

BAB II

DASAR TEORI

2.1. Pengertian Umum

Gokart merupakan salah satu produk yang sarat dengan teknologi dan perkembangan. Ditinjau dari segi komponen, *Gokart* mempunyai beragam komponen didalamnya, namun secara garis besar tersusun atas empat komponen utama, yaitu :

1. *Frame*
2. *Body*
3. Sistem penghasil tenaga
4. Sistem penerus tenaga

Secara umum hampir sama dengan mobil, hanya *body* yang digunakan sangat minim atau sedikit dan sebagian besar komponen *Gokart* berupa *frame*, karena merupakan kendaraan kecil yang digunakan untuk sirkuit balap dengan lintasan yang rata dan tikungan – tikungan dengan jarak dekat maka yang paling penting dibutuhkan oleh sebuah *Gokart* adalah akselerasi yang ditentukan oleh rangkaian komponen penghasil tenaga, komponen penerus tenaga dan kekuatan atau keamanan dari *frame Gokart* tersebut.

2.2. Teori Dasar Analisa Perancangan *Frame Gokart*

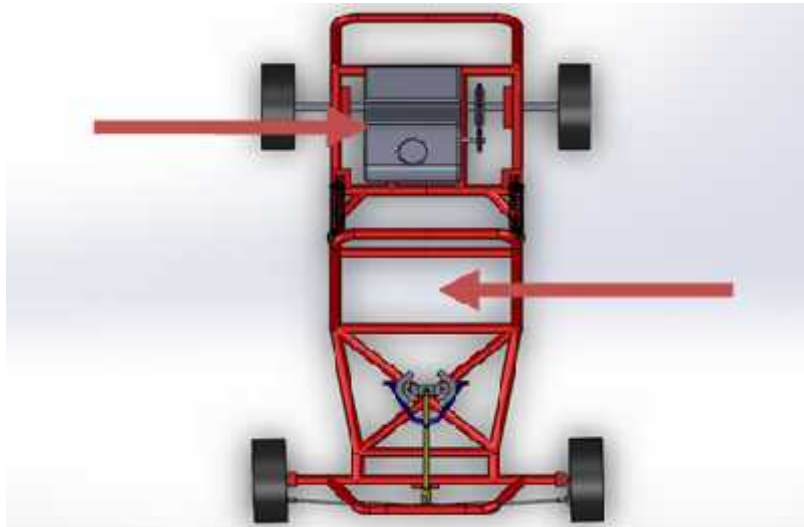
Frame terbuat dari pipa berongga yang dirancang sedemikian rupa sehingga mampu untuk menahan sebagian besar beban yang ada dalam sebuah kendaraan. Fungsi utama *Frame Gokart* adalah :

1. Untuk mendukung gaya berat dari kendaraan penumpang.
2. Untuk menahan torsi dari mesin, transmisi, aksi percepatan dan perlambatan, dan juga untuk menahan gaya torsi yang diakibatkan dari permukaan jalan.
3. Untuk menahan gaya kelembaman yang diakibatkan benturan dengan benda lain.
4. Sebagai landasan untuk meletakkan bodi kendaraan, mesin, transmisi, tangki bahan bakar, tempat duduk penumpang, dan lain-lain.
5. Untuk menahan getaran dari mesin dan getaran yang ditimbulkan karena efek bentuk permukaan jalan.

Pada perencanaan dan pembuatan *Gokart* ini struktur *chassis* terbuat dari pipa berongga yang dapat disebut sebagai pipa berdinding tipis dimana ciri yang nyata dari suatu pipa berdinding tipis adalah bahwa ketebalannya relatif kecil dimensi lainnya, yaitu panjang, dimensi dalam dan dimensi luar. Pipa berdinding tipis yang dikenai gaya luar dalam arah normal terhadap bidang luasannya memiliki karakteristik seperti plat yang dikenai gaya pada bidang luasannya.

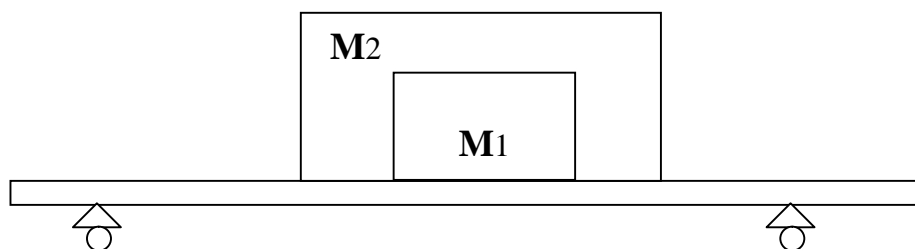
2.2.1. Beban Statis pada *Chassis Gokart*

Analisa terhadap beban statis yang bekerja pada *Gokart* adalah untuk mengetahui kekuatan *frame Gokart* terhadap pembebanan statis yang diterima. Untuk pendiskripsian beban-beban statis yang ditanggung oleh *Gokart*, maka beban statis hanya meliputi berat dari mesin dan berat pengemudi.



Gb.2.1 Beban statis pada rangka *Gokart*

Dari gambar 2.1 maka dapat digambarkan pemodelan yang sederhana untuk konstruksi tersebut seperti pada gambar 2.2.

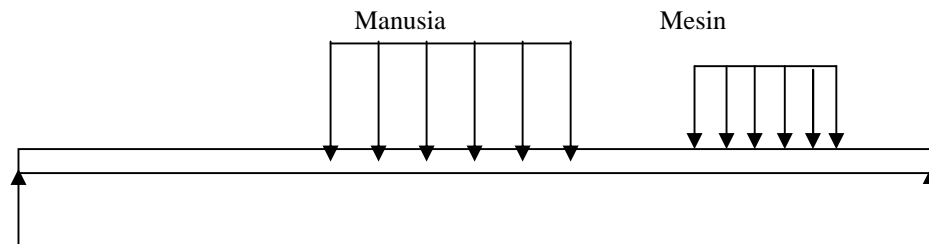


Gambar. 2.2 Pemodelan dudukan mesin dan pengemudi

Ket :

1. M 1 : Mesin
2. M 2 : Pengemudi

Sebuah gambar massa M1 *engine*, gambar massa M2 adalah pengemudi. Gaya-gaya yang diberikan oleh M1, M2, kepada rangka dimodelkan sebagai gaya-gaya yang terdistribusi secara merata sepanjang garis kontak antara masa dengan rangka karena perbandingan antara panjang garis kontak dengan panjang garis yang dikenai gaya-gaya tersebut tidak terlalu kecil maka pemodelan gaya-gayanya dapat dilihat pada gambar 2.3. dibawah ini.

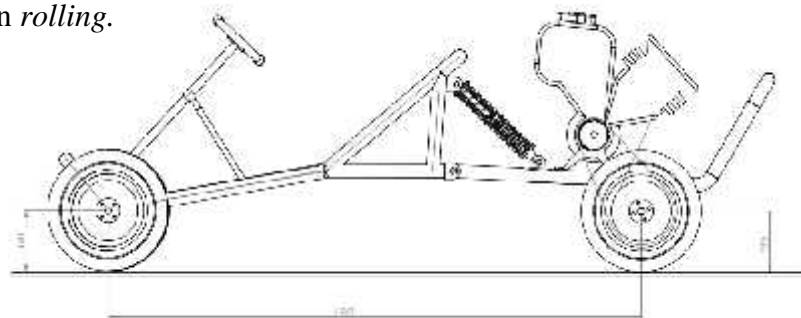


Gambar. 2.3 Diagram benda bebas pada pemodelan 2.2

2.3. Performa *Gokart*

Dalam dinamika kendaraan khususnya *Gokart*, sangat rumit untuk menggambarkan perilaku gerak kendaraan, arah dan stabilitas kendaraan, serta kenyamanan dan keamanan kendaraan pada saat jalan. Untuk menghindari kompleksitas pemahaman, maka disini kendaraan dimodelkan sebagai suatu benda kaku tanpa suspensi.

Untuk dapat bergerak kendaraan harus memiliki gaya dorong yang cukup untuk melawan semua hambatan pada kendaraan. Gaya dorong itu terjadi pada roda penggerak kendaraan, yang ditransformasikan dari torsi mesin ke roda penggerak. Gambar 2.4. berikut menunjukkan diagram benda bebas kendaraan yang menggambarkan gaya dorong dan hambatan meliputi angin dan *rolling*.



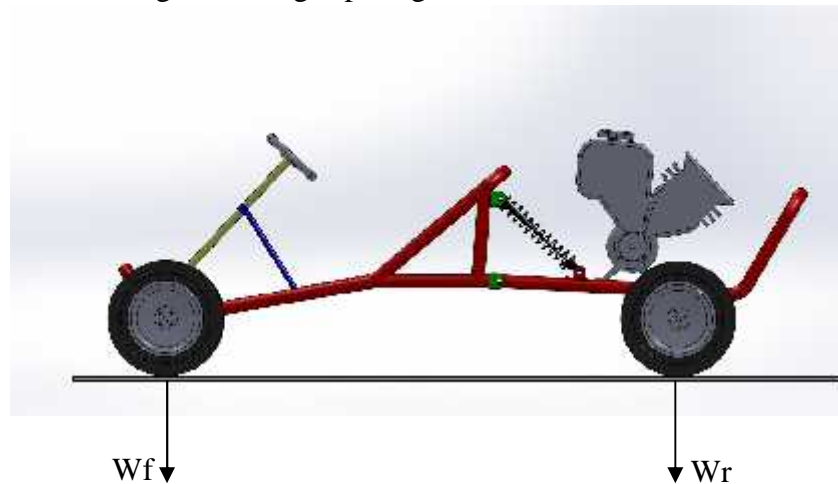
Gambar 2.4 Diagram benda bebas kendaraan

2.3.1. Kinerja Traksi Kendaraan

Kinerja traksi kendaraan merupakan kemampuan kendaraan untuk melaju dengan membawa suatu beban dan melawan hambatan. Kemampuan tersebut sangat dipengaruhi oleh kemampuan mesin, penyesuaian tingkat dan rasio transmisi.

A. Penentuan Posisi Titik Berat

Sebelum menganalisa dinamika kendaraan lebih lanjut, maka perlu ditentukan terlebih dahulu dimana posisi titik berat dari kendaraan. Untuk menentukan titik berat kendaraan dapat menggunakan sistem eksperimen, yaitu ditimbang dengan asumsi bahwa beban terdistribusi merata. Secara bergantian roda depan dan belakang ditimbang seperti gambar 2.5.



Gambar 2.5. Titik berat kendaraan

Dari penimbangan tersebut didapat :

1. W_f : berat kendaraan roda depan / gaya reaksi roda depan
2. W_r : berat kendaraan roda belakang / gaya reaksi belakang

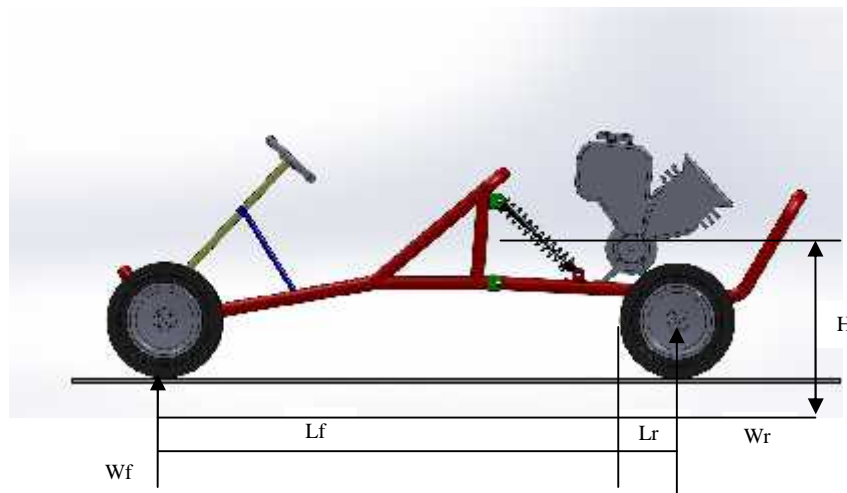
Dimana $L = a + b$; adalah jarak antara kedua sumbu roda depan dan belakang, dan $W_t = W_f + W_r$; merupakan berat total.

Dengan menggunakan rumus $\Sigma M = 0$, didapat:

$$(i) W_r \cdot L = a \cdot W \rightarrow a = W_r \cdot L / W$$

$$(ii) W_f \cdot L = b \cdot W \rightarrow b = W_f \cdot L / W$$

Untuk menentukan tinggi titik berat kendaraan maka dapat dilakukan dengan cara percobaan seperti gambar 2.6.



Gambar 2.6. Tinggi titik berat

Dalam keadaan statis, dengan rumus $\Sigma M_A = 0$

$$\Sigma M_A = 0$$

$$W \cdot \tan \theta \cdot H_f = W_r \cdot L - W \cdot a$$

$$h_f = \frac{W_r \cdot L - W \cdot a}{W \cdot \tan \theta} \quad (\dots 1)$$

Tinggi titik berat dari permukaan jalan :

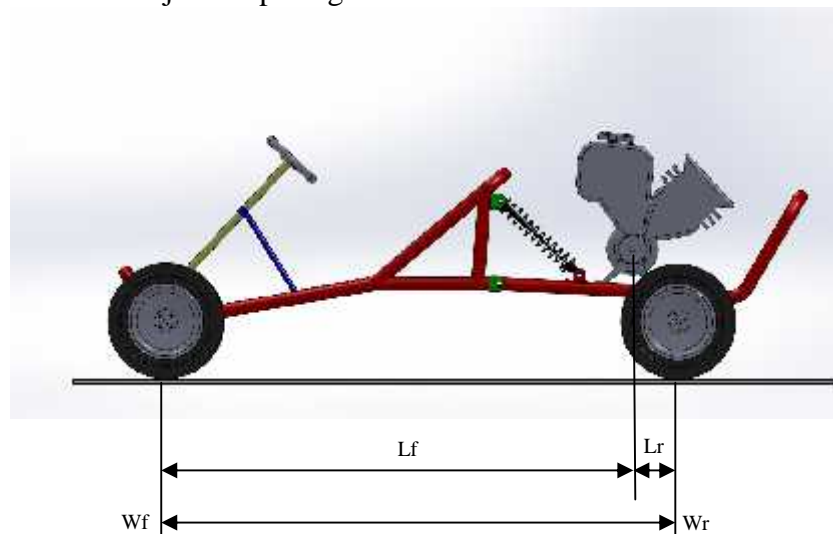
$$H = h_f + r$$

Dimana r : jari-jari roda

¹ I Nyoman Sutantra Prof, Ir, Msc, Ph.D, *Teknologi Otomotif*. Hal 165

B. Gaya Traksi Kendaraan

Gaya traksi juga umum disebut gaya dorong kendaraan untuk melawan hambatan-hambatan seperti angin, rolling, tanjakan, hambatan inersia, dan hambatan beban yang ditanggung oleh kendaraan. Gaya dorong disamping mampu melawan hambatan juga harus mampu menghasilkan percepatan yang diinginkan. Pada gaya-gaya yang bekerja pada kendaraan ditunjukkan pada gambar 2.7



Gambar 2.7. Gaya-gaya yang beraksi pada kendaraan dua gandar

Persamaan gerak sepanjang sumbu longitudinal dari kendaraan dinyatakan dengan hukum Newton II : (²)

$$\Sigma F = m \cdot \frac{d^2 \cdot x}{dt^2} = \frac{W}{g} \cdot a$$

$$F_f + F_r - R_a - R_{rf} - R_{rr} - R_d - R_g - m \cdot \frac{d^2 \cdot x}{dt^2} = \frac{W}{g} \cdot a$$

Melalui konsep gaya inersia persamaan diatas dapat ditulis sebagai berikut :

$$F_f + F_r - (R_a + R_{rf} + R_{rr} + R_d + R_g + \frac{W}{g} \cdot a) = 0, \text{ atau}$$

² Darly L Logan, *A First Course in the Finite Elemen Method*. Hal 48

$$F = R_a + R_{rf} + R_{rr} + R_d + R_g + \frac{W}{g} \cdot a$$

Dimana F adalah gaya traksi total, dan R_f adalah tahanan gelinding total dari kendaraan.

Untuk menentukan gaya traksi maksimum yang dapat ditumpu oleh kontak antara ban dan jalan, beban normal pada gandar harus ditentukan. Ini dapat dihitung melalui momen pada titik A dan B, seperti gambar 2.7.

Melalui asumsi momen terhadap titik A, beban normal pada gandar depan W_f dapat ditentukan : (³)

$$W_f = \frac{W \cdot I_r \cdot \cos \theta - R_a \cdot h_a - h \cdot W \cdot a / g - R_d \cdot h_d \mp W \cdot h \cdot \sin \theta}{L}$$

dimana I_r adalah jarak gandar belakang ke pusat massa kendaraan. Saat kendaraan menanjak maka digunakan tanda (-) pada $W \cdot h \cdot \sin \theta$.

Hal serupa, beban normal pada gandar belakang dapat ditentukan melalui sumasi momen titik B;

$$W_r = \frac{W \cdot I_f \cdot \cos \theta - R_a \cdot h_a - h \cdot W \cdot a / g - R_d \cdot h_d \pm W \cdot h \cdot \sin \theta}{L}$$

dimana I_f adalah jarak antara gandar depan ke pusat massa kendaraan. Pada saat kendaraan menanjak digunakan tanda (+) pada $W \cdot h \cdot \sin \theta$.

Untuk kemiringan yang kecil, $\cos \theta \approx 1$. untuk kendaraan penumpang h_a dan dapat dianggap mendekati h. sehingga persamaanya dapat dituliskan sebagai berikut :

$$W_f = W \cdot \frac{l_r}{L} - \frac{h}{L} \left(R_a + \frac{W \cdot a}{g} + R_d \pm W \cdot \sin \theta \right)$$

$$W_r = W \cdot \frac{l_f}{L} + \frac{h}{L} \left(R_a + \frac{W \cdot a}{g} + R_d \pm W \cdot \sin \theta \right)$$

Substitusikan persamaan-persamaan diatas, sehingga didapatkan :

$$W_f = W \cdot \frac{l_r}{L} - \frac{h}{L} (F - R_r)$$

³ Ibid Hal 50

$$W_r = W \cdot \frac{l_f}{L} + \frac{h}{L}(F - R_r)$$

Perlu diingat bahwa suku pertama pada sebelah kanan dari masing-masing persamaan mewakili beban statik pada gandar ketika kendaraan berada pada permukaan datar. Suku kedua pada sebelah kanan dari masing-masing persamaan mewakili komponen dinamik dari beban normal.

Gaya traksi maksimum yang dapat ditahan oleh kontak ban dengan jalan dapat ditentukan dari koefisien adhesi jalan dan parameter kendaraan. Untuk kendaraan *rear-wheel drive*. (⁴)

$$F_{maks} = \mu \cdot W_f = \mu \cdot \left(W \frac{l_r}{L} - \frac{h}{L}(F_{maks} - R_r) \right)$$

Dan

$$F_{maks} = \frac{\mu \cdot W \cdot (l_r + f_r \cdot h) / L}{1 + \frac{\mu \cdot h}{L}}$$

1. Karakteristik Transmisi

Transmisi secara umum berfungsi untuk mentransmisikan gaya torsi, disamping itu juga untuk mentransformasikan torsi yang dihasilkan mesin untuk menjadi gaya dorong yang diperlukan kendaraan. Gabungan gaya dorong untuk seluruh tingkatan transmisi menghasilkan gaya dorong yang menurun untuk kecepatan yang semakin tinggi.

Pada pembuatan *Gokart* ini kami menggunakan transmisi secara manual. Hal ini dilakukan guna meningkatkan kemampuan kendaraan.

2. Karakteristik Kinerja Laju Kendaraan

Kinerja laju suatu kendaraan sangat erat terkait dengan karakteristik gaya dorong yang dihasilkan oleh kendaraan dan karakteristik gaya hambatan yang dialami.

⁴ Ibid Hal 51

Ada empat parameter pokok yang sering dipakai untuk menunjukkan kemampuan laju suatu kendaraan, yaitu :

- a. Percepatan kendaraan (a) yang dapat dihasilkan pada setiap kecepatan kendaraan.
- b. Waktu yang diperlukan (t) untuk menaikkan kecepatan dari kecepatan awal (V_1) ke kecepatan yang lebih tinggi (V_2).
- c. Jarak tempuh (S) yang diperlukan untuk menaikkan kecepatan dari V_1 ke V_2
- d. Besar sudut tanjakan jalan yang mampu dilalui oleh kendaraan.

Berikut rumus - rumus yang menunjukkan kaitan antara a , t , dan s terhadap V .

- Untuk kondisi percepatan : (⁵)

$$a = \frac{V_t^2}{2.s} = \frac{V_t}{2t} = \frac{2.s}{t^2}$$

$$t = \frac{V_t}{a} = \frac{2.s}{V_t} = \sqrt{\frac{2.s}{a}}$$

$$s = \frac{V_t^2}{2.a} = \frac{V_t.t}{2} = \frac{a.t^2}{2}$$

- Untuk kondisi pengereman :

$$a = \frac{V_o^2}{2.s} = \frac{V_o}{t} = \frac{2.s}{t^2}$$

$$t = \frac{V_o}{a} = \frac{2.s}{V_o} = \sqrt{\frac{2.s}{a}}$$

$$s = \frac{V_o^2}{2.a} = \frac{V_o.t}{2} = \frac{a.t^2}{2}$$

Besarnya percepatan tergantung pada besarnya gaya dorong (F) dan hambatan aerodinamis (R_a) serta hambatan *rolling* (R_r).

⁵ Ibid Hal 203

Secara umum dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$a = \frac{F - R_a - R_r}{\chi_m \cdot M}$$

Dimana : M = masa total kendaraan

χ_m = faktor massa dari komponen kendaraan yang berotasi.

Faktor masa dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\chi_m = 1 + \frac{\Sigma I_S}{M \cdot r^2} + \frac{\Sigma I \cdot i_0^2}{M \cdot r^2}$$

Dimana : IS = momen inersia masa dari roda

I = semua momen inersia dari komponen yang berputar yang berhubungan dengan *drive line* dengan perbandingan putaran dengan roda penggerak sebesar i_0 .

Untuk kendaraan penumpang pada umumnya persamaan diatas dapat disederhanakan sebagai berikut :

$$\chi_m = 1,04 + 0,0025 (i_0)^2$$

2.3.2. Akselerasi

1. Limit Kecepatan

Limit kecepatan merupakan kecepatan maksimum yang dapat dicapai oleh kendaraan pada kondisi jalan datar.

$$V^2 = \frac{F_{maks} - R_r}{0,5 \cdot \rho_{ud} \cdot Cd \cdot A} ;$$

Dimana : v = limit kecepatan (m/s)

ρ_{ud} = 1,225 kg/m³ ; rapat masa udara pada P dan T tertentu.

Cd = 1,8 ; koefisien tahanan drag sepeda motor dan rider. (tabel 4.3)

F_{maks} = Gaya traksi kendaraan (N)

R_r = tahanan *rolling* (N)

A = luas proyeksi penampang (m²)

2. Limit Percepatan

Dalam memperhitungkan percepatan maksimum yang dapat dicapai dalam kondisi roda masih *rolling* adalah dengan rumus sebagai berikut :

$$F_{maks} = m \cdot a_{maks}$$

$$a_{maks} = \frac{F_{maks}}{m}$$

Dimana :

F_{maks} = gaya traksi kendaraan (N)

a_{maks} = limit percepatan (m/s²)

m = Berat total (kg)

2.3.3. Pengereman

1. Limit Pengereman

Limit pengereman merupakan harga maksimum gaya pengereman roda dimana kontak antara roda dengan jalan masih dalam kondisi *rolling*. (⁶)

$$Fbr_{maks} = \frac{\mu \cdot W \cdot [L_f - H(\mu + f_r)]}{L}$$

Dimana :

Fbr_{maks} = Limit pengereman roda belakang

Fbf_{maks} = Limit pengereman roda depan

μ = Koefisien adhesi roda dengan jalan

2. Limit Perlambatan

Limit perlambatan adalah laju perlambatan kendaraan sesaat sebelum roda kendaraan terkunci. Bila roda-roda belakang terkunci, kendaraan akan kehilangan stabilitas arah. Sedangkan jika roda depan terkunci terlebih dahulu, akan menyebabkan kehilangan kontrol arah. Perlu ditekankan, meskipun roda depan terkunci namun hal ini tidak menyebabkan ketidakstabilan arah.

⁶ Darly L Logan, *A First Course in the Finite Element Method*. Hal 86

Kehilangan kontrol kemudi dapat mudah terdeteksi namun jika roda belakang yang terkunci terlebih dahulu, maka kontrol akan sangat sulit dilakukan.

Berdasarkan hal tersebut di atas, maka perlu ditentukan secara kuantitatif keadaan yang menyebabkan roda belakang terkunci lebih dahulu. Untuk lebih mudahnya, dapat ditunjukkan pada uraian berikut.

$$F_b + f_r W = F_{bf} + F_{br} + f_r W = \frac{W}{g} a$$

$$W_f = \frac{1}{L} [W l_r + h(F_b + f_r W)]$$

$$W_r = \frac{1}{L} [W l_f + h(F_b + f_r W)]$$

$$f_{bf} = K_b + F_b = K_{bf} \cdot W \left(\frac{a}{g} - f_r \right)$$

Dan

$$F_{br} = K_b \cdot F_b = (1 - K_{bf}) W \left(\frac{a}{g} - f_r \right)$$

Ban depan mendekati terkunci bila

$$F_{bf} = \sim \cdot W_f$$

Substitusi persamaan di atas sehingga menghasilkan :

$$K_{bf} \cdot W \left(\frac{a}{g} - f_r \right) = \sim \cdot W \left(\frac{l_r}{L} + \frac{ah}{gl} \right)$$

Dari persamaan 2.28 laju perlambatan kendaraan (dalam satuan g) dihubungkan dengan kondisi roda depan mendekati terkunci bila :

$$\left(\frac{a}{g} \right)_f = \frac{\sim \cdot l_r / L + K_{bf} \cdot f_r}{K_{bf} - \sim h / L}$$

Hal yang serupa dapat ditunjukkan bahwa roda belakang mendekati terkunci bila laju perlambatannya adalah :

$$\left(\frac{a}{g} \right)_f = \frac{\sim \cdot l_f / L + (1 - K_{bf}) f_r}{(1 - K_{bf}) + \sim h / L}$$

2.3.4. Sistem Kemudi *Gokart*

Sistem kemudi pada kendaraan bertujuan untuk mengendalikan arah gerakan (*handling*) kendaraan. Suatu sistem kemudi dikatakan ideal jika mempunyai sifat-sifat sebagai berikut :

- Dapat digunakan sebagai pengendali arah kendaraan untuk segala kondisi, segala jenis belokan, dan dalam segala kecepatan.
- Dapat menjamin serta menjaga kestabilan kendaraan pada segala jenis gerakan belok dan dalam segala kecepatan.
- Tidak membutuhkan tenaga yang besar dari pengemudi untuk menggerakkan dan mengendalikan arah roda kemudi.
- Tidak membahayakan pengemudi jika terjadi kecelakaan pada kendaraan.

Pada pembahasan *handling* ditunjukkan sebagai pengantar kaji *handling* kendaraan, sehingga kendaraan dimodelkan sebagai benda kaku dimana pengaruh suspensi diabaikan. Model yang dibahas bertujuan untuk menunjukkan pengaruh dari sifat-sifat ban, letak pusat massa, kecepatan maju kendaraan, dan mengarah pada kesimpulan praktis yang penting pada stabilitas arah dan kontrol.

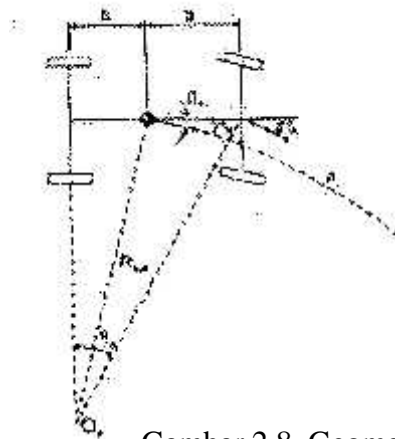
1. Kinematika dan Dinamika *Gokart* Berbelok

Untuk kendaraan pada jalan raya kemudi secara normal dipengaruhi oleh perubahan arah dari roda-roda depan melalui sistem kemudi dan pada kecepatan rendah arah gerak dari kendaraan dan sudut kemudi. Pertimbangan utama dalam perancangan sistem kemudi adalah gesekan ban yang rendah selama membelok. Hal ini mengisyaratkan bahwa selama membelok semua ban sebaiknya menggelinding murni tanpa adanya pergeseran arah lateral (*samping*).

2. Perilaku-perilaku Belok pada Kendaraan

a. Perilaku Ackerman

Perilaku *Ackerman* merupakan perilaku belok kendaraan yang ideal, kendaraan akan berbelok mengikuti gerakan *Ackerman* dimana tidak terjadi sudut slip pada setiap roda. Pada kecepatan yang rendah roda tidak memerlukan gaya lateral sehingga pada saat membelok belum menimbulkan sudut slip. Pusat belok dari kendaraan merupakan perpotongan garis yang berhimpit dengan poros belakang dengan garis yang tegak lurus terhadap sudut belok roda depan (δ_o dan δ_i). Bila digambarkan gerakan *Ackerman* akan terlihat pada gambar berikut :



- O_a = pusat belok *ackerman*
- a = lintasan *ackerman*
- α = sudut side slip *ackerman*
- r = sudut belok roda depan
- R = radius belok *ackerman*

Gambar 2.8. Geometri kemudi *Ackerman*

Dari gambar di atas didapatkan besar sudut belok roda dalam dan luar dengan asumsi sebesar (...⁷):

$$\frac{W_f}{C_{rf}} = \frac{W_r}{C_{rr}} \text{ dan } r_f = r_r = 0$$

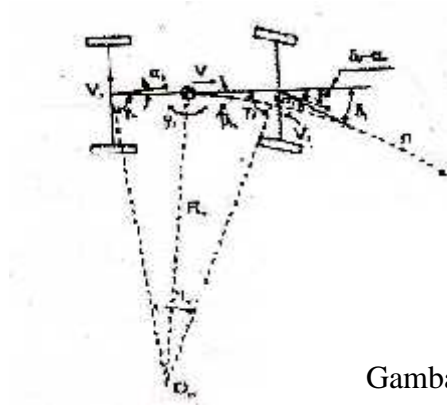
Apabila sudut belok yang dihasilkan kecil maka arc tangen yang didapat sama dengan besar sudut belok, sehingga persamaan di atas menjadi : $u = L/R$

⁷ Thomas D, Gillespie. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Hal 200

Gerakan *Ackerman* pada kendaraan biasanya sulit dicapai, karena pada saat berbelok kendaraan mendapatkan gaya sentrifugal akibat kecepatan kendaraan yang akan menghasilkan sudut slip pada roda depan. Jadi gerakan *Ackerman* bisa dicapai bila kecepatan kendaraan rendah, biasanya pada saat parkir kendaraan, atau pada radius putar yang besar sehingga gaya sentrifugal yang terjadi belum mampu membentuk sudut slip pada ban.

b. Perilaku Netral

Pada kenyataannya setiap kendaraan selalu terjadi gaya sentrifugal yang cukup untuk menimbulkan sudut slip pada setiap roda. Jika besar rata-rata sudut slip roda depan (δ_f) sama dengan rata-rata sudut slip roda belakang (δ_r) maka kondisi ini dinamakan kondisi belok netral. Pada kondisi ini, koefisien understeer, $K_{us} = 0$, dan besar radius belok kendaraan (R_n) hanya dipengaruhi oleh sudut belok roda depan.



- O_a = pusat belok netral
- n = lintasan belok netral
- α = sudut side slip netral
- R_n = radius belok netral
- V = kecepatan kedepan

Gambar 2.9. Geometri kemudi netral

Sudut kemudi yang terjadi pada saat kendaraan *neutral steer* sebesar :

$$\delta = L / R_n$$

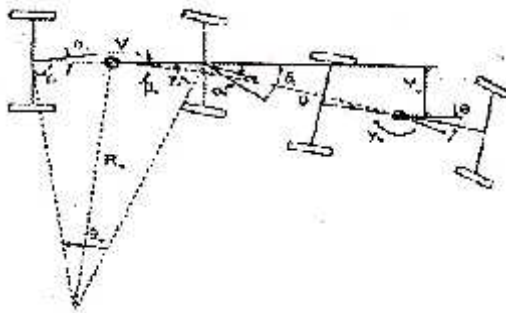
R_n adalah jari-jari kelengkungan yang terjadi pada saat *neutral steer*.

c. Perilaku *Understeer*

Perilaku *understeer* adalah seperti perilaku belok netral yaitu memperhitungkan arah dari sudut slip rata-rata roda belakang (δ_r) dan roda depan (δ_f). Perilaku *understeer* dapat terjadi bila $K_{us} > 0$, sehingga (...⁸)

$$\frac{W_f}{C_{rf}} > \frac{W_r}{C_{rr}} \text{ dan } r_f > r_r$$

Perilaku *understeer* dapat ditunjukkan oleh gambar di bawah ini :



- O_u = pusat belok *understeer*
- u = lintasan belok *understeer*
- δ_u = sudut side slip *understeer*
- R_u = radius belok *understeer*
- Y_u = kecepatan yawing *understeer*
- δ = sudut *body* kendaraan *understeer*
- δ = simpangan *understeer*

Gambar 2.10. Geometri kemudi *understeer*

Titik pusat belok (O_u) dan lintasan belok (u) kendaraan *understeer* berbeda dengan kendaraan pada perilaku netral. Kendaraan *understeer* adalah kendaraan yang sulit untuk berbelok sehingga umumnya ia memerlukan sudut belok (δ) yang lebih besar untuk belokan tertentu.

Kendaraan dengan perilaku *understeer* memiliki radius belok yang lebih besar dibandingkan dengan perilaku netral, dan sudut slip roda depan (δ_f) lebih besar daripada sudut slip roda belakang (δ_r).

⁸ Ibid. Hal 202

Untuk kendaraan understeer, kecepatan karakteristiknya V_{kar} dapat diidentifikasi sebagai kecepatan maju kendaraan dimana sudut kemudi yang diperlukan untuk mengatasi suatu belokan adalah :

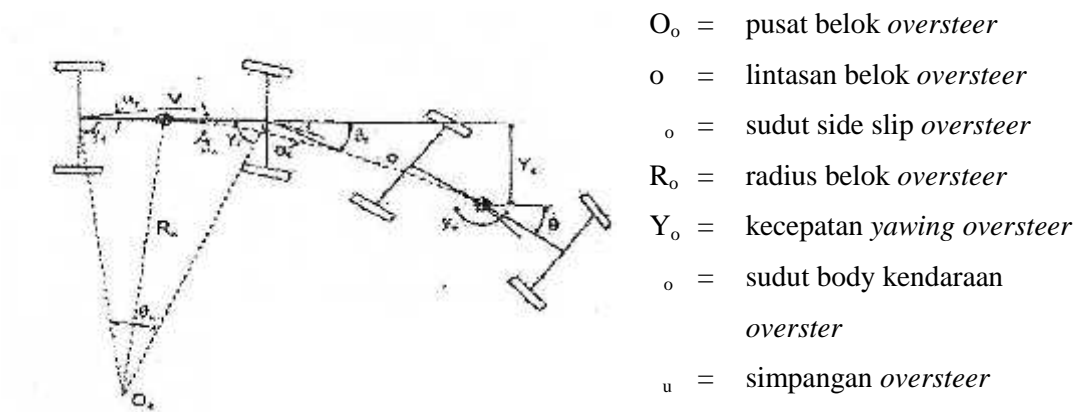
$$V_{kar} = \sqrt{\frac{g \cdot L}{K_{us}}}$$

d. Perilaku *oversteer*

Sama dengan perilaku understeer, perilaku *oversteer* menunjukkan dimana pengaruh sudut slip roda depan dan belakang sangat dominan terhadap gerakan belok kendaraan. Perilaku *oversteer* dapat terjadi bila (...⁹)

$$\frac{W_f}{C_{rf}} < \frac{W_r}{C_{rr}} \text{ dan } r_f < r_r$$

Pada kendaraan yang memiliki perilaku *oversteer* pengaruh sudut slip mengakibatkan kendaraan sangat responsif pada waktu belok, atau ia dapat berbelok lebih besar dari yang diharapkan.



Gambar 2.11. Geometri kemudi dasar *oversteer*

⁹ Ibid. Hal 203