

“Rancang Bangun Mesin Crusher Batubara Di Pt Sinar Nusantara Industries, Bati-Bati, Tanah Laut” (M.Nasir; Pembimbing I: Muhammad Saukani, S.Si. M.Si., Pembimbing II: Muhammad.Firman S.T.,M.T.),nasirbima1978@gmail.com

### ABSTRAK

Batubara adalah salah solusi tepat untuk mendukung keperluan energi sekarang ini terutama bagi pembangkit listrik, bahan bakar boiler dan untuk keperluan berbagai macam industri lainnya. Tetapi sebelum dimanfaatkan untuk bakar, batubara terlebih dahulu dihancurkan untuk memperkecil ukuran batubara

Untuk mengatasi permasalahan diatas, maka dirancang dan dibuat mesin crusher sebagai mesin penghancur batubara, yang bisa digunakan untuk membantu perusahaan dalam memanfaatkan batubara sebagai bahan bakar.

Dari hasil perhitungan dan pengujian, maka diperoleh data data mesin sebagai berikut: Kapasitas mesin 49,824 kg/jam, Daya rencana 13,8 Hp, dengan putaran pemukul 90,4 rpm, jenis rantai: single roll RS 80, jumlah link rantai 51 buah, panjang rantai 1295,4mm, jarak antara poros dengan Sprocket penggerak 300mm, umur rantai 3683,56 jam kerja, Sprocket : Diameter luar sprocket kecil 121 mm, Diameter jarak bagi sprocket kecil 105mm, Diameter luar sprocket besar 234mm, Diameter jarak bagi sprocket besar 218mm, Poros : Dari data data diatas maka bahan poros yang diambil dari ASTM A60 -35018 dengan *Straight yield point (Syp)* =35000 Psi, diameter poros 75mm, Bantalan: beban equifalen 33,62 lbf, umur bantalan 23360 jam kerja, Pasak: Bahan pasak Aisi 1010  $S_{yp} = 26000$  Psi,  $S_{syp} 3000,4$  Psi, Dimensi pasak  $H = 8$  mm,  $W = 8$  mm,  $L = 50$  mm.

**Kata Kunci:** Batubara, Mesin Crusher, Bahan

## Latar Belakang

Permasalahan yang timbul dalam pengoperasian unit boiler, terutama boiler dengan kapasitas 10 ton/jam adalah suplai batubara yang terhambat, karena di PT Sinar Nusantara Industries (PT SNI) proses pengecilan ukuran batubara yang diperlukan untuk memenuhi kebutuhan boiler yang berkapasitas 10 ton/jam dilakukan **secara manual**. Berdasarkan latar belakang tersebut diatas, maka peneliti tertarik untuk melakukan penelitian yang berjudul *“Rancang Bangun Mesin Crusher Batubara di PT Sinar Nusantara Industries Bati-Bati, Tanah Laut”*

## Mencari Putaran Mesin

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{D_2}$$

$N_1$  = Putaran motor (rpm)<sup>2</sup>  
 $N_2$  = Putaran poros (rpm)  
 $D_1$  = Diameter sprocket motor (mm)  
 $D_2$  = Diameter sprocket yang digerakkan (mm)

## Daya inersia

$$P_1 = \frac{T_1 \times n}{63000}, T = I \times \alpha, \alpha = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\Delta t}, \omega = \frac{2 \times \pi \times n}{R}$$

$I = \frac{1}{2} m \times r^2$  (lb-in<sup>2</sup>) Pada mesin ini diasumsikan.

$P_1$  = Daya inersia (HP)

$T$  = Torsi awal untuk menggerakkan komponen mesin (lb-in)

$\alpha$  = Percepatan sudut (rad/det<sup>2</sup>)

$n$  = Putaran mesin normal (rpm)

$\Delta t$  = Waktu yang digunakan untuk mencapai putaran normal dari keadaan diam (det)

$R$  = Jari jari dari komponen mesin

$\omega$  = Kecepatan sudut (rad/det)

## Merencanakan sprocket dan rantai

$$Z_1 = \frac{180}{\sin^{-1}\left(\frac{P}{dk}\right)}$$

$Z_1$  = Jumlah gigi sprocket 1

$P$  = Jumlah jarak bagi rantai

$dk$  = Diameter sprocket 1

Jika persamaan untuk menghitung diameter sprocket depan ( $D_1$ ) diketahui, maka persamaan untuk menghitung sprocket besar ( $D_2$ ) dapat juga diketahui dengan persamaan sebagai berikut :

$$Z_2 = \frac{180}{\sin^{-1}\left(\frac{P}{DK}\right)}$$

$Z_2$  = Jumlah gigi sprocket 2

$P$  = Jumlah jarak bagi rantai

$DK$  = Diameter sprocket 2

## Menentukan Panjang Rantai

$$L = k \times p$$

$L$  = Panjang rantai,  $K$  = Link rantai,  $P$  = Jarak bagi rantai.

Jumlah link rantai dapat diperoleh dari ekspresi berikut:

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} + \left(\frac{Z_1 - Z_2}{2}\right)^2 \times \frac{p}{x}$$

Dimana :  $K$  = Link rantai,  $P$  = Jarak bagi rantai (mm),  $X$  = Jarak antar pusat (mm)

Jika jumlah link rantai, diketahui jarak antara pusat dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$X = \frac{P}{4} = \left[ k - \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \sqrt{\left(k - \frac{Z_1 + Z_2}{2}\right)^2 + \left(\frac{Z_1 - Z_2}{2\pi}\right)^2} \right]$$

Dimana :  $Z$  adalah jumlah gigi sprocket.

## Menentukan Faktor Keamanan rantai

### Penggerak

$$w_b = 106 \times p^2$$

Dimana: ( $p$ ) adalah jarak bagi rantai (mm).

### Menghitung Diameter sprocket

Diameter pada sprocket rantai terdiri atas diameter dalam yaitu

$$D_p = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)}$$

Sedangkan untuk menentukan diameter luar sprocket

$$D_K = \left\{ 0,6 + \cos\left(\frac{180}{z}\right) \right\} p$$

### Menghitung Velocity Ratio

Kecepatan putaran rantai menggunakan persamaan berikut:

$$V_r = \frac{Z_1 \cdot N}{Z_2}$$

$V_r$  = Kecepatan rantai (m/s),  $Z$  = Jumlah Gigi Sprocket,  $N$  = Putaran sprocket

### Faktor Keselamatan dan Daya Maksimal

Daya yang ditransmisikan oleh rantai berdasarkan breaking load yaitu

$$P = \frac{WB \cdot V}{n \cdot K_s}$$

$W_b$  = Breaking Load (N),  $V$  = Kecepatan rantai (m/s),  $n$  = Factor keamanan  $K_s$  = Service factor =  $K_1 \cdot K_2 \cdot K_3$

### Faktor Keselamatan rantai penggerak

$$F_s = \frac{W_b}{W}$$

$W_b$  = Breaking Load (N)  $W$  = Beban total rantai

### Menghitung Umur Rantai

$$H = \frac{N_{base}}{3600 \times U \times Z} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

$H$  = Umur Rantai

$N_{base}$  = Basis dari fatigue test, yaitu  $10^6$  cycle (putaran)

$U$  = Kecepatan putaran rantai per satuan panjang (1/s)

$U = \frac{v}{L}$   $v$  = Kecepatan keliling rantai (m/s)

$L$  = Panjang rantai (m),  $Z$  = Jumlah rantai

$\sigma_{fat}$  = Fatigue limit = 90 kg/cm<sup>2</sup> untuk rantai

$\sigma_{max}$  = Tegangan yang timbul pada rantai (kg/cm<sup>2</sup>)

$m$  = 8 untuk rantai

### Perencanaan Poros

#### Perhitungan Perencanaan Poros

Dengan demikian poros akan mengalami tegangan puntir, dan lentur, sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser  $\tau$  ( $= T/Z_p$ ) karena momen puntir  $T$  dan tegangan  $\tau$  ( $= M/Z$ ) karena momen lentur. Untuk bahan yang liat seperti pada poros, dapat dipakai teori tegangan geser maksimum

$$\tau_{max} = \frac{\sqrt{\tau^2 - 4r^2}}{2}$$

Pada poros yang pejal dengan penampang bulat,  $\tau = 32 M/\pi d_s^3$  dan  $\tau = 16 T/\pi d_s^3$ , sehingga :

$$\tau_{max} = (5,1/d_s^3) \sqrt{M^2 + T^2}$$

Faktor lenturan  $C_b$  dalam perhitungan ini tidak akan dipakai, dan sebagai gantinya digunakan faktor koreksi  $K_m$  untuk momen lentur yang dihitung. Pada poros yg berputar dengan dengan pembebanan momen lentur yang tetap, besarnya faktor  $K_m$  adalah 1,5. Untuk beban tumbukan ringan  $K_m$  terletak antara 1,5 dan 2,0 dan untuk beban dengan tumbukan berat  $K_m$  terletak antara 2 dan 3. dalam bentuk

$$\tau_{max} = (5,1/d_s^3) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}$$

ASME lebih dianjurkan daripada metoda ini.

Dari persamaan

$$d_s \geq \left[ \left( \frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \right]^{1/3} \dots 2.24$$

Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25° atau 0,3°. Jika  $d_s$  adalah diameter poros (mm),  $\theta$  defleksi puntiran (°),  $l$  panjang poros (mm)  $T$  momen puntir (kg.mm) dan  $G$  modulus geser (kg/mm<sup>2</sup>), maka

$$\theta = 584 \frac{Tl}{G d_s^4}$$

Bila  $\theta$  dibatasi sampai 0,25° untuk setiap meter panjang poros, maka dapat diperoleh

$d_s \geq 4,1 \sqrt[4]{T}$ . Bila suatu poros baja ditumpu oleh bantalan yang tipis atau bantalan yang mapan sendiri, maka lenturan poros  $\gamma$  (mm) dapat ditentukan dengan rumus berikut

$$\gamma = 3,23 \times 10^{-4} \frac{Fl^2 l_2^2}{d_s^4 l}$$

Bila suatu poros panjang ditumpu secara kaku dengan bantalan atau dengan cara lain

$$\gamma = 3,23 \times 10^{-4} \frac{Fl^2 l_2^2}{d_s^4 l^3}$$

Untuk keamanan, dapat diambil pedoman secara umum bahwa putaran kerja poros maksimum tidak boleh melebihi 80 (%) putaran kritisnya.

$$N_c = 52700 \frac{d_s^2}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{l}{W}}$$

Jika bantalan cukup panjang maka putaran kritisnya adalah

$$N_c = 52700 \frac{d_s^2}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{l}{W l_1 l_2}}$$

Bila terdapat beberapa benda berputar pada suatu poros, maka dihitung lebih dahulu putaran-putaran kritis  $N_{c1}$ ,  $N_{c2}$ ,  $N_{c3}$ , ..., Maka putaran kritis keseluruhan dari sistem  $N_{c0}$  adalah

$$\frac{l}{N^2 c_0} = \frac{l}{N^2 c_1} + \frac{l}{N^2 c_2} + \frac{l}{N^2 c_3} + \dots$$

### Perencanaan Bantalan

#### Mencari kekuatan bantalan

Menghitung suatu beban yang terbagi rata dan bekerja pada bantalan sebelah bawah

$$W = wl$$

$W$  = Beban bantalan (kg)

$w$  = Beban persatuan panjang (kg/mm)

$l$  = Panjang bantalan (mm)

Besarnya momen lentur yang ditimbulkan oleh gaya gaya diatas adalah:

$$M = \frac{Wl^2}{2} = \frac{Wl}{2}$$

Besarnya momen tahanan lentur untuk poros

$Z = \frac{\pi d^3}{32}$  dan  $M \leq \sigma_a Z$ , dimana  $\sigma_a$  (kg/mm<sup>2</sup>) adalah tegangan lentur yang di ijinakan. Sehingga:

$$\frac{Wl^2}{2} \leq \sigma_a \left( \frac{\pi d^3}{32} \right)$$

$$L \leq \frac{\pi}{16} = \frac{\sigma_a}{W} \times d^3 = \frac{1}{5,1} = \frac{\sigma_a}{W} d^3 = l_{max}$$

$$d \geq \sqrt[3]{5,1 \times W \times l / \sigma_a}$$

### Pemilihan l/d

- 1 Semakin kecil l/d, semakin rendah kemampuan untuk menahan beban.
- 2 Semakin besar l/d, semakin besar pula panas yang timbul karena gesekan.
- 3 Dengan memperbesar l/d, kebocoran pelumas pada ujung bantalan dapat diminimalisir.

Berdasarkan hal-hal diatas, maka dapat dipilih l/d yang akan dipakai, harga l/d tersebut terletak antara 0,4-4,0, atau baik di antara 0,5-2,0. Jika l/d lebih dari 2,0, maka tekanan permukaan terjadi tidak merata (secara local), oleh karenanya lubang bantalan harus dibuat tirus, harga l/d yang terlalu kecil, akan mengurangi kemampuannya membawa beban. Dan untuk l/d yang kecil, sebaiknya gunakan bantalan gelinding.

### Mencari tekanan bantalan

$$p = \frac{W}{ld}$$

Dimana:

$l$  = Panjang bantalan (mm)

$d$  = Diameter poros (mm)

$p$  = Permukaan bantalan (kg/mm<sup>2</sup>)

Jika  $p$  diganti dengan  $p_a$  maka dapat diperoleh bantalan ujung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\frac{l}{d} \geq \sqrt{\frac{l \sigma_a}{5,1 p_a}}$$

### Menghitung umur bantalan

Dalam menghitung umurnya bantalan, kita dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

$$L_{10} = \left[ \frac{C}{P} \right]^b \times \left[ \frac{10}{60.np} \right]^6$$

$L_{10}$  = Umur bantalan (jam kerja)

$C$  = Beban dinamis, diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb).

$P$  = Beban ekuivalen

$b$  = 3 untuk bantalan dengan bola

$np$  = Putaran poros rol

### Perencanaan pasak

1. Untuk torsi yang ditetapkan dan konstan (N) = 1,5
2. Untuk beban kejut yang kecil (rendah)  $n = 2,5$
3. Untuk beban kejut yang besar terutama bolak balik  $N = 4,5$

### Gaya pada pasak

Apabila poros berputar dengan torsi yang besarnya (T) dalam (lb-in), maka torsi ini akan menghasilkan gaya (F) yang bekerja pada diameter luar poros, dan gaya F ini yang akan bekerja pada pasak. Besarnya gaya F yaitu:

$$F = \frac{T}{(ds/2)}$$

Dimana:

$D_s$  = Diameter poros,

$T$  = Torsi

Dengan demikian tegangan geser  $\tau_k$  (kg/mm<sup>2</sup>) yang ditimbulkan adalah  $\tau_k = \frac{F}{bl}$ . Dari tegangan geser yang diijinkan  $\tau_{ka}$  (kg/mm<sup>2</sup>), panjang pasak  $l_1$  (mm) yang diperlukan dapat diperoleh

$$\tau_{ka} \geq \frac{F}{b.l_1}$$

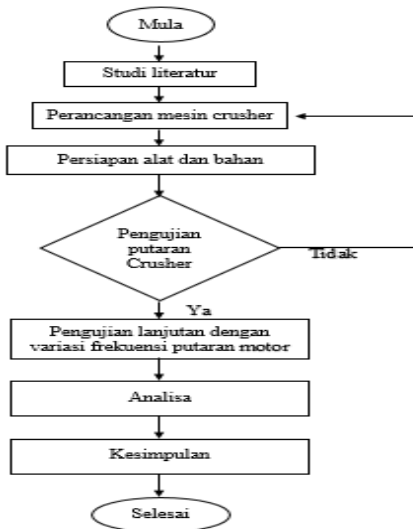
Harga  $\tau_{ka}$  adalah harga yang diperoleh dengan membagi kekuatan tarik  $\tau_B$  dengan faktor keamanan  $Sf_{k1}$  x  $Sf_{k2}$ . Harga  $Sf_{k1}$  mumnyadiambil 6, dan  $Sf_{k2}$  dipilih antara 1-1,5 jika beban dikenakan secara perlahan-lahan, antara 1,5-3 jika tumbukannya ringan, dan antara 2-5 jhika dikenanakan tumbukan secara tiba-tiba dan dengan tumbukan berat. Kedalaman alur pasak pada poros dinyatakan dengan  $t_1$ , dan kedalaman alur pasak pada naf dinyatakan

dengan  $t_2$ . Abaikan pengurangan luas luas permukaan oleh pembulatan sudut pasak. Sehingga tekanan permukaan  $p$  (kg/mm<sup>2</sup>) adalah:

$$p = \frac{F}{l \times (t_1 \text{ atau } t_2)}$$

## METODOLOGI PENELITIAN

### Diagram alir



## HASIL PEMBAHASAN

### Menentukan Putaran Mesin

$$D_1 = 115 \text{ mm}$$

$$D_2 = 232 \text{ mm}$$

$$n_1 = 1430 \text{ Rpm.}$$

$$m_b = \frac{\text{Massa jenis} \times \text{Gravitasi}}{\text{Volume}}$$

$$= \frac{1506 \text{ kg/cm}^3 \times 9,81}{6500 \text{ kg}} = 0,227 \text{ kg}$$

$$z = \text{Jumlah pemukul}$$

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_2}{D_1} = \frac{1430}{n_2} = \frac{232}{118}$$

$$n_2 = 715 \text{ Rpm}$$

### Analisa Daya

Perhitungan daya yang dibutuhkan adalah:  $P_a = \frac{T \cdot n_2}{63000}$  (Hp) Maka daya yang direncanakan  $P_d$

(Watt) yang dipakai sebagai patokan yaitu :

$$P_d = f_c \cdot P_{\text{total}} = 1,5 \times 6852 \text{ Watt} = 10278 \text{ Watt} = 13,78 \text{ Hp}$$

Dari harga tekanan permukaan yang diijinkan  $p_a$  (kg), panjang pasak dapat dihitung dari :

$$p_a \geq \frac{F}{l \times (t_1 \text{ atau } t_2)}$$

Dari hasil perhitungan diatas, maka dipilih motor dengan Daya 13,78 Hp pada putaran 1430 rpm.

### Menghitung jumlah link rantai

$$K = \frac{Z_1 + Z_2}{2} + \frac{2x}{p} \left( \frac{Z_1 - Z_2}{2\pi} \right)^2 \times \frac{p}{x}$$

$$= \frac{13+27}{2} + \frac{2(300)}{25,40} \left( \frac{13-27}{2 \times 3,14} \right)^2 \times \frac{25,40}{300}$$

$$= 26,6 + 23,62 + 4,97 \times (0,085)$$

$$= 50,64 = 51 \text{ mata}$$

### Menghitung Panjang Rantai (Lp)

Untuk menentukan panjang rantai jumlah gigi sprocket 13 dan 27 di gunakan persamaan 2.10 sebagai berikut:

$$L_p = k \times p$$

$$\text{Jumlah Link (k)} = 51 \text{ buah}$$

$$\text{Jumlah Pitch} = 25,40 \text{ mm}$$

Maka dapat dihitung jumlah pitch yaitu :

$$L = 51 \times 25,40 = 1295,4 \text{ mm}$$

Jadi panjang rantai adalah 1295,4 mm.

### Menghitung Diameter sprocket

#### Menentukan diameter sprocket depan, Z1 (Sprocket kecil)

$$D_p = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_1}\right)} = \frac{25,4 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{13}\right)} = \frac{25,4 \text{ mm}}{241} = 105 \text{ mm}$$

Untuk menghitung diameter luar sprocket

$$d_k = \left\{ 0,6 + \text{Cot} \frac{180^\circ}{Z_1} \right\} \times p = \left\{ 0,6 + \text{Cot} \frac{180^\circ}{13} \right\}$$

$$\times 25,4 = 121 \text{ mm} \approx 4,8 \text{ inc}$$

#### Menentukan diameter sprocket belakang, Z2 (Sprocket besar)

$$D_p = \frac{p}{\sin\left(\frac{180^\circ}{Z_2}\right)} = \frac{25,4 \text{ mm}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{27}\right)} = \frac{25,4 \text{ mm}}{116,3} = 218 \text{ mm}$$

$$D_k = \left\{ 0,6 + \text{Cot} \frac{180^\circ}{Z_2} \right\} \cdot p = \left\{ 0,6 + \text{Cot} \frac{180^\circ}{27} \right\} \times 25,4$$

$$\text{mm} = 92,32 \text{ inc} \approx 234 \text{ mm}$$

### Menghitung velocity ratio rantai

$$V_r = \frac{n_1 Z_1}{n_2 Z_2} = \frac{1430 \cdot 13}{715 \cdot 27} = 715 \text{ rpm}$$

### Kecepatan rantai saat beroperasi

$$V = \frac{Z_1 \times p \times N}{60 \times 1000} = \frac{13 \times 25,40 \times 715}{60 \times 1000} = 3,93 \text{ m/s} < 10 \rightarrow \text{baik}$$

### Menghitung break load rantai

$$W_b = 106 \times p^2 = 106 \times (25,40)^2 = 68386,96 \text{ N}$$

### Menghitung daya yang ditransmisikan rantai

$$P = \frac{W_b \times V}{n \times K_s} = \frac{68386,96 \text{ N} \times 3,934 \text{ m/s}}{17,0 \times 1,75} = 9043,17 \text{ Watt}$$

### Menghitung beban total rantai

$$F_T = \frac{P}{V} = \frac{9043,17 \text{ Watt}}{3,934 \text{ m/s}} = 2298 \text{ N}$$

$$F_C = m \times v^2 = 2,55 \text{ kg/m} \times 3,934^2 \text{ m/s} = 39,46 \text{ N}$$

$$F_S = K \times m \times g \times X = 1 \times 2,55 \times 9,81 \times 0,3 \text{ m} = 7,504 \text{ N}$$

$$W = F_T + F_C + F_S = 2298 \text{ N} + 39,46 \text{ N} + 7,504 \text{ N} = 2344,96 \text{ N} \quad (23,911 \text{ kg/cm}^2)$$

### Menghitung Keamanan Rantai

$$S_f = \frac{W_b}{W} = \frac{68386,96 \text{ N}}{2344,96 \text{ N}} = 29,163 \text{ N}$$

### Menghitung Umur Rantai

Dengan data yang sudah di ketahui yaitu:

$$V = 3,934 \text{ m/s}$$

$$L = 1295,4 \text{ mm} (1,295 \text{ m})$$

$$U = \frac{V}{L} = \frac{3,934 \text{ m/s}}{1,295 \text{ m}} = 3,038 \text{ rad/s}$$

$$H = \frac{N \text{ base}}{3600 \times U \times Z} \left[ \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m = \frac{10^6}{3600 \times 3,038 \text{ rad/s} \times 1} \left[ \frac{90}{23,911 \text{ kg/cm}^2} \right]^8 = \frac{40286372,11}{10936,8} = 3683,56 \text{ jam kerja.}$$

### Menghitung gaya keliling pada rantai

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$F_e = \frac{T_1}{r_1} = \frac{9,74 \times 10^5 \frac{1,491 \text{ kW}}{715 \text{ rpm}}}{127} = 16,419 \text{ N}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{x\alpha}$$

Dimana:  $x = 0,3$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{232 - 115}{300} \cdot 60^\circ = 209^\circ = 3,647 \text{ rad}$$

Sehingga :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{x\alpha} = e^{0,3 \times 3,647} = 2,42$$

$$F_1 = 2,42 \times F_2$$

$$F_e = 2,42 \times F_2 - F_2$$

$$F_e = 2,42 \times F_2$$

$$F_2 = \frac{56,37}{2,42} = 23,29 \text{ N}$$

Maka :

$$F_1 = 2,42 \times 23,29 \text{ N} = 56,36 \text{ N}$$

### Perencanaan Poros

1.  $P = 10,28 \text{ (kW)}$ ,  $n_1 = 1430 \text{ (rpm)}$
2.  $F_c = 1,5$
3.  $P_d = 1,5 \times 10,28 \text{ kW} = 15,42 \text{ kW}$
4.  $T = 9,74 \times 10^5 \times 15,42 / 1430 = 10502,853 \text{ (kg.mm)}$

5. Beban seperti yang diperlihatkan pada gambar diatas

$$H_1 = 415 \text{ (Kg)} \rightarrow V_1 = 815 \text{ (kg)} \downarrow$$

$$H_2 = 470 \text{ (Kg)} \rightarrow V_2 = 85 \text{ (kg)} \downarrow$$

$$R_{H1} = \frac{415 \times 770 + 470 \times 70}{1000} = 352 \text{ (kg)}$$

$$R_{H2} = (415 + 470) - 352 = 533 \text{ (kg)}$$

$$R_{V1} = \frac{815 \times 770 + 85 \times 70}{1000} = 633,5 \text{ (kg)}$$

$$R_{V2} = (815 + 85) - 633,5 = 266,5 \text{ (kg)}$$

8. Gambarkan diagram momen lentur ( gbr 9)

Dari diagram momen lentur, harga-harga momen lentur horizontal dan vertikal pada posisi Sprocket 1 dan Sprocket 2 adalah

$$M_{H1} = 352 \times 130 = 45760 \text{ (kg.mm)}$$

$$M_{H2} = 533 \times 70 = 37310 \text{ (kg.mm)}$$

$$M_{V1} = 633,5 \times 130 = 82355 \text{ (kg.mm)}$$

$$M_{V2} = 266,5 \times 70 = 18655 \text{ (kg.mm)}$$

9. Momen lentur gabungan adalah

$$M_{R1} = \sqrt{(45760)^2 + (82355)^2} = 94214 \text{ (kg.mm)}$$

$$M_{R2} = \sqrt{(37310)^2 + (18655)^2} = 41713 \text{ (kg.mm)}$$

10. Bahan poros SC55,  $\sigma_B = 66 \text{ (kg/mm}^2)$

Poros harus diberi tangga sedikit pada tempat sprocket.

Sprocket ditetapkan dengan pasak.

$$Sf_1 = 6,0, Sf_2 = 2,0$$

$$11. \sigma_{ba} = 66 / (6,0 \times 2,0) = 5,5 \text{ (kg/mm}^2)$$

$$12. K_m = 2,0, K_t = 1,5$$

13. Dari persamaan (1.20)

$$ds =$$

$$\left[ \left( \frac{5,1}{5,5} \right) \sqrt{(2,0 \times 94214)^2 + (1,5 \times 10502,853)^2} \right]^{1/3}$$

$$= 55,9 \text{ (mm)} \rightarrow 56 \text{ (mm)}$$

Konsentrasi tegangan dialur pasak adalah lebihbesar dari pada di tangga poros.

Dari table 1.8,alur pasak adalah

18 x 6 x 1,0 (1,0 adalah jari jari filet)

1,0/65 = 0,015. Dari gambar 1.2,  $\alpha = 2,85$

$$t =$$

$$\frac{16}{\pi \times 56^3} \sqrt{(2,0 \times 94214)^2 + (1,5 \times 10502,853)^2} = 5,1 \text{ (kg/mm}^2)$$

Jika  $\tau \alpha \cdot Sf_2$  dibandingkan dengan  $\tau \alpha, 5,5 \times 2 < 5,1 \times 2,85$

Suatu diameter  $\emptyset 60$  tidaklah cukup, dan kita coba dengan diameter  $\emptyset 75$

Alur pasak  $20 \times 7 \times 1,0, 1,0/75 = 0,013, \alpha = 2,86$

$$\tau = \frac{16}{\pi \times 75^3} \times 174724 = 2,11 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$5,5 \times 2 > 2,11 \times 2,85$ , baik

14. Perhitungan defleksi puntiran

$$G = 8,3 \times 10^3 \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

$$\Theta = 584 \frac{10502,853 \times 1000}{8,3 \times 10^3 \times 75^4} = 0,23^\circ$$

15.  $0,23^\circ < 0,25^\circ$ , baik

16. Bantalan yang dipakai pada ujung kedua poros dianggap tipis

Gaya resultan dari komponen horizontal yang bersangkutan adalah: 485 (kg).

$$\text{Pada titik pusat gaya : } 300 + \frac{275}{485} \times 500 = 580 \text{ (mm), } 1000 - 584 = 416 \text{ (mm)}$$

Gaya resultante dari komponen vertikal yang bersangkutan adalah: 438 (kg).

Karena gaya ini lebih kecil dari komponen horizontal maka diabaikan.

Perhitungan defleksi: Dari persamaan (1.22)

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \times \frac{485 \times 584^2 \times 416^2}{75^4 \times 1000} = 0,29 \text{ (mm)}$$

$$y/l = 0,29/1 = 0,29 \text{ (mm/m)}$$

17.  $0,29 < (10,3 - 0,35)$ , baik

18. Berat benda yang berputar :  $W_1 = 25$  (kg),  $W_2 = 20$  (kg)

Berat poros:  $W_s = (\pi/4) \times 7,5^2 \times 100 \times 7,86 / 1000 = 34,7$  (kg)

Setengah dari berat poros tersebut dianggap bekerja di tengah poros sebagai beban terpusat.

19. Kecepatan kritis dari masing-masing benda yang berputar adalah :

$$N_{c1} = 52700 \times \frac{75^2}{130 \times 770} \sqrt{\frac{900}{25}} = 17768 \text{ (rpm)}$$

$$N_{c2} = 52700 \times \frac{75^2}{830 \times 70} \sqrt{\frac{900}{25}} = 30613 \text{ (rpm)}$$

$$N_{c3} = 52700 \times \frac{75^2}{450 \times 450} \sqrt{\frac{900}{25}} = 8783 \text{ (rpm)}$$

20. Dari persamaan (1.25),  $x \frac{1}{N^2_{co}} = \frac{1}{(17768)^2}$

$$+ \frac{1}{(30613)^2} + \frac{1}{(8783)^2}$$

$$\frac{1}{N^2_{co}} = 10^{-6} \times (0,0563 + 0,0109 + 0,0129)$$

$$N^2_{co} = 10^6 \times 3,03265$$

$$N_{co} = 8010 \text{ (rpm)}$$

21.  $300/8010 \ll (0,6 - 0,7)$ , baik

$d_s = 75$  (mm); SC55

Dari data data diatas maka bahan poros yang diambil dari ASTM A75 -35018

### Perencanaan Pasak

Torsi Poros (T)=10502.853 (kg.mm)

Diameter Poros (D)= 75 (mm)

Melihat dimensi tipe pasak yang direncanakan adalah tipe dasar, yaitu:

$$W = 1,25 \text{ in}$$

Bahan yang dipilih untuk pasak adalah Aisi 1010  $S_{yp} = 26000$  Psi, Sehingga shear strength yield point:

$$S_{syp} = 0,577 \times S_{yp} = 0,577 \times 26000 \text{ Psi} = 15002 \text{ Psi}$$

Maka untuk mencari gaya yang terjadi pada pasak  $P = 10,28$  (kW),  $n_1 = 1430$  (rpm)

$$1. f_c = 1$$

$$2. Pd = 1 \times 10,28 \text{ kW} = 10,28 \text{ kW}$$

$$3. T = 9,74 \times 105 \times 10,28 / 1430 = 7002 \text{ (kg.mm)}$$

$$4. S30C-D: \tau_B = 58 \text{ (kg.mm}^2\text{)}, Sf_1 = 6, Sf_2 = 2$$

$$5. \tau_{sa} = 58 / (6,0 \times 2,0) = 4,83 \text{ (kg.mm}^2\text{)}$$

$$6. K_t = 2, C_b = 2$$

$$7. d_s = \left[ \frac{5,1}{4,83} \times 2 \times 2 \times 7002 \text{ (kg.mm)} \right]^{1/3} = 30,1 \text{ (mm)} \rightarrow 31,5 \text{ (mm)}$$

$$8. F = 7002 \text{ (kg.mm)} / (31,5/2) = 444 \text{ (kg)}$$

9. Penampang pasak  $10 \times 8$ ,

Kedalaman alur pasak poros  $t_1 = 4,5$  (mm)

Kedalaman alur pasak pada naf = 3,5 (mm)

10. Jika bahan pasak S45C dicelup dingin dan dilunakkan, maka

$$\tau_B = 70 \text{ (kg.mm}^2\text{)}, Sf_{K1} = 6, Sf_{K2} = 3, Sf_{K1} \times Sf_{K2} = 6 \times 3 = 18$$

11. Tegangan geser yang diijinkan  $\tau_{ka} = 70/18 = 3,9$  (kg.mm<sup>2</sup>)

Tekanan permukaan yang diijinkan  $p_a = 8$  (kg)

$$12. \tau_k = \frac{444}{10 \times l_1} \leq 3,9 \quad \therefore l_1 \geq 10,9 \text{ (mm)}$$

$$p = \frac{444}{l_2 \times 3,5} \leq 8,0 \quad \therefore l_2 \geq 15,2 \text{ (mm)}$$

$$13. l = 15,2 \text{ (mm)}$$

$$14. l_k = 25 \text{ (mm)}$$

$$15. \frac{b}{d_s} = \frac{10}{31,5} = 0,317, 0,25 < 0,317 < 0,35,$$

baik

$$\frac{l_k}{d_s} = \frac{25}{31,5} = 0,817, 0,75 < 0,794 < 1,5, \text{ baik}$$

16. Ukuran pasak  $10 \times 8$

Panjang pasak yang aktif : 25 (mm)

Bahan pasak : S45C, dicelup dingin, dan dilunakkan

### Perencanaan Bantalan

- a. Diameter poros ( D )=75 mm
1.  $W_0 = 815$  (kg),  $N = 1430$  (rpm)
2.  $f_c = 1$
3.  $W = 815$  (kg)
4. Bahan bantalan : perunggu  
Diambil  $P_a = 0,7-2,0$  (kg/mm<sup>2</sup>)  
Dan  $(pv)_a = 1$  ( $\frac{\text{kg} \times \text{m}}{\text{mm}^2 \times \text{s}}$ ) mesin giling baja
5.  $l \geq \frac{\pi}{1000 \times 60} \times \frac{815 \times 1430}{1} = 60,99$  (mm)  $\rightarrow 61$  (mm)
6. Bahan poros besi baja agak lunak  
 $\sigma_a = 4$  (kg/mm<sup>2</sup>)
7.  $d \sqrt[3]{\frac{10,2}{4} 815 \times \frac{61}{2}} = 39,876$  (mm)  $\rightarrow 45$  (mm)
8.  $l/d = \frac{61}{45} = 1,35$
9. Harga sebesar 1,35 terdapat dalam daerah 0,5-2,0; masih dapat diterima.
10.  $P = \frac{815}{(61 \times 45)} = 0,30$  (kg/mm<sup>2</sup>)  
 $v = \frac{3,14 \times 45 \times 1430}{60 \times 1000} = 1,87$  (m/s)  
 $pv = 0,41 \times 1,87 = 0,77$  (kg.m/mm<sup>2</sup>.s)
11. Harga tekanan  $p = 0,30$  (kg/mm<sup>2</sup>) masih dapat diterima perunggu karena  $p_a = 0,7-2,0$  (kg/mm<sup>2</sup>)
12. Harga  $pv = 0,77$  (kg.m/mm<sup>2</sup>.s) masih dapat diterima juga karena kurang dari 0,2 (kg.m/mm<sup>2</sup>.s)
13.  $H = 0,04 \times 815 \times \frac{3,14 \times 45 \times 1430}{1000 \times 60} = 109,78$  (kg.m/mm<sup>2</sup>.s)  
 $P_H = \frac{109,78}{102} = 1,076$  (kW)  
 $l = 61$  (mm),  $d = 45$  (mm),  $P_H = 1,076$  (kW)

### Menghitung Umur Bantalan

$$L_{sh} = \left(\frac{C}{P}\right)^h \times \frac{10^6}{60 \times np} = \left(\frac{4440}{33,62}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 715} = 132,064 \times 23,310 = 3078,42 \text{ jam}$$

Dengan menggunakan Inverter frekuensi dan Rpm motor bisa diturunkan dari frekuensi 50 Hz dan 715 Rpm ,diturunkan menjadi rata rata frek 35 Hz dan 94,22 Rpm

$$L_{sh} = \left(\frac{C}{P}\right)^h \times \frac{10^6}{60 \times np} = \left(\frac{4440}{33,62}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \times 94,22} = 132,064 \times 176,890 = 23,360 \text{ jam}$$

Maka

bantalan bisa bertahan sampai 23,360 jam kerja setelah ditambahkan inverter.

### Pengujian mesin crusher

#### Hasil Uji coba mesin crusher

Jumlah kapasitas rata-rata yang dihasilkan oleh mesin crusher dalam kg/jam adalah :

$$Q \text{ rata rata} = \frac{Q}{g} = \frac{83,05}{6} = 13,84 \text{ kg/det}$$

Sehingga Kapasitas rata rata adalah =13,84 kg/det x 60 det=830,4 kg/mnt x 60 mnt=49,824 kg/jam

### Kesimpulan

Data-data mesin yang didapatkan dari hasil perhitungan teknis adalah : Daya yang direncanakan (Pd ) = 13,8 HP, Putaran Alat ( $n_2$ ):=715 rpm, Spesifikasi motor penggerak, Daya = 4,42 HP, 3,3 Kw, Jenis Rantai: Rantai roll single, Panjang Rantai: 1117, 6mm, Jumlah link: 44 buah, Panjang Pitch: 25,4 mm: Jarak motor dengan poros 300 mm, Roda Gigi (Sprocket): Z1 Jumlah gigi: 13 buah, Diameter luar= 115 mm. Z2 Jumlah gigi = 27 buah, Diameter luar= 232 mm. Bahan Poros ASTM A60 -35018 dengan Straight yield point (Sy) =35000 Psi. Bahan pasak Aisi 1010  $S_{yp} = 26000$  Psi,  $S_{yp} 15002$  Psi, ukuran pasak  $W = 8$  mm,  $H = 8$  mm,  $L_s \geq 43,366$  lb in. Bantalan: diameter poros = 55 mm, Diameter luar bearing ( $D_{out}$ ) = 88 mm = 3,464 in, Lebar bantalan (B)= 60 mm = 2,362 in, beban dinamis (C) 4400 Kgf, beban statis (Co) 2550 lbf, Gaya bantalan di titik C=  $CV = 44,48$  N,  $CH = 89,16$  N. Beban Ekuivalen = 33,62 lbf.

### Daftar Pustaka

Andi Sujatmoko, Muhammad Dany Ilyad, 2007. *Rancang Bangun Mesin Penghancur Batubara*, Jurusan D-3 Politeknik Disnaker Mesin Produksi Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh September Surabaya.  
IR.Sularso, MSME., Kiyokatsu Suga, 2004. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, PT.Pradnya Paramita Jakarta, cetakan 11.  
Mastiadi ST., MT. 2009, *Bahan Ajar HMKB435 Elemen Mesin II*, Fakultas Teknik Program Studi Teknik Mesin Universitas Lambung Mangkurat.