

3. PERENCANAAN SISTEM KEMUDI

3.1. Pertimbangan Penggunaan Kemudi

Berdasarkan macam-macam kemudi yang ada maka perlu dipertimbangkan penggunaan kemudi.

3.1.1. Pertimbangan Penggunaan *Manual Steering* dan *Power Steering*

Pertimbangan pertama yaitu kemudi itu berupa *manual steering* atau *power steering*, manual steering memiliki kelebihan yaitu harganya jauh lebih murah walaupun penggunaannya agak berat dibandingkan dengan *power steering* tetapi mengingat penggunaan kendaraan yang relative kecil maka dipergunakan *manual steering* yang harganya lebih murah, dan lagi jika menggunakan *power steering* tidak cocok untuk dipergunakan untuk mobil yang ukuran dan beban yang relative sangat kecil mengingat daya yang dihasilkan oleh *power steering* lumayan besar yang membuat sang pengemudi akan merasakan sangat ringan di dalam mengemudikan kendaraan sehingga bisa berbahaya di dalam mengemudikan kendaraan apabila kendaraan melaju pada kecepatan tinggi.

Manual steering mengacu pada gambar 2.5. sedangkan *power steering* mengacu pada gambar 2.7.

Berdasarkan pertimbangan-pertimbangan di atas maka dipergunakan manual steering.

3.1.2. Pertimbangan Penggunaan Kemudi penggerak 2 Roda atau kemudi penggerak 4 Roda (*2 Wheel Drive* atau *4 Wheel Drive*)

Pertimbangan kedua yaitu penggunaan kemudi penggerak 2 roda dan kemudi penggerak 4 roda, secara ekonomis dan praktis penggunaan kemudi penggerak 2 roda lebih ekonomis. Dan kelebihan lain dari penggunaan kemudi penggerak 2 roda yaitu lebih praktis untuk medan ringan dan bukan berada di jalan yang tanjakannya sangat tinggi, selain itu kekurangan dari sistem kemudi penggerak 2 roda yang berupa bisa terjadi selip jika berada pada kecepatan tinggi dan posisi membelok bisa dihilangkan dengan memperbaiki sistem *suspensi* dan

dipasang *stabiliser* pada sistem *suspensi*. Sedangkan kelebihan dari sistem kemudi penggerak roda 4 yaitu kendaraan dapat menjadi lebih stabil, dan jika mobil berada pada kecepatan tinggi mobil tidak bisa selip dan mobil bisa digunakan pada medan berat misalnya pada jalan pegunungan atau pada jalan yang rusak, tetapi jika dilihat dari segi ekonomis penggunaan kemudi penggerak 4 roda amat mahal jika dibandingkan dengan kemudi penggerak 2 roda karena mengingat kemudi penggerak 4 roda menggunakan *handle* sebagai alat bantu untuk menggerakkan roda.

Kemudi penggerak 2 roda mengacu pada gambar 2.10. , sedangkan kemudi penggerak 4 roda mengacu pada gambar 2.11.

Berdasarkan pertimbangan-pertimbangan di atas maka dipergunakan kemudi penggerak 2 roda.

3.1.3. Pertimbangan Penggunaan *Worm Steer* atau *Rack and Pinion Steer*

Di dalam membandingkan penggunaan keduanya, *worm steer* dilihat dari segi ekonomis lebih mahal bila dibandingkan dengan *rack and pinion steer*, mengingat kalau *rack and pinion steer* langsung dihubungkan ke *tie rod* lalu dihubungkan dengan as roda sedangkan kalau *worm steer* harus dihubungkan dengan setang-setang penghubung yang membutuhkan biaya tambahan, pertimbangan yang lain yaitu gesekan yang dihasilkan di dalam rumah *worm steer* antara *worm* dengan *sector shaft* sangat besar sehingga tingkat keausan antara keduanya sangat besar, sedangkan gesekan antara *rack and pinion steer* sangat kecil karena mengingat bidang sentuh antar keduanya sangat kecil, selain itu pembandingan lainnya yaitu penggunaan *worm steer* membutuhkan letak yang sangat besar jika dibandingkan dengan *rack and pinion steer* yang lebih ringkas, sehingga dapat menghemat penggunaan letak.

Worm steer mengacu pada gambar 2.2. dan 2.3. , sedangkan *rack and pinion steer* mengacu pada gambar 2.5. dan 2.6.

Berdasarkan pembandingan-pembandingan di atas maka kita mempergunakan *rack and pinion steer*.

3.1.4. Steer-Steer Pemanding

Steer pemanding yang digunakan yaitu steer dari mobil Suzuki Katana, Suzuki Karimun, Hyundai Atoz dan Kia Visto, dari mobil-mobil pemanding yang kita gunakan hanya Suzuki Katana saja yang menggunakan worm steer, karena penggunaan Suzuki Katana bukan ke arah city car seperti mobil pemanding yang lain.

Suzuki Karimun, Hyundai Atoz dan Kia Visto merupakan 3 mobil city car yang menggunakan sistem steering berupa rack and pinion steering karena mengingat ukurannya mobil yang mini dan minim tempat untuk peletakan steeringnya, selain itu ketiga mobil tersebut menggunakan steer dengan power steering, sehingga pegemudi yang menggunakannya akan teras lebih ringan, dan mereka menggunakan sistem *Control Module*, dimana *Control Module* ini berfungsi sebagai pengatur *power steering*, pada saat mana power steering berfungsi.

Dimana *Control Modul* merupakan sebuah *CPU* yang berfungsi mengatur steer, dimana power steering akan berfungsi pada saat mobil berjalan lambat dan diam sehingga steer akan terasa lebih ringan, sedangkan pada saat kecepatan yang tinggi power steering akan mati sehingga steer akan terasa lebih berat sehingga tidak membahayakan pengemudi di dalam mengemudikan kendaraannya.

Sedangkan steer yang digunakan Suzuki Katana yang menggunakan worm steer biasanya terasa agak berat sehingga ada yang menggunakan power steering tapi power steering yang digunakan oleh Suzuki Katana tidak menggunakan sistem *Control Module* sehingga pada saat kecepatan tinggi kemudi mobil akan terasa lebih ringan sehingga dapat membahayakan sang pengemudi sehingga pada Suzuki Katana tidak disarankan mengemudi dalam kecepatan tinggi.

1.1.5. Pemilihan Sistem Kemudi yang digunakan

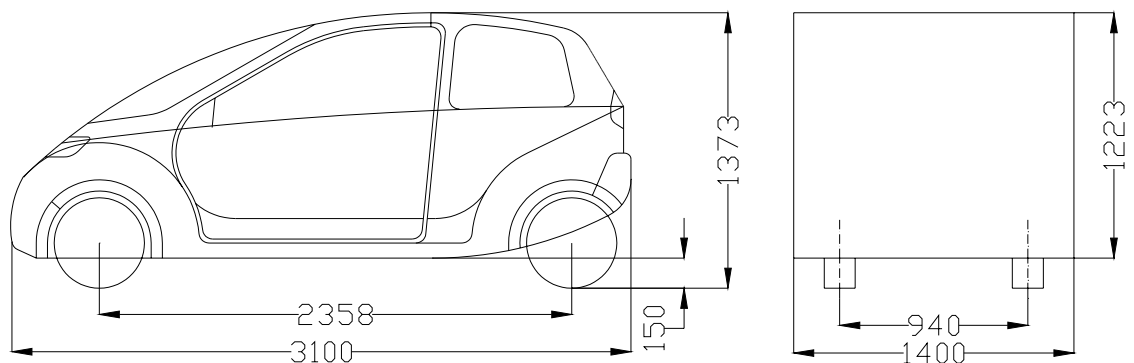
Secara keseluruhan kesimpulan yang diambil maka digunakan kemudi dengan sistem kemudi *rack and pinion steer* karena mengingat tempat yang digunakan sangat minim karena desain ukuran mobil yang sangat mini, dan juga dari segi biaya *rack and pinion steer* harganya lebih murah secara keseluruhan bila dibandingkan dengan *worm steer*.

Sedangkan kemudi yang digunakan *manual steer* bukan *power steering* karena mengingat beban mobil yang tidak seberapa berat dan ukuran mobil yang kecil sehingga tidak perlu menggunakan *power steering* karena sudah cukup ringan pertimbangan yang lain yaitu dari segi biaya yang jauh lebih murah bila dibandingkan dengan *power steering*.

Sedangkan konsep yang dipakai merupakan penggerak dua roda karena mengingat antara roda depan dan roda belakang tidak berhubungan karena mengingat mesin yang digunakan merupakan mesin belakang sehingga bisa dikatakan sebagai penggerak belakang, sedangkan dua roda di depan merupakan roda pendukung sebagai roda kemudi sehingga untuk menghemat juga digunakan penggerak dua roda sehingga mobil lebih efisien, karena mengingat pertimbangan juga kalau panjang mobil juga tidak terlalu panjang.

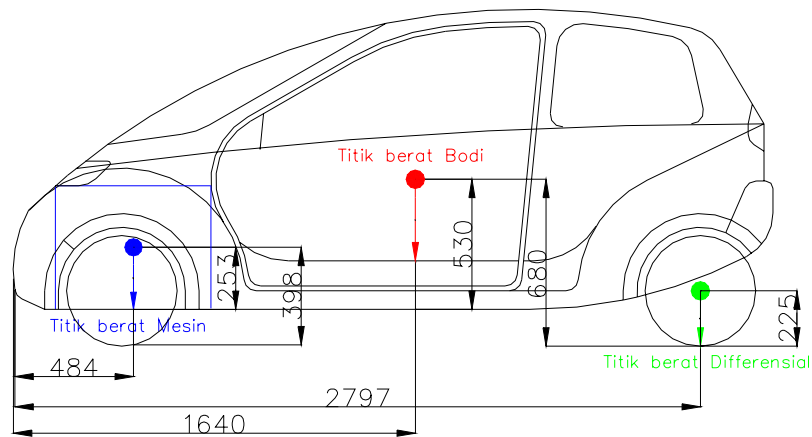
3.2. Perencanaan Titik Berat

Perencanaan titik berat diambil dari bodi yang sudah dirancang sebelumnya oleh Firdanuh mahasiswa teknik mesin, NRP : 24498022.



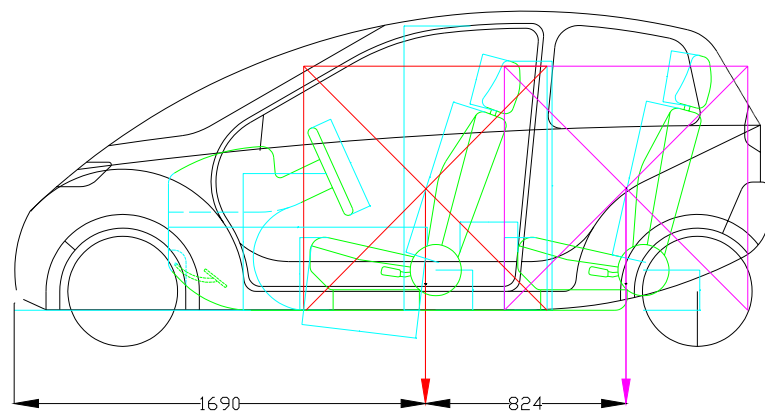
Gambar 3.1. Bodi Penuh

Untuk titik berat mesin, direncanakan letak mesin berada di depan, sesuai dengan perancangan saudara Firdanuh, sedangkan titik berat gigi Differential letaknya tepat pada titik tengah ban belakang karena mengingat gigi differential diletakkan di belakang karena kendaraan menggunakan penggerak belakang (*Rear Wheel Drive*) dan ban bergerak karena digerakkan oleh daya dari differential



Gambar 3.4. Titik Berat Bodi, Mesin dan Differential

Titik berat pengemudi dapat diasumsikan pada gambar 3.5. dimana ada 2 titik berat untuk pengemudi kendaraan.



Gambar 3.5. Titik Berat Penumpang Kendaraan

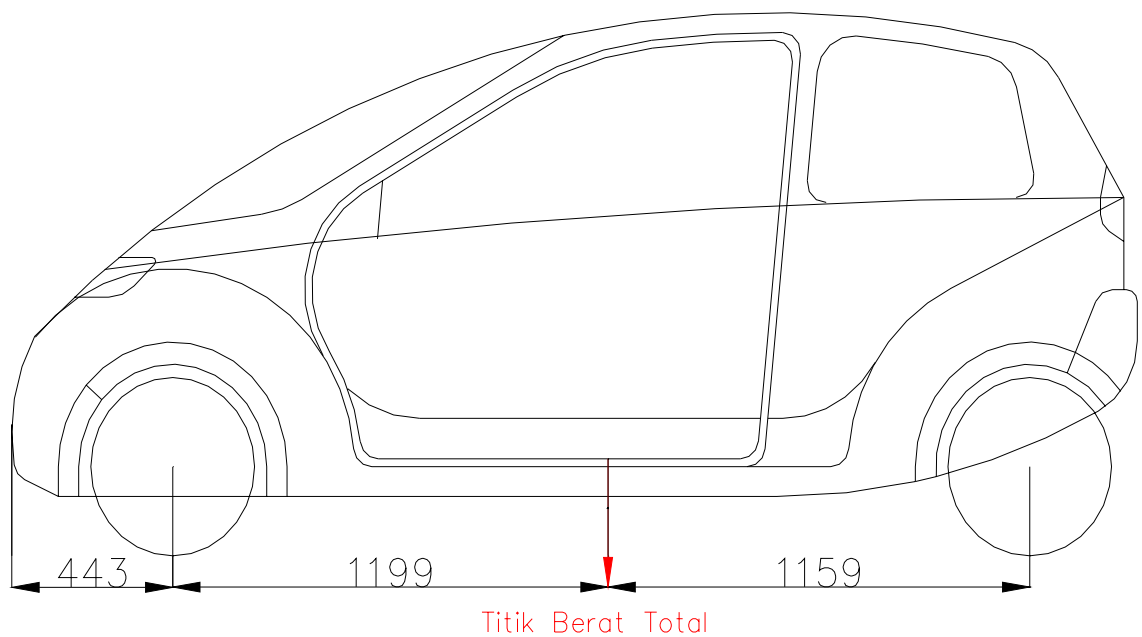
Mengingat berat bodi 200 Kg (Dengan jarak 1640 mm dari titik bodi depan), berat mesin 200 Kg (Dengan jarak 484 mm dari titik bodi depan), berat differensial 50 Kg (Dengan jarak 2797 mm dari titik bodi depan), berat penumpang masing-masing 190 Kg (Dengan jarak masing masing 1690 mm dan 2514 mm dari titik bodi depan)

Titik Berat Total :

$$X : \frac{(200 \times 1640) + (200 \times 484) + (50 \times 2797) + (190 \times 1690) + (190 \times 2514)}{200 + 200 + 50 + 190 + 190}$$

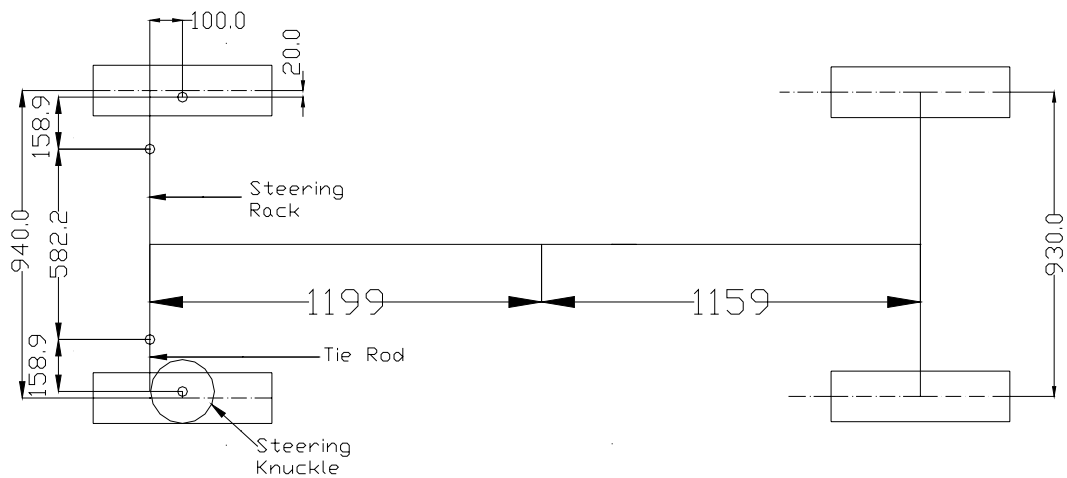
X : 1642 mm

Jadi titik berat total terletak pada jarak 1255 mm dari titik bodi depan atau 1199 mm dari titik tengah roda depan



Gambar 3.6. Titik Berat Total

3.3. Data Perencanaan



Gambar 3.7. Perencanaan Ukuran Sistem Kemudi

Dari gambar Perencanaan :

1. Panjang *rack shaft* : 582,2 mm
2. Panjang langkah *rack* : 58,12mm (x2)
3. Panjang *tie rod* : 158,9 mm
4. Panjang *steering knuckle* : 100 mm
5. Radius putaran max : 3,5 m
6. Panjang lengan ban terhadap pusat roda : 20mm
7. Putaran max.kemudi : 1260° ($3\frac{1}{2}$ putaran max dari kiri ke kanan)
8. Titik berat terletak dari 1642 mm dari bodi depan (1199 mm dari kemudi) ke titik tengah dan 1159 mm dari titik tengah ke roda belakang ~ lihat gambar 3.7

Gambar perencanaan sistem kemudi berdasarkan gambar desain mobil yang sudah direncanakan terlebih dahulu oleh saudara Firdanuh.,dengan ukuran panjang 3100 mm , lebar 1400 mm, tinggi 1373 mm dan jarak antar roda depan dengan roda belakang 2358 mm ~ lihat gambar 3.1

3.4. Perhitungan Gaya Pada Roda Kemudi

Untuk mengetahui gaya yang digunakan oleh pengemudi untuk membelokkan roda depan, maka perlu diketahui gaya yang bertumpu pada roda depan dan koefisien gesek dari ban dengan aspal. Sehingga dapat diketahui gaya yang diperlukan untuk membelokkan ban. Gaya pada roda kemudi diteruskan ke *pinion* melalui *input shaft*. Selanjutnya pinion akan menggerakkan *rack* dan diteruskan melalui *tie rod* untuk membelokkan ban.

3.4.1. Analisa Gaya pada roda depan

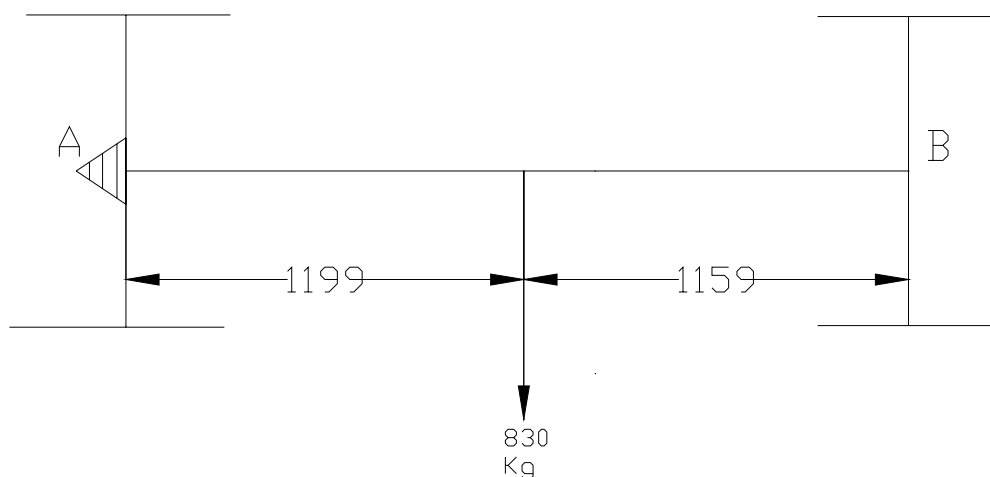
Gaya yang digunakan kemudi untuk memutar ban terhadap permukaan jalan ditentukan oleh gaya gesek ban terhadap permukaan jalan.

Koefisien gesek terbesar pada permukaan jalan aspal dan beton dalam keadaan kering sebesar 0,8 – 0,9 (μ max). Lihat lampiran 2

Mobil mini didesain dengan berat kosong kendaraan 450 kg, mobil didesain untuk mengangkut 4 penumpang dengan berat tiap penumpang 70 kg, dan mobil didesain untuk membawa beban 100 kg

Dengan beban total : beban kosong + beban penumpang + beban barang

$$\begin{aligned} &: 450 \text{ kg} + (4 \times 70 \text{ kg}) + 100 \text{ kg} \\ &: 830 \text{ kg} \end{aligned}$$



Gambar 3.8. Letak Titik Berat

Maka gaya untuk roda depan dapat dihitung :

$$\Sigma M_A = 0$$

$$830 \text{ kg} \cdot 1199 \text{ mm} = 2358 \text{ mm} \cdot B$$

$$B = 422 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

$$830 \text{ kg} \cdot 1159 \text{ mm} = 2358 \text{ mm} \cdot A$$

$$A = 407,96 \text{ Kg}$$

Yang kita butuhkan di dalam mendesain steering yaitu roda depan (A)
yaitu :

Beban pada roda depan A yaitu : 407,96 kg untuk 2 roda depan, maka

Untuk 1 roda : 203,98 kg

F gesek maksimum : $\mu_{MAX} \cdot N_A$

$$: 0,9 \cdot 203,98$$

$$: 183,582 \text{ Kg} \sim 183,6 \text{ Kg}$$

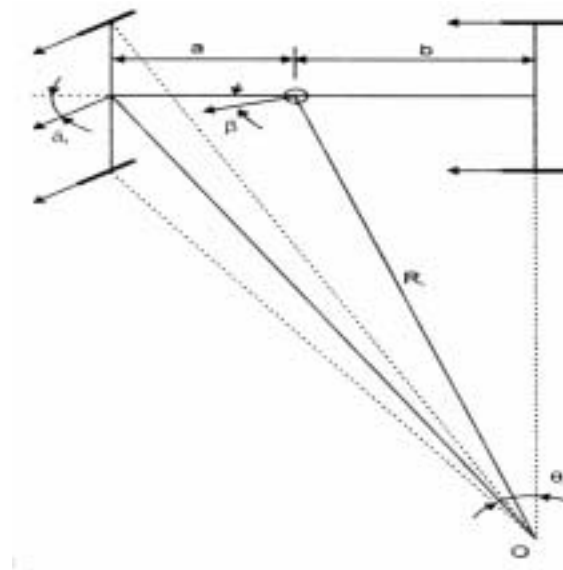
dimana :

μ_{MAX} = Koefisien gesek maksimum antara ban dengan aspal : 0,9.

Diambil dari koefisien gesek yang terbesar ~ lampiran 1

N_A = Gaya normal yang terjadi pada roda depan

3.5. Mencari Radius Putar Minimum Kendaraan



Gambar 3.9. Kondisi Ackerman Kendaraan Belok

Untuk mencari radius putar minimum, menggunakan kondisi ackerman pada kendaraan belok, karena mengingat kendaraan pada posisi berhenti dan tidak mengalami slip.

Dimana : Jarak $a = 1199 \text{ mm} = 1,199 \text{ m}$

Jarak $b = 1159 \text{ mm} = 1,159 \text{ m}$

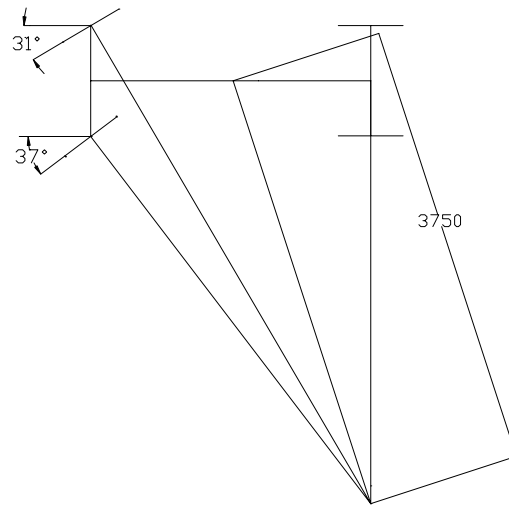
δ_f (sudut steer rata-rata dari roda depan) = 36° (asumsi rancangan pertama)

$$\text{Maka : } R_i = \frac{a+b}{\delta_f} . 57,29$$

$$R_i = \frac{1,199 + 1,159}{36} . 57,29$$

$$= 3,75 \text{ m}$$

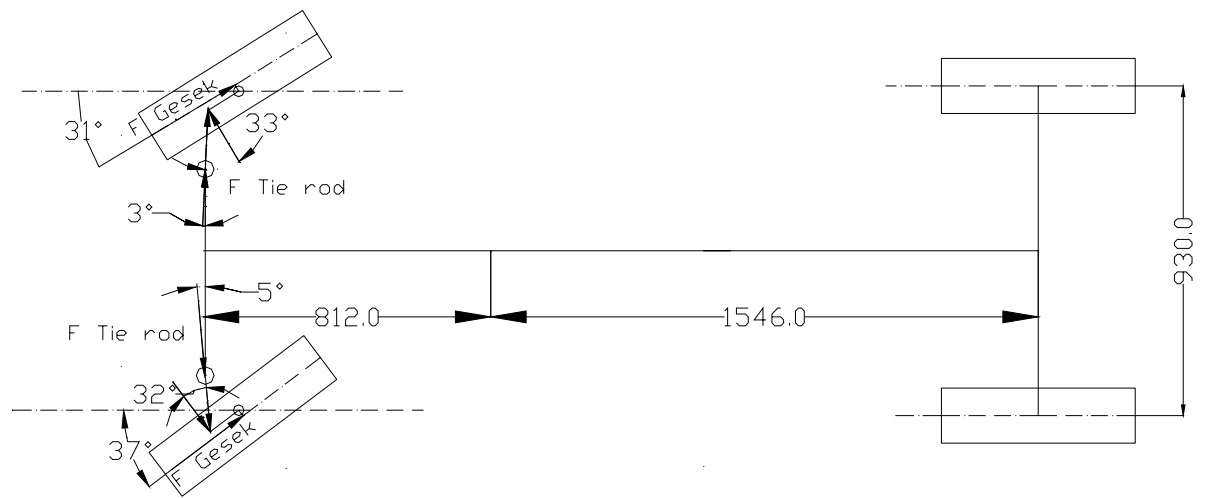
Dimana R_i adalah radius belok ideal / radius putar maksimum



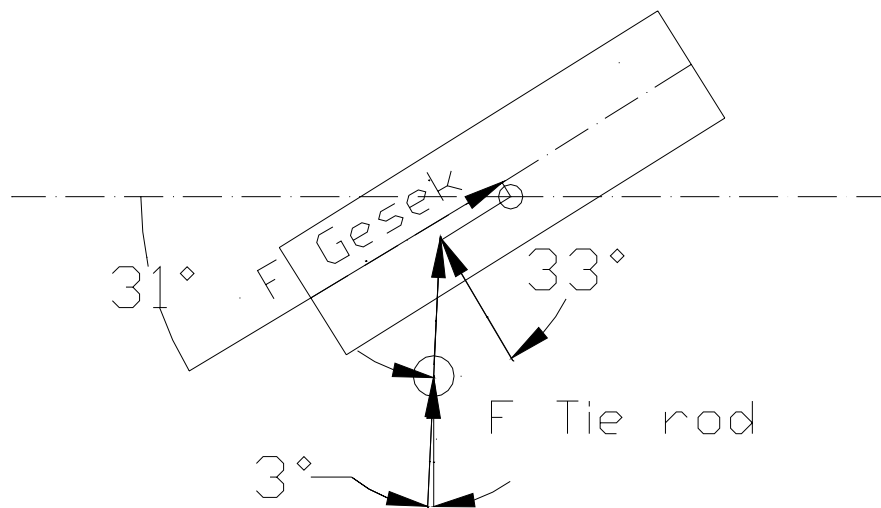
Gambar 3.10. Besar Sudut Putar Roda

Berdasarkan simulasi yang dilakukan dengan menggunakan radius putar maksimum (radius putar minimum) ditemukan sudut putar roda kanan 31° dan sudut putar roda kiri 37° .

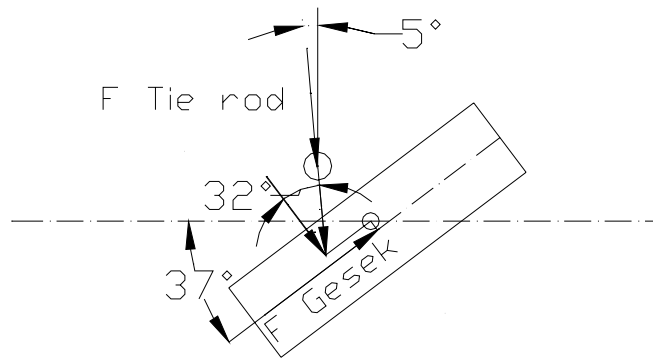
3.6. Besarnya Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Mekanisme Kemudi



Gambar 3.11. Gaya- Gaya Yang Berlaku Pada Sistem Mekanisme Kemudi



Gambar 3.12. Gaya Pada Sudut Ban Luar



Gambar 3.13. Gaya Pada Sudut Ban Dalam

Pada ban berputar bagian luar :

$$F_{tr1} \cdot \cos 33 \cdot 100 \text{ mm} = F_{Gesek} \cdot 20 \text{ mm}$$

$$F_{tr1} = \frac{183,6 \text{ Kg} \cdot 20 \text{ mm}}{\cos 33 \cdot 100 \text{ mm}} = 43,7 \text{ Kg (tekan)}$$

$$F_{rack.shaft1} = \frac{F_{tr}}{\cos 3^\circ} = \frac{43,7}{0,998} = 43,78 \text{ Kg}$$

Pada ban berputar yang bagian dalam :

$$F_{tr2} \cdot \cos 32 \cdot 100 \text{ mm} = F_{Gesek} \cdot 20 \text{ mm}$$

$$F_{tr2} = \frac{183,6 \text{ Kg} \cdot 20 \text{ mm}}{\cos 32 \cdot 100 \text{ mm}} = 43,3 \text{ Kg (tarik)}$$

$$F_{rack.shaft2} = \frac{F_{tr}}{\cos 5^\circ} = \frac{43,3}{0,996} = 43,47 \text{ kg}$$

dimana :

F_{tr} = Gaya maksimum yang terjadi setelah terpengaruh sudut belok dari putaran roda ban dalam maupun putaran roda ban luar. Yang berlangsung pada *tie rod*.

F_{Gesek} = Gaya gesek maksimum yang terjadi pada roda bagian depan

$F_{rack.shaft1}$ = Gaya gesek yang terjadi pada rack

Total gaya yang diperlukan :

$$F_{rack.shaft1} + F_{rack.shaft2} = F_{Total1}$$

$$43,78 \text{ kg} + 43,47 \text{ kg} = 87,25 \text{ Kg}$$

kemudian gaya yang dibutuhkan oleh ban ditransmisikan melalui *knuckle steering, tie rod, steering rack, steering pinion* lalu ke roda kemudi

3.6.1. Analisa Gaya pada Tie rod :

Untuk mencari diameter aman yang dapat digunakan, diketahui dari hitungan di atas bahwa tie rod mengalami gaya tekan pada bagian roda dengan putaran pada ban dalam dan akan mengalami gaya tarik pada bagian roda dengan putaran pada ban luar.

Bahan yang digunakan : S_30_C, dengan $\sigma = 48 \text{ kg/mm}^2 \sim$ lihat lampiran 2

N diambil 12 karena digunakan untuk manusia maka faktor keamanan diambil 12

$$\frac{\sigma}{N} \geq \frac{F_{Total}}{A} \quad \text{dimana } A = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{Total} \cdot N}{\sigma \cdot \pi}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 87,25 \cdot 12}{48 \cdot \pi}}$$

$$d \geq 5,27 \text{ mm}$$

dimana :

- σ : Kekuatan tarik dari benda
- N : Angka keamanan yang diambil
- F_{Total} : Gaya total yang terjadi pada mekanisme kemudi tie rod-steering rack
- A : Luas penampang
- d : Diameter poros tie rod

untuk tie rod dipergunakan diameter : 10 mm

Bagian ulir penghubung tie rod – steering rack

Terhadap beban aksial.

Beban aksial ulir : 32,87 kg (maximum dari tarik dan tekan)

Bahan baut : baja lunak dengan 0,2% - 0,3% Carbon

$$\sigma_A = 6 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_A = 0,5 \cdot 6 \text{ kg/mm}^2 = 3 \text{ kg/mm}^2$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4.F.N}{\sigma_A.\pi}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{4.87,25.12}{6.\pi}}$$

$$d \geq 14,9 \text{ mm}$$

dimana :

- σ_A : Tegangan tarik bahan
- τ_A : Tegangan geser bahan
- N : Angka keamanan
- F : Gaya maximum dari gaya tarik dan tekan pada tie rod

Digunakan ulir kasar dengan metris : M18 ~ lihat Lampiran 3

Dengan : diameter dalam : 15,294 mm

Diameter luar : 18 mm

Diameter pitch : 2,5 mm

- Bahan mur (pada tie rod) / ulir dalam :

baja lunak dengan 0,2% - 0,3% Carbon

$$\sigma_A = 6 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_A = 0,5.6 = 3 \text{ kg/mm}^2$$

$$Q_A = 3 \text{ kg/mm}^2 \sim \text{tegangan kontak permukaan ulir} \sim \text{lampiran 9}$$

dengan D = 18 mm

$$D_2 = 16,376 \text{ mm}$$

$$h = 1,353 \text{ mm}$$

jumlah ulir :

$$Z \geq \frac{F_{aksial}}{\pi.D_2.h.q_a}$$

$$Z \geq \frac{87,25}{\pi.16,376.1,353.3}$$

$Z \geq 0,418$ ► digunakan 1 ulir (jumlah gigi ulir)

$$H \geq Z \cdot p$$

$$H \geq 1.1,75$$

$$H \geq 1,75 \text{ mm}$$

Dimana : H : panjang ulir

$$\text{Syarat : } H \geq 1. d$$

$$H \geq 18 \text{ mm}$$

Dimana d : diameter luar ulir

Jadi panjang ulir yang diambil 20 mm

Dengan diameter luar ulir 18 mm, maka daerah luar tie rod berdiameter :

$$A \geq \frac{F_{Total} \times N}{\sigma}$$

Dimana : A : Diameter luar Tie Rod

F_{Total} : Gaya Total yang diterima tie rod : 87,25 Kg

N : Diameter luar ulir

σ : Kekuatan tarik bahan tie rod S_30_C : 48 Kg/mm²

$$A \geq \frac{87,25 \times 12}{48}$$

$$A \geq 32,7 \text{ mm}^2$$

$$\text{Dimana } A = \frac{\pi \cdot (D_{out}^2 - D_{in}^2)}{4} \text{ (Luasan Tabung)}$$

$$32,7 = \frac{\pi \cdot (D_{out}^2 - 18^2)}{4}$$

$$D_{Out} = 19,12 \text{ mm}$$

Di gunakan $D_{Out} = 20 \text{ mm}$

- Perancangan Tie Rod :

Panjang tie rod : 158,9 mm (total)

Diameter tie rod : 10 mm

Ulir *stering rack-tie rod* : M18 : Diameter dalam : 15,294 mm

Diameter luar : 18 mm

Diameter pitch : 2,5 mm

Ulir dalam pada tie rod : : M18 :

Diameter dalam : 15,294 mm

Diameter luar : 18 mm

Diameter pitch : 2,5 mm

Diameter luar *Tie rod* pada ulir : 20 mm

- Perhitungan pin penghubung *Tie rod end – steering knuckle*

$$F_{trMAX} = 43,7 \text{ Kg}$$

Perhitungan pin penghubung adalah karena kerusakan geser sehingga :

Bahan pin yang digunakan :

Baja karbon : S_30_C dengan $\sigma = 48 \text{ Kg/mm}^2$

$$S_{f1} = 6$$

$$S_{f2} = 2$$

dimana : S_f merupakan safety factor.

$$\tau_a = \frac{\sigma}{S_{f1} \cdot S_{f2}} \text{ (tegangan geser yang diijinkan)}$$

$$\tau_a = \frac{48}{6 \cdot 2} = 4 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau_a \geq \frac{F_{tr \text{ max}}}{A_{geser}}$$

$$\text{Dimana : } A_{Geser} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}$$

A_{Geser} : luas penampang geser

F_{trMAX} : gaya tarik : 43,78 Kg

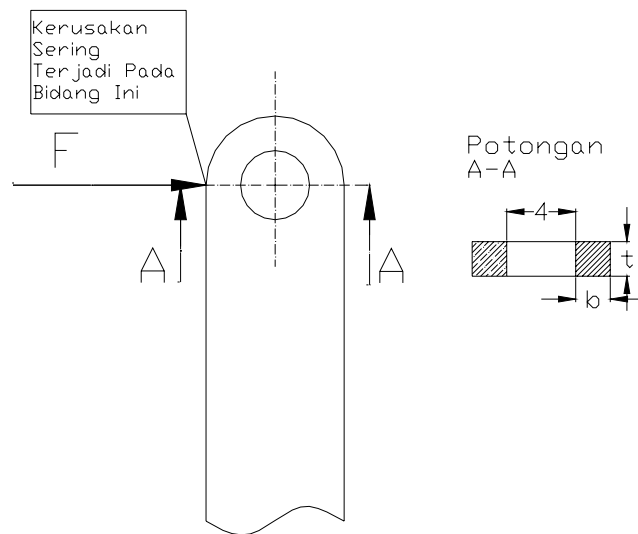
$$d \geq \sqrt{\frac{F_{tr \text{ max}} \cdot 4}{\tau_a \cdot \pi}}$$

$$d \geq \sqrt{\frac{43,7 \cdot 4}{4 \cdot \pi}}$$

$$d \geq 3,73 \text{ mm}$$

pin penghubung diambil 4 mm

3.6.2. Analisa Gaya Pada *Steering knuckle* :



Gambar 3.14. Letak Kerusakan Pada *Steering Knuckle*

Konsentrasi akan terpusat pada daerah dengan luas penampang terkecil

Gaya maksimal yang terjadi pada tie rod adalah sebesar 43,7 Kg

Material yang digunakan :

Baja Carbon cor SC_46

dengan tegangan geser maximum 23 Kg/ mm^2 ~ lampiran 10

$$\tau_a \geq \frac{F}{A_{geser}}$$

$$A_{Geser} \geq \frac{F}{\left| \frac{\tau}{N} \right|}$$

$$A_{Geser} \geq \frac{43,7}{\left| \frac{23}{3} \right|}$$

$$A_{Geser} \geq 5,7 \text{ mm}^2$$

Dimana : F :Merupakan gaya maksimum antara tarik dan tekan yang terjadi pada hubungan tie rod dan steering knuckle.

A_{Geser} : Merupakan luasan daerah yang sering mengalami kerusakan.

τ : Merupakan tegangan geser maksimum material

Untuk desain *Steering Knuckle* :

$$2 \cdot b \cdot t \geq A$$

Dimana : A : Besarnya pin penghubung steering knuckle dan tie rod

b : Lebar steering knuckle ~ lihat gambar 3.14

t : Tebal steering knuckle ~ lihat gambar 3.14

Direncanakan : b : 2 mm^2

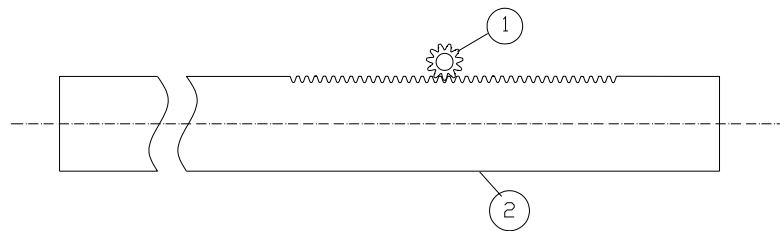
t : 2 mm^2

maka : $2 \cdot b \cdot t \geq A$

$$2 \cdot 2 \cdot 2 \geq 5,7 \text{ mm}^2$$

$$8 \text{ mm}^2 \geq 5,7 \text{ mm}^2$$

3.6.3. Rack and Pinion



Gambar 3.15. Rack And Pinion Steering

3.6.3.1. Perhitungan Panjang Langkah Dan Putaran Rack

Jenis roda gigi yang dipakai : *Spur gear* (1 roda gigi pinion dan 1 batang gigi), hal ini disebabkan karena penggunaan spur gear untuk : roda gigi dengan karakteristik putaran dibawah 3600 rpm dan kecepatan dibawah 5000 ft/menit

Beban yang bekerja : jumlah beban maximum dari tie rod 34,76 Kg

Panjang langkah rack : ($< \max Cw$ dan $< \max Ccw$)

$$: 58,12 \text{ mm} \times 2$$

$$: 116,24 \text{ mm}$$

Jarak antar poros : 20 mm

Putaran didesain $3 \frac{1}{2}$ putaran max dari putaran maximum Cw ke putaran maximum Ccw

Kecepatan keliling rack and pinion dihitung dari perputaran kemudi, putaran kemudi $3 \frac{1}{2}$ putara (900°) dapat dilakukan $\pm 3,5$ detik. Sehingga putaran maximum adalah sebesar 1 putaran/detik. (60 rpm)

Putaran pinion (gear 1) total :

$$1,75 \text{ putaran kearah Cw} + 1,75 \text{ putaran kea rah Ccw} = 3 \frac{1}{2} \text{ putaran}$$

Dengan desain rack (panjang langkah : 116,24 mm)

Sebagai lingkaran dengan keliling diameter pitch sama dengan panjang langkah rack, maka putaran rack akan sama dengan 1, sehingga :

$$i = \frac{3,5}{1} = 3,5 \quad , \quad i = \frac{n_1}{n_2}$$

rasio reduksi : 3,5

maka : $n_1 = 3,5$ putaran

$$n_2 = 1 \text{ putaran}$$

Panjang langkah rack = keliling diameter pitch analog gear

$$116,24 \text{ mm} = \pi \cdot d_{p2}$$

$$d_{p2} = 37 \text{ mm}$$

$$\frac{d_{p2}}{d_{p1}} = 3,5$$

$$d_{p1} = \frac{37}{3,5} = 10,57 \text{ mm}$$

3.6.3.2. Perhitungan Daya Dan Torsi Masing-Masing Roda Gigi

- Perhitungan Untuk Gigi *Pinion*

Rpm max untuk roda gigi 1 : 60 rpm

$$n_1 = 60 \text{ rpm}$$

$$n_2 = \frac{n_1}{3,5} = \frac{60}{3,5} = 17,14 \text{ rpm}$$

dimana :

- n_1 : putaran gigi 1 (gigi pinion)
- n_2 : putaran gigi 2 (gigi rack)

$$17,14 \text{ rpm} = 17,14 \frac{\text{rate}}{\text{menit}} \times \frac{\pi \cdot d_{p2}}{1 \cdot \text{rate}} = 17,14 \frac{\text{rate}}{\text{menit}} \times \frac{\pi \cdot 37}{1 \cdot \text{rate}} = 1952,335 \frac{\text{mm}}{\text{menit}}$$

Gaya pada gear 2 dari tie rod : 43,7 Kg

$$\text{Torsi pada gear 1 : } T = F_t \cdot \frac{d_{p1}}{2}$$

$$: T = 43,7 \cdot \frac{10,57}{2} = 231,38 \text{ kgmm}$$

Daya yang diteruskan :

$$P_{d1} = \frac{\left(\frac{T_1}{1000} \right) \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot n_1}{60} \right)}{102} = \frac{\left(\frac{231,38}{1000} \right) \left(\frac{2 \cdot \pi \cdot 60}{60} \right)}{102} = 0,014 \text{ Kw}$$

Dari diagram pemilihan modul ~ lihat Lampiran 4

Karena daya yang direncanakan < 0,2 Kw dan putaran poros penggerak < 200 rpm maka dipakai modul 1.

$$Z_1 = \frac{d_{p1}}{m} = \frac{10,57}{1} = 10,57 \text{ diambil 11}$$

$$Z_2 = \frac{d_{p2}}{m} = \frac{37}{1} = 37 \text{ diambil 38}$$

diambil 38 karena kombinasi antara Z_1 dan Z_2 yang mendekati rasio 3,5 (dari hasil rasio reduksi : 3,5) yaitu 38.

$$Z_1 = 10, 11, 10, 11, 10, 11$$

$$Z_2 = 36, 36, 37, 37, 38, 38$$

Dimana Z : jumlah gigi ~ rasio = 3,6 ; 3,27 ; 3,7 ; 3,36 ; 3,8 ; 3,45

perbandingan 38 : 11 adalah perbandingan yang sesuai dengan rasio reduksi antara Z_1 dan Z_2 , modul diambil 1 dimana daya yang direncanakan 0,011 Kw dan putaran poros penggerak 60 rpm

$$Z_1 = 11 \text{ dimana } d_{p1} = m \cdot Z_1 = 1 \cdot 11 = 11 \text{ mm}$$

$$Z_2 = 38 \text{ dimana } d_{p2} = m \cdot Z_2 = 1 \cdot 38 = 38 \text{ mm}$$

$$C_K = 0,25 \cdot m$$

$$= 0,25 \cdot 1$$

$$= 0,25$$

Dimana : C_K adalah Clearence

Diameter kepala gigi :

$$\begin{aligned}d_{K1} &= (Z_1 + 2) \cdot m \\&= (11 + 2) \cdot 1 \\&= 13 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{Diameter kaki gigi : } &(Z_1 - 2) \cdot m - 2 \cdot C_K \\&: (11 - 2) \cdot 1 - 2 \cdot 0,25 \\&: 8,5 \text{ mm}\end{aligned}$$

$$\text{Tinggi gigi : } H = 2 \cdot m + C_K = 2 \cdot 1 + 0,25 = 2,25 \text{ mm}$$

$$\text{Tebal gigi : } m \cdot \pi = 3,14 \text{ mm}$$

- Perhitungan untuk gigi Rack

Profil untuk roda gigi pada rack akan mengikuti profil pada gigi 1 :

Faktor bentuk gigi :

$$Z_1 = 11 \text{ dimana } Y_1 = 0,226 \sim \text{lihat lampiran 5}$$

$$Z_2 = 38 \text{ dimana } Y_2 = 0,383$$

Kecepatan linear maximum roda gigi

$$\begin{aligned}&: \pi \cdot d_{p1} \cdot n_1 \\&: \pi \cdot 11 \cdot 60 \text{ rpm} \\&: 2072,4 \frac{\text{mm}}{\text{menit}} \times \frac{1 \text{ menit}}{60 \text{ dt}} \times \frac{1 \text{ m}}{1000 \text{ mm}} = 0,03454 \frac{\text{m}}{\text{dt}}\end{aligned}$$

Faktor dinamis (f_v), sebesar :

$$f_v = \frac{3}{3 + v}, \text{ karena berada pada kecepatan rendah}$$

$$(v = 0,5 - 10 \text{ m/s}) \sim \text{lampiran 11}$$

$$f_v = \frac{3}{3 + 0,03454} = 0,99$$

Bahan roda gigi 1 dan 2 :

Baja paduan SNC_21

Dengan $\sigma_b = 80 \text{ kg} / \text{mm}^2$

Kekerasan permukaan sisi gigi : $H_b = 600 \sim$ lihat lampiran 6

Dengan tegangan lentur yang diijinkan : $\sigma_a = 37,5 \text{ kg} / \text{mm}^2$

Faktor tegangan kontak ($600 H_b - 600 H_b$) :

$$K_H = 0,569 \text{ Kg} / \text{mm}^2 \sim \text{lihat lampiran 7.}$$

Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar sisi :

$$\begin{aligned} F^1 b_1 &= \sigma_a \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 37,5 \cdot 1 \cdot 0,226 \cdot 0,99 \\ &= 8,39 \text{ Kg/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F^1 b_2 &= \sigma_a \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 37,5 \cdot 1 \cdot 0,383 \cdot 0,989 \\ &= 14,22 \text{ Kg/mm} \end{aligned}$$

Dimana :

$F^1 b$: Beban lentur yang diijinkan / satuan lebar sisi

m : Modul

σ_a : Tegangan lentur yang diijinkan

Y : Factor bentuk gigi

f_v : Factor dinamis

Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar :

$$\begin{aligned} F^1 H &= f_v \cdot K_H \cdot d_{p1} \cdot \frac{2 \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} \\ &= 0,99 \cdot 0,569 \cdot 11 \cdot \frac{2 \cdot 38}{11 + 38} \\ &= 9,61 \text{ Kg} / \text{mm.} \end{aligned}$$

Dimana :

$F^1 H$: Beban permukaan yang diijinkan per satuan lebar

f_v : Faktor dinamis

K_H : Faktor tegangan kontak

d_{p1} : Diameter pitch gigi rack

Z_1 : Jumlah gigi pinion

Z_2 : Jumlah gigi rack

Lebar gigi :

$$b = \frac{F_t}{F_{\text{minimum}}} = \frac{87,25}{8,39} = 10,4 \text{ mm}$$

Dimana : b : Lebar gigi

F_t : Gaya total yang diterima 87,25 Kg

F_{minimum} : Beban lentur minimum adalah 8,39 kg / mm

Maka lebar gigi yang dipakai 11 mm

- Perhitungan Poros Penghubung Pinion dan Roda Kemudi

Bahan poros adalah :

SNC_21 dengan kekuatan tarik $\sigma = 80 \text{ kg} / \text{mm}^2$

$$S_{f1} = 6$$

$$S_{f2} = 2$$

$$\tau_a = \frac{\sigma}{S_{f1} \cdot S_{f2}} = \frac{80}{6 \cdot 2} = 6,7 \text{ kg} / \text{mm}^2$$

Perhitungan diameter poros :

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot K_t \cdot C_b \cdot T \right]^{\frac{1}{3}}$$

$K_t = 1$, beban dikenakan secara halus (factor koreksi)

$C_b = 1$, tidak akan terjadi pembebanan lentur

$T = 231,38 \text{ Kgmm}$, diambil dari torsi yang terjadi pada gigi 1 (gigi pinion)

$$d_{s1} = \left[\frac{5,1}{6,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 231,38 \right]^{\frac{1}{3}} = 5,6 \text{ mm}$$

digunakan poros dengan diameter 6 mm

Sehingga pada roda kemudi, gaya yang digunakan untuk memutar dapat dihitung sebagai berikut :

Torsi pada roda gigi 1 yang berhubungan dengan roda kemudi : 231,38 Kgmm

Maka gaya yang dibutuhkan : $F = \frac{T}{R}$

Dimana : F : Gaya yang dibutuhkan

T : Torsi pada roda gigi 1

R : Jari-jari roda kemudi

Diameter roda kemudi : 300 mm maka R : 150 mm maka :

$$F = \frac{231,38}{150} = 1,54 \text{ Kg}$$

Diameter roda kemudi : 400 mm maka R : 200 mm maka :

$$F = \frac{231,38}{200} = 1,16 \text{ Kg}$$

Jadi semakin besar roda kemudi yang dipakai maka semakin ringan gaya yang diperlukan untuk memutar kemudi.

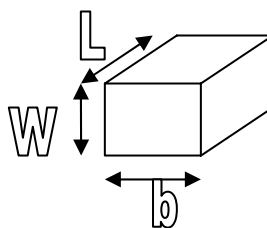
- **Gigi Rack and Pinion Yang Digunakan** ~ lampiran 12

	Jumlah Gigi	Modul	d_p	Tinggi gigi	Lebar gigi	Tebal gigi
Pinion	11	1	10,57	2,25	11	3,14
Rack	38	1	37	2,25	11	3,14

Tabel 3.1. Tabel Gigi Rack And Pinion

3.6.4. Perencanaan Spi antara Roda gigi Pinion Dan Poros :

-Perencanaan Spi Karena Beban Geser



Gambar 3.16. Spi

Diasumsikan Spi memiliki ukuran (W) 3 mm x (b) 3 mm ~ lampiran 9

Torsi yang terjadi pada gigi Pinion : 173,72 Kg mm

Diameter Poros : 6 mm

$$F = \frac{\text{Torsi.yang.terjadi}}{\text{Radius.poros}} \text{ Kg}$$

Bahan Yang Digunakan : S_35_C dimana : $\sigma = 52 \text{ Kg/mm}^2 \sim$ lampiran 6

Diambil S_35_C karena bahan bahan gigi pinion baja paduan SNC_21 dengan

$$\sigma = 80 \text{ Kg/mm}^2$$

$$\tau = \frac{\sigma}{S_{f1} \cdot S_{f2}} \text{ Kg/mm}^2$$

$$L \geq \frac{F}{b \cdot \tau}$$

Dimana : F : Gaya yang terjadi pada spi

b : Lebar spi

τ : Torsi yang terjadi pada spi

$$L \geq \frac{77,13 \text{ Kg/mm}^2}{3 \text{ mm} \cdot 4,3 \text{ Kg/mm}^2}$$

$$L \geq 5,98 \text{ mm}$$

-Perencanaan Spi Karena Tekanan Permukaan

$$P_a = 8 \text{ Kg/mm}^2,$$

untuk poros dengan diameter kecil, karena diameter poros : 6 mm

t minimum direncanakan 1 mm

$$L \geq \frac{F}{P_a \cdot t_{\text{minimum}}}$$

Dimana : P_a : Harga tekanan yang diijinkan

t : Tebal minimum spi yang melekat pada roda gigi pinion

$$L \geq \frac{77,13 \text{ Kg}}{8 \text{ Kg/mm}^2 \cdot 1 \text{ mm}}$$

$$L \geq 9,64 \text{ mm}$$

Panjang spi diambil 11 mm sesuai dengan tinggi roda gigi pinion

Spi yang digunakan ukuran (W) 3 mm x (b) 3 mm x (L) 11 mm