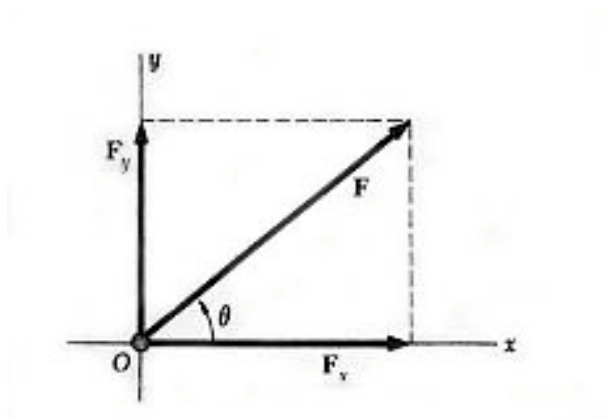


Bab 3. Landasan Teori

3.1 Gaya dan Torsi

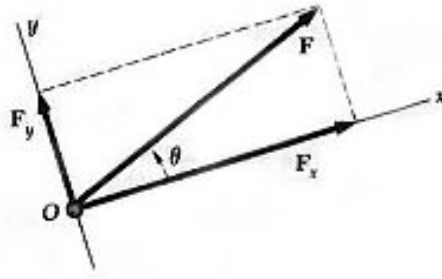
3.1.1. Penguraian gaya

Untuk perhitungan gaya, rumus-rumus dasar yang digunakan adalah aplikasi dari hukum Newton. Dalam banyak persoalan cara menguraikan gaya dalam dua komponen tegak lurus akan mempermudah penyelesaiannya. Pada gambar 3.1., gaya F diuraikan dalam komponen F_x sepanjang sumbu x dan F_y sepanjang sumbu y . Jajaran genjang yang digambarkan untuk memperoleh kedua komponen tersebut berbentuk empat persegi panjang, F_x dan F_y disebut komponen tegak lurus.



Gambar 3.1. Komponen Tegak Lurus

Sumbu – sumbu x dan y biasanya dipilih horisontal dan vertikal, seperti tampak pada gambar 3.1, meskipun dapat pula dipilih setiap arah tegak lurus yang lain, seperti pada gambar 3.2. Dalam menentukan komponen tegak lurus suatu gaya, harus mengikuti petunjuk seperti gambar 3.1 dan 3. 2 komponen tersebut sejajar dengan sumbu x dan y .



Gambar 3.2. Arah Tegak Lurus Yang Lain

Dengan menuliskan F sebagai harga suatu gaya F , sudut antara F dan sumbu x dan F_x serta F_y menyatakan harga komponen F_x dan F_y , diperoleh :

$$F_x = F \cos \theta$$

$$F_y = F \sin \theta$$

Bila suatu gaya F ditentukan oleh komponen tegak lurus F_x dan F_y (gambar 3.1), sudut θ yang menentukan arah gaya dapat diperoleh dengan menuliskan :

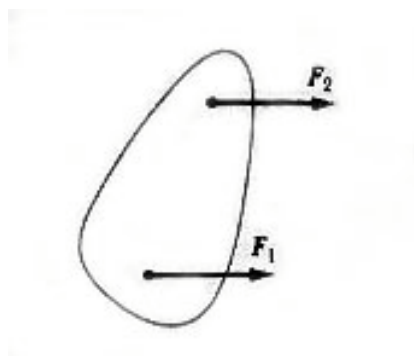
$$\tan \theta = \frac{F_y}{F_x}$$

Besarnya gaya F dapat diperoleh dengan dalil Pythagoras yang menuliskan :

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_y^2}$$

3.1.2. Torsi

Besar dan arah efek yang ditimbulkan oleh suatu gaya pada suatu benda bergantung pada letak garis kerja gaya itu. Jadi gaya F_1 pada gambar 3.3. akan menimbulkan rotasi ke arah yang berlawanan dengan arah putaran jarum jam, sedangkan F_2 akan menghasilkan rotasi searah putaran jarum jam.



Gambar 3.3. Efek Gaya

Garis kerja suatu gaya dapat diperinci dengan menentukan jarak tegak lurus antara sebuah titik patokan (*reference point*) dengan garis kerja tersebut. Oleh karena itu yang paling penting ialah memilih titik pusat koordinat, yaitu titik di mana sumbu memotong bidang gaya – gaya itu. Jarak tegak lurus dari titik ini ke garis kerja suatu gaya disebut lengan gaya atau lengan momen dari gaya itu terhadap sumbu. Hasil kali besar suatu gaya dengan lengan gaya disebut momen gaya itu terhadap sumbu, atau juga disebut gaya putar (Torsi). Jadi besarnya Torsi dapat dituliskan :

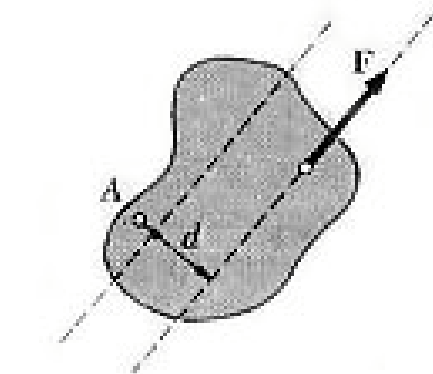
$$T = F \cdot d$$

Di mana :

T = torsi (Nm)

F = gaya (N)

d = jarak (m)



Gambar 3.4. Torsi

3.2. Perhitungan Daya Motor dan Transmisi Puli/Sproket

3.2.1. Daya motor

Untuk mencari daya yang dibutuhkan pada waktu proses becakan maka perlu dicari terlebih dahulu *rolling resistance* dari tiap-tiap roda pada becak. Untuk menentukan motor yang akan digunakan, harus diketahui daya minimumnya. Kecepatan becak dibatasi tidak lebih dari 30 km/jam.

Rumus yang digunakan dalam perhitungan adalah hukum Newton 1 ($\sum F = 0$). Dan untuk daya rumus yang digunakan sebagai berikut :

$$D_p = \frac{T_{tot} \cdot n_{sproket2}}{716,2}$$

Di mana :

D_p = Daya motor (hp)

T_{tot} = Torsi (kg.m)

$n_{sproket2}$ = Putaran sproket2 (rpm)

3.2.1. Transmisi puli/sproket

Dalam hal ini becak kecepatannya dibatasi tidak mencapai 30 km/jam dan komponen-komponen yang digunakan, seperti puli dan sproket, merupakan komponen yang tersedia di pasaran (tidak mendesain baru).



Gambar 3.5. Puli dan Sabuk-V.

Rumus yang digunakan untuk perhitungan kecepatan :

$$V = \omega \cdot R$$

Di mana :

V = Kecepatan linier (m/s)

ω = Kecepatan sudut (rad/s)

R = Jari-jari lingkaran (m)

$$\omega = \frac{2\pi \cdot n}{60}$$

Di mana :

n = Putaran motor/puli/spoket (rpm)

Perhitungan diameter dan putaran motor/puli/spoket :

$$\frac{d_2}{d_1} = \frac{n_1}{n_2}$$

(ref. 1, hal 166)

Di mana :

- n_1 = putaran puli/sproket 1 (rpm)
- n_2 = putaran puli/sproket 2 (rpm)
- d_1 = diameter puli/sproket 1 (mm)
- d_2 = diameter puli/sproket 2 (mm)

3.3. Sabuk-V.

Jarak yang jauh antara dua buah poros sering tidak memungkinkan transmisi langsung dengan roda gigi. Dalam hal demikian, cara transmisi putaran atau daya yang lain dapat diterapkan, di mana sebuah sabuk luwes atau rantai dibelitkan sekeliling puli atau sproket pada poros.

Transmisi dengan elemen mesin yang luwes dapat digolongkan atas transmisi sabuk, transmisi rantai, dan transmisi kabel atau tali. Dari macam-macam transmisi tersebut, kabel atau tali hanya dipakai untuk maksud khusus. Transmisi sabuk dapat dibagi atas tiga kelompok. Dalam kelompok pertama, sabuk rata dipasang pada puli silinder dan meneruskan momen antara dua poros yang jaraknya dapat sampai 10 (m) dengan perbandingan putaran antara 1/1 sampai 6/1. Dalam kelompok kedua, sabuk dengan penampang trapesium dipasang pada puli dengan alur dan meneruskan momen antara dua poros yang jaraknya dapat sampai 5 (m) dengan perbandingan putaran antara 1/1 sampai 7/1. Kelompok terakhir terdiri atas sabuk dengan gigi yang digerakkan dengan sproket pada jarak pusat sampai mencapai 2 (m), dan meneruskan putaran secara tepat dengan perbandingan antara 1/1 sampai 6/1. Sabuk rata yang banyak ditulis dalam buku-buku lama belakangan ini pemakaiannya tidak seberapa luas lagi. Namun akhir-akhir ini dikembangkan sabuk rata untuk beberapa pemakaian khusus.

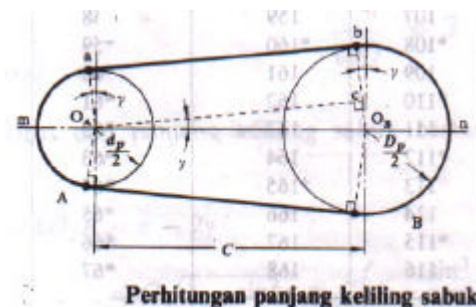
Sebagian besar transmisi sabuk menggunakan sabuk-V karena mudah penanganannya dan harganya pun murah. Kecepatan sabuk direncanakan untuk 10 sampai 20 (m/s) pada umumnya, dan maksimum sampai 25 (m/s). Daya maksimum yang dapat ditransmisikan kurang lebih sampai 500 (kW).

Karena dapat terjadi slip antara puli dan sabuk, sabuk-V tidak dapat meneruskan putaran dengan perbandingan yang tepat. Dengan sabuk gilir transmisi dapat dilakukan dengan perbandingan putaran yang tepat seperti pada roda gigi. Karena itu sabuk gilir telah digunakan secara luas dalam industri mesin

jahit, komputer, mesin fotokopi, mesin tik listrik, dsb.

Sabuk-V terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan tetoron, atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. Sabuk-V dibelitkan di keliling alur puli yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang sedang membelit pada puli ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan, juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji, yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Hal ini merupakan keunggulan sabuk-V dengan sabuk rata. Atas daya rencana dan putaran poros penggerak, penampang sabuk-V yang sesuai dapat diperoleh dari lampiran 4.

Jarak sumbu poros harus sebesar 1,5 sampai 2 kali diameter puli besar. Di dalam perdagangan terdapat berbagai panjang sabuk-V. Nomor nominal sabuk-V dinyatakan dalam panjang kelilingnya dalam *inch*.. Diameter puli yang terlalu kecil dan memperpendek umur sabuk. Dalam Lampiran 6 diberikan diameter puli minimum yang diizinkan dan dianjurkan menurut jenis sabuk yang bersangkutan.



Gambar 3.6. Gambar Keliling Sabuk-V.

Sabuk-V hanya dapat menghubungkan poros-poros yang sejajar dengan arah putaran yang sama. Dibandingkan dengan transmisi roda gigi atau rantai, sabuk-V bekerja lebih halus dan tak bersuara. Perbandingan reduksi pada transmisi sabuk-V terjadi antara puli 1 yang mana dihubungkan motor dengan puli 2. Jika kita ingin memperkirakan tegangan pada sisi tarik (F_1) dan sisi kendur (F_2) maka besarnya gaya tarik efektif (F_e) untuk menggerakkan puli adalah:

$$F_e = F_1 - F_2 \quad (\text{ref. 1, hal 171})$$

Di mana :

$$F_e = \frac{P \cdot 102}{v} \quad (\text{kg})$$

P = Daya motor (kW)

v = Kecepatan keliling puli 2 (m/s)

Perhitungan kecepatan sabuk-V :

$$v = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60 \cdot 1000} \quad (\text{ref. 1, hal 166})$$

Di mana :

D_2 = Diameter puli 2 (mm)

n_2 = Putaran puli 2 (rpm)

Sedangkan :

$$F_1 = \frac{1,25 \cdot T}{R_1}$$

$$T = \frac{716,2 \cdot Hp}{2000} \quad (\text{ref. 1, hal 168})$$

Di mana:

Hp = Daya motor (Hp)

T = Torsi pada puli 1 (kg.m)

R_1 = Jari –jari puli 1 (m)

Besar gaya tekan puli pada poros adalah:

$$F_p = F_1 + F_2$$

Di mana :

F_p = Gaya tekan puli (kg)

Sedangkan analisa untuk panjang sabuk-V dapat dinyatakan sebagai berikut:

$$L \approx 2 \cdot C + \pi \cdot (R_1 + R_2) + \frac{(R_2 - R_1)^2}{C} \quad (\text{ref. 2, hal 669})$$

$$C - \frac{1}{2} (d_k - D_k) > 0 \quad (\text{ref.1, hal 177})$$

$$d_k = D_1 + 2 \cdot k \quad (\text{mm})$$

$$D_k = D_2 + 2 \cdot k \quad (\text{mm})$$

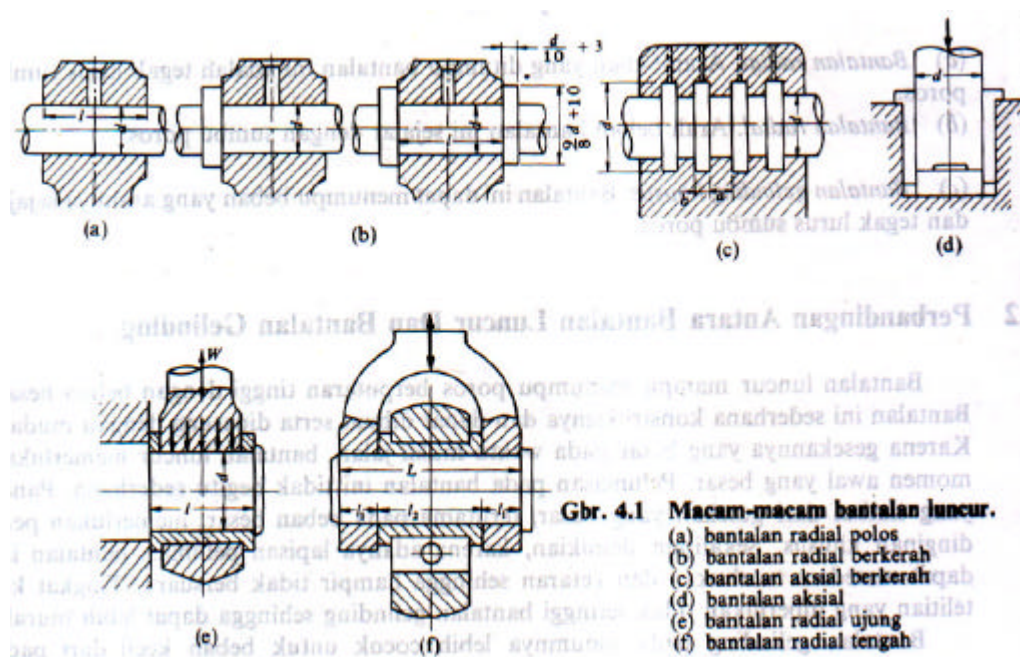
Di mana :

- L = Panjang sabuk-V (mm)
 C = Jarak sumbu poros (mm)

3.4 Bantalan

Pada umumnya bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros:
 - ? Bantalan luncur
 - ? Bantalan gelinding
2. Atas dasar arah beban terhadap poros:
 - ? Bantalan radial
 - ? Bantalan aksial
 - ? Bantalan khusus

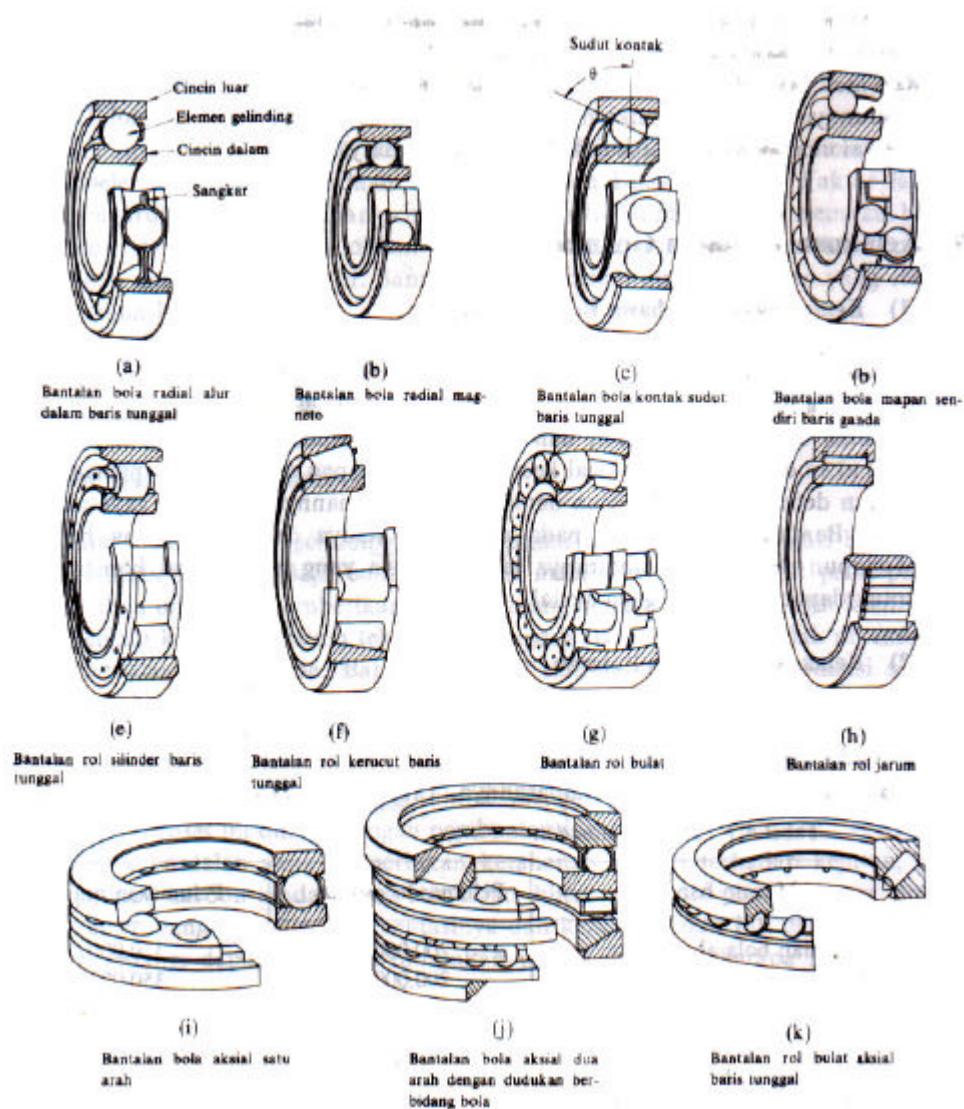


Gambar 3.7. Macam-macam Bantalan Luncur.

Sedangkan bantalan gelinding sendiri dapat dibagi lagi, yaitu:

1. Menurut beban:
 - ? Bantalan radial
 - ? Bantalan aksial
2. Menurut bentuk elemen gelindingnya:
 - ? Bantalan bola

? Bantalan rol



Gambar 3.8. Macam-macam Bantalan Gelinding.

Bantalan luncur mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban besar, tetapi memerlukan momen awal yang besar pada waktu mulai jalan. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur, keunggulannya yaitu pada gesekannya yang sangat rendah dan pelumasannya sangat sederhana.

Bantalan alur dalam dan bantalan bola sudut serta bantalan rol silinder pada umumnya dipakai untuk putaran tinggi, bantalan rol kerucut dan bantalan mapan sendiri untuk putaran sedang, bantalan aksial untuk putaran rendah. Dari hal-hal diatas, maka untuk perencanaan ini akan digunakan bantalan radial dengan bentuk elemen gelindingnya bola / *radial ball bearing*.

Pada perhitungan bantalan nanti akan dihitung beban dan umur bantalan gelinding. Untuk perhitungan beban dapat digunakan rumus:

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r = Y \cdot F_a \quad (\text{ref.1, hal 135})$$

Di mana:

F_r = beban radial

F_a = beban aksial

$V = 1$ (untuk pembebanan pada cincin dalam yang berputar)

1,2 (untuk pembebanan pada cincin luar yang berputar)

X dan Y dapat dilihat pada lampiran 5.

Analisa gaya sentrifugal/aksial :

$$F = m \cdot \frac{V^2}{R}$$

Di mana :

F = Gaya (N)

m = Massa (kg)

V = Kecepatan (m/s)

R = Jari-jari keliling becak (m)

Untuk perhitungan umur nominal menggunakan rumus:

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^b \quad (\text{jam}) \quad (\text{ref.2, hal 485})$$

Di mana:

C = kapasitas nominal dinamis spesifik

P = beban ekuivalen dinamis

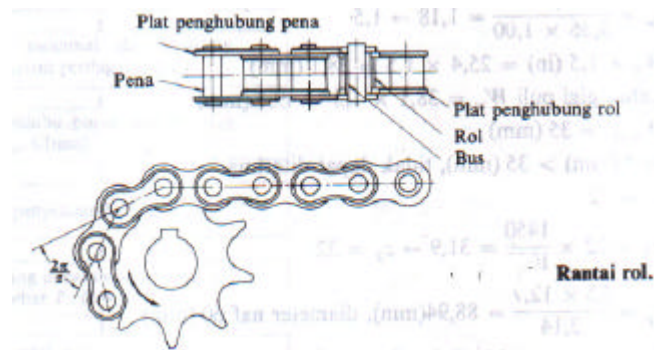
b = 3,0 untuk ball bearing

n = rpm (rad/s)

3.5. Rantai Penghubung (*chain*)

Transmisi rantai dapat dibagi atas rantai rol dan rantai gigi, rantai mengait pada gigi sproket dan meneruskan daya tanpa slip yang dipergunakan untuk meneruskan putaran dengan perbandingan yang tepat pada jarak sumbu

poros sampai 4 (m) dan perbandingan 1/1 sampai 7/1. Kecepatan yang diizinkan untuk rantai rol adalah sampai 5 (m/s) pada umumnya, dan maksimum sampai 10 (m/s). Untuk rantai gigi kecepatannya dapat dipertinggi hingga 16 sampai 30 (m/s).



Gambar 3.9. Rantai Rol dan Sproket.

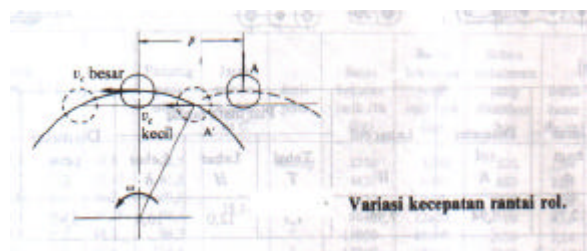
Rantai sebagai transmisi mempunyai keuntungan – keuntungan :

- ? Mampu meneruskan daya besar karena kekuatannya yang besar
- ? Tidak memerlukan tegangan awal
- ? Keausan kecil pada bantalan
- ? Mudah memasangnya

Selain itu rantai memiliki 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
- ? Perpanjangan rantai karena keausan pena dan bus yang diakibatkan oleh gesekan dengan sproket

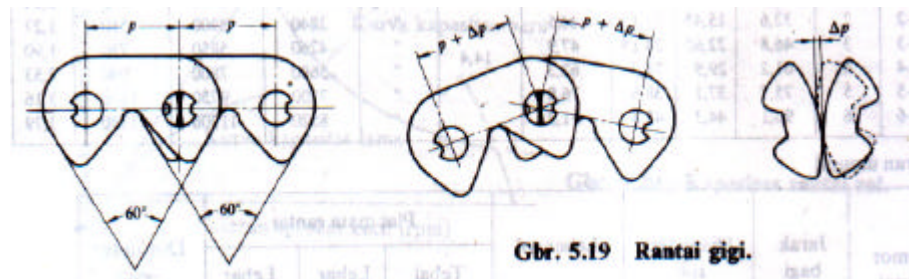
Karena kekurangan – kekurangan ini maka rantai tidak dapat digunakan untuk kecepatan tinggi.



Gambar 3.10. Variasi Kecepatan Rantai Rol.

Rantai dapat dibagi menjadi dua jenis yaitu :

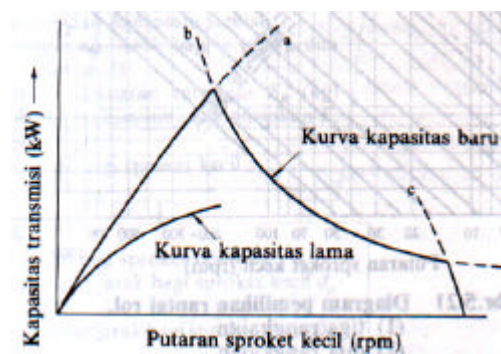
- ? Rantai rol, terdiri atas pena, bus, rol dan plat mata rantai.
- ? Rantai gigi, terdiri atas plat-plat berprofil roda gigi dan pena berbentuk bulan sabit yang disebut sambungan kunci



Gambar 3.11. Rantai Gigi.

Pada perencanaan ini digunakan rantai rol sehingga rantai gigi tidak akan dibicarakan. Rantai rol dipakai bila diperlukan transmisi tanpa slip dengan kecepatan sampai 600 m/min, tanpa pembatasan bunyi, dan murah harganya. Untuk bahan pena, bus dan rol dipergunakan baja karbon atau baja khrom dengan pengerasan kulit.

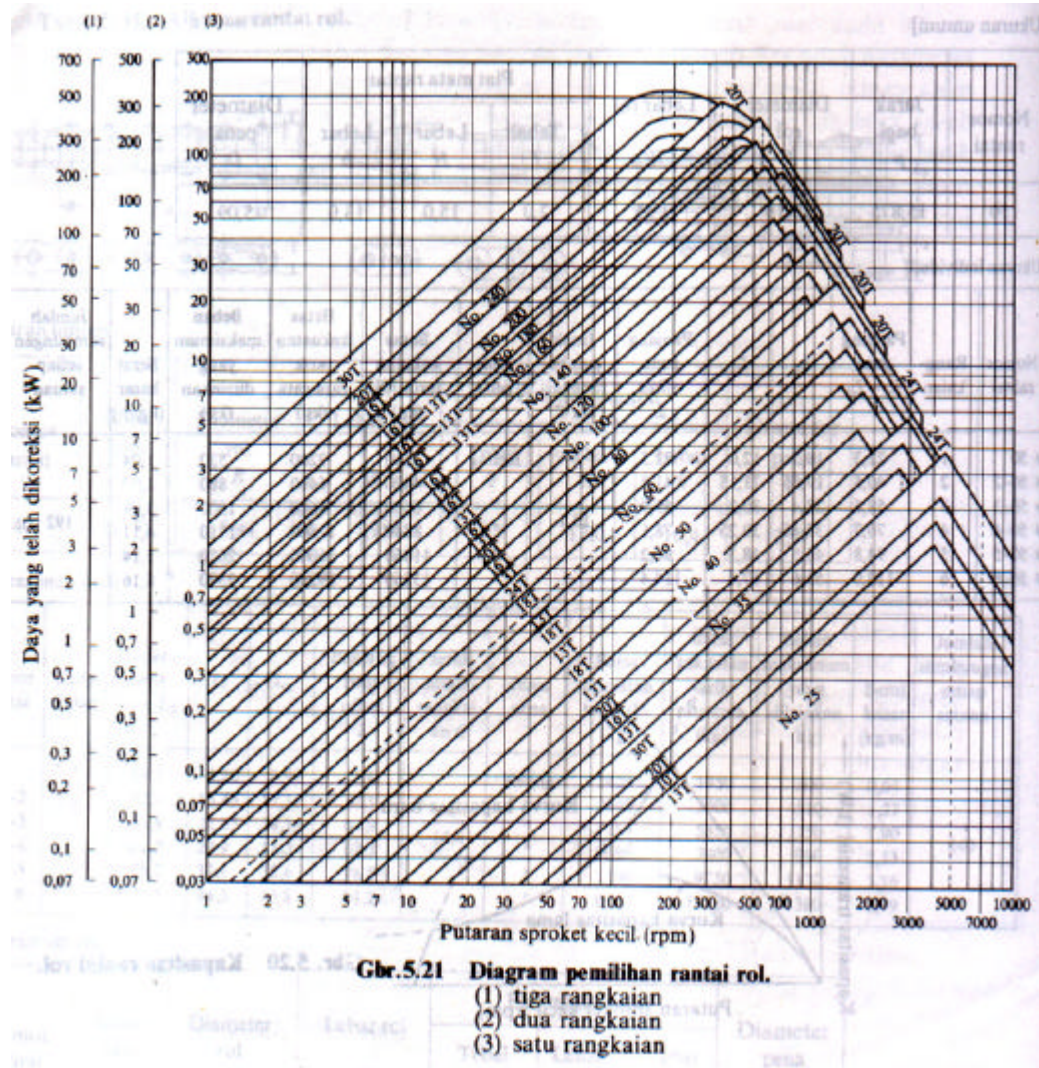
Rantai dengan rangkaian tunggal adalah yang paling banyak dipakai. Rangkaian banyak, seperti dua atau tiga rangkaian dipergunakan untuk transmisi beban berat. Ukuran dan kekuatannya distandarkan seperti pada lampiran 12. Dengan kemajuan teknologi yang terjadi akhir-akhir ini, kekuatan rantai semakin meningkat.



Gambar 3.12. Kapasitas Rantai Rol.

Dalam gambar 3.12. dapat dilihat bahwa kurva batas kelelahan dari plat mata rantai macam yang baru lebih tinggi daripada macam yang lama. Hasil penelitian terakhir menunjukkan bahwa suatu daerah yang dibatasi oleh dua

kurva, yaitu kurva batas ketahanan terhadap tumbukan antara rol dan bus, dan kurva batas las (*galling*) karena kurang pelumasan antara pena dan bus, adalah sangat penting untuk menentukan kapasitas rantai. Kurva kapasitas baru yang diperoleh berbentuk seperti tenda, sehingga disebut “kurva tenda”. Dalam gambar 3.12. diperlihatkan kurva tersebut yang merupakan diagram pemilihan rantai rol.



Gambar 3.13. Diagram Pemilihan Rantai Rol

Sproket rantai dibuat dari baja karbon untuk ukuran kecil, dan baja cor untuk ukuran besar. Untuk perhitungan kekuatannya belum ada cara yang tetap seperti pada roda gigi. Adapun bentuknya telah distandarkan.

Untuk perhitungan sisi tarik (F_1) dan sisi kendur (F_2) sama dengan rumus yang digunakan pada sabuk-V. Sedangkan untuk analisa kekuatan pin rantai menggunakan rumus :

$$\tau = \frac{F_1}{2 \cdot \frac{d^2}{4}} \tau_{geser} \quad (\text{ref.3, hal 49})$$

Di mana :

τ = Tegangan geser

d = Diameter pin rantai

τ_{geser} = Permisibel tegangan geser yang diijinkan (400 – 450 kg/cm²)

3.6. Perhitungan 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. Pada perencanaan becak ini, poros digunakan sebagai gandar roda depan.

3.6.1. Macam-macam Poros

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

(1) 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, dll.

(2) Spindel

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

(3) Gandar

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

Menurut bentuknya, poros dapat digolongkan atas poros lurus umum, poros engkol sebagai poros utama dan mesin totak, dll., poros luwes untuk transmisi daya kecil agar terdapat kebebasan bagi perubahan arah, dan lain-lain.

3.6.2. Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan.

(1) Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros dipenkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan.

Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban di atas.

(2) Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi).

Karena itu, disamping kekuatan poros, kekakuannya juga harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

(3) Putaran Kritis

Bila putaran suatu mesin dinaikkan maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran ini disebut putaran kritis. Hal ini dapat terjadi pada turbin, motor torak, motor listrik, dll., dan dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Jika mungkin, poros harus direncanakan sedemikian rupa hingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

(4) Korosi

Bahan-bahan tahan korosi (termasuk plastik) 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.

(5) Bahan Poros

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan difinis, baja karbon konstruksi mesin (disebut bahan S-C) yang dihasilkan dari ingot yang di-"kill" (baja yang dideoksidasikan dengan ferrosilikon dan dicor; kadar karbon terjamin). Meskipun demikian, bahan ini kelurusannya agak kurang tetap dan dapat mengalami deformasi karena tegangan yang kurang seimbang misalnya bila diberi alur pasak, karena ada tegangan sisa di dalam terasnya. Tetapi penarikan dingin membuat permukaan poros menjadi keras dan kekuatannya bertambah besar.

Poros-poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan. Beberapa di antaranya adalah baja khrom nikel, baja khrom nikel molibden, baja khrom, baja khrom molibden, dll. Sekalipun demikian pemakaian baja paduan khusus tidak selalu dianjurkan jika alasannya hanya karena putaran tinggi dan beban berat. Dalam hal demikian perlu dipertimbangkan penggunaan baja karbon yang diberi perlakuan panas secara tepat untuk memperoleh kekuatan yang diperlukan.

3.6.3. Pembebanan yang terjadi pada poros.

3.6.3.1. Poros Dengan Beban Puntir

Berikut ini akan dibahas rencana sebuah poros yang mendapat pembebanan utama berupa torsi, seperti pada poros motor dengan sebuah kopling. Jika diketahui bahwa poros yang akan direncanakan tidak mendapat beban lain kecuali torsi, maka diameter poros tersebut dapat lebih kecil daripada 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.

Tegangan geser yang diijinkan τ (kg/mm^2) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan berbagai cara. Nilai batas kelelahan puntir besarnya diambil 40% dari batas kelelahan tarik kira-kira 45% dan kekuatan tarik σ (kg/mm^2). Jadi batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan tarik (sesuai dengan standar ASME). Untuk harga 18% itu faktor keamanan diambil sebesar $1/0,18 = 5,6$. Harga 5,6 ini diambil untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin, dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa, dan baja paduan.

Selanjutnya perlu, ditinjau apakah poros tersebut akan diberi alur pasak atau dibuat bertangga, karena pengaruh konsentrasi tegangan cukup besar. Pengaruh kekasaran, permukaan juga harus diperhatikan.

3.6.3.2. Poros Dengan Beban Lentur Murni

Gandar dari kereta tambang dan kereta rel tidak dibebani dengan puntiran melainkan mendapat pembebanan lentur saja. Jika beban pada satu gandar didapatkan sebagai $1/2$ dari berat kendaraan dengan muatan maksimum dikurangi berat gandar dan roda, maka besarnya momen lentur M (kg. mm) yang terjadi pada kedudukan roda dapat dianalisa. Dari bahan yang dipilih dapat ditentukan tegangan lentur yang diijinkan σ (kg/mm^2).

Dalam kenyataan, gandar tidak hanya mendapat beban statis saja melainkan juga beban dinamis. Dalam perhitungan yang dilakukan, jika sekedar mencakup beban dinamis secara sederhana saja, maka dalam dapat diambil faktor keamanan yang lebih besar. Tetapi dalam perhitungan yang lebih teliti, beban dinamis dalam arah tegak dan mendatar harus ditambahkan pada beban statis. Bagian gandar dimana dipasangkan roda disebut kedudukan roda. Beban tambahan dalam arah vertikal dan horizontal menimbulkan momen pada kedudukan roda ini.

Suatu gandar yang digerakkan oleh suatu penggerak mula juga mendapat beban puntir. Namun demikian gandar ini dapat diperlakukan sebagai poros pengikut dengan jalan mengalikan momen yang ada.

3.6.3.3. 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.

Beban yang bekerja pada poros pada umumnya adalah beban berulang. Jika poros tersebut mempunyai roda gigi untuk meneruskan daya besar maka kejutan berat akan terjadi pada saat mulai atau sedang berputar.

Perhitungan kekuatan poros :

$$\tau = \frac{Mb}{Wb}$$

$$Wb = \frac{\pi d^3}{32}$$

Di mana :

Mb = Momen *bending* (kg/mm)