

BAB IV

PEMBAHASAN PERANCANGAN

4.1 Spesifikasi Desain

- Penghancur

Penghancur batu bata memiliki spesifikasi berbentuk flan yang bermata penghancur yang memiliki kapasitas untuk penghancuran 50 kg.

- Pengadukan

Pengadukan adonan asinan pelapis asinan telur memiliki wadah pengaduk dan diaduk dengan menggunakan pisau pengaduk yang memiliki kapasitas 100 kg.

4.2 Alternative Desain

Dalam perencanaan ini banyak yang harus dipertimbangkan untuk solusi dari masalah yang terjadi nantinya dalam rancang bangun alat, diantaranya :

- Bentuk dan ukuran dari mesin yang kita rancang.
- Mudah dalam pengoperasian.
- Mudah dalam perawatan.
- Komponen yang digunakan apakah dapat banyak terdapat dipasaran.
- Kapasitas hasil yang didapatkan harus lebih besar dari hasil pengerjaan secara tradisional.
- Peluang mesin yang kita rancang bangun dapat diterima masyarakat dalam membantu pekerjaannya.

4.3 Detail Desain

4.3.1 Pemilihan Bahan

Seleksi dalam memilih bahan merupakan langkah penting dalam proses perancangan, karena proses ini menetapkan pilihan bahan yang tepat dalam menjelaskan penggambaran mesin secara nyata. Memilih bahan yang baik akan menciptakan kelancaran pada proses berikutnya, ketika kita menyertakan pemilihan bahan seharusnya didasarkan pada bagian penampilan dan bagian manufaktur.

Dasar dalam pemilihan bahan :

- Kekuatan bahan
- Mudah dalam pembuatan dan proses
- Mudah diperoleh
- Murah harganya

4.4 Analisa Perhitungan

Analisa teknik merupakan proses evaluasi yang dibutuhkan dalam perencanaan Mesin Penghancur batu bata dan pengaduk adonan pelapis asinan telur. Tujuannya untuk menentukan kelayakan perancangan atau identifikasi kelemahan hasil perancangan. Hasil evaluasi dilanjutkan sebagai bahan kajian pengembangan produk selanjutnya atau untuk penyempurnaan mesin selanjutnya. Pendekatan evaluasi tersebut dilakukan berdasarkan pendekatan teori dan aktual desain produk.

4.4.1 Massa Jenis

- Menghitung Massa Jenis Batu Bata untuk pengujian 1000 gr

$$\rho = \frac{M}{V} \dots\dots\dots (\text{kg/m}^3)$$

Diketahui : M = 1000 gr

V = 970 ml

Dimana : $\rho = \frac{M}{V}$

$$= \frac{1000 \text{ gr}}{970 \text{ ml}} = \frac{1 \text{ kg}}{0,00097 \text{ m}^3} = 1.030,92 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga untuk mencari volume pada batu bata 50 Kg :

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{50 \text{ kg}}{1030,92 \text{ kg/m}^3} \dots\dots\dots (\text{cm}^3)$$

$$= 0,0485 \text{ m}^3 = 48.500 \text{ cm}^3$$

- Menghitung Massa Jenis Garam untuk pengujian 500 gr

$$\rho = \frac{M}{V} \dots\dots\dots (\text{kg/m}^3)$$

Diketahui : M = 500 gr

V = 450 ml

Dimana : $\rho = \frac{M}{V}$

$$= \frac{500 \text{ gr}}{450 \text{ ml}} = \frac{0,5 \text{ kg}}{0,00045 \text{ m}^3} = 1111,11 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga untuk mencari volume pada garam 25 Kg :

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{25 \text{ kg}}{1111,11 \text{ kg/m}^3} \dots\dots\dots (\text{cm}^3)$$

$$= 0,0225 \text{ m}^3 = 22.500 \text{ cm}^3$$

- Menghitung Massa Jenis Air untuk pengujian 0,5 liter

$$\rho = \frac{M}{V} \dots\dots\dots (\text{kg/m}^3)$$

Diketahui : M = 0,5 liter = 0,5 kg

$$V = 500 \text{ ml}$$

Dimana : $\rho = \frac{M}{V}$

$$= \frac{0,5 \text{ kg}}{0,0005 \text{ m}^3} = 1000 \text{ kg/m}^3$$

Sehingga untuk mencari volume pada Air 25 Kg :

$$V = \frac{M}{\rho} = \frac{25 \text{ kg}}{1000 \text{ kg/m}^3} \dots\dots\dots (\text{cm}^3)$$

$$= 0,025 \text{ m}^3 = 25.000 \text{ cm}^3$$

$$V_{\text{total}} = 48.500 \text{ cm}^3 + 22.500 \text{ cm}^3 + 25.000 \text{ cm}^3 = 96.000 \text{ cm}^3$$

Maka volume total adonan pelapis asinan telur sebanyak 100 kg adalah 96.000 cm³

4.4.2 Volume Bucket

Volume bucket adalah volume yang terisi , dimana bucket pada saat beroperasi terisi $\pm 60\%$ dari volume keseluruhan untuk mencegah adonan pelapis asinan telur tidak tumpah pada saat proses pengadukan, maka :

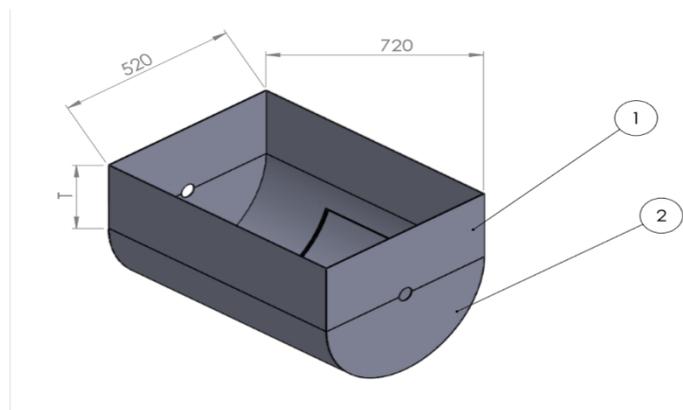
$$\text{Volume Bucket} = \frac{\text{volume adonan } 100 \text{ kg}}{60\%}$$

$$= \frac{96000 \text{ cm}^3}{0,6} = 160.000 \text{ cm}^3$$

maka, didapatkan volume bucket adonan pelapis asinan telur dimana bucket diperkirakan terisi 60% adalah 160.000cm^3

Wadah Pengaduk adalah tempat proses pengadukan adonan pelapis asinan telur yang memiliki kapasitas 100 kg.

Dimensi Bucket :



Gambar 4.1 Dimensi Bucket
(sumber desain sendiri)

- Dimana diameter tabung dibawah 52 cm dan panjang 72 cm volume bucket bagian bawah :

$$\begin{aligned} V_{0\frac{1}{2}\text{Bucket } 2} &= \frac{\pi \cdot r^2}{2} \times 72 \text{ cm} \\ &= \frac{3.14 \cdot (26 \text{ cm})^2}{2} \times 72 \text{ cm} \\ &= 76.415,04 \text{ cm}^3 \end{aligned}$$

- Sehingga volume atas Bucket 2= $160.000 \text{ cm}^3 - 76415,04 \text{ cm}^3$
 $= 83.584.96 \text{ cm}^3$

- Sedangkan untuk mencari tinggi atas bucket sebagai berikut :

$$\text{Volume bucket 1} = L \times p \times t$$

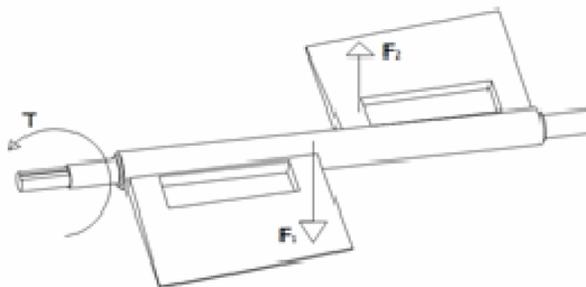
$$t = \frac{\text{volume bucket atas}}{l \times D}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{83584.96 \text{ cm}^3}{72 \text{ cm} \times 52 \text{ cm}} \\
 &= \frac{83584.96 \text{ cm}^3}{3744 \text{ cm}^2} \\
 &= 22.32 \text{ cm}
 \end{aligned}$$

Maka, diambil tinggi bagian atas bucket adalah 22 cm

4.4.3 Perencanaan Daya Pengaduk

Torsi, didalam fisika juga disebut moment. Sama dengan gaya pada gerak translasi. Torsi menunjukkan kemampuan sebuah gaya untuk membuat benda melakukan gerak rotasi.



Gambar 4.2 Pisau Pengaduk (*blade*)

(sumber : desain sendiri)

$$T = F \cdot r_b$$

➤ Dimana berat adonan pada blade 100 kg , dimana Torsi dihitung sebagai berikut:

$$T = (F1 + F2) \cdot r$$

$$= (50 \text{ kg} + 50 \text{ kg}) \cdot 25 \text{ cm}$$

$$= 2500 \text{ kg.cm} = 25.000 \text{ kg.mm}$$

➤ n = Putaran Blade

Dilihat dari rata-rata putaran yang digunakan untuk alat mixer adonan

Pelapis asinan telur berkisar antara 20-30 rpm.

➤ Daya Aktual yang dibutuhkan untuk mengaduk adonan

$$P = \frac{(T/1000) \times (2\pi \cdot n/60)}{102}$$

$$= \frac{\left(\frac{25000 \text{ kg.mm}}{1000}\right) \times \left(\frac{2 \times 3,14 \times 20 \text{ rpm}}{60}\right)}{102}$$

$$= \frac{25 \times 2,09}{102}$$

$$= 0,51 \text{ Kw}$$

➤ Daya Perencanaan

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$= 2 \times 0,51 \text{ kw}$$

$$= 0,51 \text{ kw} = 1 \text{ kw}$$

dimana kw dikonversikan ke Hp

$$= 1 \text{ kw} \times \frac{1 \text{ Hp}}{0,746 \text{ kw}} = 1,34 \text{ Hp}$$

4.5 Perencanaan Komponen

4.5.1 Perencanaan Penghancur

- Tegangan tekan Pada batu bata merah adalah 15 N/mm^2

Dari hasil tabel 4.1 dapat kita ambil nilai kekuatan tekan batu bata sebesar 15 N/mm^2 dari kelas batu bata 150 untuk menghindari kekuatan terbesar dari kekutan tekan batu bata.

Table 4.1 kekuatan Tekan Batu Bata SNI

Nilai kuat tekan SNI 15-2094-2000

Kelas	Kuat tekan rata-rata minimum dari 30 buah bata yang diuji		Koefisien variasi yang diizinkan dari rata-rata kuat tekan bata yang diuji (%)
	Kgf/cm ²	N/mm ²	
50	50	5,0	22
100	100	10,0	15
150	150	15,0	15

Sumber : SNI 15-2094-2000

- Luas Penampang Flans

$$L = 10\text{mm}$$

$$B = 10\text{mm}$$

$$A = L \times B$$

$$= 10\text{mm} \times 10\text{mm}$$

$$= 100\text{mm}^2$$

$$L = \text{tebal Flan}$$

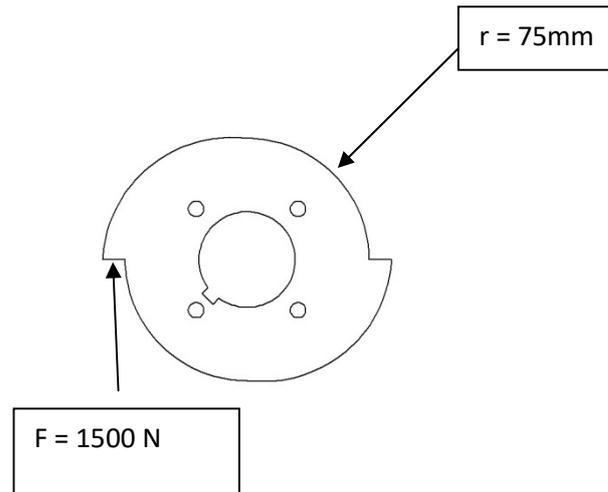
b = Lebar Mata Flan

- Gaya yang terjadi pada Flans

$$F_f = P.A$$

$$= 15 \text{ N/mm}^2 \times 100 \text{ mm}^2$$

$$= 1500 \text{ N}$$



Gambar 4.3 Dimensi flan

(Sumber desain sendiri)

- Momen puntir Plan T

$$T = F_f \cdot r_f$$

$$= 1500 \text{ N} \times 75 \text{ mm}$$

$$= 1500 \text{ N} \times 0.075 \text{ m}$$

$$= 112.5 \text{ Nm}$$

Maka untuk mencari daya actual untuk flans menggunakan persamaan dibawah

ini:

$$P_f = \frac{Tn}{9549} (\text{kw})$$

Sumber : *fundamental of machine component design, second edition*

$$\begin{aligned}P_f &= \frac{112.5Nm \cdot 400 Rpm}{9549} \\&= 4.712 Kw \\&= 4.712 Kw \times \frac{HP}{0.735 Kw} \\&= 6.4 HP\end{aligned}$$

Konversi Kw ke dalam Hp maka harus dibagi dengan 0.735, sehingga didapat 6.3 HP

$$\begin{aligned}\text{Daya Rencana : } P_f &= F_c \times P_{\text{actual}} \\&= 1.3 \times 6.4 HP \\&= 8.32 HP\end{aligned}$$

Sehingga daya rencana flan untuk menghancurkan Material Batu bata sebesar 8.19 HP . Untuk rencana motor penggerak dengan daya 8.13 HP tidak tersedia dipasaran , Maka daya motor yang direncanakan adalah 9 HP

Jika $P = 4.712 \text{ kw}$ adalah daya nominal output (daya aktual) dari motor penggerak, maka berbagai macam faktor keamanan biasanya dapat diambil dalam perencanaan, sehingga dalam Perancangan Alat Penghancur batu bata Dan Pengaduk adonan pelapis asinan telur ini diambil faktor koreksi (1.3). Harga ini diambil dengan pertimbangan bahwa daya yang direncanakan akan

lebih besar dari daya maksimum sehingga poros yang akan direncanakan semakin aman terhadap kegagalan akibat momen puntir yang terlalu besar.

Penggerak daya dipilih menggunakan Motor listrik dongfeng 9 HP dengan spesifikasi;

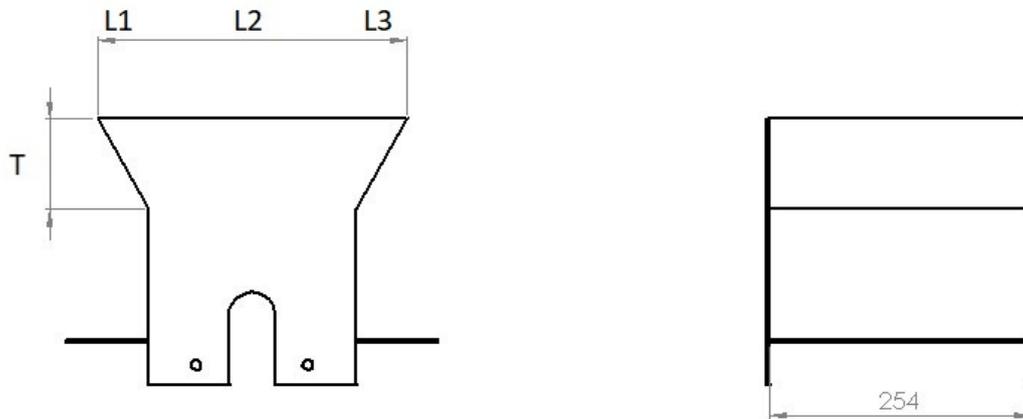


Gambar 4.4 Motor listrik (sumber; *Indonetwork.co.id*)

- Merek motor : dongfeng
- Daya (P) : 9 HP
: 4,712 Kw
- Putaran (n) : 1450 Rpm
- Berat : 84 kg

4.4.2 Perencanaan Hopper

Hopper berfungsi untuk tempat penampungan batu bata saat proses penghancuran.



Gambar 4.5 Dimensi Hopper
(sumber desain sendiri)

Dimensi ruang penghancur alat direncanakan

$$L1 = 50 \text{ mm}$$

$$L2 = 200 \text{ mm}$$

$$L3 = 50 \text{ mm}$$

$$T = 90 \text{ mm}$$

$$P = 350 \text{ mm}$$

➤ Luas Penampang hopper

$$A = L_2 \times T \times L_3 \times T$$

$$= 200\text{mm} \times 90\text{mm} \times 50\text{mm} \times 90\text{mm}$$

$$= 81.000.000 \text{ mm}^2$$

$$= 81\text{m}^2$$

➤ Volume Hopper

$$V = A \times P$$

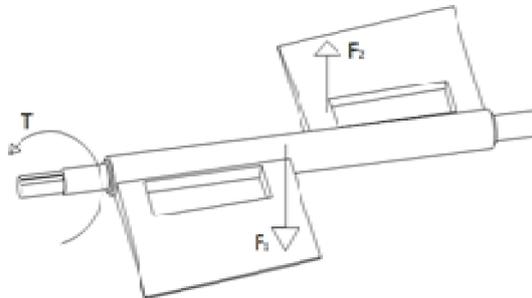
$$= 81 \text{ mm}^2 \times 254 \text{ mm}$$

$$= 81 \text{ mm}^2 \times 0,254 \text{ m}$$

$$= 20,574 \text{ m}^3$$

4.5.3 Perencanaan Blade Pengaduk

Berfungsi sebagai mata pengaduk adonan pelapis asinan telur pada saat proses pengadukan.



Gambar 4.6 Blade Pengaduk

(sumber desain sendiri)

➤ Tegangan geser yang terjadi pada blade adalah sebagai berikut :

$$\tau_g = \frac{F}{2.A_{kb}} \quad \longrightarrow \quad A_{kb} = A_0 - A_1$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{50 \text{ kg}}{2 \times 344 \text{ mm}^2} &&= (60\text{mm} \times 30\text{mm}) - (26 \text{ mm} \times 56\text{mm}) \\
&= 0,072 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} &&= (1800 \text{ mm}^2 - 1456 \text{ mm}^2) \\
&&&= 344 \text{ mm}^2
\end{aligned}$$

➤ Dimana tegangan stainless steel 301 = 276 Mpa = 276.000.000 Pascal

$$\begin{aligned}
276.000.000 \frac{N}{m^2} &= 276.000.000 \frac{N}{m^2} \times \frac{1 \text{ kg}}{9,8 \text{ N}} \times \frac{m^2}{1.000.000 \text{ mm}^2} \\
\tau &= 28,16 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \\
\tau_a &= \frac{\tau}{Sf_1 \times Sf_2} = \frac{28,16 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 1,3} = 3,6 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}
\end{aligned}$$

4.5.4 Perencanaan Poros Pengaduk dan Poros Crusher

Poros berfungsi untuk memindahkan daya putaran dari motor Penggerak. Beban yang diterima oleh poros antara lain beban puntir dan beban lentur, sehingga dengan adanya beban ini maka akan terjadi tegangan puntir dan tegangan lentur sebagai akibat dari adanya momen puntir dan momen lentur (Sularso, 1994 17).

Berdasarkan data perencanaan diketahui daya (P) serta putaran (n) sehingga perencanaan poros dapat dilakukan :

4.5.4.1 Poros Pengaduk

Diketahui :

Daya (P) : 1 kw

Putaran (n) : 20 rpm

Maka untuk meneruskan daya dan putaran ini, terlebih dahulu dihitung daya perencanaannya (P_d).

$$P_d = f_c \cdot P$$

dimana :

P_d = daya perencanaan (kW)

f_c = faktor koreksi

P = daya aktual(kW)

Daya mesin (P) merupakan daya nominal output dari motor penggerak, daya inilah yang ditransmisikan melalui poros dengan putaran tertentu.

Untuk perancangan poros ini diambil daya rata-rata sebagai daya rencana dengan faktor koreksi sebesar $f_c = 2$ Harga ini diambil dengan pertimbangan bahwa daya yang direncanakan akan lebih besar dari daya maksimum sehingga poros yang akan direncanakan semakin aman terhadap kegagalan akibat momen puntir yang terlalu besar.

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \times P \\ &= 2 \times 0,51 \text{ kw} \\ &= 1 \text{ kw} \end{aligned}$$

➤ Momen Puntir (M)

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n_1} \\ &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{1 \text{ kw}}{20 \text{ rpm}} \\ &= 48.700 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Ket : -Pd = Daya rencana (kg.mm)

-n₁ = Putaran (rpm)

➤ Tegangan geser yang diizinkan (τ_a)

Kekuatan tarik ST 37 = $37kg/mm^2$ (σ_b)

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_b}{s_{f1} \times s_{f2}} \\ &= \frac{37kg/mm^2}{6 \times 1,5} \\ &= 4.1kg/mm^2\end{aligned}$$

dimana : τ_a = tegangan geser izin (kg/mm^2)

σ_b = kekuatan tarik bahan (kg/mm^2)

S_{f1} = (safety factor) faktor keamanan yang tergantung pada jenis bahan,

dimana untuk bahan S-C besarnya : 6,0. (lampiran)

S_{f2} = (safety factor) faktor keamanan yang bergantung dari jenis beban dengan kejutan, dimana harganya berkisar antara 1 – 1,5.(lampiran)

➤ Menghitung diameter poros terkecil berdasarkan Torsi yang terjadi

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_a} k_c \cdot C_b \cdot T \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= \left[\frac{5,1}{4,1 \text{ kg/mm}^2} 1 \times 1,2 \times 48.700 \text{ kg.mm} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 40 \text{ mm (maka poros diambil 40)}$$

dimana : d_p = diameter poros (mm)

τ_a = tegangan geser izin (kg/mm^2)

K_t = faktor koreksi tumbukan, harganya berkisar 1,5 – 3,0

(lampiran)

C_b = faktor koreksi untuk terjadinya kemungkinan terjadinya beban lentur, dalam perencanaan ini diambil 1,0-1,5 karena diperkirakan tidak akan terjadi beban lentur. (lampiran)

T = momen puntir yang ditransmisikan

➤ Tegangan geser yang terjadi pada poros (τ_g)

$$\begin{aligned} \tau_g &= \frac{5,1 \times T}{d_s^3} \\ &= \frac{5,1 \times 48700 \text{ kg.mm}}{(40 \text{ mm})^3} \\ &= \frac{5,1 \times 48700 \text{ kg.mm}}{64000 \text{ mm}^3} \\ &= 3,8 \text{ kg/mm}^2 \\ &= \end{aligned}$$

maka, poros aman digunakan karena $\tau_g < \tau_a$. $3,8 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 4,1 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$

dimana : τ_g = tegangan geser akibat momen puntir

T = momen puntir yang ditransmisikan

d_p = diameter poros (mm)

Untuk momen puntir, $T = 48700 \text{ kg.mm}$ dan diameter poros, $d_p = 38 \text{ mm}$ maka, perhitungan tegangan gesernya adalah sebagai berikut:

Menurut hasil yang diperoleh dari perhitungan diatas, terlihat bahwa tegangan geser yang terjadi adalah lebih kecil daripada tegangan geser yang diizinkan $\tau_g < \tau_a$ ($\tau_a = 4,1 \text{ kg / mm}^2$). Dengan hasil ini maka dapat disimpulkan bahwa poros ini aman untuk digunakan pada yang dirancang untuk memindahkan daya dan putaran yang telah ditentukan.

➤ Gaya tangensial poros dapat dihitung dari:

$$\begin{aligned} F &= \frac{T}{(d_s / 2)} \\ &= \frac{48700 \text{ kg.mm}}{(40 \text{ mm} / 2)} \\ &= \frac{48700 \text{ kg.mm}}{20 \text{ mm}} \\ &= 2435 \text{ kg} \\ &= 23.879,19 \text{ N} \end{aligned}$$

4.5.4.2 Poros Crusher

Diketahui :

Daya (P) : 4,712 kw

Putaran (n) : 400 rpm

Maka untuk meneruskan daya dan putaran ini, terlebih dahulu dihitung daya perencanaannya (P_d).

$$P_{dc} = f_c \cdot P$$

dimana :

$$P_{dc} = \text{daya perencanaan (kW)}$$

$$f_c = \text{faktor koreksi}$$

$$P = \text{daya aktual(kW)}$$

Daya mesin (P) merupakan daya nominal output dari motor penggerak, daya inilah yang ditransmisikan melalui poros dengan putaran tertentu.

Untuk perancangan poros ini diambil daya rata-rata sebagai daya rencana dengan faktor koreksi sebesar $f_c = 2$ Harga ini diambil dengan pertimbangan bahwa daya yang direncanakan akan lebih besar dari daya maksimum sehingga poros yang akan direncanakan semakin aman terhadap kegagalan akibat momen puntir yang terlalu besar.

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \times P \\ &= 1.3 \times 4,712 \text{ kw} \\ &= 6,125 \text{ kw} \end{aligned}$$

➤ Momen Puntir (T)

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n_1} \\ &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{6,125 \text{ kw}}{400 \text{ rpm}} \\ &= 14.914,37 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

Ket : -Pd = Daya rencana (kg.mm)

-n₁ = Putaran (rpm)

➤ Tegangan geser yang diizinkan (τ_a)

Kekuatan tarik ST 37 = $37kg/mm^2$ (σ_b)

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} \\ &= \frac{37kg/mm^2}{6 \times 1,5} \\ &= 4,1kg/mm^2\end{aligned}$$

dimana : τ_a = tegangan geser izin (kg/mm²)

σ_b = kekuatan tarik bahan (kg/mm²)

S_{f1} = (safety factor) faktor keamanan yang tergantung pada jenis bahan,

dimana untuk bahan S-C besarnya : 6,0. (lampiran)

S_{f2} = (safety factor) faktor keamanan yang bergantung dari jenis beban dengan kejutan, dimana harganya berkisar antara 1 – 1,5.(lampiran)

➤ Menghitung diameter poros terkecil berdasarkan Torsi yang terjadi

$$\begin{aligned}d_s &= \left[\frac{5,1}{\tau_a} k_c \cdot C_b \cdot T \right]^{\frac{1}{3}} \\ &= \left[\frac{5,1}{4,1kg/mm^2} 1 \times 1,2 \times 14.914,37 kg \cdot mm \right]^{\frac{1}{3}} \\ &= 28 \text{ mm (maka poros diambil 30)}\end{aligned}$$

maka, diambil (d_s) diameter poros dibulatkan nominalnya menjadi 30 mm.

dimana : d_p = diameter poros (mm)

τ_a = tegangan geser izin (kg/mm^2)

K_t = faktor koreksi tumbukan, harganya berkisar 1,5 – 3,0

(lampiran)

C_b = faktor koreksi untuk terjadinya kemungkinan terjadinya beban lentur, dalam perencanaan ini diambil 1,0-1,5 karena diperkirakan tidak akan terjadi beban lentur. (lampiran)

T = momen puntir yang ditransmisikan

➤ Tegangan geser yang terjadi pada poros (τ_g)

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{5,1 \times T}{d_s^3} \\ &= \frac{5,1 \times 14.914,37 \text{ kg.mm}}{(30 \text{ mm})^3} \\ &= \frac{5,1 \times 14.914,37 \text{ kg.mm}}{27000 \text{ mm}^3} \\ &= 2,8 \text{ kg}/\text{mm}^2\end{aligned}$$

maka, poros aman digunakan karena $\tau_g < \tau_a$.

dimana : τ_g = tegangan geser akibat momen puntir

T = momen puntir yang ditransmisikan

d_p = diameter poros (mm)

Untuk momen puntir, $T = 14.914,37 \text{ kg.mm}$ dan diameter poros, $d_p = 30 \text{ mm}$

maka, perhitungan tegangan gesernya adalah sebagai berikut:

Menurut hasil yang diperoleh dari perhitungan diatas, terlihat bahwa tegangan geser yang terjadi adalah lebih kecil daripada tegangan geser yang diizinkan $\tau_g < \tau_a$ ($\tau_a = 4,1 \text{ kg} / \text{mm}^2$). Dengan hasil ini maka dapat disimpulkan bahwa poros ini aman untuk digunakan pada yang dirancang untuk memindahkan daya dan putaran yang telah ditentukan.

➤ Gaya tangensial poros dapat dihitung dari:

$$\begin{aligned} F &= \frac{T}{(d_s / 2)} \\ &= \frac{14.914,37 \text{ kg.mr}}{(30 \text{ mm} / 2)} \\ &= \frac{48700 \text{ kg.mm}}{15 \text{ mm}} \\ &= 994,29 \text{ kg} \\ &= 9750,65 \text{ N} \end{aligned}$$

4.5.5 Analisa Poros Blade dan poros crusher Berdasarkan Putaran dan Momen Lentur

4.5.5.1 Analisa poros blade

➤ Volume poros

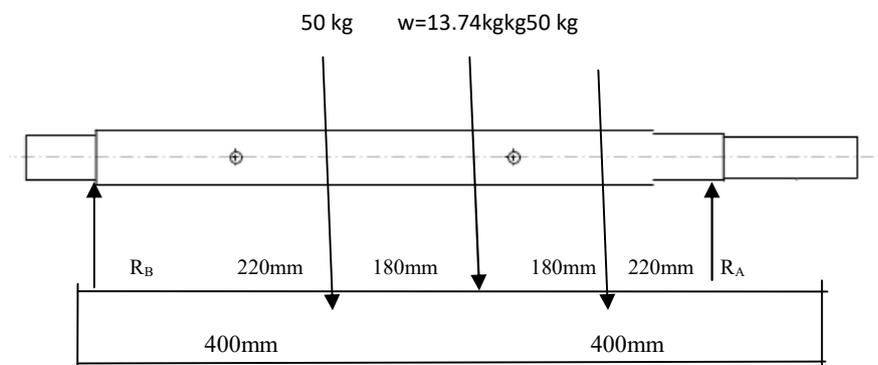
$$\begin{aligned} V_{\text{tot poros}} &= V_1 + V_2 + V_3 + V_4 \\ V_{\text{tot poros}} &= (A_1 \times l_1) + (A_2 \times l_2) + (A_3 \times l_3) + (A_4 \times l_4) \\ &= (\pi r_1^2 \times l_1) + (\pi r_2^2 \times l_2) + (\pi r_3^2 \times l_3) + (\pi r_4^2 \times l_4) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
&= [3,14(20 \text{ mm})^2 \times 80] + [3,14(25 \text{ mm})^2 \times 720] + \\
&\quad [3,14(20 \text{ mm})^2 \times 80] + [3,14(19 \text{ mm})^2 \times 120] \\
&= 100480 \text{ mm}^3 + 1413000 \text{ mm}^3 + 100480 \text{ mm}^3 + 136024 \text{ mm}^3 \\
&= 1.749.984 \text{ mm}^3
\end{aligned}$$

➤ Massa poros

$$\begin{aligned}
\rho = \frac{m}{v^3} \quad \rightarrow \quad m &= \rho \times v^3 \\
&= 7,85 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \times 1.749.984 \text{ mm}^3 \\
&= 0,0078 \frac{\text{g}}{\text{mm}^3} \times 1.749.984 \text{ mm}^3 \\
&= 13.74 \text{ kg}
\end{aligned}$$

Dimana, ρ merupakan massa jenis ST 37 = 7,85 gr/cm³.



Gambar 4.7 poros pengaduk
(sumber desain sendiri)

➤ $\varepsilon_F = 0$

$$R_b + R_a - 50 \text{ kg} - 13,74 \text{ kg} - 50 \text{ kg} = 0$$

$$R_b + R_a = 50 \text{ kg} + 13.74 \text{ kg} + 50 \text{ kg}$$

$$= 113,74 \text{ kg}$$

$$\text{➤ } \varepsilon_{m_c} = 0$$

$$R_B \times 800 - 50 \text{ kg} \times 580 \text{ mm} - 13.74 \text{ kg} \times 400 - 50 \text{ kg} \times 220 \text{ mm} = 0$$

$$800 \text{ mm} \cdot R_B = 29000 \text{ kg} \cdot \text{mm} + 5496 \text{ kg} \cdot \text{mm} + 11000 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$R_B = \frac{45.496 \text{ kg} \cdot \text{mm}}{800 \text{ mm}} = 56,87 \text{ kg}$$

$$\text{➤ } R_B + R_A = 113,74 \text{ kg}$$

$$R_A = 113,74 \text{ kg} - R_B = 113,74 \text{ kg} - 56,87 \text{ kg}$$

$$= 56.87 \text{ kg}$$

$$\text{➤ } M_C = R_A \times 220 \text{ mm}$$

$$= 56.87 \text{ kg} \times 220 \text{ mm}$$

$$= 12.511.4 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\text{➤ } M_D = R_A \times 400 \text{ mm} - 50 \text{ kg} \times 180 \text{ mm}$$

$$= 56,87 \times 400 \text{ mm} - 50 \text{ kg} \times 180 \text{ mm}$$

$$= 22.748 \text{ kg} \cdot \text{mm} - 9000 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$= 13.748 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

dimana, momen lentur pada poros $M_{\max} = M_D$



Gambar 4.8 Diagram Momen Lentur poros blade
(sumber desain sendiri)

➤ Tegangan Maksimal

Maka tegangan geser max yang terjadi pada poros akibat beban puntir dan momen lentur adalah;

Dimana: K_t = faktor koreksi tumbukan, harganya berkisar 1,5 – 3,0 (Sumber: sularso,kiyokatsu suga)

K_m = faktor koreksi momen lentur

M = momen lentur

d_s = diameter poros

T = momen puntir yang ditransmisikan

τ_a = tegangan geser izin 4,1 kg/mm

$$\tau_{max} = \left(\frac{5,1}{D_s^3} \right) \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2}$$

$$= \left(\frac{5,1}{(40 \text{ mm})^3} \right) \sqrt{(1,5 \times 13.748 \text{ kg.mm})^2 + (1,3 \times 48700 \text{ kg.mm})^2}$$

$$= 0,0000408\sqrt{4.435.653.076 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2}$$

$$= 0,0000408 \times 66.600,6 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$$

$$= 2,71 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

maka, poros aman di pakai, karena $\tau_{max} < \tau_a \cdot 2,71 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} < 4,1 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$

4.5.5.2 Analisa poros crusher

➤ Volume poros

$$V_{\text{tot poros}} = V_1 + V_2 + V_3 + V_4$$

$$V_{\text{tot poros}} = (A_1 \times l_1) + (A_2 \times l_2) + (A_3 \times l_3) + (A_4 \times l_4)$$

$$= (\pi r_1^2 \times l_1) + (\pi r_2^2 \times l_2) + (\pi r_3^2 \times l_3) + (\pi r_4^2 \times l_4)$$

$$= [3,14(15 \text{ mm})^2 \times 80] + [3,14(20 \text{ mm})^2 \times 233] +$$

$$[3,14(15 \text{ mm})^2 \times 80] + [3,14(19 \text{ mm})^2 \times 120]$$

$$= 56.520 \text{ mm}^3 + 292.648 \text{ mm}^3 + 56.520 \text{ mm}^3 + 136024 \text{ mm}^3$$

$$= 677.732 \text{ mm}^3$$

➤ Massa poros

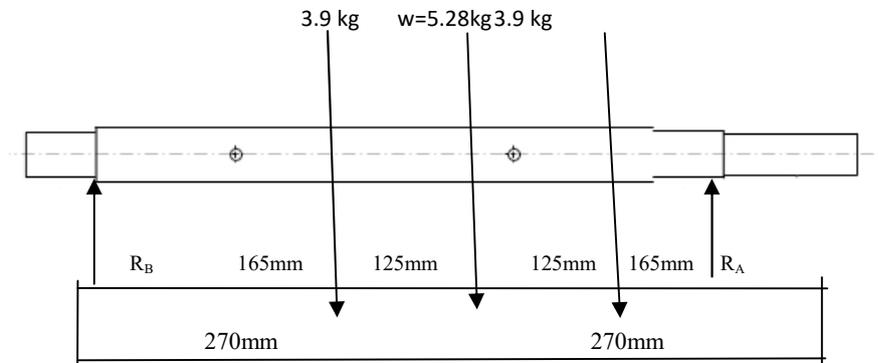
$$\rho = \frac{m}{v^3} \quad \rightarrow \quad m = \rho \times v^3$$

$$= 7,85 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3} \times 677.732 \text{ mm}^3$$

$$= 0,0078 \frac{\text{g}}{\text{mm}^3} \times 677.732 \text{ mm}^3$$

$$= 5.28 \text{ kg}$$

Dimana, ρ merupakan massa jenis ST 37 = $7,85 \text{ gr/cm}^3$.



Gambar 4.9 poros pengaduk

(sumber desain sendiri)

➤ $\varepsilon_F = 0$

$$R_b + R_a - 3.9 \text{ kg} - 5.28 \text{ kg} - 3.9 \text{ kg} = 0$$

$$R_b + R_a = 3.9 \text{ kg} + 5.28 \text{ kg} + 3.9 \text{ kg}$$

$$= 13,08 \text{ kg}$$

➤ $\varepsilon_{m_a} = 0$

$$R_B \times 540 - 3.9 \text{ kg} \times 395 \text{ mm} - 5.28 \text{ kg} \times 270 - 3.9 \text{ kg} \times 165 \text{ mm} = 0$$

$$800 \text{ mm} \cdot R_B = 1.540,5 \text{ kg} \cdot \text{mm} + 1.425,6 \text{ kg} \cdot \text{mm} + 643,5 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$R_B = \frac{3609,6 \text{ kg} \cdot \text{mm}}{540 \text{ mm}} = 6.6 \text{ kg}$$

➤ $R_B + R_A = 13,08 \text{ kg}$

$$R_A = 13,08 \text{ kg} - R_B = 13,08 \text{ kg} - 6,6 \text{ kg}$$

$$= 6,46 \text{ kg}$$

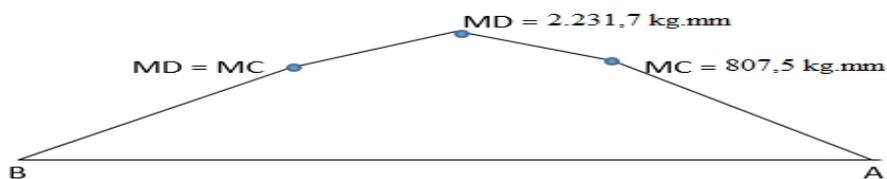
➤ $M_C = R_A \times 125 \text{ mm}$

$$= 6,46 \text{ kg} \times 125 \text{ mm}$$

$$= 807,5 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$\begin{aligned}
 \text{➤ } M_D &= R_A \times 270 \text{ mm} - 3,9 \text{ kg} \times 125 \text{ mm} \\
 &= 6,46 \text{ kg} \times 270 \text{ mm} - 3,9 \text{ kg} \times 125 \text{ mm} \\
 &= 1.744,2 \text{ kg.mm} - 487,5 \text{ kg.mm} \\
 &= 2.231,7 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

dimana, momen lentur pada poros $M_{\max} = M$



Gambar 4.10 Diagram Momen Lentur Poros crusser

(sumber desain sendiri)

➤ Tegangan Maksimal

Maka tegangan geser max yang terjadi pada poros akibat beban puntir dan momen lentur adalah;

Dimana: K_t = faktor koreksi tumbukan, harganya berkisar 1,5 – 3,0 (Sumber: sularso,kiyokatsu suga)

K_m = faktor koreksi momen lentur

M = momen lentur

d_s = diameter poros

T = momen puntir yang ditransmisikan

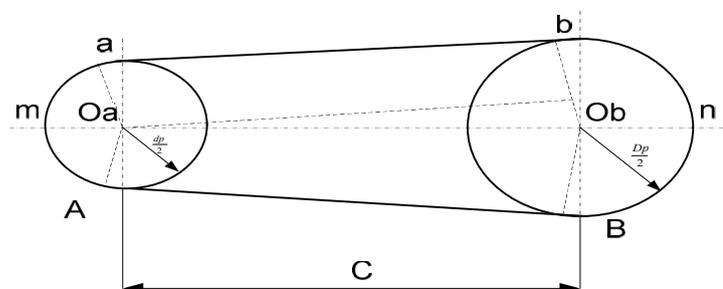
τ_a = tegangan geser izin 4,1 kg/mm

$$\begin{aligned} \tau_{max} &= \left(\frac{5,1}{D_s^3}\right) \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2} \\ &= \left(\frac{5,1}{(30 \text{ mm})^3}\right) \sqrt{(1,5 \times 2.231,7 \text{ kg} \cdot \text{mm})^2 + (1,3 \times 14.914,3 \text{ kg} \cdot \text{mm})^2} \\ &= 0,000188 \sqrt{387.123.533,18 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2} \\ &= 0,0000408 \times 19.675,45 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2 \\ &= 3,6 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

maka, poros aman di pakai, karena $\tau_{max} < \tau_a$.

4.5.6 Perencanaan pully

Pada Perencanaan Transmisi Puli dan Sabuk ini menghitung tentang putaran serta mereduksi putaran yang akan dipakai untuk memutar poros dan menghitung panjang sabuk, sudut kontak, kecepatan sabuk.



Gambar 4.11 Free Body Diagram Puli

Sumber : Desain Sendiri

4.5.6.1 Perencanaan Pully gear Box

Dimana; n_1 = putaran penggerak 1450 rpm

n_2 = putaran yang digerakkan dari motor ke pully 720 rpm

d_p = diameter penggerak 4 inci

D_p = diameter puli yang digerakkan

$$\triangleright \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p}$$

$$\frac{1450 \text{ rpm}}{720 \text{ rpm}} = \frac{D_p}{4 \text{ inchi}}$$

$$D_p = \frac{1450 \text{ rpm} \cdot 4 \text{ inchi}}{720 \text{ rpm}}$$

$$= 8 \text{ inchi}$$

maka, diameter puli yang digerakkan (D_p) adalah 8 inchi.

$$\triangleright n_3 = n_2 \cdot \frac{1}{30}$$

$$= 720 \text{ rpm} \cdot \frac{1}{30}$$

$$= 24 \text{ rpm}$$

maka, putaran yang dihasilkan adalah 24 rpm.

➤ Pully penggerak

- Kecepatan pully penggerak

$$\begin{aligned}
 v_1 &= \frac{\pi \cdot dp \cdot n_1}{60} \\
 &= \frac{3,14 \cdot 0,1016 \text{ m} \cdot 1450 \text{ rpm}}{60} \\
 &= 7,7 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

- Kecepatan sudut puli penggerak

$$\begin{aligned}
 \omega_1 &= \frac{v_1 \cdot 1000}{dp} \\
 &= \frac{7,7 \text{ m/s} \cdot 1000}{0,1016 \text{ m}} \\
 &= 75 \text{ rad/s}
 \end{aligned}$$

➤ Pully yang digerakkan

- Kecepatan pully yang digerakkan

$$\begin{aligned}
 v_2 &= \frac{\pi \cdot Dp \cdot n_2}{60} \\
 &= \frac{3,14 \cdot 0,2032 \text{ m} \cdot 720 \text{ rpm}}{60} \\
 &= 7,6 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

- Kecepatan sudut puli yang digerakkan

$$\begin{aligned}
 \omega_2 &= \frac{v_2 \cdot 1000}{Dp} \\
 &= \frac{7,6 \text{ m/s} \cdot 1000}{0,2032 \text{ m}}
 \end{aligned}$$

$$= 37 \text{ rad/s}$$

Dengan perbandingan puli penggerak dan puli yang digerakkan yaitu 1:2 maka, putaran yang di peroleh puli penggerak 1450 rpm dengan kecepatan puli $v_1 = 770 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ dan kecepatan sudut puli penggerak $w_1 = 75 \text{ rad/s}$ sedangkan putaran yang di peroleh puli yang di gerakkan 720 rpm dengan kecepatan puli $v_2 = 7656 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ dan kecepatan sudut puli yang digerakkan $w_2 = 37 \text{ rad/s}$

4.5.6.2 Perencanaan Pully Crusser

Dimana; $n_1 =$ putaran penggerak 720 rpm

$n_2 =$ putaran yang digerakkan dari gear box ke pully crusher

400 rpm

$d_p =$ diameter penggerak 8 inci

$D_p =$ diameter puli yang digerakkan

$$\triangleright \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p}$$

$$\frac{720 \text{ rpm}}{400 \text{ rpm}} = \frac{D_p}{8 \text{ inci}}$$

$$D_p = \frac{720 \text{ rpm} \cdot 8 \text{ inci}}{400 \text{ rpm}}$$

$$= 14 \text{ inci}$$

maka, diameter puli yang digerakkan (D_p) adalah 14 inci.

➤ Pully penggerak

- Kecepatan pully penggerak

$$\begin{aligned}V_1 &= \frac{\pi \cdot dp \cdot n_1}{60} \\ &= \frac{3,14 \cdot 0,2032 \text{ m} \cdot 720 \text{ rpm}}{60} \\ &= 7,6 \text{ m/s}\end{aligned}$$

- Kecepatan sudut puli penggerak

$$\begin{aligned}\omega_1 &= \frac{v_1 \cdot 1000}{dp} \\ &= \frac{7,7 \text{ m/s} \cdot 1000}{0,2032 \text{ m}} \\ &= 37 \text{ rad/s}\end{aligned}$$

➤ Pully yang digerakkan

- Kecepatan pully yang digerakkan

$$\begin{aligned}V_2 &= \frac{\pi \cdot Dp \cdot n_2}{60} \\ &= \frac{3,14 \cdot 0,3556 \text{ m} \cdot 400 \text{ rpm}}{60} \\ &= 7,4 \text{ m/s}\end{aligned}$$

- Kecepatan sudut puli yang digerakkan

$$\begin{aligned}
 \omega_2 &= \frac{v_2 \cdot 1000}{D_p} \\
 &= \frac{7,4 \text{ m/s} \cdot 1000}{0,3556 \text{ m}} \\
 &= 20 \text{ rad/s}
 \end{aligned}$$

Dengan perbandingan puli penggerak dan puli yang digerakkan yaitu 1:2 maka, putaran yang di peroleh puli penggerak 720 rpm dengan kecepatan puli $v_1 = 765 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ dan kecepatan sudut puli penggerak $\omega_1 = 37 \text{ rad/s}$ sedangkan putaran yang di peroleh puli yang di gerakkan 400 rpm dengan kecepatan puli $v_2 = 7443 \times 10^{-3} \text{ m/s}$ dan kecepatan sudut puli yang digerakkan $\omega_2 = 20 \text{ rad/s}$

4.5.7 Perencanaan Sabuk

Dalam perencanaan Sabuk, alat ini direncanakan menggunakan dua sabuk yang sama, jenis sabuk yang digunakan yaitu sabuk V (V-belt) dengan daya motor yang digunakan sebesar 8.19 HP.

Direncanakan:

- Daya (P) = 8.19 HP x 0,746 = 6.1097 kw

$$8.19 \text{ HP} \times \frac{\text{kw}}{1,34 \text{ HP}} = 6.1119 \text{ kw}$$

maka, 8.19 HP adalah 6.1119 kw

C = 510 mm (merupakan jarak sumbu antara Dp ke dp)

- Panjang Sabuk

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

$$L = 2 \times 510 \text{ mm} + \frac{3,14}{2}(101,6 \text{ mm} + 203,2 \text{ mm}) + \frac{1}{4 \times 510 \text{ mm}}(203,2 \text{ mm} + 101,6 \text{ mm})^2$$

$$L = 1020 \text{ mm} + \frac{3,14}{2} 304,8 \text{ mm} + \frac{1}{2040 \text{ mm}} 92903 \text{ mm}^2$$

$$L = 1020 \text{ mm} + 478,53 \text{ mm} + 45,54 \text{ mm}^2$$

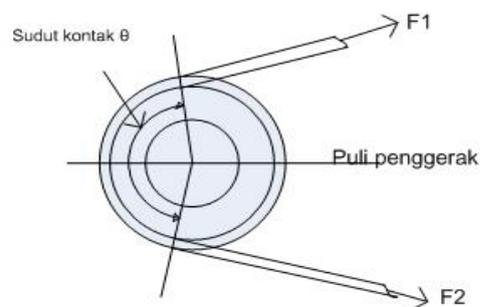
$$L = 1544 \text{ mm}$$

$$= 154,4 \text{ cm}$$

$$= 60,78 \text{ Inchi}$$

Berdasarkan hasil perencanaan di atas memiliki angka nominal 1544 mm tidak ada ukuran tersebut pada angka nominal panjang sabuk V, maka diambil panjang sabuk V standar dengan nominal 1524 mm (60 inchi) merupakan ukuran yang ada di pasaran sedangkan ukuran tersebut belum mencapai sesuai dengan desain, Jadi solusinya mengurangi sedikit jarak antara puli 1 dengan puli 2 agar sabuk ukuran 60 inchi bisa digunakan

➤ Sudut Kontak



Gambar 4.12 Sudut Kontak Puli

Sumber: http://sudut_kontak_vbeltUGM.html

$$\begin{aligned}\theta &= 180^\circ - \frac{57(Dp - dp)}{C} \\ &= 180^\circ - \frac{57(203,2\text{mm} - 101,6\text{mm})}{510\text{mm}} \\ &= 180^\circ - 11,35 \text{ mm} \\ &= 168,65^\circ\end{aligned}$$

Maka faktor koreksinya adalah $K_\theta = 0,97$, karena lebih mendekati ke 169° (Tabel 5.7 Faktor Koreksi sularso hal 174).

- Kecepatan Sabuk

$$\begin{aligned}v &= \frac{\pi(d_p n_1)}{60 \times 1000} \\ &= \frac{3,14 (101,6\text{mm} \times 1450\text{rpm})}{60000} \\ &= \frac{3,14 \times 147320}{60000} \\ &= 7,7 \text{ m/s}\end{aligned}$$

- Tarikan pada sabuk ditentukan dengan persamaan sebagai berikut, gunanya untuk menentukan type sabuk apa yang dipakai untuk alat Pengaduk adonan kerupuk merah .

$$W_t = \frac{(F_1 - F_2)V}{75}$$

Dimana : W_t = Tarikan pada sabuk

V = Kecepatan sabuk, nilainya = 7,7 (m/s)

Maka Torsi yang di dapatkan seperti persamaan berikut :

$$\begin{aligned}T &= 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n_1} \\&= 9,74 \times 10^5 \times \frac{1 \text{ kw}}{1450 \text{ rpm}} \\&= 671,72 \text{ kg.mm}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Wt &= \frac{T}{r} \\&= \frac{671,72 \text{ kg.mr}}{50,8 \text{ mr}} \\&= 13,22 \text{ kg}\end{aligned}$$

Dimana :

T = Torsi pada poros (kg.mm)

r = Jari-jari pada pully penggerak

$$\frac{F1}{F2} = e^{\mu \cdot \Theta}$$

dimana :

$$e = 2,78 \quad (\text{Khurmi Gupta, 1982})$$

μ = Koefisien gesek, yang mana nilai koefisien gesek antara pully dan sabuk adalah 0,3 (Khurmi Gupta, 1982)

$$\Theta = \text{Sudut kontak} = 168,65^{\circ}$$

$$\Theta \times \frac{\pi}{180} = \text{radian}$$

$$= 168,65^{\circ} \times \frac{3,14}{180} = 2,94 \text{ radian}$$

Maka Tarikan sabuk pertama dan tarikan sabuk kedua dapatdi cari seperti persamaan di bawah ini :

$$\frac{F1}{F2} = e^{\mu \cdot \Theta}$$

$$= 2,78^{0,3 \cdot 2,94}$$

$$= 2,78^{0,882}$$

$$\frac{F1}{F2} = 2,464$$

$$F1 = 2,464 F2$$

$$Wt = \frac{(F1-F2)}{75} \times v$$

$$13,22 \text{ kg} = \frac{(2,464 F2 - F2)}{75} \times 7,7 \text{ m/s}$$

$$13,22 \text{ kg} = \frac{(1,464 F2)}{75} \times 7,7 \text{ m/s}$$

$$13,22 \text{ kg} = \frac{11,2 F2}{75}$$

$$F2 = \frac{75 \times 13,22 \text{ kg}}{11,2}$$

$$= 88,52 \text{ kg}$$

$$F1 = 2,464 F2$$

$$F1 = 2,464 \times 88,52 \text{ kg}$$

$$= 218,11 \text{ kg}$$

- Untuk perhitungan kekuatan tarik pada sabuk dapat menghitung seperti dibawah ini :

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

Dimana : F = tarikan pada sabuk yang terbesar

A = Luas penampang sabuk

➤ $R_x = R \cos \alpha$

$$R_y = R \sin \alpha$$

$$R = \frac{R_y}{\sin \alpha}$$

$$= \frac{9}{\sin 70} = 9,67 \text{ mm}$$

$$R_x = 9,67 \text{ mm} \times \cos 70$$

$$= 3,28$$

➤ $A_{\text{belt}} = A_1 + 2A_2$

$$= (9 \times (12,5 - 6,56)) + (3,28 \times 9)$$

$$= 53,46 + 29,52$$

$$= 82,98$$

Maka kekuatan tarik pada sabuk dapat dihitung seperti dibawah ini :

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

$$= \frac{218,11 \text{ kg}}{82,98 \text{ mm}^2}$$

$$= 2,61 \text{ kg/mm}^2$$

4.4.8 Perencanaan Pasak

- Gaya tangensial

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

$$= \frac{48700 \text{ kg.mm}}{(38 \text{ mm}/2)}$$

$$= \frac{48700 \text{ kg.mm}}{19 \text{ mm}}$$

$$= 2563.15 \text{ kg}$$

- Tegangan Geser

$$\tau_g = \frac{F}{b.l}$$

$$= \frac{2.563,19 \text{ kg}}{490 \text{ mm}^2}$$

$$= 5,2 \text{ kg/mm}^2$$

- Dimana lebar pasak diambil maksimal 0,25 dari diameter poros atau 25% dari diameter poros. (*sumber : sularso*)

$$b = 0,25 \times 38 \text{ mm} = 10 \text{ mm}, \text{ maka lebar pasak sama dengan } 10 \text{ mm}$$

- Sedangkan Untuk mencari Panjang pasak diambil persamaan $l = \frac{F}{b \times \tau_g}$

$$\tau_a = \frac{f}{l \times b} \quad \text{Maka} \quad \tau_a = \frac{\sigma_b}{sf1 \times sf2}$$

$$\begin{aligned}
 l &= \frac{f}{\tau_a \times b} && = \frac{50 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 1,4} \\
 &= \frac{2563,19 \text{ kg}}{4,4 \times 10} && = \frac{50 \text{ kg/mm}^2}{8,4} \\
 &= \frac{25.63,19 \text{ kg}}{44 \text{ mm}^2} && = 5.9 \text{ kg/mm}^2 \\
 &= 58 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

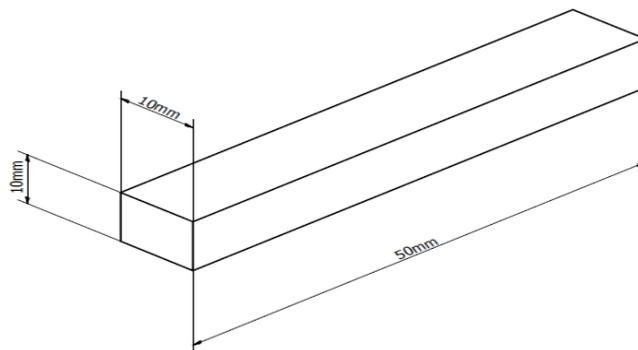
Maka Panjang Pasak adalah 58 mm^2

Dimana : F = gaya tangensial pada pasak

b = lebar pasak

τ_a = Tegangan geser yang diizinkan

σ_b = kekuatan tarik pada ST 37 = 37 kg/mm^2



Gambar 4.13 Pasak

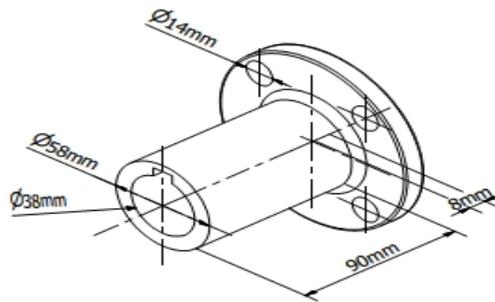
(Sumber : desain Sendiri)

maka di pilih material pasak st37 dengan $\tau_a = 4.4 \text{ kg/mm}^2$ dan pasak

aman di gunakan karena $\tau_g < \tau_a$.

4.4.9 Perencanaan Kopling

Kopling yang direncanakan pada perancangan ini adalah kopling tipe kopling cakram yang mempunyai 4 buah pion berbentuk silinder.



Gambar 4.14 Kopling

Diketahui; $r_o = r_{\text{poros}} = 20 \text{ mm}$ ($D = 40 \text{ mm}$)

$r_1 = 30 \text{ mm}$

$t = \text{tebal konis, } r_1 - r_o$

$= 10 \text{ mm}$

$T = \text{momen puntir poros, } 48700 \text{ kg.mm}$

$\tau_a = 5.5 \text{ kg/mm}^2$

$A_{\text{in}} = \text{luas alas penampang, } \pi (r_1^2 - r_o^2)$

Tegangan geser yang terjadi pada kopling (ke poros) $= \tau_g$

$$\tau_g = \frac{T}{2 A_{\text{in}} t}$$

$$= \frac{48.700 \text{ kg.mm}}{2\pi (r_1^2 - r_o^2)t}$$

$$= \frac{48.700 \text{ kg.mm}}{2 \times 3.14 ((30 \text{ mm})^2 - (20 \text{ mm})^2) 10 \text{ mm}}$$

$$= \frac{48.700 \text{ kg. mm}}{6,28 \times 500\text{mm}^2 \times 10\text{mm}}$$

$$= \frac{48700 \text{ kg. mm}}{31400 \text{ mm}^3}$$

$$= 1,55\text{kg/mm}^2$$

Maka, konis kopling ke poros aman dipakai karena $\tau_g < \tau_a$.

➤ Gaya tangensial yang terjadi pada flank untuk lubang

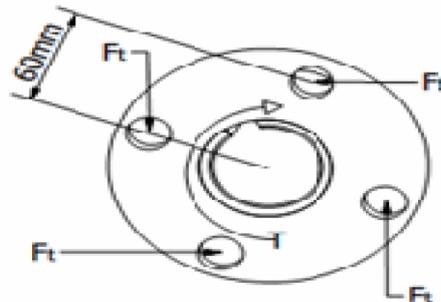
$$F_t = \frac{T}{(d/2)} \quad \rightarrow \quad F_t = \frac{T}{r}$$

$$= \frac{48700 \text{ kg mm}}{60 \text{ mm}}$$

$$= 811.6 \text{ kg}$$

$$= 7.959,07 \text{ N}$$

Dimana r = jari-jari jarak sumbu flank ke sumbu titik lubang pion, 60mm. Maka,



gaya tangensial yang terjadi pada flank untuk 1 lubang, 811.6 kg.

Gambar 4.15 Flank kopling (*desain sendiri*)

$$\blacktriangleright F_1 = F_2 = F_3 = F_4$$

$$R_1 = R_2 = R_3 = R_4$$

$$T = F_1 \times R_1 + F_2 \times R_2 + F_3 \times R_3 + F_4 \times R_4$$

$$T = 4(F \times R)$$

$$60550,3 \text{ kg.mm} = T = 4(F \times R)$$

$$4(F \times 60\text{mm}) = 48700 \text{ kg.mm}$$

$$F = \frac{48700 \text{ kg.mm}}{4 \times 60\text{mm}}$$

$$F = 202.91 \text{ kg}$$

$$\blacktriangleright 4.F_t = \frac{T}{(d/2)} \quad \rightarrow \quad 4.F_t = \frac{T}{r}$$

$$4.F_t = \frac{48700 \text{ kg.mm}}{60\text{mm}}$$

$$4.F_t = 811.66 \text{ kg}$$

$$F_t = \frac{811.66 \text{ kg}}{4}$$

$$= 202.91 \text{ kg}$$

$$= 1989,86 \text{ N}$$

maka, gaya tangensial yang terjadi pada flank untuk 4 lubang adalah 202.91 kg.

➤ Tegangan tekan pada lubang flank

Dimana; D = diameter lubang flank, 14mm

A = A_{kontak} merupakan luas alas penampang kontak ($\frac{\pi}{2} \cdot D \cdot t$)

t = tebal flank, 8mm

$$\begin{aligned} \text{➤ } \tau_p &= \frac{F_t}{A} & \rightarrow & \quad A_{\text{kontak}} = \frac{\pi D t}{2} \\ &= \frac{202.91 \text{ kg}}{175,84 \text{ mm}^2} & & \quad = \frac{3,14 \times 14\text{mm} \times 8\text{mm}}{2} \\ &= 1.153 \text{ kg/mm}^2 & & \quad = 175,84 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

maka, flank aman digunakan karena $\tau_g < \tau_a$ Tegangan yang terjadi pada pion kopling

Dimana, D = diameter pion, 10mm

A = A_{pion} merupakan luas alas penampang pion, ($\frac{\pi}{4} \cdot D^2$)

$$\begin{aligned} \text{➤ } \tau &= \frac{F_t}{A_{\text{pion}}} & \rightarrow & \quad A_{\text{pion}} = \frac{\pi}{4} \cdot D^2 \\ &= \frac{202.91 \text{ kg}}{78,5 \text{ mm}^2} & & \quad = \frac{3,14 (10\text{mm})^2}{4} \\ &= 2.58 \text{ kg/mm}^2 & & \quad = 78,5 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

maka, pion kopling aman digunakan karena $\tau_g < \tau_a$

- Tegangan geser yang terjadi pada konis kopling (ke speed reducer) τ_g

Diketahui; $r_o = r_{poros\ speed\ reducer} = 19\text{mm}$ ($D = 38\text{mm}$)

$r_1 = 29\text{mm}$

$t = \text{tebal konis, } r_1 - r_o$

$= 10\text{mm}$

$T = \text{momen puntir poros, } 48700\text{ kg.mm}$

$\tau_a = 5.5\text{ kg/mm}^2$

$A_{in} = \text{luas alas penampang, } \pi (r_1^2 - r_o^2)$

$$\tau_g = \frac{T}{2 A_{in} t}$$

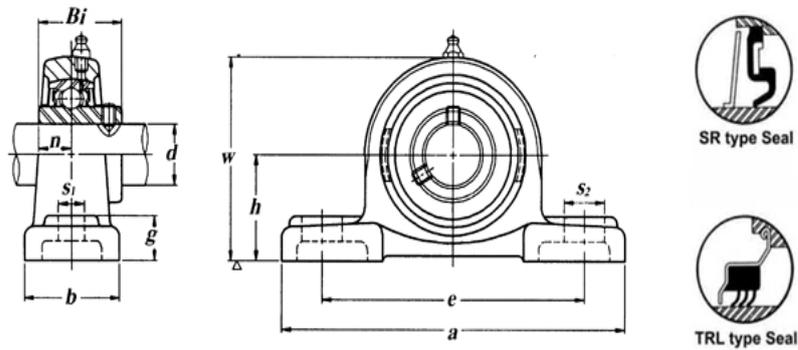
$$= \frac{48700\text{ kg.mm}}{2\pi (r_1^2 - r_o^2)t}$$

$$= \frac{48.700\text{ kg.mm}}{2 \times 3.14 ((29\text{mm})^2 - (19\text{mm})^2) 10\text{ mm}}$$

$$= \frac{48.700\text{ kg.mm}}{6,28 \times 480\text{mm}^2 \times 10\text{mm}}$$

$$= \frac{48700\text{ kg.mm}}{30144\text{mm}^3} = 1.61\text{kg/mm}^2$$

4.4.10 Perencanaan Bantalan



Gambar 4.16 Bantalan PillowBlock ASB P212-40 mm dimensions

Sumber: Desain sendiri

Direncanakan:

d_p = diameter poros pada bantalan 40 mm

T =momen puntir atau momen rencana pada poros 48700 kg.mm

$\alpha = 20^\circ$,sudut kontak. Nilai sudut antara garis aksi pada beban bola dengan

Bidang tegak lurus axis dari bantalan

- Gaya Tangensial pada permukaan diameter dalam bantalan

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{T}{d/2} \\
 &= \frac{48700 \text{ N/mm}}{40 \text{ mm}/2} \\
 &= \frac{48700 \text{ Nmm}}{20 \text{ mm}} \\
 &= 2435 \text{ N}
 \end{aligned}$$

- Gaya normal yang diterima bantalan

$$F_n = \frac{F}{\cos \alpha}$$

$$= \frac{2435}{\cos 20}$$

$$= 2539.10 \text{ kg}$$

➤ Gaya radial

$$\begin{aligned} F_r &= \sqrt{Fn^2 + fa^2} \\ &= \sqrt{(2539.10 \text{ kg})^2 + (0)^2} \\ &= 2539.10 \text{ kg} \\ &= 24900,06 \text{ N} \end{aligned}$$

➤ Gaya Ekuivalen

$$\begin{aligned} p_r &= x. v. Fr + Y.Fa \\ &= 0,43 \times 1 \times 2539.10 + 0 \\ &= 1091.77 \text{ kg} \\ &= 10706,6 \text{ N} \end{aligned}$$

➤ Faktor kecepatan

$$\begin{aligned} f_n &= \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= \left(\frac{33,3}{20 \text{ rpm}} \right)^{\frac{1}{3}} \\ &= (1665)^{\frac{1}{3}} \\ &= 1,185 \end{aligned}$$

Berdasarkan diameter bantalan yang direncanakan, maka untuk pemilihan bantalan dengan nomor, UC-P212 dengan kapasitas nominal dinamis spesifik (C) 2285,71 kg. = 22415 N

- Faktor umur bantalan

$$\begin{aligned}
 F_h &= f_n \left(\frac{C}{p_r} \right) \\
 &= 1,115 \left(\frac{2285,71 \text{ kg}}{1091,71 \text{ kg}} \right) \\
 &= 1,115 \cdot 2,09 \\
 &= 2,33
 \end{aligned}$$

- Faktor umur nominal (jam)

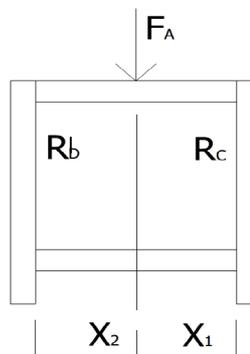
$$\begin{aligned}
 l_h &= 500 f_h^3 \\
 &= 500 \cdot 2,33^3 \\
 &= 6.324 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

Pemakaian dalam 1 hari ada lah 4 jam , berarti mekaian 6.324 jam adalah 1.581 hari

4.5.11 Perencanaan Rangka

Rangka Pengaduk

Rangka berfungsi sebagai penahan/penumpang dan mendukung kontruksi dari alat dengan kokoh



Gambar 4.17 Sketch rangka pengaduk

(sumber : desain sendiri)

dimana, $X_1 = 260 \text{ mm}$

$$X_2 = 260 \text{ mm}$$

$$R_A = R_B$$

$$R_B = R_C$$

X_2 dan X_1 merupakan setengah dari jarak lebar rangka yang mengalami beban gaya yang diterima pada ditengah rangka.

$$\sum F = 0$$

$$F_A - R_B - R_C = 0$$

$$F_A = R_B + R_C$$

$$F_A = \frac{109,94 \text{ kg}}{2}$$

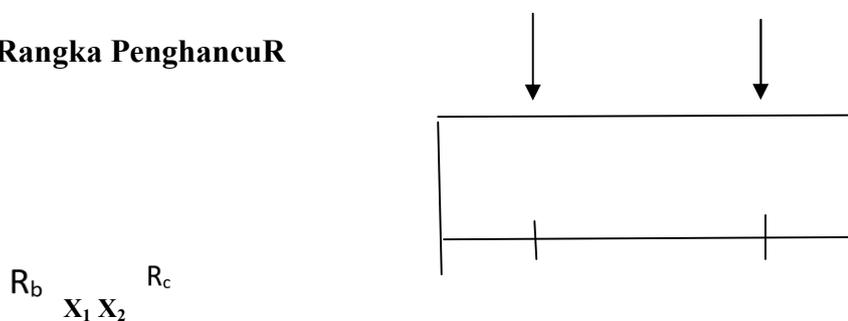
$$= 54,97 \text{ kg}$$

$$M_A = F_A \times 260 \text{ mm}$$

$$= 54,97 \text{ kg} \times 260 \text{ mm}$$

$$= 14420 \text{ kg.mm}$$

Rangka PenghancuR



Gambar 4.18 Sketch rangka penghancur

(sumber: desain sendiri)

$$X_1 = 200 \text{ mm}$$

$$X_2 = 200 \text{ mm}$$

$$R_a = R_B$$

$$R_B = R_C$$

X_2 dan X_1 merupakan setengah dari jarak lebar rangka yang mengalami beban gaya yang diterima pada ditengah rangka.

$$\sum F = 0$$

$$F_A - R_B - R_C = 0$$

$$F_A = R_B + R_C$$

$$F_A = \frac{21,6 \text{ kg}}{2}$$

$$= 10,8 \text{ kg}$$

$$M_A = F_A \times 205 \text{ mm}$$

$$= 10,8 \text{ kg} \times 205 \text{ mm}$$

$$= 2214 \text{ kg.mm}$$