

PERANCANGAN *GEAR BOX* PENARIK KAPAL SISTEM *AIRBAG* KAPASITAS 7.000 TON

Meryanalinda, Wardjito, Wijaksi Dimas Putra
Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Gresik

ABSTRAK

Gear box merupakan sistem yang berfungsi untuk mengonversi torsi dan kecepatan (putaran) dari mesin menjadi torsi dan kecepatan yang berbeda-beda untuk diteruskan ke penggerak akhir. Konversi ini mengubah kecepatan putaran yang tinggi, menjadi lebih rendah tetapi bertenaga. Salah satu sistem *gear box* adalah roda gigi. Roda gigi sendiri berperan sebagai pereduksi putaran dari momen torsi pada keadaan yang bervariasi dan diperlukan perancangan yang sesuai dengan kondisi yang diharapkan. Selain harus memiliki rancangan yang sesuai, *gear box* juga harus dapat meredam getaran yang timbul akibat perputaran dan gesekan antar roda gigi.

Dalam penelitian ini dilakukan pengukuran untuk mendapatkan ukuran dimensi dari roda gigi, poros, pasak dan bantalan. Kemudian dicari momen gaya yang bekerja. Serta mencari faktor keamanan dan bahan yang dipakai AISI 4140, AISI 1095 dan AISI 52100 didasarkan pada kekuatan lentur dan kekuatan tarik.

Hasil penelitian ini menunjukkan bahwa pada kapal sistem *airbag* dibutuhkan dua *gear box* dengan nilai torsi 23.814,6 kg.m persatu *gear box*, diameter tali baja 52 mm, panjang tali baja 512 m, diameter *drum winch* 1.500 mm dan panjang *gear box* 2.000 mm.

Kata kunci: bantalan, *gear box*, pasak, poros, roda gigi.

PENDAHULUAN

Perkembangan teknologi dalam dunia perkapalan akhir-akhir ini cepat berkembang, salah satunya yaitu dengan digunakannya sistem kantong udara atau *airbag system* sebagai sarana untuk peluncuran dan sarana untuk naik turun kapal yang akan atau telah direpair. *Airbag system* pertama kali digunakan pada 20 Januari 1981 di galangan kapal Xiao Qinghe di kota Jinan provinsi Shangdong China, pada saat itu *airbag* digunakan untuk meluncurkan *barge* dengan ukuran 60 DWT. Dalam kurun waktu sekitar 10 tahun ini, sistem peluncuran kapal dengan *airbag* telah berkembang, tidak hanya dari segi *airbag*nya saja tetapi juga dari segi penggunaannya. *Airbag* generasi pertama dibuat dengan menggunakan

kanvas yang dicelupkan ke dalam karet sebagai lapisan penguat untuk membentuk ruang udara, namun pada jaman sekarang teknologi pelapisan utuh digunakan dalam manufakturnya.

Airbag yang ada saat ini lebih kuat 15x daripada *airbag* generasi pertama. Teknologi peluncuran dan pendaratannya juga telah berkembang. Beberapa galangan kapal yang ada di Indonesia sudah menggunakan *airbag* sebagai sarana untuk peluncuran kapal yang telah dibangun, selain itu *airbag* juga digunakan sebagai sarana untuk menaikkan kapal yang akan direparasi dan menurunkan yang telah direparasi. Namun, masih banyak galangan yang belum menerapkan sistem *airbag* ini.

Oleh karena itu, dalam penelitian ini akan dilakukan

perhitungan elemen-elemen mesin *gear box* penarik kapal yang menunjang sistem *docking airbag* ini, sehingga dapat diaplikasikan langsung dalam galangan-galangan yang masih menggunakan sistem *docking* konvensional.

Gear box merupakan suatu komponen dari suatu mesin yang berupa rumah untuk roda gigi. Komponen ini harus memiliki konstruksi yang tepat agar dapat menempatkan poros-poros roda gigi pada sumbu yang benar sehingga roda gigi dapat berputar dengan baik dengan sedikit mungkin gesekan yang terjadi. Selain harus memiliki konstruksi yang tepat, terdapat beberapa kriteria yang harus dipenuhi oleh komponen ini yaitu dapat meredam getaran yang timbul akibat perputaran dan pergesekan antar roda gigi, tahan terhadap abrasivitas fluida, dan komponen ini harus rigid. yang menunjang sistem *docking airbag* ini, sehingga dapat diaplikasikan langsung ke galangan-galangan yang masih menggunakan sistem *docking* konvensional.

TINJAUAN PUSTAKA DAN KAJIAN TEORI

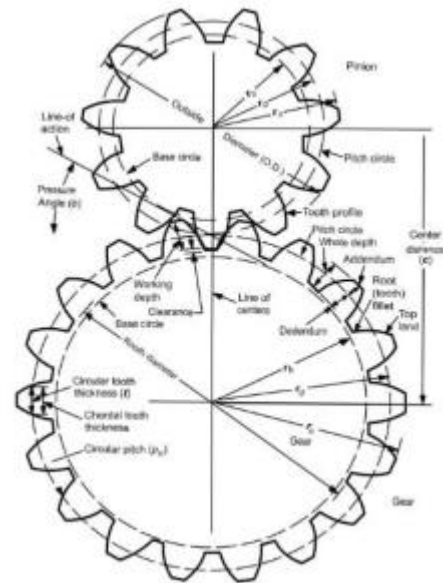
2.1. Roda gigi

Pada dasarnya sistem *gear box* merupakan pemindahan gerakan putaran dari satu poros ke poros yang lain dan mekanisme ini terjadi pada semua mesin. Roda gigi merupakan salah satu yang terbaik diantara sarana yang ada untuk memindahkan suatu gerakan. Roda gigi dikelompokkan berdasar letak poros putaran atau berbentuk dari jalur giginya. Keuntungan dari penggunaan *gear box* diantaranya: dapat dipakai untuk putaran tinggi maupun rendah,

kemungkinan terjadinya slip kecil dan tidak menimbulkan kebisingan.

2.2. Nama-nama bagian roda gigi

1. Lingkaran jarak bagi (*pitch circle*)
Lingkaran khayal yang menggelinding tanpa terjadinya slip. Lingkaran ini merupakan dasar untuk memberikan ukuran-ukuran gigi seperti tebal gigi, jarak antara gigi dan lain-lain.



Gambar 1. Nama-nama bagian roda gigi

2. *Pinion*
Roda gigi yang lebih kecil dalam suatu pasangan roda gigi.
3. Diameter lingkaran *pitch* (*pitch circle diameter*)
Merupakan diameter dari lingkaran *pitch*.
4. *Diametral pitch*
Jumlah gigi persatuan *pitch* diameter
5. Jarak bagi lingkaran (*circular pitch*)
Jarak sepanjang lingkaran *pitch* antara profil dua gigi yang berdekatan atau keliling lingkaran *pitch* dibagi dengan jumlah gigi.
6. Modul (*module*)

- Perbandingan antara diameter lingkaran *pitch* dengan jumlah gigi.
7. Tinggi kepala (*addendum*)
Jarak antara lingkaran kepala dengan lingkaran *pitch* dengan lingkaran *pitch* diukur dalam arah radial.
 8. Tinggi kaki (*dedendum*)
Jarak antara lingkaran *pitch* dan lingkaran kaki yang diukur dalam arah radial.
 9. *Working depth*
Jumlah jari-jari lingkaran kepala dari sepasang roda gigi yang berkontak dikurangi dengan jarak poros.
 10. *Clearance circle*
Lingkaran yang bersinggungan dengan lingkaran *addendum* dari gigi yang berpasangan.
 11. *Pitch point*
Titik singgung dari lingkaran *pitch* dari sepasang roda gigi yang berkontak yang juga merupakan titik potong antara garis kerja dan garis pusat.
 12. *Operating pitch circle*
Lingkaran-lingkaran singgung dari sepasang roda gigi yang berkontak dan jarak porosnya menyimpang dari jarak poros yang secara teoritis benar.
 13. *Addendum circle*
Lingkaran kepala gigi yaitu lingkaran yang membatasi gigi.
 14. *Dedendum circle*
Lingkaran kaki gigi yaitu lingkaran yang membatasi kaki gigi.
 15. *Width of space*
Tebal ruang antara roda gigi diukur sepanjang lingkaran *pitch*.
 16. Sudut tekan (*pressure angle*)
Sudut yang dibentuk dari garis normal dengan kemiringan dari sisi kepala gigi.
 17. Kedalaman total (*total depth*)
Jumlah dari *addendum* dan *dedendum*.
 18. Tebal gigi (*tooth thickness*)
Lebar gigi diukur sepanjang lingkaran *pitch*.
 19. Lebar ruang (*tooth space*)
Ukuran ruang antara dua gigi sepanjang lingkaran *pitch*.
 20. *Backlash*
Selisih antara tebal gigi dengan lebar ruang.
 21. Sisi kepala (*face of tooth*)
Permukaan gigi di atas lingkaran *pitch*.
 22. Sisi kaki (*flank of tooth*)
Permukaan gigi di bawah lingkaran *pitch*.
 23. Puncak kepala (*top land*)
Permukaan di puncak gigi
 24. Lebar gigi (*face width*)
Kedalaman gigi diukur sejajar sumbunya.

2.3. Roda gigi lurus (*spur gear*)

Roda gigi lurus dipakai untuk memindahkan gerakan putaran antara poros-poros yang sejajar. Yang biasanya berbentuk silindris dan gigi-giginya adalah lurus dan sejajar dengan sumber putaran. Penggunaan roda gigi lurus karena putarannya tidak lebih dari 3.600 rpm dan kecepatan keliling tidak lebih dari 5.000 ft/menit. Hal ini tidak mutlak, *spur gear* dapat juga dipakai pada kecepatan di atas batas-batas tersebut.



Gambar 2. Roda gigi lurus

2.4. Rumus dasar roda gigi

Perencanaan ini menggunakan jenis roda gigi lurus karena beberapa pertimbangan, yaitu:

- Dilihat dari poros, karena sejajar maka yang paling cocok dipergunakan adalah roda gigi lurus.
- Karena daya dan putaran relatif rendah, maka lebih cocok bila menggunakan roda gigi lurus.

Adapun rumus dasar yang berhubungan dengan perencanaan roda gigi antara lain sebagai berikut:

- Menentukan ukuran gigi (jarak bagi lingkaran = t)

$$t = \left(\frac{\pi \cdot d}{z} \right) = \pi \times m$$

$$m = \frac{d}{z}$$

dimana:

t = Jarak bagi lingkaran (mm)

d = Diameter lingkaran jarak bagi (mm)

z = Jumlah gigi (buah)

m = Modul (mm)

- Menentukan ukuran gigi (jarak bagi lingkaran = t)

$$t = \left(\frac{\pi \cdot d}{z} \right) = \pi \times m$$

$$m = \frac{d}{z}$$

dimana:

t = Jarak bagi lingkaran (mm)

d = Diameter lingkaran jarak bagi (mm)

z = Jumlah gigi (buah)

m = Modul (mm)

- Tinggi gigi atau kedalaman pemotongan gigi (H)

$$H = 2,16 \times m$$

– Tinggi kepala (*addendum*)

$$H_a = 1 \times m$$

– Tinggi kaki (*dedendum*)

$$H_f = 1,16 \times m$$

- Perbandingan putaran (u)

$$u = \frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{m \cdot z_1}{m \cdot z_2} = \frac{d_1}{d_2} = \frac{1}{i}$$

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

dimana:

U = Perbandingan putaran (rpm)

z_1, z_2 = Jumlah gigi (buah).

n_1, n_2 = Putaran roda gigi (rpm).

d_1, d_2 = Diameter lingkaran jarak bagi (mm).

I = Perbandingan roda gigi.

- Jarak sumbu poros (a)

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = m \frac{(z_1 + z_2)}{2}$$

dimana:

a = jarak sumbu poros antara dua roda gigi (mm).

d = Diameter lingkaran jarak bagi (mm).

m = Modul (buah)

- Diameter lingkaran dasar (d_g)

$d_g = d \cos \alpha$(Sularso)

dimana:

d_g = Diameter lingkaran dasar (mm)

α = Sudut kontak ($^\circ$)

- Diameter luar roda gigi (d_k)

$d_k = (z + 2) m$

- Kecepatan Putaran roda gigi (v_p)

$$v_p = \frac{\pi \times d \times n}{12}$$

dimana:

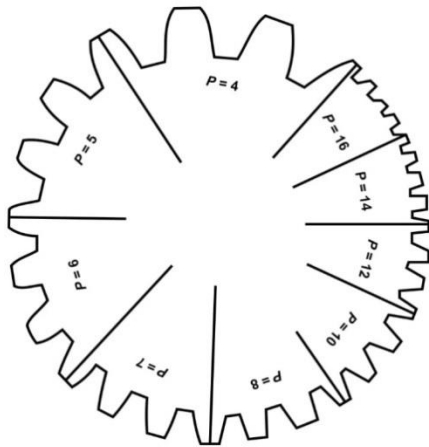
v_p = kecepatan putaran (rpm)

d = diameter jarak bagi roda gigi (mm)

n = putaran roda gigi (rpm)

- Diameter *pitch* (P)

$$P = \frac{z}{d''} = \left(\frac{\text{Jumlah gigi}}{\text{in}} \right)$$



Gambar 3. Ukuran relatif diameter *pitch*

Nilai *pitch diametral* berpengaruh terhadap ukuran gigi, semakin kecil *diameter pitch* maka semakin besar ukuran giginya.

10. Gaya gaya pada roda gigi lurus:

– Torsi yang dipindahkan (T)

$$T = \frac{hp.63000}{n}$$

– Gaya tangensial (ft)

$$ft = \frac{33000 \times N}{v_p}$$

dimana:

T = torsi yang bekerja (kgm)

Ft = gaya tangensial (kg)

hp = daya motor (hp)

v_p = kecepatan garis kontak (rpm)

N = putaran roda gigi (rpm)

– Gaya radial (F_r)

$$F_r = F_n \cdot \sin\theta = F_n \cdot \cos\theta$$

– Gaya normal (F_n)

$$F_n = \left(\frac{F_t}{\cos\theta} \right)$$

– Gaya dinamis (F_d)

Untuk $0 < v_p \leq 2000$ ft/min

$$F_d = \left(\frac{600 + v_p}{600} \right) F_t$$

Untuk $2000 < v_p \leq 4000$ ft/min

$$F_d = \left(\frac{1200 + v_p}{1200} \right) F_t$$

Untuk $v_p > 4000$ ft/min

$$F_d = \left(\frac{(78 + \sqrt{v_p})}{78} \right) F_t$$

dimana:

T = Torsi (kg.m)

N = Putaran (rpm)

F_t = Gaya tangensial (kg)

F_n = Gaya normal (kg)

F_d = Gaya dinamis (kg)

F_r = Gaya radial (kg)

11. Lebar gigi (b)

$$b = \frac{F_d}{D_1 \cdot QK}$$

$$Q = \frac{2 \cdot d_2}{d_1 \cdot d_2}$$

dimana:

b = Lebar gigi (mm)

F_d = Gaya dinamis (mm)

d_1 = Diameter *pinion* (mm)

d_2 = Diameter *gear* (mm)

Q = Perbandingan roda gigi (mm)

K = Faktor pembebanan (kg)

12. Syarat keamanan roda gigi

$$\frac{9}{p} \leq b \leq \frac{13}{p}$$

13. Evaluasi kekuatan gigi
(*persamaan AGMA*)

$$S_{ad} = \frac{Sat \cdot K_1}{K_t \cdot K_r}$$

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot j}$$

dimana:

S_{ad} = Tegangan ijin max perencanaan (psi).

Sat = Tegangan ijin material.

K_1 = Faktor umur.

K_t = Faktor temperatur.

K_r = Faktor keamanan.

σ_t = Tegangan *bending* pada kaki gigi.

F_t = Beban yang ditransmisikan (kg).

K_o = Faktor koreksi beban lebih.

P = Diameter *pitch line* (mm)

K_s = Faktor koreksi ukuran.

K_m = Koreksi distribusi beban.

J = Faktor bentuk geometris.

14. Menentukan gaya *bending* pada *pinion* dan *gear* (F_b)

$$F_b = S_{ab} \cdot \frac{Y}{P}$$

2.5. Poros

Poros adalah suatu bagian stationer yang berputar, biasanya berpenampang bulat, dimana terpasang elemen-elemen seperti roda gigi, roda gila dan elemen pemindah daya lainnya. Poros dapat menerima beban-beban lentur, tarik, tekan atau putaran yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan yang lainnya. Definisi yang pasti dari poros adalah sesuai dengan penggunaan dan tujuan penggunaan.

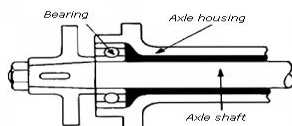
2.6. Beberapa definisi poros

1. *Shaft* adalah poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digunakan.



Gambar 4. *Shaft*

2. *Axle* adalah poros yang tetap dan mekanismenya yang berputar pada poros tersebut, juga berfungsi sebagai pendukung.



Gambar 5. *Axle*

3. *Spindle* adalah poros yang terpendek terdapat pada mesin perkakas dan mampu atau sangat aman terhadap momen *bending*.



Gambar 6. *Spindle*

2.7. Rumus dasar poros

1. Tegangan geser maksimum (σ_{max})

$$\sigma_{max} = \frac{0,5 \times Syp}{N} \text{ Psi}$$

dimana:

σ_{max} = tegangan geser maksimum (Psi)

N = faktor keamanan

Syp = *yield* posisi dari material

2. Diameter poros

$$D = \sqrt{\frac{16 \times \sqrt{MB^2 + T^2}}{\pi \times 0,5 \times \frac{Syp}{N}}}$$

dimana:

D = diameter poros (mm)

MB = momen *bending* yang diterima poros (kgm)

T = momen torsi yang diterima poros

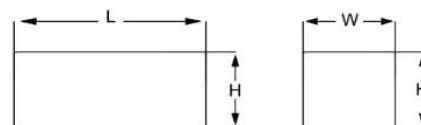
2.8. Pasak (*key*)

Pasak digunakan untuk menyambung poros dan roda gigi, roda *pulley*, *sprocket*, *cams*, *lever*, *impeller* dan sebagainya. Karena distribusi tegangan secara aktual untuk sambungan pasak ini tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut:

1. Untuk beban torsi yang konstan (*steady torque*), maka N = 1,5
2. Untuk beban yang mengalami kejutan rendah, maka N = 2,5
3. Untuk beban kejutan besar terutama beban bolak-balik, maka N = 4,5

Jenis-jenis pasak berdasarkan bentuknya dapat dibagi menjadi:

1. Pasak datar segi empat (*standart square key*)



Gambar 7. Pasak datar segi empat

2. Pasak datar standar (*standart flat key*)

Dari berbagai macam pasak di atas, yang dipakai dalam penelitian ini adalah pasak standar (*standart flat key*). Pemasangan pasak pada poros maupun gigi yang disambungkan dan

dibuat alur pasak akan disesuaikan dengan ukuran pasak.

2.9. Rumus dasar pasak

Ukuran lebar dan tinggi pasak tercantum dalam tabel yang disesuaikan dengan kebutuhan atau tergantung pada diameter poros. Panjang pasak akan disesuaikan dengan kebutuhan dan dimensi.

1. Gaya (F)

$$F = \frac{2T}{D} \text{ dimana } T = F \frac{D}{2}$$

2. Tegangan geser (σ_s)

$$S_s = \frac{F}{A} \text{ dimana } A = LW$$

3. Tegangan kompresi (σ_c)

$$T = \frac{S_s W \cdot L \cdot D}{2}$$

Keterangan:

F = Gaya yang bekerja (kg).

D = Diameter poros (mm)

W = Lebar pasak (mm).

H = Tinggi pasak (mm).

L = Panjang pasak (mm).

S_s = Tegangan geser

4. Tegangan geser yang diijinkan

$$\frac{S_{syp}}{N} = \frac{0.58 S_{yp}}{N}$$

5. Tegangan kompresi yang diijinkan

$$S_c = \frac{4T}{LW \cdot D}$$

6. Syarat keamanan yang harus terpenuhi

$$S_c = \frac{4T}{LW \cdot D} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

7. Tinjauan terhadap kompresi

$$L = \frac{4T}{S_c W \cdot D}$$

8. Syarat yang harus dipenuhi supaya pasak aman terhadap geser

$$S_s = \frac{2T}{LW \cdot D} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

9. Tinjauan terhadap geser

$$L = \frac{2T}{S_s W \cdot D}$$

2.10. Bantalan

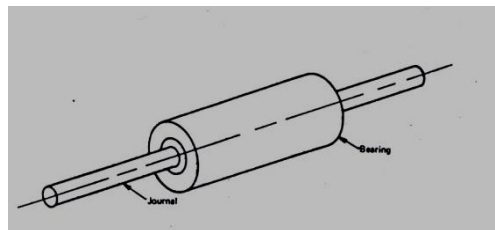
Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu pada poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan memiliki umur pakai panjang. Agar elemen mesin dapat bekerja dengan baik, maka bantalan harus dipasang cukup kokoh.

2.11. Klasifikasi bantalan

1. Berdasarkan gerakan terhadap poros

- Bantalan luncur

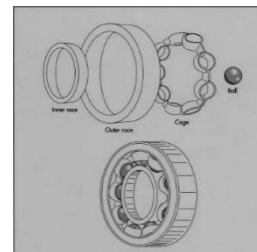
Pada bantalan ini terjadi gerakan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantaraan lapisan pelumas.



Gambar 8. Bantalan luncur

- Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan bagian yang diam melalui elemen gelinding.

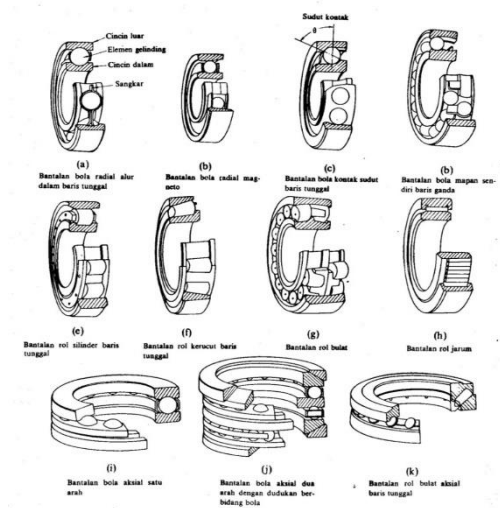


Gambar 9. Bantalan gelinding dengan bola

2. Berdasarkan arah beban terhadap poros
 - Bantalan radial
Setiap arah beban yang ditumpu oleh bantalan ini tegak lurus terhadap sumbu poros.
 - Bantalan aksial
Setiap arah beban yang ditumpu oleh bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
 - Bantalan gelinding halus.
Bantalan ini dapat menumpu beban yang sejajar dan tegak lurus terhadap poros.

2.12. Macam-macam bantalan gelinding

1. Bantalan bola radial alur dalam baris tunggal.
2. Bantalan bola radial magneto.
3. Bantalan bola kontak sudut baris tunggal.
4. Bantalan rol silinder baris tunggal.
5. Bantalan rol kerucut baris tunggal.

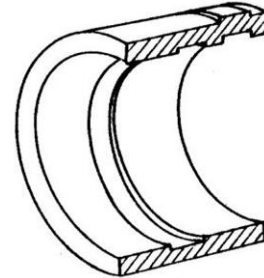


Gambar 10. Macam-macam bantalan gelinding

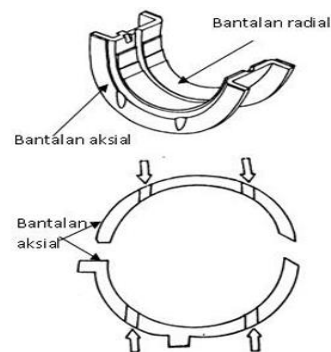
2.13. Macam-macam bantalan luncur

1. Bantalan radial berbentuk silinder, silinder elips

2. Bantalan aksial yang berbentuk engsel
3. Bantalan khusus yang berbentuk bola



Gambar 11. Bantalan radial



Gambar 12. Bantalan aksial dan radial

2.14. Rumus dasar bantalan

Rumus yang digunakan pada perencanaan bantalan yaitu:

1. Umur bantalan (L_{10h})

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

2. Beban ekuivalen (P)

$$P = F_s (X_v \cdot F_r \cdot Y_F \cdot F_a)$$

dimana:

$$b = \text{Konstanta} \\ = 3.0 \text{ (untuk ball bearing)} \\ = 10/3 \text{ (untuk roll bearing)}$$

v = Faktor putaran

$$= 1 \text{ (untuk ring dalam berputar)} \\ = 1,2 \text{ (untuk ring luar berputar)}$$

L_{10h} = Umur bantalan (jam)

C = Beban dinamis (kg)

P = Beban ekuivalen (kg)

F_s = Konstanta beban (*shock*/kejutan)

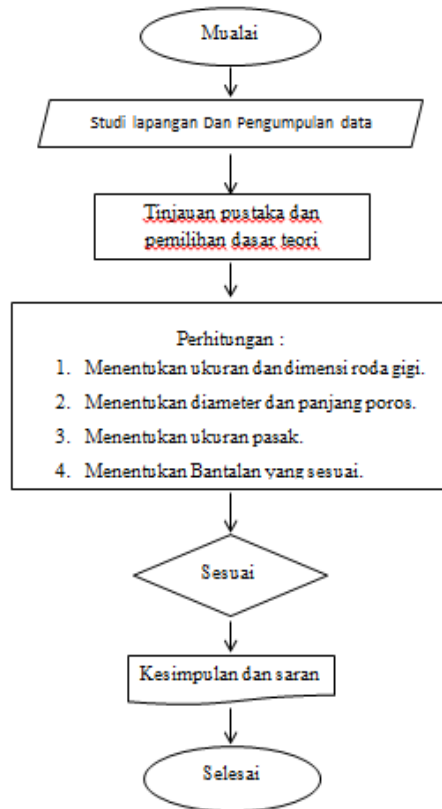
F_r = Beban radial (kg)

F_a = Beban aksial (kg)

= Konstanta radial
 y = Konstanta aksial
 n = Putaran (rpm)

METODE PENELITIAN

3.1. Diagram alir penelitian



Gambar 13. Diagram alir penelitian

3.2. Lokasi dan waktu penelitian

Perencanaan *gear box* penarik kapal ini dilakukan di Universitas Gresik mulai tanggal 1 September 2018 sampai dengan tanggal 1 Juli 2019. Data diperoleh dari PT. Indonesia Marina Shipyard Gresik.

3.3. Pertimbangan dalam penggunaan roda gigi

Perencanaan ini menggunakan roda gigi lurus karena beberapa pertimbangan, yaitu:

1. Dilihat dari porosnya, karena poros sejajar maka roda gigi yang

paling sesuai adalah menggunakan roda gigi lurus.

2. Karena daya dan putaran relatif rendah, maka lebih cocok menggunakan roda gigi lurus.

3.4. Pertimbangan dalam penggunaan poros

Penentuan diameter poros tergantung pada perhitungan yang akan dilakukan, tetapi untuk menentukan bahan dari poros digunakan pertimbangan sebagai berikut:

1. Poros sebaiknya menggunakan bahan *alloy steel*.
2. Bahan poros sebaiknya dilakukan proses *hardening* dan dilakukan pemanasan awal dan *annealing* sebelum digunakan.
3. Poros yang akan digunakan sebaiknya harus mampu menahan beban putar yang memadai.

3.5. Konsep rancangan

Konsep rancangan *gear box* ini menggunakan motor penggerak diesel Mitsubishi 6D40, dengan transmisi model M8S6 dengan tipe 6 gigi maju dan 1 gigi mundur. Transmisi ini akan meneruskan tenaga motor menuju *gear box reducer*, dan *gear box reducer* ini akan menggerakkan gigi perantara dan akhirnya mampu memutar drum seling penarik kapal.

HASIL dan PEMBAHASAN

4.1. Perencanaan roda gigi

1. Menentukan jarak bagi lingkaran (t)

Gigi A_1 dan A_2

$$t = \frac{\pi \cdot d}{z} = \frac{3,14 \times 76}{16} = \frac{238,4}{16} = 14,915 \text{ mm}$$

Menentukan t dengan modul:

$$m = \frac{d}{z} = \frac{76}{16} = 4,75 \text{ mm}$$

$$\pi \times m = t$$

$$t = 3,14 \times 4,75 = 14,915 \text{ mm}$$

2. Perbandingan putaran roda gigi ($u = r/v$)

Perbandingan gigi A_1 dan A_2

$$u = \frac{d_1}{d_2} = \frac{m.z_1}{m.z_2} = \frac{z_1}{z_2} = \frac{1}{i}$$

$$u = \frac{d_1}{d_2} = \frac{76}{342} = 0,22 \text{ mm}$$

$$u = \frac{z_1}{z_2} = \frac{16}{72} = 0,22 \text{ mm}$$

$$u = \frac{m.z_1}{m.z_2} = \frac{4,75 \times 16}{4,75 \times 72} = \frac{76}{342} = 0,22 \text{ mm}$$

$$u = \frac{1}{i} = \frac{1}{4,5} = 0,22 \text{ mm}$$

3. Jarak sumbu poros antar roda gigi (a)

Roda Gigi A_1 dan A_2

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{76 + 342}{2} = 209 \text{ mm}$$

4. Diameter lingkaran dasar (d_g)

$$\cos \alpha = \cos 20^\circ = 0,93$$

Pada roda gigi A_1

$$\begin{aligned} d_g &= d \cos \alpha \\ &= 76 \times 0,93 \\ &= 70,68 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada roda gigi A_2

$$\begin{aligned} d_g &= d \cos \alpha \\ &= 342 \times 0,93 \\ &= 318,06 \text{ mm} \end{aligned}$$

5. Diameter luar roda gigi (d_k)

Pada roda gigi A_1

$$\begin{aligned} d_k &= (z + 2) m \\ &= (16 + 2) 4,75 \\ &= 85,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Pada roda gigi A_2

$$\begin{aligned} d_k &= (z + 2) m \\ &= (72 + 2) 4,75 \\ &= 351,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

6. Penentuan kecepatan *pitch line* (v_p)

$$VP = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12}$$

$$VP = \frac{3,14 \times 2,99 \times 2200}{12}$$

$$v_p = 1.722 \text{ ft/min} = 8,75 \text{ m/s}$$

7. Torsi yang terjadi

$$T_1 = \frac{355 \times 63000}{2200} = 10.165,9 \text{ lb.in} = 116,9 \text{ kgm}$$

$$T_2 = \frac{355 \times 63000}{488} = 45.829,9 \text{ lb.in} = 527 \text{ kg.m}$$

8. Menghitung gaya-gaya yang bekerja

Gaya tangensial (F_t)

Pada gigi A_1 dan A_2

$$F_t = \frac{hp \cdot 33000}{VP} = \frac{335 \times 33000}{1722} = 3.085,79 \text{ kg}$$

Gaya dinamik (F_d)

$$F_d = \frac{600 + V_p}{600} F_t$$

$$F_d = \frac{600 + 1722}{600} 680 = 11.942 \text{ kg}$$

Gaya normal (F_n)

$$F_{n1,2} = \frac{F_t}{\cos \theta} = \frac{6.803}{\cos 20^\circ} = 3.283,8 \text{ kg}$$

Gaya radial (F_r)

$$F_{r1,2} = F_n \cdot \sin \theta = 7.239,6 \times \sin 20^\circ = 1.123 \text{ kg}$$

4.2. Perencanaan poros

Perencanaan poros I

Data yang diketahui:

- Daya input (N_{in}) = 355 hp
- Putaran input (n_{in}) = 2.200 rpm
- Sudut kontak (θ) = 20°
- Gaya yang terjadi:

$$F_{t1} = 6.803 \text{ lb}$$

$$F_{r1} = 2.476 \text{ lb}$$

$$F_{n1} = 7.239 \text{ lb}$$

$$F_{t2} = F_{t1} = 6.803 \text{ lb}$$

$$F_{r2} = F_{r1} = 2.476 \text{ lb}$$

$$F_{n2} = F_{n1} = 7.239 \text{ lb}$$

$$F_{t3} = 20.268 \text{ lb}$$

$$F_{r3} = 7.376,95 \text{ lb}$$

$$F_{n3} = 21.568,76 \text{ lb}$$

$$F_{t4} = F_{t3} = 20.268 \text{ lb}$$

$$F_{r4} = F_{r3} = 7.376,95 \text{ lb}$$

$$F_{n4} = F_{n3} = 21.568,76 \text{ lb}$$

$$F_{t5} = 67.716 \text{ lb}$$

$$F_{r5} = 24.646,6 \text{ lb}$$

$$F_{n5} = 72.061,86 \text{ lb}$$

$$F_{t6} = F_{t5} = 67.716 \text{ lb}$$

$$F_{r6} = F_{r5} = 24.646,6 \text{ lb}$$

$$F_{n6} = F_{n5} = 72.061,86 \text{ lb}$$

$$F_{t7} = 86.139 \text{ lb}$$

$$F_{r7} = 31.417,5 \text{ lb}$$

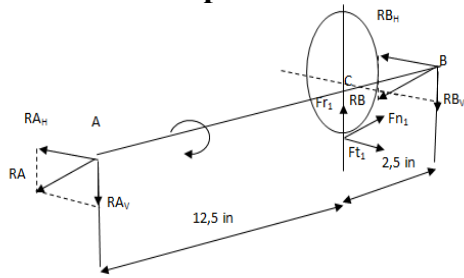
$$F_{n7} = 91.858,76 \text{ lb}$$

$$F_{t8} = F_{t9} = F_{t7} = 86.139 \text{ lb}$$

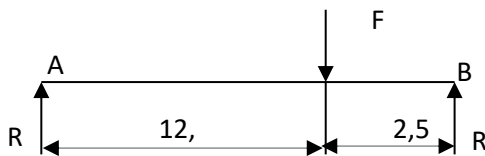
$$F_{r8} = F_{r9} = F_{r7} = 31.417,5 \text{ lb}$$

$$F_{n8} = F_{n9} = F_{n7} = 91.858,76 \text{ lb}$$

1. Perencanaan poros 1 kondisi 1



– Analisa momen *bending*



Reaksi di tumpuan A dan B

$$\Sigma M_A = 0$$

$$F_{n1} \times 12,5 - R_B \times 15 = 0$$

$$R_B = \frac{F_{n1} \times 12,5}{15} = \frac{7.239 \times 12,5}{15} = 2.736 \text{ kg}$$

$$\Sigma M_B = 0$$

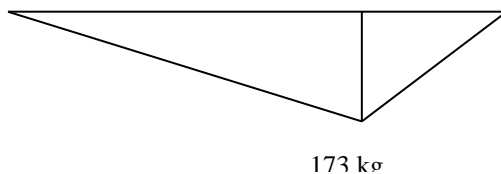
$$R_A - F_{n1} + R_B = 0$$

$$R_A = F_{n1} - R_B$$

$$R_A = 7.239 - 6.032,5 = 1.206,5 \text{ lb} = 547 \text{ kg}$$

Momen *bending* yang terjadi pada poros daerah AC

$$M_C = 1.206,5 \text{ lb} \times 12,5 = 15.081 \text{ lb.in} = 173 \text{ kg}$$



Gambar 14. Diagram momen poros 1 kondisi 1

2. Perencanaan diameter poros 1

Momen yang terjadi:

Kondisi 1: 15.081 lb.in = 173 kg (M_C)

Dimana: $M_{max} = 15.081 \text{ lb.in} = 173 \text{ kg}$ (M_C)

$T = 10.165,9 \text{ lb.in} = 1.148,75 \text{ N.m} = 521 \text{ kg}$

Poros menggunakan bahan AISI 1095 HR dengan $S_{yp} = 83.000 \text{ psi}$ (tabel A-2 Appendix A) dengan angka keamanan $N = 3$.

$$\tau_{max} = \frac{0,58 S_{yp}}{N} \geq \frac{16}{\pi D^3} \sqrt{(M_{max})^2 + (T)^2}$$

Diameter poros

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot N}{\pi \cdot 0,58 S_{yp}} \sqrt{(M_{max})^2 + (T)^2}}$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \times 3}{3,14 \times 0,58 \times 83000} \sqrt{(15.081)^2 + (10.165,9)^2}}$$

$$D \geq 1,88 \text{ inch}$$

Dengan memperhitungkan ukuran bantalan yang tersedia, maka diameter poros diambil 1,772 in = 45 mm.

Kontrol kekuatan poros

– Tegangan geser yang terjadi maximum yang diijinkan dari bahan (S_s)

$$S_{syp} = \frac{0,58 \times S_{yp}}{Ak}$$

$$S_{syp} = \frac{0,58 \times 83000}{3} = 16.046,7 \text{ psi}$$

– Tegangan geser yang terjadi pada poros (τ_{max})

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

dimana:

$$\sigma_x = \frac{32 \times M_{max}}{\pi \cdot D^3}$$

$$\sigma_x = \frac{32 \times 15.081}{3,14 \times (1,88)^3} = 23.131,6 \text{ psi}$$

$$\tau = \frac{16 \cdot T}{\pi \cdot D^3}$$

$$= \frac{16 \times 10.165,9}{3,14 \times (1,88)^3} = 7.795,8 \text{ psi}$$

Maka:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{23.131,6}{2}\right)^2 + (7.795,8)^2}$$

$$\tau_{max} = 13.947,8 \text{ psi}$$

Karena $\tau_{max} < S_{syp}$ maka perencanaan diameter poros 1 aman.

4.3. Perencanaan pasak

Perencanaan pasak pada poros I

Data yang diketahui:

1. Bahan pasak AISI 52100 HRN Syp = 139.000 psi (tabel A-2 Appendix)
2. Angka keamanan (N) = 2
3. Diameter poros (D) = 1,772 in = 45 mm
4. Tinggi pasak (H) = 3/8 = 0,375 in = 9,5 mm
5. Lebar pasak (W) = 3/8 = 0,375 in = 9,5 mm
6. Panjang pasak (L) = 2,2 in = 55 mm. Panjang pasak antara 0,75 sampai 1,5 dari diameter poros.
7. Torsi (T) = 10.165,9 lb.in = 116,9 kg.m

– Gaya yang bekerja pada pasak

$$F = \frac{2.T}{D} = \frac{2 \times 10.165,9}{1,772} = 131,96 \text{ kg.m}$$

– Pengecekan kekuatan pasak

Ditinjau dari tegangan geser

$$S_s = \frac{F}{A}$$

$$S_s = \frac{F}{W \times L} = \frac{11.473,9}{\frac{3}{8} \times 2,2} = 13.907,76 \text{ psi}$$

Ditinjau dari tegangan tekan/kompresi

$$S_c = \frac{F}{A}$$

$$S_c = \frac{F}{\frac{W}{2} \cdot L} = \frac{11.473,9}{\frac{0,375}{2} \times 2,2} = 27.815,5 \text{ psi}$$

Syarat perencanaan aman:

Ss dan Sc < Ssyp

Dimana:

$$S_{syp} = \frac{0,58 \cdot S_{yp}}{N}$$

$$S_{syp} = \frac{0,58 \times 139000}{2} = 40.310 \text{ psi}$$

karena Ss dan Sc < Ssyp, maka perencanaan pasak aman.

4.4. Perencanaan bantalan

1. Perencanaan bantalan pada poros 1

Data-data yang diketahui:

Tabel 1. Gaya radial hasil perhitungan

Roda gigi	Fr (lb)	Fr (kg)
1	2.476	1.123
2	2.476	1.123
3	7.376,95	3.346
4	7.376,95	3.346
5	24.646,6	11.179,5
6	24.646,6	11.179,5

– Kecepatan putaran (n input) = 2.200 rpm

– Diameter poros (D) = 1,772 in = 45 mm

– Fr = 2.476 lb

– Jenis bantalan *double row notch ball bearing* dengan dimensi series 33, C = 14.100 lb

2. Mencari beban ekuivalen

$$P = F_s (x \cdot v \cdot F_r + Y \cdot F_a)$$

$$P = 1 (0,56 \times 1 \times 2.476 + 0)$$

$$P = 1.386 \text{ lb} = 628,68 \text{ kg}$$

dimana:

– Fr = 2.476 lb = 1.123 kg

– X = 0,56 (tabel 9-5)

– v = 1 (ring dalam berputar)

– Y = 0

– Fs = 1 (*uniform and steady load*)

– Fa = 0 (tanpa gaya aksial)

3. Perhitungan umur bantalan

dimana:

b = konstanta bantalan = 3

n = putaran poros = 2.200 rpm

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

$$L_{10} = \left(\frac{14.100}{1386}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 2200} = 7.976 \text{ jam}$$

– Untuk umur bantalan memiliki kesamaan yg hampir sama.

KESIMPULAN DAN SARAN

Kesimpulan

Secara umum diketahui, bahwa untuk merencanakan suatu elemen mesin diperlukan ketelitian yang sangat tinggi dan dengan pertimbangan matang agar

mendapatkan hasil yang sesuai dengan perencanaan. Perhitungan dan pemilihan material untuk mendapatkan dimensi yang direncanakan tetap berpandangan bahwa suatu desain direncanakan sesuai dengan kebutuhan dan ukuran serta memenuhi syarat keamanan yang diinginkan dan memilih faktor ekonomi yang murah dengan hasil sebaik-baiknya. Maka ukuran/dimensi dari semua komponen yang dihitung dapat diambil kesimpulan sebagai berikut.

Ukuran roda gigi

Roda gigi	Jml. Gigi	Modul	b	D	dk	dg	Bahan
A1	16	4,75	56	76	85	70	AISI 4140
A2	72	4,75	56	342	351	318	AISI 4140
A3	16	7,19	89	115	129	106	AISI 4140
A4	64	7,19	89	460	474	428	AISI 4140
A5	16	8,64	92	138	155	128	AISI 4140
A6	44	8,64	92	380	396	355	AISI 4140
B7	20	14,9	164	298	327	277	AISI 4140
B8	37	14,9	164	551	581	512	AISI 4140
B9	88	14,9	164	1.311	1.341	1.219	AISI 4140

Ukuran poros

Poros	Bahan poros	Diameter (D)	Panjang
A1	AISI 1095 HR	45 mm	381 mm
A2	AISI 1095 HR	70 mm	381 mm
A3	AISI 1095 HR	110 mm	381 mm
A4	AISI 1095 HR	150 mm	381 mm
B5	AISI 1095 HR	160 mm	508 mm
B6	AISI 1095 HR	180 mm	508 mm
B7	AISI 1095 HR	220 mm	508 mm

Ukuran pasak

Pasak	H	W	L	Bahan pasak
A1	9,5 mm	9,5 mm	56 mm untuk roda gigi 1	AISI 52100 HRN
A2	15,8 mm	15,8 mm	56 mm untuk roda gigi 2 89 mm untuk roda gigi 3	AISI 52100 HRN
A3	25,4 mm	25,4 mm	89 mm untuk roda gigi 4 92 mm untuk roda gigi 5	AISI 52100 HRN
A4	38,5 mm	38,5 mm	92 mm untuk roda gigi 6	AISI 52100 HRN
B5	38,5 mm	38,5 mm	164 mm untuk roda gigi 7	AISI 52100 HRN
B6	38,5 mm	38,5 mm	164 mm untuk roda gigi 8	AISI 52100 HRN
B7	38,5 mm	38,5 mm	164 mm untuk roda gigi 9	AISI 52100 HRN

Ukuran bantalan

Bantalan	D	D	B	Jenis bantalan
A1	100 mm	45 mm	25 mm	Double Ball Bearing
A2	150 mm	70 mm	35 mm	Double Ball Bearing
A3	240 mm	110 mm	50 mm	Double Ball Bearing
A4	250 mm	150 mm	80 mm	Double Roller Bearing
B1	270 mm	160 mm	86 mm	Double Roller Bearing
B2	300 mm	180 mm	96 mm	Double Roller Bearing
B3	370 mm	220 mm	128 mm	Double Roller Bearing

Torsi yang dihasilkan

-Torsi yang dihasilkan = 23.814,58 kgm

-Dengan kecepatan = 10,8 m/s

Kemampuan tarik gear box

Berat kapal beserta muatannya adalah 7.000 ton, ambil estimasi berat kapal dalam keadaan kosong atau tanpa muatan adalah 7.000 - 40%. Jadi berat kapal dalam keadaan kosong adalah 4.200 ton.

Diketahui kisaran gradien kemiringan dari landasan *slipway* adalah 1/22 ~ 1/8; ambil nominal derajat kemiringan untuk perhitungan adalah 2 derajat. Maka untuk mengetahui gaya tarik yang dihasilkan sistem sling adalah:

$$W < \frac{F}{\mu \cdot \cos a + \sin a}$$

dimana:

W = berat kapal tanpa muatan = 4.200 ton

μ = koefisien gesek rolling antara *airbag* dengan kapal = 0,01

F = gaya tarik = ? ton

α = sudut kemiringan landasan *rampway* = 2°

Maka:

$$W < \frac{F}{\mu \cdot \cos a + \sin a}$$

$$W (\mu \cdot \cos a + \sin a) < F$$

$$4200 (0.01 \cdot \cos 2^\circ + \sin 2^\circ) < F$$

$$4200 (0.00999) < F$$

$$41 \leq F$$

Jadi F = 41 ton sehingga dibutuhkan 2 *gear box*, karena 1 *gearbox* menghasilkan sebesar torsi 23.814,58 kgm.

Berikut ini adalah spesifikasi yang direkomendasikan untuk membuat sistem galangan kapal menggunakan *airbag* jenis *slipway*:

- 1) Diameter tali baja = 52 mm
- 2) Panjang tali baja = 512 m
- 3) Diameter drum winch = 1.500 mm
- 4) Panjang drum winch = 2.000 mm
- 5) Dua *gear box* dengan torsi $\geq 23.814,58$ kgm

DAFTAR PUSTAKA

Deutsman, A.D, Walter J. Michels, Charles E. Wilson, *Machine Design Theory and Practice*, Coller Macmillan International, Macmillan Publishing Co. Inc. 1975.

Ikshan Arif Gumelar S.T.,(2016),*Sistem Air Bag Docking Kapal*, Tugas Mata Kuliah Alat Pengangkut dan Pemindah Material,Universitas Pasundan, Bandung.

Mochammad Haidi Mursyidan F S.T., (2015), “*Perancangan Roda Gigi Lurus*” Institut Sains dan Teknologi Nasional, Jakarta.

Suga, Kyokatsu, Professor, toh – in Gakuen recnichal College, Japan, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Ir. Sularso, MSME, (terj). Departemen Mesin Institut Teknologi Bandung,