

BAB VIII
PERENCANAAN BEARING

1. TEORI DASAR

Bearing atau bantalan gelinding, sering juga dinamakan bantalan anti gesekan, karena bantalan ini dalam pengoperasiannya mendukung beban, berputar dengan menggelinding melalui komponen-komponen gelindingnya, tidak terjadi gesekan ataupun bila terjadi gesekan akan sangat kecil sekali.

1.1 Macam-macam bearing

Secara umum bearing dapat dibedakan menjadi beberapa macam, yaitu :

1. *Ball Bearing*, dan dibagi menjadi beberapa macam

lagi, yaitu :

- Radial Ball Bearing
- Angular Contact Ball Bearing
- Thrust Ball Bearing

2. *Roller Bearing*, jenis ini dibagi juga menjadi beberapa lagi, yaitu :

- Cylindrical Roller Bearing
- Needle Roller Bearing
- Tapered Roller Bearing
- Spherical Roller Bearing

Pada perencanaan ini gaya-gaya yang terjadi pada bantalan adalah gaya-gaya radial, maka jenis bantalan yang sesuai untuk hal ini adalah Radial Ball Bearing. Selanjutnya yang akan dibahas adalah bantalan jenis ini.

1.2 Radial Ball Bearing

Radial Ball Bearing dibagi lagi menjadi beberapa jenis, tipe dan karakteristik dari masing-masing jenis dapat dilihat pada *Gambar 8.1*. Yang paling luas pemakaiannya adalah tipe Deep Groove Ball Bearing, bantalan ini terutama digunakan untuk menunjang beban radial, tetapi dengan adanya alur yang dalam, sehingga penempatan bolanya dapat lebih dalam, ternyata juga dapat menerima beban aksial (thrust) dimana kemampuan menerima beban aksial ini mencapai 70% dari beban radialnya.

Type	Approx Range of Bore Sizes (in.)	Approx Range of Bore Sizes (in.)		Relative Capacity		Limiting Speed Factor	Tolerance to Misalignment
		Min	Max	Radial	Thrust		
Conrad or deep groove		0.1181	41.732	1.00	0.7 (2-direction)	1.0	$\pm 0^{\circ}15'$
Maximum capacity or filling notch		0.3037	9.1181	1.2-1.4	0.2 (2-direction)	1.0	$\pm 0^{\circ}3'$
Magneto or counterbored outer		0.1181 0.3937	1.181 7.874	0.9-1.3	0.5-0.8 (1-direction)	1.0	$\pm 0^{\circ}5'$
Airframe or aircraft control		0.1900	1.250	High static capacity	0.5 (2-direction)	0.2	0°
Self-aligning internal		0.1900	4.7244	0.7	0.2 (1-direction)	1.0	$\pm 2^{\circ}30'$
Self-aligning external		—	—	1.0	0.7 (2-direction)	1.0	High
Double row, maximum		0.3937	4.3307	1.5	0.2 (2-direction)	1.0	$\pm 0^{\circ}3'$
Double row, deep groove		0.3937	4.3307	1.5	1.4 (2-direction)	1.0	0°

Gambar 8.1 Macam-macam tipe Radial Ball Bearing dan beberapa karakteristik yang penting

1.3 Umur Bearing

Di dalam perencanaan perlu diperhatikan beberapa kondisi yang dapat mempengaruhi umur bantalan. Seperti pernyataan yang dikeluarkan oleh AFBMA (Anti-

Friction Bearing Manufacturers Association), hal-hal yang dapat mempengaruhi umur bantalan adalah :

- faktor pelumasan
- faktor distribusi beban
- faktor temperatur kerja

Rumus untuk menghitung umur bantalan adalah sebagai berikut :

$$L'_n = a_1 \cdot a_{23} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^b \cdot 10^6$$

dimana :

L'_n = umur bantalan sesudah faktor-faktor yang dapat menimbulkan failure dimasukkan, dalam jumlah putaran

a_1 = faktor koreksi karena kepercayaan terhadap bantalan (lihat lampiran *Tabel 8.1*)

a_{23} = kombinasi faktor bahan dan faktor kondisi operasi (lihat lampiran *Gambar 5,6,7*)

C = beban dinamis (lihat lampiran *Tabel 8.2*)

b = konstanta, tergantung dari tipe bantalan
= 3, untuk bantalan bola

P = beban ekivalen

= $F_S(X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_a)$, lihat lampiran *Tabel 8.3*

2. PERENCANAAN BEARING

Pada perencanaan bearing pertama-tama harus diketahui jenis beban yang akan ditunjang. Dengan

adanya clutch maka beban yang bekerja pada bearing akan berfluktuasi. Bearing di A,R adalah tipe 6007 FAG Deep Groove Ball Bearing single row dengan harga $C = 16300$ N dan $C_o = 9000$ N sedangkan bearing di E adalah tipe 16007 FAG Deep Groove Ball Bearing single row dengan harga $C = 12200$ N dan $C_o = 7650$ N (lihat lampiran Tabel 8.2).

Pengecekan terhadap beban statis

Pada saat mesin tidak bekerja (poros diam) beban yang bekerja adalah beban statis. Beban statis ini harus lebih kecil dari harga C_o

$$\text{Beban statis di A} = \sqrt{A_v^2 + A_h^2} = 1,2599 \text{ N.}$$

$$\text{Beban statis di R} = \sqrt{R_v^2 + R_h^2} = 45,2624 \text{ N.}$$

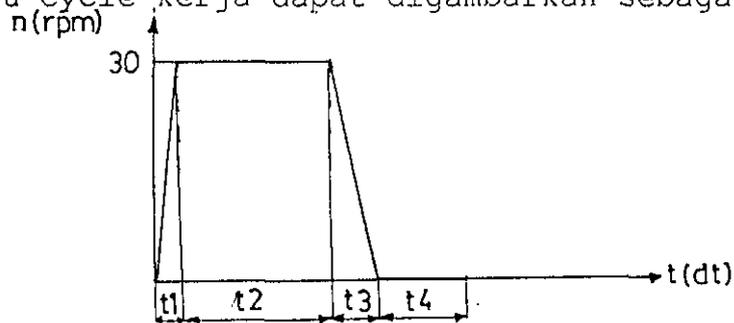
Ternyata beban statis di A dan R harganya jauh lebih kecil dari harga C_o pada bearing sehingga pemilihan bearing sudah tepat karena mampu mengatasi beban statis yang timbul.

Pengecekan terhadap beban dinamis

Selama 1 cycle kerja dari clutch maka bearing mengalami 4 pecahan cycle, dimana 1 cycle = 3,8586 detik. Pada saat bergerak bearing mengalami

percepatan konstan kemudian bergerak dengan kecepatan konstan, dan akhirnya mengalami perlambatan konstan.

Satu cycle kerja dapat digambarkan sebagai berikut :



Dimana $t_1 = 0,01482$ detik yaitu pada saat bearing mengalami percepatan konstan. Untuk mencari t_3 harus diketahui terlebih dahulu perlambatan akibat gaya gesek pada conveyor :

$$F_{fk} = m \cdot a$$

$$\mu_k \cdot m \cdot g = m \cdot a \rightarrow a = 0,04 \cdot 9,81 \frac{m}{dt^2} = -0,3924 \frac{m}{dt^2}$$

Sehingga t_3 dapat dicari dengan rumus :

$$V_t = V_0 + a \cdot t_3$$

$$0 = 0,2356 - 0,3924 \cdot t_3 \rightarrow t_3 = 0,6 \text{ detik}$$

Bila bearing sudah bergerak dengan kecepatan konstan dan diasumsikan conveyor bergerak dengan kecepatan $0,2356 \text{ m/dt}$ menempuh jarak $0,5 \text{ m}$ maka t_2 dihitung dengan membagi jarak dengan kecepatan, diperoleh $2,122$ detik. Waktu t_4 adalah waktu pengisian cairan dan dari perhitungan pada bab IX didapat $1,12$ detik.

TUGAS AKHIR

Perencanaan Bearing VIII - 7

Beban dinamis yang terjadi akibat dari putaran bearing tersebut dapat dihitung dari rumus :

$$C^3 = \frac{60 \cdot L_{10}}{10^6} \cdot \sum_{m=1}^q P_m \cdot n_m \cdot P^3$$

dimana :

L_{10} = umur bantalan (jam kerja)

P_m = pecahan cycle

n_m = putaran selama satu putaran cycle

P = beban ekuivalen selama satu pecahan cycle

Untuk mesin yang intermitten, umur yang diharapkan adalah 8000 - 12000 jam (lihat lampiran Tabel 8.4).

Untuk selanjutnya akan dihitung apakah bearing yang digunakan dapat menerima beban dinamis yang ditimbulkan sedangkan umur bearing diasumsikan sama dengan 8000 jam kerja.

Mencari beban ekuivalen dengan rumus :

$$P = F_S (X \cdot V \cdot F_R + Y \cdot F_A)$$

dimana:

F_S = service factor bantalan (lihat lampiran Tabel 8.5)

= 1,5 dengan asumsi light shock load

$F_A = 0$ maka $X = 1$. Ring dalam berputar, maka $V = 1$

Sehingga : $P = 1,5 F_R$

Bearing A :

TUGAS AKHIR**Perencanaan Bearing VIII - 8**

$$\begin{aligned} \text{Selama } t_1 \text{ dan } t_3 \Rightarrow P &= 1,5 \cdot \sqrt{1,2599^2 + 1984,7928^2} \\ &= 2977,1898 \text{ N.} \end{aligned}$$

$$\text{Selama } t_2 \Rightarrow P = 1,5 \cdot \sqrt{1,2599^2 + 634,4628^2} = 951,6961 \text{ N.}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} C^3 &= \frac{60 \cdot 8 \cdot 10^3}{10^6} \cdot \left(2977,1898^3 \cdot \frac{0,01482}{3,8568} \cdot 30 + 951,6961^3 \right. \\ &\quad \left. \cdot \frac{2,122}{3,8568} \cdot 30 + 2977,1898^3 \cdot \frac{0,6}{3,8568} \cdot 30 \right) \rightarrow C = 4069,7278 \text{ N.} \end{aligned}$$

Bearing R :

$$\begin{aligned} \text{Selama } t_1 \text{ dan } t_3 \Rightarrow P &= 1,5 \cdot \sqrt{500,2316^2 + 45,2624^2} \\ &= 753,4127 \text{ N.} \end{aligned}$$

$$\text{Selama } t_2 \Rightarrow P = 1,5 \cdot \sqrt{758,0304^2 + 45,2624^2} = 1139,071 \text{ N.}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} C^3 &= \frac{60 \cdot 8 \cdot 10^3}{10^6} \cdot \left(753,4127^3 \cdot \frac{0,01482}{3,8568} \cdot 30 + 1139,071^3 \cdot \frac{2,122}{3,8568} \cdot \right. \\ &\quad \left. 30 + 753,4127^3 \cdot \frac{0,6}{3,8568} \cdot 30 \right) \rightarrow C = 2332,5594 \text{ N.} \end{aligned}$$

Bearing E :

Pada saat clutch tidak bekerja, poros dalam keadaan diam sedang bantalan E berputar dengan ring luar yang berputar. Pada saat clutch bekerja, poros akan berputar sehingga pada bantalan E ring dalam dan ring luar berputar dengan kecepatan angular yang sama.

TUGAS AKHIR**Perencanaan Bearing VIII - 9**

Rumus :

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

- $F_a = 0$ maka $X = 1$

- Ring luar berputar, maka $V = 1,2$

- $F_r = \sqrt{645,286^2 + 6,461^2} = 645,3183 \text{ N.}$

Sehingga :

$$P = 1,5 \cdot 1,2 \cdot 645,3183 = 1161,573 \text{ N.}$$

Maka :

$$C^3 = \frac{60 \cdot 8 \cdot 10^3}{10^6} \cdot 30 \cdot 1161,573^3 \cdot \left(\frac{0,01482 + 2,122 + 0,6}{3,8568} \right)$$

$$C = 2520,618 \text{ N}$$

Ternyata beban dinamis C yang timbul lebih kecil dari kemampuan bearing untuk menerima beban dinamis pada masing - masing bearing, jadi pemilihan bearing di A,R dan E sudah tepat.