

## BAB 11 BANTALAN (BEARING)

Bantalan merupakan komponen mesin yang berfungsi menumpu poros yang mempunyai beban tertentu, sehingga gerak berputar atau gerakan bolak balik dapat berlangsung dengan halus, aman dan komponen tersebut dapat tahan lama. Bantalan harus cukup kuat dan kokoh agar komponen mesin lain dapat bekerja dengan baik.

Kerusakan pada bantalan akan menurunkan kinerja mesin secara total.

Contoh Bantalan



Bantalan Roller



Bantalan Luncur



Bantalan Bushing

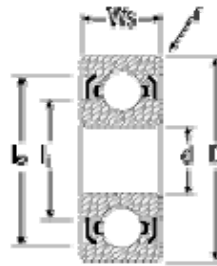


Bantalan Luncur

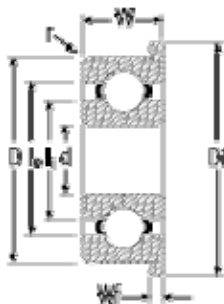
**Bantalan Bola**



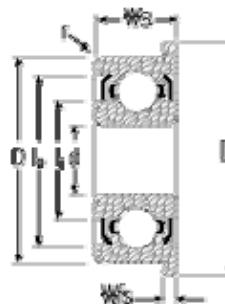
**Standard Open**



**Standard Shielded**

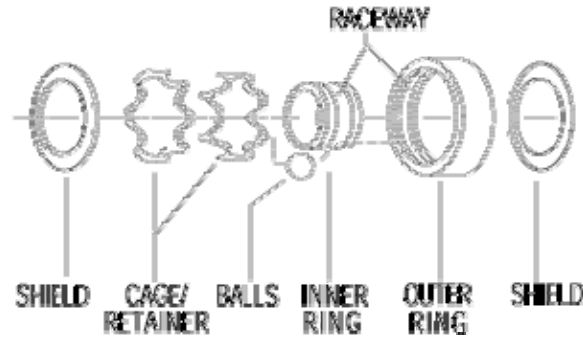


**Flanged Open**



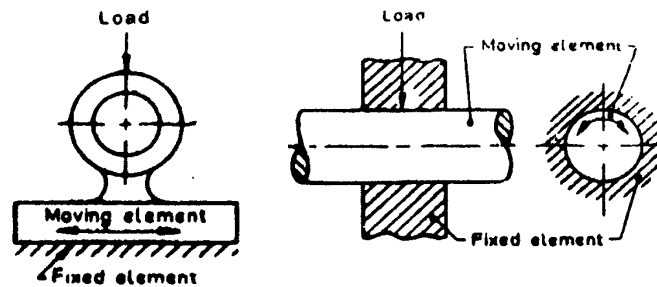
**Flanged Shielded**

## Komponen Bantalan

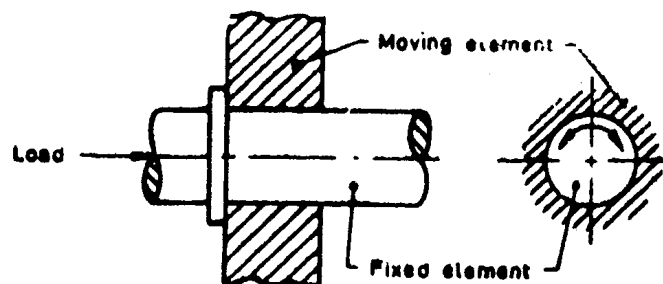


### 1. Klasifikasi Bantalan

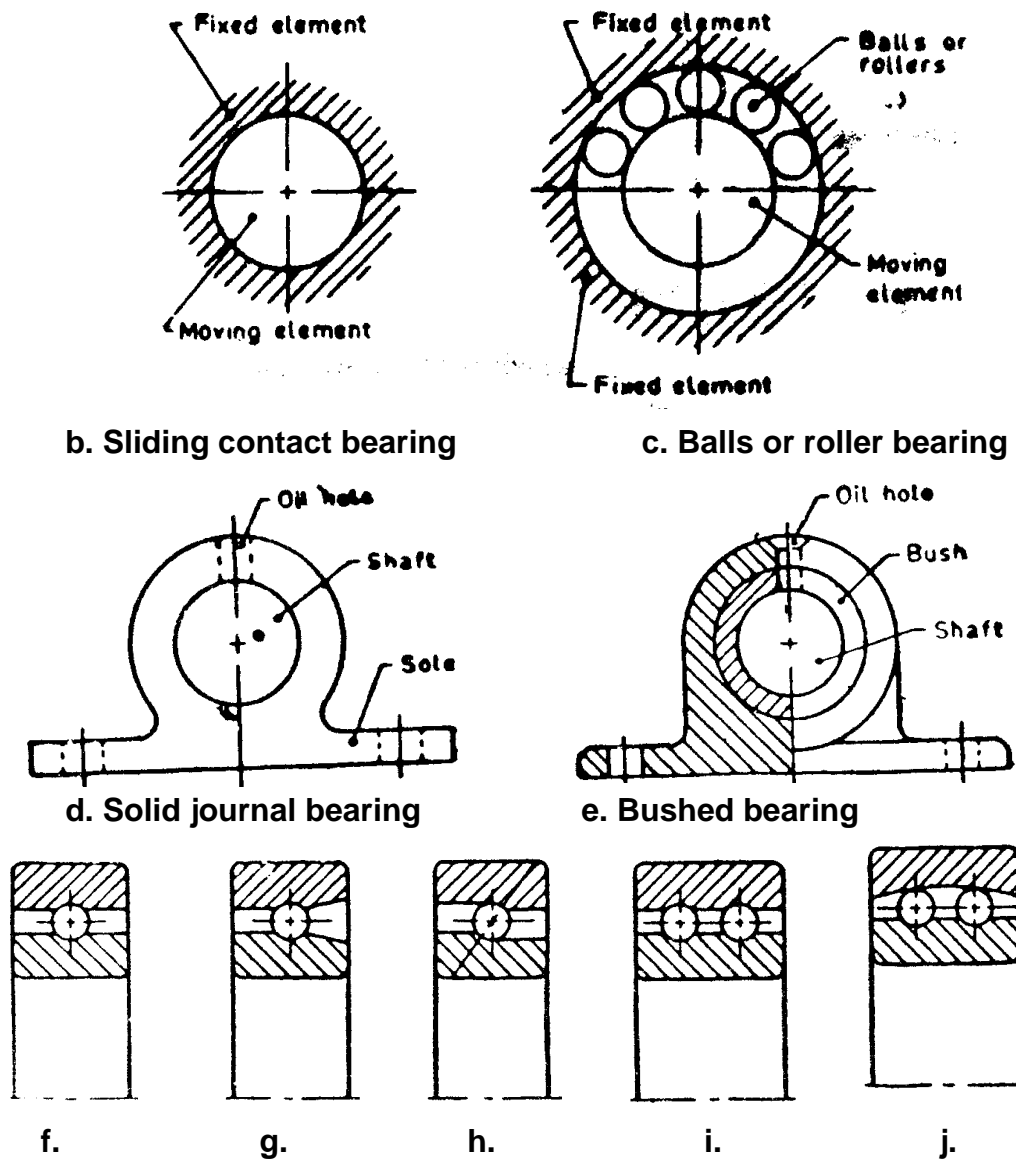
- a. Berdasarkan gerakan, dikelompokkan dalam :
- Bantalan luncur
    - i. bantalan radial
    - ii. bantalan aksial
    - iii. bantalan khusus
  - Bantalan gelinding
    - i. Bantalan bola
    - ii. Bantalan peluru
    - iii. Bantalan jarum
    - iv. Bantalan rol bulat
- b. Berdasarkan arah beban, dikelompokkan dalam :
- Bantalan radial : beban tegak lurus sumbu poros
  - Bantalan aksial : beban sejajar sumbu poros
  - Bantalan khusus : beban tegak lurus dan sejajar sumbu poros.



Gambar 1. Bantalan Radial



a. Thrust Bearing



Gambar 2. Berbagai Jenis Bantalan

**Keterangan :**

- f. single row deep groove
- g. filling notch
- h. angular contact
- i. double row
- j. self aligning

**2. Perbedaan Bantalan Luncur dan Bantalan Gelinding**

**a. Bantalan luncur**

- Mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban berat.
- Konstruksi sederhana.
- Pembuatan dan pemasangan dapat dilakukan dengan mudah.
- Gesekan sangat besar pada saat *start* sehingga memerlukan torsi awal yang besar.
- Pelumasan tidak sederhana
- Gesekan yang terjadi sangat besar.

- Panas yang dihasilkan cukup tinggi.
- Dengan sistem pelumasan yang baik, bantalan luncur dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tak bersuara.
- Tidak memerlukan ketelitian yang tinggi sehingga harganya cukup murah.

#### **b. Bantalan gelinding**

- Cocok untuk beban yang lebih kecil dibandingkan dengan bantalan luncur.
- Putaran dibatasi oleh adanya gaya sentrifugal elemen gelinding pada bantalan.
- Konstruksinya rumit dan proses pembuatan sulit.
- Harganya lebih mahal dibandingkan dengan bantalan luncur.
- Produksi/pembuatan dilakukan dalam standarisasi.
- Gesekan sangat kecil.
- Pelumasan sangat sederhana, misalnya dengan *grease*
- Gerakan elemen gelinding menyebabkan suara berisik.

### **3. Bantalan Luncur**

#### **3.1. Persyaratan bahan bantalan luncur**

- a. Kekuatan yang baik untuk menahan beban dan kelelahan.
- b. Mampu menyesuaikan dengan lenturan poros yang kecil.
- c. Bersifat anti las (tidak menempel ke poros akibat gesekan).
- d. Sangat tahan karat.
- e. Tahan aus.
- f. Dapat menghilangkan/menyerap kotoran.
- g. Harganya murah.
- h. Tidak terlalu terpengaruh dengan kenaikan temperatur.

#### **3.2. Bahan bantalan luncur**

- a. *Babbit metal* (logam putih) : berdasarkan Sn dan Pb
- b. *Bronzes* (tembaga dan paduannya) : tembaga, perunggu fosfor, perunggu timah hitam.
- c. *Cast iron*
- d. *Silver*
- e. *Non metallic bearings* : kayu, karet, plastik.

#### **3.3. Hal penting dalam desain bantalan luncur**

- a. Kekuatan bantalan.
- b. Pemilihan perbandingan panjang dan diameter bantalan (L/d)
- c. Tekanan pada bantalan
- d. Harga tekanan dan kecepatan (pv)
- e. Tebal minimum selaput minyak pelumas.
- f. Kenaikkan temperatur

### **4. Prosedur Desain Bantalan Luncur**

- a. Hitung panjang bantalan dengan memilih L/d dari tabel bantalan luncur.
- b. Hitung tekanan bantalan :  $p = \frac{F}{L \times d}$
- c. Tentukan viskositas pelumas (Z) yang diperlukan.
- d. Hitung modulus bantalan (perbandingan)  $\frac{Z \cdot n}{p}$  dengan n : putaran poros.

e. Hitung *ratio clearance* :  $\frac{c}{d}$

f. Hitung koefisien gesekan ( $\mu$ ) =  $\frac{33}{10^8} \left( \frac{Z \cdot n}{p} \right) \left( \frac{d}{c} \right) + k$

k : faktor koreksi = 0,002 untuk L/d dengan nilai (0,75 – 2,8)

g. Hitung panas yang timbul :  $H_G = \mu F v$

h. Hitung panas yang dapat dipindahkan :  $H_D = C.A.(t_b - t_a)$

C : koefisien perpindahan panas

A : luas proyeksi = d x L

$t_b$  : temperatur bantalan

$t_a$  : temperatur udara

i. Catatan dalam desain :

- Modulus bantalan :  $\frac{Z \cdot n}{p} = K$

$$\frac{Z \cdot n}{p} \text{ normal} = 3 K$$

$$\frac{Z \cdot n}{p} \text{ beban berat} = 15 K$$

- Pemilihan L/d :

1. makin kecil L/d, maka makin rendah pula kemampuan bantalan menahan beban.
2. makin besar, makin besar pula panas yang timbul.
3. makin besar, kebocoran pelumas di ujung bantalan dapat diperkecil.
4. makin besar, menyebabkan tekanan tidak merata.
5. jika pelumas tidak merata, maka L/d diperkecil.
6. makin besar, temperatur makin tinggi.
7. L/d harus ditentukan berdasarkan lokasi yang tersedia.
8. L/d tergantung dari jenis bahan bantalan, makin lunak maka L/d makin besar.

- Harga koefisien perpindahan panas ( C ) :

1. bantalan dengan ventilasi : 0,0007 – 0,0020

2. bantalan tanpa ventilasi : 0,0002 – 0,0006, satuan kkal/min.cm<sup>2</sup>/ °C

- Temperatur bantalan :  $(t_b - t_a) = 0,5 (t_o - t_a)$

$t_b$  : temperatur bantalan.

$t_a$  : temperatur udara.

$t_o$  : temperatur lapisan pelumas, tidak boleh lebih dari 60<sup>0</sup>

#### j. Contoh soal

1. Desain sebuah bantalan luncur yang digunakan pada pompa sentrifugal dengan data-data sebagai berikut :

Beban = 20 000 N

Diameter bantalan luncur yang diinginkan = 100 mm

Putaran poros pompa = 900 r/min

Temperatur udara ruang kerja = 15,5<sup>0</sup>

Tipe minyak pelumas SAE 10

Temperatur lapisan pelumas =  $55^{\circ}$   
 Viskositas absolut pelumas =  $0,017 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ .  
 Tekanan maksimum bantalan =  $1,5 \text{ N/mm}^2$ .  
 Koefisien perpindahan panas =  $1232 \text{ W/m}^2/^{\circ}\text{C}$ .

**Jawab :**

- $d = 100 \text{ mm}$   
 untuk pompa sentrifugal  $L/d = (1 - 2)$ , diambil  $L/d = 1,6$   
 $L/d = 1,6$   
 $L = 1,6 \times d = 1,6 \times 100 = 160 \text{ mm}$
- tekanan pada bantalan :  

$$p = \frac{F}{l \times d} = \frac{20\,000}{160 \times 100} = 1,25 \text{ N/mm}^2$$
 tekanan ijin bantalan pompa sentrifugal  $p = 1,5 \text{ N/mm}^2$ , karena  $p = 1,25 \text{ N/mm}^2$  maka bantalan aman.
- Viskositas pelumas :  
 Dari tabel pelumas untuk  $t_0 = 55^{\circ}$  dan SAE 10 diperoleh viskositas pelumas ( $Z$ ) =  $0,017 \text{ kg/m}\cdot\text{s}$ .  
 $1 \text{ cp} = 0,01 \text{ poise} = 0,01 \text{ dyne}\cdot\text{s/cm}^2$
- Modulus bantalan aktual :  

$$\frac{Z \cdot n}{p} = \frac{0,017 \times 900}{1,25} = 12,24$$

$$\frac{Z \cdot n}{p} \text{ teoritis dari tabel} = 28$$
 pemeriksaan terhadap harga K minimum beban normal  

$$\frac{Z \cdot n}{p} = 3 K \quad \text{dengan} \quad K = \frac{Z \cdot n}{3 p} = \frac{28}{3} = 9,33$$
 Ternyata K aktual ( $12,24$ ) telah di atas nilai K minimum ( $9,33$ ), maka bantalan aman.
- *ratio clearance* :  $\frac{c}{d} = 0,0013$  untuk pompa sentrifugal.
- Koefisien gesekan :  

$$(\mu) = \frac{33}{10^8} \left( \frac{Z \cdot n}{p} \right) \left( \frac{d}{c} \right) + k = \frac{33}{10^8} (12,24) \left( \frac{1}{0,0013} \right) + 0,002 = 0,0051$$
- Panas yang timbul :  

$$H_G = \mu F v = 0,0051 \times 20000 \left( \frac{\pi \cdot 0,1 \cdot 900}{60} \right) = 480,7 \text{ W}$$
- Panas yang dapat dipindahkan :  

$$H_D = C \cdot A \cdot (t_b - t_a) = C \cdot L \cdot d \cdot (t_b - t_a)$$

$$(t_b - t_a) = 0,5 (t_0 - t_a) = 0,5 (55^{\circ} - 15,5^{\circ}) = 19,75^{\circ} \text{ C}$$

$$C = 1232 \text{ W/m}^2/^{\circ}\text{C}$$

$$H_D = 1232 \times 0,16 \times 0,1 \times 19,75^{\circ} = 389,3 \text{ W}$$

**Tabel 1. Besaran Dalam Desain Bantalan Luncur**

No	Jenis Mesin	Tipe Bantalan	$p_{maks}$ N/mm <sup>2</sup>	Z kg/m-s	$\frac{Z \cdot n}{p}$	$\frac{c}{d}$	$\frac{L}{d}$
1.	Automobile and air craft engines	Main	5,6 – 12	0,007	2,10	-	0,8 – 1,8
		Crank pin	10,5 – 24,5	0,008	1,40		0,7 – 1,4
		Wrist pin	16 – 35	0,008	1,12		1,5 – 2,2
2.	Four stroke gas and oil engines	Main	5 – 8,5	0,02	2,80	0,001	0,6 – 2
		Crank pin	9,8 – 12,6	0,04	1,40		0,6 – 1,5
		Wrist pin	12,6 – 15,4	0,065	0,70		1,5 – 2
3.	Two stroke gas and oil engines	Main	3,5 – 5,6	0,02	3,50	0,001	0,6 – 2
		Crank pin	7 – 10,5	0,04	1,80		0,6 – 1,5
		Wrist pin	8,4 – 12,6	0,065	1,40		1,5 – 2
4.	Marine steam engines	Main	3,5	0,03	2,80	0,001	0,7 – 1,5
		Crank pin	4,2	0,04	2,10		0,7 – 1,2
		Wrist pin	10,5	0,05	1,40		1,2 – 1,7
5.	Stationery, slow speed steam engines	Main	2,8	0,06	2,80	0,001	1 – 2
		Crank pin	10,5	0,08	0,84		0,9 – 1,3
		Wrist pin	12,6	0,06	0,70		1,2 – 1,5
6.	Stationary, high speed steam engine	Main	1,75	0,015	3,50	0,001	1,5 – 3
		Crank pin	4,2	0,030	0,84		0,9 – 1,5
		Wrist pin	12,6	0,025	0,70		1,3 – 1,7
7.	Reciprocating pumps and compressors	Main	1,75	0,03	4,20	0,001	1 – 2,2
		Crank pin	4,2	0,05	2,80		0,9 – 1,7
		Wrist pin	7,0	0,08	1,40		1,5 – 2,0
8.	Steam locomotives	Driving axle	3,85	0,10	4,20	0,001	1,6 – 1,8
		Crank pin	14	0,04	0,70		0,7 – 1,1
		Wrist pin	28	0,03	0,70		0,8 – 1,3
9.	Railways cars	Axle	3,5	0,1	7	0,001	1,8 – 2
10.	Steam turbines	Main	0,7 – 2	0,002 – 0,016	14	0,001	1 – 2
11.	Generators, motors, centrifugal pumps	Rotor	0,7 – 1,4	0,025	28	0,001 3	1 – 2
12.	Transmission shafts	Light, fixed	0,175	0,025 – 0,060	7	0,001	2 – 3
		Self aligning	1,05		2,1		2,5 – 4
		Heavy	1,05		2,1		2 – 3
13.	Machine tools	Main	2,1	0,040	0,14	0,001	1 – 4
14.	Punching and shearing machine	Main	28	0,10	-	0,001	1 – 2
		Crank pin	56				
15.	Rolling mills	Main	21	0,050	1,40	0,001 5	1 – 1,5

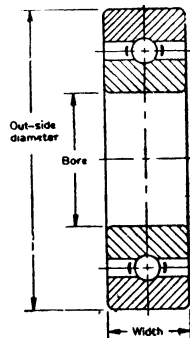
**Tabel 2. Sifat Material Bantalan**

Bearing material	Fatigue strength	Comfor-mability	Embed-dability	Anti-scoring	Corrosion resistance	Thermal conductivity
Tin base babbit	Poor	Good	Excellent	Excellent	Excellent	Poor
Lead base babbit	Poor to fair	Good	Good	Good to excellent	Fair to good	Poor
Lead bronze	Fair	Poor	Poor	Poor	Good	Fair
Copper lead	Fair	Poor	Poor to fair	Poor to fair	Poor to fair	Fair to good
Aluminium	Good	Poor to fair	Poor	Good	Excellent	Fair
Silver	Excellent	Almost none	Poor	Poor	Excellent	Excellent
Silver lead deposited	Excellent	Excellent	Poor	Fair to good	Excellent	Excellent

**Tabel 3. Absolute Viscosity of Commonly Used Lubricating Oils**

No	Tipe	Absolute Viscosity of Commonly Used Lubricating Oils											
		30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	90
1	SAE 10	0.05	0.036	0.027	0.0245	0.021	0.017	0.014	0.012	0.011	0.009	0.008	0.0055
2	SAE 20	0.069	0.055	0.042	0.034	0.027	0.023	0.020	0.017	0.014	0.011	0.010	0.0075
3	SAE 30	0.13	0.10	0.078	0.057	0.048	0.040	0.034	0.027	0.022	0.019	0.016	0.010
4	SAE 40	0.21	0.17	0.12	0.096	0.78	0.06	0.046	0.04	0.034	0.027	0.022	0.013
5	SAE 50	0.30	0.25	0.20	0.17	0.12	0.09	0.076	0.06	0.05	0.038	0.034	0.020
6	SAE 60	0.45	0.32	0.27	0.20	0.16	0.12	0.09	0.072	0.057	0.046	0.040	0.025
7	SAE 70	1.0	0.69	0.45	0.31	0.21	0.165	0.12	0.087	0.067	0.052	0.043	0.033

## 5. Bantalan Gelinding

**Gambar 3. Konstruksi Bantalan Gelinding**

### 5.1. Beban statis bantalan gelinding

Beban yang dapat ditahan oleh bantalan tidak berputar disebut adalah beban statis. Beban statis dasar didefinisikan sebagai beban radial atau beban axial pada deformasi permanent pada bola, beban terbesar mencapai 0,0001 kali diameter. Pada bantalan bola satu alur, beban statis dasar berhubungan pada komponen radial pada beban yang terjadi karena perpindahan letak radial ring bantalan satu dengan yang lainnya.

Pada beberapa aplikasi dimana rotasi berikutnya pada bantalan lebih lambat dan kehalusan pada gesekan tidak terlalu diperhatikan, deformasi permanent lebih besar dapat diijinkan. Dengan kata lain dimana kehalusan diperlukan atau gesekan sangat diperlukan, deformasi permanent total yang kecil dapat diijinkan.

Berdasarkan IS:3823-1984, beban dasar ( $C_0$ ) dalam N bantalan gelinding sebagai berikut :

1. Untuk bantalan bola radial, beban dasar statis radial ( $C_0$ ) dapat diperoleh dengan :

$$C_0 = f_0 \cdot i \cdot Z \cdot D^2 \cdot \cos \alpha$$

Keterangan :

$i$  : banyaknya alur pada bantalan bola

$Z$  : banyaknya bola pada tiap alur

$D$  : diameter bola (mm)

$\alpha$  : sudut kontak, nilai sudut antara garis aksi pada beban bola dengan bidang tegak lurus axis dari bantalan.

$f_0$  : faktor bantalan (tergantung pada tipe bantalan), nilai faktor bantalan ( $f_0$ ) untuk bantalan yang terbuat dari baja yang dikeraskan dapat menggunakan :

$f_0 = 0,34$  bantalan bola dengan pengaturan sendiri.

$f_0 = 1,25$  untuk kontak radial dan bantalan alur sudut.



2. Untuk bantalan roller radial, beban statis dasar radial dapat diperoleh dengan :

$$C_o = f_o \cdot i \cdot Z \cdot L_e \cdot D \cdot \cos \alpha$$

Keterangan :

$i$  : banyaknya alur pada bantalan bola

$Z$  : banyaknya roller per alur

$L_e$  : panjang efektif kontak antara roller dengan cincin (washer) dimana kontak yang terpendek (mm). sama dengan panjang keseluruhan minus roller chamfer atau grinding undercut.

$D$  : diameter roller (mm). jika pada tapered roller digunakan diameter utamanya.

$\alpha$  : nilai sudut kontak. Sudut antara garis aksi pada beban resultan roller dan bidang tegak lurus axis pada bantalan.

$f_o$  : 21,6 untuk bantalan yang terbuat dari baja yang dikeraskan.

3. Bantalan bola aksial beban aksial dasar dihitung dengan :

$$C_o = f_o \cdot Z \cdot D^2 \sin \alpha$$

Keterangan :

$Z$  : banyaknya bola pada tiap alur

$f_o$  = 49 bantalan terbuat dari baja yang dikeraskan.

4. Untuk bantalan roller axial beban statis dasar radial dapat diperoleh dengan

$$C_o = f_o \cdot i \cdot Z \cdot L_e \cdot D \cdot \sin \alpha$$

Keterangan :

$Z$  : banyaknya bola pada tiap alur

$f_o$  = 98,1 bantalan terbuat dari baja yang dikeraskan

## 5.2. Beban statis ekuivalen untuk bantalan rol

Beban ekuivalen statis dapat didefinisikan sebagai beban radial statis atau beban aksial dimana jika ditambahkan pada persamaan, maka persamaan menjadi sama seperti deformasi permanen total yang terjadi pada bola yang menerima beban terbesar.

Beban ekuivalen radial statis untuk bantalan radial atau antalan rol dalam kondisi menerima kombinasi antara beban radial dan beban aksial atau beban tekan yang diberikan dengan pembesaran yang didapatkan dari persamaan di bawah ini.

$$F_{ro} = ( X_0 F_r + Y_0 F_a ) K_s$$

Keterangan :

$F_{ro}$  : beban ekuivalen radial statis (N)

$F_r$  : beban radial (N)

$F_a$  : beban aksial (N)

$X_0$  : faktor beban radial

$Y_0$  : faktor beban aksial

$K_s$  : faktor service

$K_s$  = 1 untuk uniform and steady load

= 1,5 untuk light shock load

= 2 untuk moderate shock load

= 2,5 untuk heavy shock load

**Tabel 2. Harga  $X_0$  dan  $Y_0$  untuk Beberapa Bantalan**

No.	Type of Bearing	Single Row Bearing		Double Row Bearing	
		$X_0$	$Y_0$	$X_0$	$Y_0$
1.	Radial contact groove ball bearings	0.60	0.50	0.60	0.50
2.	Self aligning ball bearing and tapered roller bearing	0.50	$0.22 \cot \theta$	1	$0.44 \cot \theta$
3.	Angular contact groove bearing :				
	$\theta = 15^0$	0.50	0.46	1	0.92
	$\theta = 20^0$	0.50	0.42	1	0.84
	$\theta = 25^0$	0.50	0.38	1	0.76
	$\theta = 30^0$	0.50	0.33	1	0.66
	$\theta = 35^0$	0.50	0.29	1	0.58
	$\theta = 40^0$	0.50	0.26	1	0.52
	$\theta = 45^0$	0.50	0.22	1	0.44

### 5.3. Beban dinamis ekuivalen bantalan gelinding

Pembebanan dinamik ekuivalen dapat didefinisikan sebagai harga konstan dari pembebanan radial bergerak dimana jika diberikan kepada sebuah bantalan dengan cincin dalam yang berputar dan cincin luar yang diam akan memberikan umur kerja yang sama dan mencapai harga kondisi sebenarnya pada pembebanan dan rotasinya.

$$F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s$$

Keterangan :

V : faktor rotasi

= 1 untuk semua tipe bantalan ketika cincin dalam yang berputar

= 1 untuk tipe bantalan self aligning ketika cincin dalam diam

= 1,2 untuk semua bantalan kecuali self aligning ketika cincin dalam diam

$K_s$  : faktor service

### 5.4. Umur Bantalan

Umur pakai bantalan berdasarkan putaran dapat dihitung dengan persamaan :

$$L = \left( \frac{C}{F_e} \right)^k \times 10^6 \quad (\text{dalam putaran})$$

### 5.5. Beban dinamis bantalan

$$C = F_e \left( \frac{L}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

**Keterangan :**

L : Umur pakai dalam putaran

C : beban dinamis ijin (N)

$F_e$  : beban dinamis ekuivalen (N)

k : faktor dinamis bantalan

= 3 untuk bantalan bola

= 10/3 untuk bantalan roller.

n : putaran (r/min)

Hubungan pendekatan antara umur pakai dalam putaran dengan jam kerja bantalan ( $L_H$ ) sebagai berikut :

$$L = 60 \times n \times L_H \quad (\text{dalam putaran})$$

**Tabel 3. Harga Faktor Service (Ks)**

S.No.	Type of service	Service factor (Ks) for radial ball bearings
1.	Uniform and steady load	1.0
2.	Light shock load	1.5
3.	Moderate shock load	2.0
4.	Heavy shock load	2.5
5.	Extreme shock load	3.0

**Tabel 4. Harga  $X_r$  dan  $Y_a$  Untuk Beban Dinamis Ekuivalen**

Type of bearing	Specifications	$\frac{F_a}{F_r} \leq e$		$\frac{F_a}{F_r} > e$		e	
		$X_r$	$Y_a$	$X_r$	$Y_a$		
Deep groove ball bearing	$\frac{F_a}{C_0} = 0,025$ = 0,04 = 0,07 = 0,13 = 0,25 = 0,50	1	0	0,56	2,0	0,22	
					1,8	0,24	
					1,6	0,27	
					1,4	0,31	
					1,2	0,37	
					1,0	0,44	
Angular contact ball bearing	Single row	1	0	0,35	0,35	1,14	
	Two rows in tandem		0		0,57	1,14	
	Two rows back to back		0,55		0,93	1,14	
	Double row		0,73		1,17	0,86	
Self aligning bearings	Light series, for bores :	1	1,3	0,65	2,0	0,50	
	10 – 20 mm				1,7	2,6	0,37
	25 – 35 mm				2,0	3,1	0,31
	40 – 45 mm				2,3	3,5	0,28
	50 – 65 mm				2,4	3,8	0,26
	70 – 100 mm				2,3	3,5	0,28
	105 – 110 mm	1,0	0,65	1,6	0,63		
	Medium series for bores :			1,2	1,9	0,52	
	12 mm			1,5	2,3	0,43	
	15 – 20 mm			1,6	2,5	0,39	
Spherical roller bearings	For bores :	1	2,1	0,67	3,1	0,32	
	25 – 35 mm				2,5	3,7	0,27
	40 – 45 mm				2,9	4,4	0,23
	50 – 100 mm				2,6	3,9	0,26
Taper roller bearings	For bores :	1	0	0,4	1,60	0,37	
	20 – 40 mm				1,45	0,44	
	45 – 110 mm				1,35	0,41	
	120 – 150 mm						

**Tabel 5. Umur Pakai Bantalan**

<i>S. No.</i>	<i>Application of bearing</i>	<i>Life of bearing, in hours</i>
1.	Instruments and apparatus that are rarely used (a) Demonstratiion apparatus, mechanism for operating sliding doors. (b) Aircraft engines.	500 1000 – 2000
2.	Machines used for short periods or intermittently and whose breakdown would not have serious consequences <i>e.g.</i> , hand tools, lifting tackle in workshops, and operated machines, agricultural machines, cranes in erecting shops, domestic machines.	4000 – 8000
3.	Machines working intermittently whose breakdown would have serious consequences <i>e.g.</i> , auxillary machinery in pcwer stations, conveyor plant for flow production, lifts, cranes for piece goods, machine tools used frequently.	8000 – 12 000
4.	Machines working 8 hours per day and not always fully utilised <i>e.g.</i> , stationary electric motors, general purpose gear units.	12 000 – 20 000
5.	Machines working 8 hours per day and fully utilised <i>e.g.</i> , machines for the engineering industry, cranes for bulk goods, ventilating fans, counter shafts.	20 000 – 30 000
6.	Machines working 24 hours per day <i>e.g.</i> , separators, compressors, pumps, mine hoists, naval vessels.	40 000 – 60 000
7.	Machines required to work with high degree of reliability 24 hours per day <i>e.g.</i> , pulp and paper making machinery, public power plants, mine-pumps, water works.	100 000 – 200 000

Tabel 6. Beberapa Nomor Bantalan Standar

<i>Bearing No.</i>	<i>Bore (mm)</i>	<i>Outside diameter</i>	<i>Width (mm)</i>
200 300	10	30 35	9 11
201 301	12	32 37	10 12
202 302	15	35 42	11 13
203 303 403	17	40 47 62	12 14 17
204 304 404	20	47 52 72	14 15 19
205 305 405	25	52 62 80	15 17 21
206 306 406	30	62 72 90	16 19 23
207 307 407	35	72 80 100	17 21 25
208 308 408	40	80 90 110	18 23 27
209 309 409	45	85 100 120	19 25 29
210 310 410	50	90 110 130	20 27 31
211 311 411	55	100 120 140	21 29 33
212 312 412	60	110 130 150	22 31 35
213 313 413	65	120 140 160	23 33 37
214 314 414	70	125 150 180	24 35 42
215 315 415	75	130 160 190	25 37 45
216 316 416	80	140 170 200	26 39 48
217 317 417	85	150 180 210	28 41 52
218 318 418	90	160 190 225	30 43 54

Tabel 7. Beban Statik dan Dinamik Beberapa Bantalan

Bearing No.	Basic capacities in kN							
	Single row deep groove ball bearing		Single row angular contact ball bearing		Double row angular contact ball bearings		Self-aligning ball bearing	
	Static (C <sub>0</sub> ) (2)	Dynamic (C) (3)	Static (C <sub>0</sub> ) (4)	Dynamic (C) (5)	Static (C <sub>0</sub> ) (6)	Dynamic (C) (7)	Static (C <sub>0</sub> ) (8)	Dynamic (C) (9)
200	2.24	4	—	—	4.55	7.35	1.80	5.70
300	3.60	6.3	—	—	—	—	—	—
201	3	5.4	—	—	5.6	8.3	2.0	5.85
301	4.3	7.65	—	—	—	—	3.0	9.15
202	3.55	6.10	3.75	6.30	5.6	8.3	2.16	6
302	5.20	8.80	—	—	9.3	14	3.35	9.3
203	4.4	7.5	4.75	7.8	8.15	11.6	2.8	7.65
303	6.3	10.6	7.2	11.6	12.9	19.3	4.15	11.2
403	11	18	—	—	—	—	—	—
204	6.55	10	6.55	10.4	11	16	3.9	9.8
304	7.65	12.5	8.3	13.7	14	19.3	5.5	14
404	15.6	24	—	—	—	—	—	—
205	7.1	11	7.8	11.6	13.7	17.3	4.25	9.8
305	10.4	16.6	12.5	19.3	20	26.5	7.65	19
405	19	28	—	—	—	—	—	—
206	10	15.3	11.2	16	20.4	25	5.6	12
306	14.6	22	17	24.5	27.5	35.5	10.2	24.5
406	23.2	33.5	—	—	—	—	—	—
207	13.7	20	15.3	21.2	28	34	8	17
307	17.6	26	20.4	28.5	36	45	13.2	30.5
407	30.5	43	—	—	—	—	—	—
208	16	22.8	19	25	32.5	39	9.15	17.6
308	22	32	25.5	35.5	45.5	55	16	35.5
408	37.5	50	—	—	—	—	—	—
209	18.3	25.5	21.6	28	37.5	41.5	10.2	18
309	30	41.5	34	45.5	56	67	19.6	42.5
409	44	60	—	—	—	—	—	—
210	21.2	27.5	23.6	29	43	47.5	10.8	18
310	35.5	48	40.5	53	73.5	81.5	24	50
410	50	68	—	—	—	—	—	—
211	26	34	30	36.5	49	53	12.7	20.8
311	42.5	56	47.5	62	80	88	28.5	58.5
411	60	78	—	—	—	—	—	—
212	32	40.5	36.5	44	63	65.5	16	26.5
312	48	64	55	71	96.5	102	33.5	68
412	67	85	—	—	—	—	—	—
213	35.5	44	43	50	69.5	69.5	20.4	34
313	55	72	63	80	112	118	39	75
413	76.5	93	—	—	—	—	—	—
214	39	48	47.5	54	71	69.5	21.6	34.5
314	63	81.5	73.5	90	129	137	45	85
414	102	112	—	—	—	—	—	—

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)	(9)
215	42.5	52	50	56	80	76.5	22.4	34.5
315	72	90	81.5	98	140	143	52	95
415	110	120	—	—	—	—	—	—
216	45.5	57	57	63	96.5	93	25	38
316	80	96.5	91.5	106	160	163	58.5	106
416	120	127	—	—	—	—	—	—
217	55	65.5	65.5	71	100	106	30	45.5
317	88	104	102	114	180	180	62	110
417	132	134	—	—	—	—	—	—
218	63	75	76.5	83	127	118	36	55
318	98	112	114	122	—	—	69.5	118
418	146	146	—	—	—	—	—	—
219	72	85	88	95	150	137	43	65.5
319	112	120	125	132	—	—	—	—
220	81.5	96.5	93	102	160	146	51	76.5
320	132	137	153	150	—	—	—	—
221	93	104	104	110	—	—	56	85
321	143	143	166	160	—	—	—	—
222	104	112	116	120	—	—	64	98
322	166	160	193	176	—	—	—	—

**Note :** The reader is advised to consult the manufacturer's catalogue for further and complete details of the bearings.

### Keterangan :

1. Seri Bantalan 100 beban extra light
2. Seri Bantalan 200 beban light
3. Seri bantalan 300 beban medium
4. Seri bantalan 400 beban heavy
5. Secara umum dua digit dibelakang No. Seri, merupakan diameter lubang (bore) jika dikalikan dengan 5, dalam satuan mm. (beberapa pengecualian, lihat tabel 6).  
Misal No. 305 berarti : bantalan beban medium dengan lubang  $05 \times 5 = 25$  mm.
6. Beban medium kapasitas 30 – 40 % dari beban light.
7. Beban heavy kapasitas 20 – 30 % dari beban medium.

### 6. Pelumasan

Pelumasan digunakan pada bearing untuk mengurangi gesekan antara permukaan dan untuk mengeluarkan panas akibat gesekan. Juga mencegah bearing melawan korosi. Semua jenis pelumasan dapat diklasifikasikan menjadi tiga yaitu :

- liquid
- semi liquid
- solid

Pelumasan liquid biasanya digunakan pada bearing yaitu oli mineral dan sintetik. Oli mineral adalah yang paling umum digunakan karena murah dan stabil. Gemuk adalah semi liquid lubricant mempunyai viskositas yang lebih tinggi dibandingkan dengan oli biasa. Gemuk dipakai ketika kecepatan putar yang lambat dan tekanan yang besar.





### Contoh Soal

1. Rencanakan bantalan jenis single row deep groove ball bearing dengan beban radial 4 000 N dan beban aksial 5 000 N. bantalan tersebut bekerja pada putaran 1 600 r/min dengan umur pakai rata-rata 5 tahun selama 10 jam kerja per hari. Asumsikan beban uniform dan steady.

Jawab :

Diketahui :

$$\begin{aligned} F_r &: 4\,000 \text{ (N)} \\ F_a &: 5\,000 \text{ (N)} \\ n &: 1\,600 \text{ r/min} \end{aligned}$$

**Umur pakai :**

$$\begin{aligned} L_H &= 5 \times 300 \times 10 = 15\,000 \text{ jam kerja} \\ L &= 60 \times n \times L_H \text{ (dalam putaran)} \\ &= 60 \times 1\,600 \times 15\,000 = 1440 \times 10^6 \text{ putaran} \end{aligned}$$

**Beban dinamis ekuivalen :**

$$F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s$$

- Menentukan besar  $X_r$  dan  $Y_a$   
Dari soal yang ada, besar  $C_0$  (beban statis bantalan) belum ada, sehingga harus diasumsikan dahulu.
- Dari tabel 4., diasumsikan terlebih dahulu nilai  $\frac{F_a}{C_0} = 0.50$
- $\frac{F_a}{F_r} = \frac{5000}{4000} = 1.25 > e$  (lebih besar dari 0.44)
- Diperoleh  $X_r = 0.56$  dan  $Y_a = 1$
- $v$  (faktor rotasi) = 1
- $K_s = 1$

$$\begin{aligned} F_e &= (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s \\ &= (0.56 \times 1 \times 4000 + 1 \times 5000) \times 1 = 7\,240 \text{ N} \end{aligned}$$

**Beban dinamis bantalan :**

$$C = F_e \left( \frac{L}{10^6} \right)^{\frac{1}{k}}$$

Catatan :  $k = 3$  untuk bantalan bola

$$C = 7240 \left( \frac{1440 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 81\,760 \text{ N}$$

Dari tabel bantalan diperoleh bantalan :

$$\begin{aligned} \text{No. 315 dengan :} \\ C_0 &= 72\,000 \text{ N} \\ C &= 90\,000 \text{ N} \end{aligned}$$

Nilai  $C_0$  ada, sehingga :

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{5000}{72000} = 0.07$$

Dari tabel 4 diperoleh :

- Diperoleh  $X_r = 0.56$  dan  $Y_a = 1.6$
- $v$  (faktor rotasi) = 1
- $K_s = 1$
- $F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s$   
 $= (0.56 \times 1 \times 4000 + 1,6 \times 5000) \times 1 = 10\,240 \text{ N}$
- $C = 10240 \left( \frac{1440 \times 10^6}{10^6} \right)^{\frac{1}{3}} = 115\,635 \text{ N}$

Dari tabel bantalan diperoleh bantalan yang diperlukan :

No. 319 dengan :

$$C_0 = 120\,000 \text{ N}$$

$$C = 112\,000 \text{ N}$$

Diameter lubang = 95 mm

2. Sebuah bantalan tipe **single row angular contact ball bearing** No. 310 digunakan pada kompresor aksial. Bantalan menerima beban radial 2 500 N dan beban aksial 1 500 N. Jika diasumsikan beban light shock load, hitung umur pakai bantalan tersebut.

**Jawab :**

- Bantalan No. 310, maka :  
 $C_0 = 40\,500 \text{ N}$   
 $C = 53\,000 \text{ N}$   
 Diameter lubang = 50 mm
- $\frac{F_a}{F_r} = \frac{1500}{2500} = 0.6 \leq e$
- Dari tabel 4, diperoleh :  $X_r = 1$  dan  $Y_a = 0$
- $F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_a \cdot F_a) K_s$   
 $= (1 \times 1 \times 2500 + 0 \times 1500) \times 1,5 = 3750 \text{ N}$
- $L = \left( \frac{C}{F_e} \right)^k \times 10^6$   
 $L = \left( \frac{53000}{3750} \right)^3 \times 10^6 = 2\,823 \times 10^6 \text{ putaran}$

**Soal Latihan :**

1. Pilih No.bantalan yang diperlukan jika tipe **bantalan self aligning ball bearing** dengan beban radial 7 000 N dan beban aksial 2 100 N dengan putaran poros 300 r/min. Umur pakai bantalan diasumsikan  $160 \times 10^6$  putaran dengan beban uniform dan steady.