

RODA GIGI

Teori Dasar Rodagigi

Rodagigi digunakan untuk mentransmisikan daya besar dan putaran yang tepat. Rodagigi memiliki gigi di sekelilingnya, sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi-gigi kedua roda yang saling berkait. Rodagigi sering digunakan karena dapat meneruskan putaran dan daya yang lebih bervariasi dan lebih kompak daripada menggunakan alat transmisi yang lainnya, selain itu rodagigi juga memiliki beberapa kelebihan jika dibandingkan dengan alat transmisi lainnya, yaitu :

- Sistem transmisinya lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan daya yang besar.
- Sistem yang kompak sehingga konstruksinya sederhana.
- Kemampuan menerima beban lebih tinggi.
- Efisiensi pemindahan dayanya tinggi karena faktor terjadinya slip sangat kecil.
- Kecepatan transmisi rodagigi dapat ditentukan sehingga dapat digunakan dengan pengukuran yang kecil dan daya yang besar.

Rodagigi harus mempunyai perbandingan kecepatan sudut tetap antara dua poros. Di samping itu terdapat pula rodagigi yang perbandingan kecepatan sudutnya dapat bervariasi. Ada pula rodagigi dengan putaran yang terputus-putus.

Dalam teori, rodagigi pada umumnya dianggap sebagai benda kaku yang hampir tidak mengalami perubahan bentuk dalam jangka waktu lama.

2.1 Klasifikasi Rodagigi

Rodagigi diklasifikasikan sebagai berikut :

- Menurut letak poros.
- Menurut arah putaran.
- Menurut bentuk jalur gigi

2.1.1 Menurut Letak Poros

Menurut letak poros maka rodagigi diklasifikasikan seperti tabel berikut :

Letak Poros	Rodagigi	Keterangan
Rodagigi dengan poros sejajar	Rodagigi lurus Rodagigi miring Rodagigi miring ganda	Klasifikasi atas dasar bentuk alur gigi
	Rodagigi luar Rodagigi dalam dan pinion Batang gigi dan pinion	Arah putaran berlawanan Arah putaran sama Gerakan lurus dan berputar
Rodagigi dengan poros berpotongan	Rodagigi kerucut lurus Rodagigi kerucut spiral Rodagigi kerucut zerol Rodagigi kerucut miring Rodagigi kerucut miring ganda	Klasifikasi atas dasar bentuk jalur gigi
	Rodagigi permukaan dengan poros berpotongan	Rodagigi dengan poros berpotongan berbentuk istimewa
Rodagigi dengan poros silang	Rodagigi miring silang Batang gigi miring silang	Kontak gigi Gerak lurus dan berputar
	Rodagigi cacing silindris Rodagigi cacing selubung ganda Rodagigi cacing samping Rodagigi hiperboloid Rodagigi hipoid Rodagigi permukaan silang	

2.2.2 Menurut arah putaran

Menurut arah putarannya, rodagigi dapat dibedakan atas :

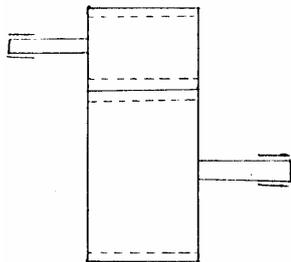
- Rodagigi luar ; arah putarannya berlawanan.
- Rodagigi dalam dan *pinion* ; arah putarannya sama

2.2.3 Menurut bentuk jalur gigi

Berdasarkan bentuk jalur giginya, rodagigi dapat dibedakan atas :

2.2.3.1 Rodagigi Lurus

Rodagigi lurus digunakan untuk poros yang sejajar atau paralel. Dibandingkan dengan jenis rodagigi yang lain rodagigi lurus ini paling mudah dalam proses pengerjaannya (*machining*) sehingga harganya lebih murah. Rodagigi lurus ini cocok digunakan pada sistim transmisi yang gaya kelilingnya besar, karena tidak menimbulkan gaya aksial.



Gambar 2.1 Rodagigi Lurus

Ciri-ciri rodagigi lurus adalah :

1. Daya yang ditransmisikan < 25.000 Hp
2. Putaran yang ditransmisikan < 100.000 rpm
3. Kecepatan keliling < 200 m/s
4. Rasio kecepatan yang digunakan
 - Untuk 1 tingkat $(i) < 8$
 - Untuk 2 tingkat $(i) < 45$
 - Untuk 3 tingkat $(i) < 200$

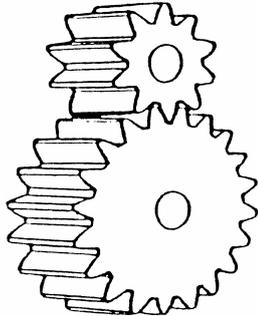
(i) = Perbandingan kecepatan antara penggerak dengan yang digerakkan

5. Efisiensi keseluruhan untuk masing-masing tingkat 96% - 99% tergantung disain dan ukuran.

Jenis-jenis rodagigi lurus antara lain :

1. Rodagigi lurus (*external gearing*)

Rodagigi lurus (*external gearing*) ditunjukkan seperti gambar 2.2. Pasangan rodagigi lurus ini digunakan untuk menaikkan atau menurunkan putaran dalam arah yang berlawanan.



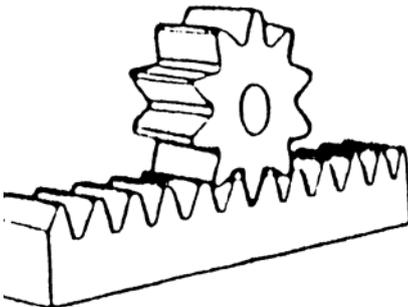
Gambar 2.2 Rodagigi Lurus Luar

2. Rodagigi dalam (*internal gearing*)

Rodagigi dalam dipakai jika diinginkan alat transmisi yang berukuran kecil dengan perbandingan reduksi besar.

3. Rodagigi Rack dan Pinion

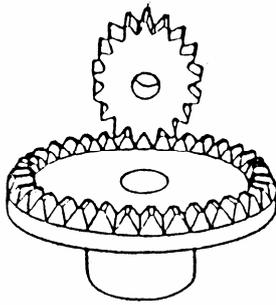
Rodagigi Rack dan Pinion (gambar 2.3) berupa pasangan antara batang gigi dan pinion rodagigi jenis ini digunakan untuk merubah gerakan putar menjadi lurus atau sebaliknya.



Gambar 2.3 Rodagigi Rack dan Pinion

4. Rodagigi permukaan

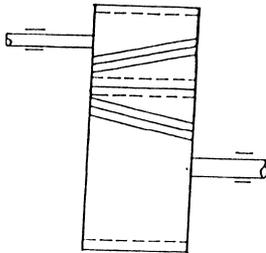
Rodagigi lurus permukaan (gambar 2.4) memiliki dua sumbu saling berpotongan dengan sudut sebesar 90° .



Gambar 2.4 Rodagigi Permukaan

2.2.3.2 Rodagigi Miring

Rodagigi miring (gambar 2.5) kriterianya hampir sama dengan rodagigi lurus, tetapi dalam pengoperasiannya rodagigi miring lebih lembut dan tingkat kebisingannya rendah dengan perkontakan antara gigi lebih dari 1.



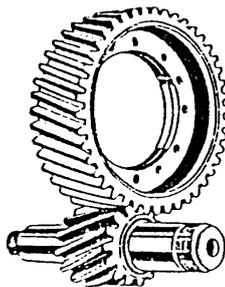
Gambar 2.5 Rodagigi Miring

Ciri-ciri rodagigi miring adalah :

1. Arah gigi membentuk sudut terhadap sumbu poros.
2. Distribusi beban sepanjang garis kontak tidak uniform.
3. Kemampuan pembebanan lebih besar dari pada rodagigi lurus.
4. Gaya aksial lebih besar sehingga memerlukan bantalan aksial dan rodagigi yang kokoh.

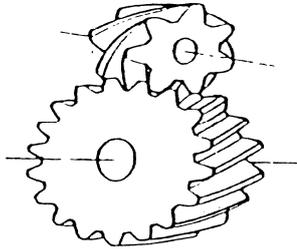
Jenis-jenis rodagigi miring antara lain :

1. Rodagigi miring biasa



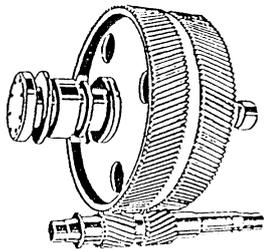
Gambar 2.6 Rodagigi Miring Biasa

2. Rodagigi miring silang



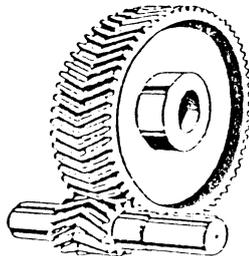
Gambar 2.7 Rodagigi Miring Silang

3. Rodagigi miring ganda



Gambar 2.8 Rodagigi Miring Ganda

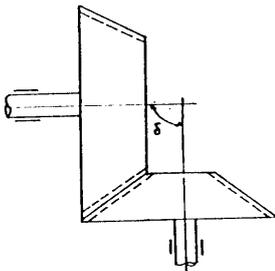
4. Rodagigi ganda bersambung



Gambar 2.9 Rodagigi Ganda Bersambung

2.2.3.3 Rodagigi Kerucut

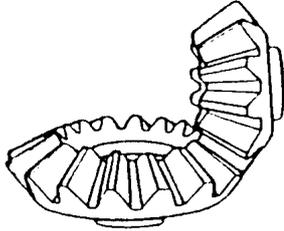
Rodagigi kerucut (gambar 2.10) digunakan untuk mentransmisikan 2 buah poros yang saling berpotongan.



Gambar 2.10 Rodagigi Kerucut

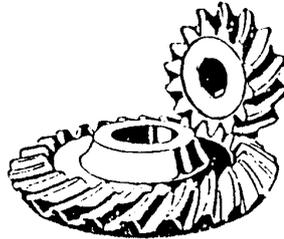
Jenis-jenis rodagigi kerucut antara lain :

1. Rodagigi kerucut lurus



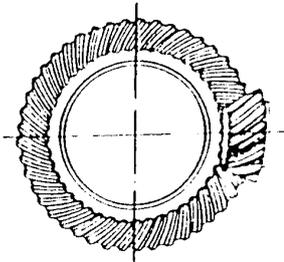
Gambar 2.11 Rodagigi Kerucut Lurus

2. Rodagigi kerucut miring



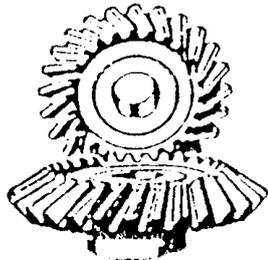
Gambar 2.12 Rodagigi Kerucut Miring

3. Rodagigi kerucut spiral



Gambar 2.13 Rodagigi Kerucut Spiral

4. Rodagigi kerucut hypoid



Gambar 2.14 Rodagigi Kerucut Hypoid

2.2.3.4 Rodagigi Cacing

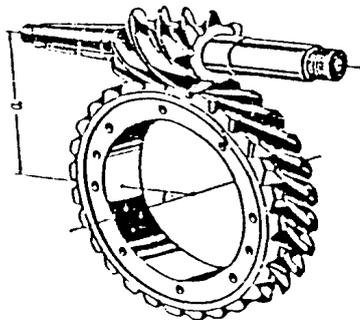
Ciri-ciri rodagigi cacing adalah:

1. Kedua sumbu saling bersilang dengan jarak sebesar a , biasanya sudut yang dibentuk kedua sumbu sebesar 90° .
2. Kerjanya halus dan hampir tanpa bunyi.
3. Umumnya arah transmisi tidak dapat dibalik untuk menaikkan putaran dari roda cacing ke cacing (mengunci sendiri).
4. Perbandingan reduksi bisa dibuat sampai 1 : 150.
5. Kapasitas beban yang besar dimungkinkan karena kontak beberapa gigi (biasanya 2 sampai 4).
6. Rodagigi cacing efisiensinya sangat rendah, terutama jika sudut kisarnya kecil.

Batasan pemakaian rodagigi cacing adalah:

- a) Kecepatan rodagigi cacing maksimum 40.000 rpm
- b) Kecepatan keliling rodagigi cacing maksimum 69 m/s
- c) Torsi rodagigi maksimum 70.000 m kgf
- d) Gaya keliling rodagigi maksimum 80.000 kgf
- e) Diameter rodagigi maksimum 2 m
- f) Daya maksimum 1.400 Hp

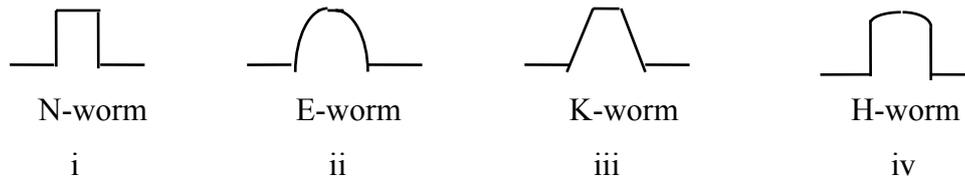
Peningkatan pemakaian rodagigi cacing seperti gambar 2.15, dibatasi pada nilai i antara 1 sampai dengan 5, karena dengan ini bisa digunakan untuk mentransmisikan daya yang besar dengan efisiensi yang tinggi dan selanjutnya hubungan seri dengan salah satu tingkat rodagigi lurus sebelum atau sesudahnya untuk dapat mendapat reduksi yang lebih besar dengan efisiensi yang lebih baik.



Gambar 2.15 Rodagigi Cacing

Pemakaian dari rodagigi cacing meliputi: gigi reduksi untuk semua tipe transmisi sampai daya 1.400 Hp, diantaranya pada lift, motor derek, untuk mesin tekstil, rangkaian kemudi kapal, mesin bor vertikal, mesin freis dan juga untuk berbagai sistim kemudi kendaraan.

Adapun bentuk profil dari rodagigi cacing ditunjukkan seperti pada gambar 2.16 :



Gambar 2.16 Profil Rodagigi Cacing

1. N-worm atau A-worm

Gigi cacing yang punya profil trapozoidal dalam bagian normal dan bagian aksial, diproduksi dengan menggunakan mesin bubut dengan pahat yang berbentuk trapesium, serta tanpa proses penggerindaan.

2. E-worm

Gigi cacing yang menunjukkan involut pada gigi miring dengan β antara 87° sampai dengan 45° .

3. K-worm

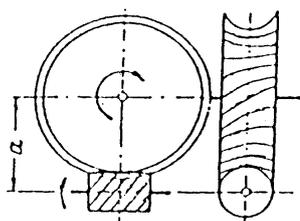
Gigi cacing yang dipakai untuk perkakas pahat mempunyai bentuk trapezoidal, menunjukkan dua kerucut.

4. H-worm

Gigi cacing yang dipakai untuk perkakas pahat yang berbentuk cembung.

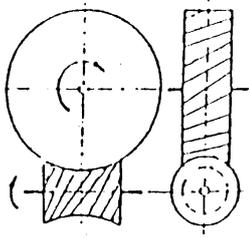
Tipe-tipe dari penggerak rodagigi cacing antara lain :

a. *Cylindrical worm gear* dengan pasangan gigi globoid



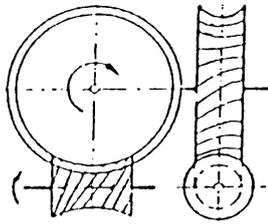
Gambar 2.17 Cylindrical Worm Gear Dengan Pasangan Gigi Globoid

b. *Globoid worm gear* dipasangkan dengan rodagigi lurus



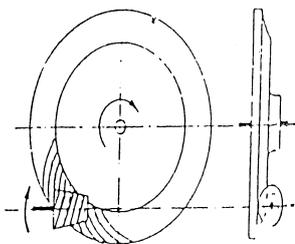
Gambar 2.18 Globoid Worm Gear Dipasangkan Dengan Rodagigi Lurus

c. *Globoid worm drive* dipasangkan dengan rodagigi globoid



Gambar 2.19 Globoid worm drive dipasangkan dengan rodagigi globoid

d. Rodagigi cacing kerucut dipasangkan dengan rodagigi kerucut globoid yang dinamai dengan rodagigi spiroid (gambar 2.20)



Gambar 2.20 Rodagigi cacing kerucut dipasangkan dengan rodagigi kerucut globoid

2.3 Perbandingan Putaran dan Perbandingan Rodagigi

Jika putaran rodagigi yang berpasangan dinyatakan dengan n_1 (rpm) pada poros penggerak dan n_2 (rpm) pada poros yang digerakkan, diameter lingkaran jarak

bagi d_1 (mm) dan d_2 (mm) dan jumlah gigi z_1 dan z_2 , maka perbandingan

putaran u adalah :

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m \cdot z_1}{m \cdot z_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}$$

$$\frac{z_1}{z_2} = i$$

Harga i adalah perbandingan antara jumlah gigi pada rodagigi dan pinion, dikenal juga sebagai perbandingan transmisi atau perbandingan rodagigi. Perbandingan ini dapat sebesar 4 sampai 5 dalam hal rodagigi lurus standar, dan dapat diperbesar sampai 7 dengan perubahan kepala. Pada rodagigi miring ganda dapat sampai 10.

Jarak sumbu poros aluminium (mm) dan diameter lingkaran jarak bagi d_1 dan d_2 (mm) dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$a = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$$

$$d_1 = \frac{2a}{i+1}$$

$$d_2 = \frac{2a \cdot i}{i+1}$$

2.4 Nama-nama Bagian Rodagigi

Berikut beberapa buah istilah yang perlu diketahui dalam perancangan rodagigi yang perlu diketahui yaitu :

1. Lingkaran *pitch* (*pitch circle*)

Lingkaran khayal yang menggelinding tanpa terjadinya slip. Lingkaran ini merupakan dasar untuk memberikan ukuran-ukuran gigi seperti tebal gigi, jarak antara gigi dan lain-lain.

2. *Pinion*

Rodagigi yang lebih kecil dalam suatu pasangan roda gigi.

3. Diameter lingkaran *pitch* (*pitch circle diameter*)

Merupakan diameter dari lingkaran *pitch*.

4. *Diametral Pitch*

Jumlah gigi persatuan *pitch* diameter

5. Jarak bagi lingkaran (*circular pitch*)

Jarak sepanjang lingkaran *pitch* antara profil dua gigi yang berdekatan atau keliling lingkaran *pitch* dibagi dengan jumlah gigi, secara formula dapat ditulis :

$$t = \frac{\pi d_{bl}}{z}$$

6. Modul (*module*)

perbandingan antara diameter lingkaran *pitch* dengan jumlah gigi.

$$m = \frac{d_{bl}}{z}$$

7. Adendum (*addendum*)

Jarak antara lingkaran kepala dengan lingkaran *pitch* dengan lingkaran *pitch* diukur dalam arah radial.

8. Dedendum (*dedendum*)

Jarak antara lingkaran *pitch* dengan lingkaran kaki yang diukur dalam arah radial.

9. Working Depth

Jumlah jari-jari lingkaran kepala dari sepasang rodagigi yang berkontak dikurangi dengan jarak poros.

10. Clearance Circle

Lingkaran yang bersinggungan dengan lingkaran *addendum* dari gigi yang berpasangan.

11. Pitch point

Titik singgung dari lingkaran *pitch* dari sepasang rodagigi yang berkontak yang juga merupakan titik potong antara garis kerja dan garis pusat.

12. Operating pitch circle

lingkaran-lingkaran singgung dari sepasang rodagigi yang berkontak dan jarak porosnya menyimpang dari jarak poros yang secara teoritis benar.

13. Addendum circle

Lingkaran kepala gigi yaitu lingkaran yang membatasi gigi.

14. Dedendum circle

Lingkaran kaki gigi yaitu lingkaran yang membatasi kaki gigi.

15. *Width of space*

Tebal ruang antara rodagigi diukur sepanjang lingkaran *pitch*.

16. Sudut tekan (*pressure angle*)

Sudut yang dibentuk dari garis normal dengan kemiringan dari sisi kepala gigi.

17. Kedalaman total (*total depth*)

Jumlah dari *addendum* dan *dedendum*.

18. Tebal gigi (*tooth thickness*)

Lebar gigi diukur sepanjang lingkaran *pitch*.

19. Lebar ruang (*tooth space*)

Ukuran ruang antara dua gigi sepanjang lingkaran *pitch*

20. *Backlash*

Selisih antara tebal gigi dengan lebar ruang.

21. Sisi kepala (*face of tooth*)

Permukaan gigi diatas lingkaran *pitch*

22. Sisi kaki (*flank of tooth*)

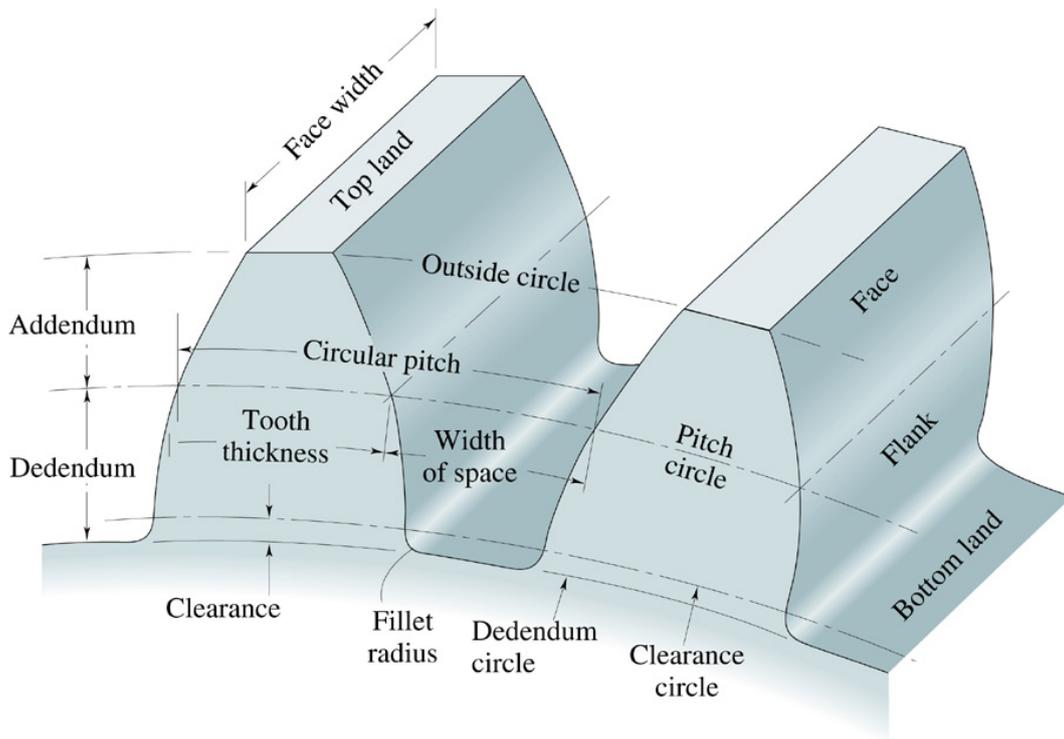
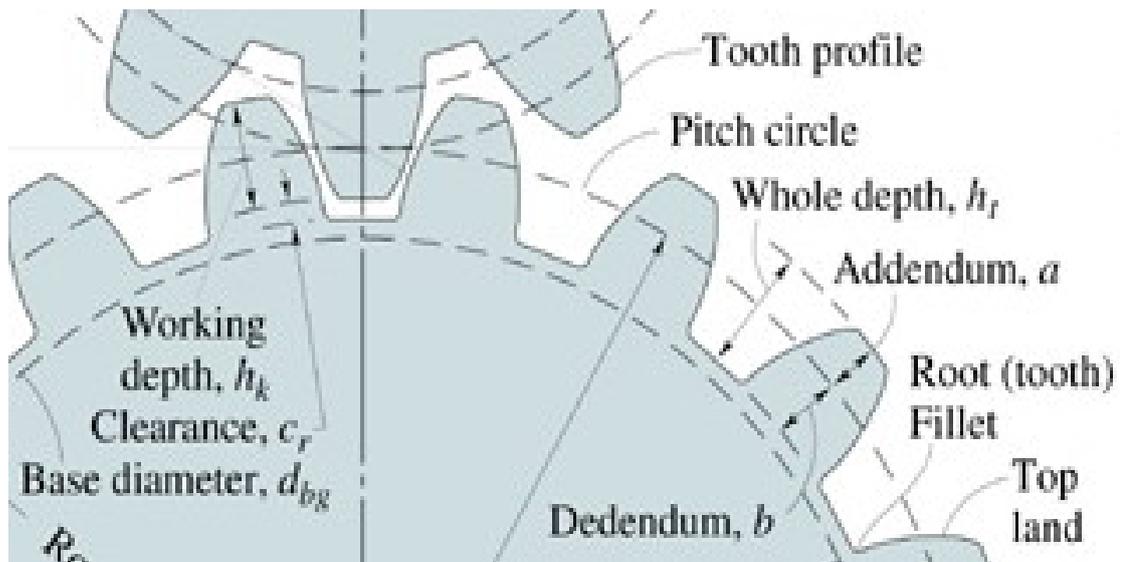
Permukaan gigi dibawah lingkaran *pitch*.

23. Puncak kepala (*top land*)

Permukaan di puncak gigi

24. Lebar gigi (*face width*)

Kedalaman gigi diukur sejajar sumbunya.



Gambar 2.4 Bagian-bagian dari roda gigi kerucut lurus

PERHITUNGAN RODA GIGI LURUS

Dalam perancangannya roda gigi berputar bersamaan dengan roda gigi lurus lainnya dengan nilai perbandingan putaran yang ditentukan . Roda gigi ini dapat mengalami kerusakan berupa gigi patah , aus atau berlubang – lubang (bopeng) permukaannya , dan tergores permukaannya karena pecahnya selaput minyak pelumas .

Karena perbandingan kontak adalah 1,0 atau lebih maka beban penuh tidak selalu dikenakan pada satu gigi tetapi demi keamanan perhitungan dilakukan atas dasar anggapan bahwa beban penuh dikenakan pada titik perpotongan A antara garis tekanan dan garis hubung pusat roda gigi , pada puncak gigi .

- Gaya F_t yang bekerja dalam arah putaran roda gigi :

$$F_t = F_n \cdot \cos \alpha_b$$

Dimana : F_t = Gaya tangensial

F_n = Tekanan normal pada permukaan gigi

α_b = Sudut tekanan kerja

- Jika diameter jarak bagi adalah d_{b1} (mm) , maka kecepatan keliling v (m/s) pada lingkaran jarak bagi roda gigi yang mempunyai putaran N_1 (rpm) , adalah :

$$v = \frac{\pi \cdot d_{b1} \cdot N_1}{60 \times 1000}$$

- Hubungan antar daya yang ditransmisikan P (kW) , gaya tangensial F_t (kg) dan kecepatan keliling v (m/s) , adalah :

$$P = \frac{F_t \cdot v}{102}$$

Jika b (mm) adalah lebar sisi , $BC = h$ (mm) , dan $AE = L$ (mm) , maka tegangan lentur σ_b (kg/mm²) pada titik B dan C (dimana ukuran penampangnya adalah $b \times h$) , dengan beban gaya tangensial F_t

- Beban gaya tangensial F_t pada puncak balok :

$$\sigma_b = \frac{F_t \cdot L}{b \cdot h^2 / 6}$$

$$F_t = \sigma_b \cdot b \cdot \frac{b^2}{6L}$$

- Tegangan lentur yang di izinkan σ_a (kg / mm²) yang besarnya tergantung pada macam bahan dan perlakuan panas adalah :

$$\sigma_a = \frac{F_b}{M \cdot Y \cdot F_v}$$

dimana ; F_b = beban lentur (kg/mm)

Y = Faktor bentuk gigi

F_v = Faktor dinamis

Seperti pada perhitungan lenturan, beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar F_H^1 (kg/mm) dapat diperoleh dari K_H , \tilde{d}_1 , Z_1 , Z_2 , F_v dalam persamaan :

$$F_H^1 = F_v \cdot K_H \cdot d_{01} \cdot \frac{2 Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

Dimana :

K_H	=	Faktor tegangan kontak
d_1	=	Diameter lingkaran jarak
Z_1	=	Jumlah gigi roda gigi I
Z_2	=	Jumlah gigi roda gigi II

- Faktor tegangan kontak yang diizinkan pada roda gigi adalah :

$$K = 2 \cdot F_v \cdot K_H$$

- Seperti pada perhitungan lenturan, beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar F_H^1 (kg/mm) dapat diperoleh dalam persamaan :

$$F_H^1 = F_v \cdot K_h \cdot d \cdot \frac{2 Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

Pada perancangan ini digunakan dua buah roda gigi yang saling berputar terhadap satu sama lain . Roda gigi 1 (roda gigi kecil) berfungsi sebagai penggerak roda gigi 2 (roda gigi besar) yang mendapat distribusi dayadari putaran poros dan dua buah roda puli .

Dari pengukuran di lapangan dapat diketahui beberapa parameter yang dapat digunakan untuk perhitungan roda gigi .

Contoh soal :

Hasil pengukuran atau pengamatan dilapangan , antara lain :

- Putaran roda gigi penggerak $n_1 = 300$ rpm
(roda gigi 1) , direncanakan
- Putaran roda gigi yang digerakkan $n_2 = 1450$ rpm
- Dia. roda gigi 2 (digerakkan) $d_2 = 40$ mm
- Jumlah gigi pada roda gigi 2 $z_2 = 10$

Dengan data – data yang di dapat dari pengukuran di lapangan maka dapat dilakukan perhitungan terhadap roda gigi :

- Jumlah gigi yang direncanakan untuk roda gigi besar (roda gigi yang digerakkan) untuk menggerakkan poros:

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{z_1}{z_2}$$

$$\frac{1450rpm}{300rpm} = \frac{z_1}{10}$$

$$300rpm \cdot z_1 = 14500rpm$$

$$z_1 = 14500rpm / 300rpm = 48 \approx 50$$

Dalam perencanaannya jumlah gigi pada roda gigi besar (z_1) adalah 50 gigi .

- Modul gigi , m

$$M = \frac{d}{z} = \frac{d_2}{z_2} = \frac{40}{10} = 4$$

- Diameter roda gigi yang direncanakan , d_1

$$\begin{aligned} D_1 &= z_1 \times m \\ &= 50 \times 4 \\ &= 200 \text{ mm} \end{aligned}$$

- Perbandingan roda gigi pada poros penggerak dengan roda gigi yang digerakkan, i

$$i = \frac{z_1}{z_2} = \frac{50}{10} = 5$$

- Perbandingan putaran , U

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m \cdot z_1}{m \cdot z_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{5} = \frac{1}{5} = 0,2$$

Perbandingan putaran dengan perbandingan roda gigi di dapatkan $U < 1$ dan $i > 1$; sehingga dapat dikatakan bahwa roda gigi tersebut di gunakan untuk reduksi ($U < 1$ dan $i > 1$) .

- Kecepatan keliling (tanpa pembebanan)

$$v = \frac{\pi d n}{60 \times 1000}$$

$$v = \frac{\pi \cdot 200 \text{ mm} \cdot 300 \text{ rpm}}{60000}$$

$$v = 3,14 \text{ m / s}$$

- Bahan roda gigi besar : SC 46

- Kekuatan tarik $\sigma_{B1} = 46 \text{ kg/mm}^2$

- Tegangan lentur $\sigma_{a1} = 19 \text{ kg/mm}^2$

- Kekerasan permukaan $H_1 = 160$

- Faktor - faktor untuk menentukan beban lentur yang di izinkan persatuan lebar sisi F^1_b (kg/mm) , adalah :

Besarnya beban lentur yang dizinkan F^1_b (kg/mm) :

- $Y = 0,408 \rightarrow z_2 = 50$ (Tabel. 4.1)

- $M = 4$

- $F_v = \frac{3}{3 + V} = \frac{3}{3 + 3,14} = 0,49$ (Tabel. 4.2)

$$\begin{aligned} F^1_b &= \sigma_a \cdot M \cdot Y \cdot F_v \\ &= 19 \times 4 \times 0,408 \times 0,49 \\ &= 15,19 \text{ kg/mm} \end{aligned}$$

- # Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi yang diambil menurut kekerasan (HB) bahan roda gigi dapat di lihat pada tabel 4.4 yaitu :

$$K_H = 0,039 \text{ kg/mm}^2$$

Faktor tegangan kontak yang di izinkan adalah :

$$\begin{aligned}
 K &= 2 \cdot F_v \cdot K_h \\
 &= 2 \times 0,49 \times 0,039 \\
 &= 0,04
 \end{aligned}$$

Tabel 4.1 Faktor Bentuk Gigi Y

Jumlah gigi z	Y	Jumlah gigi z	Y
10	0,201	25	0,339
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358
13	0,261	34	0,371
14	0,276	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	75	0,434
19	0,314	100	0,446
20	0,320	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	Batang gigi	0,484

Tabel 4.2 Faktor Dinamis Fv

(Ref. 5 ; 240)

Kecepatan Rendah	$v = 0,5 - 10 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{3}{3 + v}$
Kecepatan Sedang	$v = 5 - 20 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{6}{6 + v}$
Kecepatan Tinggi	$v = 20 - 50 \text{ m/s}$	$f_v = \frac{5,5}{5,5 + v^{1/2}}$

Tabel 6.7 Tegangan lentur yang diizinkan σ_a pada bahan roda gigi.

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik σ_B (kg/mm ²)	Kekerasan (Brinell) H_B	Tegangan lentur yang diizinkan σ_a (kg/mm ²)
Besi cor	FC 15	15	140-160	7
	FC 20	20	160-180	9
	FC 25	25	180-240	11
	FC 30	30	190-240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C	45	123-183	21
	S 35 C	52	149-207	26
	S 45 C	58	167-229	30
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400 (dipelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21 SNC 22	80 100	600 (dipelup dingin dalam air)	35-40 40-55
Baja khrom nikel	SNC 1	75	212-255	35-40
	SNC 2	85	248-302	40-60
	SNC 3	95	269-321	40-60
Perunggu Logam delta Perunggu fosfor (coran) Perunggu nikel (coran)		18 35-60	85 -	5 10-20
		19-30	80-100	5-7
		64-90	180-260	20-30
Damar phenol, dll.				3-5

Tabel 6.8 Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi.

Bahan roda gigi (Kekerasan H_B)		k_H (kg/mm ²)	Bahan roda gigi (Kekerasan H_B)		k_H (kg/mm ²)
Pinyon	Roda gigi besar		Pinyon	Roda gigi besar	
Baja (150)	Baja (150)	0,027	Baja (400)	Baja (400)	0,311
" (200)	" (150)	0,039	" (500)	" (400)	0,329
" (250)	" (150)	0,053	" (600)	" (400)	0,348
" (200)	" (200)	0,053	" (500)	" (500)	0,389
" (250)	" (200)	0,069	" (600)	" (600)	0,569
" (300)	" (200)	0,086	" (150)	Besi cor	0,039
" (250)	" (250)	0,086	" (200)	"	0,079
" (300)	" (250)	0,107	" (250)	"	0,130
" (350)	" (250)	0,130	" (300)	"	0,139
" (300)	" (300)	0,130	" (150)	Perunggu fosfor	0,041
" (350)	" (300)	0,154	" (200)	"	0,082
" (400)	" (300)	0,168	" (250)	"	0,135
" (350)	" (350)	0,182	Besi cor	Besi cor	0,188
" (400)	" (350)	0,210	Besi cor nikel	Besi cor nikel	0,186
" (500)	" (350)	0,226	Besi cor nikel	Perunggu fosfor	0,155

Sudut tekanan $\alpha = 20^\circ$

Contoh Perhitungan Roda Gigi Transmisi

3.1 Menentukan Ukuran Roda Gigi

Untuk merancang roda gigi yang mampu mentransmisikan daya maksimum sebesar 103 kW pada putaran 6300 rpm. Pada mobil Honda New Civic 1.8L MT dan direncanakan menggunakan roda gigi miring.

Hal-hal yang direncanakan antara lain :

- Sudut miring , $\alpha = 25^\circ$
- Sudut tekanan , $\beta = 20^\circ$
- Jarak sumbu poros , $a = 100 \text{ mm}$
- Perbandingan transmisi seperti pada brosur, (i)
 - $i_1 = 3,142$
 - $i_2 = 1,869$
 - $i_3 = 1,235$
 - $i_4 = 1$ (tertera 0,948 karena terjadi kehilangan daya 0.9%)
 - $i_5 = 0,727$
 - $i_T = 3,307$
 - $i_{fg} = 4,294$
- Modul (m) = 3

Karena dasar dalam perencanaan roda gigi yaitu perbandingan kecepatan atau perbandingan transmisi (i) yaitu perbandingan diameter lingkungan jarak roda gigi atau jumlah gigi satu dengan jumlah gigi yang kedua.

3.1.1 Perhitungan Transmisi

- Diameter jarak bagi lingkaran sementara, d'

➤ Perhitungan transmisi 1

Jumlah roda gigi (Z) :

$$Z_1 = \frac{2a}{(1+i_1).m} = \frac{2.100}{(1+3.142).3} = 16$$

$$Z_2 = \frac{2ai_1}{(1+i_1).m} = \frac{2.100.3,142}{(1+3,142).3} = 51$$

Dimensi Roda Gigi :

Diameter Tusuk , Dt

$$Dt_1 = m \times Z_1$$

$$= 3 \times 16$$

$$= 48 \text{ mm}$$

$$Dt_2 = m \times Z_2$$

$$= 3 \times 51$$

$$= 153 \text{ mm}$$

Diameter Kepala , Dk

$$Dk_1 = m(z_1 + 2)$$

$$= 3 (16 + 2)$$

$$= 54 \text{ mm}$$

$$Dk_2 = m(z_2 + 2)$$

$$= 3 (51 + 2)$$

$$= 159 \text{ mm}$$

Diameter Kaki , Df

$$Df_1 = m(z_1 - 2)$$

$$= 3 (16 - 2)$$

$$= 42 \text{ mm}$$

$$Df_2 = m(z_2 - 2)$$

$$= 3 (51 - 2)$$

$$= 147 \text{ mm}$$

Jarak Sumbu Poros pada Roda Gigi

$$a = \frac{dt_1 + dt_2}{2}$$
$$= \frac{39 + 162}{2} = 100.5 = 101$$

➤ **Perhitungan transmisi 2**

Jumlah roda gigi (Z) :

$$Z_1 = \frac{2a}{(1 + i_2).m} = \frac{2.100}{(1 + 1.869).3} = 23$$

$$Z_2 = \frac{2ai_2}{(1 + i_2).m} = \frac{2.100.1,869}{(1 + 1,869).3} = 43$$

Dimensi Roda Gigi :

Diameter Tusuk , Dt

$$Dt_1 = m \times Z_1$$

$$= 3 \times 23$$

$$= 69 \text{ mm}$$

$$Dt_2 = m \times Z_2$$

$$= 3 \times 43$$

$$= 129 \text{ mm}$$

Diameter Kepala , Dk

$$Dk_1 = m(z_1 + 2)$$

$$= 3 (23 + 2)$$

$$= 75 \text{ mm}$$

$$Dk_2 = m(z_2 + 2)$$

$$= 3 (43 + 2)$$

$$= 135 \text{ mm}$$

Diameter Kaki , Df

$$\begin{aligned} Df_1 &= m(z_1 - 2) \\ &= 3(23 - 2) \\ &= 63 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Df_2 &= m(z_2 - 2) \\ &= 3(43 - 2) \\ &= 123 \text{ mm} \end{aligned}$$

Jarak Sumbu Poros pada Roda Gigi

$$\begin{aligned} a &= \frac{dt_1 + dt_2}{2} \\ &= \frac{69 + 129}{2} = 99 \end{aligned}$$

➤ **Perhitungan transmisi 3**

Jumlah roda gigi (Z) :

$$Z_1 = \frac{2a}{(1+i_3).m} = \frac{2.100}{(1+1,235).3} = 30$$

$$Z_2 = \frac{2ai_3}{(1+i_3).m} = \frac{2.100.1,235}{(1+1,235).3} = 37$$

Dimensi Roda Gigi :

Diameter Tusuk , Dt

$$\begin{aligned} Dt_1 &= m \times Z_1 &&= 90 \text{ mm} \\ &= 3 \times 30 &&Dt_2 = m \times Z_2 \end{aligned}$$

$$= 3 \times 37$$

$$= 111 \text{ mm}$$

Diameter Kepala , Dk

$$Dk_1 = m(z_1 + 2)$$

$$= 3 (30 + 2)$$

$$= 96 \text{ mm}$$

$$Dk_2 = m(z_2 + 2)$$

$$= 3 (37 + 2)$$

$$= 117 \text{ mm}$$

Diameter Kaki , Df

$$Df_1 = m(z_1 - 2)$$

$$= 3 (30 - 2)$$

$$= 84 \text{ mm}$$

$$Df_2 = m(z_2 - 2)$$

$$= 3 (37 - 2)$$

$$= 105 \text{ mm}$$

Jarak Sumbu Poros pada Roda Gigi

$$a = \frac{dt_1 + dt_2}{2}$$

$$= \frac{90 + 111}{2} = 100.5 = 101$$

➤ Perhitungan transmisi 4

Jumlah roda gigi (Z) :

$$Z_1 = \frac{2a}{(1 + i_4).m} = \frac{2.100}{(1 + 1).3} = 33$$

$$Z_2 = \frac{2ai_4}{(1+i_4).m} = \frac{2.100.1}{(1+1).3} = 33$$

Dimensi Roda Gigi :

Diameter Tusuk , Dt

$$Dt_1 = m \times Z_1$$

$$= 3 \times 33$$

$$= 99 \text{ mm}$$

$$Dt_2 = m \times Z_2$$

$$= 3 \times 33$$

$$= 99 \text{ mm}$$

Diameter Kepala , Dk

$$Dk_1 = m(z_1 + 2)$$

$$= 3 (33 + 2)$$

$$= 105 \text{ mm}$$

$$Dk_2 = m(z_2 + 2)$$

$$= 3 (33 + 2)$$

$$= 105 \text{ mm}$$

Diameter Kaki , Df

$$Df_1 = m(z_1 - 2)$$

$$= 3 (33 - 2)$$

$$= 93 \text{ mm}$$

$$Df_2 = m(z_2 - 2)$$

$$= 3 (33 - 2)$$

$$= 93 \text{ mm}$$

Jarak Sumbu Poros pada Roda Gigi

$$a = \frac{dt_1 + dt_2}{2}$$

$$= \frac{99 + 99}{2} = 99$$

➤ **Perhitungan transmisi 5**

Jumlah roda gigi (Z) :

$$Z_1 = \frac{2a}{(1+i_5).m} = \frac{2.100}{(1+0.727).3} = 39$$

$$Z_2 = \frac{2ai_5}{(1+i_5).m} = \frac{2.100.0,727}{(1+0,727).3} = 28$$

Dimensi Roda Gigi :

Diameter Tusuk , Dt

$$Dt_1 = m \times Z_1$$

$$= 3 \times 39$$

$$= 117 \text{ mm}$$

$$Dt_2 = m \times Z_2$$

$$= 3 \times 28$$

$$= 84 \text{ mm}$$

Diameter Kepala , Dk

$$Dk_1 = m(z_1 + 2)$$

$$= 3 (39 + 2)$$

$$= 123 \text{ mm}$$

$$Dk_2 = m(z_2 + 2)$$

$$= 3 (28 + 2)$$

$$= 90 \text{ mm}$$

Diameter Kaki , Df

$$Df_1 = m(z_1 - 2)$$

$$= 3 (39 - 2)$$

$$= 111 \text{ mm}$$

$$Df_2 = m(z_2 - 2)$$

$$= 3 (28 - 2)$$

$$= 78 \text{ mm.}$$

Jarak Sumbu Poros pada Roda Gigi

$$a = \frac{dt_1 + dt_2}{2} = \frac{117 + 84}{2} = 100.5 = 101$$

Tabel 3.1 Dimensi Roda Gigi

Transmisi	Z ₁	Z ₂	Dt ₁	Dt ₂	Dk ₁	Dk ₂	Df ₁	Df ₂	a
1	16	51	48	153	54	159	42	147	101
2	23	43	69	129	75	135	63	123	99
3	30	37	90	111	96	117	84	105	101
4	33	33	99	99	105	105	93	93	99
5	39	28	117	84	123	90	111	78	101

3.2 Perancangan roda gigi mundur

Hasil pengukuran dan pengamatan spesifikasi mesin adalah sebagai berikut

- Putaran motor (n) = 6300 Rpm
- Daya (N₁) = 140 PS
- Rasio roda gigi mundur(i_r) = 3,307
- Rasio roda gigi reverse(i_{fg}) = 4,294
- Material = Baja St 70.11
- Sudut tekan normal (α₀) = 20° (menurut standar ISO)
- β_o = 0 (untuk roda gigi lurus)

3.2.1. Diameter Referensi

Diamater referensi roda gigi pertama pada poros penggerak (poros 1) ditentukan dengan persamaan :

$$db \leq 113 \sqrt[3]{\frac{db_1 \cdot N_1}{b \cdot N_1 \cdot B_{zul}}} \quad (mm)$$

Sedangkan diameter referensi roda gigi yang digerakan pada poros 2 ditentukan dengan :

$$db_2 = 1 \times db_2 \text{ (mm)}$$

Dimana rasio $\left(\frac{b}{db_1}\right)$ besarnya tergantung dari jenis tumpuan (Tabel 22/17),

karena poros ditumpu oleh dua bantalan (Straddle mounting) maka $\left(\frac{b}{db_1}\right) \leq 1.2$

Ditentukan nilai dari $\left(\frac{b}{db_1}\right) = 0.5$ B_{zid} merupakan intensitas beban yang

diizinkan

(Tabel 22/11) tergantung pemilihan faktor keamanan terhadap pitting. Jika $S_g \geq$,

maka $B_{zid} = B_o$ dan jika $S_g \leq 1$, maka $B_{zid} = B_o$ s/d $3 B_o$ dimana

$$B_o = \frac{0.35.K.D.i}{C_s.S_g(1+i)}$$

C_s = Faktor kejut dipilih 1,5 (Tabel 22/18)

S_g = Faktor keamanan terhadap pitig dipilih 0,8

K_D = Kekuatan permukaan gigi yang tergantung pada pemilihan bahan (24 Kgf/mm²)

Bahan kedua roda gigi dipilih dari Baja St.70 11 (Tabel 22/25) dengan data sebagai berikut :

$$K_o = 24 \text{ Kgf/mm}^2$$

$$\sigma_o = 85 \text{ Kgf/mm}^2$$

Adapun alasan pemilihan bahan adalah sebagai berikut :

- a. Bahan tidak memiliki kekerasan yang terlalu tinggi sehingga akan memudahkan dalam proses machining.
- b. Produk yang dihasilkan tahan aus.
- c. Bahan memiliki kekuatan yang baik sehingga tahan lama sesuai dengan umur yang dikehendaki.

Kekuatan permukaan gigi ditentukan oleh :

$$K_D = Y_G \times Y_H \times Y_S \times Y_V \times K_O \quad (\text{Kgf/mm}^2)$$

Dimana :

Y_G , Y_H , Y_V dan Y_S adalah faktor-faktor permukaan gigi (Tabel 22/26)

Y_G adalah faktor material, dengan harga 1 untuk baja, dan 1.5 untuk besi cor

Y_H adalah faktor kekerasan permukaan, dengan harga 1 jika harga kekerasannya sama dengan kekerasan permukaan (Tabel 22/25)

K_O adalah faktor ketahanan permukaan material Y_S adalah faktor pelumasan, sedangkan viskositas sendiri fungsi dari kecepatan tangensial v (Tabel 22/28).

Apabila diasumsikan $v = 10 \text{ m/s}$ maka $V_{50} = 39 \text{ sd } 78 \text{ cSt}$, diambil $V_{50} = 40,1 \text{ cSt}$,

sehingga $Y_S = 0,85$.

Y_V adalah fungsi dari kecepatan tangensial v .

$$Y_V = 0.7 + \left(\frac{0.6}{1 + \left(\frac{8}{V} \right)^2} \right) = 0.7 + \left(\frac{0.6}{1 + \left(\frac{8}{10} \right)^2} \right)$$

$$= 1.066$$

Sehingga

$$\begin{aligned}
KD &= Y_G \times Y_H \times Y_S \times Y_V \times K_O \text{ kgf/mm}^2 \\
&= 1 \cdot 1 \cdot 0.85 \cdot 1.066 \cdot 0.72 \text{ kgf/mm}^2 \\
&= \mathbf{0,652 \text{ kgf/mm}^2}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
B_o &= \frac{0.35 \cdot K \cdot d \cdot i}{C_s \cdot S_G (1 + i)} \\
&= \frac{0.35 \times 0.62 \times 4.22}{1.5 \times 0.8 \times (1 + 4.2)} \\
&= \frac{0.91574}{6.264} \\
&= 0.1462 \text{ Kgf/mm}^2
\end{aligned}$$

Karena $S_G < 1$ maka dipilih $B_{Zul} = B_o = 0,1521 \text{ Kgf/mm}^2$, sehingga diameter referensi roda gigi 1 adalah :

$$db \leq 113 \sqrt[3]{\frac{db_1 \cdot N_1}{b \cdot N_1 \cdot B_{Zul}}} \quad (mm)$$

$$db \leq 113 \sqrt[3]{\frac{1 \times 140}{0.5 \times 6300 \times 0.1462}}$$

$$db_1 = 74,99 = 75$$

Harga kecepatan tangensial yang semula dimisalkan dapat diperiksa harganya :

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 10^3} = \frac{3.14 \times 74.99 \times 6300}{60000} = 24,73 \text{ m/s}$$

Diameter referensi roda gigi yang kedua :

$$db_2 = i_r \times db_1 = 3,307 \times 74,99 = 247,99 \text{ mm}$$

$$db_3 = i_{fg} \times db_1 = 4,294 \times 74,99 = 322,03 \text{ mm}$$

3.2.2. Diameter jarak bagi

Dianggap tidak ada faktor korigasi ($X_1 = X_2 = 0$) sehingga diameter jarak bagi (d) sama dengan diameter referensinya.

$$dq = db_1 = 74,99 \text{ mm}$$

$$dq = db_2 = 247,99 \text{ mm}$$

$$dq = db_3 = 322,03 \text{ mm}$$

3.2.3. Jumlah Gigi

$$\text{Jumlah gigi roda gigi 1 dipilih } Z_1 = \frac{2a}{(1 + i_1) \cdot m} = \frac{2.100}{(1 + 3.307) \cdot 3} = 16$$

$$\begin{aligned} \text{Jumlah gigi roda gigi 2 dipilih } Z_2 &= i_r \times Z_1 \\ &= 3.307 \times 16 = 53 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Jumlah gigi roda gigi 2 dipilih } Z_3 &= i_{fg} \times Z_1 \\ &= 4.294 \times 16 = 68,7 = 69 \end{aligned}$$

3.2.4. Modul

Modul ditentukan dengan ;

$$M1 = d_{o1}/z1 = d_{o2}/z2 = \frac{74.99}{16} = 4,965$$

Modul penampang normal :

$$m_n = m \cos \beta_o = 4.965$$

3.2.5. Lebar Gigi

Lebar gigi ditentukan dengan persamaan :

$$\begin{aligned} W &= b \times d_{b1} \\ &= 0.5 \times 74.99 \\ &= 39.72 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.6. Tinggi Kepala dan Tinggi Kaki Gigi

Berdasarkan Standar DIN 867 (Tabel 21/5)

$$H_k/m = 1 \text{ dan } h_f/m = 1,1 - 1,3$$

Tinggi kepala sama dengan modul :

$$H_k = m = 4,965$$

Tinggi kepala pasangan roda gigi dipilih sama :

$$h_{k1} = h_{k2}$$

Tinggi kaki dipilih sebesar 1,25 m

$$H_{f1} = 1,25 \times 4,965 = 6.206 \text{ mm}$$

Tinggi kaki pasangan roda gigi adalah :

$$h_{f1} = h_{f2} = h_f = 6.206 \text{ mm}$$

3.2.7. Diameter Lengkungan Kepala

Untuk roda gigi 1

$$D_{k1} = d_{o1} + 2h_{f1} = 74.99 + 9.93 = 87.76 \text{ mm}$$

Untuk roda gigi 2

$$D_{k2} = d_{o2} + 2h_{k2} = 247.99 + 9.93 = 257.92 \text{ mm}$$

Untuk roda gigi 3

$$D_{k3} = d_{o3} + 2h_{k3} = 322.03 + 9.93 = 331.96 \text{ mm}$$

3.2.8. Diameter Lingkaran Kaki

Untuk roda gigi 1

$$D_{f1} = d_{o1} - 2h_{f1} = 74.99 - 9.93 = 62.6 \text{ mm}$$

Untuk roda gigi 2

$$D_{f2} = d_{o2} - 2h_{f2} = 247.99 - 9.93 = 235.6 \text{ mm}$$

Untuk roda gigi 2

$$D_{f3} = d_{o3} - 2h_{f3} = 322.03 - 9.93 = 309.6 \text{ mm}$$

3.2.9. Jarak Pusat

Jarak pusat ditentukan dengan :

$$\begin{aligned} a . &= 0,5 (db1 + db2) \\ &= 0,5 (74.99 + 247.99) \\ &= 161.49 \text{ mm} \end{aligned}$$

3.2.10. Jarak Bagi

Jarak bagi ditentukan dengan :

$$\begin{aligned} t_0 &= \pi . m \\ &= 3.14 \times 4.965 \\ &= 15.6 \end{aligned}$$

3.3 Kekuatan Gigi

Untuk memperhitungkan kekuatan gigi digunakan dua metode yang paling dasar pada perhitungan dan diutamakan pada kekuatan terhadap lenturan dan tekanan permukaan gigi. Kedua metode ini merupakan metode perencanaan menurut standart. Untuk itu melakukan perencanaan roda gigi perlu diketahui hal-hal sebagai berikut :

- Bahan pinyon S45C dengan :

a. Kekuatan tarik, $\sigma_{b1} = 58 \text{ N/mm}^2$

b. Kekuatan permukaan sisi gigi, $Hb1 = 198$

- Tegangan lentur yang diizinkan, $\sigma_{a1} = 30 \text{ N/mm}^2$

Misalkan faktor tegangan kontak diambil antara baja dengan kekerasan (200Hb)

dengan besi cor maka $K_h = 0,079 \text{ N/mm}^2$.

Maka perhitungan dapat dilakukan sebagai berikut :

➤ **Transmisi kecepatan 1 :**

$$F_b^i = \sigma_a m \gamma f_v$$

Faktor bentuk gigi

$$Z_1 = 14 \quad Y_1 = 0,276$$

$$Z_2 = 51 \quad Y_2 = 0,408 + \frac{(0,421 - 0,408) \times 1}{10} = 0,409$$

Kec Keliling :

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} \\ &= \frac{3,14 \times 48 \times 6300}{60000} \\ &= 15,82 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Gaya Tangensial :

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{102 \times P}{v} \\ &= \frac{102 \times 140}{15,82} \\ &= 902,65 \text{ N} \end{aligned}$$

Faktor Dinamis :

$$F_v = \frac{6}{6 + v}$$

$$= \frac{6}{6 + 15.82} = 0.274$$

Beban Lentur yang diizinkan :

$$F^1b_1 = \sigma_{a1}.m.Y_1.fv$$

$$= 30 \times 3 \times 0.276 \times 0.274$$

$$= 6.81 \text{ N/mm}$$

$$F^1b_2 = \sigma_{a1}.m.Y_2.fv$$

$$= 30 \times 3 \times 0.409 \times 0.274$$

$$= 10.09 \text{ N/mm}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar

$$F^1H = fv Kh dt_1 \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$= 0.274 \times 0.079 \times 48 \times \frac{2 \times 51}{16 + 51} = 1.58 \text{ N/mm}$$

➤ **Transmisi kecepatan 2 :**

$$F^i_b = \sigma_a m \gamma fv$$

Faktor bentuk gigi

$$Z_1 = 23 \quad Y_1 = 0,333$$

$$Z_2 = 43 \quad Y_2 = 0,396$$

Kec Keliling :

$$\begin{aligned}V_1 &= \frac{\pi \cdot dt \cdot n}{1000 \cdot 60} \\&= \frac{3.14 \times 69 \times 6300}{60000} \\&= 22.74 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Gaya Tangensial :

$$\begin{aligned}F_t &= \frac{102 \times P}{v} \\&= \frac{102 \times 140}{22.74} \\&= 627.96 \text{ N}\end{aligned}$$

Faktor Dinamis :

$$\begin{aligned}F_v &= \frac{5.5}{5.5 + v^{1/2}} \\&= \frac{5.5}{5.5 + 4.77} = 0.535\end{aligned}$$

Beban Lentur yang diizinkan :

$$\begin{aligned}F^1_{b_1} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\&= 30 \times 3 \times 0.333 \times 0.535 \\&= 16.03 \text{ N/mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}F^1_{b_2} &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\&= 30 \times 3 \times 0.396 \times 0.535 \\&= 19.06 \text{ N/mm}\end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar

$$\begin{aligned}F^1_H &= f_v \cdot K_h \cdot dt_1 \cdot \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2} \\&= 0.535 \times 0.079 \times 69 \times \frac{2 \times 43}{23 + 43} \\&= 3.8 \text{ N/mm}\end{aligned}$$

➤ **Transmisi kecepatan 3 :**

$$F_b^i = \sigma_a m \gamma f_v$$

Faktor bentuk gigi

$$Z_1 = 30 \quad Y_1 = 0,358$$

$$Z_2 = 37 \quad Y_2 = 0.371 + \frac{(0.383 - 0.371) \times 3}{4} = 0.380$$

Kec Keliling :

$$\begin{aligned} V_1 &= \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} \\ &= \frac{3.14 \times 90 \times 6300}{60000} \\ &= 29.67 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Gaya Tangensial :

$$\begin{aligned} F_t &= \frac{102 \times P}{v} \\ &= \frac{102 \times 140}{29.67} \\ &= 481.29 \text{ N} \end{aligned}$$

Faktor Dinamis :

$$\begin{aligned} F_v &= \frac{5.5}{5.5 + v^{1/2}} \\ &= \frac{5.5}{5.5 + 5.45} = 0.502 \end{aligned}$$

Beban Lentur yang diizinkan :

$$\begin{aligned} F^1 b_1 &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 30 \times 3 \times 0.358 \times 0.502 = 16.17 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F^1 b_2 &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 30 \times 3 \times 0.380 \times 0.502 = 17.16 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar

$$F^1H = f_v K_h d t_1 \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$= 0.502 \times 0.079 \times 90 \times \frac{2 \times 37}{30 + 37} = 3.94 \text{ N/mm}$$

➤ **Transmisi kecepatan 4 :**

$$F b = \sigma_a m \gamma f_v$$

Faktor bentuk gigi

$$Z_1 = 33 \quad Y_1 = 0,358 + \frac{(0.371 - 0.358)3}{4} = 0,368$$

$$Z_2 = 33 \quad Y_2 = 0,358 + \frac{(0.371 - 0.358)3}{4} = 0,368$$

Kec Keliling :

$$V_1 = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60}$$

$$= \frac{3.14 \times 105 \times 6300}{60000}$$

$$= 34.62 \text{ m/s}$$

Gaya Tangensial :

$$F_t = \frac{102 \times P}{v}$$

$$= \frac{102 \times 140}{34.62}$$

$$= 412.47 \text{ N}$$

Faktor Dinamis :

$$\begin{aligned} F_v &= \frac{5.5}{5.5 + v^{1/2}} \\ &= \frac{5.5}{5.5 + 5.9} = 0.482 \end{aligned}$$

Beban Lentur yang diizinkan :

$$\begin{aligned} F^1 b_1 &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_1 \cdot f_v \\ &= 30 \times 3 \times 0.368 \times 0.482 = 15.96 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F^1 b_2 &= \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_2 \cdot f_v \\ &= 30 \times 3 \times 0.368 \times 0.482 = 15.96 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar

$$\begin{aligned} F^1 H &= f_v K_h d t_1 \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2} \\ &= 0.482 \times 0.079 \times 102 \times \frac{2 \times 33}{33 + 33} = 3.9 \text{ N/mm} \end{aligned}$$

➤ **Transmisi kecepatan 5 :**

$$F^i b = \sigma_a m \gamma f_v$$

Faktor bentuk gigi

$$Z_1 = 39 \quad Y_1 = 0.383 + \frac{(0.396 - 0.383) \times 1}{5} = 0.3856$$

$$Z_2 = 28 \quad Y_2 = 0.349 + \frac{(0.358 - 0.349) \times 1}{3} = 0.352$$

Kec Keliling :

$$\begin{aligned}V_1 &= \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} \\&= \frac{3.14 \times 117 \times 6300}{60000} \\&= 38.57 \text{ m/s}\end{aligned}$$

Gaya Tangensial :

$$\begin{aligned}F_t &= \frac{102 \times P}{v} \\&= \frac{102 \times 140}{38.57} \\&= 370.23 \text{ N}\end{aligned}$$

Faktor Dinamis :

$$F_v = \frac{5.5}{5.5 + v^{1/2}}$$

$$= \frac{5.5}{5.5 + 6.21} = 0.470$$

Beban Lentur yang diizinkan :

$$F^1b_1 = \sigma_{a1}.m.Y_1.fv$$

$$= 30 \times 3 \times 0.3856 \times 0.47 = 16.31 \text{ N/mm}$$

$$F^1b_2 = \sigma_{a1}.m.Y_2.fv$$

$$= 30 \times 3 \times 0.352 \times 0.47 = 14.88 \text{ N/mm}$$

Beban permukaan yang diizinkan persatuan lebar

$$F^1H = fv Kh dt_1 \frac{2Z_2}{Z_1 + Z_2}$$

$$= 0.47 \times 0.079 \times 117 \times \frac{2 \times 28}{39 + 28} = 3.63 \text{ N/mm}$$

Tabel 3.2 Tabel Hasil Perhitungan Kekuatan Gigi

Transmisi	Z ₁	Z ₂	V	F _t	F _v	F _{b1}	F _{b2}	F ¹ H
1	16	51	15.82	902.65	0.274	6.81	10.09	1.58
2	23	43	22.74	627.96	0.535	16.03	19.06	3.8
3	30	37	29.67	481.29	0.502	16.17	17.16	3.94

4	33	33	34.62	412.47	0.482	15.96	15.96	3.9
5	39	28	38.57	370.23	0.470	16.31	14.88	3.63

3.4 Hitungan Efisiensi Roda gigi

Perhitungan efisiensi roda gigi diambil berdasarkan data jumlah roda gigi masing – masing yang telah dihitung . Efisiensi roda gigi yang akan dihitung adalah efisiensi gigi setiap roda gigi

$$Z_1 = 16 \quad Z_6 = 37 \quad Z_{11} = 16$$

$$Z_2 = 51 \quad Z_7 = 33 \quad Z_{12} = 53$$

$$Z_3 = 23 \quad Z_8 = 33 \quad Z_{13} = 69$$

$$Z_4 = 43 \quad Z_9 = 39$$

$$Z_5 = 30 \quad Z_{10} = 28$$

Efisiensi Transmisi I

$$\begin{aligned} \eta_I &= 1 - \frac{1}{7} \left[\frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 \cdot Z_2} + \frac{Z_7 + Z_8}{Z_7 \cdot Z_8} \right] \\ &= 1 - \frac{1}{7} \left[\frac{16 + 51}{16 \times 51} + \frac{33 + 33}{33 \times 33} \right] \\ &= 97,97\% \end{aligned}$$

Efisiensi Transmisi II

$$\begin{aligned} \eta_{II} &= 1 - \frac{1}{7} \left[\frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 \cdot Z_2} + \frac{Z_5 + Z_6}{Z_5 \cdot Z_6} \right] \\ &= 1 - \frac{1}{7} \left[\frac{16 + 51}{16 \times 51} + \frac{30 + 37}{30 \times 37} \right] \end{aligned}$$

$$= 98,96\%$$

Efisiensi Transmisi III

$$\begin{aligned}\eta_{III} &= 1 - \frac{1}{7} \left[\frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 \cdot Z_2} + \frac{Z_3 + Z_4}{Z_3 \cdot Z_4} \right] \\ &= 1 - \frac{1}{7} \left[\frac{16 + 51}{16 \times 51} + \frac{23 + 43}{23 \times 43} \right] \\ &= 97,87\%\end{aligned}$$

Efisiensi Transmisi V

$$\begin{aligned}\eta_V &= 1 - \frac{1}{7} \left[\frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 \cdot Z_2} + \frac{Z_{12} + Z_{13}}{Z_{12} \cdot Z_{13}} \right] \\ &= 1 - \frac{1}{7} \left[\frac{16 + 51}{16 \times 51} + \frac{53 + 69}{53 \times 69} \right] \\ &= 98,35\%\end{aligned}$$

Efisiensi Transmisi Mundur

$$\begin{aligned}\eta_R &= 1 - \frac{1}{7} \left[\frac{Z_1 + Z_2}{Z_1 \cdot Z_2} + \frac{Z_9 + Z_{10}}{Z_9 \cdot Z_{10}} + \frac{Z_{10} + Z_{11}}{Z_{10} \cdot Z_{11}} \right] \\ &= 1 - \frac{1}{7} \left[\frac{16 + 51}{16 \times 51} + \frac{39 + 28}{39 \times 28} + \frac{28 + 16}{28 \times 16} \right] \\ &= 97,04\%\end{aligned}$$

Efisiensi Mekanis :

$$\begin{aligned}n_{\max} &= n_I \cdot n_{II} \cdot n_{III} \cdot n_V \cdot n_R \cdot n_{Bantalan} \\ &= 0.9797 \times 0.9896 \times 0.9787 \times 0.9835 \times 0.9704 \times 0.99 \\ &= 89.65 \%\end{aligned}$$

Kerugian daya , P_g

Daya maksimum mesin , $P_{maks} = 140 \text{ Ps}$

$$\begin{aligned} P_g &= P_{max} (1 - \eta_{max}) \\ &= 140 (1 - 89.65\%) \\ &= 14.486 \text{ kW} \end{aligned}$$

Efisiensi Total

$$\begin{aligned} \text{Total} &= \left[\frac{P_{max} - P_g}{P_{max}} \right] 100\% \\ &= \left[\frac{140 - 14.486}{140} \right] \times 100\% \\ &= 89.65\% \end{aligned}$$

KOPLING

Defenisi Kopling dan Jenis-jenisnya

Kopling adalah suatu elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dari poros penggerak (*driving shaft*) ke poros yang digerakkan (*driven shaft*), dimana putaran inputnya akan sama dengan putaran outputnya. Tanpa kopling, sulit untuk menggerakkan elemen mesin sebaik-baiknya. Dengan adanya kopling pemindahan daya dapat dilakukan dengan teratur dan seefisien mungkin.

Beberapa syarat yang harus dipenuhi oleh sebuah kopling adalah:

1. Mampu menahan adanya kelebihan beban.
2. Mengurangi getaran dari poros penggerak yang diakibatkan oleh gerakan dari elemen lain.
3. Mampu menjamin penyambungan dua poros atau lebih.
4. Mampu mencegah terjadinya beban kejut.

Untuk perencanaan sebuah kopling kita harus memperhatikan kondisi-kondisi sebagai berikut:

1. Kopling harus mudah dipasang dan dilepas
2. Kopling harus dapat mentransmisikan daya sepenuhnya dari poros
3. Kopling harus sederhana dan ringan
4. Kopling harus dapat mengurangi kesalahan hubungan pada poros

Kopling ditinjau dari cara kerjanya dapat dibedakan atas dua jenis:

1. Kopling Tetap
2. Kopling Tak Tetap

Kopling Tetap

Kopling tetap adalah suatu elemen mesin yang berfungsi sebagai penerus putaran dan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan secara pasti (tanpa terjadi slip), dimana sumbu kedua poros tersebut terletak pada satu garis lurus atau dapat sedikit berbeda sumbunya. Kopling tetap selalu dalam keadaan terpasang, untuk memisahkannya harus dilakukan pembongkaran.

Kopling tetap terbagi atas: /4/

1. Kopling kaku

Kopling kaku dipergunakan bila kedua poros harus dihubungkan sumbu segaris, dan dipakai pada poros mesin dan transmisi umum di pabrik-pabrik, kopling ini terdiri atas :

- a. Kopling bus
- b. Kopling flens kaku
- c. Kopling flens tempa

2. Kopling luwes

Kopling luwes (fleksibel) memungkinkan adanya sedikit ketidaklurusan sumbu poros yang terdiri atas:

- a. Kopling flens luwes
- b. Kopling karet ban
- c. Kopling karet bintang
- d. Kopling gigi
- e. Kopling rantai

3. Kopling universal

Kopling universal digunakan bila kedua poros akan membentuk sudut yang cukup besar, terdiri dari:

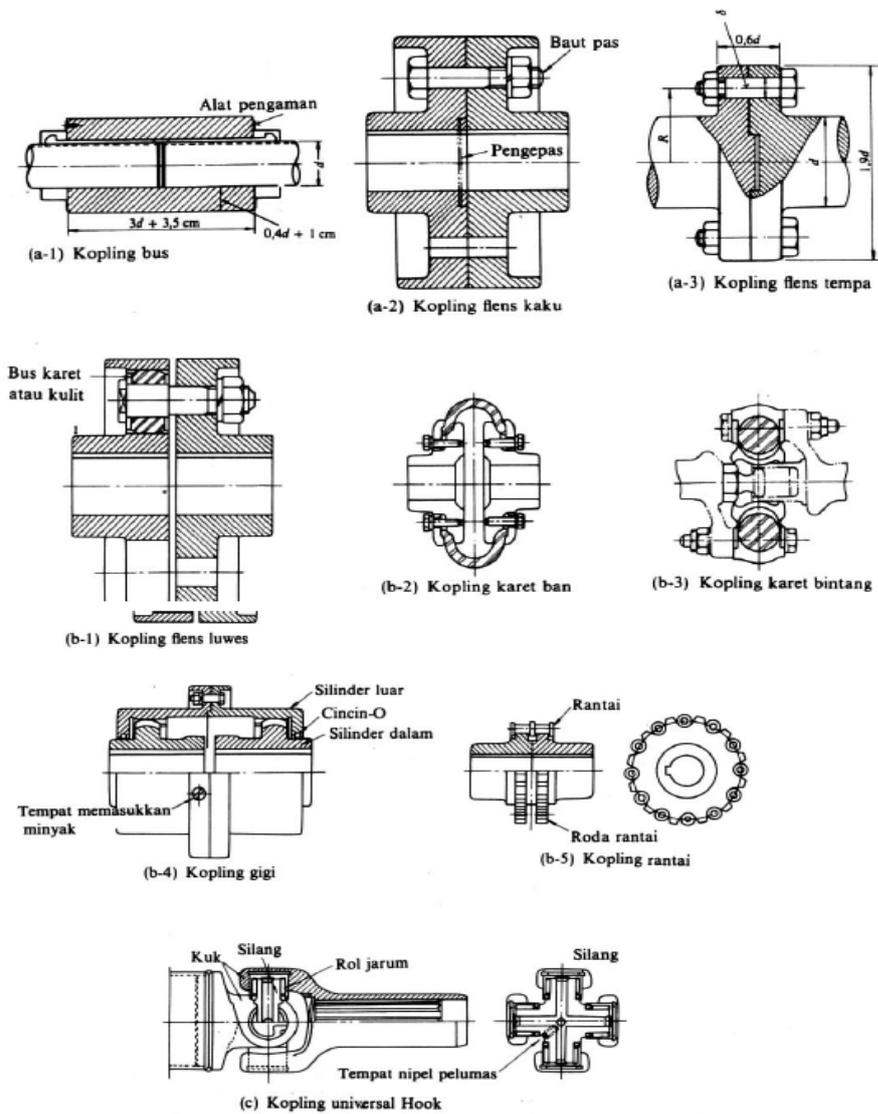
- a. Kopling universal hook
- b. Kopling universal kecepatan tetap

Kopling universal digunakan bila poros penggerak dan poros yang digerakkan membentuk sudut yang cukup besar.

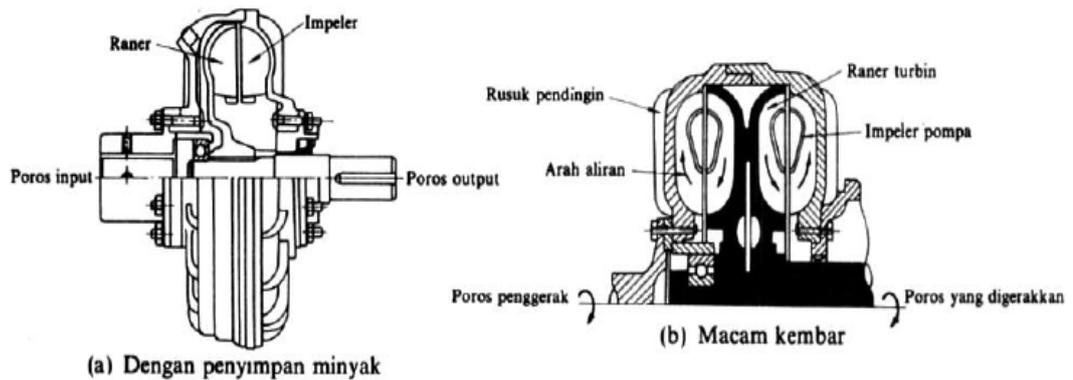
4. Kopling Fluida

Penerusan daya dilakukan oleh fluida sehingga tidak ada hubungan antara kedua poros. Kopling Fluida sangat cocok untuk mentransmisikan putaran tinggi dan daya yang besar. Keuntungannya adalah getaran dari sisi penggerak

dan tumbukan dari sisi beban tidak saling diteruskan. Demikian pula pada waktu terjadi pembebanan lebih, penggerak mula tidak akan terkena momen yang akan melebihi batas kemampuan.



Gbr. 2.1 Macam-macam kopling tetap.



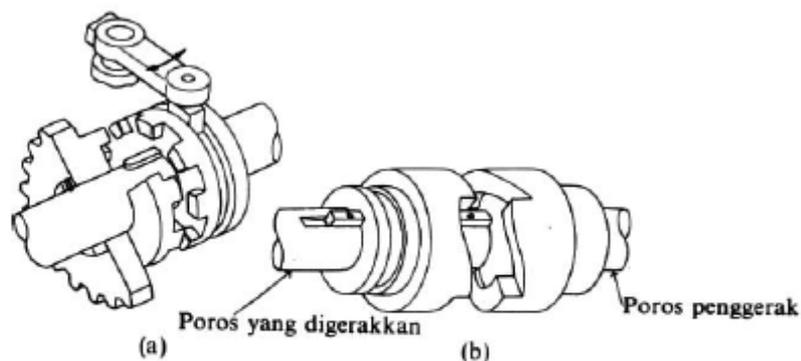
Gb. 2.5 Macam-macam kopling fluida

2.1.1 Kopling Tidak Tetap

Kopling tidak tetap adalah kopling yang digunakan untuk menghubungkan poros penggerak dan poros yang digerakkan dengan putaran yang sama saat meneruskan daya. Kopling juga dapat melepaskan hubungan kedua poros tersebut dalam keadaan diam maupun berputar tanpa harus menghentikan putaran dari poros penggerak.

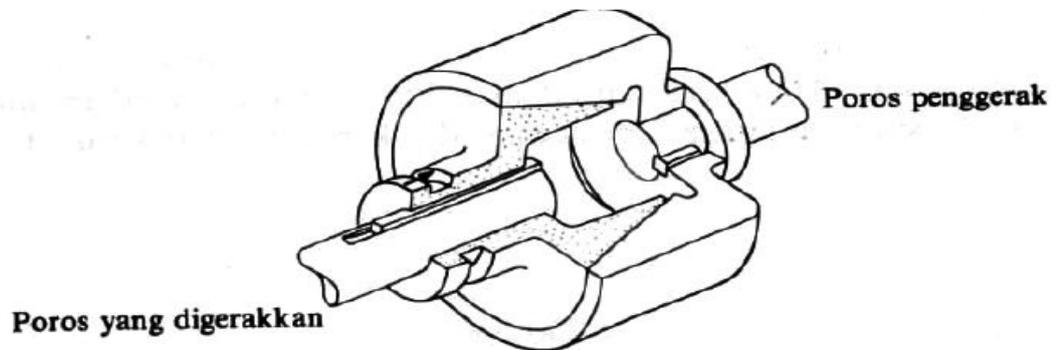
Kopling tak tetap meliputi:

1. Kopling cakar, terdiri dari:
 - a. Kopling cakar persegi
 - b. Kopling cakar spiral



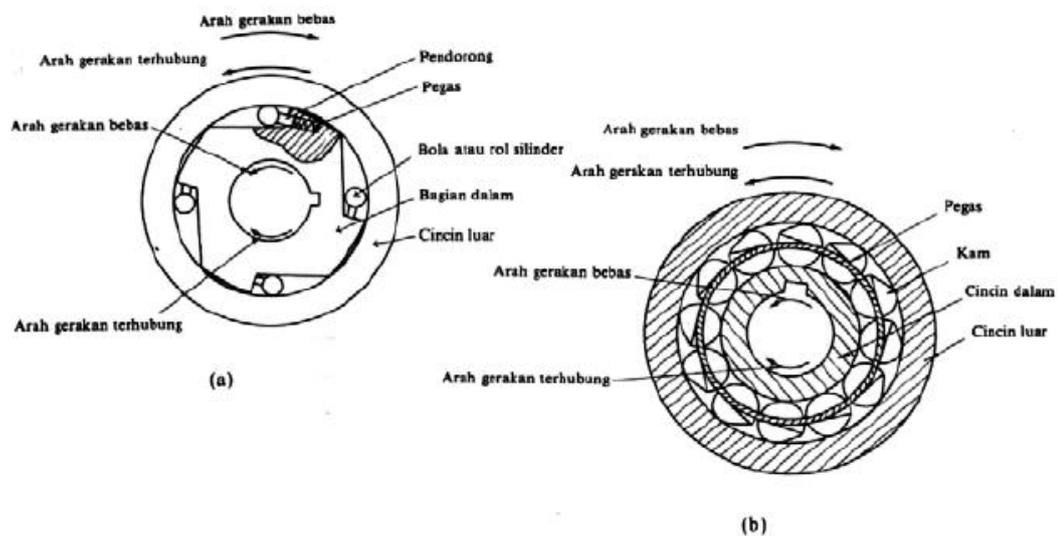
Gb. 2.5.1 Dua macam kopling tidak tetap

c. Kopling kerucut



Gb. 2.5.3 Kopling kerucut

d. Kopling friwil



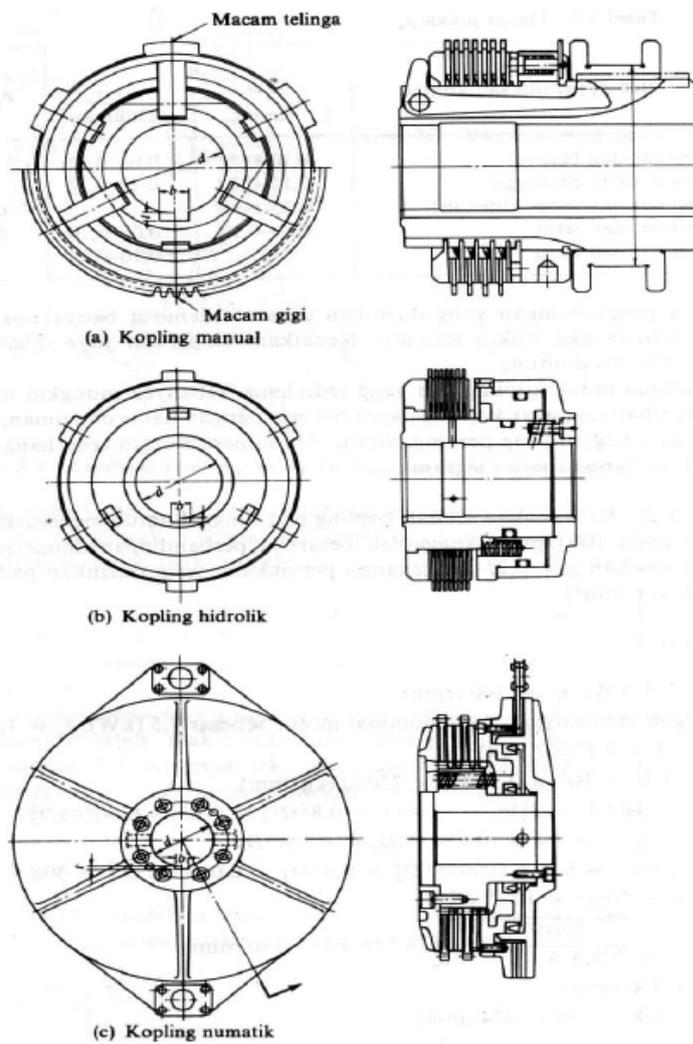
Gb. 2.5.4 Kopling friwil

2. Kopling pelat, terdiri dari:

a. Menurut jumlah pelatnya:

- Kopling pelat tunggal
- Kopling pelat banyak

- b. Menurut cara pelayanannya:
- Kopling pelat cara manual
 - Kopling pelat cara hidrolis
 - Kopling pelat cara pneumatik
- c. Menurut pelumasannya:
- Kopling pelat kering
 - Kopling pelat basah



Gb. 2.5.2 Penggolongan kopling menurut cara kerja

Secara umum kopling pelat adalah kopling yang menggunakan satu pelat atau lebih yang dipasang diantara kedua poros serta membuat kontak dengan poros tersebut, sehingga terjadi penerusan daya melalui gesekan antara sesamanya. Konstruksi kopling ini cukup sederhana, dapat dihubungkan dan dilepaskan dalam keadaan berputar karena itu kopling ini sangat banyak dipakai.

Komponen Utama Kopling

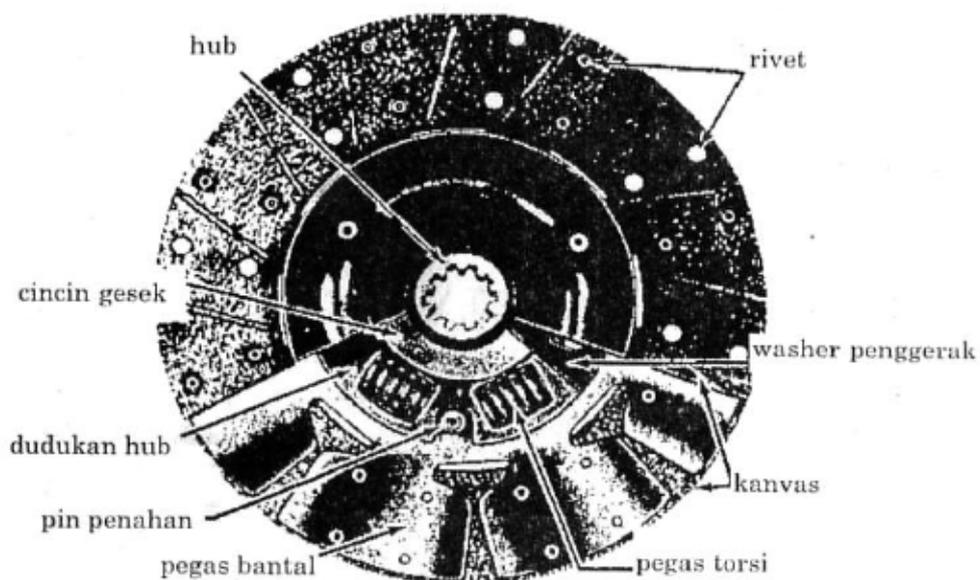
- **Roda Penerus**

Selain sebagai penstabil putaran motor, roda penerus juga berfungsi sebagai dudukan hampir seluruh komponen kopling.

- **Pelat Kopling**

Kopling berbentuk bulat dan tipis terbuat dari plat baja berkualitas tinggi. Kedua sisi plat kopling dilapisi dengan bahan yang memiliki koefisien gesek tinggi.

Bahan gesek ini disatukan dengan plat kopling dengan menggunakan keling (rivet).



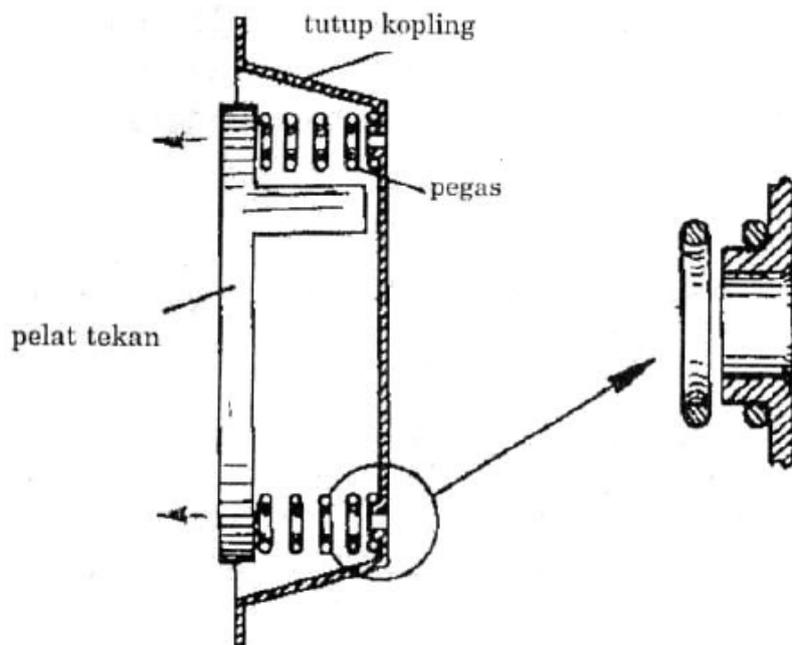
Gb. 3 Kontruksi plat kopling dan kelengkapannya

- **Pelat Tekan**

Pelat tekan kopling terbuat dari besi tuang. pelat tekan berbentuk bulat dan diameternya hampir sama dengan diameter plat kopling. salah satu sisinya (sisi yang berhubungan dengan plat kopling) dibuat halus, sisi ini akan menekan plat kopling dan roda penerus, sisi lainnya mempunyai bentuk yang disesuaikan dengan kebutuhan penempatan komponen kopling lainnya.

- **Unit Plat Penekan**

Sebagai satu kesatuan dengan plat penekan, pelat penekan dilengkapi dengan sejumlah pegas spiral atau pegas diaphragma. tutup dan tuas penekan. Pegas digunakan untuk memberikan tekanan terhadap pelat tekan, pelat kopling dan roda penerus. jumlah pegas (kekuatan tekan) disesuaikan dengan besar daya yang harus dipindahkan.

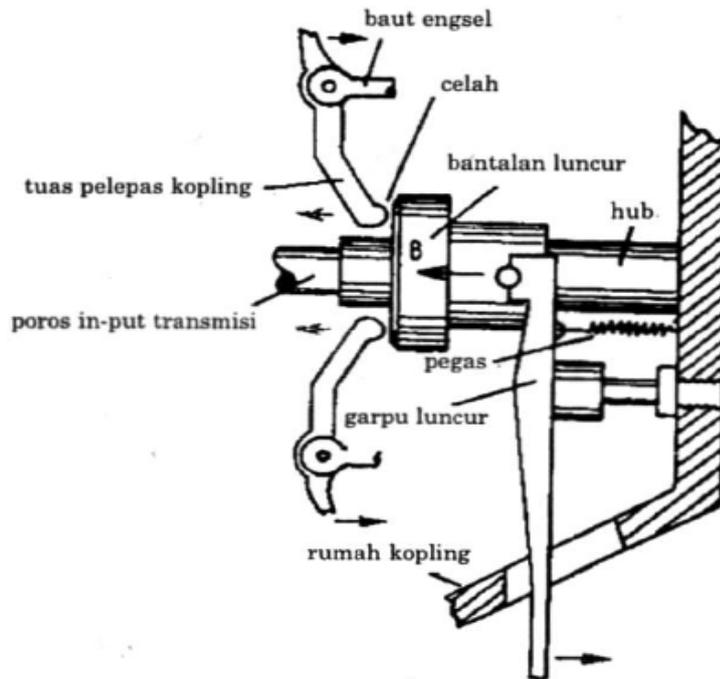


Gb. 5.1 Unit plat penekan

Mekanisme Penggerak

Komponen penting lainnya pada kopling ialah mekanisme pemutusan hubungan (tuas tekan). mekanisme ini di lengkapi dengan bantalan bola, bantalan bola diikat pada bantalan luncur yang akan bergerak maju/mundur pada sambungan.

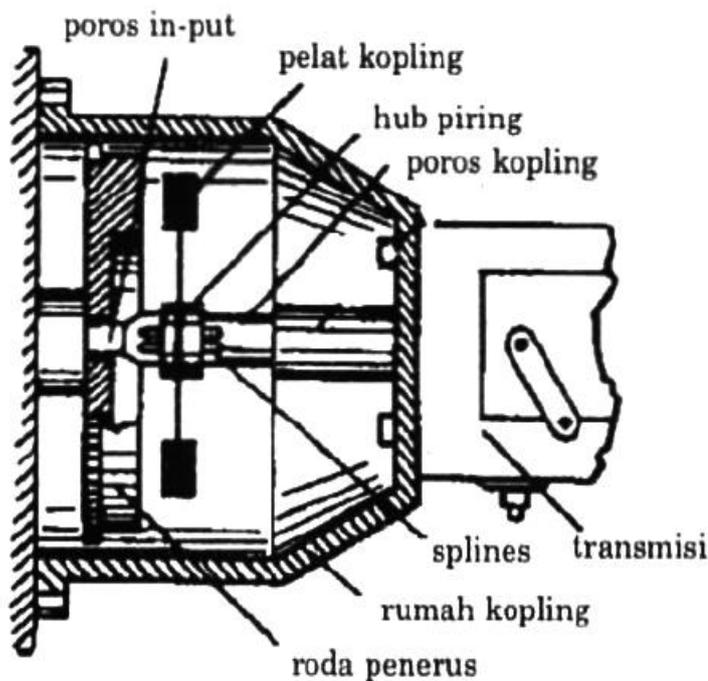
Bantalan bola yang dilengkapi dengan permukaan tekan akan mendorong tuas tekan.



Gb. 6 mekanisme penggerak kopling

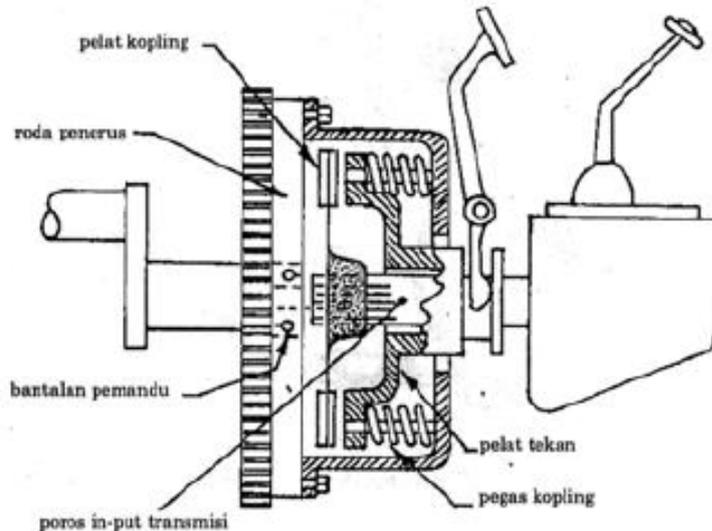
Rumah Kopling

Rumah kopling terbuat dari besi tuang atau aluminium. rumah kopling menutupi seluruh unit kopling dan mekanisme penggerak. rumah kopling umumnya mempunyai daerah terbuka yang berfungsi sebagai saluran sirkulasi udara.



Cara Kerja Kopling

Pada saat pedal kopling ditekan/diinjak, ujung tuas akan mendorong bantalan luncur kebelakang. bantalan luncur akan menarik plat tekan melawan tekanan pegas.



Pada saat pelat tekan bergerak mundur, pelat kopling terbebas dari roda penerus dan perpindahan daya terputus. bila tekanan pedal kopling dilepas, pegas kopling akan mendorong pelat tekan maju dan menjepit pelat kopling dengan roda penerus dan terjadi perpindahan daya.

Pada saat pelat tekan bergerak kedepan, pelat kopling akan menarik bantalan luncur, sehingga pedal kopling kembali ke posisi semula. selain secara mekanik, sebagai mekanisme pelepas hubungan.

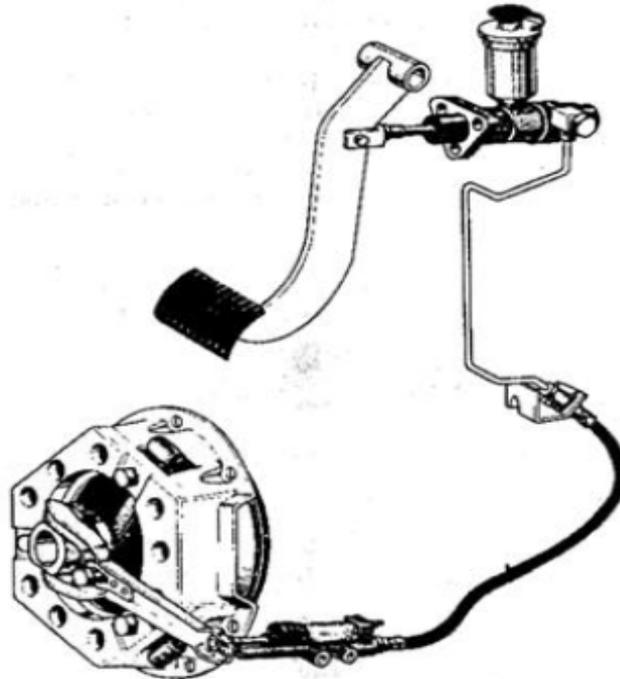
Sekarang sudah banyak digunakan sistem hidrolik dan booster. secara umum, sistem hidrolik dan hidrolik booster adalah sama. perbedaannya adalah pada sistem hidrolik booster, digunakan booster untuk memperkecil daya tekan pada pedal kopling. pemilihan sistem yang digunakan disesuaikan dengan kebutuhan.

Pada sistem hidrolik, pada saat pedal kopling ditekan, maka batang penerus akan mendorong piston pada master silinder kopling, fluida pada sistem akan meneruskan daya ini ke silinder pada unit kopling, dan piston silinder unit kopling akan mendorong tuas, dan seperti pada sistem mekanik, pelat kopling terlepas,

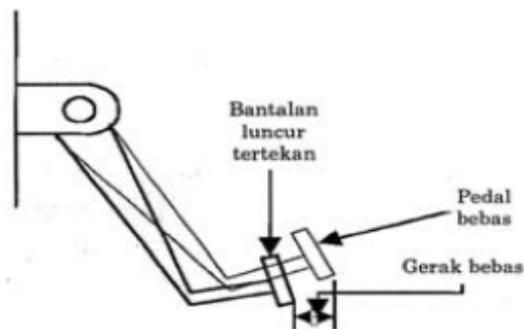
sehingga penerusan daya dari motor ke transmisi terputus.

Cara kerja sistem hidrolis ini sama seperti cara kerja pada sistem rem.

Kebocoran sistem hidrolis akan mengganggu proses pelepasan hubungan.



Gambar 5.7: Kopling dengan penggerak hidrolis.



Gb. 8 Gerak bebas pedal kopling

Pemeliharaan

Gangguan pada sistem kopling relatif kecil. salah satu penyetelan yang dilakukan hanya pada gerak bebas kopling. bila gerak kerja pedal kopling telah terlalu dalam, periksa kondisi pelat kopling, bila sudah terlalu tipis, ganti pelat kopling.

Contoh Perancangan Kopling

Hal-hal penting dalam perencanaan kopling tetap :

1. Pemasangan mudah dan cepat
2. Ringkas dan ringan
3. Aman pada putaran tinggi
4. Getaran dan tumbukan kecil
5. Dapat mencegah pembebanan kecil
6. Terdapat sedikit kemungkinan gerakan aksial pada poros sekiranya terjadi pemuaian karena panas dan lain-lain.

Perencanaan kopling tetap jenis flens :

1. Daya yang akan ditransmisikan, P (kW) putaran poros penggerak, n_1 (rpm)
2. Faktor koreksi, (f_c) Daya :

Daya yang akan ditransmisikan	F_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1.2 – 2.0
Daya maksimum yang diperlukan	0.8 – 1.2
Daya normal	1.0 – 1.5

3. Daya rencana, P_d (kW)

$$P_d = f_c \times P$$

4. Momen rencana , T (kg.mm)

$$T = \frac{9.74 \times 10^5 \times P_d}{n_1}$$

5. Bahan poros

- Kekuatan tarik bahan poros, σ_B (kg/mm²)
- Apakah ada tangga atau alur pasak
- Faktor keamanan, Sf_1 dan Sf_2

6. Tegangan geser poros yang diijinkan, τ_{SA} (kg/mm²)

$$\tau_{SA} = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

7. Faktor koreksi untuk puntiran, K_t

Faktor koreksi untuk lenturan, C_b

Faktor Pembebanan	K_t
Beban dikenakan secara halus	1.0
Terjadi sedikit kejutan / tumbukan	1.0 – 1.5
Beban dikenakan kejutan / tumbukan besar	1.5 – 3.0

Terjadi pembebanan lentur $\rightarrow C_b = 1.2 - 2.3$

Tidak terjadi pembebanan lentur $\rightarrow C_b = 1.0$

8. Diameter poros, d_s (mm)

$$d_s = \left[\frac{5.1 \times K_t \times C_b \times T}{\tau_{SA}} \right]^{1/3}$$

9. Gaya Tangensial, F (kg)

$$F = \frac{T}{d_s/2}$$

10. Diameter luar kopleng flens, A (mm)

Diameter naff (bos), C (mm)

Panjang naff, L (mm)

Diameter pusat baut, B (mm)

Diameter baut, a (mm)

Jumlah baut, n

TABEL UKURAN KOPLING FLENS :

Ds		A	C	L	B	a	n	F	
Mak.	Min							Kasar	Halus
63	50	224	112	80	160	16	6	18	22.4
71	56	250	125	90	180	20	6	23.6	28
80	63	280	140	100	200	20	6	23.6	28
90	71	315	160	112	236	25	8	26.5	35.5
100	80	355	180	125	265	25	8	26.5	35.5

11. Nilai efektif baut, n_e $\epsilon = 0.5$

Biasanya dalam perhitungan dianggap bahwa hanya 50% saja dari seluruh baut yang berjumlah n buah menerima seluruh beban secara merata.

Jumlah baut efektif, n_e :

$$n_e = \epsilon \times n$$

12. Tegangan geser baut, τ_B (kg/mm^2)

$$\tau_B = \frac{8 \times T}{\pi \times a^2 \times n_e \times B}$$

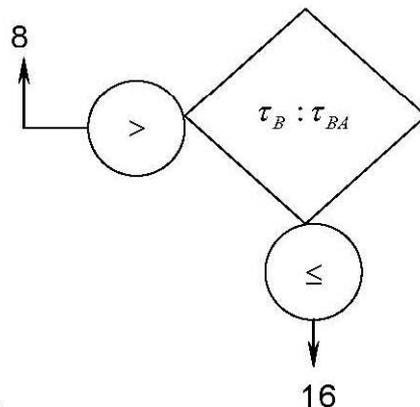
13. Bahan baut

- Kekuatan tarik bahan poros, σ_B (kg/mm^2) \rightarrow Tabel
- Faktor keamanan, $S_{f_b} = 5 - 6$
- Faktor koreksi, $K_b = 1.5 - 3$

14. Tegangan geser baut yang diijinkan, τ_{BA} (kg/mm^2)

$$\tau_{BA} = \frac{\sigma_B \text{ (Bahan baut)}}{S_{f_b} \times K_b}$$

15. $\tau_B : \tau_{BA}$



12 : 14

12 \leq 14 \rightarrow Baik lanjut ke 16

12 > 14 \rightarrow Tidak baik
kembali ke 8

16. Bahan Flens

- Tebal flens, F (mm)
- Kekuatan tarik bahan poros, σ_F (kg/mm^2)
- Faktor keamanan, $S_{f_F} = 5 - 6$
- Faktor koreksi, $K_F = 2 - 3$

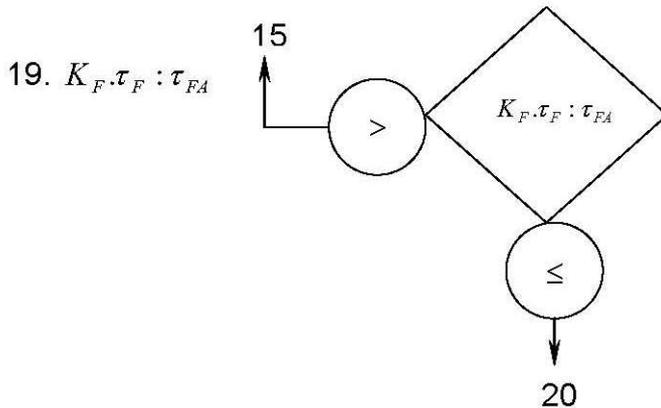
} Tabel

17. Tegangan geser yang diijinkan untuk flens, τ_{FA} (kg/mm²)

$$\tau_{FA} = \frac{\sigma_F \text{ (Bahan flens)}}{Sf_F \times K_F}$$

18. Tegangan geser yang diijinkan untuk flens, τ_F (kg/mm²)

$$\tau_F = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F}$$



20. Diameter luar koping flens, A (mm)

Diameter poros, ds (mm)

Diameter baut, a (mm)

Jumlah baut, n

Bahan baut =?

Bahan flens =?

TABEL PEMILIHAN BAHAN BAUT DAN FLENS UNTUK KOPLING TETAP :

Jenis Bahan	Lambang	
Besi Cor Kelabu	FC-20	20
	FC-25	25
	FC-30	30
	FC-35	35
Baja Karbon Cor	SC-37	37
	SC-42	42
	SC-46	46
	SC-49	49
Baja Karbon Tempa	SF-50	50-60
	SF-55	55-65
	SF-60	60-70

Jenis Bahan	Lambang	
Baja Karbon untuk konstruksi mesin	S20C	40
	S35C	50
	S40C	60
	S45C	70
Baja Karbon untuk konstruksi biasa	SS41B	40
	SS50B	50
Baja batang difinish dingin	S20C-D	50
	S35C-D	60

Soal :

Pilihlah suatu kopling flens kaku yang dihubungkan dengan poros baja liat dengan sebuah pasak untuk meneruskan daya sebesar 65 ps pada 180 rpm, dan periksalah kekuatan baut dan flens !

Penyelesaian soal :

1. Daya yang akan ditransmisikan, P (kW) putaran poros penggerak, n_1 (rpm)

$$65 \times 0.735 = 47.775 \text{ kW}$$

$$\text{Catatan : } 1 \text{ ps} = 0.735 \text{ kW}$$

$$\text{Putaran poros, } n_1 = 180 \text{ rpm}$$

$$1 \text{ hp} = 0.746 \text{ kW}$$

2. Faktor koreksi, (f_c) Daya :

$$F_c = 1.2 \rightarrow \text{Daya rata-rata yang diperlukan}$$

3. Daya rencana, P_d (kW)

$$P_d = f_c \times P$$

$$P_d = 1.2 \times 47.775$$

$$P_d = 57.33 \text{ kW}$$

4. Momen rencana , T (kg.mm)

$$T = \frac{9.74 \times 10^5 \times P_d}{n_1}$$

$$T = \frac{9.74 \times 10^5 \times 57.33}{180}$$

$$T = 3.102 \times 10^5 \text{ kg.mm.}$$

5. Bahan poros \rightarrow S 20 C

- Kekuatan tarik bahan poros, $\sigma_B = 40 \text{ kg/mm}^2$

- Apakah ada tangga atau alur pasak \rightarrow ada

- Faktor keamanan, $Sf_1 = 1-2$ diambil 2

$Sf_2 = 5-6$ diambil 6

6. Tegangan geser poros yang diijinkan, τ_{SA} (kg/mm²)

$$\tau_{SA} = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

$$\tau_{SA} = \frac{40}{2 \times 6}$$

$$\tau_{SA} = 3.33 \text{ kg/mm}^2$$

7. Faktor koreksi untuk puntiran, $K_t = 2.0$

Faktor koreksi untuk lenturan, $C_b = 1.0$

8. Diameter poros, d_s (mm)

$$d_s = \left[\frac{5.1 \times K_t \times C_b \times T}{\tau_{SA}} \right]^{1/3}$$

$$d_s = \left[\frac{5.1 \times 2 \times 1 \times 3.1 \times 10^5}{3.33} \right]^{1/3}$$

$$d_s = 98.29 \approx 100 \text{ mm.}$$

9. Gaya Tangensial, F (kg)

$$F = \frac{T}{d_s/2}$$

$$F = \frac{3.1 \times 10^5}{100/2}$$

$$F = 0.062 \times 10^5 = 6200 \text{ kg.}$$

10. Diameter luar koping flens, $A = 355 \text{ mm}$

Diameter naff (bos), $C = 180 \text{ mm}$

Panjang naff, $L = 125 \text{ mm}$

Diameter pusat baut, B = 265 mm

Diameter baut, a = 25 mm

Jumlah baut, 8

11. Nilai efektif baut, n_e $\epsilon = 0.5$

$$n_e = \epsilon \times n$$

$$n_e = 0.5 \times 8 = 4$$

12. Tegangan geser baut, τ_B (kg/mm²)

$$\tau_B = \frac{8 \times T}{\pi \times a^2 \times n_e \times B}$$

$$\tau_B = \frac{8 \times 3.1 \times 10^5}{3.14 \times 25^2 \times 4 \times 265}$$

$$\tau_B = 1.192 \approx 1.2 \text{ kg/mm}^2$$

13. Bahan baut → SS 41 B

- Kekuatan tarik bahan porous, $\sigma_B = 40 \text{ kg/mm}^2$ → Tabel

- Faktor keamanan, $Sf_b = 6$

- Faktor koreksi, $K_b = 3$

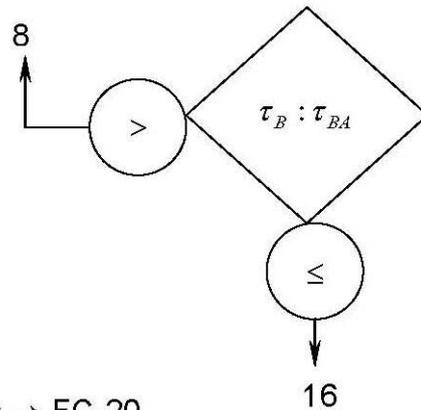
14. Tegangan geser baut yang diijinkan, τ_{BA} (kg/mm²)

$$\tau_{BA} = \frac{\sigma_B \text{ (Bahan baut)}}{Sf_b \times K_b}$$

$$\tau_{BA} = \frac{40}{6 \times 3}$$

$$\tau_{BA} = 2.22 \text{ kg/mm}^2$$

15. $\tau_B : \tau_{BA}$



$1.2 < 2.22 \rightarrow$ Baik lanjut ke 16

16. Bahan Flens \rightarrow FC-20

- Tebal flens, $F = 35.5$ mm
- Kekuatan tarik bahan poros, $\sigma_F = 20$ kg/mm² } Tabel
- Faktor keamanan, $Sf_F = 6$
- Faktor koreksi, $K_F = 3$

17. Tegangan geser yang diijinkan untuk flens, τ_{FA} (kg/mm²)

$$\tau_{FA} = \frac{\sigma_F \text{ (Bahan flens)}}{Sf_F \times K_F}$$

$$\tau_{FA} = \frac{20}{6 \times 3}$$

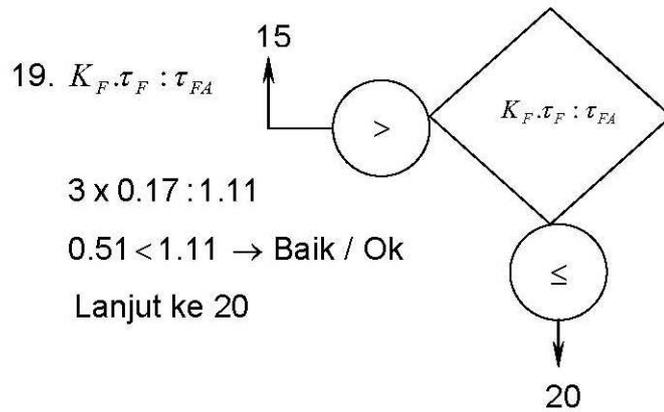
$$\tau_{FA} = 1.11 \text{ kg/mm}^2$$

18. Tegangan geser yang diijinkan untuk flens, τ_F (kg/mm²)

$$\tau_F = \frac{2 \times T}{\pi \times C^2 \times F}$$

$$\tau_F = \frac{2 \times 3.1 \times 10^5}{3.14 \times 180^2 \times 35.5}$$

$$\tau_F = 0.172 \text{ kg/mm}^2$$

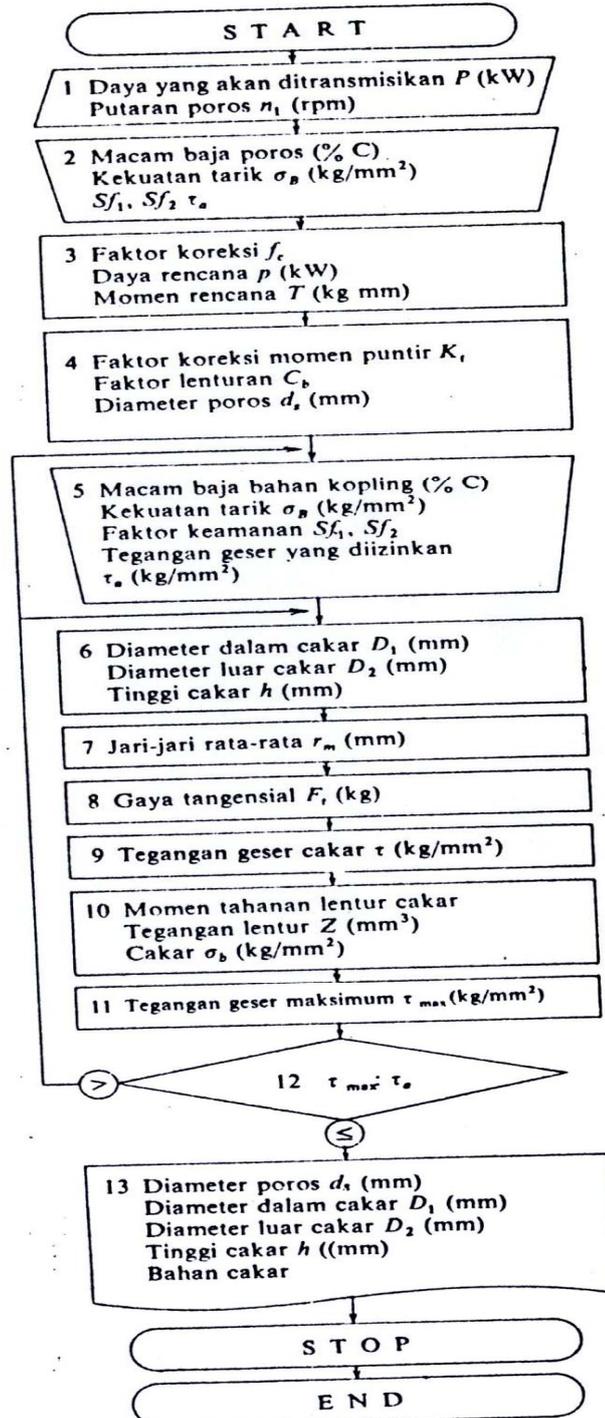


20. Diameter luar kopling flens, $A = 355 \text{ mm}$
 Diameter poros, $d_s = 100 \text{ mm}$
 Diameter baut, $a = 25 \text{ mm}$
 Jumlah baut, $n = 8$
 Bahan baut = SS 41 B
 Bahan flens = FC-20

Contoh 2 Perhitungan Kopling

[Contoh 3.1] Sebuah kopling cakar untuk putaran dua arah akan dihubungkan dengan sebuah poros baja liat untuk meneruskan daya sebesar 1,5 (kW) pada 120 (rpm). Tentukan diameter luar, diameter dalam dan tinggi cakar dengan mengambil jumlah cakar 3 buah.

Diagram alir



[Penyelesaian]

- ① $P = 1,5 \text{ (kW)}, n_1 = 120 \text{ (rpm)}$
- ② Dengan menganggap kadar karbon poros baja liat sebesar $0,20 \text{ (}\%)$, $\sigma_B = 40 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
Ambil mis. $Sf_1 = 6, Sf_2 = 2,5$ (dengan alur pasak)
 $\tau_a = 40/(6 \times 2,5) = 2,67 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
- ③ $f_c = 1, P_d = P = 1,5 \text{ (kW)}$
 $T = 9,74 \times 10^5 (1,5/120) = 12175 \text{ (kg} \cdot \text{mm)}$
- ④ $K_t = 2,5, C_b = 1$
 $d_s = [(5,1/2,67) \times 2,5 \times 1 \times 12175]^{1/3} = 38,7 \rightarrow 40 \text{ (mm)}$
- ⑤ Dengan menganggap kadar karbon baja liat sebagai bahan cakar sebesar $0,25 \text{ (}\%)$,
 $\sigma_B = 45 \text{ (kg/mm}^2\text{)}, Sf_1 = 10, Sf_2 = 5,$
 $\tau_a = 45/(10 \times 5) = 0,9 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
- ⑥ $D_1 = 1,2 \times 40 + 10 = 58 \text{ (mm)}$
 $D_2 = 2 \times 40 + 25 = 105 \text{ (mm)}$
 $h = 0,5 \times 40 + 8 = 28 \text{ (mm)}$
- ⑦ $r_m = (58 + 105)/4 = 41 \text{ (mm)}$
- ⑧ $F_t = 12175/41 = 297 \text{ (kg)}$
- ⑨ $\tau = \frac{8}{\pi} \cdot \frac{297}{(105^2 - 58^2)} = 0,099 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
- ⑩ $Z = \frac{1}{6} \cdot \frac{(105 - 58)}{2} \cdot \left[\frac{\pi(105 + 58)}{4 \times 3} \right]^2 = 7141 \text{ (mm}^3\text{)}$
 $\sigma_b = \frac{297 \times 28}{3 \times 7141} = 0,388 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
- ⑪ $\tau_{\max} = \sqrt{0,388^2 + 4 \times 0,099^2}/2 = 0,218 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$
- ⑫ $0,218 \text{ (kg/mm}^2\text{)} < 0,9 \text{ (kg/mm}^2\text{)},$ baik
- ⑬ $d_s = 40 \text{ (mm)}, D_1 = 58 \text{ (mm)}, D_2 = 105 \text{ (mm)}, h = 28 \text{ (mm)}$
Bahan cakar: baja liat ($C = 0,25 \text{ (}\%)$)

REM

Rem merupakan salah satu komponen mesin mekanik yang sangat vital keberadaannya. Adanya rem memberikan gaya gesek pada suatu massa yang bergerak sehingga berkurang kecepatannya atau berhenti. Pemakaian rem banyak ditemui pada sistem mekanik yang kecepatan gerakannya berubah-ubah seperti pada roda kendaraan bermotor, poros berputar, dan sebagainya. Berarti dapat disimpulkan bahwa fungsi utama rem adalah untuk menghentikan putaran poros, mengatur putaran poros, dan juga mencegah putaran yang tidak dikehendaki. Efek pengereman secara mekanis diperoleh dengan gesekan, dan secara listrik dengan serbuk magnet, arus pusar, fasa yang dibalik atau penukaran kutub, dan lain-lain.

Pada umumnya sebuah rem mempunyai komponen – komponen sebagai berikut :

- Backing plate
- Silinder penyetel sepatu rem
- Sepatu rem
- Pegas pembalik
- Kanvas rem
- Silinder roda
- Drum rem

Dimana penjelasan masing-masing komponen tersebut diterangkan di bawah ini.

- **Backing plate**

Terbuat dari plat baja yang dipress. *Backing plate* bagian belakang diikat dengan baut pada *real axle housing* dan *backing plate* bagian depan diikat dengan baut pada *steering knuckle*. Sepatu rem dipasangkan pada *backing plate* yang mana bila terjadi pengereman akan bekerja pada *backing plate*. Selain sepatu rem juga silinder roda, *anchor pin*, mekanisme rem tangan dipasangkan pada *backing plate*.

- **Silinder penyetel sepatu rem**

Silinder penyetel sepatu rem berfungsi menjamin ujung sepatu rem dan untuk penyetelan renggang antara sepatu dengan drum. Pada beberapa macam rem, sebagai pengganti silinder penyetel sepatu, *anchor pin* dan kam penyetel sepatu digunakan secara terpisah.

- **Sepatu rem**

Sepatu rem berbentuk busur yang disesuaikan dengan lingkaran drum dan dilengkapi dengan kanvas yang dikeling ataupun direkatkan pada bagian permukaan dalam sepatu rem. Salah satu ujung sepatu rem dihubungkan pada *anchor pin* atau pada baut silinder penyetel sepatu rem. Ujung lainnya dipasangkan pada roda silinder yang berfungsi untuk mendorong sepatu ke drum dan juga sepatu rem ini berhubungan dengan mekanisme rem tangan.

- **Pegas pembalik**

Pegas-pegas pembalik berfungsi untuk menarik kembali sepatu rem pada drum ketika pijakan rem dibebaskan. Satu atau dua buah pegas pembalik biasanya dipasang dibagian sisi silinder roda.

- **Kanvas rem**

Kanvas rem dipasangkan pada sepatu rem untuk menambah tenaga gesek pada drum. Bahan yang digunakan adalah asbes dengan tembaga atau campuran plastik untuk memperoleh tahan panas yang tinggi dan tahan aus. Pada beberapa macam rem, terdapat perbedaan bahan kanvas rem yang dipasangkan pada sepatu pertama dan sepatu kedua. Kanvas ini dapat diganti jika sudah mengalami aus.

- **Silinder roda**

Silinder roda yang terdiri dari body dan torak, berfungsi untuk mendorong sepatu rem ke drum dengan adanya tekanan hidrolik yang dipindahkan dari master silinder. Satu atau dua silinder roda digunakan pada tiap satu unit rem, tergantung dari modelnya. Ada dua macam silinder roda; yang satu bekerja pada sepatu rem pada kedua arah, dan satunya lagi gerakannya hanya pada satu arah saja.

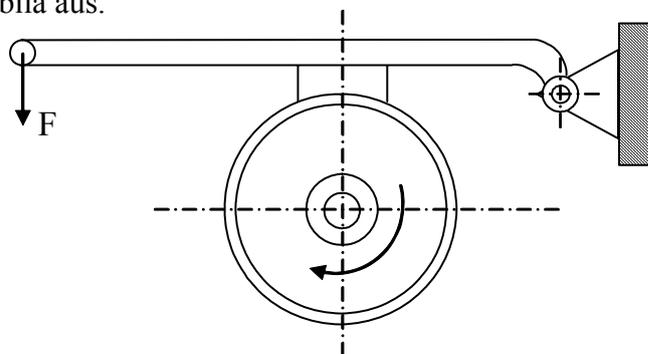
- **Drum rem**

Drum rem pada umumnya dibuat dari besi tuang. Drum rem ini dipasangkan hanya diberi sedikit renggang dengan sepatu rem dan drum yang berputar bersama roda. Bila rem ditekan maka kanvas rem akan menekan terhadap permukaan dalam drum, mengakibatkan terjadinya gesekan dan menimbulkan panas pada drum cukup tinggi (200°C - 300°C). Karena itu, untuk mencegah drum ini menjadi terlalu panas ada semacam drum yang di sekeliling bagian luarnya diberi sirip yang terbuat dari paduan alumunium yang mempunyai daya hantar panas yang tinggi. Permukaan drum rem dapat menjadi tergores ataupun cacat, tetapi hal ini dapat diperbaiki dengan jalan dibubut bila goresan itu tidak terlalu dalam.

Klasifikasi Rem

2.1 Rem Blok Tunggal

Rem blok yang paling sederhana terdiri dari satu blok rem yang ditekan terhadap drum rem, seperti yang terlihat pada gambar 2.1. Biasanya pada blok rem tersebut pada permukaan geseknya dipasang lapisan rem atau bahan gesek yang dapat diganti bila aus.



Gambar 2.1 Rem blok tunggal

Dalam gambar 2.2(a), jika gaya tekan blok terhadap drum adalah Q (kg), koefisien gesek adalah μ , dan gaya gesek yang ditimbulkan pada rem adalah f (kg), maka;

$$f = \mu Q$$

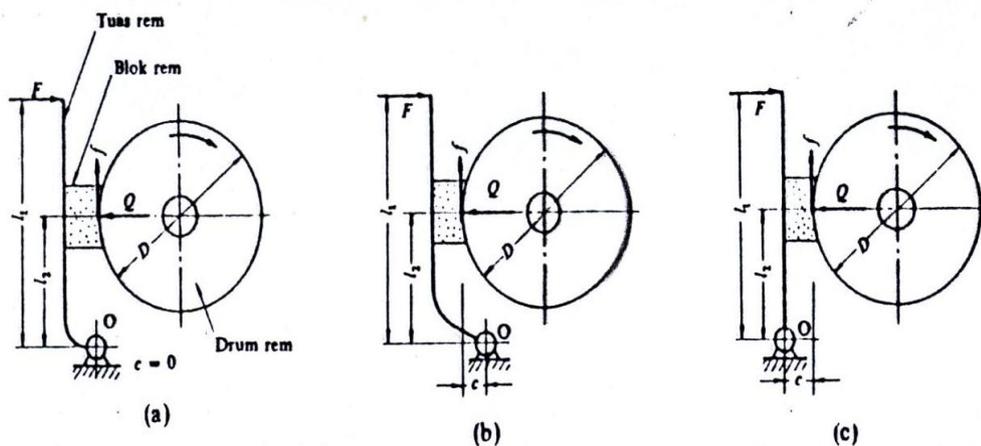
Momen T yang diserap oleh drum rem adalah;

$$T = f.(D/2) \text{ atau } T = \mu Q.(D/2)$$

Jika panjang tuas rem adalah l_1 , jarak engsel tuas sampai garis kerja Q adalah l_2 , dan gaya yang diberikan kepada tuas adalah F , dan jika garis kerja gaya f melalui engsel tuas, maka dari keseimbangan momen;

$$Ql_2 - Fl_1 = 0$$

$$F = Q \frac{l_2}{l_1} = \frac{fl_2}{\mu l_1}$$



Gambar 2.2 Macam-macam rem blok tunggal

Dalam hal pelayanan manual, besarnya gaya F kurang lebih 15 sampai 20 (kg). Gaya tekan pada blok rem dapat diperbesar dengan memperpanjang l_1 .

Suatu hal yang kurang menguntungkan pada rem blok tunggal adalah gaya tekan yang bekerja dalam satu arah saja pada drum, sehingga pada poros timbul momen lentur serta gaya tambahan pada bantalan yang tidak dikendaki. Demikian pula, untuk untuk pelayanan manual jika diperlukan gaya pengereman yang besar, tuas perlu dibuat sangat panjang sehingga kurang ringkas. Karena alasan-alasan inilah

maka blok rem tunggal tidak banyak dipakai pada mesin-mesin yang memerlukan momen pengereman yang besar.

Jika engsel tuas terletak diluar garis kerja gaya f , maka persamaan diatas menjadi agak berbeda. Dalam hal engsel digeser mendekati sumbu poros sejauh c seperti dalam gambar 2.2 (b), maka untuk putaran searah jarum jam, persamaan keseimbangan momen pada tuas berbentuk sebagai berikut;

$$Ql_2 - Fl_1 + fc = 0$$

$$F = \frac{(f / \mu)l_2 + fc}{l_1} = f \frac{l_2 + \mu c}{\mu l_1}$$

Untuk putaran berlawanan dengan jarum jam;

$$F = \frac{l_2 - \mu c}{\mu l_1}$$

Bila engsel menjauhi garis kerja gaya f dengan jarak c dalam arah menjauhi sumbu poros, maka untuk arah putaran sesuai dengan jarum jam,

$$F = f \frac{l_2 - \mu c}{\mu l_1}$$

Untuk putaran berlawanan dengan jarum jam,

$$F = f \frac{l_2 + \mu c}{\mu l_1}$$

Dari hasil-hasil diatas dapat dilihat bahwa untuk mendapatkan gaya pengereman yang sama, besarnya gaya F berbeda dan tergantung pada arah putaran. Perlu diketahui pula, bahwa untuk putaran searah jarum jam pada (gambar 2.2 (b)), bila rem bekerja, blok rem akan tertarik kearah drum, sehingga dapat terjadi gigitan secara tiba-tiba.

Dalam perencanaan rem, persyaratan terpenting yang harus dipenuhi adalah besarnya momen pengereman yang harus sesuai dengan yang diperlukan. Di samping itu, besarnya energi yang dirubah menjadi panas harus pula diperhatikan,

terutama dalam hal hubungannya dengan bahan yang akan dipakai. Pemanasan yang berlebihan bukan hanya akan merusak bahan lapisan rem, tetapi juga akan menurunkan koefisien gesekannya.

Jika gaya tekan rem persatuan luas adalah p (kg/mm^2) dan kecepatan keliling drum rem adalah v (m/s), maka kerja gesekan per satuan luas permukaan gesek per satuan waktu, dapat dinyatakan dengan $\mu p v$. ($\text{kg}\cdot\text{m}/(\text{mm}^2\cdot\text{s})$). Besaran ini disebut kapasitas rem. Bila suatu rem terus-menerus bekerja, jumlah panas yang timbul pada setiap 1 (mm^2) permukaan gesek tiap detik adalah sebanding dengan besarnya $\mu p v$. Dalam satuan panas, besaran tersebut dapat ditulis sebagai $\mu p v/860$ $\text{Cal}/(\text{mm}^2\cdot\text{s})$. Bila besarnya $\mu p v$ pada suatu rem lebih kecil dari pada harga batasnya, maka pemancaran panas akan berlangsung dengan mudah, dan sebaliknya akan terjadi bila harga tersebut melebihi batas, yang dapat mengakibatkan rusaknya permukaan gesek.

Harga batas yang tepat dari $\mu p v$ tergantung pada macam dan konstruksi rem serta bahan lapisannya. Namun demikian, pada umumnya kondisi kerja juga mempunyai pengaruh sebagai berikut :

0,1 [$\text{kg}\cdot\text{m}/(\text{mm}^2\cdot\text{s})$] atau kurang, untuk pemakaian jarang dengan pendinginan radiasi biasa

0,06 [$\text{kg}\cdot\text{m}/(\text{mm}^2\cdot\text{s})$] atau kurang, untuk pemakaian terus menerus

0,3 [$\text{kg}\cdot\text{m}/(\text{mm}^2\cdot\text{s})$] atau kurang, jika radiasi panas sangat baik.

Drum rem biasanya dibuat dari besi cor atau baja cor. Blok rem merupakan bagian yang penting. Dahulu biasanya dipakai besi cor, baja liat, perunggu, kuningan, tenunan asbes, pasta asbes, serat kulit, dan lain-lain untuk bahan gesek, tetapi akhir-akhir ini banyak dikembangkan bahan gesek dari damar, serbuk logam dan keramik. Bahan yang menggunakan tenunan atau tenunan istimewa terdiri dari tenunan asbes sebagai kerangka, dengan plastik cair atau minyak kering yang diserapkan sebagai perekat, dan dikeraskan dengan cetak panas atau permukaan panas. Damar cetak dan setengah logam umumnya hanya berbeda dalam hal kadar serbuk logamnya. Keduanya dibuat dengan mencampurkan serat pendek dari

asbes, plastik serbuk, dan bahan tambahan berbentuk serbuk kemudian dibentuk. Cara ini mempunyai keuntungan karena bentuk dapat diubah sesuai keperluan. Bahan gesek logam, logam-keramik, dan keramik tidak mengandung asbes sama sekali. Cara membuatnya adalah dengan mengepres dan membentuk satu macam atau lebih serbuk logam atau serbuk keramik, dan mengeraskannya pada temperatur di bawah titik cair bahan yang bersangkutan.

Bahan rem harus memenuhi persyaratan keamanan, ketahanan, dan dapat mengerem dengan halus. Di samping itu juga harus mempunyai koefisien gesek yang tinggi, keausan kecil, kuat, tidak melukai permukaan drum, dan dapat menyerap getaran.

Daerah tekanan yang diizinkan p_a (kg/mm^2) untuk bahan-bahan yang bersangkutan diperlihatkan dalam tabel dibawah ini.

Tabel 2.1 Koefisien gesek dan tekanan rem.

Bahan drum	Bahan gesek	Koefisien Gesek(μ)	Tekanan permukaan P_a (kg/mm^2)	Keterangan
Besi cor, Baja cor, Besi cor khusus	Besi cor	0,10-0,20	0,09-0,17	Kering
		0,08-0,12		Dilumasi
	Perunggu	0,10-0,20	0,05-0,08	Kering-dilumasi
	Kayu	0,10-0,35	0,02-0,03	Dilumasi
	Tenunan	0,35-0,60	0,007-0,07	Kapas, asbes

	Cetakan (pasta)	0,30- 0,60	0,003-0,18	Damar, asbes Setengah logam
	Paduan sinter	0,20- 0,50	0,003-0,10	Logam

Sudut kontak (α) dapat diambil di antara 50 sampai 70 derajat. Jika diameter drum adalah D (mm), maka;

$$h \approx D \sin(\alpha / 2)$$

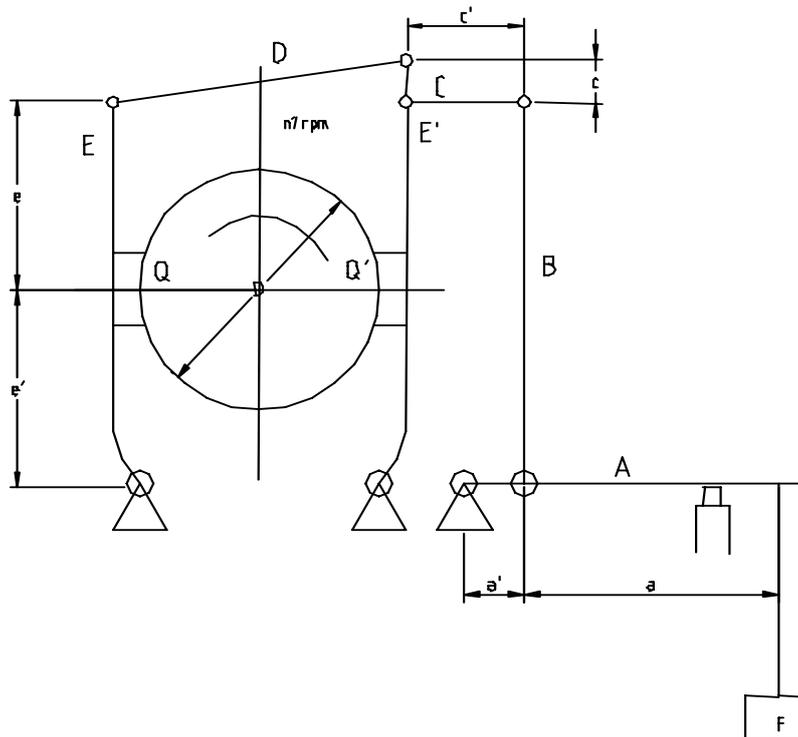
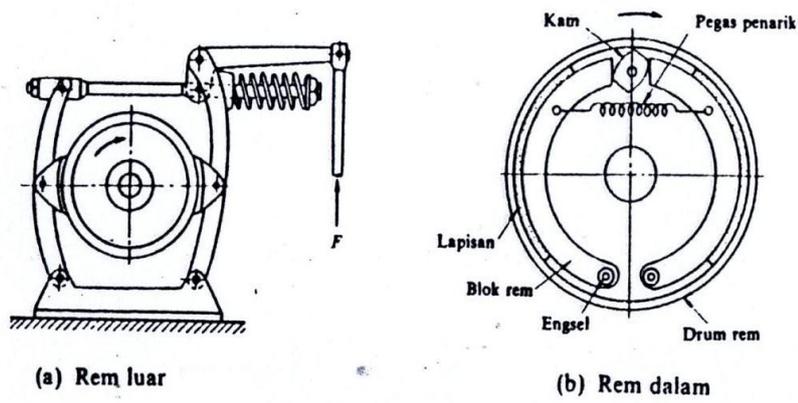
Pada rem dengan sudut (α) besar, tekanan sebuah balok pada permukaan drum tak dapat terbagi secara merata. Namun demikian harga p dapat diambil sebagai harga rata-rata untuk sementara. Dari tekanan kontak rencana yang diberikan p_d , ditentukan ukuran rem, dan kemudian dihitung tekanan kontak yang sesungguhnya.

2.2 Rem Blok Ganda

Rem blok ganda memakai dua blok rem yang menekan drum dari dua arah yang berlawanan, baik dari daerah dalam, maupun dari luar drum. Rem dengan blok yang menekan dari luar dipergunakan untuk mesin-mesin industri dan kereta rel yang pada umumnya digerakkan secara pneumatik, sedangkan yang menekan dari dalam dipakai pada kendaraan jalan raya yang digerakkan secara hidrolis (gambar 2.3).

Gambar 2.3 Rem blok ganda

Karena dipakai dua blok rem, maka momen T yang diserap oleh rem dapat dinyatakan dengan rumus-rumus dibawah ini, dengan catatan bahwa besarnya gaya rem dari dua blok harus sama atau hampir sama. Dalam gambar 2.4, jika masing-masing gaya rem adalah f dan f' , dan gaya pada tuas adalah pada tuas adalah Q dan Q' , maka;



Gambar 2.4 Notasi untuk rem blok ganda

$$f \approx f' ; Q = Q'$$

$$T = f \times (D/2) + f' \times (D/2) \approx f D$$

Atau :

$$T = \mu Q(D/2) + \mu Q'(D/2) \approx \mu QD$$

Jadi, dibandingkan dengan persamaan diatas, besarnya momen T adalah dua kali lipat. Dalam gambar 2.4, tuas A ditumpu oleh piston B dari silinder pneumatik. Jika udara tekan di ruang B dibuang ke atmosfer, A akan jatuh karena pemberat F.

dengan demikian B akan tertarik ke bawah dan memutar tuas C (disebut engkol bel). Gerakan ini akan menarik D dan E ke kanan, dan E ke kiri.

Di sini dianggap bahwa gaya Q yang dikenakan dari drum pada E adalah sama dengan gaya Q' pada E'. Q dapat dihitung dengan perbandingan tuas sebagai berikut.

$$Q = F \times \frac{a + a'}{a} \times \frac{c}{c'} \times \frac{e + e'}{e}$$

Momen rem T (kg.mm) dapat diperoleh dari rumus diatas dan daya rem P_B (kW) dapat dihitung dari putaran drum rem n₁ (rpm)

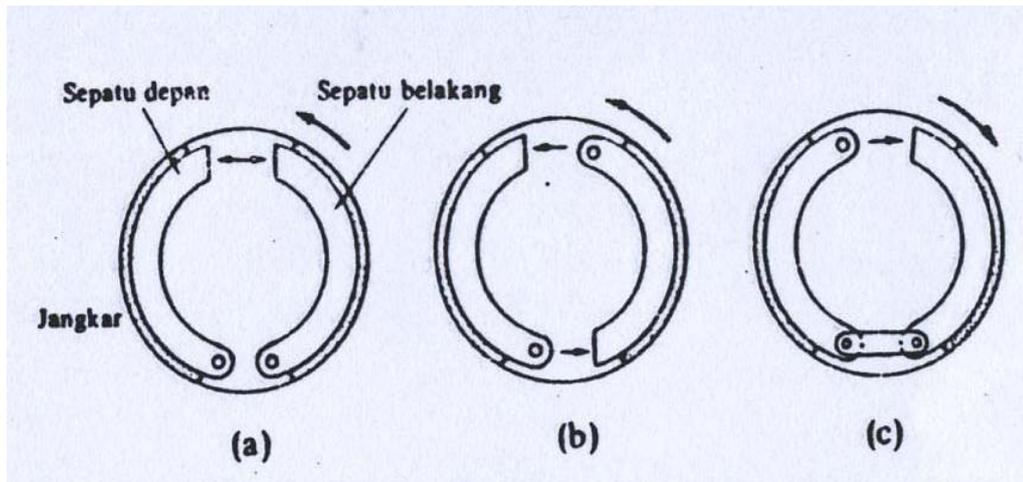
$$P_B = \frac{T n_1}{9,74 \times 10^{10}}$$

Perhitungan kapasitas rem dan blok rem adalah sama seperti pada rem blok tunggal. Karena sederhananya perhitungan ini, maka di sini tidak akan dibuat diagram aliran.

2.3 Rem Drum

Rem drum otomobil umumnya berbentuk rem drum (jenis ekspansi) dan rem cakram (disk). Rem drum mempunyai ciri lapisan rem yang terlindung, dapat menghasilkan gaya rem yang besar untuk ukuran rem yang kecil, dan umur lapisan rem cukup panjang. Suatu kelemahan rem ini adalah pemancaran panasnya buruk. Blok rem bergantung pada letak engsel sepatu rem dan silinder hidrolis serta arah putaran roda.

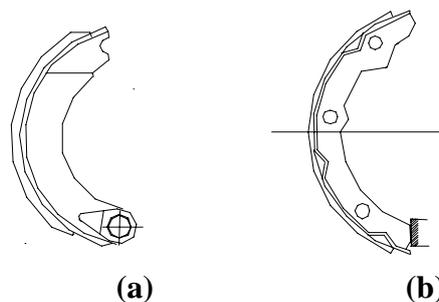
Biasanya, jenis seperti yang diperlihatkan dalam gambar 2.5 (a) adalah yang terbanyak dipakai, yaitu yang memakai sepatu depan dan belakang. Pada rem jenis ini, meskipun roda berputar dalam arah yang berlawanan, gaya rem tetap besarnya. Rem dalam gambar 2.5 (b) memakai dua sepatu depan, dimana gaya rem dalam satu arah putaran jauh lebih besar dari pada dalam arah berlawanan. Juga terdapat jenis yang diperlihatkan dalam gambar 2.5 (c), yang disebut duo-servo.



Gambar 2.5 Macam-macam rem drum

Dalam hal sepatu rem seperti yang diperlihatkan dalam gambar 2.6 (a), disebut sepatu berengsel, dan sepatu yang menggelinding pada suatu permukaan seperti dalam gambar 2.6 (b), disebut sepatu mengambang. Jenis yang terdahulu memerlukan ketelitian yang lebih tinggi dalam pembuatannya. Untuk merencanakan rem drum. Pada umumnya perhitungan yang sederhana dapat diikuti untuk memperoleh ukuran bagian-bagian yang bersangkutan serta gaya untuk menekan sepatu.

Rem drum dikenal juga sebagai rem sepatu dalam, yang biasanya diterapkan pada kendaraan. Rem drum ini dibuat dalam berbagai tipe dengan tujuan masing-masing.

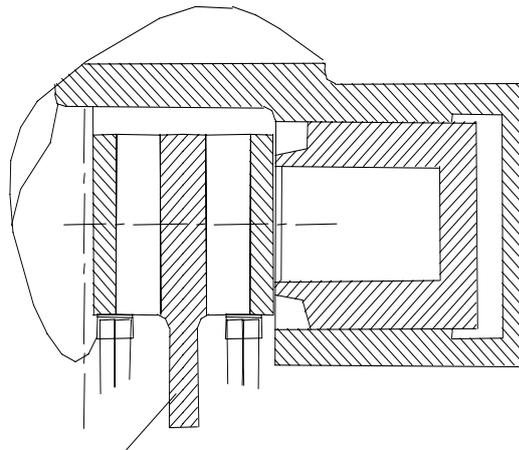


Gambar 2.6 (a) Sepatu berengsel dan (b) sepatu mengambang

Keuntungan memakai rem drum adalah dapat menghasilkan gaya yang besar untuk ukuran yang kecil dan umur lapisan rem yang panjang. Blok rem disebut dengan sepatu rem. Gaya rem tergantung pada letak engsel sepatu rem dan gaya yang diberikan agar sepatu bergesekan dengan dinding rem serta arah putaran roda.

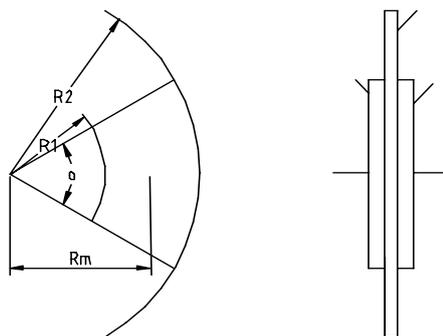
2.4 Rem Cakram

Rem cakram terdiri atas sebuah cakram dari baja yang dijepit oleh lapisan rem dari kedua sisinya pada waktu pengereman (gambar 2.7). Rem ini mempunyai sifat-sifat yang baik seperti mudah dikendalikan, pengereman yang stabil, radiasi panas yang baik, sehingga sangat banyak dipakai untuk roda depan. Adapun kelemahannya adalah umur lapisan yang pendek, serta ukuran selinder rem yang besar pada roda.



Gambar 2.7 Rem cakram

Jika lambang-lambang seperti diperlihatkan pada gambar 2.8 dipakai, maka momen rem T_1 (kg.mm) dari suatu sisi cakram adalah



Gambar 2.8 Notasi untuk rem cakram

$$T_1 = \mu F K_1 R_m$$

dimana μ adalah koefisien gesek lapisan, F (kg) adalah hasil perkalian antara luas piston atau selinder roda A_w (cm²) dan tekanan minyak p_w (kg/cm²), sedangkan K_1 dan R_m dihitung dari rumus berikut :

$$K_1 = \frac{2\Phi}{3\sin(\Phi/2)} \left[1 - \frac{R_1 R_2}{(R_1 + R_2)^2} \right]$$

$$R_m = \frac{R_1 + R_2}{2}$$

Perhitungan ini dilakukan untuk membuat keausan lapisan yang seragam baik didekat poros maupun diluar, dengan jalan mengusahakan tekanan kontak yang merata.

Jika $R_2 = 1,5 R_1$, maka

$$K_1 = 1,021 \text{ untuk } \phi = 25^\circ$$

$$K_1 = 1,04 \text{ untuk } \phi = 45^\circ$$

Satu cakram ditekan oleh gaya P (kg) x 2 dari kedua sisinya. Jika pusat tekanan ada di $K_1 R_m = r$, maka faktor efektifitas rem (FER) adalah

$$(FER) = 2T / Fr = 2\mu$$

Dalam hal otomobil, karena satu gandar mempunyai 2 roda dengan jari-jari R , gaya rem pada diameter luar roda adalah

$$B_d = 2(FER).P_w.A_w \cdot \frac{r}{R}$$

Untuk menentukan besar torsi dan gaya normal rem cakram, dapat dipergunakan persamaan-persamaan berikut ini :

$$T = \int_{r_i}^{r_o} \mu p r \cdot dA$$

$$T = \frac{1}{2} \mu (r_o + r_i) F_n$$

$$F_n = \int_{r_i}^{r_o} p \cdot dA$$

$$F_n = 2\pi p_{\max} (r_o - r_i)$$

dimana :

μ = Koefisien gesek rem

p = tekanan

r_o = Jari – jari luar rem

r_i = Jari – jari dalam rem

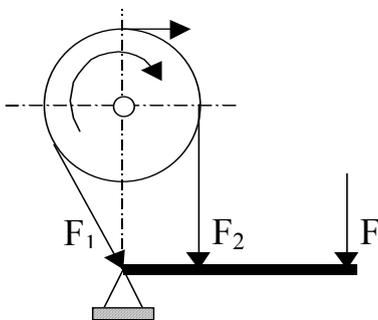
T = Torsi

F_n = gaya normal

Untuk menyeimbangi pembebanan pada rem cakram, blok rem diletakkan di antara kedua sisi cakram dan untuk mendinginkan cakram yang panas akibat gesekan saat pengereman, dibuat lubang-lubang kecil pada cakram dimana udara sebagai pendingin dapat mengalir melalui lubang tersebut.

2.5 Rem Pita

Rem pita pada dasarnya terdiri dari sebuah pita baja yang disebelah dalamnya dilapisi dengan bahan gesek, drum rem, dan tuas, seperti diperlihatkan pada gambar 2.9. Gaya rem akan timbul bila pita diikatkan pada drum dengan gaya tarik pada kedua ujung pita tersebut. Jika gaya tarik pada kedua ujung pita adalah F_1 dan F_2 (kg), maka besarnya gaya gesek adalah sama dengan $(F_1 - F_2)$.



Gambar 2.9 Rem pita (tunggal)

Jika D_R (m) adalah diameter drum, maka besarnya momen rem adalah

$$T = (F_1 - F_2)D_R / 2 \quad (\text{kg})$$

Perbandingan antara kedua gaya tarik pada ujung pita adalah

$$F_1 / F_2 = e^{\mu\theta}$$

dimana $e = 2,718$ (bilangan dasar logaritma natural), dan μ adalah koefisien gesek, dan θ sudut kontak (rad).

Selanjutnya,

$$F_1 = b_R t \sigma_a$$

$$F_1 \leq b_R (D_R / 2) P_a$$

dimana; b_R = lebar rem pita (mm)

P_a = tekanan permukaan yang diizinkan pada bahan gesek (kg/mm^2)

σ_a = kekuatan tarik rem pita (kg/mm^2)

t = tebal plat pita rem (mm).

Salah satu atau kedua ujung pita diikatkan pada tuas.

Dalam hal rem pita tunggal seperti diperlihatkan dalam gambar 2.9, besarnya gaya yang dikenakan pada ujung tuas dapat dinyatakan dengan rumus berikut ini.

$$F = (b/a)F_2$$

Jika celah antara drum rem dan lapisan rem adalah δ (mm), maka ujung F_2 harus membuat langkah sebesar

$$\left(\frac{D_R}{2} + \delta \right) \theta - \frac{D_R}{2} \theta = \delta \theta$$

untuk dapat mengikatkan pita pada drum. Untuk membuat langkah ini, ujung tuas harus digerakkan sebesar

$$\Delta s = \delta \theta \cdot (a/b)$$

Pada rem diferensial, persamaan kesetimbangan momen adalah

$$F \cdot a - F_2 \cdot c + F_1 \cdot b = 0$$

$$\therefore F = \frac{F_2 \cdot c - F_1 \cdot b}{a}$$

Dalam persamaan di atas, jika $F_2 c = F_1 b$ maka $F = 0$. Karena itu, sekalipun tidak ada gaya yang dikenakan, rem dapat bekerja sendiri menghentikan putaran. Juga

dalam hal $F_{2c} < F_{1b}$ dimana rem dapat mengunci sendiri, pengereman harus dilakukan dengan hati-hati.

Rem pita mempunyai beberapa keuntungan seperti luas permukaan lapisan dapat dibuat besar, pembuatannya mudah, pemasangan tidak sukar, dan gaya rem yang besar dalam keadaan berhenti. Karena pita dapat putus, maka dalam penggunaannya diperlukan ketelitian. Rem pita banyak dipakai pada derek. Untuk derek, standar gaya rem dan sebagainya. Terdapat dalam JIS A8001, yang mencakup :

1. Kapasitas rem tidak boleh kurang dari 150 % kapasitas angkat.
2. Untuk rem dengan pedal kaki, gaya pedal tidak boleh lebih dari 30 kg, dan langkah pedal tidak lebih dari 300 mm.
3. Untuk rem tangan, besarnya gaya tarik tangan tidak boleh lebih dari 20 kg dan langkah tuas tidak lebih dari 600 mm.

Rem sebuah derek dimaksud untuk menghentikan putaran drum penggulung kabel dan mencegah beban turun sendiri.

Jika beban angkat derek adalah W (kg), putaran drum n_D (rpm), diameter drum D (mm), efisiensi mekanis η (besarnya kurang lebih antara 0,75 sampai 0,85), dan diameter drum yang dikoreksi (terhadap jumlah lapis lilitan kabel pada drum) D' (m), maka daya angkat P (kW) adalah :

$$P = \frac{W(\pi D' n_D / 60)}{102\eta} = \frac{\pi W n_D D'}{6120\eta}$$

Untuk penggerakannya, diambil motor standar dengan daya nominal dekat di atas daya angkat tersebut. Jika kapasitasnya adalah P_M (kW), maka momen yang diberikan kepada drum adalah

$$T = 974x(P_M / n_D)$$

Pada diameter drum rem D_R (m), maka kecepatan kelilingnya, v_R (m/s) adalah

$$v_R = \pi D_R \cdot n_D / 60$$

Tarikan efektif rem pada kabel F_e (kg) adalah

$$F_e = T / (D_R / 2)$$

Gaya rem F_N (kg) menurut standar adalah

$$F_N = W(D / D_R) \times 1.5$$

Gaya tarik F_1 (kg) pada sisi tarik pita dan gaya tarik F_2 (kg) pada sisi lain adalah

$$F_e = F_1 - F_2; F_1 / F_2 = e^{\mu\theta}$$

Maka

$$F_1 = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} F_e$$

$$F_2 = \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} F_e$$

Lebar rem untuk derek kecil diperlihatkan dalam tabel 2.2. Untuk drum rem dengan diameter yang lebih besar terdapat lebar rem sampai 150 (mm), atau pita dapat dililitkan dua kali.

Tabel 2.2 Tebal dan lebar rem.

Diameter Drum (mm)	D	Lebar drum B (mm)	Lebar rem b (mm)	Tebal rem T (mm)
250		50	40	2
300		60	50	3
350		70	60	3
400		80	70	4
450		100	80	4
500		120	100	5

Tekanan maksimum p_{\max} (kg/mm^2), tekanan rem minimum p_{\min} (kg/mm^2), dan tekanan rem rata-rata p_m (kg/mm^2) dapat ditentukan dari rumus-rumus berikut ini :

$$p_{\max} = F_1 / (D_R b_R / 2)$$

$$p_{\min} = F_2 / (D_R b_R / 2)$$

$$P_m = (P_{\max} + P_{\min}) / 2$$

Jika hasil-hasil diatas cukup memuaskan, selanjutnya rencanakan pita dan kelingan. Pilihlah bahan-bahan dan masing-masing kekuatan tariknya. Sebagai faktor keamanan, ambillah dasar 75(%) dari batas kelelahan atau batas mulur ($\sigma_B \times 0,45$) untuk tegangan tarik, dan 40 (%) dari ($\sigma_B \times 0,45$) untuk tegangan geser. Besarnya faktor keamanan adalah $1/(0,45 \times 0,75) \approx 3$ dan $1/(0,45 \times 0,4) \approx 5,6$. Tetapkan faktor keamanan terakhir dengan mengalikan harga diatas dengan 1,2 sampai 2,0 sesuai dengan kondisi masing-masing.

Setelah tegangan tarik yang diizinkan τ_a (kg/mm^2) dari pita dan tegangan geser yang diizinkan dari paku keling τ'_a (kg/mm^2) ditentukan, tetapkan diameter dan susunan paku keling sedemikian rupa sehingga tidak terlalu banyak mengurangi luas penampang efektif pita. Dalam hal ini perlu diperhatikan bahwa lubang paku sedikit lebuah besar dari pada diameter paku. Jika d_p adalah diameter paku (mm) dan z adalah jumlah paku, maka:

$$F_1 = \tau'_a (\pi/4) d_p^2 z$$

Karena gaya tidak selalu dapat dikenakan pada z paku keling secara merata, maka perlu diperhitungkan efisiensi sambungan keling η_p .

Tabel 2.4 Efisiensi kelingan (diameter paku keling 10 – 30 mm), tebal plat (mm).

Macam kelingan		Efisiensi (%)
Sambungan Tumpang	1-baris paku	34-60
	2-baris paku (selang seling, sejajar)	53-75
	3-baris paku	66-82

$$z' = z / \eta_p$$

$$F_1 = \sigma_a (b_R - d_p' z') t$$

di mana d_p' adalah diameter lubang paku (mm). Dari persamaan diatas, tebal plat t (mm) dapat dihitung. Tebal plat ini terletak antara 2 sampai 4 (mm); jika kurang tebal, dapat dipakai dua plat yang ditumpuk.

Untuk pita dapat dipakai bahan dari baja kontruksi umum yang luwes (SS41) atau baja pegas (SUP). Dalam hal ini tebal plat juga terletak antara 2 sampai 4 (mm). Untuk paku, dipakai baja rol untuk paku (SV).

Perhitungan yang sama dapat juga dilakukan untuk sisi F_2

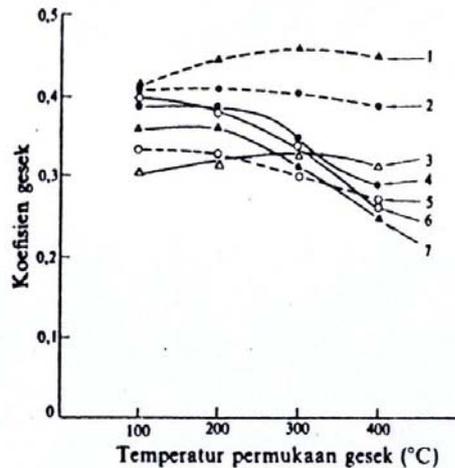
2.6 Rem Prony

Rem prony dapat dikelompokkan ke dalam salah satu jenis dari rem drum. Sistem dan mekanisme kerjanya hampir sama dengan rem drum, hanya saja rem plony sistem kerjanya berupa penekanan pada material yang sedang bergerak di bagian dalam sedangkan rem drum sebelah luar. Atau lebih spesifiknya rem prony mempunyai kanvas rem pada sisi permukaan bagian dalam sedangkan rem drum pada sisi bagian luar.

Komponen-komponen rem prony terdiri atas :

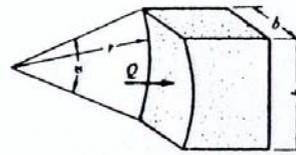
- sepatu rem
- kanvas rem
- blok rem
- pegas
- baut untuk engsel.

Penggunaan rem prony ini lebih banyak diaplikasikan untuk pengereman batangan poros dari arah dalam dan secara umum sistem penekanan pegasnya manual.



Gbr. 3.14 Karakteristik gesekan yang tergantung pada bahan gesek.

- 1: Damar cetak A (μ tinggi)
- 2: Setengah logam (μ sedang)
- 3: Logam (μ rendah)
- 4: Tenunan (tekstil) khusus
- 5: Damar cetak B (μ rendah)
- 6: Karet cetak
- 7: Rol



Gbr. 3.15 Blok rem.

Dari Gambar 3.15, tekanan kontak p (kg/mm^2) dari permukaan blok rem adalah

$$p = Q/(bh) \quad (3.43)$$

Daerah tekanan yang diizinkan p_a (kg/mm^2) untuk bahan-bahan yang bersangkutan diperlihatkan dalam Tabel 3.6. Sudut kontak α dapat diambil di antara 50 sampai 70 derajat. Jika diameter drum adalah D (mm), maka

$$h \approx D \sin(\alpha/2) \quad (3.44)$$

Pada rem dengan sudut α besar, tekanan sebuah blok pada permukaan drum tak dapat terbagi secara merata. Namun demikian harga p dalam persamaan (3.43) dapat diambil sebagai harga rata-rata untuk sementara. Dari tekanan kontak rencana yang diberikan p_a , ditentukan ukuran rem, dan kemudian dihitung tekanan kontak yang sesungguhnya.

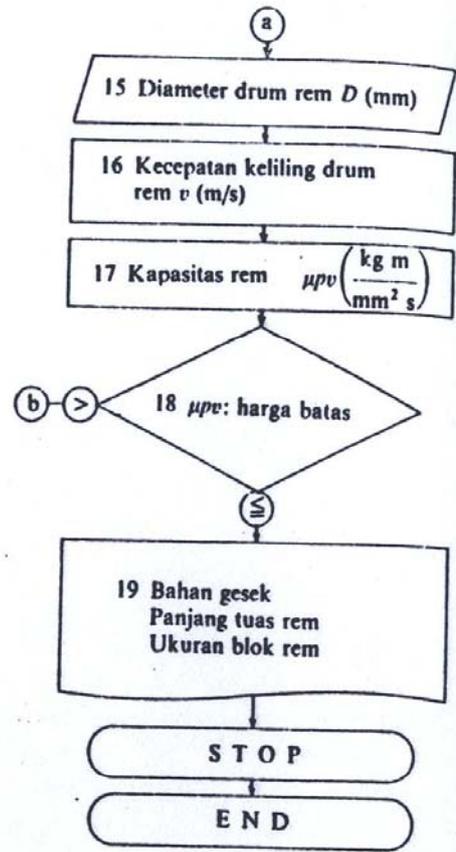
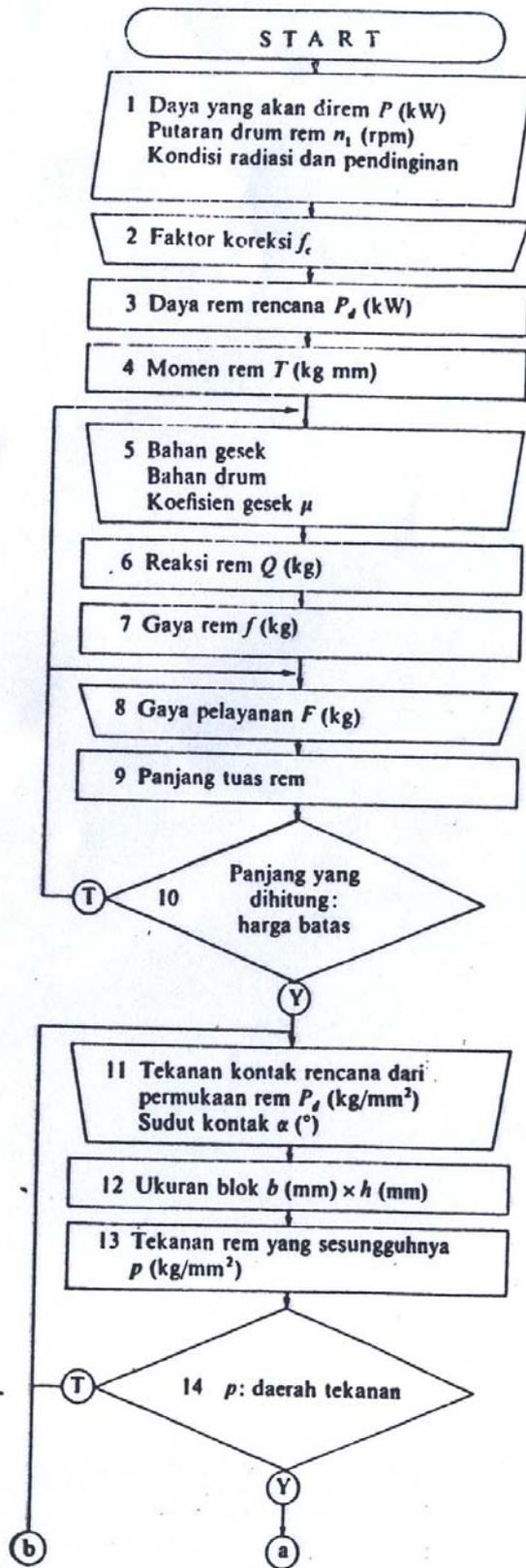
Dalam Diagram 11 diperlihatkan contoh tata cara perencanaan rem blok tunggal.

Tabel 3.6 Koefisien gesek dan tekanan rem.

Bahan drum	Bahan gesek	Koefisien gesek μ	Tekanan permukaan p_a (kg/mm^2)	Keterangan
Besi cor, baja cor, besi cor khusus	Besi cor	0,10–0,20	0,09–0,17	Kering
		0,08–0,12		Dilumasi
	Perunggu	0,10–0,20	0,05–0,08	Kering-dilumasi
	Kayu	0,10–0,35	0,02–0,03	Dilumasi
	Tenunan	0,35–0,60	0,007–0,07	Kapas, asbes
	Cetakan (pasta)	0,30–0,60	0,003–0,18	Damar, asbes, setengah logam
	Paduan sinter	0,20–0,50	0,003–0,10	Logam

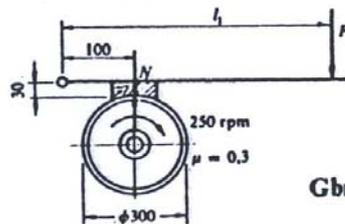
Catatan: Jika kecepatan slip dan gaya tekan bertambah, maka μ berkurang.

11. Diagram aliran untuk merencanakan rem blok tunggal



Catatan:
Jika urutan 8 dan 9 dibalik, maka 10
adalah F: gaya pelayanan maksimum.

[Contoh 3.5] Sebuah drum rem dengan diameter 300 (mm) dipasang pada sebuah poros yang mempunyai putaran sebesar 250 (rpm) dengan daya 1,6 (kW). Ukuran yang diberikan terdapat dalam Gambar 3.16. Berapakah panjang tuas yang diperlukan untuk menghentikan putaran poros dengan gaya 20 (kg) pada ujungnya? Berapakah ukuran blok rem untuk menjamin keamanan terhadap panas? Bahan gesek adalah asbes (pasta), dan panjang tuas tidak lebih dari 1 meter.



Gbr. 3.16 Contoh 3.5 untuk rem blok.

[Penyelesaian]

- ① $P = 1,6$ (kW), $n_1 = 250$ (rpm), radiasi biasa, pendinginan alamiah.
- ② $f_c = 1,2$
- ③ $P_d = 1,6 \times 1,2 = 1,92$ (kW) $\rightarrow 2$ (kW) dianggap sebagai daya motor nominal
- ④ $T = 9,74 \times 10^5 \times 2/250 = 7792$ (kg·mm)
- ⑤ Asbes (pasta); bahan drum: besi cor, $\mu = 0,3$
- ⑥ $7792 = 0,3Q \times (300/2)$, $Q = 173$ (kg)
- ⑦ $f = 0,3 \times 173 = 51,9$ (kg)
- ⑧ $F = 20$ (kg)
- ⑨ $20 = \frac{51,9}{0,3} \cdot \frac{100 + 0,3 \times 30}{l_1}$, $l_1 = 943 \rightarrow 950$ (mm)
- ⑩ 950 (mm) < 1000 (mm), baik.
- ⑪ Misalkan tekanan kontak rencana dari asbes pasta $p_d = 0,03$ (kg/mm²), dan sudut kontak 50 derajat.
- ⑫ $0,03 = 173/bh$, $bh = 5767$ (mm²)
 $h = 300 \sin(50^\circ/2) = 127$ (mm)
 $b = 5767/127 = 45,4$ (mm) $\rightarrow 50$ (mm)
- ⑬ $p = 173/(127 \times 50) = 0,027$ (kg/mm²)
- ⑭ $0,003 < 0,027 < 0,18$, baik
- ⑮ Diameter drum rem D (mm)
- ⑯ Kecepatan keliling drum rem
 $v = \frac{\pi D n_1}{60 \times 1000} = \frac{\pi \times 300 \times 250}{60000} = 3,93$ (m/s)
- ⑰ $\mu p v = 0,3 \times 0,027 \times 3,93 = 0,032$ [kg·m/(mm²·s)]
- ⑱ $0,032 < 0,1$ (pendinginan alamiah), $0,06$ (pemakaian terus-menerus)
 Pemakaian terus-menerus dengan $\mu p v = 0,032$ [kg·m/(mm²·s)] adalah cukup aman.
- ⑲ Asbes (pasta)
 $l_1 = 950$ (mm), $b = 50$ (mm), $h = 127$ (mm)