

2. TEORI DASAR

Dalam perhitungan suatu mekanisme digunakan teori-teori sebagai berikut:

2.1. Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut:

- **Poros Transmisi**

Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, puli sabuk, atau sproket rantai.

- **Spindel**

Poros transmisi yang relatif pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya berupa puntiran, disebut spindel. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus teliti.

- **Gandar**

Poros seperti yang dipasang di antara roda-roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar, disebut gandar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban putir juga.

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal ini perlu diperhatikan:

- **Kekuatan poros**

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur, gabungan antara puntir dan lentur, juga beban tarik atau tekan. Kelelahan, tumbukan, atau pengaruh konsentrasi tegangan harus diperhatikan. Perencanaan sebuah poros harus cukup kuat untuk menahan beban-beban di atas.

- Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian atau getaran dan suara. Karena itu di samping kekuatan poros, kekakuannya juga harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

- Putaran kritis

Bila putaran kritis suatu mesin dinaikan, maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang kuat. Putaran ini disebut putaran kritis. Hal ini dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Jika mungkin poros harus direncanakan putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

- Korosi

Bahan-bahan tahan korosi harus dipilih untuk poros propeler dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang korosif. Demikian pula untuk poros-poros yang terancam kavitasi, dan poros-poros mesin yang sering berhenti lama. Sampai batas-batas tertentu dapat pula dilakukan perlindungan terhadap korosi.

- Bahan poros

Untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja yang ditarik dingin. Poros yang dipakai untuk putaran tinggi dan beban berat umumnya terbuat dari baja paduan dengan pengerasan permukaan yang tahan keausan.

Perhitungan poros disesuaikan dengan jenis pembebanannya:

- Poros dengan Beban Puntir

Jika diketahui poros yang direncanakan tidak mendapat beban lain kecuali torsi, maka diameter poros tersebut dapat lebih kecil dari pada yang dibayangkan. Meskipun demikian, jika diperkirakan akan terjadi pembebanan berupa lenturan, tarikan, atau tekanan, misalnya jika sebuah sabuk, rantai, atau roda gigi dipasangkan pada poros motor, maka kemungkinan adanya pembebanan tambahan tersebut perlu diperhitungkan dalam faktor keamanan yang diambil.

Bila momen rencana T (kg m) dibebankan pada suatu diameter poros d (mm), maka tegangan geser yang terjadi adalah (Ref. 1 hal. 7):

$$|\tau| \geq \frac{T}{\left(\frac{\pi \times d^3}{16}\right)} = \frac{16 \times T}{\pi \times d^3}$$

$$|\tau| = \frac{S_{syp}}{N}$$

dimana:

$|\tau|$ = tegangan geser minimum yang diijinkan (N/mm^2)

d = diameter minimum poros (mm)

S_{syp} = tegangan geser maksimum (N/mm^2)

N = angka keamanan

- Poros dengan Beban Lentur Murni

Gandar dari kereta tambang dan kereta rel tidak dibebani dengan puntiran melainkan mendapat pembebanan lentur saja.

Dari bahan yang dipilih dapat ditentukan tegangan lentur yang diijinkan σ , sehingga diameter poros yang diperlukan dapat diperoleh (Ref. 1 hal. 12):

$$|\sigma| \geq \frac{M}{\left(\frac{\pi}{32}\right) \times d^3} = \frac{10,2 \times M}{d^3}$$

$$d \geq \left(\frac{10,2}{\sigma_a} \times M\right)^{\frac{1}{3}}$$

$$|\sigma| = \frac{S_{yp}}{N}$$

dimana:

σ = tegangan lentur yang diijinkan (N/mm^2)

M = momen lentur (N mm)

S_{yp} = tegangan lentur maksimum (N/mm^2)

Dalam kenyataannya gandar tidak hanya mendapat beban statis saja, melainkan juga beban dinamis. Jika perhitungan d_s dilakukan sekedar untuk mencakup beban dinamis secara sederhana saja, maka dalam persamaan di atas dapat diambil faktor keamanan yang lebih besar untuk menentukan σ .

- Poros dengan Beban Puntir dan Lentur

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui sabuk, roda gigi, dan rantai. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan lentur sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan karena momen lentur.

Untuk bahan yang liat seperti pada poros, dapat dipakai teori tegangan geser maksimum yaitu (Ref. 2 hal. 338):

$$|\tau| \geq \sqrt{\left(\frac{32 \times M}{2 \times \pi \times d^3}\right)^2 + \frac{16 \times T^2}{\pi \times d^3}}$$

dimana:

M = momen lentur (N mm)

T = torsi (N mm)

2.2. Bantalan

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros:

a. Bantalan luncur (*sliding bearing*)

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas. Berbagai jenis bantalan luncur dapat dilihat pada gambar 2.1.

b. Bantalan gelinding (*rolling bearing*)

Pada bantalan ini terjadi gesekan antara gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat. Berbagai jenis bantalan gelinding dapat dilihat pada gambar 2.2.

2. Atas dasar arah beban:

a. Bantalan radial

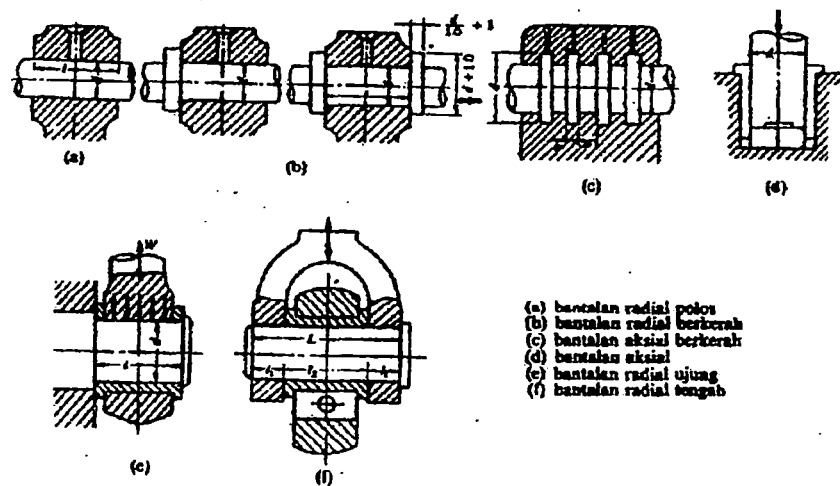
Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros, seperti: *radial ball bearing* yang merupakan jenis bantalan gelinding untuk gaya yang kecil, *roller bearing* yang merupakan jenis bantalan gelinding untuk gaya yang besar, dan *sliding bearing*.

b. Bantalan aksial

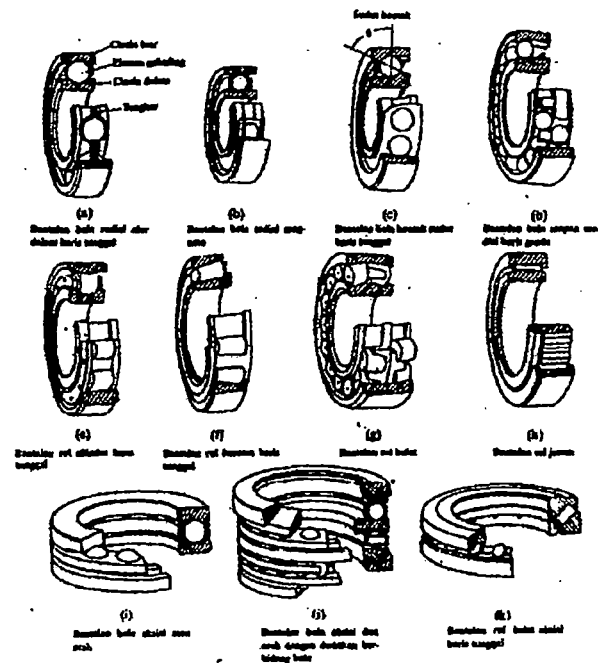
Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros, seperti: *Axial ball bearing* untuk gaya yang besar, dan *tapper bearing* untuk gaya yang kecil.

c. Bantalan gelinding khusus

Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros, seperti: *axial radial ball bearing*.



Gambar 2.1. Macam-macam Bantalan Luncur



Gambar 2.2 Macam-macam Bantalan Gelinding

Bantalan luncur mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah. Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai jalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar. Pelumasan pada bantalan ini tidak begitu sederhana. Panas yang timbul dari gesekan yang besar, terutama pada beban besar, memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian, karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil dari pada bantalan luncur, tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang sangat rendah, serta pelumasannya yang sangat sederhana, cukup dengan gemuk. Bahkan pada jenis yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi namun

karena adanya gerakan elemen gelinding dan sangkar, pada putaran tinggi bantalan ini sedikit lebih gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur.

Ukuran utama bantalan gelinding adalah diameter lubang, diameter luar, lebar dan lengkungan sudut. Nomor bantalan gelinding terdiri dari nomor dasar dan pelengkap. Nomor dasar yang terdapat merupakan lambang jenis, lambang ukuran, nomor diameter lubang, dan lambang sudut kontak. Lambang-lambang pelengkap mencakup lambang sangkar, lambang sekat (sil), bentuk cincin, pemasangan, kelonggaran dan kelas. Jika hal-hal tersebut tidak terperinci, maka lambang-lambang di atas tidak dituliskan. Lambang jenis menyatakan jenis bantalan. Baris tunggal alur dalam diberi tanda 6, rol silinder diberi tanda huruf seperti N, NF, dan NU, yang menyatakan macam kerahnya. Lambang ukuran menyatakan lebar untuk bantalan radial dan tinggi untuk bantalan aksial, dapat juga menyatakan diameter luar dari bantalan-bantalan tersebut.

Untuk bantalan bola radial, tidak terdapat lambang lebar. Lambang diameter luar 0, 2, dan 3 pada umumnya banyak dipakai. Juga lambang lebar 0, 1, 2, dan 3 umum dipergunakan. Lambang diameter luar 0 dan 1 menyatakan jenis beban sangat ringan, 2 menyatakan jenis beban ringan, 3 menyatakan jenis beban sedang, dan 4 menyatakan jenis beban berat. Nomor diameter lubang dinyatakan dengan dua angka. Untuk bantalan dengan diameter 20 – 500 mm, kalikanlah dua angka lambang tersebut dengan angka 5 untuk mendapatkan diameter lubang yang sebenarnya. Nomor tersebut bertingkat dengan kenaikan sebesar 5 mm setiap tingkatnya. Untuk diameter lubang di bawah 20 mm, nomor 00 menyatakan 10 mm, 01 menyatakan 12 mm, 02 menyatakan 15 mm, dan 03 menyatakan 17 mm.

Untuk diameter lubang dibawah 10 mm, nomor tanda adalah sama dengan diameter lubangnya. Dibawah ini akan diberikan contoh nominal dan artinya:

- 6312 ZZ C3 P6
 - 6 : menyatakan bantalan bola baris tunggal alur dalam.
 - 3 : adalah singkatan dari lambang 03, dimana 3 menunjukan diameter luar 130 mm, dan untuk diameter lubang 60 mm.
 - 12 : berarti $12 \times 5 = 60$ mm untuk diameter lubang.
 - ZZ : berarti bersil 2.
 - C3 : adalah kelonggaran C3.

P6 : berarti kelas ketelitian 6.

- 22220 K C3

2 : menyatakan bantalan rol mapan sendiri.

22 : menunjukkan diameter luar 200 mm dan lebar 53 mm untuk diameter lubang 110 mm.

20 : berarti $20 \times 5 = 100$ mm diameter lubang.

K : berarti 1/12 tirus berlubang, kelas ketelitian 0.

C3 : Kelonggaran C3

Untuk menghitung beban ekuivalen dinamis pada bantalan radial dapat dicari dari persamaan berikut (Ref. 3 hal. 261):

$$P = (V \times X \times F_r) + (Y \times F_a)$$

dimana:

P = beban ekuivalen (N)

F_r = beban radial (N)

F_a = beban aksial (N)

V = faktor rotasi

1 : untuk pembebanan pada cincin dalam yang berputar

1,2: untuk pembebanan pada cincin luar yang berputar

X = faktor beban radial

Y = faktor beban aksial

Untuk menghitung umur bearing digunakan rumus (Ref. 3 hal. 265):

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times 10^6 \text{ putaran}$$

dimana:

L_{10} = umur nominal bearing dimana 90% dari jumlah sampel setelah berputar 1 juta putaran tidak memperlihatkan kerusakan karena kelelahan gelinding.

C = kemampuan beban dinamis.

b = faktor jenis bantalan.

(3 untuk *ball bearing*, 10/3 untuk *roller bearing*)

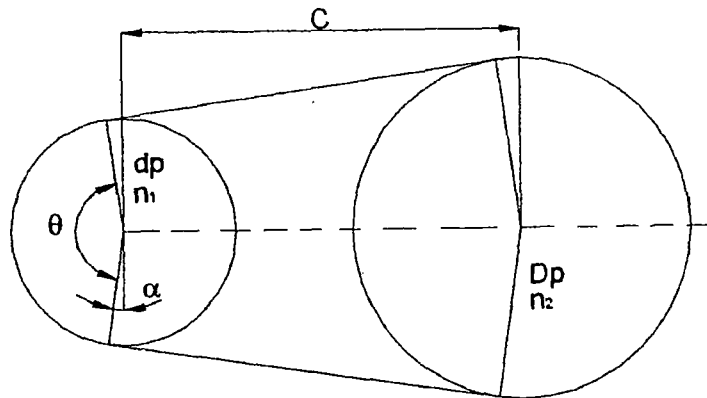
Jika besarnya putaran diketahui dalam n (rpm), maka (Ref 3 hal. 265):

$$L_{10} = \left(\frac{10^6}{60 \times n} \right) \times \left(\frac{C}{P} \right)^b \text{ jam}$$

2.3. Sabuk Transmisi dan Puli

Putaran puli penggerak dan yang digerakan berturut-turut adalah n_1 (rpm) dan n_2 (rpm). Diameter nominal masing-masing adalah d_p (mm) dan D_p (mm) seperti pada gambar 2.3. Maka perbandingan putaran yang umum dipakai ialah perbandingan reduksi (i) dimana (Ref. 1 hal 166):

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_p}{d_p}$$



Gambar 2.3. Sudut Kontak, Putaran, Jarak Antar Poros, dan Diameter Puli

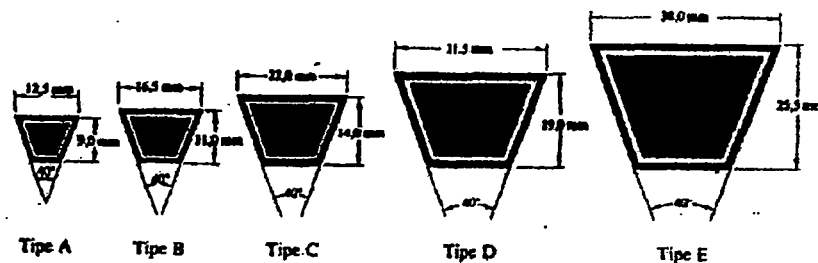
Kecepatan linier sabuk (m/det) (Ref. 1 hal. 176):

$$v = \frac{3,14 \times d_p \times n_1}{60 \times 1000}$$

Jika jarak sumbu poros dan panjang keliling sabuk berturut-turut adalah C (mm) dan L (mm) seperti pada gambar 2.3, maka (Ref1 hal. 176):

$$L = 2 \times C + \frac{3,14}{2} (d_p + D_p) + \frac{1}{4 \times C} (D_p - d_p)^2$$

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran sabuk, nampak pada gambar 2.4. Namun, mendapatkan sabuk yang panjangnya sama dengan hasil perhitungan umumnya sukar.



Gambar 2.4. Ukuran Penampang Sabuk-V

Jika d_B dan D_B berturut-turut adalah diameter bos atau naf puli kecil dan puli besar, sedangkan d_{s1} dan d_{s2} berturut-turut adalah diameter poros penggerak dan yang digerakan, maka:

$$d_B \geq \frac{5}{3} \times d_s + 10 \text{ mm}$$

$$D_B \geq \frac{5}{3} \times d_s + 10 \text{ mm}$$

Syarat yang harus dipenuhi:

$$v < 25 \text{ m/s}$$

$$L_{\max} - \frac{1}{2} \times (d_p + D_p) \geq C$$

$$C - \frac{1}{2} \times (d_k + D_k) > 0$$

Sedangkan d_k dan D_k dari puli kecil dan puli besar adalah:

$$d_k = d_p + (2 \times K)$$

$$D_k = D_p + (2 \times K)$$

dimana:

d_k = diameter terluar puli kecil (mm).

D_k = diameter terluar puli besar (mm).

K = tinggi puli sisa di atas d_p atau D_p (mm).

Besarnya sudut kontak dapat diperoleh dari rumus di bawah ini:

$$\theta = 180^\circ - \frac{57 \times (D_p - d_p)}{C}$$

Sedangkan tegangan pada sisi tarik dan sisi kendur dapat diperoleh dari rumus di bawah ini (Ref. 2 hal. 664 – 666):

Momen torsi (N mm):

$$T = (F_1 - F_2) \times R$$

$$\frac{F_1 - F_c}{F_2 - F_c} = \gamma$$

$$\gamma = e^{\frac{\mu - \theta}{\sin \beta}}$$

Gaya sentrifugal yang terjadi pada sabuk (N):

$$F_c = m \times R \times \omega^2$$

$$= \frac{W \times R^2 \times \omega^2}{g}$$

Berat per satuan panjang sabuk (kg/mm):

$$W = \rho_{\text{sabuk}} \times A_{\text{sabuk}}$$

Massa sabuk (kg):

$$m = \frac{W \times R}{g}$$

dimana:

F_1 = gaya pada sisi tarikan sabuk (N)

F_2 = gaya pada sisi kendur sabuk (N)

R = jari-jari puli penggerak (mm)

A = luas penampang sabuk-V (mm^2)

μ = koefisien gesek sabuk dan puli (lihat lampiran 11)

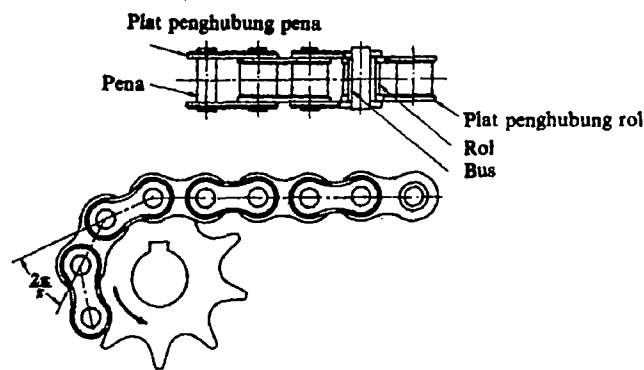
θ = sudut kontak dari sabuk pada alur pulley (rad)

β = sudut pada sabuk (20°)

2.4. Transmisi Rantai Rol dan Sproket

Rantai sebagai transmisi mempunyai keuntungan-keuntungan seperti: mampu meneruskan daya besar karena kekuatannya yang besar, tidak memerlukan tegangan awal, keausan kecil pada bantalan, dan mudah memasangnya. Karena keuntungan-keuntungan tersebut, rantai mempunyai pemakaian yang luas seperti roda gigi dan sabuk.

Rantai mengait pada gigi sproket dan meneruskan daya tanpa slip, jadi menjamin perbandingan putaran yang tetap.



Gambar 2.5. Transmisi Rantai

Di sisi lain, transmisi rantai mempunyai beberapa kekurangan, yaitu: variasi kecepatan yang tak dapat dihindari karena lintasan busur pada sproket yang mengait mata rantai, suara dan getaran karena tumbukan antara rantai dan dasar kaki gigi sproket, dan perpanjangan rantai karena keausan pena dan bus yang diakibatkan oleh gesekan dengan sproket. Bagian-bagian rantai rol dapat dilihat pada gambar 2.5.

Rantai rol dipakai bila diperlukan transmisi positif (tanpa slip) dengan kecepatan sampai 600 (m/min), tanpa pembatasan bunyi, dan murah harganya. Rantai dengan rangkaian tunggal adalah yang paling banyak dipakai. Rangkaian banyak seperti dua atau tiga rangkaian dipergunakan untuk transmisi beban berat.

Setelah jumlah gigi sproket dan jarak sumbu ditentukan, panjang rantai yang diperlukan dapat dihitung dengan rumus dibawah ini (Ref. 1 hal. 197):

$$L_p = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + 2 \times C_p + \frac{\left[\frac{(Z_1 - Z_2)}{6,28} \right]^2}{C_p}$$

dimana:

L_p = panjang rantai, dinyatakan dalam jumlah mata rantai

z_1 = jumlah gigi sproket kecil

z_2 = jumlah gigi sproket besar

C_p = jarak sumbu poros, dinyatakan dalam jumlah mata rantai

Kecepatan rantai v (m/s) dihitung dari (Ref. 1 hal. 198):

$$v = \frac{p \times z_1 \times n_1}{1000 \times 60}$$

Gaya tangensial yang bekerja pada suatu rantai F_t (N) dapat dihitung seperti pada sabuk dengan rumus:

$$F_t = \frac{102 \cdot P_d}{v} \text{ (N)}$$

dimana:

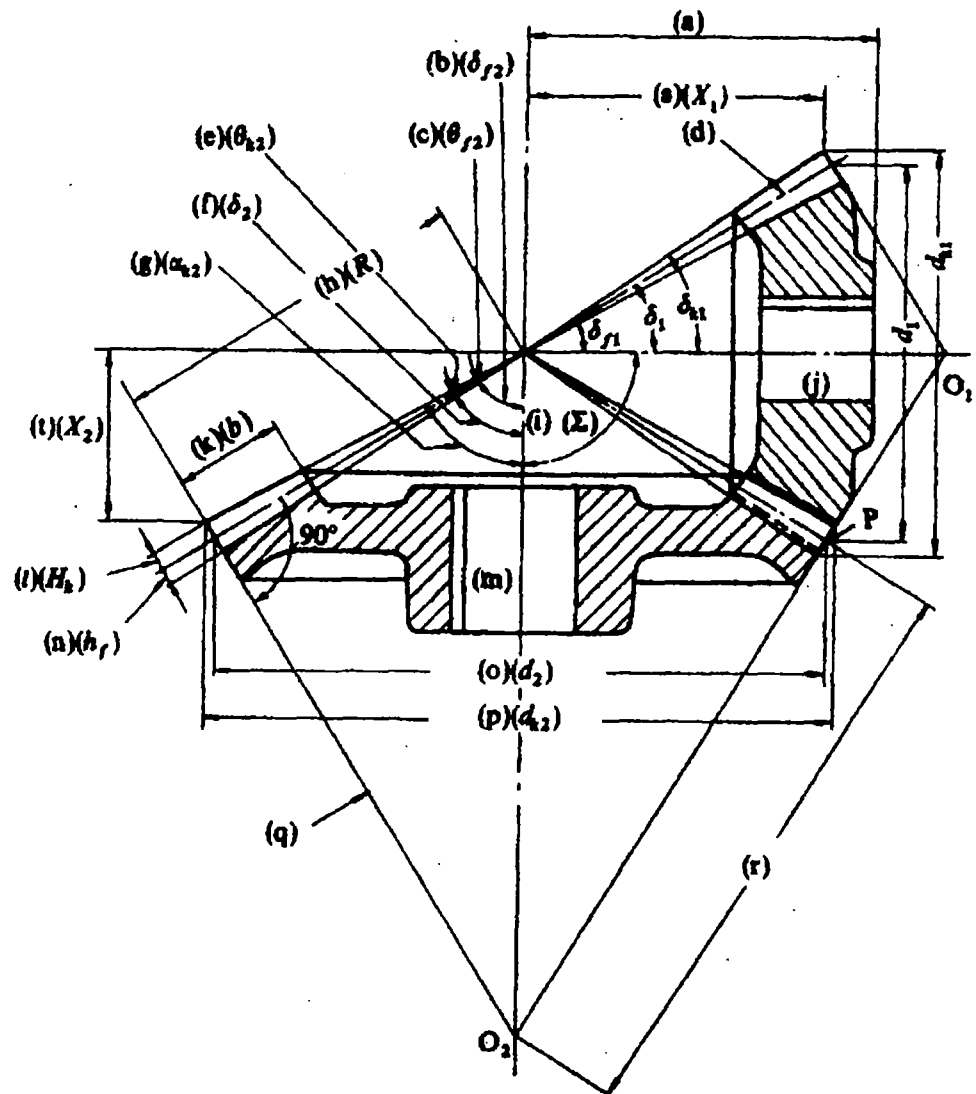
p = jarak bagi rantai (mm)

n_1 = putaran sproket kecil (rpm)

P_d = daya rencana (kW)

2.5. Roda Gigi Kerucut

Sepasang roda gigi kerucut yang saling berkait dapat diwakili oleh dua bidang kerucut dengan titik puncak yang berhimpit dan saling menggelinding tanpa slip. Kedua bidang kerucut ini disebut “kerucut jarak bagi”. Besarnya sudut puncak kerucut tersebut merupakan ukuran bagi putaran masing-masing porosnya. Roda gigi kerucut yang alur giginya lurus dan menuju ke puncak kerucut dinamakan roda gigi kerucut lurus.



- | | |
|------------------------------|--|
| (a) Jarak sisi belakang | (k) Lebar muka |
| (b) Sudut kerucut kaki | (l) Kepala |
| (c) Sudut kaki | (m) Lubang poros |
| (d) Kerucut jarak bagi | (n) Kaki |
| (e) Sudut kepala | (o) Diameter lingkaran jarak bagi |
| (f) Sudut kerucut jarak bagi | (p) Diameter lingkaran kepala |
| (g) Sudut kerucut kepala | (q) Kerucut belakang |
| (h) Sisi kerucut | (r) Jarak kerucut belakang |
| (i) Sudut poros | (s)(t) Jarak dari puncak kerucut sampai puncak luar gigi |
| (j) Lubang poros | |

Gambar 2.6. Nama Bagian-bagian Roda Gigi Kerucut

Gambar 2.6. digunakan untuk menghitung lingkaran jarak bagi roda gigi kerucut (mm) dengan persamaan sebagai berikut:

$$d_1 = m \cdot z_1$$

$$d_2 = m \cdot z_2$$

Panjang sisi kerucut jarak bagi (mm):

$$R = \frac{d_1}{(2 \sin \delta_1)} = \frac{d_2}{(2 \sin \delta_2)}$$

Dalam beberapa roda gigi, tinggi gigi semakin kecil dari ujung luar ke ujung dalam, dan dalam beberapa roda gigi lain tinggi gigi sama. Yang pertama disebut “gigi tirus” dan yang terakhir disebut “gigi seragam”. Gigi tirus lebih sering dipakai daripada gigi seragam.

Dalam hal gigi tirus, kepala pinyon dibuat lebih tinggi daripada kepala roda gigi besar. Maka perubahan kepala yang diperlukan dapat dilakukan dengan koefisien masing-masing sebagai berikut:

$$x_1 = 0,46 \left[1 - \left(\frac{z_1}{z_2} \right)^2 \right]$$

$$x_2 = -x_1$$

Karena itu, jika $c_k \geq 0,188m$ adalah kelonggaran puncak, maka untuk pinyon:

$$\text{tinggi kepala (mm)} : h_{k1} = (1 + x_1)m$$

$$\text{tinggi kaki (mm)} : h_{f1} = (1 - x_1)m + c_k$$

Demikian pula dalam hal roda gigi besar:

$$\text{tinggi kepala (mm)} : h_{k2} = (1 + x_1)m$$

$$\text{tinggi kaki (mm)} : h_{f2} = (1 - x_1)m + c_k$$

Dengan demikian tinggi gigi (mm) adalah:

$$H = 2 \cdot m + c_k$$

$$\text{Sudut kepala pinyon adalah: } \theta_{k1} = \tan^{-1} \left(\frac{h_{k1}}{R} \right)$$

$$\text{Dan sudut kaki pinyon adalah: } \theta_{f1} = \tan^{-1} \left(\frac{h_{f1}}{R} \right)$$

Sudut kepala roda gigi besar: $\theta_{k2} = \tan^{-1}\left(\frac{h_{k2}}{R}\right)$

Dan sudut kaki roda gigi besar: $\theta_{r2} = \tan^{-1}\left(\frac{h_{r2}}{R}\right)$

Dengan demikian, sudut kerucut kepala adalah:

$$\delta_{k1} = \delta_1 + \theta_{k1}$$

$$\delta_{k2} = \delta_2 + \theta_{k2}$$

Demikian pula sudut kerucut kaki adalah:

$$\delta_{r1} = \delta_1 - \theta_{r1}$$

$$\delta_{r2} = \delta_2 - \theta_{r2}$$

Besarnya masing-masing diameter lingkaran kepala (mm) yang diperlukan dalam pembuatan adalah:

$$d_{k1} = d_1 + 2h_{k1}\cos\delta_1$$

$$d_{k2} = d_2 + 2h_{k2}\cos\delta_2$$

Dan besarnya masing-masing diameter lingkaran kaki (mm):

$$X_1 = \left(\frac{d_2}{1}\right) - h_{k1}\sin\delta_1$$

$$X_2 = \left(\frac{d_1}{2}\right) - h_{k2}\sin\delta_2$$

Jika sudut tekanan adalah α_0 , dan kelonggaran belakang dianggap nol, maka tebal gigi (tebal lingkaran) adalah:

$$s_1 = (0,5 \cdot \pi + 2x_1 \cdot \tan\alpha_0) \times m \text{ (mm)}$$

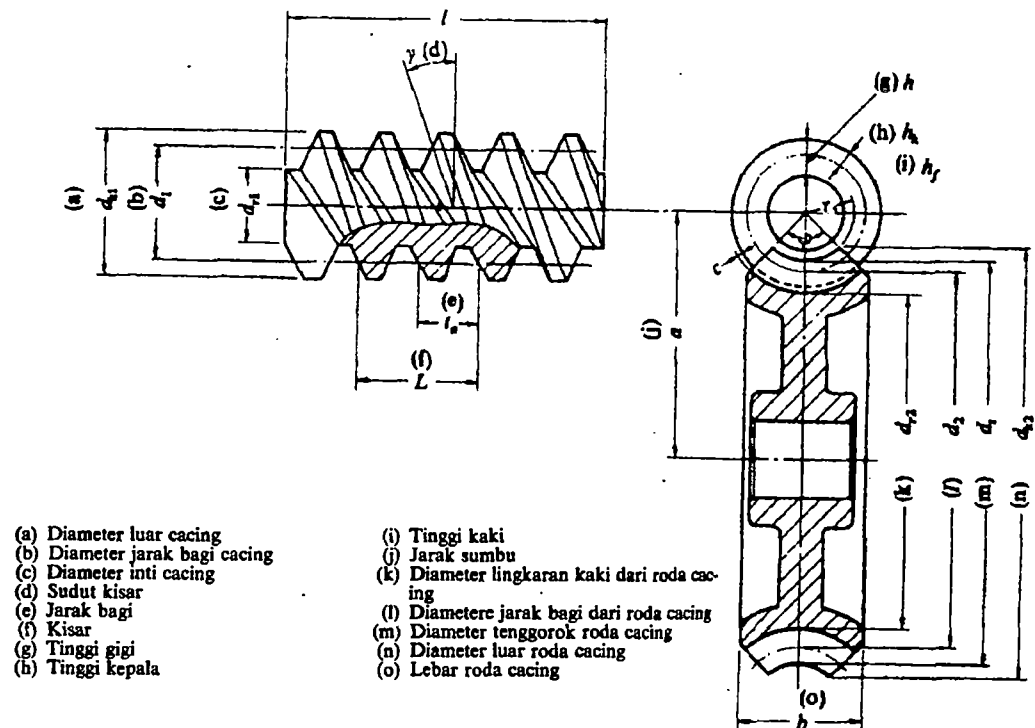
$$s_2 = (0,5 \cdot \pi - 2x_1 \cdot \tan\alpha_0) \times m \text{ (mm)}$$

$$s_1 + s_2 = \pi \cdot m$$

Lebar sisi gigi b sebaiknya diambil tidak lebih dari 1/3 sisi kerucut, atau kurang dari 10 kali modul pada ujung luar. Pada pasangan roda gigi kerucut hampir tidak pernah dijumpai pemakaian bantalan pada kedua ujung poros pinyon maupun roda gigi besar. Biasanya hanya salah satu saja yang memakai bantalan pada kedua ujung poros, atau kedua-duanya memakai bantalan pada satu ujung saja. Dengan demikian beban pada permukaan gigi tidak dapat dibuat merata karena lenturan pada poros atau gigi. Karena itu pemilihan lebar sisi perlu diusahakan sekecil mungkin.

2.6. Roda Gigi Cacing

Pasangan roda gigi cacing terdiri atas sebuah cacing yang mempunyai ulir luar dan sebuah roda cacing yang berkait dengan cacing. Ciri yang sangat menonjol pada roda gigi cacing adalah kerjanya yang halus dan hampir tanpa bunyi, serta memungkinkan perbandingan transmisi yang besar. Perbandingan reduksi dapat dibuat sampai 1:100. Namun, pada umumnya arah transmisi tidak dapat dibalik untuk menaikkan putaran, dari roda cacing ke cacing. Hal semacam ini disebut “mengunci sendiri”, karena putaran yang berbalik akan dihentikan oleh cacing. Kekurangan dari roda gigi cacing adalah efisiensinya yang rendah, terutama jika sudut kisarnya kecil.



Gambar 2.7. Nama Bagian-bagian Roda Gigi Cacing

Perbandingan transmisi atau perbandingan gigi dapat dinyatakan sebagai (Ref.1 hal. 276):

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

dimana:

i = perbandingan transmisi

z_1 = jumlah ulir pada cacing

z_2 = jumlah gigi pada roda cacing

n_1 = kecepatan putaran pada cacing (rpm)

n_2 = kecepatan putaran pada roda cacing (rpm)

Dari gambar 2.8. dapat dilihat, jika m_n adalah modul normal, m_s adalah modul aksial, dan γ adalah sudut kisar, maka (Ref. 1 hal. 277):

$$m_s = \frac{m_n}{\cos \gamma}$$

$$m_s \approx \frac{2 \cdot a - 12,7}{z_2 + 6,28}$$

dimana:

m_s = modul aksial (modul untuk cacing)

m_n = modul normal (modul untuk roda cacing)

a = jarak sumbu poros (mm)

γ = sudut kisar (°)

Untuk menghitung rumus diameter masing-masing lingkaran jarak bagi adalah (Ref. 1 hal. 277)

$$d_1 = \frac{z_1 \times m_n}{\sin \gamma}$$

$$d_2 = m_s \times z_2$$

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$$

dimana:

d_1 = diameter lingkaran jarak bagi cacing (mm)

d_2 = diameter lingkaran jarak bagi roda cacing (mm)

Proporsi bagian-bagian roda gigi cacing adalah sebagai berikut.

Untuk cacing:

- Tinggi kepala gigi cacing (mm):

$$h_k = m_n$$

- Tinggi kaki gigi cacing (mm):

$$h_f = 1,157 \cdot m_n$$

- Kelonggaran puncak (mm):

$$c = 0,157m_n$$

- Tinggi gigi (mm):

$$H = 2,157m_n$$

- Diameter luar cacing (mm):

$$d_{k_1} = d_1 + 2 \cdot h_k$$

- Diameter kaki cacing (mm):

$$d_{r_1} = d_1 - 2h_f$$

Untuk roda cacing:

- Lebar cacing (mm):

$$b = 0,557 \cdot d_{k_1} \\ = 2,38 \times \left(\frac{\pi \times m_n}{\cos \gamma} \right) + 6,35$$

- Lebar efektif roda cacing (mm):

$$b_o = d_k \times \sin \left(\frac{\phi}{2} \right)$$

- Jari-jari lengkungan puncak gigi roda cacing (mm):

$$r_t = \left(\frac{d_1}{2} \right) - h_k$$

Persamaan untuk beban lentur yang diijinkan (Ref. 1 hal. 279):

$$F_{ab} = \sigma_{ba} \times b_e \times m_n \times Y$$

$$F_{ac} = K_c \times d_2 \times b_e \times K_\gamma$$

dimana:

$$F_{ab} = \text{beban lentur yang diijinkan (N)}$$

$$F_{ac} = \text{beban permukaan gigi yang diijinkan (N)}$$

$$F_t = \text{beban tangensial roda gigi (N)}$$

σ_{ab} = tegangan lentur yang diijinkan (N/mm^2)

Y = faktor bentuk roda gigi cacing

K_γ = faktor sudut kisar

K_c = faktor ketahanan terhadap keausan (kg/mm^2)

Harga terkecil di antara F_{ab} dan F_{ac} diambil sebagai F_{min} . Harga F_{min} harus lebih besar dari F_t , jika tidak terpenuhi maka pasangan roda gigi cacing harus didesain ulang.

2.7. Pen

Pen adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sproket, puli, kopling, dan lain-lain pada poros. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros.

Menurut letaknya pada poros, jenis pen dapat dibedakan antara pen pelana, pen rata, pen benam, dan pen singgung, yang umumnya berpenampang segi empat. Pen benam prismatis ada yang khusus dipakai sebagai pen luncur. Di samping itu juga terdapat pen tembereng dan pen jarum.

Pen luncur memungkinkan pergeseran aksial roda gigi dan lain-lain pada porosnya seperti pada spelin. Yang paling umum dipakai adalah pen benam yang dapat meneruskan momen yang besar. Untuk momen dengan tumbukan, yang dapat dipaki adalah pen singgung.

Perhitungan pada pen adalah sebagai berikut (Ref.2 hal. 366):

$$F = \frac{M_t}{D/2}$$

dimana:

F = gaya tangensial pada permukaan poros (N)

D = diameter poros (mm)

M_t = momen torsi (N mm)

Tegangan geser yang terjadi adalah (Ref. 2 hal. 366)

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{2 \cdot M}{W \times L \times D}$$

dimana:

τ = tegangan geser (N/mm^2)

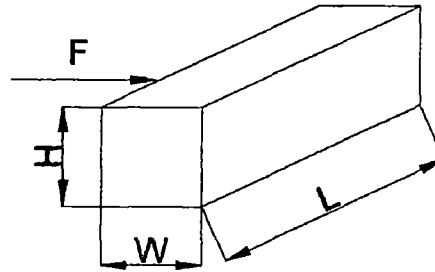
A = luas bidang geser pada pen = $W \cdot L$ (mm^2)

W = lebar pen (mm)

L = panjang pen (mm)

H = tinggi pen (mm)

Bagian-bagian pen ini ditunjukkan dengan gambar 2.9:



Gambar 2.8. Dimensi dan Gaya pada Pen

Syarat yang harus dipenuhi jika pen dikenai beban geser yaitu:

$$\tau = \frac{2 \cdot M_t}{W \times L \times D} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

dimana: $S_{syp} = 0,58 S_{yp}$

Tegangan tekan yang terjadi yang timbul akibat gaya tekan F adalah (Ref. 2 hal. 367):

$$\begin{aligned} \sigma &= \frac{F}{A} \\ &= \frac{2 \cdot M_t}{D \times h \times L} \\ &= \frac{2 \cdot M_t}{D \times \left(\frac{W}{2}\right) \times L} \\ &= \frac{4 \cdot M_t}{D \times W \times L} \end{aligned}$$

Syarat yang harus dipenuhi agar pen aman saat dikenai beban geser adalah:

$$\tau = \frac{4 \cdot M_t}{W \times H \times D} \leq \frac{S_{sy}}{N}$$

dimana:

N = 1,5 untuk torsi yang tetap dan konstan

N = 2,5 untuk beban yang mengalami kejutan yang rendah dan kecil

N = 4,5 untuk beban kejutan yang besar terutama yang berulang.

2.8. Angka Keamanan

Adalah nilai toleransi yang diberikan pada tegangan *yield point* material agar beban yang ditanggung oleh material tidak berada pada titik luluh material, tetapi dibawah titik luluh material (Ref. 2 hal. 10).

Berikut ini adalah angka keamanan dan syarat penggunaannya:

- N = 1,25 – 1,5 : untuk material yang *reliable* dengan penggunaan pada kondisi terkontrol dan beban yang statis dan tidak berubah.
- N = 1,5 – 2,0 : untuk material yang sudah diketahui dan pada kondisi lingkungan yang tetap, serta beban dan tegangan terbatas pada tegangan bahan.
- N = 2,0 – 2,5 : untuk material yang beroperasi secara rata-rata dengan harga beban yang diketahui.
- N = 2,5 – 3,0 : untuk material yang sudah diketahui tanpa mengalami tes, pada kondisi beban dan tegangan rata-rata.
untuk material yang sudah diketahui dengan beban,
- N = 3,0 – 4,0 : tegangan, dan kondisi lingkungan yang tidak pasti.
untuk beban yang berulang-ulang yang didasarkan pada
- N = point 1 – 5 : *endurance limit* dan *yield strength* dari sifat-sifat mekanis bahan.
untuk beban *impact* dengan *impact factor*.
- N = point 3 – 5 : untuk bahan yang *brittle* dengan menggunakan *ultimate*
- N = point 2 – 5 : *strength* sebagai tegangan maksimum.

2.9. Torsi Motor

Torsi yang dihasilkan motor adalah variabel yang cukup penting. Jika torsi tidak cukup, maka mekanisme tidak akan bergerak dan motor dapat terbakar.

$$P = V \cdot I$$

$$P = T \times \omega \times 10^{-3} \times 1,341 \text{ Hp (Ref. 1 hal. 7)}$$

dimana:

V = tegangan (volt)

I = arus (ampere)

T = torsi yang dihasilkan oleh motor (N m)

P = daya yang dihasilkan oleh motor (Hp) = (kW) x 1,341 HP/kW

ω = kecepatan sudut (rad/dt)

2.10. Torsi Inersia

Gaya luar yang bekerja pada benda dengan kondisi dimana suatu benda simetris jika berputar pada suatu sumbu yang tetap dan tegak lurus luasan bidang dan melalui pusat massa G sama dengan kopel $I \alpha$. Kopel ini disebut torsi inersia, yang merupakan akibat dari adanya momen inersia massa benda tersebut dan adanya percepatan sudut sesaat sebelum benda tersebut berputar hingga mencapai putaran konstan.

Dalam mencari torsi inersia, terlebih dahulu harus dicari momen inersia massa. Untuk berbagai bentuk benda yang umum dapat dilihat pada lampiran 1.

Torsi inersia dapat dicari dengan menggunakan persamaan berikut:

$$T = I \cdot \alpha$$

dimana:

T = torsi (N m)

I = momen inersia massa total (N m²)

α = percepatan sudut (rad/s²)