

II. LANDASAN TEORI

1. TEORI DASAR PERENCANAAN POROS

Poros adalah bagian dari elemen mesin yang dalam penggunaannya dapat berfungsi sebagai poros yang meneruskan tenaga, poros penggerak klep (seperti *cam shaft*) , poros penghubung, dan sebagainya. Definisi yang pasti dari poros adalah sesuai dengan penggunaan dan tujuan penggunaannya.

Di bawah ini terdapat beberapa definisi dari poros :

- *Shaft*, adalah poros yang ikut berputar untuk memindahkan gaya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan.
- *Axle*, adalah poros yang tetap tapi mekanismenya yang berputar pada poros tersebut. Juga berfungsi sebagai pendukung.
- Spindel, adalah poros yang pendek terdapat pada mesin perkakas dan mampu / sangat aman terhadap momen bending.
- *Line shaft* (disebut juga "*power transmission shaft*") adalah suatu poros yang langsung berhubungan dengan mekanisme yang digerakkan dan berfungsi memindahkan daya dari motor penggerak ke mekanisme tersebut.
- *Flexible shaft*, adalah poros yang berfungsi memindahkan daya dari dua mekanisme dimana perputaran poros membentuk sudut dengan poros lainnya.

Tergantung dari beban yang diterima, maka pada poros dapat terjadi beban bending murni, beban torsi murni atau gabungan antara beban bending dengan beban torsi, dan juga beban statis maupun berfluktuasi. Untuk beban bending dan beban torsi dengan beban statis telah banyak dipelajari dalam mekanika teknik.

Pada perencanaan yang baik, perlu dibahas poros yang mengalami beban berfluktuasi yang didasari pada “faktor konsentrasi” dan “*endurance*” sehingga akan mendapatkan perencanaan yang memenuhi syarat. Pada perhitungan poros, umumnya yang dicari adalah diameter poros. Untuk dapat menentukan diameter poros baik yang bertingkat maupun rata, maka perlu diketahui tegangan yang diterima atau ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros seperti tegangan bending, tegangan torsi atau tegangan kombinasi antara bending dan torsi.

1.1 Perencanaan Poros Dengan Beban Puntir dan Tekuk

Dalam analisa dengan lingkaran *Mohr* diperoleh bahwa tegangan geser maksimum yang terjadi bila terdapat momen torsi dan momen bending gabungan dengan rumus sebagai berikut :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2} \quad \text{dimana :} \quad (2.1)$$

$$\sigma_x = \frac{32 \cdot M_b}{\pi \cdot D^3} \quad \text{dan} \quad \tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3} \quad (2.2)$$

Sehingga tegangan geser maksimum untuk poros pejal :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16 \cdot M_b}{\pi \cdot D^3}\right)^2 + \left(\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3}\right)^2} \leq \frac{S_{sy}}{N} \quad (2.3)$$

di mana :

$$S_{syp} = 0,58 \cdot S_{yp} \quad (2.4)$$

Keterangan :

- $\tau_{\max}$ = tegangan geser maksimum (N/mm²)
- σ_x = tegangan bending (N/mm²)
- τ = tegangan geser (N/mm²)
- M_b = momen bending (N.mm)
- D = diameter poros (mm)
- T = torsi (N.mm)
- S_{syp} = *yield point shear stress* material poros (N/mm²)
- S_{yp} = *yield point stress* (N/mm²); dapat dilihat besarnya pada Tabel 2.1 untuk baja karbon
- N = angka keamanan

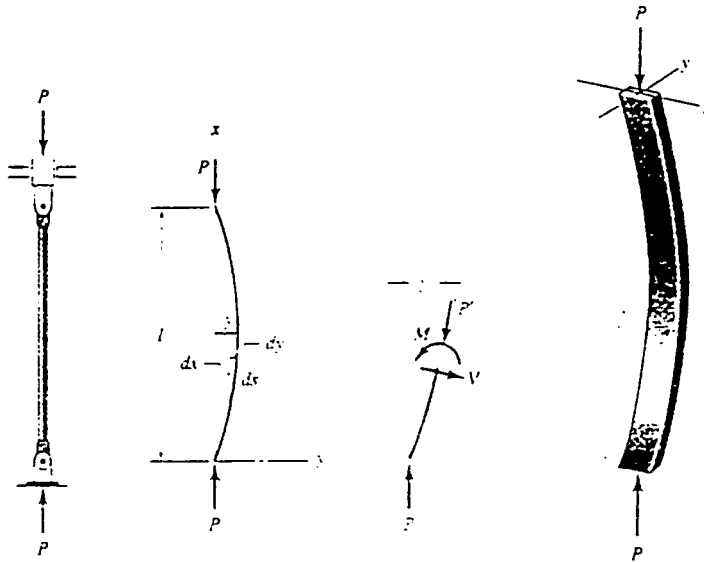
Tabel 2.1 Sifat-sifat mekanis standar baja karbon (JIS 4501)

Lembar	Temperatur transformasi		Perlakuan panas			Sifat mekanis			
	A ₁ (°C)	A ₃ (°C)	Pemurnaan (N)	Ukupan dingin (H)	Temper (H)	Perilaku kuan panas	Batas mulur (kg/mm ²)	Kekerasan (HRC)	Kekerasan (HV)
SXC	720-815	710-720	150-200 Pendinginan udara	150-200 Pendinginan air	150-650 Pendinginan cepat	N	29	48	137-197
						H	34	52	152-212
SXC	720-800	710-710	150-200 Pendinginan udara	150-200 Pendinginan air	150-650 Pendinginan cepat	N	31	52	140-207
						H	40	58	157-225
SXC	720-790	700-700	150-200 Pendinginan udara	150-200 Pendinginan air	150-650 Pendinginan cepat	N	33	52	124-217
						H	45	62	170-255

1.2 Perencanaan Poros Dengan Beban Tekan

Berbeda dengan poros horisontal, pada poros vertikal akan mengalami gaya tekan, sehingga dipakai rumus sebagai berikut

$$\sigma = F / A \quad (2.5)$$



Gambar 2.1 Contoh poros dan kolom yang mengalami *buckling*

Sedangkan untuk poros vertikal yang panjang, perlu dipernitungkan terjadinya *buckling*/tekuk, sehingga dipakai rumus :

$$\sigma_c = (F/A) \cdot \alpha \quad (2.6)$$

di mana :

$$\alpha = \frac{1}{1 - \frac{S_{yp} \cdot (L/k)^2}{4 \cdot C \cdot \pi^2 \cdot E}} \quad (2.7)$$

sehingga :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \left(\frac{1}{1 - \frac{S_{yp} \cdot (L/k)^2}{4 \cdot C \cdot \pi^2 \cdot E}} \right) \quad (2.8)$$

dengan :

$$\sigma_c \leq S_{yp}/N \quad (2.9)$$

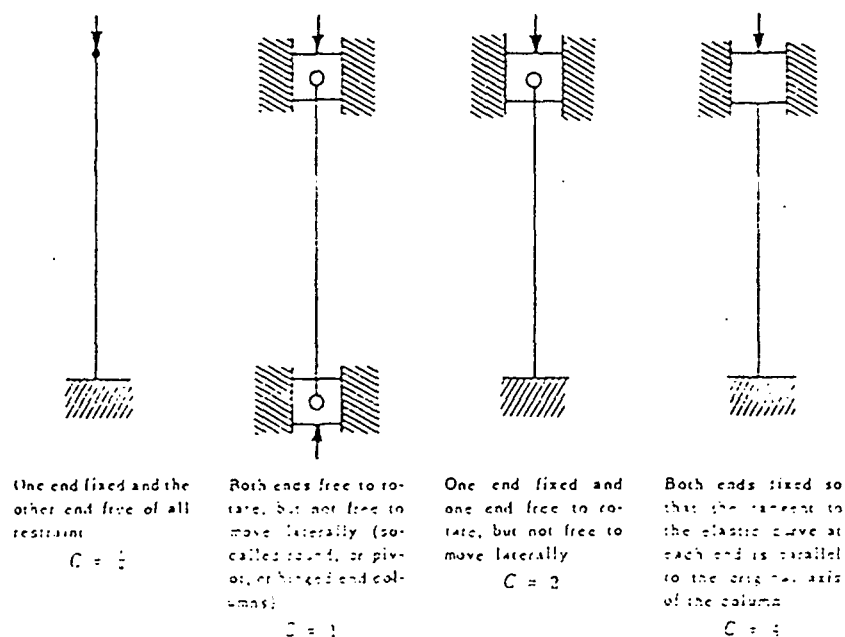
Sedangkan jika ingin mendapatkan diameter poros dapat diperoleh dengan menurunkan persamaan 2.8 dan 2.9 sehingga menjadi :

$$\begin{aligned} \frac{S_{yp}}{N} &= \frac{F}{A} \left(\frac{1}{1 - \frac{S_{yp} \cdot (L/k)^2}{4 \cdot C \cdot \pi^2 \cdot E}} \right) \\ F &= \frac{S_{yp} \cdot A}{N} \cdot 1 - \frac{S_{yp} \cdot (L/k)^2}{4 \cdot C \cdot \pi^2 \cdot E} \\ &= \frac{S_{yp} \cdot \pi/4 \cdot D^2}{N} - \frac{S_{yp}^2 \cdot \pi/4 \cdot D^2 \cdot (L/(D/4))^2}{N \cdot 4 \cdot C \cdot \pi^2 \cdot E} \\ &= \frac{S_{yp} \cdot \pi}{N \cdot 4} \cdot D^2 - \frac{S_{yp}^2 \cdot \pi \cdot D^2 \cdot 16 \cdot L^2/D^2}{N \cdot 16 \cdot C \cdot \pi^2 \cdot E} \\ &= \frac{S_{yp} \cdot \pi}{4 \cdot N} \cdot D^2 - \frac{S_{yp}^2 \cdot L^2}{N \cdot C \cdot \pi \cdot E} \\ D^2 &= \frac{4 \cdot N}{S_{yp} \cdot \pi} \left(F + \frac{S_{yp}^2 \cdot L^2}{N \cdot C \cdot \pi \cdot E} \right) \\ D &\geq \sqrt{\frac{4 \cdot N}{S_{yp} \cdot \pi} \left(F + \frac{S_{yp}^2 \cdot L^2}{N \cdot C \cdot \pi \cdot E} \right)} \quad (2.10) \end{aligned}$$

Keterangan :

➤ σ_c = tegangan tekan (N/m^2)

- F = gaya tekan (N)
- A = luas permukaan tekan (m^2)
- α = faktor koreksi *buckling*¹
- S_{yp} = *yield point stress* (N/m^2)
- L = panjang poros (m)
- k = radius minimum girasi (m)
 $= D/4$ (untuk luasan bundar)
- D = diameter poros (m)
- C = konstanta, tergantung kondisi ujung poros; dapat dilihat pada Gambar 2.2
- E = modulus elastisitas (N/m^2); untuk tiap jenis material dapat dilihat pada Tabel 2.2
- N = faktor keamanan



Gambar 2.2 Berbagai kondisi ujung poros vertikal

¹ Menurut rumus J.B. Johnson

Tabel 2.2 Sifat dari berbagai jenis besi dan baja

Material	Density, kg/m ³	Modulus of elasticity, psi $\times 10^6$ (GPa)	Yield strength, ksi (MPa)	Ultimate strength, ksi (MPa)	Ductility, %EL in 2 in.	Poisson's ratio	Thermal conductivity, W/m ² °C	Coefficient of thermal expansion, °C ⁻¹ $\times 10^{-6}$
Iron	7 870	30 (207)	49 (339)	38 (260)	45	0.29	80	11.3
Gray cast iron	7 150	Variable	—	18 (125)	—	Variable	46	10.5
Nodular cast iron	7 120	24 (165)	40 (275)	60 (415)	13	0.28	53	11.3
Malleable cast iron	7 200–7 450	25 (172)	32 (220)	50 (345)	10	0.26	51	11.9
Low-carbon steel (AISI 1020)	7 860	30 (207)	43 (295)	57 (395)	37	0.30	52	11.7
Medium-carbon steel (1040)	7 850	30 (207)	51 (350)	75 (520)	30	0.30	52	11.3
High-carbon steel (AISI 1080)	7 840	30 (207)	55 (380)	89 (615)	25	0.30	43	11.0
Stainless steels								
Ferritic, type 446	7 500	29 (200)	50 (345)	80 (552)	20	0.30	21	10.4
Austenitic, type 316	8 000	28 (193)	30 (207)	80 (552)	60	0.30	15	15.0
Martensitic, type 410	7 800	29 (200)	40 (275)	70 (483)	30	0.30	25	9.9

2 TEORI DASAR PERENCANAAN BANTALAN

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja secara semestinya. Jadi, bantalan dalam permesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung.

2.1 Klasifikasi Bantalan

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

(1) Atas Dasar Gerakan Bantalan Terhadap Poros

- (a) Bantalan luncur. Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.
- (b) Bantalan gelinding. Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat.

(2) Atas Dasar Arah Beban Terhadap Poros

- (a) Bantalan radial. Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.
- (b) Bantalan aksial. Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
- (c) Bantalan gelinding khusus. Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

2.2 Perhitungan Beban Ekuivalen dan Umur Bantalan

Sesuai dengan definisi dari *AFBMA (Anti-Friction Bearing Manufacturers Association)*, beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang mana jika diberikan pada bantalan dengan ring bagian

dalam berputar sedangkan ring luar diam, akan memberikan umur yang sama pada saat bantalan itu beroperasi pada kondisi aktual.

Perhitungan beban ekivalen untuk *ball* dan *roller bearing* dapat digunakan persamaan berikut :

$$P = X.V.F_r + Y.F_a \quad (2.11)$$

Dimana :

P = gaya ekivalen (N)

F_r = gaya radial (N)

F_a = gaya aksial (N)

V = faktor rotasi bearing (dapat dilihat pada Tabel 2.3)

= 1,0 jika ring dalam yang berputar

= 1,2 jika ring luar yang berputar

X = faktor beban radial (dapat dilihat pada Tabel 2.3)

Y = faktor beban aksial (dapat dilihat pada Tabel 2.3)

Tabel 2.3 Faktor-faktor V , X , Y , dan X_0 , Y_0

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda	
				$F_r/VF_r \leq e$		$F_r/VF_r > e$					Baris tunggal		Baris ganda	
				V	X	Y	X	Y	X		Y	X ₀	Y ₀	X ₀
Bantalan bola alur dalam	$F_r/C_0 = 0.014$	1	1.2	0.56	1	0	0.56	2.30	0.19	0.6	0.5	0.6	0.5	
	$= 0.023$							1.99	0.22					
	$= 0.056$							1.71	0.26					
	$= 0.084$							1.55	0.28					
	$= 0.11$							1.45	0.30					
	$= 0.17$							1.31	0.34					
	$= 0.25$							1.15	0.38					
	$= 0.42$							1.04	0.42					
	$= 0.56$							1.00	0.44					
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1.2	0.35	1	0.78	0.63	1.09	0.57	0.5	0.35	1	0.58	
	$= 25^\circ$							0.92	0.67					
	$= 30^\circ$							0.66	0.60					
	$= 35^\circ$							0.66	0.60					
	$= 40^\circ$							0.55	0.57					
								0.55	0.93					

Untuk bantalan baris tunggal, bila $F_r/VF_r \leq e$, $X = 1$, $Y = 0$

Bila yang terjadi adalah beban radial saja, maka harga $X=1$ dan $Y=0$ sehingga persamaan 2.8 menjadi :

$$P = V.Fr \quad (2.12)$$

Perhitungan perkiraan umur bantalan dapat digunakan persamaan berikut :

$$L = \frac{10^6}{60 \cdot n} \left(\frac{C}{P} \right)^b \quad (2.13)$$

Dimana :

L = umur bantalan (jam)

C = kapasitas beban dinamis (N)

P = beban ekivalen (N)

$b = 3,0$ untuk *ball bearing* dan $3,33$ untuk *roller bearing*

n = kecepatan putar bantalan (rpm)

Hasil-hasil yang didapatkan pada perhitungan harus dicocokkan dengan data bantalan sesungguhnya agar diketahui apakah bantalan sesungguhnya tersebut dapat mengatasi persyaratan kapasitas beban yang telah didapat dalam perhitungan.

3 TEORI DASAR PERENCANAAN SABUK-V

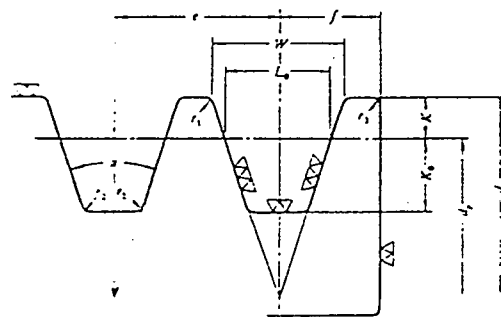
3.1 Transmisi Sabuk-V

Sabuk-V terbuat dari karet dengan inti tenunan tetoron atau semacamnya dan mempunyai penampang trapesium. Sabuk-V dibelitkan di sekeliling alur puli yang membentuk 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 salah satu keunggulan sabuk-V dibandingkan dengan sabuk rata.

Gambar dan ukuran-ukuran profil alur sabuk-V dapat dilihat pada Tabel 2.4.

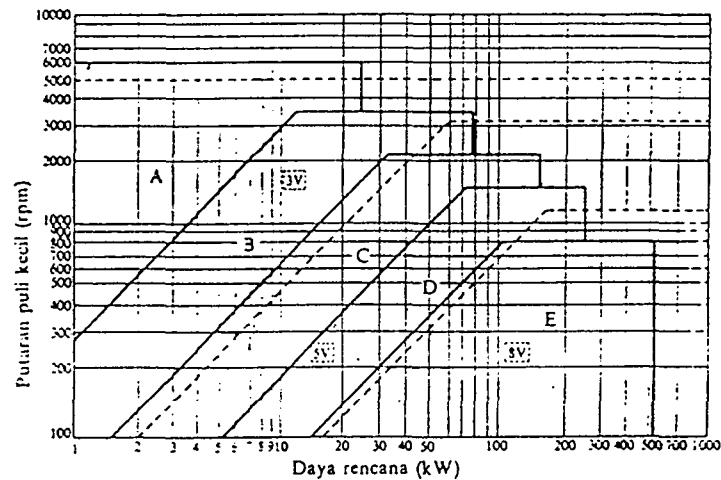
Tabel 2.4 Profil alur sabuk-V



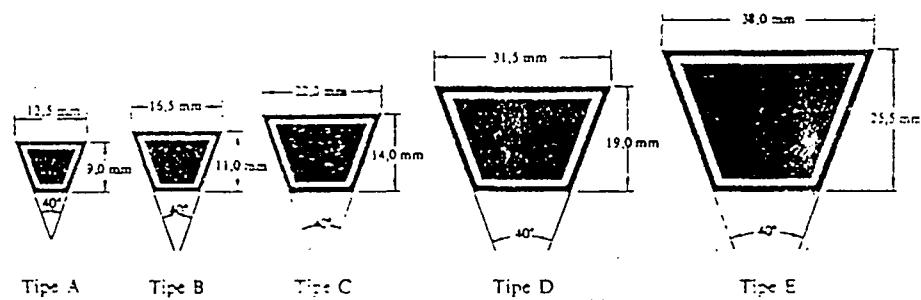
Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_f)	$\alpha(^{\circ})$	W^*	L_0	K	K_0	e	f
A	71 - 100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101 - 125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 - 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 - 200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 - 250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251 - 315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 - 450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500 - 630	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631 atau lebih	38	37,45					

Untuk memilih tipe penampang sabuk-V yang tepat dapat dilihat pada Gambar 2.3. Pemilihan ini berdasarkan faktor putaran puli

kecil dan daya rencana. Sedangkan gambar berbagai tipe penampang sabuk-V dapat dilihat pada Gambar 2.4.



Gambar 2.3 Diagram pemilihan sabuk-V



Gambar 2.4 Berbagai tipe penampang sabuk-V

Sebelum menghitung daya rencana, perlu diperhatikan bahwa daya motor harus dikalikan terlebih dahulu dengan faktor koreksi yang dapat dilihat pada Tabel 2.5.

Perencanaan awal diameter puli sebaiknya dilihat pada Tabel 2.6 di mana pada tabel tersebut dapat dipilih diameter minimum puli yang diijinkan maupun yang dianjurkan.

Tabel 2.5 Faktor koreksi pada transmisi sabuk-V

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak >200%		
		Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar baging, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara, pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan paau, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (giri, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Tabel 2.6 Diameter puli yang diijinkan dan dianjurkan

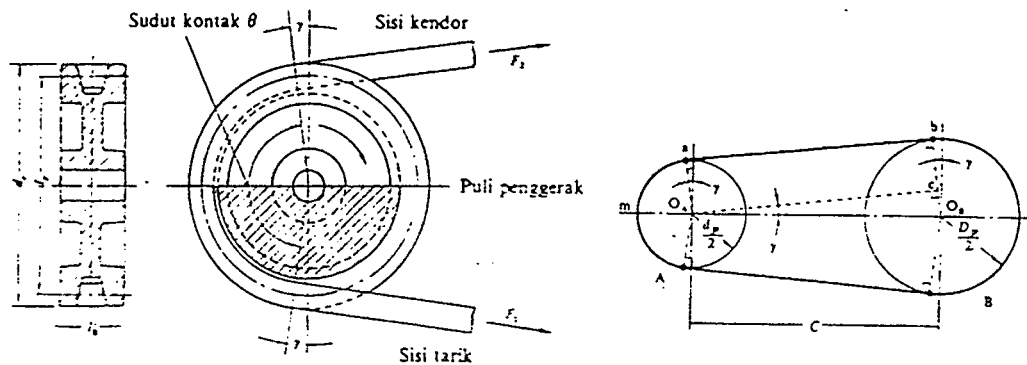
Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Kecepatan linier sabuk-V (m.s) adalah :

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \quad (2.14)$$

Keterangan :

- v = kecepatan linier sabuk-V (m/s)
- d_p = diameter jarak bagi puli kecil (mm)
- n_1 = putaran puli penggerak (rpm)



Gambar 2.5 Ukuran Dasar Transmisi Sabuk-V

Jarak sumbu poros C dapat dinyatakan sebagai :

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8.(D_p - d_p)^2}}{8} \quad (2.15)$$

di mana

$$b = 2.L - 3,14.(D_p + d_p) \quad (2.16)$$

Panjang keliling sabuk L dapat dihitung dengan :

$$L = 2.C + \frac{\pi}{2}.(d_p + D_p) + \frac{1}{4.C}.(D_p - d_p)^2 \quad (2.17)$$

Keterangan :

- C = jarak sumbu poros (mm)
- D_p = diameter jarak bagi puli besar (mm)
- d_p = diameter jarak bagi puli kecil (mm)
- L = panjang keliling sabuk (mm)

Setelah mendapatkan hasil panjang keliling sabuk melalui perhitungan, langkah selanjutnya yaitu mencocokkan dengan panjang keliling sabuk yang ada di pasaran yang dapat dilihat pada Tabel 2.7.

Tabel 2.7 Ukuran standar panjang sabuk-V

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Jarak sumbu poros perlu dilakukan penyetelan dalam suatu daerah/*range* tertentu yang dapat dilihat pada Tabel 2.8.

Tabel 2.8 Daerah penyetelan jarak sumbu poros

(Satuan: mm)

Nomor nominal sabuk	Panjang keliling sabuk	Ke sebelah dalam dari letak standar ΔC_i					Ke sebelah luar dari letak standar ΔC_i (umum untuk semua tipe)
		A	B	C	D	E	
11-38	280-970	20	25				25
38-60	970-1500	20	25	40			40
60-90	1500-2200	20	35	40			50
90-120	2200-3000	25	35	40			65
120-158	3000-4000	25	35	40	50		75

4 TEORI DASAR PERENCANAAN ULIR PENGGERAK

Ulir penggerak digunakan untuk meneruskan gerakan secara halus dan merata, di samping itu juga untuk menghasilkan gerakan linier dari gerakan rotasi (gerakan memutar). Kinematika dari gerakan ulir penggerak (*power screws*) ini sama dengan gerakan dari baut dan mur, hanya terdapat perbedaan dari bentuk geometris dari ulirnya sendiri. Dalam bentuk geometris ini, ulir penggerak memberikan aplikasi gerakan atau sebagai alat penggerak (*motion devices*), sedangkan ulir baut dan mur adalah memberikan aplikasi sebagai pengikat dua bagian benda (*as fastening devices*).

4.1 Aplikasi Ulir Penggerak

Beberapa tipe aplikasi dari ulir penggerak (*power screws*):

1. Dongkrak untuk mobil
2. Ulir penggerak pada mesin bubut

3. Ulir penggerak pada mesin pres
4. Penggunaan pada alat pemegang
5. Kelep uap
6. Tempat tidur pada rumah sakit
7. Kontrol pada reaktor nuklir, dan lain sebagainya.

4.2 Efisiensi Ulir Penggerak

Secara umum ulir penggerak mempunyai efisiensi antara 30-75%, yang tergantung pada sudut helixnya, serta koefisien gesek slip antara ulir pada batang dan ulir pada murnya. Sebagai penggerak apabila diinginkan efisiensi yang lebih tinggi, misalnya agar dapat mencapai 90% atau lebih, maka digunakan sistem ulir dengan "*ball screw*" (*Ball screw* ini dibuat oleh *Saginaw Steering Division, General Motors Corp.*). Sistem ini biasa digunakan untuk mekanisme kemudi mobil (*the steering mechanism of automobile*).

4.3 Bentuk Ulir Penggerak dan Standarisasi

Bentuk-bentuk ulir yang dipakai pada ulir penggerak adalah :

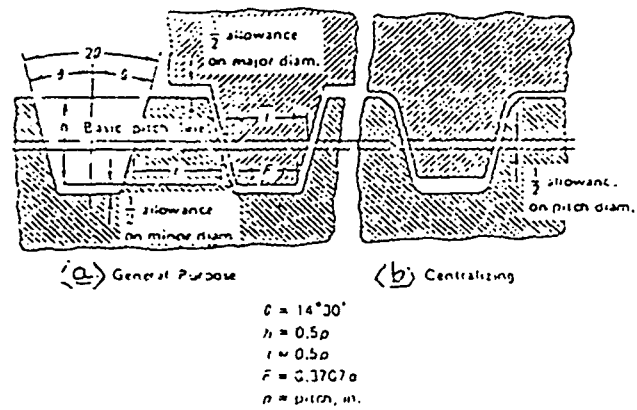
1. *ACME Screw Threads*
2. *Stub ACME Screw Threads*
3. *60 deg Stub ACME Screw Threads*
4. *Modified Square Threads*
5. *Buttress Threads*

Ukuran-ukuran dasar seri ACME *screw threads* dan *stub* ACME *screw threads* dapat dilihat pada Tabel 2.9.

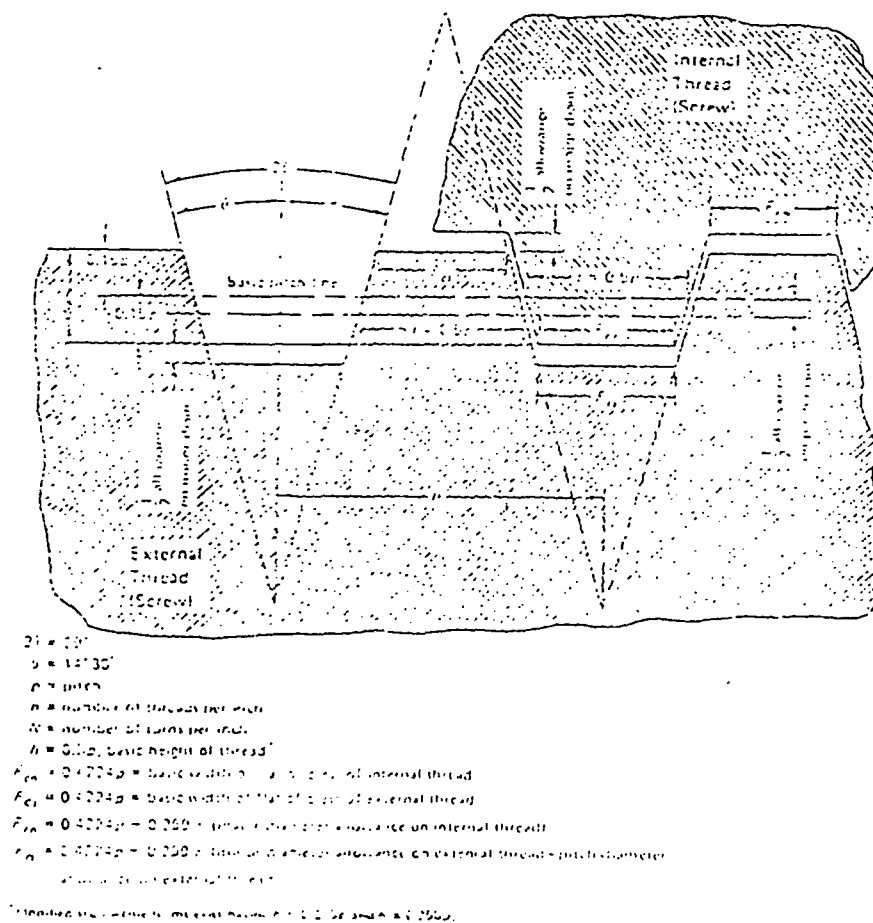
Tabel 2.9 Ukuran dasar seri ulir ACME dan *stub* ACME

Nominal Size	Threads per in. $1/p$	Acme Threads						Stub Acme Threads	
		Basic Height of Thread, h	General-purpose (All Classes) and Centralizing Classes 2C, 3C, and 4C		Centralizing Classes, 5C and 6C		Basic Height of Thread, h	Helix Angle at Basic Pitch Diameter	
			Basic Major Diameter, D	Helix Angle at Basic Pitch Diameter, α	Basic Major Diameter, U	Helix Angle at Basic Pitch Diameter, α			
$1/4$	16	0.03125	0.0500	5° 12'	—	—	0.01875	4° 54'	
$5/16$	14	0.03571	0.3125	4° 42'	—	—	0.02143	4° 28'	
$3/8$	12	0.04167	0.3750	4° 33'	—	—	0.02500	4° 20'	
$7/16$	12	0.04167	0.4375	3° 50'	—	—	0.02500	3° 41'	
$1/2$	10	0.05000	0.5000	4° 3'	0.4823	4° 13'	0.03000	3° 52'	
$5/8$	8	0.06250	0.6250	4° 3'	0.6052	4° 12'	0.03750	3° 52'	
$3/4$	6	0.08333	0.7500	4° 33'	0.7264	4° 42'	0.05000	4° 20'	
$7/8$	6	0.08333	0.8750	3° 50'	0.8516	3° 57'	0.05000	3° 41'	
1	5	0.10000	1.0000	4° 3'	0.9750	4° 10'	0.06000	3° 52'	
$1 1/8$	5	0.10000	1.1250	3° 33'	1.0983	3° 39'	0.06000	2° 25'	
$1 1/4$	5	0.10000	1.2500	3° 10'	1.2220	3° 15'	0.06000	2° 4'	
$1 3/8$	4	0.12500	1.3750	3° 39'	1.3467	3° 44'	0.07500	2° 20'	
$1 1/2$	4	0.12500	1.5000	2° 19'	1.4694	3° 23'	0.07500	3° 12'	
$1 5/8$	4	0.12500	1.6250	2° 46'	1.5927	2° 52'	0.07500	2° 43'	
2	4	0.12500	2.0000	2° 26'	1.9646	2° 29'	0.07500	2° 22'	
$2 1/4$	3	0.16667	2.2500	2° 55'	2.2123	2° 58'	0.10000	2° 10'	
$2 1/2$	3	0.16667	2.5000	2° 36'	2.4605	2° 39'	0.10000	2° 32'	
$2 3/4$	3	0.16667	2.7500	2° 21'	2.7083	2° 23'	0.10000	2° 18'	
3	2	0.25000	3.0000	3° 19'	2.9567	3° 22'	0.15000	3° 12'	
$3 1/2$	2	0.25000	3.5000	2° 48'	3.4532	2° 51'	0.15000	2° 43'	
4	2	0.25000	4.0000	2° 26'	3.9500	3° 25'	0.15000	2° 22'	
$4 1/2$	2	0.25000	4.5000	2° 8'	4.4470	2° 16'	0.15000	2° 5'	
5	2	0.25000	5.0000	1° 55'	4.9441	1° 56'	0.15000	1° 53'	

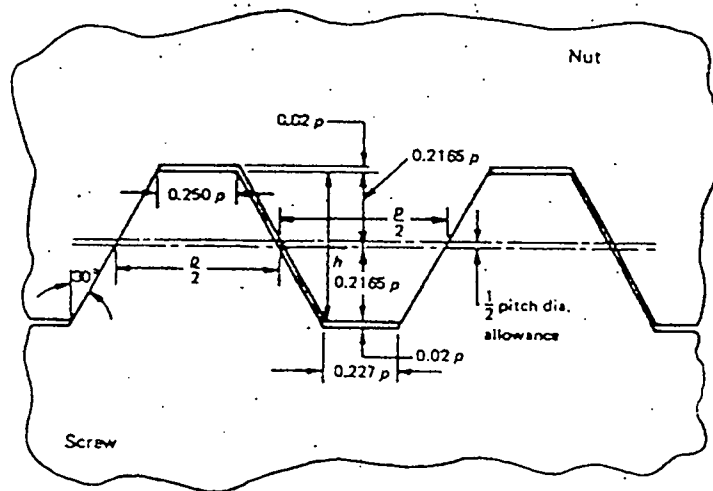
Spesifikasi untuk ulir-ulir tersebut dibuat sebagai standar oleh ANSI Standard seperti : Acme Threads - ANSI Standard B 1.5 - 1972; Stub Acme Threads - ANSI Standard B 1.8 - 1972; Buttress Threads - ANSI Standard B 1.9 - 1972.



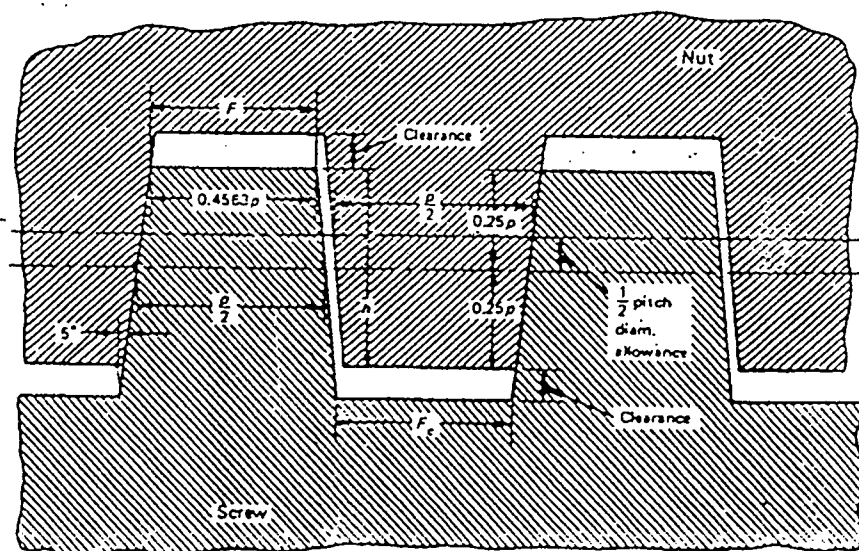
Gambar 2.6 ACME Screw Threads



Gambar 2.7 Stub ACME Screw Threads

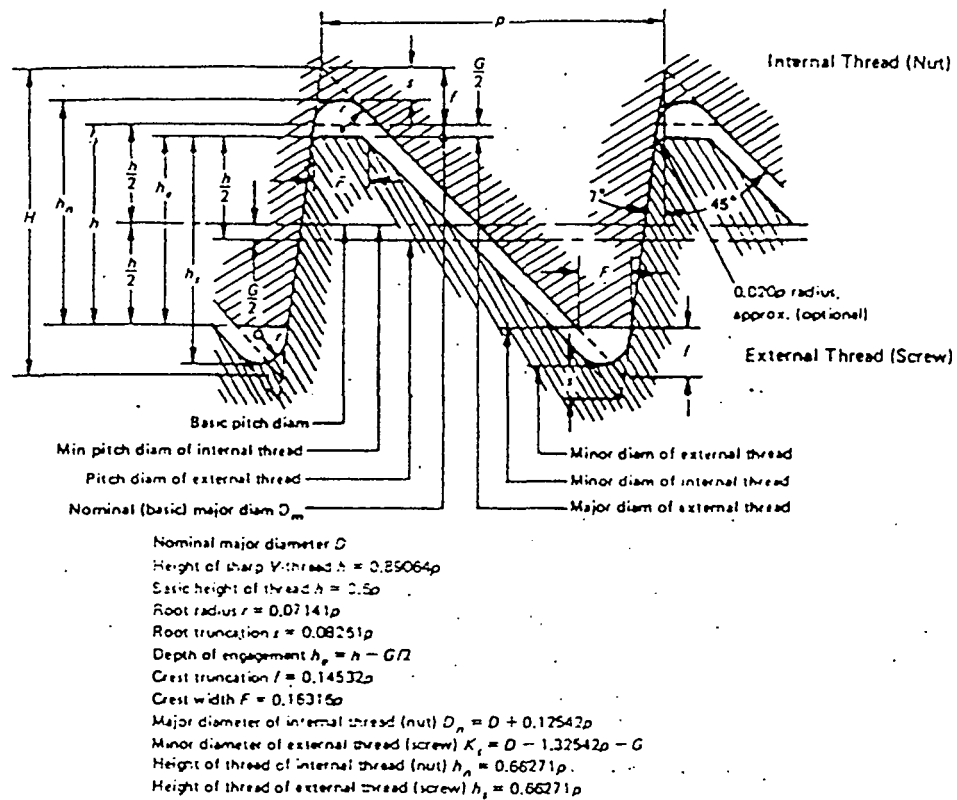


Gambar 2.8 60 deg Stub ACME Screw Threads



p = pitch
 h (basic depth of thread) = $0.8 p$
 H (total depth of thread) = $0.5 p + \text{clearance}$
 t (thickness of thread) = $0.5 p$
 F_c (flat at root of thread) = $0.4863 p - (0.17 \times \text{clearance})$
 F (basic width of flat at crest of thread) = $0.4563 p$

Gambar 2.9 Modified Square Threads



Gambar 2.10 Buttress Threads

4.4 Torsi Pada Ulir Penggerak

Pada ulir penggerak terdapat dua macam torsi, yaitu torsi untuk menaikkan beban dan torsi untuk menurunkan beban.

Rumus torsi untuk menaikkan beban dapat ditulis sebagai berikut :

$$T_R = \frac{d_m \cdot W}{2} \cdot \left(\frac{f_s + \cos \theta \cdot \tan \alpha}{\cos \theta - f_s \cdot \tan \alpha} \right) + \frac{d_{m_c} \cdot f_c \cdot W}{2} \quad (2.18)$$

Sedangkan rumus torsi untuk menurunkan beban dapat ditulis sebagai berikut :

$$T_L = \frac{d_m \cdot W}{2} \cdot \left(\frac{f_s - \cos \theta \cdot \tan \alpha}{\cos \theta + f_s \cdot \tan \alpha} \right) + \frac{d_{m_c} \cdot f_c \cdot W}{2} \quad (2.19)$$

Keterangan :

T_R = torsi yang dibutuhkan untuk menaikkan beban (N.m)

T_L = torsi yang dibutuhkan untuk menurunkan beban (N.m)

d_m = diameter rata-rata ulir (m)

W = beban (N)

f_s = koefisien gesek ulir; dapat dilihat pada tabel 2.10

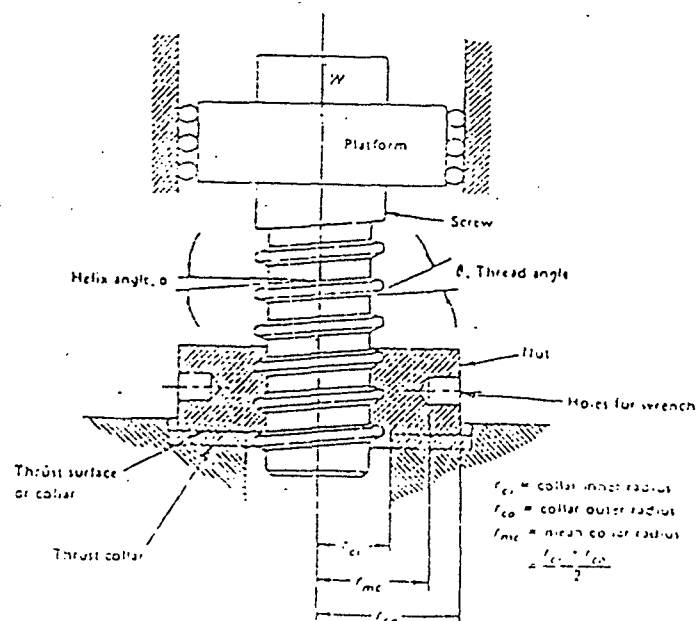
θ = *thread angle* (°)

α = *helix angle* (°)

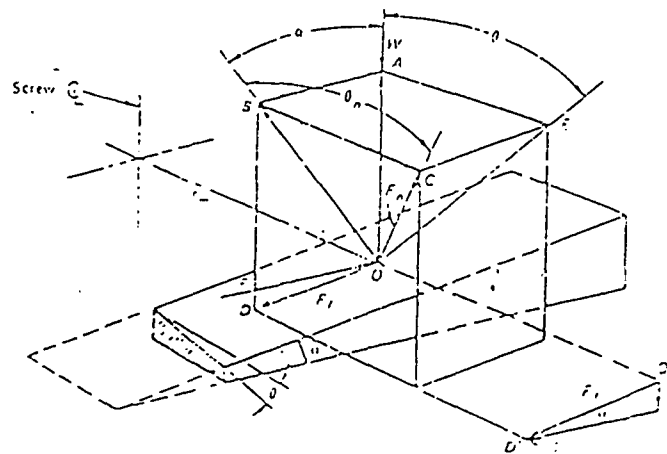
d_{m_c} = diameter rata-rata *collar* (m)

f_c = koefisien gesek *collar* dan *support*; dapat dilihat pada Tabel

2.10



Gambar 2.11 Model sederhana ulir penggerak



Gambar 2.12 Gaya-gaya pada ulir

Tabel 2.10 Koefisien gesek f_s dan f_c

Screw Material	Steel	Brass	Bronze	Cast Iron
Steel (dry)	0.15-0.25	0.15-0.23	0.15-0.19	0.15-0.25
Steel (lubricated)	0.11-0.17	0.10-0.16	0.10-0.15	0.11-0.17
Bronze	0.08-0.12	0.04-0.60	-	0.06-0.09

5. TEORI DASAR PERENCANAAN 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), di mana sumbu kedua poros tersebut terletak pada suatu garis lurus atau dapat sedikit berbeda pada sumbunya. Berbeda

dengan kopling tak tetap yang dapat dilepaskan dan dihubungkan bila diperlukan, maka kopling tetap selalu dalam keadaan terhubung.

5.1 Macam-macam Kopling Tetap

Kopling tetap mencakup kopling kaku yang tidak mengizinkan ketidaklurusan kedua sumbu poros, kopling luwes (fleksibel) yang mengizinkan sedikit ketidaklurusan sumbu poros, dan kopling universal yang dipergunakan bila kedua poros akan membentuk sudut yang cukup besar.

Macam-macam kopling tetap :

(a)Kopling kaku

(1)Kopling bus

(2)Kopling flens kaku

(3)Kopling flens tempa

(b)Kopling luwes

(1)Kopling flens luwes

(2)Kopling karet ban

(3)Kopling karet bintang

(4)Kopling gigi

(5)Kopling rantai

(c)Kopling universal

(1)Kopling universal Hook

(2)Kopling universal kecepatan tetap

5.2 Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Kopling Tetap

Dalam merencanakan suatu kopling tetap, hal-hal berikut ini menjadi pertimbangan :

- (1) Pemasangan yang mudah dan cepat
- (2) Ringkas dan ringan
- (3) Aman pada putaran tinggi; getaran dan tumbukan kecil
- (4) Tidak ada atau sesedikit mungkin bagian yang menonjol (menonjol)
- (5) Dapat mencegah pembebanan lebih
- (6) Terdapat sedikit kemungkinan gerak aksial pada poros sekiranya terjadi pemuaian karena panas, dll

5.3 Kopling Kaku

Kopling kaku dipergunakan bila kedua poros harus dihubungkan dengan sumbu segaris. Kopling ini dipakai pada poros mesin dan transmisi umum di pabrik-pabrik.

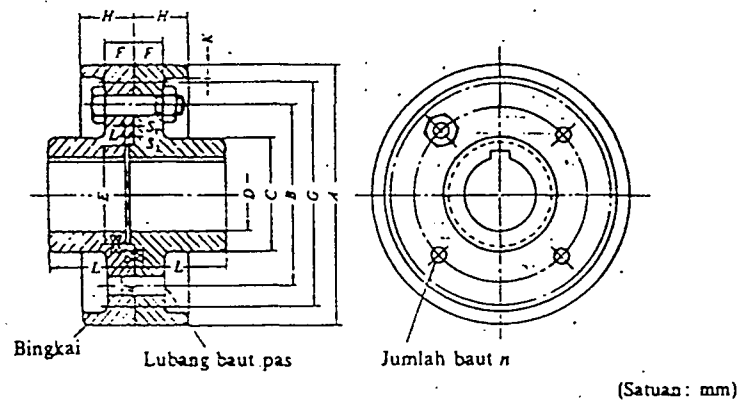
Bentuk dan ukuran kopling kaku jenis flens menurut JIS B 1451-1962 dapat dilihat pada Tabel 2.11.

Kopling flens kaku terdiri atas naf dengan flens yang terbuat dari besi cor atau baja cor, dan dipasang pada ujung poros dengan diberi pasak serta diikat dengan baut pada flensnya. Dalam beberapa hal naf dipasang pada poros dengan sambungan pres atau kerut.

Kopling ini tidak mengizinkan sedikitpun ketidaklurusan sumbu kedua poros serta tidak dapat mengurangi tumbukan dan

getaran transmisi. Pada waktu pemasangan, sumbu kedua poros harus terlebih dahulu diusahakan segaris dengan tepat sebelum baut-baut flens dikeraskan.

Tabel 2.11 Ukuran kopling flens (JIS B 1451-1962)



A	G Tanpa bingkai (Halus saja)	D		L	C	B	F		H		K	n	d	
		Diameter lubang max.	Diameter lubang min.				Kasar	Halus	Kasar	Halus			Kasar	Halus
(112)	(100)	25	20	40	45	75	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
125	112	28	22,4	45	50	85	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
140	124	35,5	28	50	63	100	11,2	18	22,4	31,5	4	4	10,5	10
160	140	45	35,5	56	80	112	15	20	28	35,5	6	4	14	14
(180)	(160)	50	40	63	90	132	15	20	28	35,5	6	6	14	14
200	180	56	45	71	100	140	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
(224)	(200)	63	50	80	112	160	18	22,4	35,5	40	6	6	18	16
250	224	71	56	90	125	180	23,6	28	45	50	8	6	21	20
(280)	(250)	80	63	100	140	200	23,6	28	45	50	8	6	21	20
315	280	90	71	112	160	236	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25
(355)	(315)	100	80	125	180	265	26,5	35,5	50	63	8	6	24	25

Keterangan: 1. Jika tidak disebutkan secara khusus, angka-angka di dalam tabel berlaku umum baik untuk "halus" maupun untuk "kasar".
2. Pemakaian angka-angka di dalam kurung sejauh mungkin dihindarkan.

Untuk menghitung daya rencana pada kopling, perlu diperhatikan bahwa daya motor perlu dikalikan terlebih dahulu dengan faktor koreksi yang dapat dilihat pada Tabel 2.12.

Tabel 2.12 Faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan

Daya yang akan ditransmisikan	f_c
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2-2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,3-1,2
Daya normal	1,0-1,5

Biasanya dalam perhitungan dianggap bahwa hanya 50% saja dari seluruh baut yang berjumlah n buah menerima seluruh beban secara merata. Jika jumlah baut efektif yang menanggung beban dinyatakan dengan n_e maka besarnya tegangan geser pada baut dapat dihitung sbb :

$$T = \frac{\pi}{4} \cdot d_b^2 \cdot \tau_b \cdot n_e \cdot \frac{B}{2} \text{ (kg.mm)} \quad (2.20)$$

$$\tau_b = \frac{8 \cdot T}{\pi \cdot d_b^2 \cdot n_e \cdot B} \text{ (kg/mm}^2\text{)} \quad (2.21)$$

$$\tau_b \leq \tau_{ba} \quad (2.22)$$

Keterangan :

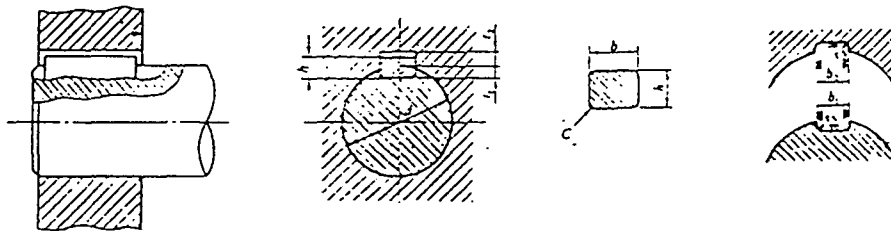
- T = Torsi yang terjadi (kg.mm)
- d_b = Diameter baut (mm)
- τ_b = Tegangan geser yang terjadi pada baut (kg/mm²)
- n_e = Jumlah baut efektif (buah)
- B = Jarak antar sumbu baut yang berseberangan (mm)
- τ_{ba} = Tegangan geser baut yang diijinkan (kg/mm²)

Ukuran-ukuran utama pasak yang digunakan kopling ini dapat dilihat pada Tabel 2.13.

Bagian berikutnya yang memerlukan perhatian adalah flens. Untuk kopling yang dipergunakan bagi tugas-tugas penting seperti

menghubungkan turbin dengan generator, disarankan memakai baja tempa untuk menghindari adanya bagian yang keropok. Untuk pemakaian lain umumnya dipakai besi cor, dan jika dikehendaki bahan yang agak lebih kuat dapat dipakai baja cor. Karena bagian yang keropok peka terhadap tumbukan, maka faktor koreksi K_F harus diambil sebesar 2 atau 3 dan dikalikan pada τ_F .

Tabel 2.13 Ukuran pasak dan alur pasak



Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1, \text{ dan } b_2$	Ukuran standar h		C	r	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2			r_1 dan r_2	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}
		Pasak prismatis Pasak lurus	Pasak lurus				Pasak prismatis	Pasak lurus	Pasak lurus		
2 x 2	2	2		0,15-0,25	6-20	1,2	1,0	0,5		0,08-0,16	Lebih dan 6-8
3 x 3	3	3			6-26	1,8	1,4	0,9			8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8	1,2			10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3	1,7			12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8	2,2			17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,15-0,25	20-25
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3		2,4		22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		30-38
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3		2,4		38-44
14 x 9	14	9		0,40-0,50	30-160	5,5	3,8		2,9	0,25-0,40	44-50
(15 x 10)	15	10	10,2	0,50-0,60	40-180	5,0	5,0	5,3	5,0		50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		75-85
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-0,80	70-250	8,0	8,0	8,3	8,0	0,40-0,60	80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		110-130

* t harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.

6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

Rumus perencanaannya adalah :

$$T = \pi \cdot C \cdot F \cdot \tau_F \cdot C/2 \quad (2.23)$$

Maka

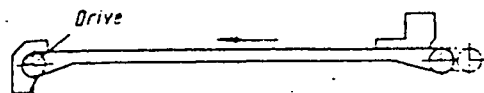
$$\tau_F = \frac{2.T}{\pi.C^2.F} \quad (2.24)$$

$$\tau_F \leq \tau_{Fa} \quad (2.25)$$

Keterangan :

- T = Torsi yang terjadi (kg.mm)
- C = Diameter naf (mm)
- F = Tebal tepi flens yang diikat dengan baut (mm)
- τ_F = Tegangan geser flens (kg/mm²)
- τ_{Fa} = Tegangan geser flens yang diijinkan (kg/mm²)

6. TEORI DASAR PERENCANAAN BELT CONVEYOR



Gambar 2.13 Contoh geometri *belt conveyor*

6.1 Perhitungan Kapasitas Konveyor

Kapasitas konveyor secara umum dihitung sebagai berikut :

$$Q = 3,6 . q . v \quad (2.26)$$

Keterangan :

- Q = kapasitas konveyor (ton/jam)
- q = berat beban per satuan panjang alat pembawa beban
(kg/m)

➤ v = kecepatan rata-rata alat pembawa beban (m/s)

Apabila material yang dipindahkan mempunyai berat beban atau berat jenis γ dan luas penampang A , maka :

$$Q = 3600.A.\gamma.v \quad (2.27)$$

Keterangan :

➤ Q = kapasitas konveyor (ton/jam)

➤ A = luas penampang material yang dipindahkan (m^2)

➤ γ = berat jenis material yang dipindahkan (ton/m^3)

➤ v = kecepatan rata-rata alat pembawa beban (m/s)

Untuk material yang diangkut dengan pipa yang memiliki penampang A_o dan efisiensi pengangkatan pipa η yang berarti penampang pengangkatan $A_o.\eta$ maka kapasitas konveyor dapat dihitung :

$$Q = 3600.A_o.\eta.\gamma.v \quad (2.28)$$

Keterangan :

➤ Q = kapasitas konveyor (ton/jam)

➤ A_o = luas penampang pipa (m^2)

➤ η = efisiensi pengangkatan pipa

➤ γ = berat jenis material yang dipindahkan (ton/m^3)

➤ v = kecepatan rata-rata alat pembawa beban (m/s)

Untuk material yang dipindahkan dengan konveyor yang memiliki *bucket* dengan volume i_o tergantung juga dari η maka volume bucket yang dapat terisi sebesar $i_o.\eta$. Untuk jarak antar bucket a maka kapasitasnya dapat ditulis :

$$Q = 3,6 \cdot i_o/a \cdot \eta \cdot \gamma \cdot v \quad (2.29)$$

Keterangan :

- Q = kapasitas konveyor (ton/jam)
- i_o = volume *bucket* (liter)
- a = jarak antar bucket (m)
- η = efisiensi pengisian bucket (antara 0,4 s/d 0,85)
- γ = berat jenis material yang dipindahkan (ton/m³)
- v = kecepatan rata-rata alat pembawa beban (m/s)

Untuk beban urut, kapasitas konveyor ditentukan oleh berat beban satuan tersebut serta jarak tiap-tiap beban, sehingga :

$$Q = 3,6 \cdot G/a \cdot v \quad (2.30)$$

Keterangan :

- Q = kapasitas konveyor (ton/jam)
- G = berat beban satuan (kg)
- a = jarak antar beban (m)
- v = kecepatan rata-rata alat pembawa beban (m/s)

Apabila pemuatan beban menggunakan interval waktu t_1 , maka kapasitas konveyor :

$$Q = 3,6 \cdot G/t_1 \quad (2.31)$$

Keterangan :

- Q = kapasitas konveyor (ton/jam)
- G = berat beban satuan (kg)
- t_1 = interval waktu antara beban yang berurutan (s)

6.2 Daya Konveyor

Untuk pengangkatan vertikal dihitung sebagai berikut :

$$N_{\text{eff}} = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{3600 \cdot 75} = \frac{Q \cdot H}{270} [\text{hp}] \quad (2.32)$$

$$= \frac{Q \cdot H}{367} [\text{kW}] \quad (2.33)$$

Keterangan :

- N_{eff} = daya untuk pengangkatan vertikal (hp atau kW)
- Q = kapasitas konveyor (ton/jam)
- H = ketinggian angkat (m)

Daya motor dihitung sebagai berikut :

$$N = \frac{N_{\text{eff}}}{\eta} = \frac{Q \cdot H}{270 \cdot \eta} [\text{hp}] \quad (2.34)$$

$$= \frac{Q \cdot H}{367 \cdot \eta} [\text{kW}] \quad (2.35)$$

Keterangan :

- N = daya motor aktual (hp atau kW)
- N_{eff} = daya untuk pengangkatan vertikal (hp atau kW)
- Q = kapasitas konveyor (ton/jam)
- H = ketinggian angkat (m)
- η = efisiensi (antara 70 s/d 90%)²

² Spivakovsky. *Conveyors and Related Equipment*. (Moscow: Peacc Publishers, 1986). p. 27

Sedangkan untuk pemindahan horisontal :

$$N_{\text{fric}} = \frac{Q \cdot L \cdot \mu}{270} [\text{HP}] \quad (2.36)$$

$$= \frac{Q \cdot L \cdot \mu}{367} [\text{kW}] \quad (2.37)$$

Keterangan :

- N_{fric} = daya untuk pemindahan horisontal (hp atau kW)
- Q = kapasitas konveyor (ton/jam)
- L = panjang lintasan (m)
- μ = koefisien gesek; dapat dilihat pada Tabel 2.14 untuk tiap jenis material

Tabel 2.14 Koefisien gesek

Materials	Kinetic coefficient of friction (sliding friction)		Static coefficient of friction (static friction)	
	dry	μ lubricated	dry	μ_s lubricated
Steel on steel	0.12	0.08	0.15	0.12
Steel on bronze or gray cast iron	0.18	0.06	0.2	0.1
Steel on ice	0.014	—	0.03	—
Steel on wood	0.5	0.1	0.6	0.12
Gray cast iron on gray cast iron	0.28	0.08	0.3	0.2
Gray cast iron on bronze	0.2	0.08	0.3	0.2
Leather on metal	0.48	0.15	0.6	—
Leather on wood	0.4	—	0.5	—
Rubber on metal	0.5	—	—	—
Brake lining on cast iron	0.5	—	—	—
Stone on stone	0.65	—	0.7	—
Wood on wood	0.5	—	0.6	—

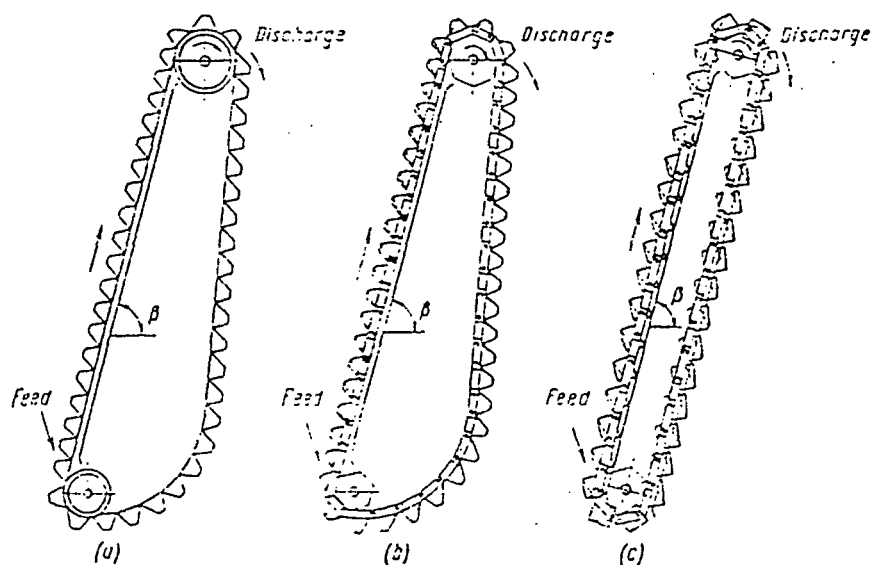
Apabila lintasan konveyor tidak mendatar tetapi juga tidak vertikal maka jumlah daya yang dibutuhkan merupakan jumlah dari kebutuhan daya untuk pengangkatan vertikal dan pemindahan horisontal.

$$N = N_{\text{eff}} + N_{\text{fric}} \quad (2.38)$$

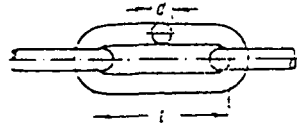
6.3 Bagian-bagian Konveyor

Secara umum, sebuah konveyor terdiri atas :

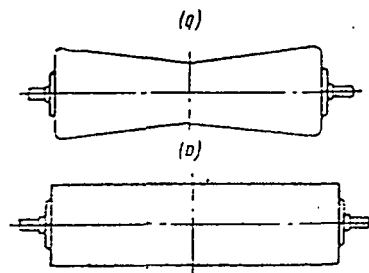
1. Alat pembawa beban (*load carrier member*)
2. Alat transmisi daya (*pulling member*)
3. Penyangga (*intermediate support*)
4. Penegang (*take up*)
5. *Frame / rangka*
6. Penggerak (*drive unit*)



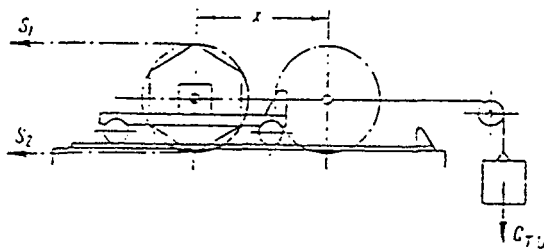
Gambar 2.14 *Bucket* sebagai contoh alat pembawa beban



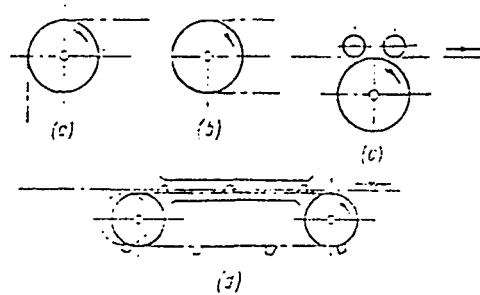
Gambar 2.15 Rantai sebagai contoh alat transmisi daya



Gambar 2.16 Rol sebagai contoh penyangga



Gambar 2.17 Take-up gears sebagai contoh penegang



Gambar 2.18 Chain drives sebagai contoh penggerak