Berbelok	115
IV.3.1. Perhitungan Tinggi Pusat Gravitasi <i>Sprung Mass</i>	116
IV.3.2. Perhitungan Lokasi Pusat Gravitasi <i>Sprung Mass</i> dari Gandar Depan	117
IV.3.3. Perhitungan Lokasi Pusat Gravitasi <i>Sprung Mass</i> dari Gandar Belakang	117

IV. 3.4. Perhitungan Momen <i>Sprung Mass</i>	118
IV.3.5. Perhitungan Momen pada <i>Unsprung Mass</i>	119
IV.3.6. Perhitungan Momen Penyeimbang	120
IV.3.7. Perhitungan Kemiringan <i>Sprung Mass</i>	121
BAB V. PENUTUP	122
V.1. Kesimpulan	122
V.2. Saran	124
DAFTAR PUSTAKA	125
LAMPIRAN	127

## DAFTAR GAMBAR

### Halaman

Gambar 1. Pegas koil.....	4
Gambar 2. Pegas daun.....	5
Gambar 3. Pegas batang torsi.....	6
Gambar 4. <i>Shock absorber single action</i> .....	7
Gambar 5. <i>Shock absorber multiple action</i> .....	8
Gambar 6. <i>Shock absorber twin tube</i> .....	9
Gambar 7. <i>Shock absorber mono tube</i> .....	10
Gambar 8. <i>Shock absorber</i> berisi gas.....	11
Gambar 9. <i>Stabilizer</i> .....	13
Gambar 10. <i>Strut Bar</i> .....	15
Gambar 11. <i>Ball joint</i> .....	16
Gambar 12. Skema <i>bumper</i> .....	17
Gambar 13. <i>Bounding dan Rebounding bumper</i> .....	17
Gambar 14. Sistem suspensi depan tipe <i>Macpherson strut</i> .....	21
Gambar 15. Sistem suspensi depan tipe <i>Macpherson strut</i> dengan <i>lower arm</i> berbentuk L.....	22
Gambar 16. Sistem suspensi depan tipe <i>double wishbone</i> dengan pegas koil.....	23

Gambar 17. Sistem suspensi depan tipe <i>double wishbone</i> dengan batang torsi.....	24
Gambar 18. Sistem suspensi belakang tipe pegas daun paralel.....	26
Gambar 19. Sistem suspensi belakang tipe <i>Four link</i> .....	27
Gambar 20. Sistem suspensi belakang tipe <i>semi trailing arm</i> .....	28
Gambar 21. Sistem suspensi belakang tipe <i>double wishbone</i> .....	30
Gambar 22. Sistem suspensi belakang tipe <i>strut dual link</i> .....	31
Gambar 23. Dimensi suspensi depan.....	36
Gambar 24. Dimensi gandar roda depan.....	37
Gambar 25. Lengan suspensi depan atas.....	47
Gambar 26. Lengan suspensi depan bawah.....	47
Gambar 27. Dimensi <i>ball joint</i> .....	51
Gambar 28. Sistem suspensi depan yang dipakai.....	58
Gambar 29. Sistem suspensi belakang yang dipakai.....	63
Gambar 30. <i>Camber</i> .....	72
Gambar 31. Reaksi <i>camber</i> pada saat membelok.....	73
Gambar 32. <i>Steering Axis Inclination</i> .....	76
Gambar 33. Sudut <i>caster</i> .....	77
Gambar 34. <i>Toe angle</i> .....	79
Gambar 35. Sudut <i>crab</i> .....	80

Gambar 36. <i>Radius Turning</i> .....	81
Gambar 37. Jenis-jenis oskilasi yang terjadi pada kendaraan.....	95
Gambar 38. <i>Pitching</i> .....	96
Gambar 39. <i>Rolling</i> .....	97
Gambar 40. <i>Bouncing</i> .....	98
Gambar 41. <i>Yawing</i> .....	99
Gambar 42. Reaksi kendaraan yang membelok.....	102
Gambar 43. Reaksi kendaraan pada jalan yang miring.....	104
Gambar 44. Reaksi kendaraan pada jalan yang mendaki.....	108
Gambar 45. Kedudukan <i>body roll centre</i> dan <i>body roll axis</i> .....	112
Gambar 46. Dimensi Suspensi Depan.....	113



## DAFTAR TABEL

	<b>Halaman</b>
Tabel 1.1. Spesifikasi Toyota Kijang.....	33
Tabel 3.1. Frekuensi alami anggota tubuh manusia.....	82

## DAFTAR LAMPIRAN

	<b>halaman</b>
Lampiran 1. Perbandingan kecepatan terhadap radius jalan agar tidak terguling.....	128
Lampiran 2. Perbandingan kecepatan terhadap radius jalan agar tidak tergeser.....	129
Lampiran 3. Grafik harga pemegasan ban.....	130
Lampiran 4. Spesifikasi Penggerak Kendaraan Toyota Kijang Standard.....	131
Lampiran 5. Tabel-tabel konversi yang digunakan.....	132
Lampiran 6. Skema perpindahan titik berat kendaraan untuk menghitung jari-jari girasi.....	134
Lampiran 7. Dimensi gandar roda belakang.....	135
Lampiran 8. Tabel perbandingan sudut dan panjang <i>toe angle</i> berdasarkan diameter <i>velg</i> .....	136

## Intisari

Perancangan sistem suspensi untuk kendaraan niaga standard ini menggunakan dua macam sistem suspensi. Untuk suspensi depan menggunakan sistem suspensi *independent* dengan jenis *double wishbone* dengan pegas koil, sedangkan untuk suspensi belakang menggunakan sistem suspensi *rigid* dengan memakai pegas daun.

Pada sistem *double wishbone* mempunyai dua lengan suspensi, lengan atas mempunyai panjang 170 mm, sedangkan lengan bawah mempunyai panjang 320 mm. Pada suspensi belakang menggunakan empat plat pegas daun dengan satu pegas utama.

Getaran yang terjadi pada perancangan ini masih dapat ditoleransi oleh tubuh manusia, baik getaran pada gandar, frekuensi alami *sprung mass* dan *unsprung mass*, maupun frekuensi alami *bounce* dan *pitch*.

Pada bagian stabilitas, kendaraan ini mempunyai kecepatan kritis dan sudut kemiringan tertentu untuk beberapa hal, yaitu kecepatan kritis dan sudut kemiringan untuk terguling dan tergeser pada saat membelok, kecepatan kritis dan sudut kemiringan untuk terguling dan tergeser pada jalan miring, dan kecepatan kritis dan sudut kemiringan untuk terguling dan tergeser pada jalan mendaki.

## **Abstract**

Suspension system design for standard commercial vehicle uses two kinds of suspension system. In the front part, it uses double wishbone and coil spring of independent suspension while in the rear part; it uses leaf spring of rigid suspension system.

Double wishbone system has two suspension arms. There are upper suspension arm which has 170 mm in length and bottom suspension arms which has 320 mm in length, while in the rear part suspension it uses four leaf spring plats in one main spring.

The vibration happened in this design still can be tolerated by human body. The vibration can be the vibration from the axle of wheel, the natural frequency of sprung mass and unsprung mass and the natural frequency of bounce and pitch.

In the stability part, this vehicle has critical speed and certain declivity angle for some cases. The cases happened here are critical speed and declivity angle for being rolled and moved: while turning; while running at an aslant road; while running at an ascending road.

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

Salah satu hal yang terpenting dari sebuah kendaraan adalah suspensi. Dari waktu ke waktu suspensi kendaraan mengalami perkembangan yang begitu pesat. Pada jaman dahulu suspensi dianggap tidak begitu penting pada suatu kendaraan karena kendaraan hanya berfungsi sebagai pengganti kaki-kaki manusia saja. Lama-kelamaan suspensi juga mempunyai arti penting bagi sebuah kendaraan dengan berbagai fungsinya.

Suspensi berfungsi untuk menyerap kejutan yang didapat dari bentuk permukaan jalan sehingga menambah kenyamanan berkendara, selain itu juga menambah kestabilan kendaraan pada saat membelok dan menambah kemampuan cengkeram roda dengan permukaan jalan.

Di sini penulis akan mencoba untuk merancang sebuah sistem suspensi kendaraan niaga standard. Selain sebagai Tugas Akhir program S-1 Teknik Mesin, penulis juga melihat bahwa pada saat ini kendaraan niaga mengalami kemajuan yang cukup pesat dan juga konsumen dari jenis kendaraan ini merupakan yang paling banyak dibandingkan dari konsumen jenis kendaraan yang lain.

Pada saat ini, kendaraan niaga tidak hanya dilihat dari fungsi niaganya saja tetapi juga sebagai kendaraan keluarga yang nyaman, aman dan sebagian

kendaraan ini sudah menampilkan jenis yang mewah sehingga banyak konsumen yang tidak lagi malu untuk mengendarainya dan tetap menjaga *prestiginya*.

Suspensi menghubungkan *body* kendaraan dengan roda-roda dan berfungsi sebagai berikut:

- Selama berjalan, kendaraan secara bersama-sama dengan roda, menyerap getaran, oskilasi dan kejutan dari permukaan jalan, hal ini untuk melindungi penumpang dan barang agar aman, serta menambah kenyamanan dan stabilitas.
- Memindahkan gaya pengereman dan gaya gerak ke *body* melalui gesekan antara jalan dengan roda-roda.
- Menopang *body* pada *axle* dan memelihara letak geometris antara *body* dan roda-roda.

## **I.1. Komponen Utama Suspensi**

Pada umumnya suspensi dapat digolongkan menjadi suspensi tipe rigid (rigid axle suspension) dan tipe bebas (independent suspension). Perbedaan dari kedua tipe suspensi diatas adalah pada suspensi tipe rigid roda kiri dan roda kanan dihubungkan oleh axle tunggal sedangkan pada suspensi tipe independent masing-masing roda dapat bergerak bebas(independent).

Pada suspensi rigid axle, masing-masing roda dihubungkan oleh axle tunggal, axle dihubungkan ke body dan frame melalui pegas. Pada tipe ini mempunyai keunggulan yaitu lebih kuat dan sederhana sehingga sering digunakan pada kendaraan tipe bus dan truck. Pada suspensi independent, masing-masing roda tidak dihubungkan secara langsung oleh axle tunggal, kedua roda dapat bergerak sendiri-sendiri tanpa saling mempengaruhi satu sama lain sehingga dapat meredam getaran dan kejutan dari permukaan jalan dengan baik dan dirasakan lebih lembut. Kebanyakan roda depan kendaraan niaga dan sedan menggunakan sistem ini.

Komponen utama dari suspensi adalah pegas dan shock absorber, sedangkan komponen-komponen lainnya tidak pada setiap sistem suspensi ada.

### **I.1.1 Pegas**

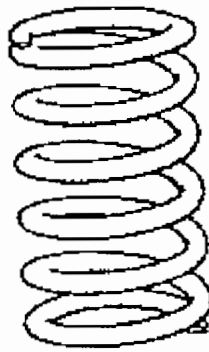
Pegas berfungsi menyerap kejutan-kejutan yang ditimbulkan oleh permukaan jalan, meredam getaran-getaran roda agar tidak diteruskan secara langsung ke body kendaraan, dan menambah daya cengkram ban pada permukaan jalan. Pegas merupakan peranti 'dasar' pada sistem suspensi, fungsinya menahan

bobot kendaraan dan 'menyimpan' energi akibat benturan dari permukaan jalan. Tinggi atau jarak dari tanah ditentukan tinggi pegas serta reaksinya pada berat kendaraan. Itu sebabnya pegas panjang tapi lembut, menghasilkan ketinggian yang sama dengan pegas pendek namun lebih keras.

Ada tiga tipe pegas yaitu:

1. Pegas koil (coil spring)

Dibuat dari baja khusus dan berbentuk sulur



Gambar 1. Pegas koil <sup>1)</sup>

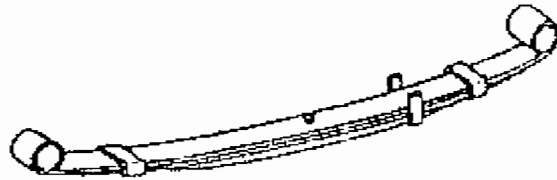
---

<sup>1)</sup> Toyota Service Division, 1998, *New Step 1*, Toyota Astra Motor, Jakarta.



2. Pegas daun (leaf spring)

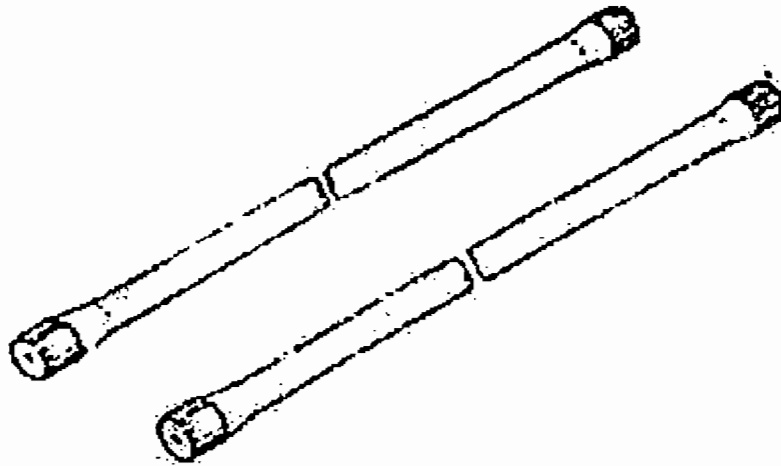
Dibuat dari bilah baja yang bengkok dan lentur



Gambar 2. Pegas daun

3. Pegas batang torsi (torsion bar spring)

Dibuat dari batang baja yang elastis terhadap puntiran (Toyota Dasar-dasar Automobil;1996).



Gambar 3. Pegas batang torsi

Kekerasan pegas koil ditentukan oleh panjang, banyaknya jumlah lingkaran dan kekenyalan bahannya. Bila mobil diceperkan seharusnya memakai pegas lebih keras agar suspensi masih bisa menahan guncangan. Kompromi pengendalian yang makin baik (bagi mobil dengan ketinggian normal) bisa diperoleh melalui pegas *variable-rate*. Pegas jenis ini memiliki lebih banyak lingkaran pada salah satu ujungnya. Saat menerima guncangan ringan, lingkaran lebih banyak (jaraknya rapat) akan meredam lebih lembut, namun guncangan keras akan diterima oleh lingkaran lebih renggang yang peredamannya lebih keras.

### **1.1.2 Shock Absorber**

*Shock absorber* berfungsi untuk meredam oskilasi yang ditimbulkan oleh pegas. Apabila hanya ada pegas saja tanpa ada *shock absorber*, maka kendaraan hanya akan cenderung naik turun saja ketika menerima kejutan dan getaran. *Shock absorber* juga berfungsi untuk menambah daya cengkeram ban terhadap permukaan jalan.

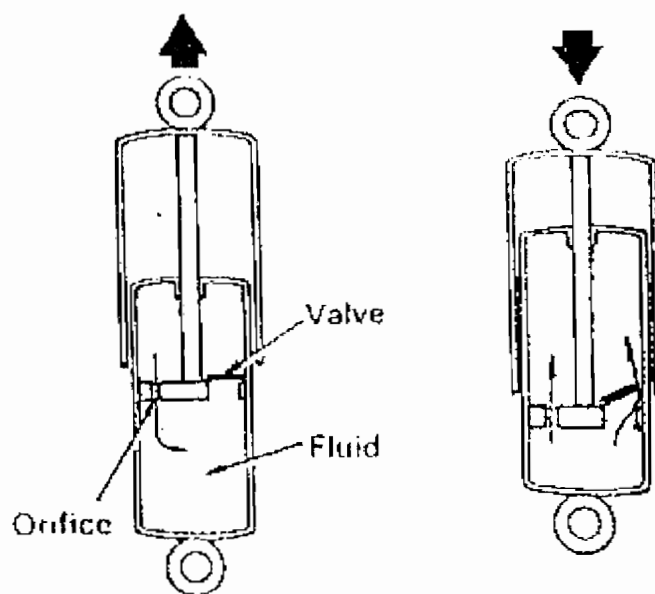
*Shock absorber* mempunyai beberapa tipe yang dapat digolongkan menurut cara kerjanya, konstruksinya dan media kerjanya. Berikut ini adalah uraian dari masing-masing tipe tersebut:

a. Menurut cara kerjanya

Terdiri dari dua tipe yaitu:

- *Shock absorber* kerja tunggal (single action)

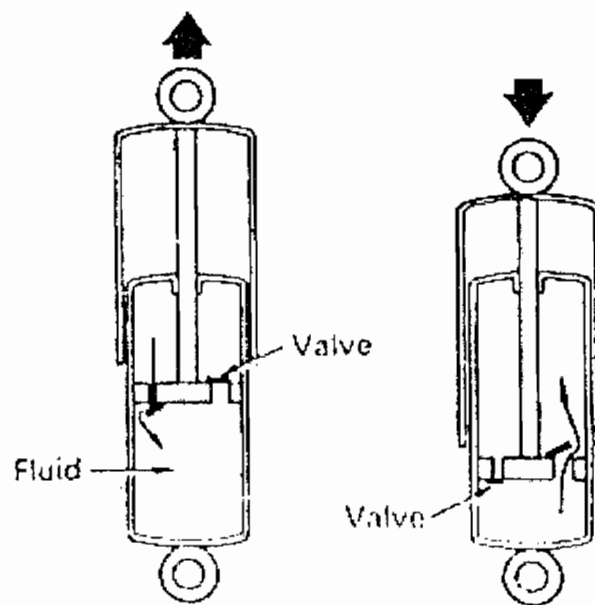
Efek meredam hanya terjadi pada waktu *shock absorber* berekspansi, sebaliknya pada saat kompresi tidak terjadi efek meredam.



Gambar 4. *Shock absorber single action*

- *Shock absorber* kerja ganda (Multiple action)

Pada saat ekspansi maupun kompresi, *shock absorber* selalu bekerja meredam (Toyota Service Division Step 1; 1998).



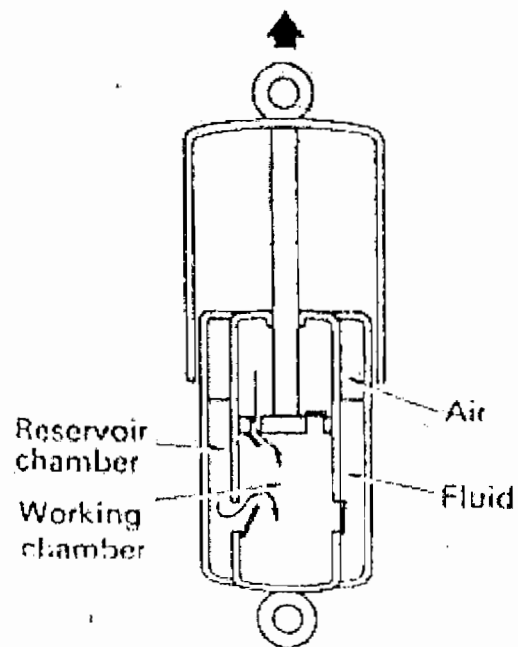
Gambar 5. *Shock absorber multiple action*

b. Menurut konstruksinya

Terdiri dari dua tipe yaitu:

- *Shock absorber* tipe twin tube

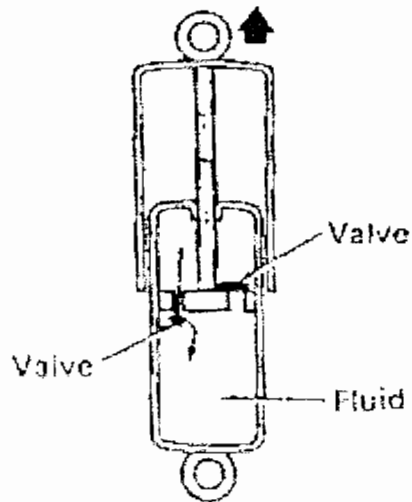
Di dalam shock absorber tipe ini terdapat pressure tube dan outer tube yang membatasi working chamber (silinder dalam) dan reservoir chamber (silinder luar).



Gambar 6. *Shock absorber twin tube*

- *Shock absorber* tipe mono-tube

Di dalam *shock absorber* hanya terdapat satu silinder (atau tanpa reservoir).



Gambar 7. *Shock absorber mono tube*

- c. Menurut medium kerjanya

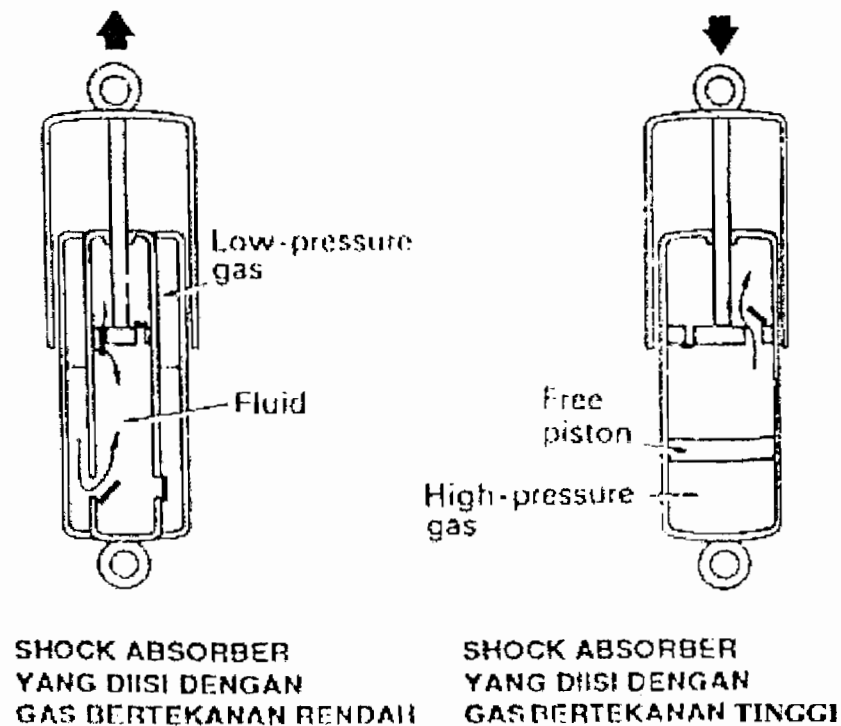
Terdiri dari dua tipe yaitu:

- *Shock absorber* tipe hidraulis

Di dalamnya hanya terdapat minyak shock absorber sebagai medium kerjanya.

- *Shock absorber* berisi gas

Gas yang biasanya digunakan adalah nitrogen yang dijaga pada temperatur rendah 10-15 kg/cm<sup>2</sup> atau temperatur tinggi 20-30 kg/cm<sup>2</sup>.



Gambar 8. *Shock absorber* berisi gas

Sesuai fungsinya, energi akibat guncangan dan benturan diubah menjadi panas oleh *shock absorber* yang lebih umum dikenal dengan nama sokbreaker. Itu sebabnya setelah bekerja beberapa lama, peredam kejut jadi lebih panas. Waktu menerima guncangan pegas tertekan secara tiba-tiba, shock absorber meredam

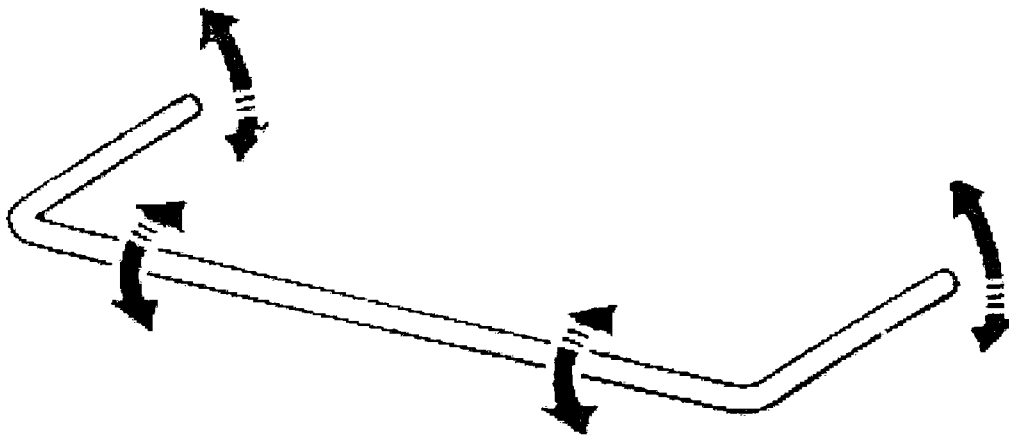
gerakan itu. Namun, peredam kejut juga harus 'menahan' gerakan pegas ketika kembali kepada posisinya semula (*rebound*). Memadukan keserasian antara kekerasan peredam kejut dengan kekenyalan pegas menjadi unsur yang esensial (Otomotif; 1999). *Shock absorber* terlalu lembut membuat mobil berayun waktu mendapat guncangan, sebaliknya bila terlalu keras mengakibatkan peredamnya kaku. Beberapa *shock absorber* dilengkapi pengatur kekerasan, sehingga memudahkan penyesuaiannya dengan kekenyalan pegas. Bila mobil dikurangi ketinggiannya, ada baiknya memasang shock absorber lebih pendek, agar sesuai dengan panjangnya pegas.

### **I.1.3. Stabilizer**

Pada saat membelok, mobil akan cenderung miring akibat gaya sentrifugal yang diakibatkan mobil tersebut. Hal ini menyebabkan salah satu roda cenderung lebih tinggi dibandingkan roda yang lain, bahkan bisa saja roda yang lain itu melayang. Bila ini terjadi, daya cengkeram roda yang naik tersebut akan berkurang. Ini bisa menimbulkan mobil terjungkal dan terjadi kecelakaan. Untuk menghindari bahaya ini, maka suspensi dilengkapi dengan *stabilizer*. Saat kendaraan membelok, *stabilizer* akan mempertahankan semua ban tetap menginjak permukaan jalan. Biasanya untuk suspensi depan, *stabilizer bar* biasanya dipasang pada kedua *lower arm* melalui bantalan karet linkage dan pada bagian tengah diikat ke *frame* atau *body* pada dua tempat melalui *bushing*. Cara kerja dari sistem ini adalah pada saat



membelok, pegas roda bagian luar (*outer spring*) tertekan dan pegas roda bagian dalam (*inner spring*) mengembang. Akibatnya *stabilizer bar* akan terpuntir karena salah satu ujungnya tertekan keatas dan ujung lainnya bergerak ke bawah. Batang *stabilizer* cenderung menahan terhadap puntiran. Tahanan terhadap puntiran ini berfungsi mengurangi *body roll* dan memelihara *body* dalam batas kemiringan yang aman .



Gambar 9. *Stabilizer*

#### **I.1.4. Strut Bar**

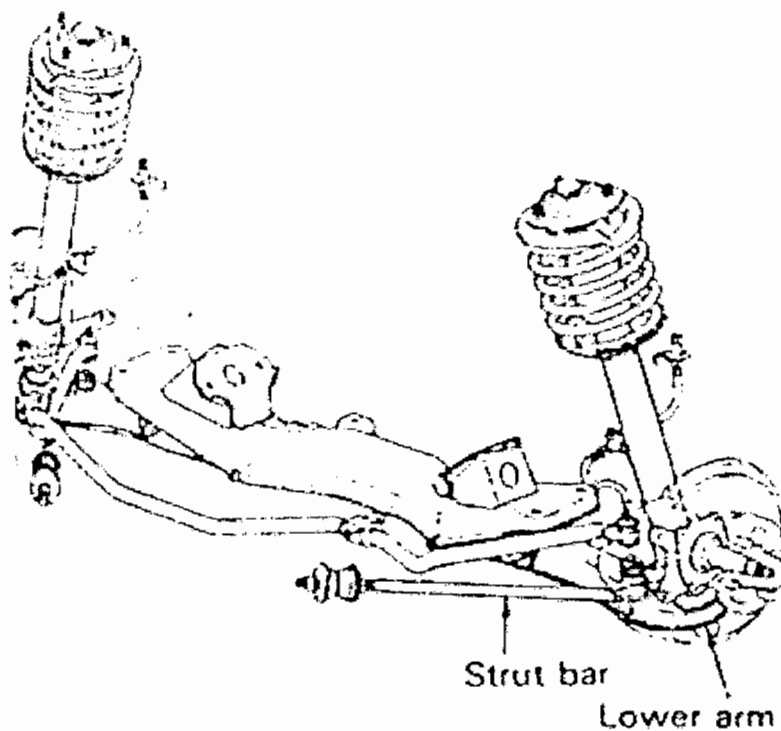
Selain itu ada juga komponen suspensi yang berfungsi untuk menahan *lower arm* agar tidak bergerak maju atau mundur pada saat menerima kejutan dari permukaan jalan yang tidak rata atau karena gaya akibat pengereman, yang disebut *strut bar*.

Inilah trend baru di era '90-an. Pipa atau besi melintang yang dipasang dalam ruang mesin, menghubungkan tumpuan bagian atas suspensi kanan dan kiri. Gunanya memperkuat kedudukan suspensi agar geometrinya tak mudah berubah. Idealnya *strut tower braces* juga dihubungkan ke *body* pembatas antara ruang mesin dan penumpang.

Pemasangan peranti ini di suspensi belakang akan lebih memperbaiki kerja suspensi. Selain memperbaiki unjuk kerja suspensi, *strut tower brace* juga berfungsi memperkuat *chasis* khususnya pada tumpuan suspensi. Ironisnya, trend ini justru lebih sering diterapkan pada mobil-mobil baru yang konstruksi *chasis*nya sudah modern dan kuat. Padahal mobil-mobil lama lebih membutuhkannya.

Peranti lain yang berhubungan erat dengan *strut tower brace* ialah *lower arm bars*. Bedanya, *lower arm bars* dipasang di bawah menghubungkan tumpuan lengan ayun kanan-kiri.

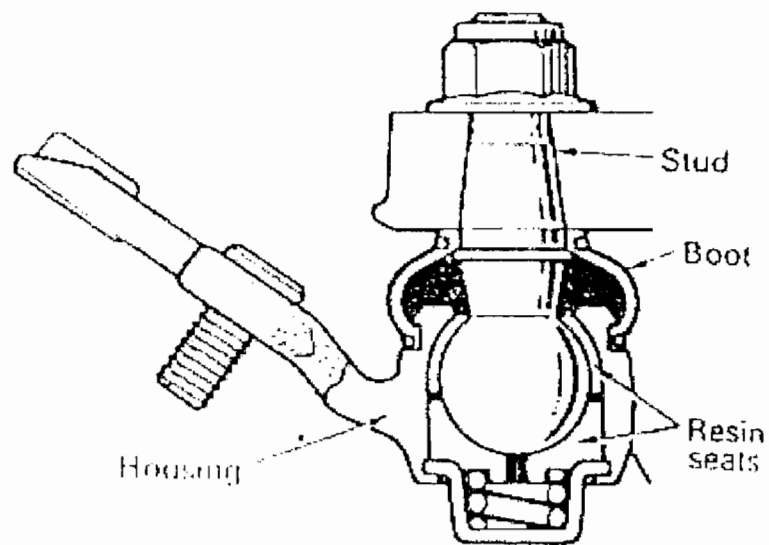
Selain memperbaiki dan menstabilkan geometri suspensi juga memperkuat konstruksi suspensi, khususnya bagi mobil-mobil dengan peggerak roda depan (Otomotif, 1999).



Gambar 10. *Strut Bar*

#### **1.1.5. Ball Joint**

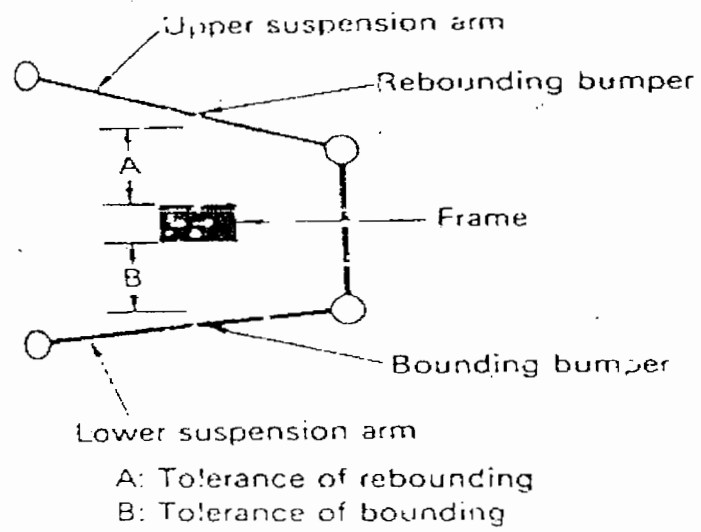
Kemudian ada juga komponen suspensi yang berfungsi sebagai sumbu putar kendaraan pada saat membelok yaitu *ball joint*. *Ball joint* ini ada yang membutuhkan pelumas dan harus menggantinya pada waktu tertentu, ada juga *ball joint* yang tidak membutuhkan penggantian pelumas yang biasanya menggunakan dudukan dari resin.



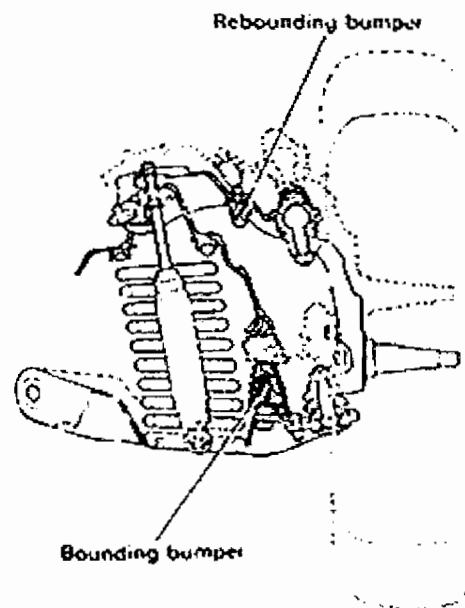
Gambar 11. *Ball joint*

#### **I.1.6. Bumper**

Pada saat kendaraan melalui jalan yang berlubang dan tonjolan yang besar, pegas mengerut dan mengembang secara berlebihan. Keadaan ini dapat menyebabkan kerusakan komponen lainnya. Untuk itu *bounding* dan *rebounding bumper* dipasang sebagai pelindung *frame*, *axle*, *shock absorber* dan lain-lain pada waktu pegas mengerut dan mengembang di luar batas maksimumnya.



Gambar 12. Skema bumper



Gambar 13. Bounding dan Rebounding bumper

### **I.1.7. *Spring/Damper Unit***

Cara terbaik (dan paling mahal) meng-*upgrade* sistem suspensi adalah menggunakan peredam kejut tipe *spring/damper unit*. Peranti ini memadukan pegas dan peredam kejut dalam satu unit. Beberapa merk *shock absorber* jenis ini selain dilengkapi pengatur kekerasan, juga memiliki penyetelan sudut pemasangan dibagian atas sehingga pemakai bisa mengatur sudut *camber* dan *caster* roda (Otomotif; 1999).

### **I.1.8. *Bushing***

Sekarang makin banyak ditawarkan *bushing* sistem suspensi dari polyurethane. Banyak kelebihan yang dimiliki polyurethane dibanding dengan *bushing* standar dari karet. Karena sifatnya lebih kenyal, gerakan suspensi makin lancar. Masa pakainya juga lebih lama dan tahan terhadap minyak. Salah satu keunggulan utama *bushing* polyurethane; karena kekenyalannya sudut keselarasan roda dan geometri suspensi tidak mudah berubah. Hyundai Accent misalnya, memiliki *bushing* suspensi depan terlalu lembut, sehingga geometri suspensi mudah berubah bila menikung dalam kecepatan tinggi (Otomotif; 1999) .

## **I.2. Sistem Suspensi Depan**

Perbedaan besar antara suspensi depan dengan suspensi belakang disebabkan oleh roda depan yang dapat membelok. Ketika kendaraan membelok atau melalui jalan yang tidak rata, roda-rodanya menerima gaya dari permukaan jalan. Suspensi berfungsi menyerap gaya-gaya ini agar kendaraan berjalan sesuai dengan arah yang diinginkan. Di samping itu untuk mencegah roda bergoyang, bergerak ke arah depan, belakang, samping, secara berlebihan, atau merubah kemiringan roda, hal ini akan mempengaruhi kestabilan kendaraan. Karena faktor inilah suspensi model bebas sering digunakan pada roda depan.

### **I.2.1. Tipe *Macpherson Strut***

Komponen utama dari sistem suspensi ini adalah :

- *Lower arm*

Ujung *lower arm* dipasang pada *suspension member* melalui *bushing* karet dan dapat bergerak naik turun. Ujung lainnya dipasang ke *steering knuckle arm* melalui *ball joint*.

- *Strut bar*

*Strut bar* berfungsi menahan gaya yang bekerja pada arah depan belakang. Salah satu ujung *strut bar* dipasang pada *lower arm* dan

ujung yang lainnya diikat pada *cross member* melalui *bracket* dan *bushing* karet.

- *Stabilizer bar*

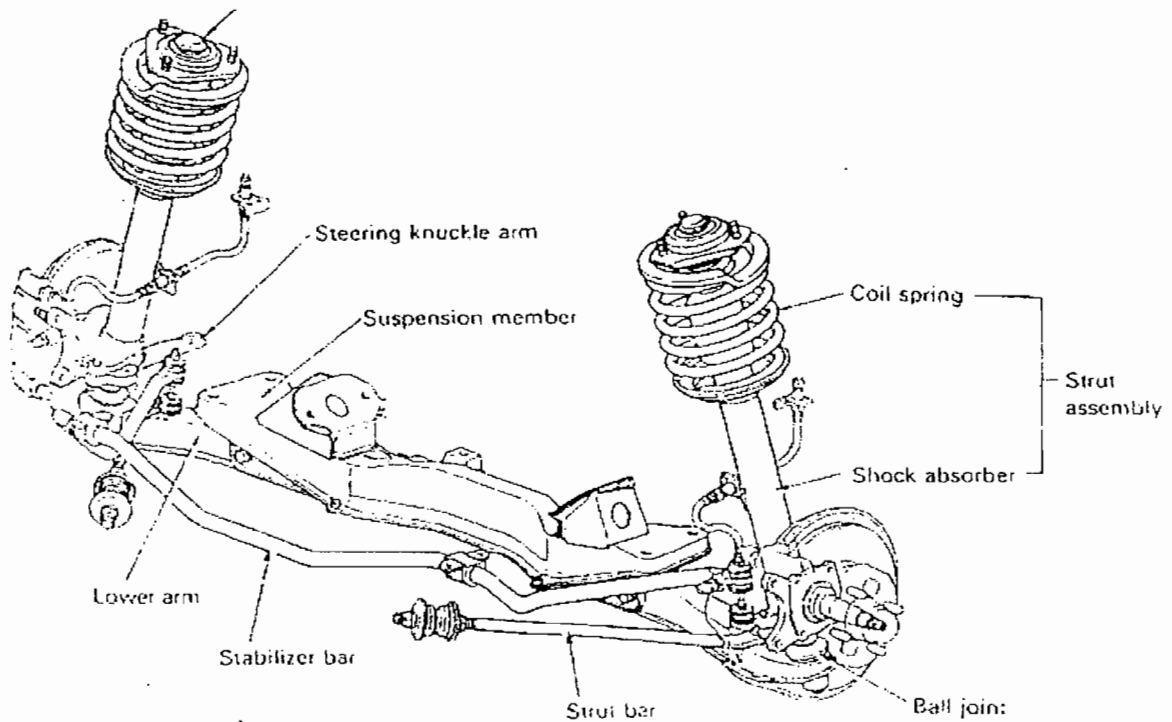
*Stabilizer bar* berfungsi mengurangi kemiringan kendaraan ketika membelok dan menambah kemampuan cengkram roda terhadap jalan agar kendaraan stabil. *Stabilizer bar* dipasang pada *lower arm* melalui *bushing* karet dan ring dan pada *body* melalui *bushing* karet.

- *Strut assembly*

*Strut assembly* terdiri dari *coil spring* dan *shock absorber*. *Coil spring* dipasang pada *strut assembly* dan *shock absorber* ditempatkan di dalam *strut assembly*. Sebagai bagian dari *suspension linkage*, *shock absorber* berfungsi menyerap kejutan dari jalan dan menopang berat kendaraan.



Bagian atasnya dipasang pada *fender apron* melalui *bushing* karet dan *bearing*. Bagian bawah strut diikat dengan baut pada *steering knuckle*.

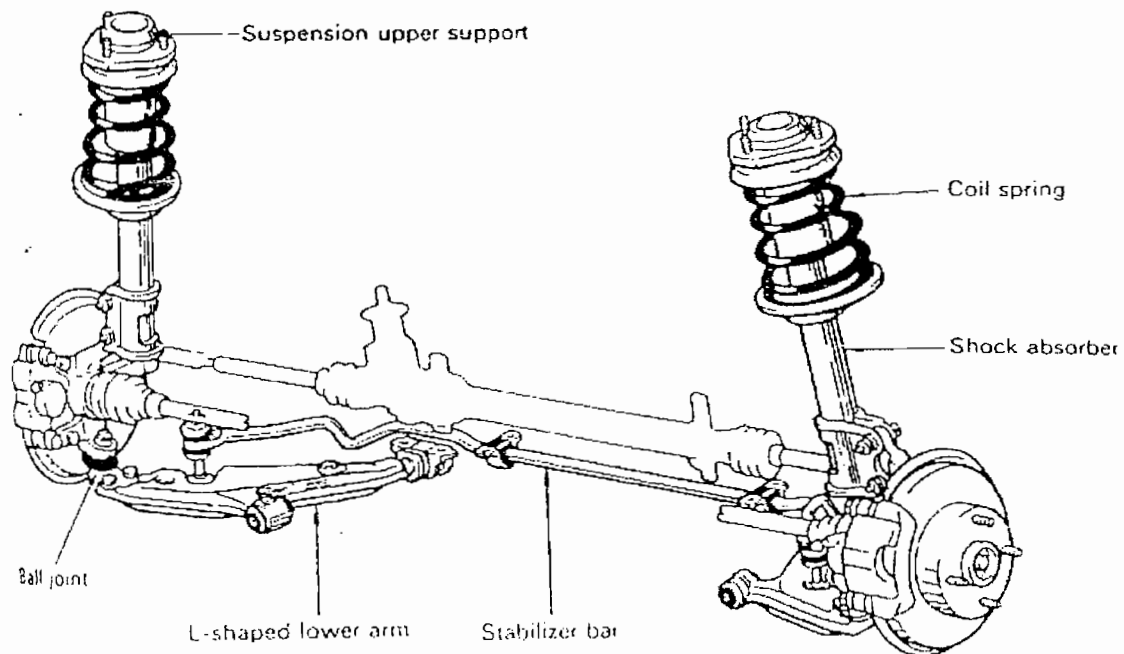


Gambar 14. Sistem suspensi depan tipe *Macpherson strut*

### 1.2.2. Tipe *Macpherson Strut* dengan *Lower Arm* Berbentuk L

Ada beberapa macam bentuk *lower arm* yang digunakan untuk menopang roda dan body kendaraan. Diantaranya adalah bentuk *lower arm* yang berbentuk L. Bentuk ini ada yang digunakan pada kendaraan yang mesinnya di depan dan penggeraknya roda depan. *Lower arm* berbentuk L ini diikat pada body pada dua tempat melalui *bushing* dan ke *steering knuckle* melalui *ball joint*. Keuntungan dari

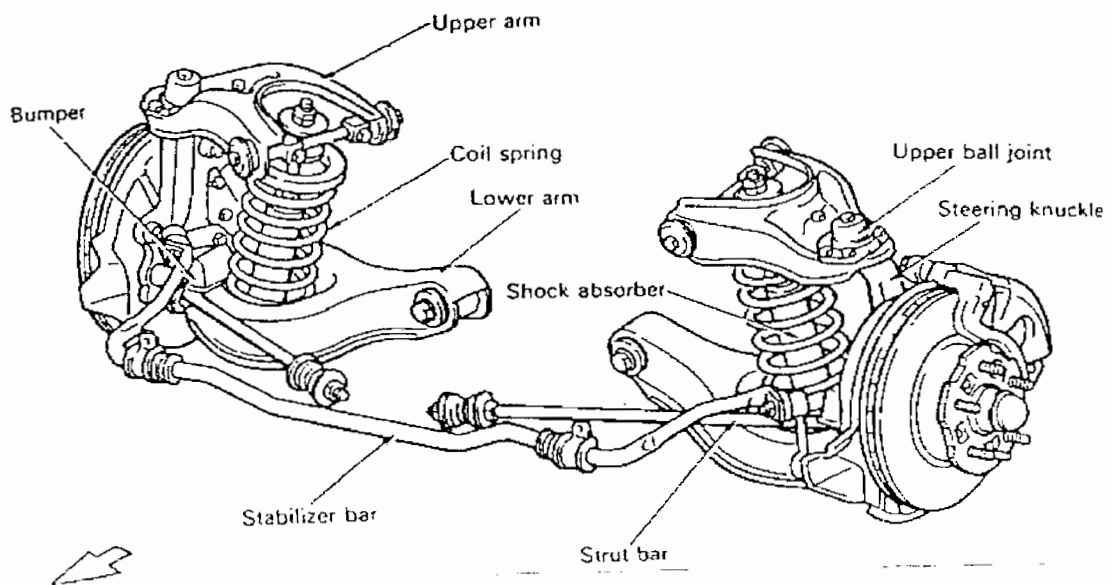
sistem suspensi ini adalah dapat menahan gaya dari arah samping maupun arah depan belakang sehingga tidak perlu menggunakan *strut bar*.



Gambar 15. Sistem suspensi depan tipe *Macpherson strut* dengan *lower arm* berbentuk L.

### 1.2.3. Tipe *Double Wishbone* Dengan Pegas Koil

Pada konstruksi sistem suspensi ini, roda dipasang pada body melalui dua lengan suspensi yaitu *upper* dan *lower arm*. *Shock absorber* dan pegas koil dipasang diantara kedua *arm* tersebut. Salah satu ujung *arm* dipasang pada body melalui *bushing* dan ujung lainnya pada *steering knuckle* melalui *ball joint*. Bagian atas *shock absorber* diikat pada body dan bagian bawahnya ke *lower arm*. Pegas koil terletak diantara *lower arm* dan body.



Gambar 16. Sistem suspensi depan tipe *double wishbone* dengan pegas koil

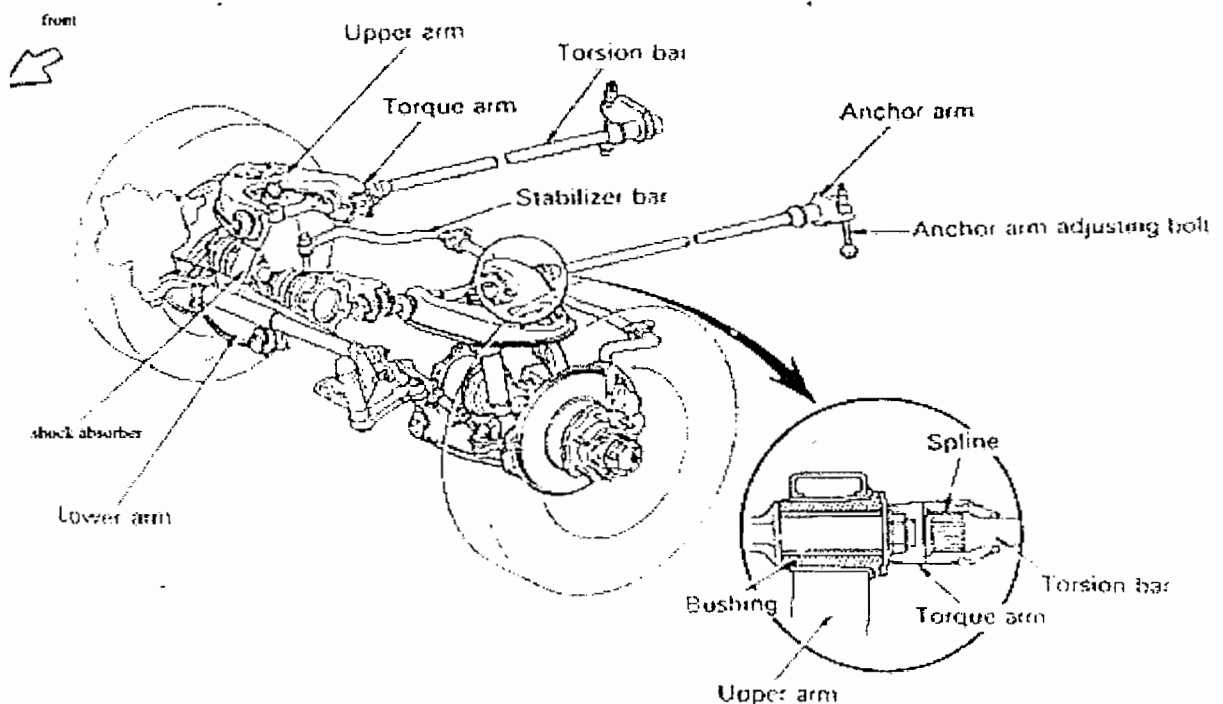
(Toyota Service Division Step 1, 1998)

#### I.2.4. Tipe *Double Wishbone* Dengan Batang Torsi

Pada umumnya, batang torsi (*torsion bar*) dipasang pada *upper arm*. *Lower arm* dihubungkan pada *suspension member* melalui *bushing* karet. *Upper arm* dihubungkan ke poros *upper arm* dengan *bushing* karet. *Torque arm* diikatkan pada *upper arm* belakang dengan dua baut dan batang torsi dimasukkan padanya.

Bagian depan dari setiap batang torsi dimasukkan pada *torque arm* pada *upper arm* dan bagian belakang dari batang torsi dipasang ke dalam *anchor arm* yang diikatkan pada *cross member* dengan baut penyetel *anchor arm*, sehingga penyetelan tinggi kendaraan menjadi mudah dengan menggunakan baut ini. *Spline*

depan dan belakang dari masing-masing batang torsi dilengkapi dengan tutup debu untuk menjaga agar lumpur, air dan sebagainya yang mengganggu tidak masuk.



Gambar 17. Sistem suspensi depan tipe *double wishbone* dengan batang torsi

### I.3. Sistem Suspensi Belakang

Pada umumnya suspensi belakang menerima berat yang berlebihan dari penumpang dan barang. Keadaan ini menimbulkan kesulitan dalam menentukan kekerasan pegasnya. Apabila pegas dibuat cukup keras untuk beban berat, akan menjadi terlalu keras bila kendaraan hanya dinaiki pengemudi. Sebaliknya bila dibuat cukup lembut untuk dinaiki pengemudi, pegas menjadi terlalu lemah sewaktu



mendapat beban berat. Sama halnya dengan pegas maka *shock absorber* pun mengalami hal yang serupa.

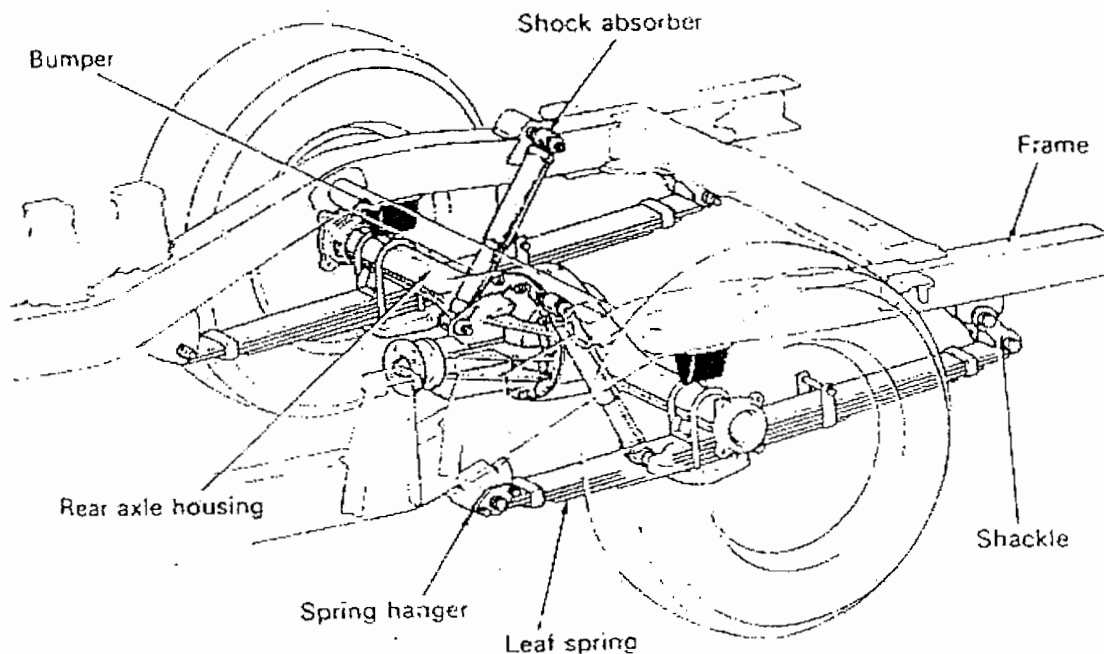
Keadaan seperti ini dapat diatasi dengan menggunakan pegas daun atau tipe pegas yang lain yang mempunyai konstanta yang variabel, *shock absorber* yang diisi gas, dan lain-lain. Suspensi belakang dirancang agar *axle* selalu pada posisi yang benar dan bila melalui jalan yang tidak rata roda bergerak tanpa mempengaruhi kestabilan arah roda depan .

### **I.3.1. Tipe Pegas Daun Paralel**

Suspensi *rigid axle* ini banyak digunakan pada suspensi kendaraan komersial. Tipe *axle* yang biasa menggunakan suspensi dengan pegas daun paralel disebut *live-axle*, yaitu satu unit yang terdiri dari *differential*, *axle shaft* dan *wheel hub*. *Live-axle* dihubungkan ke *propeller shaft* dan *body*, selain itu *live-axle* juga dapat bergerak naik turun bersama dengan pegas. Tipe ini tahan terhadap beban, gaya pengereman dan gaya penggerak.

Pada umumnya ujung depan dari setiap pegas daun dikaitkan ke *bracket* pegas pada *structural member* atau *frame* melalui *bushing* karet dengan *hanger pin*. Ujung belakang pegas diikat ke *bracket* pegas pada *structural member* atau *frame* melalui *bushing* karet dengan *shackle*. Pada saat pegas berdefleksi dikarenakan perubahan beban, pegas menjadi panjang dan *shackle* dapat mengimbangi perubahan tersebut. *Bushing* karet mempunyai dua fungsi yaitu menyerap getaran dan mencegah

agar getaran tersebut tidak diteruskan ke body. Selain itu juga berfungsi agar mata pegas dapat bergerak maju mundur ketika pegas daun melengkung.



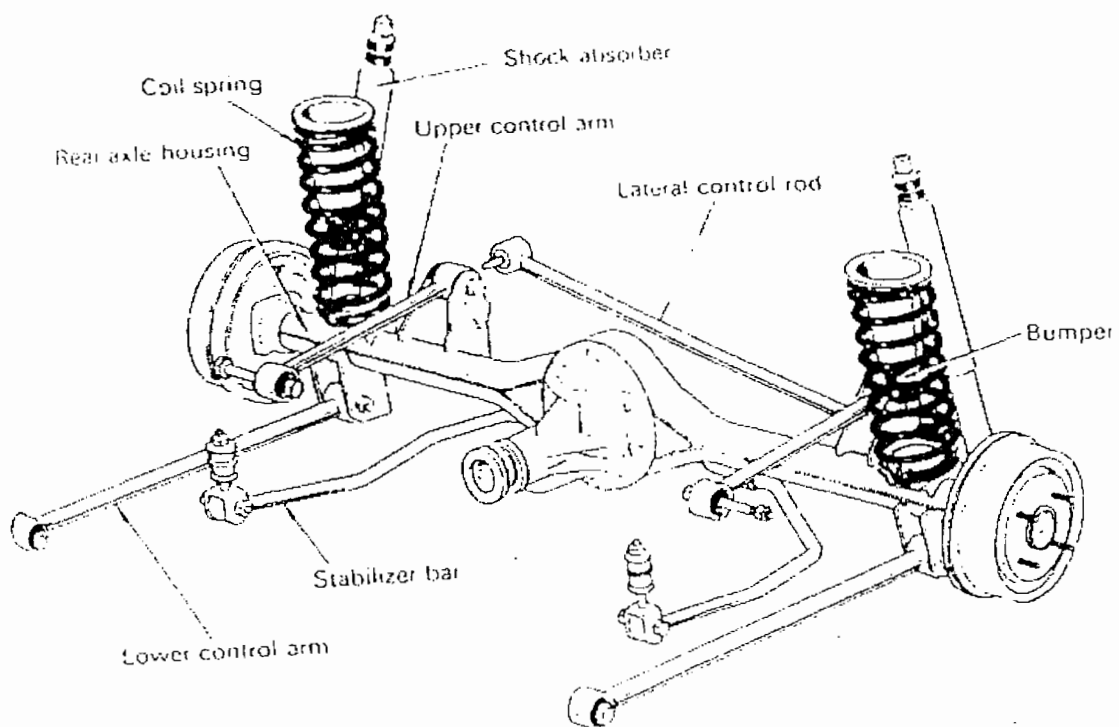
Gambar 18. Sistem suspensi belakang tipe pegas daun paralel

### 1.3.2. Tipe *Four Link*

Diantara suspensi *rigid*, tipe inilah yang menghasilkan kenikmatan berkendara yang lebih baik, karena penanganan posisi *axle* dan beban suspensi dilakukan secara terpisah. Biasanya suspensi ini menggunakan pegas koil.

Posisi *axle* adalah memikul dua *lower control arm*, dua *upper control arm* serta satu *lateral control rod*, sedangkan untuk menopang beban dan menyerap kejutan hanya digunakan pegas.

Gaya dari arah depan belakang yang ditimbulkan oleh sistem rem dan sistem penggerak ditahan oleh *lower* dan *upper control arm*, sedangkan gaya yang dari samping ditahan oleh *lateral control rod*. Salah satu ujung dari setiap *control arm* atau *lateral rod* diikat pada *frame* dan ujung lainnya pada *rear axle housing* melalui *bushing* karet. Pegas daun dipasang diantara *lower control arm* atau *rear axle housing* dan *body*.



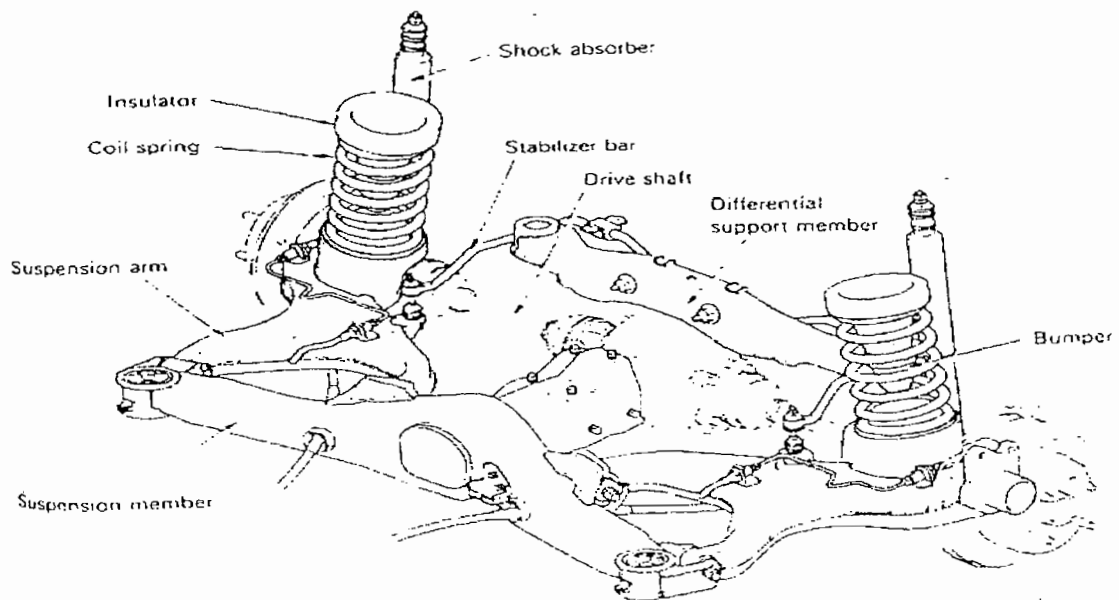
Gambar 19. Sistem suspensi belakang tipe 4 link

### I.3.3. Tipe *Semi-Trailing Arm*

Tipe ini adalah sistem suspensi *independent* yang dirancang untuk meningkatkan kekakuan (*rigidity*) dengan memperhatikan beban dari samping dan

memperkecil perubahan *alignment* (*toe in*, *tread* dan *camber*) yang terjadi pada saat roda bergerak ke atas dan ke bawah.

Tipe ini mempunyai konstruksi dimana *swing axis* pada *suspension arm* terletak didepan roda dan *arm* dipasang dengan *bushing* pada *suspension member* sehingga *axis* membentuk sudut terhadap garis tengah kendaraan. *Differential support member* dipasang pada body melalui *bushing* sebagai penyangga *differential*. Disamping itu *CV (constant velocity) joint* biasanya digunakan sebagai *joint* pada *drive shaft*.



Gambar 20. Sistem suspensi belakang tipe *semi trailing arm*



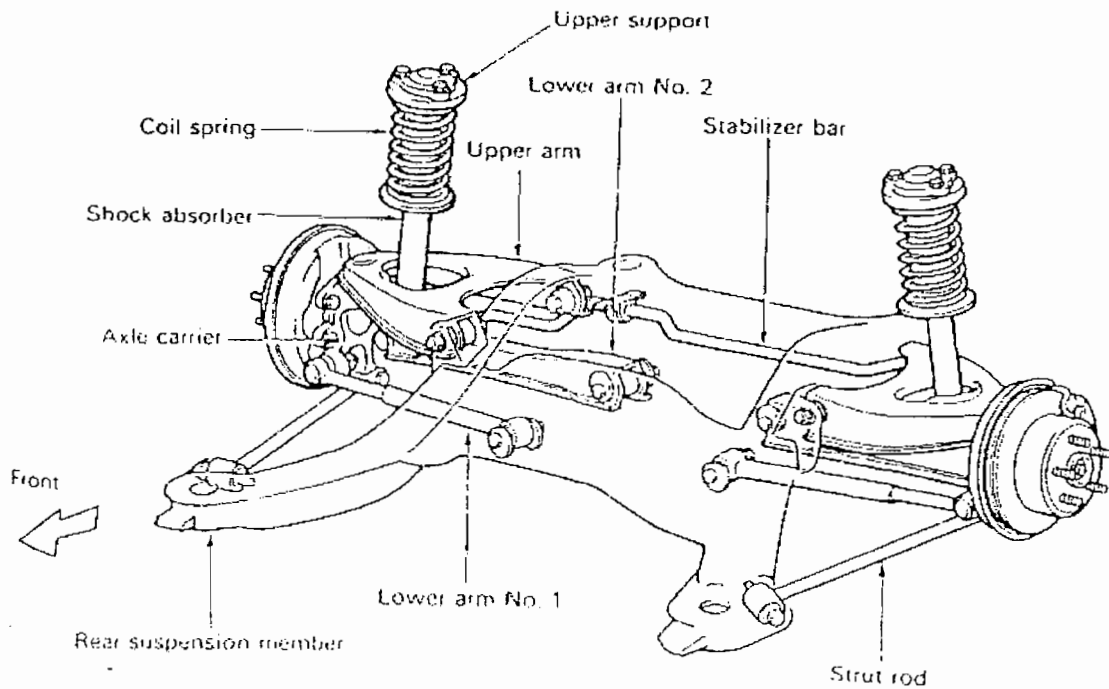
#### **I.3.4. Tipe *Double Wishbone***

Tipe ini digunakan sebagai sistem suspensi independent yang digunakan pada roda belakang kendaraan penumpang yang berpengerak roda belakang (*rear wheel drive*). Masing-masing roda ditopang oleh tiga *suspension arm* ( satu *upper suspension arm* dan dua *lower suspension arm*) yang diposisikan hampir tegak lurus dengan garis tengah kendaraan dan sebuah *strut rod* yang sejajar dengan garis tengah kendaraan. Salah satu ujung *upper suspension arm* dipasang pada *suspension member* melalui *bushing* dan ujung yang lainnya pada *axle carrier* melalui *ball joint*.

Salah satu ujung *lower suspension arm* dipasang pada *suspension member* melalui *bushing* dan ujung yang lain dari masing-masing *arm* dipasang pada *axle carrier* melalui *ball joint* dan *bushing*.

*Strut rod* berfungsi menahan gaya dari arah depan dan belakang. Salah satu ujungnya dipasang pada *suspension member* melalui *bushing* dan ujung lainnya ke *axle carrier* melalui *bushing*. Pegas koil dan *shock absorber* menjadi satu dan dipasang pada *axle carrier* melalui *bushing* dan bagian atasnya pada body melalui *upper support*.

*Stabilizer bar* dipasang pada kedua ujung *lower arm* pada setiap sisi melalui *link* dan *ball joint*. *Stabilizer* dipasang pada *suspension member* pada dua titik dibagian tengah dengan melalui *bushing* karet.



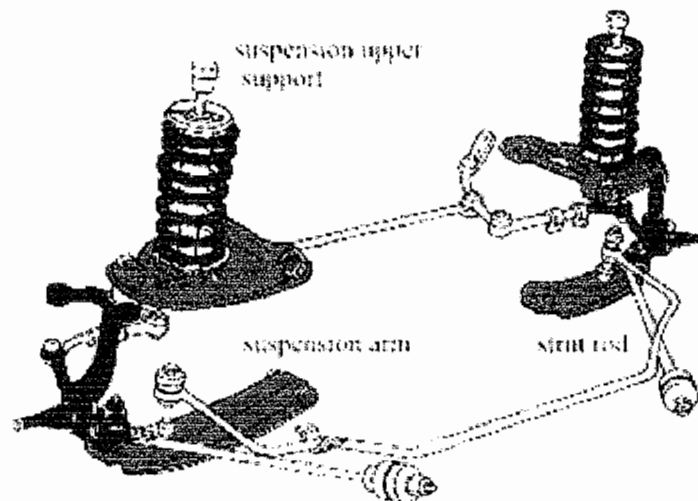
Gambar 21. Sistem suspensi belakang tipe double wishbone

### 1.3.5. Tipe *Strut Dual-Link*

Suspensi ini digunakan pada roda belakang mobil yang mesinnya di depan dan berpengerak roda depan (*front wheel drive*). Sistem suspensi ini mempunyai konstruksi dengan roda-roda yang ditopang oleh dua *suspension arm* dan *strut rod*. *Suspension arm* terletak hampir tegak lurus dengan garis tengah kendaraan, sedangkan *strut rod* sejajar dengan garis tengah kendaraan. Beban dari depan-belakang, samping dan arah vertikal ditahan oleh komponen yang berbeda, dengan demikian memudahkan dalam menghasilkan kendaraan yang stabil dan nyaman.

Gaya dan beban dari arah yang berbeda bekerja pada komponen berikut:

- Pada arah vertikal komponen yang bekerja adalah *coil spring*, *shock absorber* dan *suspension upper support*.
- Pada arah depan-belakang komponen yang bekerja adalah *strut rod* dan *bushing*.
- Pada arah samping komponen yang bekerja adalah *suspension arm* dan *bushing*.



Gambar 22. Sistem suspensi belakang tipe strut dual link

### I.3.6. Tipe *Trailing Arm* Dengan *Twist Beam*

Suspensi *rigid* ini digunakan pada roda belakang mobil kecil dengan penggerak roda depan. Bagian belakang *suspension arm* dihubungkan dengan *axle beam* dengan cara dilas. Pada kedua ujung *stabilizer bar* dilas pada *axle beam*. Beban yang diterima roda diteruskan menurut arahnya ke komponen yang bersangkutan, yaitu:

yang diterima roda diteruskan menurut arahnya ke komponen yang bersangkutan, yaitu:

- Pada arah vertikal komponen yang bekerja adalah *coil spring*, *shock absorber* dan *lower bushing* serta *suspension upper support*.
- Pada arah depan-belakang komponen yang bekerja adalah *suspension arm* dan *front bushing*.
- Pada arah samping komponen yang bekerja adalah *lateral rod* dan *bushing*.

Pada saat roda-roda bergerak dengan arah yang berlawanan (yang satu ke atas dan yang satu ke bawah), gerakan puntiran dari ujung *suspension arm* diteruskan ke dalam gerakan *puntiran axle beam* belakang, yang terpasang pada *stabilizer* dan *suspension arm* belakang. Puntiran dari *axle beam* belakang dan *stabilizer* menghasilkan gaya reaksi yang berlawanan dengan puntiran *suspension arm*, penempatan *coil spring* menyempurnakan *roll rigidity* dengan mengurangi *body rolling*, sehingga menghasilkan *steering* yang lebih stabil.

#### I.4. Spesifikasi Kendaraan yang Digunakan

Dalam perancangan ini menggunakan data dari Toyota Kijang standar yang mempunyai spesifikasi sebagai berikut :

Tabel 1.1. Spesifikasi Toyota Kijang

	Spesifikasi
<b>DIMENSI DAN BERAT</b>	
Panjang x lebar x tinggi (mm)	4535 x 1710 x 1775
Jarak poros roda (mm)	2650
Jarak pijak depan (mm)	1445
Jarak pijak belakang (mm)	1430
Jarak titik berat kendaraan dari sumbu depan (mm)	1445
Jarak titik berat kendaraan dari sumbu belakang (mm)	1205
Berat kosong (kg)	1470
Berat kosong bagian depan (kg)	725
Berat kosong bagian belakang (kg)	745
Berat kendaraan dengan 8 penumpang @ 60 kg dan tangki bahan bakar terisi penuh (Berat yang digunakan dalam perancangan) (kg)	2005
Berat perancangan bagian depan (kg)	1025
Berat perancangan bagian belakang (kg)	980
<b>MESIN</b>	
Tipe	4 Silinder, SOHC
Isi silinder (cc)	1998
Diameter x langkah (mm)	86 x 86
Perbandingan kompresi	9,0 : 1
Daya maksimum (ps/rpm)	97/4800
Momen puntir maksimum (kgm/rpm)	15,4/2800
Sistem bahan bakar	Electronic Fuel Injection (EFI)
<b>CHASSIS</b>	
Suspensi depan	Double Wishbone dengan Pegas Koil
Suspensi belakang	Rigid axle isoclamp dengan pegas daun
Rem depan	Cakram Berventilasi
Rem belakang	Tromol dengan Tandem Vacuum Booster
Transmisi	Manual 5-Kecepatan
Kemudi	Rack and Pinion
Kapasitas tangki	55
Ukuran ban	195/65 R- 15

## **BAB II**

### **PERANCANGAN KOMPONEN UTAMA**

Sistem suspensi mempunyai beberapa komponen utama yang perlu melewati beberapa perhitungan dalam perancangannya. Lengan suspensi, gandar, pegas, *ball joint* merupakan beberapa hal yang perlu dalam perancangan ini agar memenuhi standar sistem suspensi yang efektif. Dalam perancangan ini juga akan ada pemilihan bahan yang akan dipakai, alasan pemakaian bahan dan perhitungan-perhitungannya.

#### **II. 1. Perhitungan Lengan dan Gandar Suspensi**

Pertama-tama yang harus direncanakan dalam perancangan sistem suspensi adalah lengan dan gandar suspensi. Hal ini perlu karena kedua komponen ini merupakan dasar dari sistem suspensi. Gandar adalah komponen yang digunakan untuk menopang bagian yang diam, berayun atau berputar, tetapi tidak menerima momen putar dan dengan demikian tegangan utamanya adalah tekukan.

Gandar yang sederhana dan sering kita lihat yang berbentuk pendek biasa disebut dengan baut. Bagian yang berputar dalam bantalan dari gandar dan poros disebut tap. Sedangkan yang disebut poros (komponen yang keseluruhannya berputar) adalah komponen yang digunakan untuk mendukung suatu momen putar dan mendapat tegangan puntir atau tegangan puntir dan tekuk.

Lengan dan gandar dalam sistem ini mempunyai beberapa sub bagian yaitu lengan dan gandar roda depan, *steering knuckle*, lengan dan gandar roda belakang dan gandar lengan ayun.

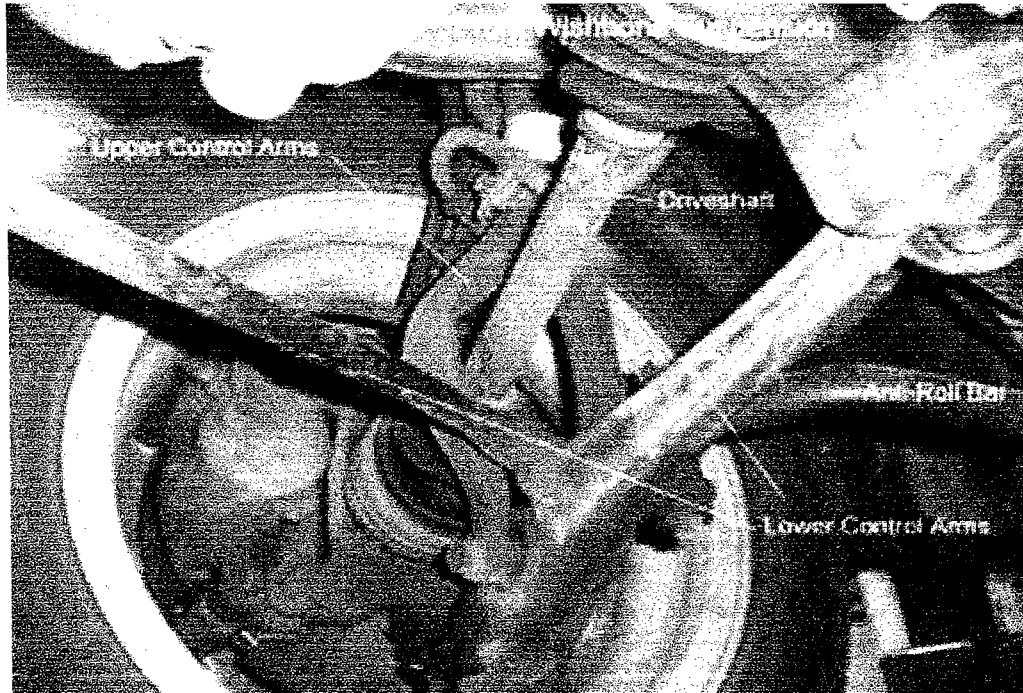
### **II.1.1. Menghitung Gandar Roda Depan**

Gandar untuk roda depan dihubungkan dengan lengan suspensi, karena terletak di depan maka gandar ini harus dapat berputar terhadap sumbunya untuk membelokkan kendaraan.

As roda untuk suspensi terbuat dari bahan baja St 60 yang memiliki tegangan lengkung maksimal yang diijinkan ( $\sigma_b$ ) 120 N/mm<sup>2</sup> dan tegangan tarik maksimum ( $\sigma_{tr}$ ) 720 N/mm<sup>2</sup>.

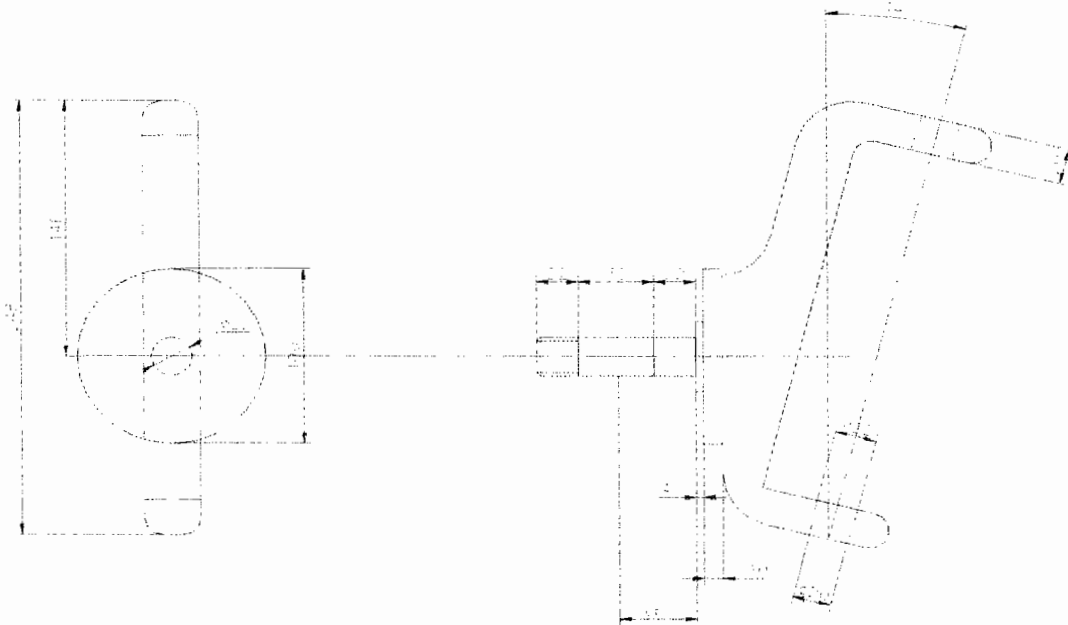
Berat yang harus ditumpu oleh as ini adalah berat sumbu depan kendaraan. Berat kendaraan di depan, sesuai dengan data yang ada adalah 1025 kg, selain itu gaya akibat pengereman juga patut diperhatikan, karena adanya pengereman maka seolah-olah massa yang ada di bagian belakang kendaraan akan pindah ke sisi depan.

Dengan menganggap bahwa semua massa yang ada di sisi belakang pindah ke depan maka konstruksi didepan harus kuat untuk menahan massa total kendaraan yaitu 2005 kg.



Gambar 23. suspensi depan





Gambar 24. Dimensi gandar roda depan

Berat ini terbagi dua pada masing-masing suspensi sehingga massa yang ditumpu menjadi 1002,5 kg.

- Momen lengkung yang terjadi <sup>1)</sup> :

$$M_b = W_b \cdot L_b \dots\dots\dots( 2-1 )$$

dengan :

$M_b$  : momen lengkung yang terjadi (Nmm)

$W_b$  : berat kendaraan bagian depan  $\approx 10025 \text{ N}$  ( $g = 10 \text{ m/s}^2$ )

$L_b$  : panjang gandar (mm) (lihat gambar 24)

---

<sup>1)</sup>Niemann, G, Anton Budiman, Dipl. Ing., 1994, *Elemen Mesin Jilid I*, Erlangga, Jakarta

Sehingga akan menghasilkan :

$$\begin{aligned} M_b &= 10025 \times 37 \\ &= 370925 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

- Diameter gandar <sup>2)</sup> :

$$d = 2,17,3 \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_b}} \dots\dots\dots (2-2)$$

dengan :

d : diameter gandar (mm)

$M_b$  : momen lengkung yang terjadi (Nmm)

$\sigma_b$  : tegangan bahan yang diijinkan ( $\text{N/mm}^2$ )

sehingga akan menghasilkan :

$$\begin{aligned} d &= 2,17,3 \sqrt[3]{\frac{370925}{120}} \\ &= 31,61 \text{ mm} \end{aligned}$$

---

<sup>2)</sup>Ibid, hal.321

- Perhitungan tegangan geser<sup>3)</sup> :

$$\tau_{mak} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_v}{A} \dots\dots\dots(2-3)$$

dengan :

$F_v$  : gaya yang bereaksi yaitu berat kendaraan bagian depan  $\approx 5125N$

: *massa yang ditumpu bagian depan*  $\times g$

:  $1002,5 \times 10 = 10025 N$

$A$  : luas permukaan gandar ( $mm^2$ )

Sehingga akan menghasilkan :

$$\begin{aligned} \tau_{mak} &= \frac{4}{3} \cdot \frac{10025}{0,25 \cdot \pi \cdot 31,61^2} \\ &= 17,03 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

sedangkan suatu bahan mempunyai tegangan geser ijin :

$$\tau_{ijin} = \frac{\tau_{tr}}{\mu + 1} \dots\dots\dots(2-4)$$

dengan :

$\tau_{tr}$  : tegangan tarik maksimum ( $N/mm^2$ )

$\mu$  : Poisson's ratio, untuk baja 0,3

---

<sup>3)</sup>Ibid, hal.47

sehingga akan menghasilkan :

$$\begin{aligned}\tau_{ijin} &= \frac{720}{0,3 + 1} \\ &= 553,84 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

sehingga dari hasil tersebut, bahan memenuhi syarat terhadap tegangan geser.

- Menghitung gaya sentrifugal

Batang vertikal yang menghubungkan dengan lengan suspensi dihitung dengan cara yang sama dengan cara mencari diameter gandar. Gaya tekan ke samping yang terjadi didasarkan dari gaya sentrifugal akibat kendaraan yang berbelok dengan kecepatan maksimum dengan jari-jari minimum, namun tidak terguling.

Dengan persamaan (2-5) diperoleh gaya sentrifugal yang terjadi <sup>4)</sup> :

$$P_y = \frac{m.v^2}{R_j} \dots\dots\dots( 2-5 )$$

dengan :

$P_y$  : gaya sentrifugal (N)

$m$  : massa kendaraan (kg)

$v$  : kecepatan maksimum kendaraan (m/s)

$R_j$  : jari-jari minimum jalan (m)

Dari data yang ada (lampiran 1),  $v = 44,45$  m/s dan  $R_j = 166,173$  m, maka :

$$\begin{aligned} P_y &= \frac{2005.44,45}{166,173} \\ &= 23839,52 \text{ N} \end{aligned}$$

---

<sup>4)</sup> Artamonov, M.D., Ilarianov, V.A. Morin, M.M, 1976, *Motor Vehicles Fundamental and Design*, MIR Publisher, Moscow.

- Menghitung momen lengkung :

$M_b$  = momen akibat gaya samping + momen akibat gaya sentrifugal

$$= (P_y \times \text{panjang lengan vertikal}) + \left[ \left( \frac{W_b}{2} \right) \times \text{panjang lengan horizontal} \right]$$

$$= 23839,52 \cdot 146 + \left( \frac{20050}{2} \right) \cdot 104$$

$$= 4523169,92 \text{ Nmm}$$

- Diameter batang vertikal :

Dengan menggunakan persamaan ( 2-2 ) didapat:

$$d = 2,17 \sqrt[3]{\frac{4523169,92}{120}}$$

$$= 72,76 \text{ mm}$$

### II.1.2. Menghitung Gandar Roda Belakang

Gandar roda belakang mempunyai dimensi yang berbeda dengan roda depan. As roda untuk suspensi terbuat dari bahan baja St 60 yang memiliki tegangan lengkung maksimal yang diijinkan ( $\sigma_B$ ) 120 N/mm<sup>2</sup> dan tegangan tarik maksimum ( $\sigma_{tr}$ ) 720 N/mm<sup>2</sup>. Berat yang harus ditumpu oleh as ini adalah berat sumbu belakang kendaraan. Berat kendaraan di belakang, sesuai dengan data yang ada adalah 980 kg. Berat ini terbagi dua pada masing-masing suspensi sehingga massa yang ditumpu menjadi 490 kg.

- Momen lengkung yang terjadi :

$$M_b = W_b \cdot L_b$$

dengan :

$M_b$  : momen lengkung yang terjadi (Nmm)

$W_b$  : berat kendaraan bagian depan  $\approx 4900$  N ( $g = 10$  m/s<sup>2</sup>)

$L_b$  : panjang gandar (mm) (lampiran 7)

Sehingga akan menghasilkan :

$$M_b = 4900 \times 60$$

$$= 294000 \text{ Nmm}$$

- Diameter gandar :

$$d = 2,173 \sqrt[3]{\frac{M_b}{\sigma_b}}$$

dengan :

d : diameter gandar (mm)

$M_b$  : momen lengkung yang terjadi (Nmm)

$\sigma_b$  : tegangan bahan yang diijinkan ( $\text{N/mm}^2$ )

sehingga akan menghasilkan :

$$d = 2,173 \sqrt[3]{\frac{294000}{120}}$$

$$= 29,25 \text{ mm} \approx 30 \text{ mm}$$



- Perhitungan tegangan geser :

$$\tau_{mak} = \frac{4}{3} \cdot \frac{F_v}{A}$$

dengan :

$F_v$  : gaya yang bereaksi yaitu berat kendaraan bagian belakang  $\approx 4900\text{N}$

: *massa yang ditumpu bagian belakang*  $\times g$

:  $490 \times 10 = 4900\text{ N}$

$A$  : luas permukaan gandar ( $\text{mm}^2$ )

Sehingga akan menghasilkan :

$$\begin{aligned} \tau_{mak} &= \frac{4}{3} \cdot \frac{4900}{0,25 \cdot \pi \cdot 29,25^2} \\ &= 9,72 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

sedangkan suatu bahan mempunyai tegangan geser ijin :

$$\tau_{ijin} = \frac{\tau_{tr}}{\mu + 1}$$

dengan :

$\tau_{tr}$  : tegangan tarik maksimum ( $\text{N/mm}^2$ )

$\mu$  : Poisson's ratio, untuk baja 0,3

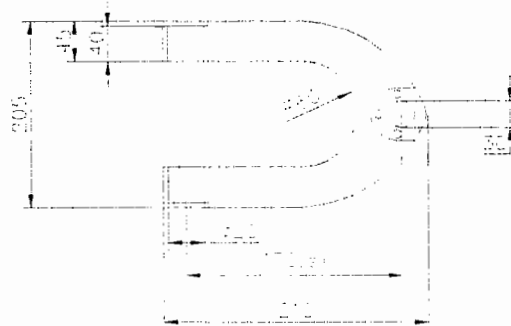
sehingga akan menghasilkan :

$$\begin{aligned}\tau_{ijm} &= \frac{720}{0,3+1} \\ &= 553,84 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

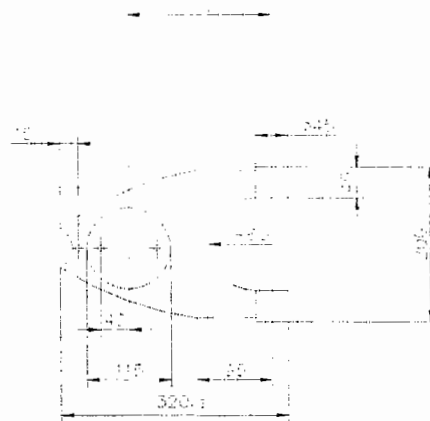
sehingga dari hasil tersebut, bahan memenuhi syarat terhadap tegangan geser.

### II.1.3. Menghitung Lengan Suspensi Depan

Dalam perancangan ini, kendaraan akan menggunakan sistem suspensi *double wishbone* sehingga akan mempunyai dua lengan yaitu lengan atas dan lengan bawah. Panjang antara lengan atas dan lengan bawah tidak sama panjang. Lengan atas mempunyai panjang 170 mm sedangkan lengan bawah 320 mm. Hal ini bertujuan agar perubahan jejak roda dapat diperkecil sehingga mengurangi keausan ban.



Gambar 25. Lengan suspensi depan atas



Gambar 26. Lengan suspensi depan bawah

Bahan untuk lengan suspensi adalah St 34.1, karena mudah dikerjakan, ditempa dan dengan tegangan lengkung maksimal  $\sigma_B = 340 \text{ N/mm}^2$ .

a. Menghitung lengan atas

Persamaan (2-6) di bawah ini <sup>5)</sup> digunakan untuk menghitung tegangan yang terjadi ( $\sigma_{tekan}$ ):

$$\sigma_{tekan} = \frac{M_b}{W_b} \dots\dots\dots(2-6)$$

dengan :  $M_b$  = momen lengkung (Nmm)

$W_b$  = tahanan momen pada tekukan ( $\text{mm}^3$ )

Momen lengkung yang terjadi ( $M_b$ ):

$$M_b = F \times s \dots\dots\dots(2-7)$$

dengan :

$F$  = gaya tekan yang terjadi yaitu berat kendaraan bagian depan pada masing-masing lengan. ( $10250 \text{ N}/2 = 5125 \text{ N}$ )

$s$  = panjang lengan suspensi depan (mm) (lihat gambar 25)

---

<sup>5)</sup> Niemann, G, Anton Budiman, Dipl. Ing., 1994, *Elemen Mesin Jilid 1*, Erlangga, Jakarta.

sehingga didapat momen:

$$\begin{aligned} M_b &= 5125 \times 170 \\ &= 871250 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

tahanan momen ( $W_b$ ):

$$W_b = \frac{b_p \cdot h_p^2}{6} \dots\dots\dots(2-8)$$

dengan  $b_p$  = lebar penampang (mm)

$h_p$  = tinggi penampang (mm)

sehingga besarnya tahanan momen adalah:

$$\begin{aligned} W_b &= \frac{170 \cdot 10^2}{6} \\ &= 2833,33 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$



maka tegangan yang terjadi:

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{871250}{2833,33} \\ &= 307,5 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

sehingga konstruksi kuat karena tegangan yang terjadi lebih kecil daripada tegangan yang diijinkan bahan, sebesar  $340 \text{ N/mm}^2$ .

b. Menghitung lengan bawah

Untuk menghitung lengan bawah, menggunakan persamaan (2-6) dan (2-7) dengan cara yang sama, tapi karena beban di lengan bawah lebih besar maka dimensi juga lebih besar. Beban yang akan diperhitungkan, sesuai dengan data yang ada adalah 10250 N. Berat ini terbagi dua yang berpengaruh pada masing-masing lengan, sehingga didapat momen:

$$\begin{aligned}M_b &= 5125 \times 320 \\ &= 1640000 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

Tahanan momen ( $W_b$ ):

$$\begin{aligned}W_b &= \frac{320 \cdot 11^2}{6} \\ &= 6453,33 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

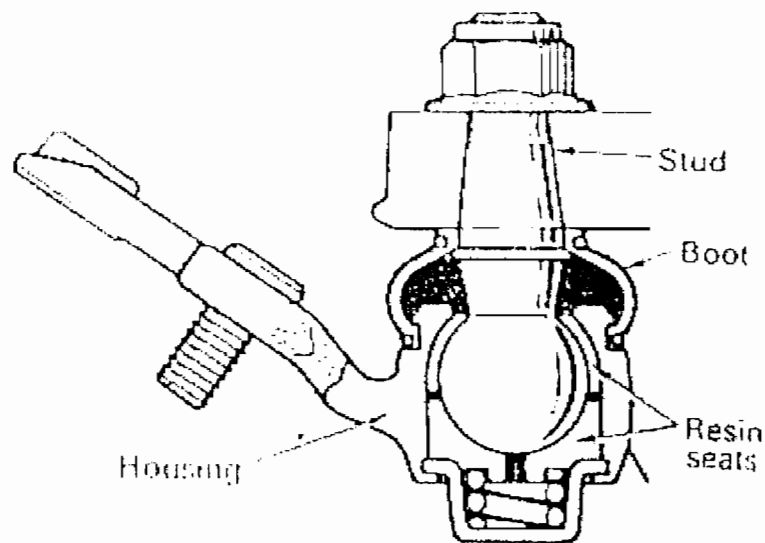
maka tegangan ( $\sigma_b$ ) yang terjadi:

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{1640000}{6453,33} \\ &= 254,13 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

sehingga konstruksi kuat karena tegangan yang terjadi lebih kecil daripada tegangan yang diijinkan bahan, sebesar  $340 \text{ N/mm}^2$ .

## II.2. Penghitungan *Ball Joint* Suspensi

Ada beberapa beban yang perlu diperhitungkan dalam penghitungan *ball joint* suspensi ini.



Gambar 27. Dimensi *ball joint*

Beban akibat pengereman ( $W_h$ )<sup>6)</sup>:

$$W_h = \sqrt{\left(\frac{W_f}{2}\right)^2 + \left(\frac{0,65.W}{2}\right)^2} \dots\dots\dots(2-9)$$

dengan :

$W_f$  = berat kendaraan bagian depan (N)

$W$  = berat kendaraan (N)

Beban akibat gaya samping ( $W_t$ ):

$$W_t = W_h \cdot \frac{x}{y} \dots\dots\dots(2-10)$$

dengan :

$x$  = jarak *ball joint* bawah terhadap tanah (mm)

$y$  = jarak *ball joint* atas dengan *ball joint* bawah (mm)

Beban akibat kendaraan melompat:

$$W_v = W_f \cdot \frac{3}{2} \dots\dots\dots(2-11)$$

<sup>6)</sup> Fenton, John, M.Sc., C. Eng, M.I. Mech. E, 1976, *Handbook of Automotive Design Analysis*, Newnes-Butterworths, London.



Gabungan momen antara momen lengkung dengan tegangan yang terjadi pada pin:

$$\sigma = W_t \cdot b \cdot \frac{32}{\pi(d_2)^2} + W_v \cdot \frac{4}{\pi \cdot d^2} \dots\dots\dots(2-12)$$

Dengan menggunakan persamaan-persamaan diatas maka dapat diketahui besarnya:

Beban akibat pengereman ( $W_h$ ) dari persamaan (2-9):

$$\begin{aligned} W_h &= \sqrt{\left(\frac{10250}{2}\right)^2 + \left(\frac{0,65 \cdot 20050}{2}\right)^2} \\ &= 8290,18 \text{ N} \approx 8291 \text{ N} \end{aligned}$$

Beban akibat gaya samping ( $W_t$ ) dari persamaan (2-10):

$$\begin{aligned} W_t &= 8291 \cdot \frac{180}{290} \\ &= 5146,14 \text{ N} \end{aligned}$$

Beban akibat kendaraan melompat ( $W_v$ ) dari persamaan (2-11):

$$\begin{aligned} W_v &= 10250 \cdot \frac{3}{2} \\ &= 15375 \text{ N} \end{aligned}$$

Gabungan momen antara momen lengkung dengan tegangan yang terjadi pada pin, dengan menggunakan persamaan (2-12):

$$\begin{aligned} \sigma &= 5147,7 \cdot \frac{32}{\pi(20)^2} + 15375 \cdot \frac{4}{\pi \cdot (25)^2} \\ &= 917,94 + 31,34 \\ &= 949,28 \approx 950 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

### II.3. Penghitungan Mencari Konstanta Pegas

Beban yang diterima oleh setiap pegas depan <sup>7)</sup>:

$$m_f = \frac{m_{vf} - m_{usf}}{2} \dots\dots\dots(2-13)$$

dengan:  $m_{vf}$  : beban pada gandar depan (kg)

$m_{usf}$  : beban *unsprung mass* depan (kg)

*unsprung mass* yaitu bagian kendaraan yang terletak antara ban dengan suspensi, antara lain gandar, differential dan yang lainnya .

Beban yang diterima oleh setiap pegas belakang:

$$m_r = \frac{m_{vr} - m_{usr}}{2} \dots\dots\dots(2-14)$$

dengan:  $m_{vr}$  : beban pada gandar belakang (kg)

$m_{usr}$  : beban *unsprung mass* belakang (kg)

*unsprung mass* yaitu bagian kendaraan yang terletak antara ban dengan suspensi, antara lain gandar, differential dan yang lainnya.

Sebelum menghitung beban yang diterima oleh setiap pegas depan, maka perlu diketahui terlebih dahulu *unsprung mass* bagian dengan menggunakan persamaan (2-15) berikut :

<sup>7)</sup> Reimpell, Jornsens, Prof. Dipl. Ing., Helmut Stool, Dipl.-Ing., 1996, *The Automotive Chassis Engineering Principles*, Arnold, London.

$$m_{us, f \text{ or } r} = \frac{i_{m, f \text{ or } r} \times m_{v, f \text{ or } r}}{1 + i_{m, f \text{ or } r}} \dots\dots\dots(2-15)$$

dengan :

$i_{m, f \text{ or } r}$  : *mass ratio*

: - *axle* depan :  $i_{m, f} \approx 0,12$

- *axle* tidak dengan penggerak, roda belakang :  $i_{m, r} \approx 0,13$

- *axle* dengan penggerak roda belakang dengan sistem

suspensi *independent* :  $i_{m, r} \approx 0,14$

- *axle* dengan penggerak roda belakang dengan sistem

suspensi *rigid* :  $i_{m, r} \approx 0,22$

sehingga *unsprung mass* bagian depan adalah :

$$\begin{aligned} m_{us, f} &= \frac{0,12 \times 1025}{1 + 0,12} \\ &= 109,82 \text{ kg} \end{aligned}$$

sedangkan *unsprung mass* bagian belakang adalah :

$$\begin{aligned} m_{us, r} &= \frac{0,22 \times 980}{1 + 0,22} \\ &= 176,72 \text{ kg} \end{aligned}$$

Untuk mengetahui beban yang diterima oleh setiap pegas depan, dengan memakai persamaan (2-13) maka akan mendapatkan hasil:

$$m_f = \frac{1025 - 109,82}{2}$$

$$= 457,59 \text{ kg}$$

Sedangkan untuk mengetahui beban yang diterima oleh setiap pegas belakang, dengan memakai persamaan (2-14) maka akan mendapatkan hasil:

$$m_r = \frac{980 - 176,72}{2}$$

$$= 401,64 \text{ kg}$$

Besaran-besaran diatas digunakan untuk menghitung angka pegas yang mempunyai persamaan:

$$k_{s\ f,r} = 0,011 \cdot (n_{f,r})^2 \cdot m_{f,r} \dots \dots \dots (2-16)$$

dengan :  $n_f$  : getaran body rata-rata suspensi depan (60/min. – 80/min.)

$n_r$  : getaran body rata-rata suspensi belakang (70/min. – 90/min.)

$k_s$  : angka pegas (N/m)

$m$  : pembagian massa depan dan belakang

dengan menggunakan persamaan (2-16) diatas maka dapat diketahui konstanta pegas yaitu:

- Untuk setiap pegas depan

$$\begin{aligned}k_{s,f} &= 0,011 \cdot 80^2 \cdot 457,59 \\ &= 32214,33 \text{ N/m} \\ &= 32,21 \text{ N/mm}\end{aligned}$$

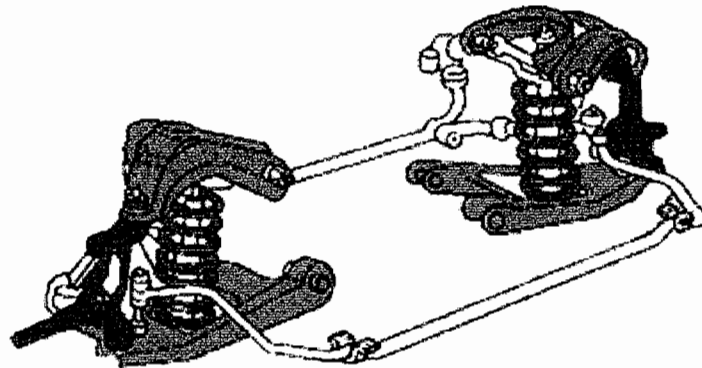
- Untuk setiap pegas belakang

$$\begin{aligned}k_{s,r} &= 0,011 \cdot 90^2 \cdot 401,64 \\ &= 35786,12 \text{ N/m} \\ &= 35,786 \text{ N/mm}\end{aligned}$$

#### **II.4. Penghitungan Pegas**

Pada penghitungan pegas untuk kendaraan ini, antara pegas depan dengan pegas belakang mempunyai perbedaan dalam penghitungannya. Pada pegas depan menggunakan sistem suspensi independent dan menopang beban yang sedikit lebih besar dibandingkan dengan pegas belakang. Untuk penghitungan pegas ini juga digunakan angka pegas seperti yang telah dihitung diatas.

### II.4.1. Penghitungan Pegas Depan



Gambar 28. Sistem suspensi depan yang dipakai

Untuk memulai penghitungan pegas depan <sup>8)</sup> ada beberapa hal yang perlu diketahui terlebih dahulu yaitu:

- a. Gaya tekan pada pegas depan, yaitu beban yang ditopang oleh pegas depan sebesar 10025 N.
- b. Bahan yang digunakan adalah baja pegas tahan karat (46 Si 7) yang mempunyai kekuatan patah  $\sigma_B = 1280 \text{ N/mm}^2$  dan tegangan geser  $G = 80000 \text{ N/mm}^2$ .
- c. Tegangan ijin yang diijinkan adalah  $\tau_{ijin} = 0,5 \times \sigma_b = 640 \text{ N/mm}^2$ .
- d. Angka pegas yang digunakan, yaitu sebesar 32,21 N/mm untuk pegas depan seperti yang telah dihitung diatas.
- e. Perbandingan diameter rata-rata terhadap diameter kawat,  $\omega = 9$ .

---

<sup>8)</sup>Niemann, G, Anton Budiman, Dipl. Ing., 1994, *Elemen Mesin Jilid 1*, Erlangga, Jakarta

Untuk penghitungan pegas depan ini, ada beberapa bagian penting yang perlu diperhitungkan yaitu:

- Menghitung diameter kawat (d)

$$d = \sqrt{\frac{8 \cdot \omega \cdot F}{\tau \cdot \pi}} \dots \dots \dots (2-17)$$

dengan :

$\omega$  : perbandingan diameter rata-rata dengan diameter kawat

F : gaya tekan dari kendaraan (N)

$\tau$  : tegangan yang diijinkan (N/mm<sup>2</sup>)

hasilnya adalah :

$$\begin{aligned} d &= \sqrt{\frac{8 \cdot 9 \cdot 10025}{640 \cdot \pi}} \\ &= 18,95 \text{ mm} \approx 19 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Menghitung jumlah gulungan yang memegas ( $I_f$ )

$$I_f = \frac{G \cdot d}{8 \cdot k_f \cdot \omega^3} \dots \dots \dots (2-18)$$

dengan :

$G$  : tegangan geser yang diijinkan ( $\text{N/mm}^2$ )

$d$  : diameter kawat (mm)

$k_f$  : konstanta pegas ( $\text{N/mm}$ )

$\omega$  : perbandingan diameter rata-rata dengan diameter kawat

hasilnya adalah :

$$I_f = \frac{80000.19}{8.32,21.9^3}$$

$$= 8,09 \text{ mm} \approx 8$$

- Menghitung diameter rata-rata pegas ( $D$ )

$$D = \sqrt[3]{\frac{G.d^4}{8.I_f.k_f}} \dots\dots\dots(2-19)$$

dengan :

$I_f$  : jumlah gulungan yang memegas       $k_f$  : konstanta pegas ( $\text{N/mm}$ )

$G$  : tegangan geser yang diijinkan ( $\text{N/mm}^2$ )

$d$  : diameter kawat (mm)

hasilnya adalah :

$$D = \sqrt[3]{\frac{80000.19^4}{8.8.32,21}}$$

$$= 171,65 \approx 172 \text{ mm}$$



- Menghitung pemindahan pegas ( $f$ )

$$f = \frac{8.D^3.I_f.F}{G.d^4} \dots\dots\dots(2-20)$$

dengan :

D : diameter rata-rata pegas      F : gaya tekan dari kendaraan (N)

$I_f$  : jumlah gulungan yang memegas

G : tegangan geser yang diijinkan (N/mm<sup>2</sup>)

d : diameter kawat (mm)

hasilnya adalah :

$$f = \frac{8.172^3.8.10025}{80000.19^4}$$

$$= 313,14 \text{ mm}$$

- Menghitung panjang pegas tak terbeban ( $L_0$ )

$$L_0 = i_g.d + 0,3.d.I_f + f \dots\dots\dots(2-21)$$

dengan :

$i_g$  : jumlah gulungan total

:  $I_f + 2$

$I_f$  : jumlah gulungan yang memegas

$d$  : diameter kawat (mm)

$f$  : pemindahan pegas (mm)

hasilnya adalah :

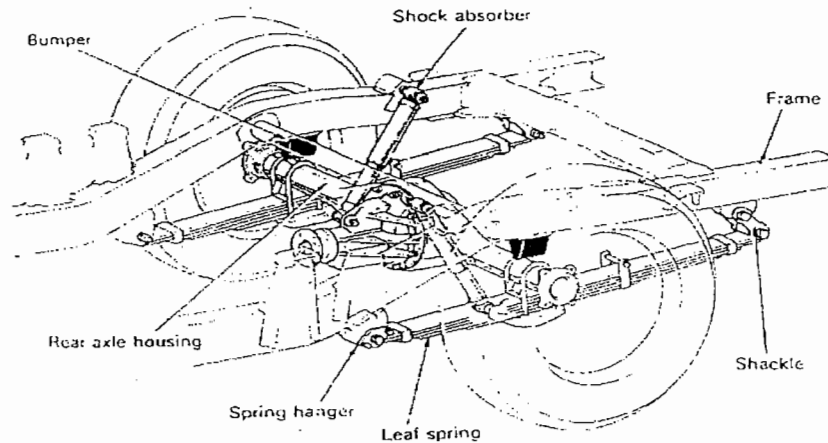
$$i_g = 8 + 2$$

$$= 10$$

$$L_o = 10 \cdot 19 + 0,3 \cdot 19 \cdot 8 + 313,14$$

$$= 548,74 \text{ mm}$$

## II.4.2. Penghitungan Pegas Belakang



Gambar 29. Sistem suspensi belakang yang dipakai

Pada perancangan ini pegas belakang menggunakan pegas daun (*leaf spring*), bila jumlah pegas ( $n$ ) yang digunakan lebih dari satu, maka saat melentur terjadi gesekan antara plat. Gesekan ini akan memperkecil defleksi dan menyerap energi 5-7%. Karena plat di clamp, defleksi yang terjadi  $\pm 17\%$  lebih kecil.

Pegas daun (*leaf spring*) mempunyai panjang yang berbeda antara satu dengan lainnya, semakin ke bawah akan semakin pendek dan terjadi gesekan antar plat. Bila tebal plat dibuat tidak sama, maka semakin ke bawah akan semakin menipis dan disebut *grading*. Sebelum dipasang, jari-jari kelengkungan plat semakin ke bawah akan semakin kecil dan disebut *niping*. Akibat *niping* ini, plat utama menderita tegangan negatif  $\pm 30000$  Psi. Upaya untuk pendistribusian tegangan agar lebih merata pada ujung plat disusun secara bertingkat.

Ada beberapa beberapa hal yang perlu diketahui sebelum mengadakan perhitungan pegas ini, yaitu:

- Beban pada roda belakang  $W = \frac{980}{2}$  kg , beban di bagian belakang  $\approx 980$  kg

(Lampiran 4)

$$= 490 \text{ kg}$$

- Jumlah pegas  $n = 4$  dengan 1 pegas utama
- Panjang plat utama  $L = 1,55$  m
- Lebar plat pegas  $b = 0,090$  m
- Modulus elastisitas plat pegas  $E = 30 \cdot 10^6$  Psi  $\approx 2,069 \cdot 10^{11}$  N/m<sup>2</sup>
- Tebal plat  $t = 0,0127$  m
- Defleksi pada pegas dengan clearance  $\Delta = 0,0635$  m
- Defleksi pada plat pegas  $\Delta = 0,0635 + 0,6 = 0,12$  m

Tegangan yang terjadi adalah:

$$\sigma = \frac{t \cdot \Delta \cdot E}{0,95 \cdot L^2} \dots \dots \dots (2-22)$$

dengan :

t : tebal plat (m)

$\Delta$  : defleksi yang terjadi (m)

E : modulus elastisitas plat pegas (Pa  $\approx$  N/m<sup>2</sup>)

L : panjang plat utama (m)

hasilnya adalah :

$$\sigma = \frac{0,0127 \cdot 0,12 \cdot 2,069 \cdot 10^{11}}{0,95 \cdot 1,55^2}$$

$$= 138,1524 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

harga kekakuan pegas (R) :

$$R = \frac{W}{\Delta} \dots\dots\dots(2-23)$$

dengan :

W : beban pada roda belakang (N)

$\Delta$  : defleksi plat pegas (m)

hasilnya adalah :

$$R = \frac{980,9,81}{0,12}$$

$$= 80115 \text{ N/m.}$$

Selain itu harga kekakuan pegas (R) juga dapat dicari dengan rumus:

$$R = \frac{E \cdot b \cdot \Sigma t^3}{0,95 \cdot L^3} \dots\dots\dots(2-24)$$

sehingga didapat:

$$\begin{aligned}\Sigma t^3 &= \frac{2,85 \cdot R \cdot L^3}{E \cdot b} \\ &= \frac{2,85 \cdot 80115 \cdot 1,55^3}{2,069 \cdot 10^{11} \cdot 0,09} \\ &= 45,661 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3\end{aligned}$$

susunan perencanaan dimensi dari *leaf spring* adalah :

$$L1 \times t1 = 1,05 \text{ m} \times 0,0127 \text{ m}$$

$$L2 \times t2 = 0,90 \text{ m} \times 0,0111 \text{ m}$$

$$L3 \times t3 = 0,82 \text{ m} \times 0,0095 \text{ m}$$

$$L4 \times t4 = 0,75 \text{ m} \times 0,0095 \text{ m}$$

Defleksi yang terjadi pada pegas adalah :

$$\Delta = \frac{\sigma_{NP} \cdot L^2}{1,5 \cdot E \cdot t} \dots\dots\dots(2-25)$$

Sehingga dengan menggunakan persamaan (2-25), defleksi pada plat 1 adalah :

$$\begin{aligned}\Delta_1 &= \frac{\sigma_{NP} \cdot L^2}{1,5 \cdot E \cdot t} \dots\dots\dots \sigma_{NP} = 25000 \text{ Psi} \approx 172,4137 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2 \\ &= \frac{172,3137 \cdot 10^6 \cdot 1,05^2}{1,5 \cdot 2,069 \cdot 10^{11} \cdot 0,0127} \\ &= 0,048 \text{ m}\end{aligned}$$

gaya total yang terjadi adalah:

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{\sigma \cdot b \cdot t^2}{6 \cdot L} \dots\dots\dots(2-26) \\
 &= \frac{172,4137 \cdot 10^6 \cdot 0,09 \cdot 0,0127^2}{6 \cdot 1,05} \\
 &= 397,266 \text{ N}
 \end{aligned}$$

defleksi yang terjadi adalah :

$$\Delta = \frac{5,7 \cdot P \cdot L^3}{n \cdot E \cdot b \cdot t^3} \dots\dots\dots(2-27)$$

Pada plat kedua,  $L_2 = 0,90 \text{ m}$

$$\begin{aligned}
 \Delta_2 &= \frac{5,7 \cdot P \cdot L^3}{n \cdot E \cdot b \cdot t^3} \\
 &= \frac{5,7 \cdot 269,115 \cdot 0,90^3}{1,2 \cdot 069 \cdot 10^{11} \cdot 0,09 \cdot 0,0111^3} \\
 &= 0,044 \text{ m}
 \end{aligned}$$

dengan menggunakan persamaan (2-26) tegangan dapat diperoleh:

$$\begin{aligned}
 \sigma_2 &= \frac{6 \cdot P \cdot L}{b \cdot t^2} \\
 &= \frac{6 \cdot 269,115 \cdot 0,90}{0,09 \cdot 0,0111^2} \\
 &= 131,052 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2
 \end{aligned}$$

Pada plat ketiga,  $L_3 = 0,82$  m

$$\begin{aligned}\Delta_3 &= \frac{5,7.P.L^3}{n.E.b.t^3} \\ &= \frac{5,7.269,115.0,82^3}{1.2,069.10^{11}.0,09.0,0095^3} \\ &= 0,053 \text{ m}\end{aligned}$$

dengan menggunakan persamaan (2-27) tegangan dapat diperoleh:

$$\begin{aligned}\sigma_3 &= \frac{6.P.L}{b.t^2} \\ &= \frac{6.269,115.0,82}{0,09.0,0095^2} \\ &= 163,01.10^6 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

Pada plat keempat,  $L_4 = 0,75$  m

$$\begin{aligned}\Delta_4 &= \frac{5,7.P.L^3}{n.E.b.t^3} \\ &= \frac{5,7.269,115.0,75^3}{1,2,069.10^{11}.0,09.0,0095^3} \\ &= 0,0405 \text{ m}\end{aligned}$$



dengan menggunakan persamaan (2-26) tegangan dapat diperoleh:

$$\begin{aligned}\sigma_4 &= \frac{6.P.L}{b.t^2} \\ &= \frac{6.269,115.0,75}{0,09.0,0095^2} \\ &= 149,094.10^6 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

Tegangan total yang diterima masing-masing plat:

$$\begin{aligned}\sigma_4 &= \frac{0,0095}{0,0127}.138,1524.10^6 + 131,052.10^6 + 163,01.10^6 + 149,094.10^6 \\ &= 546,498.10^6 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_3 &= \frac{0,0095}{0,0127}.138,1524.10^6 + 131,052.10^6 + 163,01.10^6 \\ &= 397,404.10^6 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_2 &= \frac{0,0095}{0,0127}.138,1524.10^6 + 131,052.10^6 \\ &= 234,394.10^6 \text{ N/m}^2\end{aligned}$$

## II.5. *Wheel Alignment*

*Wheel alignment* adalah kombinasi sistem kemudi dan sistem suspensi untuk menghasilkan stabilitas kendaraan, stabil dalam pengendalian dan daya balik kemudi yang baik. Sistem kemudi dan sistem suspensi harus dapat berfungsi dengan baik, untuk itu roda-roda depan harus diatur dengan benar. Untuk menjamin penanganan kendaraan dengan benar, dengan cara mengurangi atau memperkecil *stress* dan keausan dari tiap komponen, yaitu dengan mengatur letak geometris mekanisme suspensi dan kemudi .

*Front wheel alignment* terdiri dari penyetelan sudut geometris dan ukuran roda-roda depan, komponen suspensi dan komponen kemudi setelah terpasang pada *body*, pada umumnya dapat dikategorikan dalam beberapa hal berikut:

- *Camber*
- *Steering axis (king pin) inclination*
- *Caster*
- *Toe angle*
- *Turning radius*

Pengaturan sudut-sudut dan ukuran-ukuran ini tergantung pada sistem suspensi, sistem penggerak roda dan sistem kemudi. Tujuannya agar kemampuan kendaraan dan stabilitas kemudi dapat mencapai optimum, stabilitas pengmudian serta penggunaan komponen dapat bertahan lama.

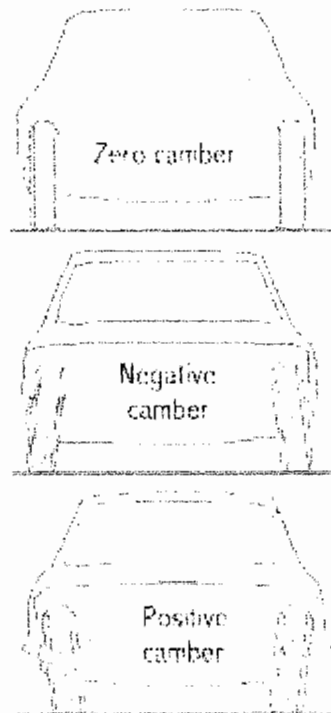
Pada kendaraan yang menggunakan suspensi belakang model bebas, roda belakang dapat disetel (*camber dan toe-in*) seperti halnya pada roda-roda depan, untuk mengurangi ketegangan dinamis dan keausan komponen. Hasil pengukuran ini bergantung pada beban kendaraan dan penempatan kendaraan ditempat yang datar, untuk itu penyetelan roda-roda depan harus dilakukan pada tempat datar sehingga diperoleh tinggi kendaraan yang tepat .

### **II.5.1. *Camber***

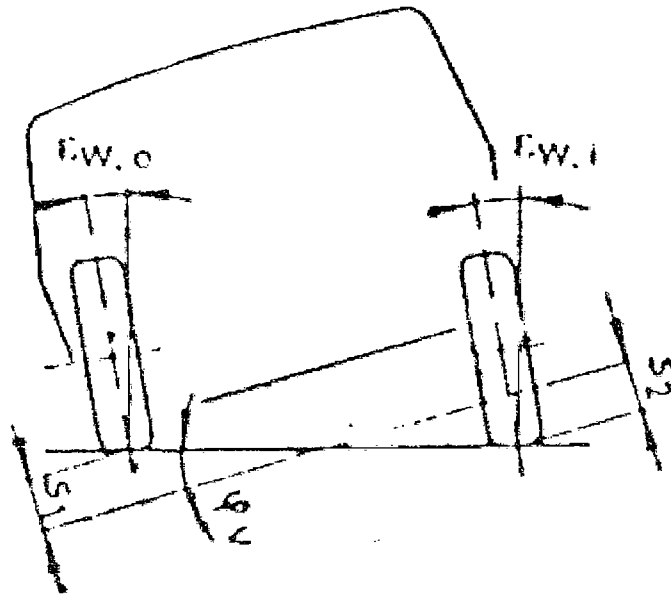
Roda-roda depan kendaraan dipasang dengan bagian atasnya miring mengarah keluar atau ke dalam, hal inilah yang disebut *camber* dan pengukurannya dalam derajat kemiringan dari posisi vertikal. Hal ini dapat dilihat langsung dari bagian depan. Apabila miringnya roda ke arah luar disebut *camber* positif, sebaliknya bila miringnya ke arah dalam disebut *camber* negatif.

Pada kendaraan yang memiliki *camber* positif, beban bekerja pada *steering knuckle* yang berposisi dekat dengan *spindle* dasar untuk mengurangi beban pada *steering knuckle*. Untuk *camber* negatif, bertujuan untuk mengutamakan kendaraan dapat lurus dan stabil. *Camber* negatif mengurangi *ground camber* kendaraan selama kendaraan tersebut membelok untuk menyempurnakan kemampuan belok kendaraan.

*Camber* negatif di dapat pada kendaraan dengan mesin depan dan penggerak roda depan. Pada konstruksi ini, *camber* ditetapkan pada  $-1,5^{\circ} \pm 30$  menit; pada sudut ini, khususnya untuk kendaraan penumpang merupakan sudut yang optimal berdasarkan penelitian yang telah dilakukan .



Gambar 30. *Camber*



Gambar 31. Reaksi *camber* pada saat membelok

Pada pengukuran sudut *camber* dapat menggunakan persamaan (2-28) berikut <sup>8)</sup> :

$$d\varphi_v = \frac{s_1 + s_2}{b} \times 57,3 \dots\dots\dots(2-28)$$

dengan :

- $d\varphi_v$  : perubahan kinematik pada sudut *body roll* (°)  
 $s_1$  : jarak kemiringan 1 (gambar 31) (mm)  
 $s_2$  : jarak kemiringan 2 (gambar 31) (mm)  
 $b$  : lebar jejak roda (mm)

<sup>8)</sup> Reimpell, Jornsens, Prof. Dipl. Ing., Helmut Stool, Dipl.-Ing., 1996, *The Automotive Chassis Engineering Principles*, Arnold, London.

sehingga akan menghasilkan :

$$d\varphi_v = \frac{27+53}{1515} \times 57,3$$

$$= 3,026^\circ$$

kemudian apabila sudut camber pada saat miring dengan  $\varepsilon_{w.o} = -0,1^\circ$  dan  $\varepsilon_{w.i} = -3,55^\circ$  (gambar 31) sehingga akan dapat mengetahui perubahan *camber* (*camber alteration*) dengan menggunakan persamaan (2-29) :

$$d\varepsilon_w = (\varepsilon_{w.o} - \varepsilon_{w.i})/2 \dots\dots\dots(2-29)$$

dengan:

$d\varepsilon_w$  : *camber alteration*

$\varepsilon_{w.i}$  : sudut maksimum pada sisi luar

$\varepsilon_{w.o}$  : sudut maksimum pada sisi dalam

sehingga akan menghasilkan :

$$d\varepsilon_w = [-0,1 - (-3,55)]/2$$

$$= 1,7^\circ$$

harga ini untuk menentukan faktor *body roll camber* ( $k\varepsilon_w$ ) dimana untuk sistem *double wishbone*  $k\varepsilon_w < 0,8$ .



$$k\varepsilon_w = \frac{d\varepsilon_w}{d\varphi_v} \dots\dots\dots (2-30)$$

dengan :

$k\varepsilon_w$  : faktor *body roll camber*

$d\varepsilon_w$  : *camber alteration*

$d\varphi_v$  : perubahan kinematik pada sudut *body roll*

sehingga akan menghasilkan :

$$\begin{aligned} k\varepsilon_w &= \frac{1,7}{3,026} \\ &= 0,56 < 0,8 \end{aligned}$$

dari hasil tersebut maka sudut yang dipakai dapat memenuhi syarat yang ada.

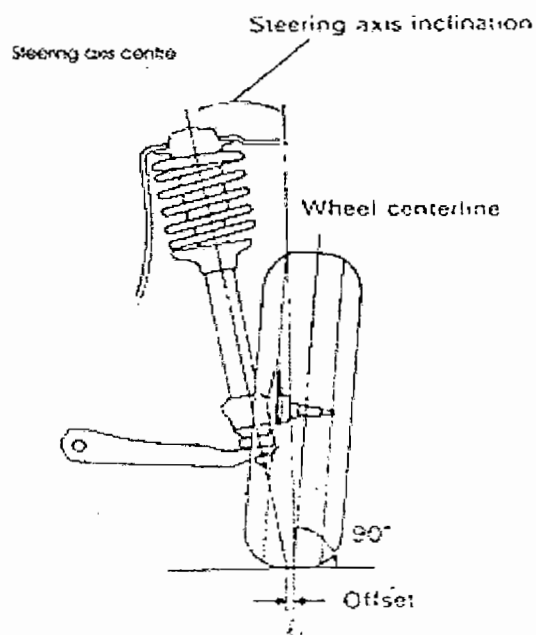
### II.5.2. *Steering Axis Inclination*

Sumbu tempat roda berputar saat berbelok ke kiri atau ke kanan disebut *steering axis*. *Axis* (sumbu) ini digambarkan sebagai garis imajinasi antara bagian atas dari *shock absorber's upper support bearing* dan *lower suspension arm ball joint*.

Garis ini miring ke dalam dapat dibayangkan dari bagian depan kendaraan yang biasa disebut kemiringan sumbu kemudi (*steering axis inclination*) atau sudut *king pin*.

Jarak T yaitu jarak dari titik potong garis tengah ban dengan jalan ke titik potong *steering axis* dengan jalan disebut *offset*. *Offset* yang lebih kecil akan

membuat kemudi menjadi lebih ringan dan kejutan akibat pengereman dan percepatan berkurang. Disamping itu *steering axis inclination* menghasilkan daya balik kemudi dengan cara memanfaatkan berat kendaraan.



Gambar 32. *Steering Axis Inclination*

### II.5.3. Caster

Garis tengah *steering axis* biasanya miring bila dilihat dari samping. Sudut yang dibentuk oleh garis ini dengan garis vertikal disebut *caster*.

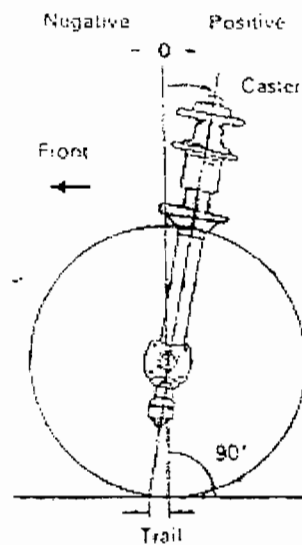
Bila miringnya *steering axis* ke arah belakang disebut *caster* positif, sebaliknya kemiringan ke arah depan disebut *caster* negatif. Pada umumnya *caster*



positif yang dipakai, karena menghasilkan kestabilan kendaraan saat berjalan lurus dan daya balik kemudi setelah membelok.

Jarak dari titik potong garis tengah *steering axis* dengan jalan, ke titik pusat singgung ban dengan jalan disebut *trail*. *Caster* positif yang besar menyebabkan *trail* makin panjang dan daya balik kemudi makin besar, akan tetapi kemudi cenderung menjadi lebih berat. *Caster* negatif membuat kemudi ringan, tetapi kestabilan kendaraan saat berjalan lurus menjadi berkurang dan kemudi kurang dapat dikontrol.

Untuk kendaraan niaga, beberapa penelitian telah dilakukan dan ditetapkan bahwa sudut  $+2^\circ$  merupakan sudut yang optimal baik terhadap pengendaliannya maupun akibat dari gaya pengereman.



Gambar 33. Sudut *caster*

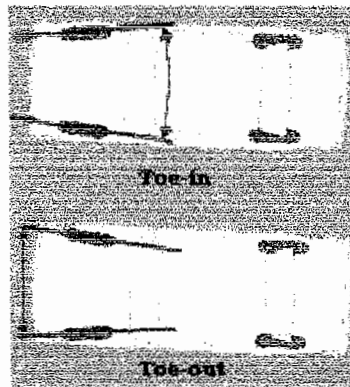
#### II.5.4. *Toe Angle*

Apabila bagian depan roda lebih kecil ke arah dalam dari bagian belakang roda (dilihat dari atas), hal ini disebut *toe in*, sebaliknya susunan yang berlawanan disebut *toe out*.

Bila roda-roda depan memiliki *camber* positif maka bagian atas roda miring mengarah ke luar. Hal ini akan menyebabkan roda-roda berusaha menggelinding ke arah luar pada saat mobil berjalan lurus dan akan terjadi *side slip* sehingga akan mengakibatkan ban menjadi aus. Untuk itu *toe in* digunakan pada roda-roda depan untuk mencegah roda menggelinding keluar yang disebabkan oleh *camber*.

*Side slip* adalah jarak *slip*nya roda kiri dan kanan ke arah samping pada saat kendaraan bergerak. *Side slip* diukur dengan *side slip tester* pada saat kendaraan bergerak lurus dan perlahan. *Side slip* pada umumnya dinyatakan dalam mm per 1 m bergesernya kendaraan ke depan; pada umumnya besarnya *side slip* adalah 0-3 mm. Tujuan mengukur *side slip* adalah untuk menilai *wheel alignment* secara keseluruhan pada saat kendaraan berjalan lurus. Terjadinya *side slip* terutama disebabkan oleh kesalahan *camber* atau *toe in*, akan tetapi *caster* dan sudut *king pin* (*steering axis inclination*) perlu mendapat perhatian pula.

Menurut Jornsens Reimpell, untuk kendaraan yang berpengerak roda belakang sudut toe yang dibuat adalah  $+15' \pm 10'$  ( $0,25^\circ \pm 0,1^\circ$ ), sehingga berdasarkan tabel pada lampiran 8, beda *toe angle* ini dalam mm adalah 2 mm.



Gambar 34. *Toe angle*

Untuk mengukur sudut *crab* ( $\beta'$ )(gambar 35), maka digunakan persamaan (2.31) berikut :

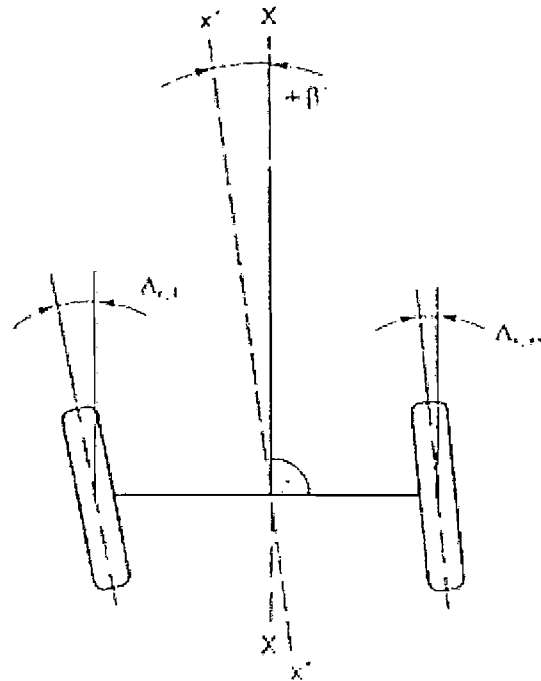
$$\beta' = (\Delta_{r,rs} - \Delta_{r,l})/2$$

dengan :

$\beta'$  : sudut *crab*

$\Delta_{r,rs}$  : beda sudut pada sisi luar, untuk kendaraan penumpang  $\approx +5'$

$\Delta_{r,l}$  : beda sudut pada sisi dalam, untuk kendaraan penumpang  $\approx -10'$

Gambar 35. Sudut *crab*

sehingga akan menghasilkan :

$$\beta = [+5' - (-10')] / 2$$

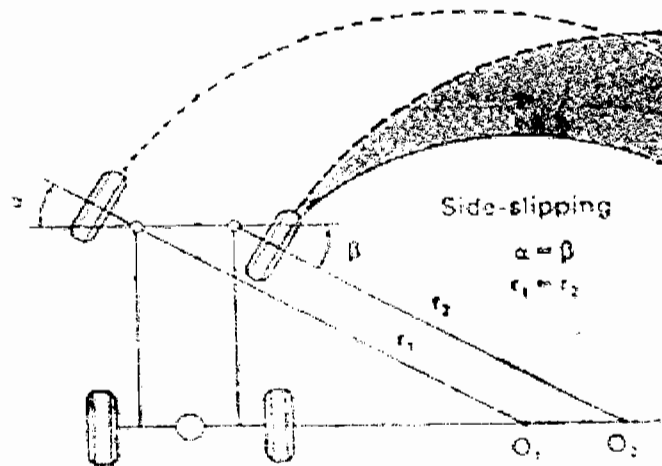
= + 7,5', yang berarti sudut *toe* adalah positif.

### II.5.5. Turning Radius

Bila roda depan kanan dan kiri harus mempunyai sudut belok yang sama besar, *turning radius*nya harus sama ( $r_1 = r_2$ ), akan tetapi masing-masing roda akan berputar mengelilingi titik pusat yang berbeda ( $O_1$  dan  $O_2$ ) sehingga akan

mengakibatkan kendaraan tidak dapat membelok dengan lembut karena terjadinya side slip pada roda-roda.

Untuk mencegah ini, *knuckle arm* dan *tie rod* disusun agar pada saat membelok roda-roda sedikit *toe out*, akibatnya sudut belok roda *inner* sedikit lebih besar daripada sudut belok roda *outer* dan titik pusat putaran roda kiri dan kanan berimpit, akan tetapi *turning radiusnya* berbeda ( $r_1 > r_2$ ). Prinsip ini disebut prinsip *Ackerman*.



Gambar 36. *Radius turning*

### BAB III

#### GETARAN PADA KENDARAAN

Dalam suatu kendaraan pasti dirasakan adanya suatu getaran yang ditimbulkan dari komponen kendaraan tersebut. Apabila getaran tersebut dirasakan terlalu besar, maka akan mempunyai efek yang tidak nyaman terhadap penumpang yang mengendarai kendaraan tersebut.

Anggota tubuh manusia mempunyai frekuensi alami yang dapat diterima. Apabila menyamai frekuensi alami tersebut, maka akan dirasakan getaran yang tidak nyaman akibat dari anggota tubuh yang tidak dapat mentoleransi getaran tersebut. Frekuensi alami dari anggota tubuh manusia adalah sebagai berikut :

Tabel 3.1. Frekuensi alami anggota tubuh manusia <sup>1)</sup>

Anggota tubuh	Frekuensi alami (Hz)
Mata	60
Pipi	13
Kepala	20
Dada	33
Lengan/pundak	3
Kaki	5 dan 11
Bagian tubuh yang kaku	5

---

<sup>1)</sup> Fenton, John, M.Sc., C. Eng, M.I. Mech. E, 1976, *Handbook of Automotive Design Analysis*, Newnes-Butterworths, London.

### III.1. Perhitungan Rata-rata Getaran pada Gandar

Harga pemegasan ( $k_{tr}$ )<sup>2)</sup> :

$$c_T = \frac{\Delta F_v}{\Delta S_t} \dots\dots\dots(3-1)$$

dengan :

$c_T$  : harga pemegasan (N/mm)

$\Delta F_v$  : beban yang ditumpu (N)

$\Delta S_t$  : beda kompresi pada ban dalam panjang (mm)

Rata-rata getaran pada gandar ( $n_u$ ) :

$$n_{u, for r} = 9,55 \sqrt{\left( \frac{K_T \cdot c_T + k_s}{\frac{m_{us, for r}}{2}} \right)} \dots\dots\dots(3-2)$$

dengan :

$n_u$  : rata-rata getaran pada gandar (/min)

$K_T$  : konstanta sebesar  $\approx 1,04$

$c_T$  : harga pemegasan (N/mm)

$m_{us}$  : *unsprung mass* (kg)

$k_s$  : konstanta pegas (N/mm)

<sup>2)</sup> Reimpell, Jornsens, Prof. Dipl. Ing., Helmut Stool, Dipl.-Ing., 1996, *The Automotive Chassis Engineering Principles*, Arnold, London.

### III.1.1. Perhitungan Rata-rata Getaran pada Gandar Depan

Dengan menggunakan persamaan (3-1) dapat diketahui harga pemegasan ban dengan melihat lampiran 3 yang menggunakan tekanan ban sebesar 2,1 bar sehingga harga pemegasan ban adalah :

$$c_T = \frac{1000}{6}$$

$$= 167 \text{ N/mm}$$

kemudian harga ini digunakan untuk menghitung rata-rata getaran pada gandar depan dengan menggunakan persamaan (3-2), yaitu:

$$n_{u,f} = 9,55 \sqrt{\left( \frac{1,04 \cdot 167 + 32,21}{109,82/2} \right)}$$

$$= 18,49/ \text{ min} \approx 0,31/ \text{ s}$$

$$= 0,049 \text{ Hz}$$

sehingga dengan melihat tabel 3.1 maka getaran rata-rata pada gandar depan, masih dapat ditoleransi oleh anggota tubuh manusia.



### III.1.2. Perhitungan Rata-rata Getaran pada Gandar Belakang

Dengan menggunakan persamaan (3-1) dapat diketahui harga pemegasan ban dengan melihat lampiran 3 yang menggunakan tekanan ban sebesar 2,1 bar sehingga harga pemegasan ban adalah :

$$c_T = \frac{1000}{6}$$

$$= 167 \text{ N/mm}$$

kemudian harga ini digunakan untuk menghitung rata-rata getaran pada gandar belakang dengan menggunakan persamaan (3-2), yaitu:

$$n_{u,r} = 9,55 \sqrt{\left( \frac{1,04 \cdot 167 + 35,786}{176,72/2} \right)}$$

$$= 14,70 / \text{min} \approx 0,245 / \text{s}$$

$$= 0,039 \text{ Hz}$$

sehingga dengan melihat tabel 3.1 maka getaran rata-rata pada gandar belakang, masih dapat ditoleransi oleh anggota tubuh manusia.

### III.2. Perhitungan Frekuensi Alami *Sprung Mass* dan *Unsprung Mass*

Sprung Mass <sup>3)</sup> :

$$m_s \ddot{z}_2 + C_{sh} (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + k_s (z_1 - z_2) = 0 \dots \dots \dots (3-3)$$

Unsprung Mass :

$$m_{us} \ddot{z}_2 + C_{sh} (\dot{z}_2 - \dot{z}_1) + k_s (z_2 - z_1) + C_1 \dot{z}_2 + c_T z_2 = F(t) \dots \dots \dots (3-4)$$

dengan:

- $z$  : perpindahan secara linier (m)
- $k_s$  : konstanta pegas (N/m)
- $c_T$  : konstanta pemegasan ban (N/m)
- $C$  : koefisien damper (Ns/m)
- $F$  : gaya yang timbul akibat permukaan yang tidak rata (N)

---

<sup>3)</sup> Wong, J.Y., Ph. D, 1980, *Theory of Ground Vehicles*, John Willey and Sons, New York.

Frekuensi alami :

untuk *sprung mass*:

$$f_{u-s} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{(k_s \cdot c_T) / (k_s + c_T)}{m_s}} \dots\dots\dots(3-5)$$

untuk *unsprung mass*:

$$f_{u-us} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s + c_T}{m_{us}}} \dots\dots\dots(3-6)$$

dengan :

$f_{u-s}$  : frekuensi alami untuk *sprung mass*

$f_{u-us}$  : frekuensi alami untuk *unsprung mass*

$m_{us}$  : *unsprung mass* yaitu bagian kendaraan yang terletak antara ban dengan suspensi, antara lain gandar, differential dan yang lainnya (kg).

Telah diketahui bahwa  $m_{us, f}$  : 109,82 kg dan  $m_{us, r}$  : 176,72 kg, sehingga

$$m_{us} = 109,82 + 176,72 = 286,54 \text{ kg}$$

$m_s$  : *sprung mass* yaitu massa body kendaraan yang ditahan oleh pegas suspensi (kg).

$$m_s = m - m_{us}, \text{ dengan } m : \text{ massa total kendaraan}$$

$$= 2005 - 286,54$$

$$= 1718,46 \text{ kg}$$

Telah diketahui bahwa :

$$k_{s,f} = 32214,33 \quad \text{N/m}$$

$$k_{s,r} = 35786,12 \quad \text{N/m}$$

$$c_{T,f} = 167000 \quad \text{N/m}$$

$$c_{T,r} = 167000 \quad \text{N/m}$$

$$\begin{aligned} k_s &= k_{s,f} + k_{s,r} \\ &= 68000,45 \quad \text{N/m} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} c_T &= c_{T,f} + c_{T,r} \\ &= 334000 \quad \text{N/m} \end{aligned}$$

Maka akan diketahui frekuensi alami *sprung mass*:

$$\begin{aligned} f_{u-s} &= \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{(68000,45 \times 334000)}{(68000,45 + 334000)}} \\ &= 0,912 \text{ Hz} \end{aligned}$$

Frekuensi alami *unsprung mass*:

$$\begin{aligned} f_{u-us} &= \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{68000,45 + 334000}{286,54}} \\ &= 4,96 \text{ Hz} \end{aligned}$$

sehingga dengan melihat tabel 3.1 maka frekuensi alami baik *sprung mass* dan *unsprung mass*, masih dapat ditoleransi oleh anggota tubuh manusia.

### III.3 Perhitungan Frekuensi Alami

Getaran untuk *bounce* :

$$m_s \ddot{z} = -k_f(z - l_1\theta) - k_r(z + l_2\theta) \dots \dots \dots (3-7)$$

Getaran untuk *pitch* :

$$I_y \ddot{\theta} = k_{s,f} \cdot l_1 \cdot (z - l_1\theta) - k_{s,r} \cdot l_2 \cdot (z + l_2\theta) \dots \dots \dots (3-8)$$

dengan :

$I_y$  : momen inersia massa

$k_{s,f}$  or  $r$  : koefisien pegas (f : depan ; r : belakang)

$l_1$  : jarak titik berat kendaraan dari sumbu depan : 1,445m (lihat lampiran 4)

$l_2$  : jarak titik berat kendaraan dari sumbu belakang : 1,205 m (lihat lampiran 4)

$\theta$  : perpindahan secara angular (menyudut)

Diketahui bahwa :

$$D_1 = \frac{1}{m_s} \cdot (k_{sf} + k_{sr}) \dots \dots \dots (3-9)$$

Bila :

$$D_2 = \frac{1}{m_s} \cdot (k_{sr} \cdot l_2 - k_{sf} \cdot l_1) \dots \dots \dots (3-10)$$

$$D_3 = \frac{1}{m_s \cdot r_y^2} \cdot (k_{sf} \cdot l_1^2 - k_{sr} \cdot l_2)^2 \dots \dots \dots (3-11)$$

kemudian disubstitusikan ke persamaan (3-6) dan (3-7) menjadi:

$$\ddot{z} + D_1 \cdot z + D_2 \cdot \theta = 0 \dots \dots \dots (3-12)$$

$$\ddot{\theta} + D_3 \cdot \theta + \frac{D_2}{r_y^2} z = 0 \dots \dots \dots (3-13)$$

jika :

$$z = z \cos \omega_n t, \text{ dan } \theta = \Theta \cos \omega_n t$$

dengan:

$r_y$  : jari-jari girasi

$z$  : amplitudo dari *bounce*

$\Theta$  : amplitudo dari *pitch*

Kemudian disubstitusikan ke persamaan (3-12) dan (3-13) menjadi:

$$(D_1 \cdot \omega_n^2) \cdot z + D_2 \cdot \Theta = 0 \dots\dots\dots(3-14)$$

$$\left( \frac{D_2}{r_y^2} \right) \cdot z + (D_3 - \omega_n^2) \cdot \Theta = 0 \dots\dots\dots(3-15)$$

penyelesaian persamaan tersebut:

$$\omega_n^4 - (D_1 + D_3)\omega_n^2 + \left( D_1 \cdot D_3 - \frac{D_2^2}{r_y^2} \right) = 0 \dots\dots\dots(3-16)$$

didapat dua frekuensi alami:

$$\omega_{n_1}^2 = \frac{1}{2} \cdot (D_1 + D_3) - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (D_1 - D_3)^2 + \frac{D_2^2}{r_y^2}} \dots\dots\dots(3-17)$$

$$\omega_{n_2}^2 = \frac{1}{2} \cdot (D_1 + D_3) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (D_1 - D_3)^2 + \frac{D_2^2}{r_y^2}} \dots\dots\dots(3-18)$$

### III.3.1. Perhitungan Jari-jari Girasi

Untuk menghitung jari-jari girasi digunakan persamaan :

$$r_y^2 = (l_1 - x_1)(b + x_1) \dots \dots \dots (3-19)$$

dengan  $x_1$  : jarak perpindahan titik berat (m)

jarak perpindahan titik berat dicari dengan menganggap kendaraan miring sebesar  $20^\circ$  bila dilihat dari samping, sehingga secara kinematika dianggap  $x_1 = 0,195\text{m}$  (lampiran 6).

$\alpha = 20^\circ$  ;  $X_1 = 19,5\text{ cm}$  atau  $0,195\text{ m}$  ;  $b$  : lebar jejak roda  $\approx 1,515\text{ m}$

$$\begin{aligned} r_y^2 &= (1,445 - 0,195)(1,515 + 0,195) \\ &= 2,1375 \end{aligned}$$

$$r_y = 1,462\text{ m}$$

### III.3.2. Perhitungan Konstanta $D_1$ , $D_2$ dan $D_3$ dan Frekuensi Alami

Telah diketahui bahwa :

$$k_{s,l} = 32214,33 \times 2 = 64428,66 \quad \text{N/m}$$

$$k_{s,r} = 35786,12 \times 2 = 71572,24 \quad \text{N/m}$$

$$m_s = 1718,46 \quad \text{kg}$$

$$l_1 = 1,445 \quad \text{m}$$

$$l_2 = 1.205 \quad \text{m}$$



sehingga dengan menggunakan persamaan (3-9), (3-10), dan (3-11) konstanta  $D_1$ ,  $D_2$  dan  $D_3$  adalah :

$$D_1 = \frac{64428,66 + 71572,24}{1718,46}$$

$$= 79,14 /s^2$$

$$D_2 = \frac{71572,24 \cdot 1,205 - 64428,66 \cdot 1,445}{1718,46}$$

$$= -12,53 \text{ m/s}^2$$

$$D_3 = \frac{64428,66 \cdot 1,445^2 + 71572,24 \cdot 1,205^2}{1718,46 \cdot 1,462^2}$$

$$= 64,92 \text{ m/s}^2$$

Dengan menggunakan persamaan (3-17) dan (3-18) maka dapat diketahui:

Frekuensi alami  $\omega_n$  :

$$\omega_n^2 = \frac{1}{2} \cdot (79,14 + 64,92) - \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (79,14 - 64,92)^2 + \frac{(-12,53)^2}{1,462^2}}$$

$$= 72,03 - 11,13$$

$$= 60,9$$

$$\omega_n = 7,804 /s$$

sehingga :

$$\omega = 2\pi f$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi}$$

$$f = \frac{7,804}{2\pi}$$

$$= 1,242 \text{ Hz}$$

Frekuensi alami  $\omega_n$  :

$$\omega_n^2 = \frac{1}{2} \cdot (79,14 + 64,92) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot (79,14 - 64,92)^2 + \frac{(-12,53)^2}{1,462^2}}$$

$$= 72,03 + 11,13$$

$$= 83,16$$

$$\omega_n = 9,119 \text{ /s}$$

sehingga :

$$\omega = 2\pi f$$

$$f = \frac{\omega}{2\pi}$$

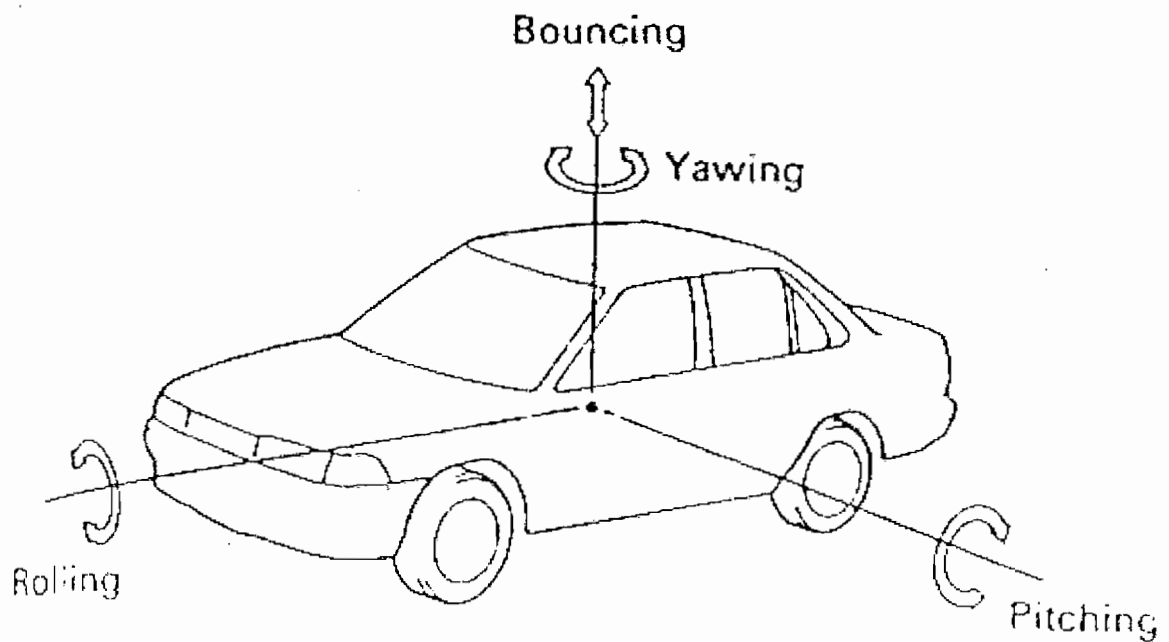
$$f = \frac{9,119}{2\pi}$$

$$= 1,45 \text{ Hz}$$

sehingga dengan melihat tabel 3.1 maka kedua frekuensi alami dari kendaraan ini masih dapat ditoleransi oleh anggota tubuh manusia sehingga tidak menimbulkan efek getaran yang berarti.

#### III.4. Perhitungan Lokasi Pusat Oskilasi

Oskilasi adalah gerakan yang ditimbulkan karena adanya gaya atau reaksi dari luar seperti karakter permukaan jalan, reaksi terhadap gaya sentrifugal pada saat kendaraan membelok dan reaksi terhadap gaya pengereman.



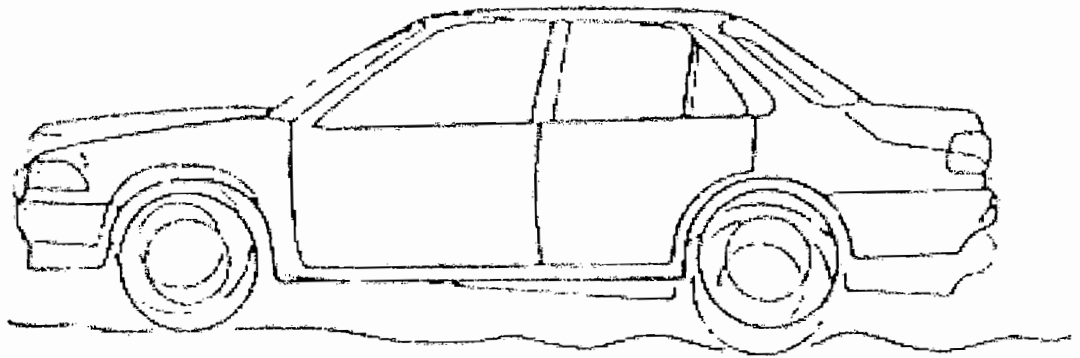
Gambar 37. Jenis-jenis oskilasi yang terjadi pada kendaraan

Oskilasi terdapat beberapa macam diantaranya yaitu :

- *Pitching*

*Pitching* adalah gerakan atau bergoyangnya bagian depan dan belakang kendaraan ke atas dan ke bawah terhadap titik pusat gravitasi kendaraan.

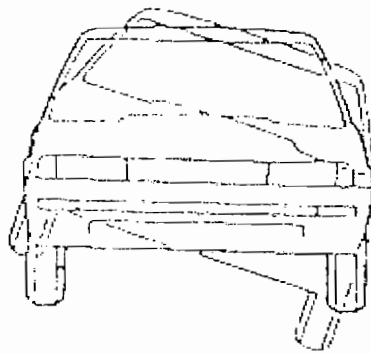
Gejala ini terjadi ketika kendaraan melalui jalan yang tidak rata dan berlubang. Disamping itu pitching mudah terjadi pada kendaraan yang pegasnya lemah.



Gambar 38. *Pitching*

- *Rolling*

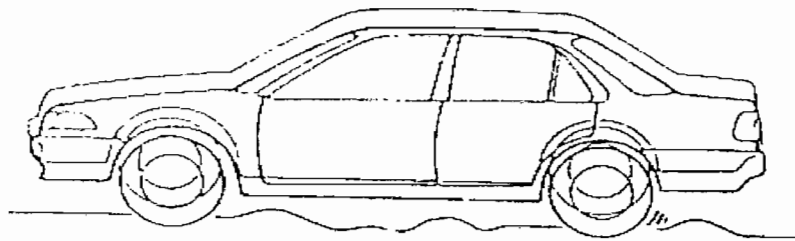
*Rolling* adalah gejala yang ditimbulkan pada saat kendaraan membelok atau melalui jalan yang tidak rata pada salah satu sisinya sehingga pegas pada salah satu sisinya mengerut dan pegas yang lain mengembang. Keadaan ini mengakibatkan *body rolling* pada arah samping.



Gambar 39. *Rolling*

- *Bouncing*

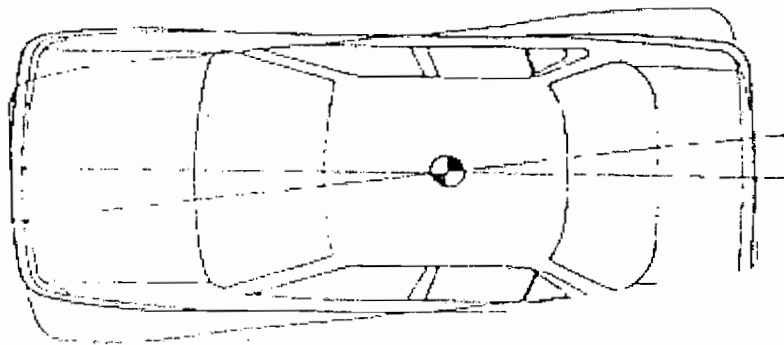
Bouncing adalah gerakan naik turunnya body kendaraan secara keseluruhan. Gejala ini mungkin terjadi pada saat kendaraan melaju dengan kecepatan yang tinggi dan pada saat melewati jalan yang bergelombang. Selain itu pegas suspensi yang sudah melemah juga mempengaruhi gejala ini.



Gambar 40. *Bouncing*

- *Yawing*

*Yawing* adalah gerakan body kendaraan mengarah memanjang ke kanan dan ke kiri terhadap titik berat kendaraan. *Yawing* kemungkinan terjadi pada jalan yang menyebabkan *pitching*.



Gambar 41. *Yawing*

Untuk menghitung lokasi pusat oskilasi menggunakan persamaan (3-20) dan (3-21) berikut :

$$l_{o1} = \frac{D_2}{\omega_{n1}^2 - D_1} \dots\dots\dots(3-20)$$

$$l_{o2} = \frac{D_2}{\omega_{n2}^2 - D_1} \dots\dots\dots(3-21)$$



dengan :

$l_{o1}$  : pusat oskilasi 1(m)     $\omega_{n2}$  : frekuensi alami 2    ( $s^{-1}$ )

$D_1$  :  $79,14 /s^2$                        $l_{o2}$  : pusat oskilasi 2    (m)

$D_2$  :  $-12,53 \text{ m/s}^2$                        $\omega_{n1}$  : frekuensi alami 1    ( $s^{-1}$ )

sehingga akan menghasilkan :

$$l_{o1} = \frac{-12,53}{7,804^2 - 79,14}$$

$$= 0,687 \text{ m}$$

$$l_{o2} = \frac{-12,53}{9,119^2 - 79,14}$$

$$= -3,12 \text{ m}$$



## **BAB IV**

### **STABILITAS KENDARAAN**

Stabilitas merupakan hal yang penting dalam suatu kendaraan. Bila kendaraan tidak stabil, maka kendaraan tersebut tidak akan dapat mengeluarkan kemampuannya secara maksimal. Salah satu pendukung dari stabilitas kendaraan ini adalah sistem suspensi dari kendaraan tersebut, maka pada bab ini dirasa perlu untuk memperhitungkan dari stabilitas kendaraan tersebut.

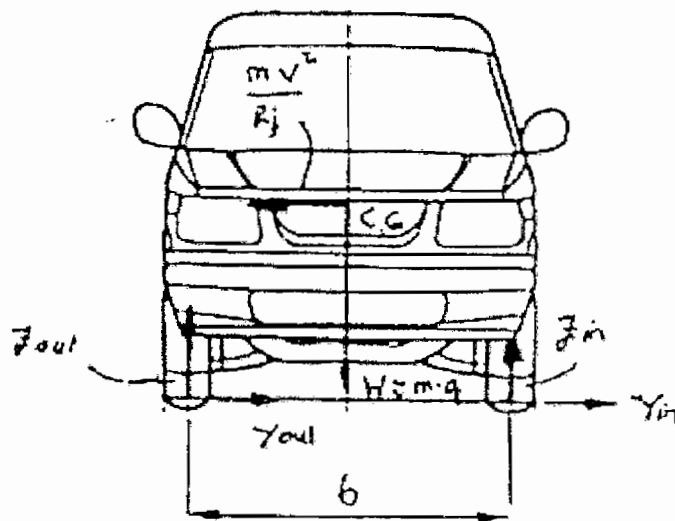
Stabilitas terbagi menjadi dua jenis yaitu stabilitas arah lateral dan stabilitas arah longitudinal. Dari kedua jenis stabilitas tersebut, stabilitas arah lateral merupakan hal yang sangat penting karena dipengaruhi oleh gaya sentrifugal ketika kendaraan berbelok pada kecepatan tinggi, gaya gravitasi ketika jalan miring, dan gaya yang ditimbulkan angin atau sewaktu roda terperosok pada jalan yang tidak rata.

#### **IV.1. Perhitungan Stabilitas**

Ada beberapa hal yang perlu diperhitungkan dalam stabilitas kendaraan yaitu terguling dan tergeser pada saat membelok, terguling dan tergeser pada jalan miring, dan terguling dan tergeser pada jalan mendaki. Kejadian ini merupakan kejadian yang mendasar dari stabilitas kendaraan sehingga merupakan dasar dari perhitungan lainnya dimana kecepatan kritis dan sudut kritis akan diketahui

#### IV.1.1. Terguling dan Tergeser pada Saat Membelok

Pada kendaraan yang membelok dengan kecepatan tinggi akan memiliki beberapa reaksi. Reaksi-reaksi tersebut terutama adalah gaya sentrifugal yang dapat mengakibatkan terguling dan tergeser sehingga perlu adanya perhitungan kecepatan kritis agar kendaraan tersebut aman. Pada gambar 42 berikut adalah reaksi-reaksi yang terjadi pada kendaraan yang sedang membelok.



Gambar 42. Reaksi kendaraan yang membelok

Sehingga apabila dimasukkan dalam persamaan, akan menjadi seperti persamaan (4-1) berikut <sup>1)</sup> :

$$Z_{in} = \frac{\left(m.g.\frac{b}{2}\right) - \left(\frac{m.v^2}{R_j}\right).h_c}{b} \dots\dots\dots(4-1)$$

dengan :

- $Z_{in}$  : reaksi roda sisi dalam ketika berbelok (N)
- $m$  : massa kendaraan (kg)
- $b$  : lebar jejak roda (m)
- $h_c$  : tinggi pusat titik berat (m)
- $R_j$  : jari-jari lintasan (m)
- $v$  : kecepatan kendaraan (m/s)

kendaraan akan terguling apabila  $Z_{in}$  tersebut = 0, sehingga persamaan (4-1) akan menjadi :

$$\left(m.g.\frac{b}{2}\right) - \left(\frac{m.v^2}{R_j}\right).h_c = 0 \dots\dots\dots(4-2)$$

sehingga untuk mendapatkan kecepatan kritis kendaraan akan terguling, persamaan (4-2) akan menjadi :

$$v = \sqrt{\frac{g.b.R_j}{2.h_c}} \dots\dots\dots(4-3)$$

---

<sup>1)</sup> Artamonov, M.D., Ilarianov, V.A. Morin, M.M, 1976, *Motor Vehicles Fundamental and Design*, MIR Publisher, Moscow.

maka dapat diketahui kecepatan kritis dari kendaraan ini dengan  $R_j = 30$  m yang merupakan radius jalan minimum standar Indonesia:

$$v = \sqrt{\frac{9,81 \cdot 1,515 \cdot 30}{2,0,6}}$$

$$= 19,276 \text{ m/s} \approx 69,393 \text{ km/jam}$$

Pada kendaraan yang membelok, akan mengalami tergeser apabila reaksi melintang antara sisi luar ( $Y_{out}$ ) dan sisi dalam ( $Y_{in}$ ) berjumlah sama, maka akan didapat persamaan :

$$Y_{in} + Y_{out} = \phi_y \cdot W \dots\dots\dots(4-4)$$

atau

$$Y_{in} + Y_{out} = P_y \dots\dots\dots(4-5)$$

atau

$$Y_{in} + Y_{out} = \frac{m \cdot v^2 \cdot \theta}{L} \dots\dots\dots(4-6)$$

maka dengan mensubstitusikan ketiga persamaan tersebut akan diperoleh persamaan kecepatan kritis yaitu :

$$v = \sqrt{\frac{\phi \cdot g \cdot R_j}{\theta}} \approx \sqrt{\phi \cdot g \cdot R_j} \dots\dots\dots(4-7)$$

dengan:

$\phi$  = koefisien hambatan jalan

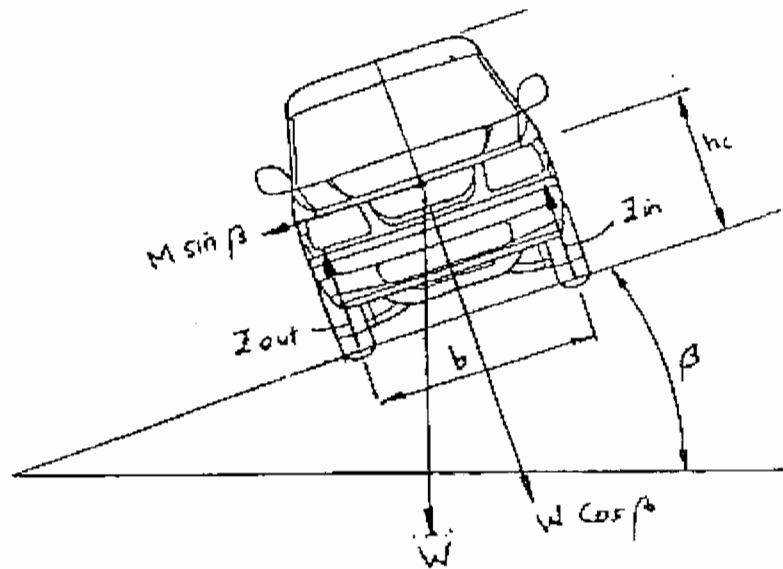
$R_j$  = jari-jari jalan

sehingga akan menghasilkan kecepatan kritis sebesar:

$$\begin{aligned} v &= \sqrt{0,8 \times 9,81 \times 30} \\ &= 15,344 \text{ m/s} \approx 55,238 \text{ km/jam} \end{aligned}$$

#### IV.1.2. Terguling dan Tergeser pada Jalan Miring

Pada jalan miring, sudut kemiringan jalan sangat mempengaruhi stabilitas kendaraan. Adapun reaksi-reaksi yang terjadi pada kendaraan pada jalan miring adalah :



Gambar 43. Reaksi kendaraan pada jalan yang miring

Dengan melihat gambar 43 tersebut, maka persamaan momen yang terjadi adalah:

$$Z_{in} + W \sin \beta \cdot h_c = W \cos \beta \cdot b \dots\dots\dots(4-8)$$

Kendaraan pada jalan miring akan terguling apabila  $Z_{in} = 0$ , sehingga akan diperoleh sudut kritis akan terguling adalah:

$$\beta = \text{arc. tan} \left( \frac{b}{2h_c} \right) \dots\dots\dots(4-9)$$

dengan :

$\beta$  = sudut kemiringan jalan

sehingga akan menghasilkan sudut kritis sebesar:

$$\begin{aligned} \beta &= \text{arc. tan} \left( \frac{1,515}{2 \times 0,6} \right) \\ &= 51,62^\circ \end{aligned}$$

Kendaraan pada jalan miring akan tergeser apabila

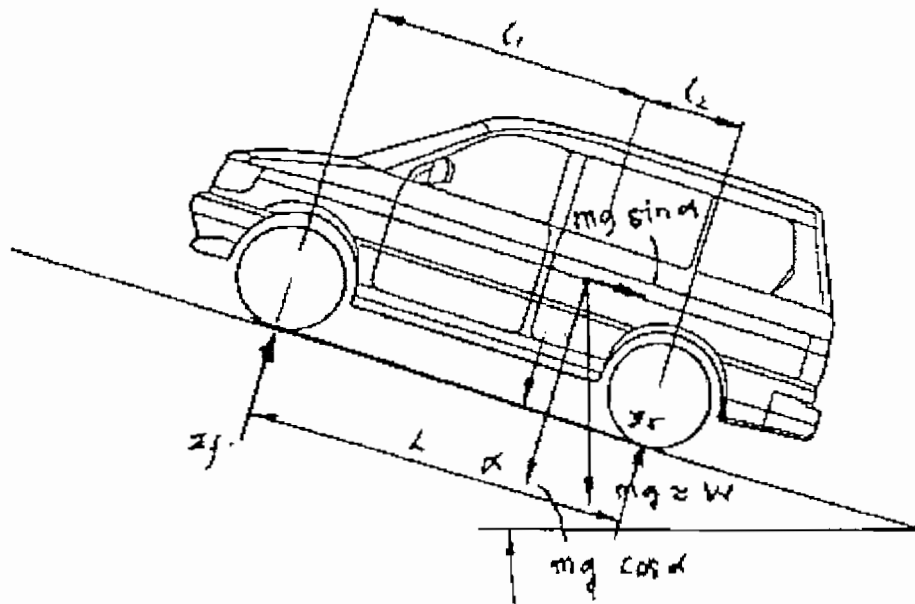
$$Z_{in} + Z_{out} = \phi.W \cos \beta \dots\dots\dots(4-10)$$

sehingga akan diperoleh sudut kritis akan tergeser sebesar:

$$\begin{aligned} \beta &= \text{arc. cos } \phi \\ &= \text{arc. cos } 0,8 \\ &= 36,87^\circ \end{aligned}$$

### IV.1.3. Terguling dan Tergeser pada Jalan Mendaki

Pada jalan yang mendaki reaksi-reaksi yang terjadi adalah:



Gambar 44. Reaksi kendaraan pada jalan yang mendaki

Maka dengan melihat gambar 44 tersebut, persamaan yang didapat adalah:

$$Z_f = \frac{mg \cos \alpha \cdot l_2 - mg \sin \alpha \cdot h_c}{L} \dots \dots \dots (4-11)$$

dengan:

$Z_f$  = reaksi roda depan arah tanjakan

$l_2$  = jarak pusat gravitasi dari roda belakang

$L$  = jarak sumbu poros



Kendaraan pada jalan yang mendaki akan terguling apabila  $Z_f = 0$ , sehingga akan diperoleh persamaan yaitu :

$$\alpha_{mak} = \text{arc. tan} \frac{l_2}{h_c} \dots\dots\dots(4-12)$$

dengan persamaan (4-12) tersebut maka akan diketahui sudut kemiringan jalan maksimum pada kendaraan yang mulai terguling adalah :

$$\begin{aligned} \alpha_{mak} &= \text{arc. tan} \frac{1,205}{0,6} \\ &= 63,53^\circ \end{aligned}$$

Persamaan momen untuk roda belakang adalah ;

$$Z_r \cdot \phi = mg \sin \alpha \dots\dots\dots(4-13)$$

atau

$$Z_r = \frac{mg \cos \alpha \cdot l_1 + mg \sin \alpha \cdot h_c}{L} \dots\dots\dots(4-14)$$

Kendaraan pada jalan mendaki akan tergeser apabila reaksi roda depan dan reaksi roda belakang sama, sehingga dengan menggunakan persamaan (4-13) dan persamaan (4-14) akan diperoleh :

$$\phi \cdot m \cdot g \left( \cos \alpha \cdot \frac{l_1}{L} + \sin \alpha \frac{h_c}{L} \right) = mg \sin \alpha \dots\dots\dots(4-15)$$

kemudian dari persamaan (4-15) akan diperoleh :

$$\cos \alpha \cdot \frac{l_1}{L} = \sin \alpha \left( 1 - \frac{h_c}{L} \cdot \phi \right) \dots\dots\dots(4-16)$$

sehingga dari persamaan (4-16) tersebut akan diperoleh sudut maksimal untuk kendaraan mulai tergeser pada jalan yang mendaki adalah :

$$\alpha_{mak} = \text{arc. tan} \frac{\phi \cdot \frac{l_1}{L}}{1 \pm \frac{h_c}{L}} \dots\dots\dots(4-17)$$

dengan :

$l_1$  = jarak pusat titik berat dari sumbu depan

$\pm$  = + untuk jalan menurun

- untuk jalan mendaki

sehingga sudut maksimum untuk jalan yang menurun adalah :

$$\begin{aligned}\alpha_{mak} &= \text{arc. tan} \frac{0,8 \cdot \frac{1,445}{2,65}}{1 + \frac{0,6}{2,65}} \\ &= 19,545^\circ\end{aligned}$$

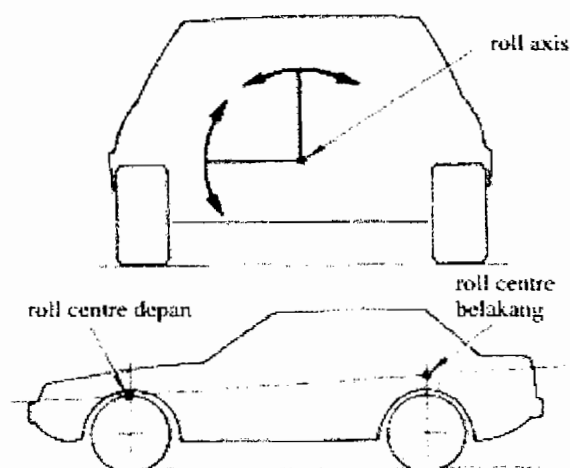
sedangkan sudut maksimum untuk jalan yang mendaki adalah :

$$\begin{aligned}\alpha_{mak} &= \text{arc. tan} \frac{0,8 \cdot \frac{1,445}{2,65}}{1 - \frac{0,6}{2,65}} \\ &= 29,419^\circ\end{aligned}$$

## IV.2. Body Roll Centre dan Body Roll Axis

*Body roll centre* adalah titik pada pusat kendaraan dari depan dan pusat dari gandar bila dilihat dari samping dimana body mulai terguling ketika gaya lateral beraksi, dan pada saat gaya tersebut diserap atau ditahan antara body dan gandar.

Ketika gaya beraksi dari samping kendaraan dan membuat body miring atau terguling, gerakan tersebut terletak pada garis searah sumbu memanjang pada kendaraan disebut *roll axis*. *Body roll axis* adalah garis penghubung *body roll centre* depan dan belakang kendaraan. Posisi garis ini tergantung jenis sistem suspensi yang dipakai pada kendaraan tersebut.



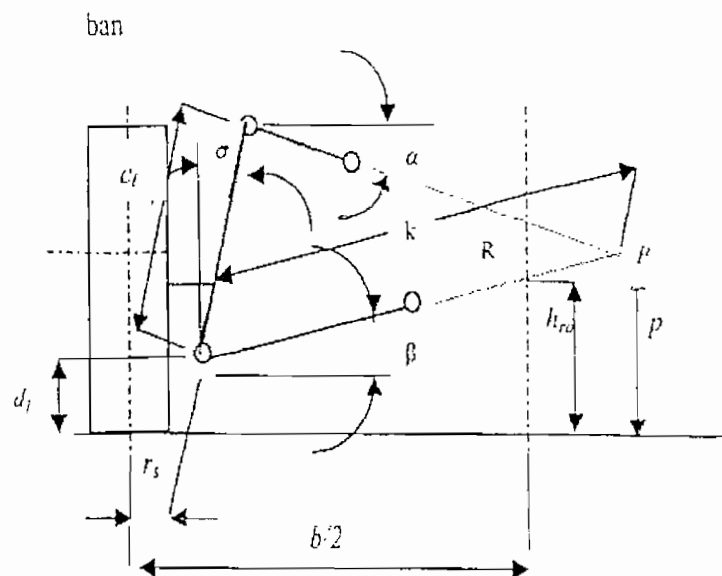
Gambar 45. Kedudukan body roll centre dan body roll axis

#### IV.2.1. Perhitungan Tinggi Body Roll Centre Suspensi Depan

Suspensi depan kendaraan ini menggunakan *double wishbone*, sehingga tinggi *body roll centre* ( $h_{rc}$ ) dihitung dengan persamaan (4-18) berikut <sup>3)</sup> :

$$h_{rc} = \frac{b}{2} \cdot \frac{p}{k \cos \beta + d_1 \tan \sigma + r_s} \dots\dots\dots(4-18)$$

dengan definisi masing-masing konstanta adalah sebagai berikut seperti yang tampak pada gambar 46



Gambar 46. Dimensi Suspensi Depan

Dengan :

$d_1$	= 180 mm	$r_s$	= 25 mm
$\alpha$	= 1°	$\sigma$	= 13°
$c_1$	= 290 mm	$b$	= 1515 mm
$\beta$	= 5°		

<sup>3)</sup> Reimpell, Jornsens, Prof. Dipl. Ing., Helmut Stool, Dipl.-Ing., 1996, *The Automotive Chassis Engineering Principles*, Arnold, London.

harga  $k$  didapat dari persamaan (4-19) yaitu:

$$k = c_1 \cdot \frac{\sin(90^\circ + \sigma - \alpha)}{\sin(\alpha + \beta)} \dots\dots\dots(4-19)$$

harga  $p$  didapat dari persamaan (4-20) yaitu :

$$p = k \sin \beta + d \dots\dots\dots(4-20)$$

maka dengan persamaan (4-19) harga  $k$  adalah :

$$\begin{aligned} k &= 290 \cdot \frac{\sin(90^\circ + 13^\circ - 1^\circ)}{\sin(1^\circ + 5^\circ)} \\ &= 2713,7374 \text{ mm} \end{aligned}$$

maka dengan persamaan (4-20) harga  $p$  yaitu :

$$\begin{aligned} p &= 2713,7374 \sin 5^\circ + 180 \\ &= 416,5178 \text{ mm} \end{aligned}$$

sehingga tinggi *body roll centre* ( $h_{rc}$ ) dihitung dengan persamaan (4-18) adalah :

$$\begin{aligned} h_{rc} &= \frac{1515}{2} \cdot \frac{416,5178}{2713,7374 \cos 5^\circ + 180 \tan 13^\circ + 25} \\ &= 113,935 \text{ mm} \end{aligned}$$

#### IV.2.2. Perhitungan Tinggi Body Roll Centre Suspensi Belakang

Suspensi belakang menggunakan jenis rigid sehingga tinggi body roll centre suspensi belakang dapat dihitung dengan menggunakan persamaan (4-21) berikut :

$$h_{rc} = \frac{h_c}{0,5b} \times \frac{b}{4} \dots\dots\dots(4-21)$$

dengan :

$h_c$  : tinggi pusat titik berat (mm)

$b$  : lebar jejak roda (mm)

sehingga didapat :

$$\begin{aligned} h_{rc} &= \frac{600}{0,5 \cdot 1515} \times \frac{1515}{4} \\ &= 300 \text{ mm} \end{aligned}$$

#### IV.3. Perhitungan Kemiringan Kendaraan Ketika Berbelok

Gaya sentrifugal mengakibatkan reaksi pada kendaraan ketika berbelok yang mengakibatkan miringnya suatu kendaraan. Kemiringan kendaraan ini berpusat di atas tanah yang merupakan pusat titik berat sehingga menimbulkan momen terhadap *body roll centre*.

### IV.3.1. Perhitungan Tinggi Pusat Gravitasi *Sprung Mass*

*Sprung mass* adalah massa body kendaraan yang ditahan oleh pegas suspensi. Massa ini mempunyai titik pusat gravitasi yang menjadi pusat terjadinya momen yang ada.

Menghitung tinggi pusat gravitasi *sprung mass* ( $h_s$ ) adalah dengan menggunakan persamaan (4-22) berikut:

$$h_s = \frac{[W \cdot h_c - r \cdot (m_{us.f} + m_{us.r})]}{m_s} \dots\dots\dots(4-22)$$

dengan :

$W$  : berat kendaraan (N)

$h_c$  : tinggi pusat gravitasi(m)

$r$  : jari-jari ban (m)

$m_{us}$  : berat *unsprung mass* (N)

$m_s$  : berat *sprung mass* (N)

sehingga hasilnya adalah sebagai berikut :

$$h_s = \frac{[20050 \cdot 0,6 - 0,6345 \cdot (109,82 + 176,72)]}{17184,6}$$

$$= 0,689 \text{ m}$$



### IV.3.2. Perhitungan Lokasi Pusat Gravitasi *Sprung Mass* dari Gandar Depan

Perhitungan lokasi pusat gravitasi *sprung mass* dari gandar depan ( $L_{s1}$ ) menggunakan persamaan (4-23)

$$L_{s1} = \frac{L(W_f - m_{us.f})}{m_{s.f}} \dots\dots\dots(4-23)$$

dengan :

L : jarak sumbu roda (m)

$W_f$  : berat yang ditumpu gandar depan (N)

Sehingga hasilnya adalah :

$$\begin{aligned} L_{s1} &= \frac{2,650 \times (10250 - 109,82)}{17184,6} \\ &= 1,563 \text{ m} \end{aligned}$$

### IV.3.3. Perhitungan Lokasi Pusat Gravitasi *Sprung Mass* dari Gandar Belakang

Perhitungan lokasi pusat gravitasi *sprung mass* dari gandar belakang ( $L_{s2}$ ) adalah :

$$\begin{aligned} L_{s2} &= L - L_{s1} \\ &= 2,650 - 1,563 \\ &= 1,087 \text{ m} \end{aligned}$$

#### IV. 3.4. Perhitungan Momen *Sprung Mass*

Untuk menghitung momen *sprung mass* ( $M_s$ ) menggunakan persamaan (4-24.) di bawah ini :

$$M_s = \mu \cdot m_s \left( h_s - \frac{(L_{s1} \cdot h_{rc,f} + L_{s2} \cdot h_{rc,r})}{L} \right) \dots\dots\dots(4-24)$$

dengan :

$\mu$  : perbandingan gaya sentripetal terhadap percepatan gravitasi  $\approx 0,7$

$h_{rc}$  : tinggi *body roll centre*

sehingga hasilnya adalah :

$$\begin{aligned} M_s &= 0,7 \cdot 17184,6 \left( 0,689 - \frac{(1,563 \cdot 0,114 + 1,087 \cdot 0,3)}{2,650} \right) \\ &= 5999,03 \text{ Nm} \end{aligned}$$

#### IV.3.5. Perhitungan Momen pada *Unsprung Mass*

$$M_{us.f.r} = \mu.m_{us.f.r}(r - h_{rc.f.r}) \dots\dots\dots(4-25)$$

sehingga menghasilkan :

$$M_{us.f} = 0,7.109,82.(0,6345 - 0,114)$$

$$= 40,01 \text{ Nm}$$

$$M_{us.r} = 0,7.176,72.(0,6345 - 0,300)$$

$$= 41,38 \text{ Nm}$$

jadi

$$M_{us} = M_{us.f} + M_{us.r}$$

$$= 40,01 + 41,38$$

$$= 81,39 \text{ Nm}$$

### IV.3.6. Perhitungan Momen Penyeimbang

Untuk menghitung momen penyeimbang ( $M_r$ ) dihitung untuk masing-masing suspensi, namun persamaan yang digunakan sama yaitu :

$$M_r = \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{x_l \cdot b}{f_l} \right)^2 \cdot k_s \cdot \psi \dots\dots\dots(4-26)$$

dengan :

$x_l$  : jarak sumbu lengan ayun terhadap pusat kedudukan pegas

$b$  : lebar jejak roda

$f_l$  : panjang lengan

$k_s$  : konstanta pegas

$\psi$  : sudut guling *sprung mass*

untuk pegas depan :

$$\begin{aligned} M_r &= \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{0,170 \cdot 1,515}{0,254} \right)^2 \cdot 64428,66 \cdot \psi \\ &= 33121,102 \cdot \psi \text{ Nm} \end{aligned}$$

untuk pegas belakang :

$$\begin{aligned} M_r &= \frac{1}{2} \cdot \left( \frac{0,320 \cdot 1,515}{0,254} \right)^2 \cdot 71572,24 \\ &= 114581,619 \cdot \psi \text{ Nm} \end{aligned}$$

#### IV.3.7. Perhitungan Kemiringan *Sprung Mass*

Persamaan momen untuk menghitung kemiringan *sprung mass* adalah :

$$\begin{aligned} \text{momen kemiringan} &= \text{momen pengembalian} \\ 5999,03 + 81,39 &= (33121,102 - 114581,619) \cdot \psi \\ \psi &= 0,041 \text{ rad} \approx 2,359^\circ \end{aligned}$$

## **BAB V**

### **PENUTUP**

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

Dari perancangan yang telah disusun, maka dapat disimpulkan hasil-hasil dari perancangan ini adalah :

- Kendaraan acuan : Toyota Kijang
- Tipe mesin : SOHC, 4 silinder segaris
- Suspensi depan : *Double Wishbone* dengan Pegas Koil
- Suspensi belakang : *Rigid axle isoclamp* dengan pegas daun
- Panjang lengan suspensi depan atas : 170 mm
- Panjang lengan suspensi depan bawah : 320 mm
- Diameter gandar roda depan : 33 mm
- Diameter gandar roda belakang : 30 mm
- Diameter batang vertikal : 72,76 mm
- Diameter kawat pegas koil : 19 mm
- Jumlah gulungan yang memegas : 8
- Diameter rata-rata pegas koil : 172 mm
- Panjang pegas koil tak terbeban : 548,74 mm
- Jumlah pegas daun : 4 dengan 1 pegas utama
- Panjang plat pegas daun utama : 1550 mm

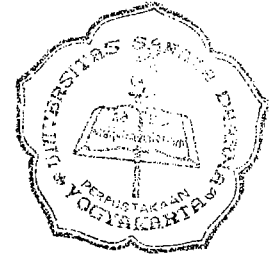
- Lebar plat pegas daun : 90 mm
- Tebal plat pegas daun : 12,7 mm
- Defleksi pada pegas dengan *clearance* : 63,5 mm
- Defleksi pada plat pegas daun : 120 mm
- Rata-rata getaran pada gandar depan : 18,49/min
- Rata-rata getaran pada gandar belakang : 14,70/min
- Frekuensi alami *sprung mass* : 0,912 Hz
- Frekuensi alami *unsprung mass* : 4,96 Hz
- Frekuensi alami ( $\omega_{n1}$ ) : 1,242 Hz
- Frekuensi alami ( $\omega_{n2}$ ) : 1,45 Hz
- Lokasi pusat oskilasi ( $l_{o1}$ ) : 0,687 m
- Lokasi pusat oskilasi ( $l_{o2}$ ) : -3,12 m
- Kecepatan kritis kendaraan akan terguling  
pada saat membelok : 69,393 km/jam
- Kecepatan kritis kendaraan akan tergeser  
pada saat membelok : 55,238 km/jam
- Sudut kritis kendaraan akan terguling  
pada jalan miring : 51,62°
- Sudut kritis kendaraan akan tergeser  
pada jalan miring : 36,87°

- Sudut kemiringan jalan maksimum pada kendaraan mulai terguling : 63,53°
- Sudut kemiringan jalan maksimum pada kendaraan mulai tergeser di jalan menurun : 19,545°
- Sudut kemiringan jalan maksimum pada kendaraan mulai tergeser di jalan mendaki : 29,419°
- Tinggi *body roll centre* suspensi depan : 113,935 mm
- Tinggi *body roll centre* suspensi belakang : 300 mm
- Tinggi pusat gravitasi : 68,9 mm
- Sudut kemiringan *sprung mass* : 2,359°

## V.2. Saran

1. Untuk menambah kenyamanan berkendara, suspensi belakang pada kendaraan niaga menggunakan sistem suspensi *independent*, yang ideal adalah sistem *double wishbone* maupun *Machperson strut*.
2. Dilakukan beberapa kali uji suspensi untuk kenyamanan dan kekuatan serta evaluasi teknis agar sistem suspensi yang digunakan mempunyai unjuk kerja yang memuaskan.





## DAFTAR PUSTAKA

- Anonim, 1997, *Honda Technology News*, <http://www.world.honda.com//>, 2 Juli 1997
- Anonim, 1998, *Double Wishbone Suspension*, <http://www.UKCAR.co.uk//>, Januari 1998.
- Anonim, 1999, *Pengendalian Hi-Tech*, <http://www.mobilnet.sasamu.co.id//>, Juni 1999.
- Anonim, 1999, *Roda-roda dan Kaki-kaki*, <http://www.otomotif-online.com//>, Juni 1999.
- Anonim, 2001, *The basic od Car Suspension*, <http://www.members.tripod.com//>, Januari 2001.
- Anonim, 2001, *Automotive Suspension - The Live Axle*, <http://www.members.tripod.com//>, April 2001.
- Anonim, 2001, *Automotive Suspension - Macpherson*, <http://www.members.tripod.com//>, April 2001.
- Artamonov, M.D., Ilarianov, V.A. Morin, M.M, 1976, *Motor Vehicles Fundamental and Design*, MIR Publisher, Moscow.
- Fenton, John, M.Sc., C. Eng, M.I. Mech. E, 1976, *Handbook of Automotive Design Analysis*, Newnes-Butterworths, London.
- Foale, Tony, 1988, *Car Suspension Geometry*, <http://www.tonyfoale.com//>, Maret 1988.
- Halliday, David, Prof., Robert Resnick, diterjemahkan oleh Pantur Silaban dan Erwin Sucipto, 1998, *Fisika*, Edisi ketiga, Erlangga, Jakarta.
- Handi, Chandra, 2000, *Belajar Sendiri Autocad 2000 Untuk Pemula*, Elex Media Komputindo, Jakarta
- Niemann, G, Anton Budiman, Dipl. Ing., 1994, *Elemen Mesin Jilid 1*, Erlangga, Jakarta.

- Rothbart, Harold A., 1986, *Handbook of Mechanical Design and System*, McGraw Hill Book Co., Singapore.
- Reimpell, Jornsen, Prof. Dipl. Ing., Helmut Stool, Dipl.-Ing., 1996, *The Automotive Chassis Engineering Principles*, Arnold, London.
- Sato, G.T., N. Sugiarto Hartanto, 2000, *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*, Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sularso, Ir., Kyokatsu Suga, 1997, *Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin*, Edisi Ketujuh, Pradnya Paramita, Jakarta.
- Toyota Astra Motor, PT, 2002, *Product Line Up*, <http://www.TOYOTA.com.//>
- Toyota Service Division, 1996, *Dasar-dasar Automobil*, Toyota Astra Motor, Jakarta
- Toyota Service Division, 1998, *New Step 1*, Toyota Astra Motor, Jakarta.
- Wong, J.Y., Ph. D, 1980, *Theory of Ground Vehicles*, John Willey and Sons, New York.

## LAMPIRAN

Lampiran 1. Perbandingan kecepatan terhadap radius jalan agar tidak terguling

No.	Kecepatan (v) (m/s)	Radius jalan ( $R_j$ ) (m)
1.	17,24	30
2.	19,44	31,78
3.	22,22	41,52
4.	25	52,56
5.	27,77	64,85
6.	30,56	78,54
7.	33,33	93,43
8.	36,12	109,72
9.	38,89	127,20
10.	41,67	146,03
11.	44,45	166,17

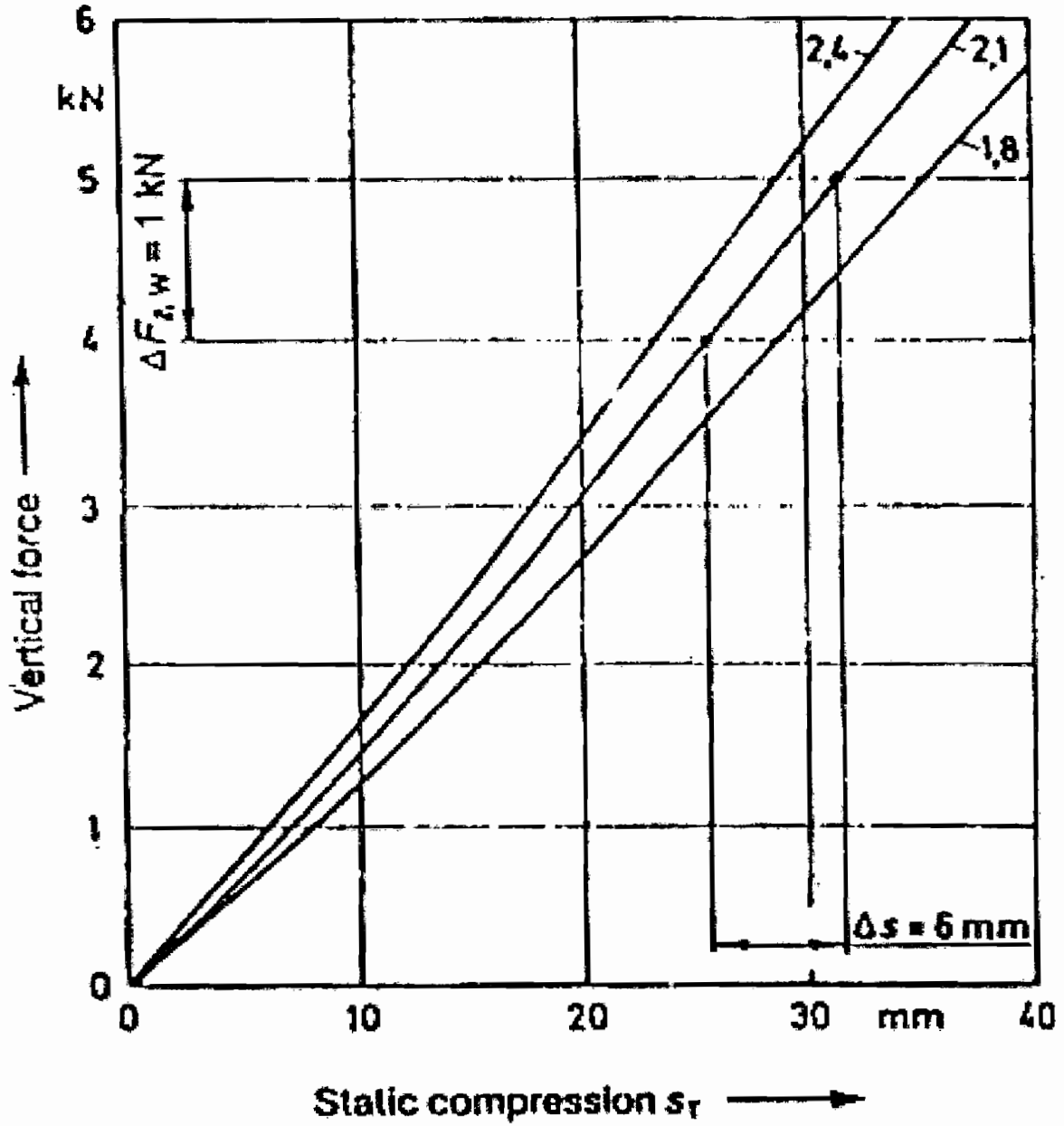
( DPU,1976)

Lampiran 2. Perbandingan kecepatan terhadap radius jalan agar tidak tergeser

No.	Kecepatan (v) (m/s)	Radius jalan (R <sub>j</sub> ) (m)
1.	15,34	30,00
2.	16,67	35,40
3.	19,44	48,15
4.	22,22	62,91
5.	25	79,63
6.	27,77	98,26
7.	30,56	119,00
8.	33,33	141,55
9.	36,12	166,24
10.	38,89	192,71
11.	41,67	221,25
12.	44,45	251,75

( DPU,1976 )

Lampiran 3. Grafik harga pemegasan ban



(Jornsen Reimpell, 1996)

## Lampiran 4. Spesifikasi Penggerak Kendaraan Toyota Kijang Standard

	Spesifikasi
<b>DIMENSI DAN BERAT</b>	
Panjang x lebar x tinggi (mm)	4535 x 1710 x 1775
Jarak poros roda (mm)	2650
Jarak pijak depan (mm)	1445
Jarak pijak belakang (mm)	1430
Jarak titik berat kendaraan dari sumbu depan (mm)	1445
Jarak titik berat kendaraan dari sumbu belakang (mm)	1205
Berat kosong (kg)	1470
Berat kosong bagian depan (kg)	725
Berat kosong bagian belakang (kg)	745
Berat kendaraan dengan 8 penumpang @ 60 kg dan tangki bahan bakar terisi penuh (Berat yang digunakan dalam perancangan) (kg)	2005
Berat perancangan bagian depan (kg)	1025
Berat perancangan bagian belakang (kg)	980
<b>MESIN</b>	
Tipe	4 Silinder, SOHC
Isi silinder (cc)	1998
Diameter x langkah (mm)	86 x 86
Perbandingan kompresi	9,0 : 1
Daya maksimum (ps/rpm)	97/4800
Momen puntir maksimum (kgm/rpm)	15,4/2800
Sistem bahan bakar	Electronic Fuel Injection (EFI)
<b>CHASSIS</b>	
Suspensi depan	Double Wishbone dengan Pegas Koil
Suspensi belakang	Rigid axle isoclamp dengan pegas daun
Rem depan	Cakram Berventilasi
Rem belakang	Tromol dengan Tandem Vacuum Booster
Transmisi	Manual 5-Kecepatan
Kemudi	Rack and Pinion
Kapasitas tangki	55
Ukuran ban	195/65 R- 15

(<http://www.TOYOTA.com//>,2002)

Lampiran 5. Tabel-tabel konversi yang digunakan (Halliday, 1998)

## Laju

	ft/s	km/h	METER/ DETIK	mi/h	cm/s	knot
1 kaki per detik =	1	1,097	0,3048	0,6818	30,48	0,5925
1 kilometer per jam =	0,9113	1	0,2778	0,6214	27,78	0,5400
1 METER per DETIK	3,281	3,6	1	2,237	100	1,944
1 mile	1,467	1,609	0,4470	1	44,70	0,8689
1 centimeter per detik	$3,281 \times 10^{-2}$	$3,6 \times 10^{-1}$	0,01	$2,237 \times 10^{-2}$	1	$1,944 \times 10^{-1}$
1 knot =	1,688	1,852	0,5144	1,151	51,44	1

1 knot = 1 mil laut/h

1 mi/min = 88,00 ft/s = 60,00 mi/h

## Gaya

Kuantitas dalam kawasan yang dinaungi bukanlah satuan gaya tetapi sering digunakan sebagai satuan gaya. Misalnya, jika kita menuliskan 1 gram-gaya "a" 980,7 dyne, maka yang kita artikan adalah bahwa satu gram massa mengalami gaya sebesar 980,7 dyne di bawah kondisi gravitas standar ( $g = 80665 \text{ m/s}^2$ ).

	dyne	NEWTON	lb	pdl	gf	kgf
1 dyne =	1	$10^{-5}$	$2,248 \times 10^{-4}$	$7,233 \times 10^{-4}$	$1,020 \times 10^{-3}$	$1,020 \times 10^{-3}$
1 NEWTON =	$10^5$	1	0,2248	7,233	102,0	0,1020
1 pon =	$4,448 \times 10^3$	4,448	1	32,17	453,6	0,4536
1 pondal =	$1,383 \times 10^4$	0,1383	$3,108 \times 10^{-2}$	1	14,10	$1,410 \times 10^{-2}$
1 gram-gaya =	980,7	$9,807 \times 10^{-3}$	$2,205 \times 10^{-3}$	$7,093 \times 10^{-3}$	1	0,001
1 kilogram gaya =	$9,807 \times 10^4$	9,807	2,205	70,93	1000	1

## Tekanan

	atm	dyne/cm <sup>2</sup>	Inci air	cm-Hg	PASCAL	lb/in. <sup>2</sup>	lb/ft <sup>2</sup>
1 atmosphere =	1	$1,013 \times 10^6$	406,8	76	$1,013 \times 10^5$	14,70	2116
1 dyne per cm <sup>2</sup> =	$9,869 \times 10^{-7}$	1	$4,015 \times 10^{-4}$	$7,501 \times 10^{-5}$	0,1	$1,450 \times 10^{-3}$	$2,089 \times 10^{-3}$
1 inci air pada 0°C = 4°C =	$2,458 \times 10^{-3}$	2491	1	0,1868	249,1	$3,613 \times 10^{-1}$	5,202
1 centimeter of mercury at 0°C =	$1,316 \times 10^{-1}$	$1,333 \times 10^4$	5,353	1	1333	0,1934	27,85
1 PASCAL =	$9,869 \times 10^{-6}$	10	$4,015 \times 10^{-3}$	$7,501 \times 10^{-4}$	1	$1,450 \times 10^{-3}$	$2,089 \times 10^{-3}$
1 pon per in. <sup>2</sup> =	$6,805 \times 10^{-2}$	$6,895 \times 10^4$	27,68	5,171	$6,895 \times 10^4$	1	144
1 pon per ft. <sup>2</sup> =	$4,725 \times 10^{-3}$	476,8	0,1922	$3,591 \times 10^{-2}$	47,86	$6,944 \times 10^{-3}$	1

<sup>a</sup>di mana percepatan gravitas mempunyai nilai standar 9,80665 m/s<sup>2</sup>

1 bar =  $10^6$  dyne/cm<sup>2</sup> = 0,1 MPa

1 millibar =  $10^3$  dyne/cm<sup>2</sup> =  $10^3$  Pa



## Tenaga, kerja, kalor

Kuantitas dalam kawasan yang disunggi bukanlah satuan tenaga yang wajar tetapi dikutkan untuk memudahkan. Kuantitas tersebut berasal dari rumus ekuivalensi massa tenaga relativistik  $E = mc^2$  dan menyatakan tenaga yang dilepaskan jika satu satuan massa kilogram atau satuan massa atom terpadu (u) seluruhnya diubah menjadi tenaga.

	Btu	erg	ft · lb	hp · h	FOULE	cal	kW · h	eV	MeV	kg	u
1 satuan kalor Inggris =	1	$1,055 \times 10^7$	777,9	$3,929 \times 10^{-11}$	1055	252,0	$2,930 \times 10^{-7}$	$6,585 \times 10^9$	$6,585 \times 10^9$	$1,174 \times 10^{-11}$	$7,074 \times 10^{-24}$
1 erg =	$9,481 \times 10^{-11}$	1	$7,376 \times 10^{-8}$	$3,725 \times 10^{-13}$	$10^{-7}$	$2,389 \times 10^{-8}$	$2,778 \times 10^{-14}$	$6,242 \times 10^{12}$	$6,242 \times 10^{12}$	$1,113 \times 10^{-30}$	670,5
1 kaki pon =	$1,285 \times 10^{-8}$	$1,356 \times 10^7$	1	$5,051 \times 10^{-11}$	1,356	0,3239	$3,766 \times 10^{-7}$	$8,464 \times 10^6$	$8,464 \times 10^6$	$1,509 \times 10^{-17}$	$9,092 \times 10^9$
1 daya kuda jam =	2545	$7,685 \times 10^{11}$	1987	1	$2,681 \times 10^6$	641,3	0,7457	$1,076 \times 10^{16}$	$1,076 \times 10^{16}$	$2,285 \times 10^{-11}$	$1,800 \times 10^{-26}$
1 FOULE =	$9,481 \times 10^{-11}$	10 <sup>7</sup>	0,7376	$3,725 \times 10^{-13}$	1	0,2389	$2,778 \times 10^{-14}$	$6,242 \times 10^{12}$	$6,242 \times 10^{12}$	$1,113 \times 10^{-30}$	$6,705 \times 10^9$
1 kalori =	$3,968 \times 10^{-8}$	$4,186 \times 10^7$	3,087	$1,559 \times 10^{-11}$	4,186	1	$1,163 \times 10^{-9}$	$2,613 \times 10^{12}$	$2,613 \times 10^{12}$	$4,659 \times 10^{-17}$	$2,807 \times 10^{-26}$
1 kilowatt jam =	3413	$3,6 \times 10^{14}$	2,655	1,341	3,6	5,601	1	$2,247 \times 10^{16}$	$2,247 \times 10^{16}$	$4,007 \times 10^{-11}$	$2,414 \times 10^{-26}$
1 elektron volt =	$1,519 \times 10^{-18}$	$1,602 \times 10^{-11}$	$1,17 \times 10^{-18}$	$5,967 \times 10^{-21}$	$1,602 \times 10^{-18}$	$3,827 \times 10^{-18}$	$4,450 \times 10^{-18}$	1	$10^{-6}$	$1,783 \times 10^{-36}$	$1,074 \times 10^{-9}$
1 juta elektron volt =	$1,519 \times 10^{-12}$	$1,602 \times 10^{-4}$	$1,182 \times 10^{-12}$	$5,967 \times 10^{-15}$	$1,602 \times 10^{-12}$	$3,827 \times 10^{-12}$	$4,450 \times 10^{-12}$	$10^6$	1	$1,783 \times 10^{-30}$	$1,074 \times 10^{-3}$
1 kilogram =	$8,521 \times 10^{11}$	$8,997 \times 10^{20}$	$6,627 \times 10^{11}$	$3,348 \times 10^9$	$8,987 \times 10^{16}$	2,147	$2,497 \times 10^{16}$	$5,410 \times 10^{16}$	$5,610 \times 10^{16}$	1	$6,025 \times 10^{23}$
1 satuan massa atom terpadu =	$1,415 \times 10^{-10}$	$1,492 \times 10^{-9}$	$1,100 \times 10^{-10}$	$5,553 \times 10^{-17}$	$1,492 \times 10^{-10}$	$7,564 \times 10^{-11}$	$4,145 \times 10^{-11}$	$9,31 \times 10^6$	931,0	$1,660 \times 10^{-27}$	1

## Days

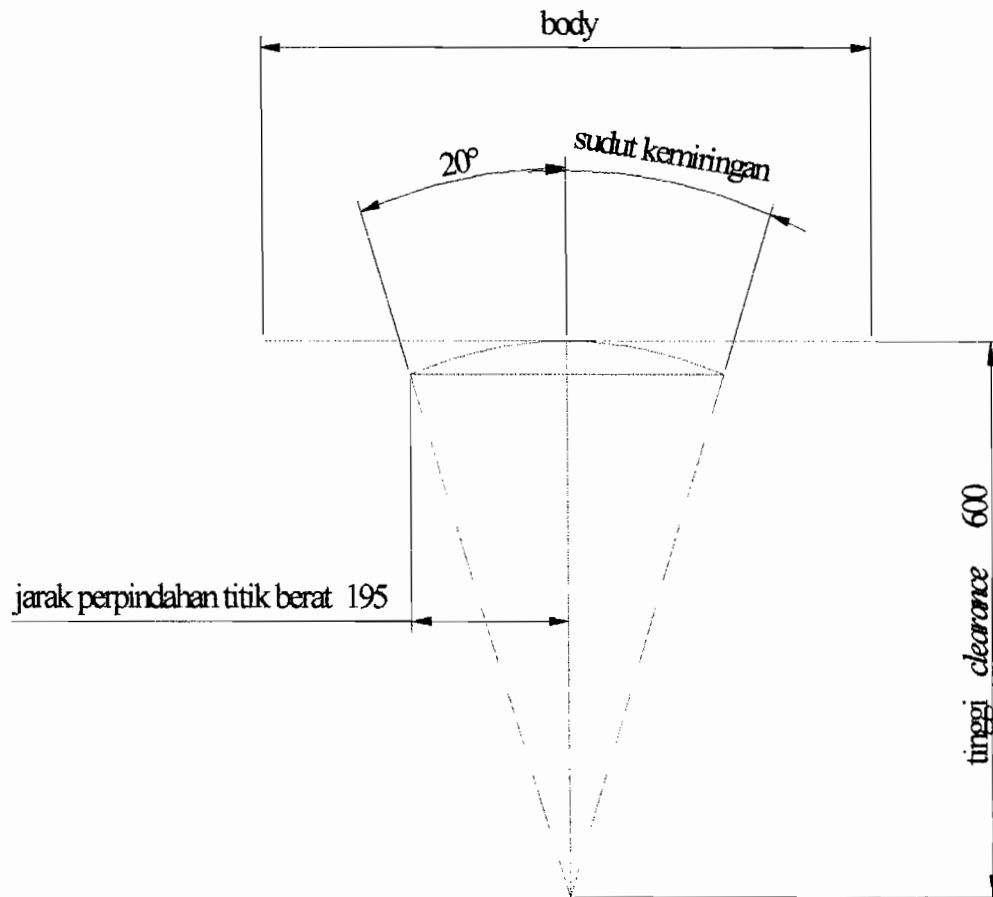
	Btu/h	ft · lb/s	hp	cal/s	kW	WATT
1 satuan kalor Inggris per jam =	1	0,2161	3,929	7,000	2,930	0,2930
1 kaki pon per detik =	1,628	1	$1,818 \times 10^{-9}$	0,3239	$1,356 \times 10^{-9}$	1,356
1 daya kuda =	2545	550	1	178,2	0,7457	745,7
1 kalori per detik =	14,29	3,087	$5,613 \times 10^{-9}$	1	$4,186 \times 10^{-9}$	4,186
1 kilowatt =	3413	737,6	1,341	238,9	1	1000
1 WATT =	3,413	0,7376	1,341	0,2389	0,001	1

## Muatan

	abcoul	A · h	COULOMB	statcoul
1 abcoulomb =	1	$2,778 \times 10^{-11}$	10	$2,998 \times 10^{11}$
1 ampere-hour =	360	1	3600	$1,079 \times 10^{12}$
1 COULOMB =	0,1	$2,778 \times 10^{-12}$	1	$2,998 \times 10^9$
1 statcoulomb =	$3,336 \times 10^{-11}$	$9,266 \times 10^{-12}$	$3,336 \times 10^{-10}$	1

1 muatan elektron =  $1,602 \times 10^{-19}$  coulomb

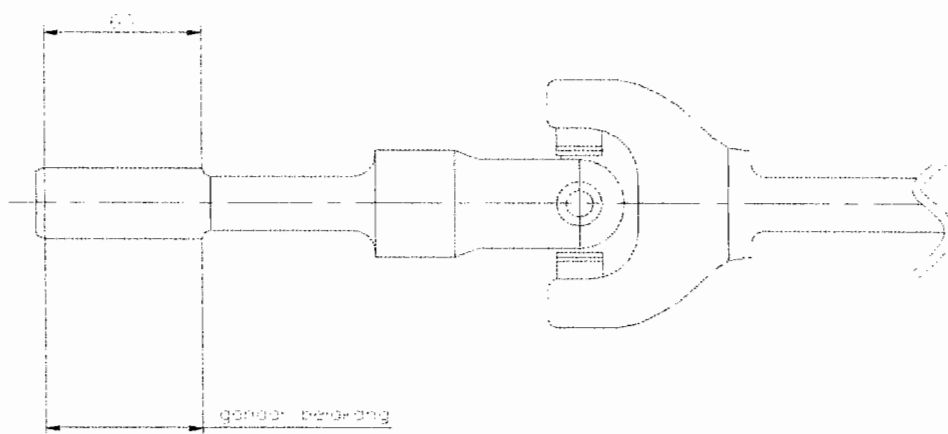
Lampiran 6. Skema perpindahan titik berat kendaraan untuk menghitung jari-jari girasi.



satuan dalam mm

## Lampiran 7. Dimensi gandar roda belakang

SKALA 1 : 2



Skala dalam mm

Lampiran 8. Tabel perbandingan sudut dan panjang *toe angle* berdasarkan diameter *velg*.

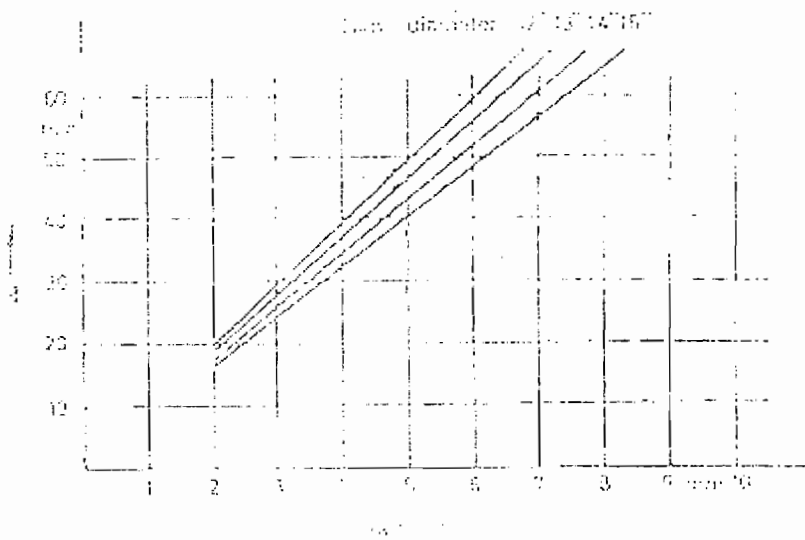


Fig. 3.47a Toe length  $A_1$  as a function of diameter and toe-in angle, measured on one foot wheel.



(Jornsen Reimpell, 1996)