

PERANCANGAN TRAINER RIPPLE MILL PEMECAH BIJI KELAPA SAWIT

Bangun Sihotang, Benny Soebagio

Program Studi Perawatan dan Perbaikan Mesin, Politeknik Santo Thomas Medan
sihotangbangun@yahoo.co.id

ABSTRAKSI

Sehubungan dengan berkembangnya pertanian kelapa sawit, semakin berkembang pula pabrik pengolahan buah kelapa sawit, mulai dari yang berkapasitas besar, maupun berkapasitas kecil. Sehingga pabrik tersebut banyak membutuhkan mesin-mesin pengolahan kelapa sawit. Salah satunya adalah mesin pemecah biji kelapa sawit (*Ripple Mill*).

Mesin pemecah biji kelapa sawit (*Ripple Mill*) adalah merupakan salah satu mesin yang sangat penting dalam pengolahan buah kelapa sawit. Dimana *Ripple Mill* berperan sebagai pemecah cangkang kelapa sawit, sebelum inti kelapa sawit diolah menjadi minyak jadi. Perencanaan mesin pemecah biji kelapa sawit (*Ripple Mill*) ini berkapasitas 1,5 ton/jam, yang digunakan pada pabrik kelapa sawit mini.

Adapun yang di dapat dari hasil perancangan ini adalah putaran rotor dalam 1 menit yakni 135,25 putaran/menit, sehingga di ambil putaran motor sebesar 135 rpm. Daya motor yang di gunakan adalah 1450 rpm dengan daya 2hp serta daya yang di rancang 1,041kw, dimana daya yang dihasilkan nantinya akan digunakan untuk memecah biji sawit sebesar 1,5 ton/jam, setelah proses pemecahan pada mesin ini diharapkan inti sawit tetap utuh sehingga meningkatkan kuantitas dan kualitas produksi kernel.

Kata kunci: perancangan, trainer, ripple mill, nut

1. PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang Masalah

Perkembangan pabrik kelapa sawit dan pengolahannya sampai saat ini banyak dimiliki oleh pemerintah melalui Badan Usaha Milik Negara (BUMN) maupun swasta dengan pengolahan minyak kelapa sawit. Pada pabrik pengolahan kelapa sawit tersebut, salah satu bagiannya, yakni: "*Ripple mill*" (Pemecah biji kelapa sawit), merupakan bagian yang terpenting, karena inti harus tetap utuh dan selanjutnya akan diproses untuk menghasilkan atau mendapatkan minyak kelapa sawit.

Pabrik kelapa sawit milik pemerintah atau BUMN, rata-rata berkapasitas cukup besar, hal ini dikarenakan hasil perkebunan yang besar. Bahkan dapat membeli hasil perkebunan kelapa sawit yang dimiliki para petani yang memiliki kebun kelapa sawit dilingkungan pabrik. Petani yang memiliki kebun sendiri tentunya tidak dapat mengolah hasil kebunnya sendiri mengingat luas areal yang tidak mencukupi dalam pembuatan pabrik kelapa sawit. Untuk menanggapi masalah diatas, pemerintah melalui Badan pusat penelitian kelapa sawit, menawarkan kepada para

petani untuk membangun pabrik kelapa sawit berkapasitas kecil dengan biaya yang murah, yakni pabrik kelapa sawit berkapasitas 5 ton/jam. dalam perencanaan pabrik kelapa sawit mini, tentunya mesin-mesin pengolah kelapa sawit di dalamnya juga harus memiliki kapasitas mini. Berarti mesin-mesin harus dirancang oleh pembuat mesin, karena belum banyak perusahaan yang memproduksi mesin pengolahan kelapa sawit berkapasitas mini.

Untuk mengatasi hasil perkebunan yang cukup besar, untuk itu Peneliti mencoba untuk merancang salah satu mesin pengolahan kelapa sawit mini

Tempat mesin pengolahan buah kelapa sawit. Mesin yang dirancang atau direncanakan adalah mesin pemecah cangkang kelapa sawit yang disebut dengan *Ripple Mill* dengan kapasitas 1,5 Nut/Jam.

1.2. Batasan Masalah

Karena keterbatasan pengalaman dan pengetahuan tentang mesin tersebut maka perlu

adanya batasan-batasan perencanaan dalam Penelitian Penelitian ini, yakni meliputi:

1. Perhitungan kapasitas.
2. Perbitungan daya motor.
3. Perencanaan dari komponen-komponen utama

1.3. Perumusan Masalah

Dengan berbagai masalah dalam indentifikasi masalah, maka mengingat konstruksi *Ripple Mill* yang direncanakan akan digunakan untuk memisahkan antara inti dan kernel. Sehubungan dengan hal tersebut, maka direncanakan sebuah unit mesin *Ripple Mill* sebagai alat pemecah berondolan, yang disesuaikan dengan kebutuhan pengolahan, disebabkan oleh banyaknya cakupan permasalahan yang ada pada perencanaan ini.

1.4. Tujuan Penelitian

Adapun tujuan dari Penelitian ini adalah membuat suatu rancangan Mesin *Ripple Mill* dan mengetahui cara kerja mesin pemecah biji kelapa sawit (*Ripple Mill*), dimana *Ripple Mill* ini berfungsi untuk menjaga inti sawit agar tetap utuh.

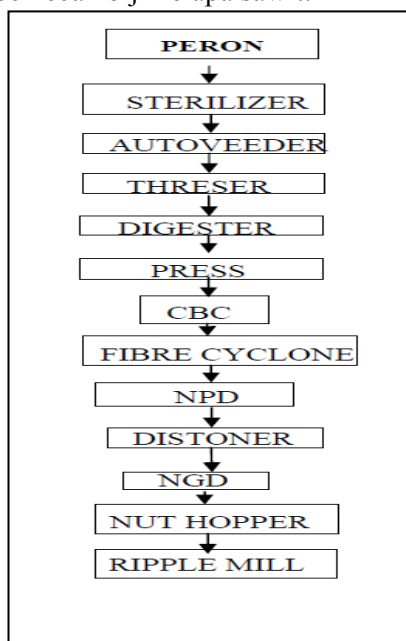
1.5. Manfaat

Adapun manfaat dari Penelitian ini ialah untuk referensi bagi pembaca dalam merencanakan sebuah *Ripple Mill*

2. KAJIAN PUSTAKA

2.1. Proses Pengolahan Kelapa Sawit

Diagram pengolahan kelapa sawit sampai proses pemecah biji kelapa sawit:



Pada pengolahan kelapa sawit, proses yang dilakukan dibagi dua bagian, yaitu:

1. Pengolahan minyak sawit
2. pengolahan inti sawit (kernel)

2.2. Ripple Mill

Tahun 1997, Deller Teknologi Australia ltd. Mengembangkan pemakaian *Ripple Mill* yang pada awalnya dimulai dari pemecahan biji bunga matahari, biji kapas dan kacang kedelai. *Ripple Mill* terdiri dari dua bagian yaitu *Rotating Rotor* dan *Stationery Plate*.

Rotating rotor terdiri dari 28 batang *rotor rod* yang terbuat dari lingkaran *carbon stell* yang terdiri dari 2 lapisan, yaitu 16 batang dipasang dibagian luar dan 16 batang dibagian dalam. *Stationery Plate* terbuat dari *High Carbon Stell* dengan permukaan bergigi tajam.

2.3. Ripple Mill Pada Pabrik Kelapa Sawit.

Mesin *Ripple Mill* adalah merupakan sebuah unit permesinan pada pabrik pengolahan kelapa sawit yang digunakan untuk memecah kelapa sawit hingga terjadi perubahan fisik sedemikian rupa setelah dilakukan proses fermentasi. Alat utama penggerak mesin ini adalah sebuah motor listrik yang menggerakkan *Ripple Mill* yang berisi biji sawit.

Motor listrik dihidupkan, puli 1 yang terdapat pada motor penggerak akan meneruskan putaran ke puli 2 dengan perantaraan sabuk. Dari puli 2 putaran ke puli 3 melalui poros transmisi. Dari puli 3 putaran diteruskan ke puli 4 melalui perantara sabuk. Selanjutnya putaran diteruskan ke *Ripple Mill* melalui rotor as yang terhubung diantara *Ripple Mill* dengan puli 4.

2.4. Fungsi Ripple Mill

Memecah cangkang biji dengan cara menggilas biji didalam plat besi yang berputar secara sentripugal, oleh karena adanya gaya sentripugal yang ditimbulkan oleh putaran rotor yang sangat tinggi, maka biji-biji yang masuk kelubang rotor akan terbawa oleh lempengan siku-siku tersebut kemudian terlempar kesamping membentur dinding, akibatnya biji-biji tersebut akan pecah dan intinya akan terpisah dari cangkang

Komponen Utama Pada *Ripple Mill*.

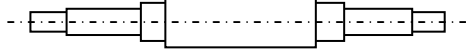
Adapun komponen utama *Ripple Mill* yang direncanakan terdiri dari beberapa bagian yaitu:

1. Rotor.

Rotor adalah bagian mesin yang berputar yang terdiri dari beberapa komponen yaitu:

As Ripple Mill

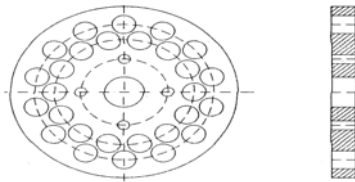
As Ripple Mill adalah poros yang digunakan sebagai penumpu beban komponen lain pada rotor. Akibat putaran as maka rotor akan berputar. Putaran as adalah akibat motor yang mentransmisikan putaran as melalui puli dan sabuk.



Gambar 1. *As Ripple Mill*

2. Piringan

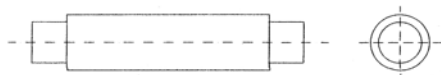
Piringan adalah salah satu komponen rotor yang digunakan sebagai kedudukan dari *Rotor Bar*. Piringan digunakan sebagai pengapit *Rotor Bar* agar tetap pada posisinya.



Gambar 2. Piringan

a. *Bar Ripple Mill*

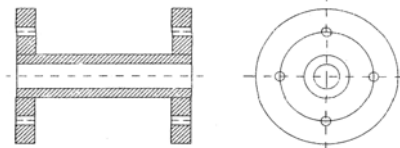
Bar Ripple Mill adalah poros pejal yang berbentuk disekeliling rotor yang digunakan tempat biji sawit yang masuk ke *Ripple Mill*. Selanjutnya *Bar Ripple Mill* akan membawa biji berputar bersama putaran rotor untuk dipecah, Jumlah *Bar Ripple Mill* secara keseluruhan adalah 16.



Gambar 3. *Bar Ripple Mill*

b. *Spacer Ring*

Spacer Ring digunakan sebagai kopling antara as dengan piringan sehingga piringan berputar bersama dengan putaran as.



Gambar 4. *Spacer Ring*

c. Baut dan Mur

Baut dan mur merupakan alat pengikat yang sangat penting pada bagian rotor. Baut dan mur memiliki fungsi sebagai pengikat antara *Space Ring* dengan piringan.

d. Pasak

Pasak terdapat antara *Rotor As* dan *Spacer Ring*. Pasak digunakan untuk penerus daya motor ke rotor.

3. *Ripple Plate*

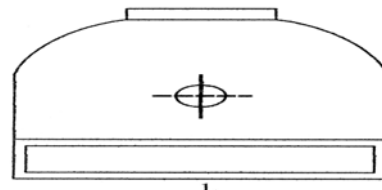
Ripple plate disebut dengan dinding pemecah biji. Biji yang dibawa berputar oleh rotor akan terlempar mengalami tekanan kedinding sehingga mengakibatkan biji terpecah. *Ripple Plate* dibuat begerigi pada dinding untuk menciptakan tekanan yang terjadi pada biji.

4. Bantalan

Bantalan pada *Ripple Mill* digunakan untuk menumpu *As Ripple Mill* berbeban, gaya yang diakibatkan oleh as hanya bantalan radial berjumlah dua buah pada dua sisi penumpu As.

5. *Ripple Side*

Ripple Side adalah penutup *Ripple Mill* agar biji yang masuk kedalam *Ripple Mill* tidak dapat keluar sebelum terjadi pemecahan.



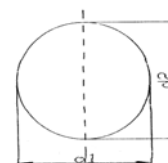
Gambar 5. *Ripple Side*

3. METODE PERHITUNGAN

3.1. Perhitungan Kapasitas

Pada tugas ini, *Ripple Mill* yang direncanakan berkapasitas 1,5 Nut/jam, untuk pengolahan kelapa sawit, maksudnya adalah *Ripple mill* dapat memecah 1,5 ton biji sawit dalam waktu 1 jam. Maka pada perencanaan ini, data yang diperoleh dari hasil pengujian pada biji kelapa sawit hasil percobaan di pabrik kelapa sawit (Lampiran 1) adalah sbb;

1. Diameter terkecil pada biji kelapa sawit yakni : 23,24 mm
2. Diameter terbesar pada biji kelapa sawit yakni : 34,36 mm
3. Massa biji kelapa sawit yakni : 15,4 gram.



Gambar 6. Diameter Biji Kelapa Sawit

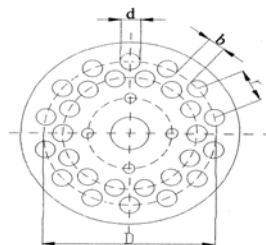
Maka untuk dapat memenuhi kapasitas sebesar 1,5 Nut/Jam yang direncanakan ada beberapa hal yang harus direncanakan, yakni sebagai berikut:

a. Perencanaan Rotor

Direncanakan bahan rotor mampu menampung biji sepanjang keliling rotor sebanyak 36 (biji) dengan rincian sebagai berikut:

- 1) Jumlah ruang biji pada keliling rotor = 9 ruang

Ruang biji pada rotor akan dibatasi oleh rotor bar, Berarti rotor bar adalah sebanyak 16 rotor bar. Jika rotor bar yang direncanakan mempunyai diameter 15 mm dan lebar ruang biji adalah sebesar diameter rata-rata pada diameter kecil biji, maka dapat dihitung diameter rotor sebagai berikut:



Gambar 7. Diameter Rotor

Keterangan:

- d = diameter rotor bar
- b = lebar ruang biji
- r = jarak antara rotor bar
- D = diameter rotor

Jarak antara rotor
= diameter rotor bar + lebar ruang biji
= 15 mm + 23,24 mm
= 348,6 mm
Keliling rotor
= Jumlah rotor bar x jarak antara bar
= 16 x 348,6mm = 5577,6 mm

Diameter rotor
= $\frac{\text{Keliling rotor}}{\pi}$
= $\frac{5577,6 \text{ mm}}{3,14}$
= 1776,3057mm \approx 178 mm

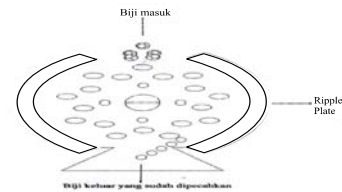
- 2) Jumlah biji pada ruang = 4 biji
Untuk memaksimalkan kapasitas rotor, maka dipilih diameter rata-rata biji pada diameter biji. Pada diameter besar sebagai acuan ukuran untuk mengisi ruang biji, sehingga didapatkan panjang efektif rotor adalah sebagai berikut:

Panjang efektif rotor
= jumlah biji dalam satu ruang x diameter besar biji
= 4 x 34,36 mm
= 137,44 mm

b. Perencanaan Putaran Rotor

Direncanakan bahwa biji yang terpecah dalam satu putaran rotor adalah sebesar 1/3 dari seluruh kapasitas rotor, ini direncanakan dinding pemecah (*Ripple Plate*) tidak menutupi seluruh keliling rotor, dengan mengetahui banyaknya biji yang terpecah dalam satu putaran.

Putaran yang dibutuhkan untuk memenuhi kapasitas *Ripple Mill* sebesar 1,5 Nut/Jam adalah sebagai berikut:(Pel-Tec,1998;1-2)



Gambar 8. Rotor Dan Ripple Plate

Biji keluar yang sudah dipecahkan
= 1/3 x kapasitas rotor
= 1/3 x 36 biji
= 12 biji
Jumlah biji dalam 1,5 ton biji
= 1,5 ton
= 1500 kg
= 1.500.000 gram
Jumlah biji dalam 1,5 ton
= $\frac{1,5 \text{ ton}}{\text{Masa rata-rata biji}}$
= $\frac{1.500.000 \text{ gr}}{15,4 \text{ gr}}$
= 97402,597 biji

Maka putaran untuk memecahkan 1,5 ton biji:
= $\frac{\text{Jumlah biji dalam 1,5 ton}}{\text{Biji yang terpecah dalam 1 Putaran}}$
= $\frac{97402,597 \text{ biji}}{12 \text{ biji/putaran}}$
= 8116,8831 putaran

Waktu yang diinginkan untuk memecah 1,5 ton biji adalah 1 jam sehingga dapat diketahui putaran biji dalam satu menit.

Dimana:
Putaran untuk memecah 1,5 ton biji dalam 1 jam = 8116,8831 putaran/menit

$$\text{Putaran dalam 1 menit} = \frac{9116,8931 \text{ putaran}}{60 \text{ menit}}$$

$$= 135,28139 \text{ putaran/menit}$$

Untuk memaksimalkan kapasitas, maka diambil putaran rotor 135,3 rpm.

3.2. Pemilihan dan Perhitungan Motor Penggerak

a. Pemilihan Motor Penggerak

Dari hasil perhitungan kapasitas, bahwa untuk memaksimalkan kapasitas 1,5 ton/jam, dimana putaran rotor dalam 1 menit yakni : 135,3 putaran /menit, sehingga diambil putaran motor sebesar: 135,3 rpm direncanakan.

b. Perhitungan Motor Penggerak

Untuk dapat mengetahui daya dari motor penggerak yang dibutuhkan pada *Ripple Mill*, maka dihitung torsi yang terjadi akibat massa yang berputar pada as *ripple mill* atau poros *Ripple mill* (torsi tanpa beban).

1. Torsi Tanpa Beban.

Torsi tanpa beban adalah torsi yang terjadi akibat massa yang berputar pada poros. Perhitungan torsi akibat massa yang berputar dapat dihitung, yakni sebagai berikut:

Rotor (IR)

Massa rotor : dapat diketahui dengan menghitung massa pada tiap komponen yang telah direncanakan. Rotor pada *ripple mill* terdiri dari beberapa komponen rotor yakni:

1. Piringan
2. *Space ring*
3. *Bar ripple mill*
4. Baut dan Mur

Perhitungan massa tiap komponen rotor dijelaskan sebagai berikut:

Massa Piringan Dapat Diketahui:

$$\rho \text{ piringan} = 7850 \text{ kg/mm}^3 \text{ (massa jenis bahan: lampiran 9)}$$

$$\text{Jumlah piringan} = 2$$

Untuk menghitung massa digunakan persamaan menurut: Sularso,1987. Hal:27

$$\text{Volume piringan} = V_1 - (V_2 + V_3 + V_4)$$

$$V_1 = 1/4 \cdot \pi \cdot d_o^2 \cdot t = 314000 \text{ mm}^3$$

Dimana :

$$V_2 = 18 (1/4 \cdot \pi \cdot d_1^2 \cdot t) = 31792,5 \text{ mm}^3$$

$$V_3 = 4 (1/4 \cdot \pi \cdot d_2^2 \cdot t) = 6531,2 \text{ mm}^3$$

$$V_4 = (1/4 \cdot \pi \cdot d_3^2 \cdot t)$$

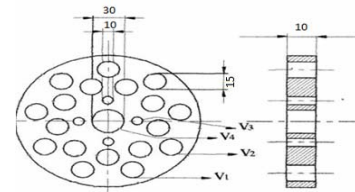
$$= 7065 \text{ mm}^3$$

Volume piringan

$$= 314000 - (31792,5 + 6531,2 + 7065) = 2,6 \cdot 10^4 \text{ m}^3$$

Massa piringan

$$= 2 (7850 \cdot 2,6 \cdot 10^4) = 4,08 \text{ kg}$$



Gambar 9. Rencana Piringan

Massa Space Ring Dapat Diketahui:

$$\rho \text{ piringan} = 7850 \text{ kg/mm}^3 \text{ (massa jenis bahan: lampiran 9)}$$

$$\text{Jumlah piringan} = 1$$

massa space ring

$$= \rho \cdot V \dots \dots \text{ (Sularso,1987. Hal:27)}$$

$$\text{Volume space ring} = V_1 + V_2 - V_3$$

$$V_1 = 1/4 \cdot \pi \cdot (D_1^2 - D_o^2) \cdot I = 85408 \text{ mm}^3$$

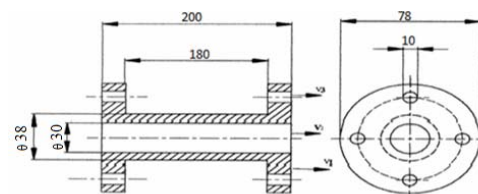
$$V_2 = 2 (1/4 \cdot \pi (D_1^2 - D_o^2) \cdot t) = 7284800 \text{ mm}^3$$

$$V_3 = 4 (1/4 \cdot \pi \cdot (D^2) \cdot t) = 3140 \text{ mm}^3$$

$$\text{Volume space ring} = 85408 + 7284800 - 3140$$

$$= 7,3 \cdot 10^4 \text{ m}^3$$

$$\text{Massa space ring} = 7850 (7,3 \cdot 10^4) = 5,73 \text{ kg}$$



Gambar 10. Rencana Space Ring

Massa Rotor Bar Dapat Diketahui:

$$\rho \text{ bar ripple mill} = 7850 \text{ kg/mm}^3 \text{ (massa jenis bahan: lampiran 9)}$$

$$\text{Jumlah bar} = 16$$

$$\text{Massa rotor bar} = 16 (\rho \cdot V)$$

Volume rotor bar

$$= V_1 + V_2$$

$$V_1 = 1/4 \cdot \pi \cdot (D_1^2) \cdot I$$

$$= 35325 \text{ mm}^3$$

$$V_2 = 2 (1/4 \cdot \pi (D^2) \cdot t)$$

$$= 7598,8 \text{ mm}^3$$

Maka:

Volume Bar *ripple mill*

$$= 35325 + 7598,8$$

$$= 4,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

massa Bar *ripple mill*

$$= 16 (7850 \cdot 3,7 \cdot 10^{-5})$$

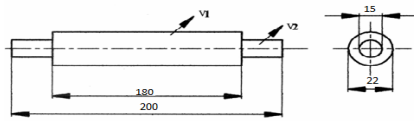
$$= 4,64 \text{ kg}$$

Dengan demikian massa rotor bar yang didapat adalah sebagai berikut:

$$m = \text{massa piringan} + \text{massa space ring} + \text{massa rotor bar}$$

$$= 4,08 + 5,73 + 4,64$$

$$= 14,45 \text{ kg}$$



Gambar 11. Ukuran Rencana Bar *Ripple Mill*

Jari-Jari Rotor Dapat Diketahui:

Jari-jari rotor adalah sebesar jari-jari piringan, yakni:

$$r = 77 \text{ mm}$$

Inersia Rotor (IR) Dapat Diketahui:

Diasumsikan rotor adalah silinder pejal

$$I_r = 1/2 m \cdot r^2 \dots (\text{Suryanto,1995. Hal:110})$$

Dimana :

$$I_r = \text{Inersia rotor (kg. mm}^2)$$

$$m = \text{Massa rotor (kg)}$$

$$r = \text{Jari-jari (mm)}$$

$$I_r = 1/2 \cdot 9,87 \cdot (77)^2$$

$$= 29259,615 \text{ kg. mm}^3$$

$$= 2,92 \cdot 10^{-3} \text{ kg.m}^3$$

Puli (Ip)

Massa puli

$$\text{Diameter puli (D)} = 390 \text{ mm}$$

$$\text{Tebal puli (t)} = 20 \text{ mm}$$

$$\rho \text{ puli} = 7850 \text{ kg/mm}^3$$

$$\text{Jumlah puli} = 1$$

Massa puli

$$= \rho \cdot V \dots (\text{Sularso,1987. Hal:27})$$

$$V = 1/4 \cdot \pi \cdot (D^2) t$$

$$= 2,38 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$$

$$\text{Massa puli} = \rho \cdot V$$

$$= 18,68 \text{ kg}$$

Jari-Jari Puli Dapat Diketahui:

$$R = 1/2 \cdot D$$

$$= 195 \text{ mm}$$

Inersia Puli (Ip) Dapat Diketahui:

$$I_p = 1/2 \cdot m \cdot r^2 (\text{Suryanto,1995. Hal:110})$$

$$= 0,355 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

As/Poros (Ipr)

Massa poros

$$\rho \text{ poros} = 7850 \text{ kg/mm}^3$$

$$\text{Massa} = \rho \cdot V$$

$$\text{Volume} = V_1 + V_2 + V_3$$

$$V_1 = 1/4 \cdot \pi \cdot (d^2) \cdot l$$

$$= 50534,3 \text{ mm}^3$$

$$V_2 = 1/4 \cdot \pi \cdot (d^2) \cdot l$$

$$= 26595,2 \text{ mm}^3$$

$$V_3 = 1/4 \cdot \pi \cdot (d^2) \cdot L$$

$$= 50240 \text{ mm}^3$$

$$\text{Volume poros} = V_1 + V_2 + V_3$$

$$= 1,387 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Massa poros

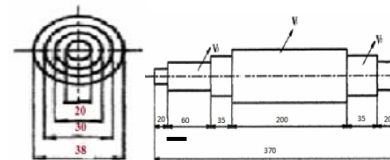
$$= \rho \cdot V \dots (\text{Sularso,1987.hal:27})$$

$$= 1,08 \text{ kg}$$

Jari-jari poros

$$R = D/2$$

$$= 12,5 \text{ mm}$$



Gambar 12. Ukuran Rencana As/Poros

Inersia Poros Dapat Diketahui:

Persamaan yang digunakan menurut:Suryanto,1995. Hal:110

$$I_{pr} = 1/2 \cdot m \cdot r^2$$

$$= 19,49 \cdot 10^{-5} \text{ kg.m}^2$$

Inersia Total Dapat Diketahui:

$$I_{pr} = I_r + I_p + I_{pr}$$

$$= 0,3590043 \text{ kg. m}^2$$

$$\approx 0,36 \text{ N}$$

Percepatan Sudut (α)

Persamaan yang digunakan menurut :
Holiday & Hasnick,1982. Hal 11

$$\alpha = \frac{W_f - W_0}{t}$$

Dimana :

$$W_f = \text{kecepatan sudut (rad/s)}$$

$$W_0 = \text{kecepatan sudut awal (rad/s)}$$

$$t = \text{waktu yang ditempuh (s)}$$

Jika pada awal antara putaran poros normal dalam waktu 5 detik, maka percepatan sudut adalah:

$$W_f = \frac{2 \pi n}{60} = \frac{2 \cdot 2 \cdot 14 \cdot 125}{60} = 14,3 \text{ rad/s}$$

$$W_0 = 0$$

$$\text{maka: } \alpha = \frac{14,3 - 0}{60} = 0,23 \text{ rad/s}^2$$

- Torsi tanpa beban/torsi inersia (T_i)

Persamaan yang digunakan menurut: Holiday & Hasnick, 1982. Hal: 11-4

$$T_i = I \cdot \alpha$$

Dimana:

T_i = Torsi (Nm)

I = Inersia ($\text{kg} \cdot \text{m}^2$)

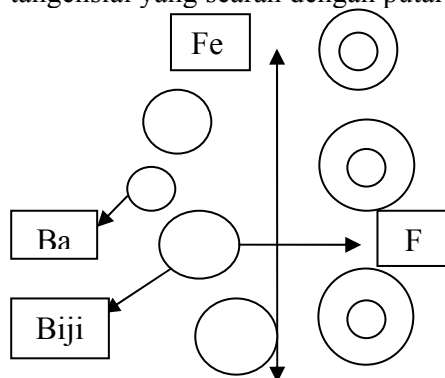
α = percepatan sudut (rad/s^2)

$T_i = 0,36 \cdot 0,23$

$= 0,08 \text{ Nm}$

2. Torsi Dengan Beban

Akibat putaran rotor membawa biji untuk dipecah pada dinding pemecah (*Ripple Plate*) maka dihasilkan gaya pemecah biji dan gaya tangensial yang searah dengan putaran rotor.



Gambar 13. Gaya Pemecah (F)

Gaya tangensial pada 1 biji (F)

Persamaan yang digunakan menurut: Gere & Timoshenko, 1982. Hal: 118

$$F = F_{tl}$$

Dimana:

F = gaya gesek pada 1 biji (N)

F_{tl} = gaya tekan memecah biji (N)

$F = F_{tl}$

$F_{tl} = F$

$= 145,8 \text{ N}$

Gaya tangensial (F_t)

Dalam satu kali putaran biji yang terpecah sebanyak 12 biji, maka gaya tangensial yang terjadi adalah:

$$F_t = F_{tl} \cdot 12$$

$$= 145,8 \cdot 12$$

$$= 1749 \text{ N}$$

Torsi dengan beban pemecah (T)

Persamaan yang digunakan menurut: Suryanto, 1995. Hal: 108

$$T = F_t \cdot r$$

Dimana :

T = Torsi (Nm)

F_t = Gaya tangensial (N)

r = Jari-jari rotor

$= 1/2$ diameter rotor

$= 62 \text{ mm}$

$T = 1749 \text{ N} \cdot 62 \text{ mm}$

$= 108,44 \text{ Nm}$

Torsi Total (T_t)

T_t = Torsi dgn beban + Torsi tnp beban

$= 108,44 + 0,08$

$= 0,10 \text{ Nm}$

Daya Motor (P)

Persamaan yang digunakan menurut: Suryanto, 1995. Hal: 108

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot T \cdot N}{60}$$

Dimana:

P = daya motor (Kw)

N = putaran rotor (rpm)

T = torsi (Nm)

Maka :

$$P = \frac{2 \cdot \pi \cdot 135 \cdot 0,10}{60}$$

$$= 1,431 \text{ kw} \approx 1,4 \text{ Kw}$$

Daya Rencana (Pd)

Persamaan yang digunakan menurut: Sularso & Suga, 1997. Hal: 7

$$Pd = F_c \times P$$

Dimana :

Pd = daya rencana (Kw)

P = daya motor (Kw)

F_c = Faktor koreksi (diambil 1,2)

Maka:

$$Pd = 1,2 \times 1,4 \text{ Kw}$$

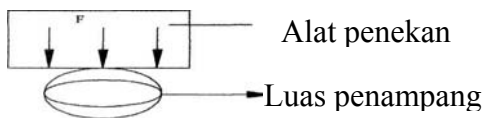
$$= 1,68 \text{ Kw}$$

$$= 2,28 \text{ Hp} \approx 3 \text{ Hp}$$

Sehingga demikian daya motor yang diambil ada 3 Hp dengan putaran motor 1450 rpm, dimana Ripple Mill hanya membutuhkan 135 rpm,.

3. Gaya Pemecah Biji

Dari data hasil pengujian biji kelapa sawit (pada perhitungan kapasitas), maka diketahui bahwa untuk memecahkan biji kelapa sawit sehingga mendapatkan inti sawit dibutuhkan gaya rata-rata sebesar 1800 N, pada pengujian tersebut yang dilakukan adalah dengan memberikan gaya tekan pada luas penampang biji, sehingga dapat dihitung tekanan bidang yang diberikan untuk memecah biji, yakni sebagai berikut:



Gambar 14. Pemecahan Biji pada Percobaan

Tekanan bidang untuk memecah biji (τ_b):

$$\tau_b = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (\text{Suryanto, 1995. Hal:116})$$

Dimana;

τ_b : tekanan bidang (N/mm^2)

F : gaya yang diberikan (N)

A : luas penampang penerima gaya

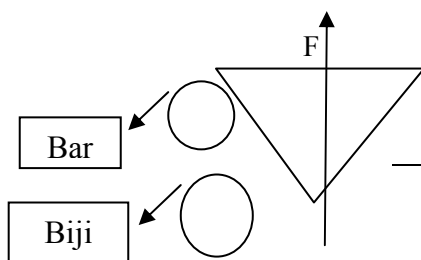
Jika F = 1800 N

$A = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot d^2 \rightarrow d =$ diambil dari diameter rata-rata pada diameter kecil biji kelapa sawit

$$\text{Jadi : } A = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (23,24)^2 \text{ mm} \\ = 424,19 \text{ mm}^2$$

$$\text{Maka : } \tau_b = \frac{1800 \text{ N}}{424,19 \text{ mm}^2} \\ = 4,24 \text{ N/mm}^2$$

Disini direncanakan bahwa dinding pemecah biji pada *ripple mill*, yakni *Ripple plate* mempunyai penampang yang berbentuk gerigi sehingga gaya yang dibutuhkan untuk memecahkan biji untuk menghasilkan tekanan yang sama untuk memecahkan biji menjadi lebih kecil. Ini dikarenakan luas penampang dinding pemecah yang menekan biji lebih kecil dari luas penampang ketika melakukan pengujian dalam memecahkan biji kelapa sawit.



Gambar 15. Kondisi Pemecah *Ripple Mill*

Pada *Ripple Mill* pemecah biji dilakukan dengan luas penampang dinding pemecah yang lebih kecil dari luas penampang pemecah. Pada pengujian luas penampang dinding pemecah yang tajam dianggap persegi dengan menganggap lebarnya sebesar 1 mm dan panjangnya sebesar diameter besar biji, sehingga didapatkan gaya yang dibutuhkan dinding pemecah untuk memecah biji.

1. Luas Penampang Dinding Pemecah (*Ripple Mill*)

$$A = b \cdot l$$

Dimana:

A = luas penampang (mm^2)

B = lebar (mm)

l = panjang (mm)

$$\text{Jika: } b = 1 \text{ mm} \\ = 34,36 \text{ mm}^2$$

Maka:

$$A = 1 \text{ mm} \cdot 34,36 \text{ mm} \\ = 34,36 \text{ mm}^2$$

2. Gaya Tekan Yang Dibutuhkan Oleh Dinding Pemecah (*Ripple Mil*)

$$\tau_b = \frac{F}{A} \dots\dots\dots (\text{Suryanto, 1995. Hal:21})$$

Maka:

$$F = \tau_b \cdot A$$

$$F = 145,8 \text{ N}$$

Dengan demikian gaya tekan yang dibutuhkan *Ripple Mill* untuk memecah sebuah biji adalah sebesar : 145.8 N

D. Perencanaan Komponen Utama

1. Perencanaan Sabuk Dan Puli

Direncanakan sabuk dan puli digunakan untuk meneruskan daya dari motor dan diteruskan ke *ripple mill*, sehingga *ripple mill* mendapatkan putaran yang dibutuhkan pada waktu proses pemecah biji sawit.

Putaran yang dibutuhkan *Ripple mill* lebih kecil dari putaran motor, dimana *Ripple mill* membutuhkan putaran 135 rpm untuk memecah biji. Untuk itu putaran yang direncanakan menggunakan sabuk dan puli dua tingkat.

i. Sabuk Dan Puli 1

Penempatan sabuk dan puli I terlihat pada gambar.

Putaran dan diameter puli yang direncanakan adalah sebagai berikut:

$$d_1 = 65 \text{ mm (lampiran 5)}$$

$$n_1 = 1450 \text{ rpm (putaran motor)}$$

$$I = 2$$

$$I = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1} \dots\dots\dots (\text{Sularso \& Suga, 1997. Hal:116})$$

- Kesimpulan:
- $n_1 = 1450 \text{ rpm}$
 - $n_1 = n_3 = 1450 \text{ rpm}$
 - $n_2 = n_4 = 720 \text{ rpm}$
 - $d_1 = 65 \text{ mm}$
 - $d_2 = 130 \text{ mm}$
 - $d_3 = d_1$
 - $d_4 = 130 \text{ mm}$

Penampang sabuk

Berdasarkan daya yang direncanakan 1,7 Kw, yang diteruskan oleh sabuk dan puli, maka dipilih sabuk-V tipe A(lampiran 2) bahan karet dengan tegangan tarik sebesar 4-5 N/mm² dengan ukuran sebagai berikut: (Sularso & Suga,1997. Hal: 164)

Luas penampang sabuk V tipe A

$$\begin{aligned} \sin 20^\circ &= X / 9 \\ X &= \sin 20^\circ \cdot 9 \\ &= 2,78 \text{ mm} \\ b &= 12,5 - 2 X \\ &= 6,94 \text{ mm} \\ A &= \frac{12,5+6,94}{2} \cdot 9 \\ &= 9,73 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

Analisa perhitungan panjang sabuk diperoleh dengan persamaan (Khurmi, 1980 : 661)

$$L = \left[\pi (r_1 + r_2) + 2x \left(\frac{r_1 + r_2}{x} \right)^2 \right]$$

Maka:

$$\begin{aligned} L &= \\ & \left[3,14 (32,5 + \right. \\ & \left. 65) + 2x 260 \left(\frac{65+32,5}{260} \right)^2 \right] \\ &= 826,32 \text{ mm} \end{aligned}$$

Sudut apit sabuk terdapat puli penggerak (θ_1)

Persamaan yang digunakan menurut: Sularso & Suga,1997. Hal:173

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \\ & \left[180^\circ - \right. \\ & \left. 2 \sin^{-1} \left(\frac{r_2 + r_1}{x} \right) \right] \pi / 180 \text{ (rad)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \\ & \left[180^\circ - \right. \\ & \left. 2 \sin^{-1} \left(\frac{65+32,5}{260} \right) \right] \pi / 180 \text{ (rad)} \\ &= 2,89 \text{ rad} \end{aligned}$$

Sudut apit sabuk terhadap puli besar digerakkan (θ_2)

$$\theta_2 = \left[180^\circ + 2 \sin^{-1} \left(\frac{r_2 + r_1}{x} \right) \right] \pi / 180 \text{ (rad)}$$

$$\begin{aligned} \theta_2 &= \\ & \left[180^\circ + \right. \\ & \left. 2 \sin^{-1} \left(\frac{65+32,5}{260} \right) \right] \pi / 180 \text{ (rad)} \\ &= 3,39 \text{ rad} \end{aligned}$$

Kecepatan linier sabuk I (V)

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} \dots (\text{Sularso \& Suga,1997. Hal:166})$$

Dimana:

V= kecepatan linier sabuk (m/s)

d= diameter puli yang digerakkan (m)

n= putaran puli yang digerakkan (rpm)

$$\begin{aligned} V &= \frac{3,14 \cdot 0,13 \cdot 72,5}{60} \\ &= 4,9 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Torsi yang dialami puli yang digerakkan (T)

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \times 10^5 \text{ Pd/n} \dots (\text{Sularso \& Suga,1997. Hal:7}) \\ &= 1677,9 \text{ kg. mm} \end{aligned}$$

Tegangan sabuk (T)

$$T = (F_1 - F_2) r$$

Dimana :

T= torsi (kg.mm)

F₁= tegangan sabuk sisi kancang (N)

F₂= tegangan sabuk sisi longgar (N)

r= jari-jari puli yang digerakkan (mm)

$$\begin{aligned} F_i &= T/r + F_2 (\text{Persamaan 1}) \\ &= e^{\mu \theta / (\sin \alpha / 2)} \end{aligned}$$

$$F_1 = F_2 \cdot e^{\mu \theta / (\sin \alpha / 2)} (\text{Peraamaan 2})$$

Substitusi persamaan (1) dan (2)

$$F_2 \cdot e^{\mu \theta / (\sin \alpha / 2)} = T/r + F_2$$

$$\begin{aligned} F_2 &= \frac{T/r}{(e^{\mu \theta / (\sin \alpha / 2)} - 1)} = T/r + F_2 \\ &= 129,03 \text{ N} \end{aligned}$$

$$F_1 = T/r + F_2 = 381,09 \text{ N}$$

Tegangan tarik sabuk

$$\begin{aligned} T &= F_1 / A \\ &= 4,50 \text{ N/mm}^2 \approx 4,5 \text{ N/mm}^2 \end{aligned}$$

Karena bahan sabuk adalah kulit dengan kekuatan tarik 4-5 N/mm² maka dengan demikian sabuk layak untuk digunakan.

2. Pemilihan Sabuk

Berdasarkan daya rencana 1,2439 kW, yang akan diteruskan oleh sabuk dan puli maka dipilih sabuk- V tipe A. Bahan sabuk extra multus dengan kekuatan tarik 20 N/mm², koefisien gesek 0,5 (lampiran 2)

uas penampang sabu v tipe A

$$A = \frac{12,5+6,9}{2} \cdot 9$$

$$= 84,6 \text{ mm}^2$$

Panjang sabuk

$$L = \left[\pi (r_3 + r_4) + 2x + \frac{(r_4 - r_3)^2}{x} \right]$$

$$r_3 = d_3 / 2 = 47,5 \text{ mm}$$

$$r_4 = d_4 / 2 = 285 \text{ mm}$$

$$x = 2 \cdot d_4 = 1140 \text{ mm}$$

Maka:

L=

$$\left[3,14(47,5 + 285) + 2 \times 140 \frac{(285 - 47,5)^2}{1140} \right]$$

$$= 3324,62 \text{ mm}$$

Sudut apit sabuk terhadap puli kecil / penggerak I (θ_1)

$$\theta_1 = \frac{\left[180^\circ - 2 \sin^{-1} \left(\frac{r_4 - r_3}{x} \right) \right] \pi / 180 \text{ (rad)}}{180 \text{ (rad)}} = 2,72 \text{ rad}$$

Sudut apit sabuk terhadap puli besar / puli yang digerakkan (θ_2)

$$\theta_2 = \frac{\left[180^\circ + \sin^{-1} \left(\frac{r_4 - r_3}{x} \right) \right] \pi / 180 \text{ (rad)}}{180 \text{ (rad)}} = 3,56 \text{ rad}$$

Kecepatan linier sabuk II (V)

Persamaan yang digunakan menurut: Sularso & Suga,1997. Hal:166

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{60} = 3,61 \text{ m/s}$$

Torsi yang dialami puli yang digerakkan (T)

Persamaan yang digunakan menurut:Sularso & Suga,1997. Hal:7

$$T = 9,74 \times 10^5 \text{ Pd/n}$$

Dimana:

T = Torsi (kg. mm)

Pd = daya rencana (Kw)

n = putaran puli yang digerakkan (rpm)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{1,249/121}{10053,93 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2}$$

Tegangan tarik sabuk (τ)

Persamaan yang digunakan menurut: Stolk,Elemen Mesin,1994. Hal:478

$$T = (F_3 - F_4) r$$

Dimana:

T = torsi (kg.mm)

F_2 = tegangan sabuk sisi kencang (N)

F_4 = tegangan sabuk sisi longgar (N)

r = jari-jari puli yang digerakkan (mm)

$$F_3 = T/r \quad F_2 \text{ (Persamaan 1)}$$

$$F_3/F_4 = e^{\mu\theta/\sin \alpha/2}$$

$$F_3 = F_4 \cdot e^{\mu\theta/\sin \alpha/2} \dots \text{ (Persamaan2)}$$

Substitusi persamaan (1) dan (2)

$$F_4 = \frac{T/r}{(e^{\mu\theta/\sin \alpha/2} - 1)} = T/r + F_2 = 227,6 \text{ N}$$

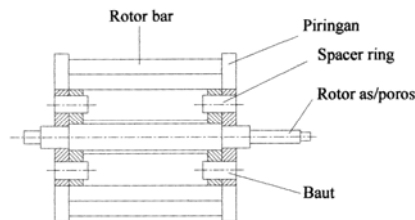
$$F_3 = T/r + F_4 = 1261 \text{ N}$$

Tegangan tarik sabuk (T)

$$T = F_3 / A = 14,9 \text{ N/mm}^2$$

Karena bahan sabuk adalah extra multus dengan kekuatan tarik 20 N/mm maka dengan demikian sabuk layak untuk digunakan.

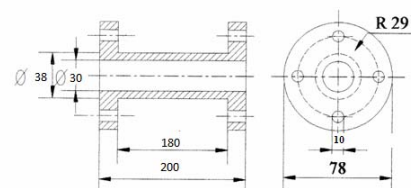
G. Perencanaan Spacer Ring



Gambar 16. Specer Ring pada Motor

Sepecer ring yang direncanakan mempunyai ukuran sebagai berikut:

1. Diameter dalam =25 mm
2. Diameter naf =35 mm
3. Diameter luar = 78 mm
4. Diameter lubang baut = 10 mm
5. Diameter baut =10 mm
6. Tebal (flange) =15 mm



Gambar 17. Ukuran Rencana Specer Ring

Dari data *spacer ring* dapat kita analisa tegangan yang dialami *spacer ring* dan baut sehingga kita dapat menentukan bahan yang aman digunakan pada *spacer ring* dan baut.

Tegangan geser ditinjau dari ukuran naf
Persamaan yang digunakan menurut Sularso & Suga,1997. Hal:7

$$T = \frac{\pi}{16} D^3 (1 - k^4) \tau \quad k = \frac{d}{D}$$

$$K = \frac{D}{d}$$

$$K = \frac{35}{16} = 0,7$$

$$\tau = \frac{T \cdot 16}{D^3 \cdot \pi \cdot (1 - k^4)}$$

$$= \frac{838.983 \cdot 16}{(35)^3 \cdot 3,14 \cdot (1 - (0,7)^4)}$$

$$= 0,131 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser ditinjau dari tebal *flange*

$$\tau = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot D^2 \cdot t_f} \quad \dots(\text{Sularso \& Suga,1997. Hal:34})$$

$$\tau = \frac{2 \cdot 838.983}{3,14 (35)^2 \cdot 15}$$

$$= 0,29 \text{ kg / mm}^2$$

Tegangan geser bahan *spacer ring*

Dipilih bahan *spacer ring* adalah FC 20 (JIS G 3501) dengan kekuatan tarik sebesar 20 kg / mm².(Sularso & Suga,hal 335)

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{\frac{s_{f1} \times s_{f2}}{95}} \dots(\text{Sularso \& Suga,1997. Hal:8})$$

$$\tau_a = \frac{9,5}{9 \times 2}$$

$$= 9,5 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_a > 0,029 \text{ kg/mm}^2$$

Dengan demikian bahan yang dipilih untuk *spacer ring* layak digunakan.

H. Perencanaan Rotor Bar

1. Rotor Bar Dengan Gaya Tangensial (Bagian Luar)

Gaya tangensial terjadi pada masing-masing biji sebesar 87,48 N tersebar merata pada poros. Jika jarak pembersih gaya adalah diameter biji, maka gaya tangensial sebagai beban merata pada rotor bar adalah sebagai berikut;

$$F_{ta} = q/r$$

$$= 145,8 / 34,36$$

$$= 4,243 \text{ N}$$

$$F_t = 4,243 \times 103$$

$$= 437,029 \text{ N}$$

Tegangan geser yang terjadi akibat gaya tangensial

Direncanakan diameter minimum rotor bar adalah sebesar 15 mm dengan demikian tegangan geser yang terjadi adalah sebagai berikut;

$$\tau_a = \frac{10,2 \cdot M}{d^3} \dots(\text{Suryanto,1995.Hal:30})$$

$$= \frac{10,2 \cdot 11253,49}{15^3}$$

$$= 3,46 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser akibat gaya tekan

Direncanakan diameter minimum rotor bar adalah sebesar 15 mm dengan demikian tegangan gaya geser yang terjadi adalah sebagai berikut;

- Massa Rotor bar

$$\tau_a = \frac{10,2 \cdot M}{d^3} \dots(\text{Suryanto,1995. Hal:30})$$

$$= \frac{10,2 \cdot 11252,75}{15^3}$$

$$= 34 \text{ N / mm}^2$$

$$= 3,46 \text{ kg / mm}^2$$

2. Bahan Rotor Bar

Direncanakan bahan rotor bar bagian luar dan dalam adalah sama pemilihan bahan rotor bar berdasarkan tegangan geser terbesar pada rotor bar yaitu rotor bar yang mengalami. Dipilih bahan rotor adalah S 20 C dengan kekuatan tarikya 48 kg / mm² (Dari tabel baja karbon : Sularso & Suga,1997. Hal 3)

Kekuatan geser bahan

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{\frac{s_{f1} \times s_{f2}}{5 \times 2}} \dots(\text{Sularso \& Suga,1997.Hal:7,8})$$

$$= \frac{48}{5 \times 2} = 4,8 \text{ kg / mm}^2$$

Dengan demikian rotor bar layak untuk digunakan.

I. Perencanaan Piringan

Seperti telah diketahui pada perencanaan rotor bar, reaksi yang terjadi pada piringan adalah sebagai berikut:

1. Reaksi pada piringan yang menumpu rotor bar bagian luar
 $R_A = R_B = 218,51 \text{ N}$
2. Reaksi pada piringan yang menumpu rotor bar bagian luar
 $R_A = R_A = 218,51 \text{ N}$

Dipilih berdasarkan reaksi yang terbesar pada piringan 218,51 N dalam 1 putaran rotor bar bagian dalam yang mengalami gaya tekan sebagai 3 buah sehingga gaya yang dialami piringan yakni;

Gaya yang dialami piringan

$$F = R_A \cdot n \dots \dots \dots (\text{Suryanto, 1995. Hal: 116})$$

Dimana:

F = Gaya (N)

R_A = reaksi piringan terhadap gaya tekan pada rotor bar (N)

n = Jumlah rotor bar

Maka:

$$F = 218,5 \cdot 3 = 665,5 \text{ N}$$

Tekanan bidang pada piringan

$$\tau_0 = F/A, A = d \cdot t_p \dots (\text{Suryanto, 1995. Hal: 105})$$

Maka ;

$$\begin{aligned} \tau_0 &= 665,55/15,15 \\ &= 2,91 \text{ N/mm}^2 \\ &= 0,29 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Dipilih bahan rotor adalah S 30 C dengan kekuatan tariknya 48 kg/mm² (Dari tabel baja karbon: Sularso & Suga, 1997. Hal 3

Kekuatan Geser Bahan Piring

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{s f_1 \cdot \pi \cdot s f_2} \dots (\text{Sularso \& Suga, 1997. Hal: 25, 28})$$

$$= \frac{48}{5 \cdot 2} = 4,8 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_a > 0,29 \text{ kg/mm}^2$$

Dengan demikian bahan piringan layak untuk digunakan.

J. Perencanaan Dinding Pemecah (*Ripple Plate*)

Pada perencanaan *Ripple mill* ini, *Ripple plate* yang direncanakan adalah sebagai berikut;

1. Jumlah gigi (z) = 15
2. Tebal akar gigi (b) = 15 mm
3. Panjang efektif *ripple plate* (l) = 104 mm

Tegangan geser pada gigi (F_t)

$$\tau = F/A, A = d \cdot l \dots (\text{Suryanto, 1995. Hal: 105})$$

maka :

$$\begin{aligned} \tau &= \frac{437,029}{15 \cdot 104} \\ &= 0,280 \text{ N/mm}^2 = 0,28 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Kekuatan geser bahan piringan

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{s f_1 \cdot \pi \cdot s f_2} \dots (\text{Sularso \& Suga, 1997. Hal: 25, 28})$$

$$= \frac{48}{5 \cdot 2} = 4,8 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau > 0,028 \text{ kg/mm}^2$$

Dengan demikian rotor bar layak untuk digunakan.

K. Perencanaan Bantalan

1. Bantalan Pada Poros Transmisi Dan Rotor As.

Beban ekivalen dinamis

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \dots (\text{Sularso \& Suga, 1997. Hal: 135})$$

Dimana :

X = faktor radial = 0,56 diambil

V = faktor rotasi = 1 diambil

Y = faktor axial = 0

F_r = gaya radial

F_a = gaya axial

Gaya radial (F_r)

$$F_r = \frac{T}{0,5 \cdot d} \dots (\text{Sularso \& Suga, 1997. Hal: 136})$$

$$\text{Maka : } F_r = \frac{938,983}{0,5 \cdot 12,48}$$

$$F_r = 134,45 \text{ kg}$$

Gaya axial (F_a)

$$F_a = \frac{0,47 \cdot F_r}{K} \dots (\text{Sularso \& Suga, 1997. Hal: 136})$$

Maka:

$$F_a = \frac{0,47 \cdot 134,45}{1,5} = 42,12$$

Perbandingan beban axial dengan beban radial

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} \geq e$$

Maka:

$$\frac{42,12}{1,13448} = 031$$

$$031 > 0,30$$

Maka untuk beban ekivalen dinamis

$$\begin{aligned} P_r &= 0,56 \cdot 1 \cdot 134,45 + 0,26 \cdot 28 \\ &= 75,292 \text{ kg} \end{aligned}$$

Faktor kecepatan (F_n)

$$F_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{\frac{1}{5}} = \left[\frac{33,3}{1450} \right]^{\frac{1}{5}} = 0,32$$

Untuk umur bantalan yang digunakan pada poros transmisi maka dipilih umur bantalan selama 25000 jam (lh)

$$L_h = 500 \cdot f_h^3$$

$$f_h^3 = \frac{25000}{500} = 50$$

$$f_h = \sqrt[3]{50} = 3,684 \text{ tahun}$$

Sehingga beban nominal spesifik (C) adalah:

$$C = \frac{f_h}{f_n} \cdot n$$

$$= \frac{3.684}{0.32} \cdot 75,292$$
$$= 866 \text{ kg}$$

Dari hasil perhitungan bantalan yang digunakan, maka dipilih bantalan dengan nomor bantalan 6302 dengan $C = 895$, karena hasil perhitungan nominal spesifik (C), lebih kecil dari C yang diizinkan yakni $895 > 866$, maka bantalan layak digunakan.

1. PERAWATAN RIPPLE MILL

1.1. Pengertian dan Perawatan

Perawatan merupakan suatu kegiatan untuk memperlancar proses produksi dan memperpanjang umur mesin. Perawatan dapat diartikan sebagai kegiatan yang dilaksanakan untuk memelihara/menjaga peralatan atau unit permesinan agar berada pada tingkat optimal sesuai dengan standarisasi yang telah ditetapkan.

Dengan adanya kegiatan pemeliharaan maka kemampuan/efisiensi dari peralatan tersebut dapat dijaga efektif secara kontiniu sehingga dapat digunakan sesuai dengan tujuan dan rencana yang diinginkan.

Adapun tujuan utama dilakukan perawatan pada mesin yang direncanakan ini adalah sebagai berikut :

1. Agar mesin dalam keadaan siap pakai (stand by) secara kontiniu, sehingga proses pengolahan dapat berjalan lancar dan optimal.
2. Memperpanjang umur dari penggunaan mesin.
3. Menjamin keselamatan dalam bekerja.
4. Mengetahui apabila ada komponen mesin yang harus diganti, sehingga dapat dihindari kerusakan unit mesin yang fatal.

4.2. Sistem Pemeriksaan dan Perawatan Mesin

Kegiatan perawatan secara umum dibedakan atas dua macam yaitu :

1. Pencegahan terhadap kerusakan (Preventive maintenance).
2. Perbaikan terhadap kerusakan (Corrective maintenance).

Pada mesin ini kedua system ini digunakan.

a. Pencegahan Kerusakan Mesin.

Dalam prakteknya preventive yang dilakukan oleh suatu perusahaan atau pabrik dibedakan atas:

- Routine maintenance (perawatan rutin)
- Periodic maintenance (perawatan berkala)

Pemeriksaan dapat dilakukan dengan pemeriksaan yang secara teratur seperti:

1) Pemeriksaan harian

Hal ini dilakukan secara rutin untuk memeriksa apakah ada kelainan atau kerusakan pada mesin, kekendoran baut-baut pengikat dan elemen-elemen mesin lainnya, diperiksa agar tidak mengakibatkan dampak fatal terhadap mesin.

2) Pemeriksaan mingguan

Untuk memeriksa mingguan, hal yang dilakukan adalah pelumasan, Pelumasan merupakan tindakan perawatan utama karena mencegah terjadinya gesekan langsung, memperlancar putaran dan untuk mencegah terjadinya korosi.

3) Pemeriksaan tahunan

Kondisi mesin dan elemen-elemen mesin harus diperiksa secara teratur. Pemeriksaan tahunan dilaksanakan sesuai dengan jadwal yang ditentukan. Misalnya penggantian minyak pelumas pada gear box yang dilakukan pada setiap 1000 jam operasi mesin.

b. Perbaikan (Revisi) Mesin

Kerusakan yang terjadi pada mesin-mesin dan peralatan jarang terjadi, umumnya yang sering terjadi hanya kerusakan-kerusakan kecil. Perbaikan yang dilakukan secepat mungkin setelah diketahui mesin tersebut mengalami kerusakan. Hal ini dilakukan agar kegiatan produksi dapat berjalan dengan lancar dan tidak menghambat produksi terlalu lama, Perbaikan mesin dan perawatan mesin dilaksanakan pada saat berhenti beroperasi, agar tidak mengganggu kegiatan produksi.

5.1. SIMPULAN

Simpulan yang didapat dari perencanaan *Ripple mill* ini adalah sebagai berikut:

1. Konstruksi *ripple mill*:

- a. Kapasitas *Ripple mill* adalah sebesar 1,5 nut/jam
- b. Putaran rotor pada *Ripple mill* = 135 rpm
- c. Dari hasil data pengujian biji kelapa sawit, bahan:
 - Diameter rata-rata pada diameter kecil biji = 23,24 mm
 - Diameter rata-rata pada diameter besar biji = 34,36 mm
 - Massa rata-rata biji = 15,4gr

d. Tekanan bidang (τ_b) untuk memecah biji = 4,24 N/mm²

- e. Luas penampang dinding pemecah = $34,36 \text{ mm}^2$
f. Gaya tekan yang dibutuhkan dinding pemecah = 145,8 N
2. Pemilihan motor penggerak
a. Daya motor = 1,4 kw
b. Putaran = 1450 rpm
c. Torsi tanpa beban (τ_i) = 0,08 N
d. Torsi degan beban (τ_i) = 108,44 Nm
e. Torsi total (τ) = 0,10 Nm
f. Daya motor (P) = 1,041 kW
g. Daya rencana (Pd) = 2,28 Hp~3 Hp
3. Pemilihan sabuk
a. Sabuk yang digunakan sabuk V tipe A (bahan karet) dengan tegangan tarik 4-5 n/mm²
b. Luas penampang = 9,73 mm²
c. Analisa perhitungan tegangan sabuk = 826,32 mm
d. Kecepatan linier sabuk = 4,9 m/2
e. Tegangan sabuk = 381,09 N
f. Tegangan tarik sabuk = 4,50 N/mm²
4. Perhitungan poros transmisi
a. Torsi (τ) = 338,983 kg,mm
b. Tegangan geser (τ_a) = 6,6 kg/mm
c. Diameter poros = 20 mm
d. Bahan poros transmisi = S 55 C
e. Kekuatan tarik = 66 kg/mm²
5. Perhitungan rotor/poros
a. Torsi = 838,983 kg.mm
b. Tegangan geser (τ_a) = 9,5 kg/mm²
c. Diameter poros = 18 mm
d. Bahan yang dipilih untuk poros
6. Tegangan geser (τ_a) = 95
7. Perhitungan Spacer ring
a. Tegangan geser dari ukuran *Naf* = 0,131 kg/mm²
b. Tegangan geser dari ukuran *Flange* = 0,029 kg/mm²
c. Tegangan geser bahan *spacer ring* = 2 kg/mm²
8. Bahan yang dipilih untuk *spacer ri*
9. Perhitungan Rotor bar
a. Diameter minimum rotor bar = 10 mm
b. Tegangan geser (τ_a) = 3,46 kg/mm
c. Bahan rotor bar = S30 C, dengan
d. kekuatan tarik sebesar 48 kg/mm²
e. Kekuatan geser bahan
f. = 4,8 kg/mm²
10. Perhitungan Piringan
a. Gaya yang terjadi pada piringan
b. Tekanan bidang
c. Kekuatan geser bahan
d. = 2 kg/mm²
11. Perhitungan dinding pemecah (dinding pemecah)
a. Tegangan geser roda gigi = 0,018 kg/mm²
b. Kekuatan geser bahan = 2 kg/mm²
10. Perhitungan bantalan
a. Jenis bantalan = Bantalan radial
b. Beban ekuivalen dinamis = 75,292 kg
c. Gaya radial = 134,45 kg
d. Gaya aksial = 42,12
e. Umur bantalan = 3,684 tahun
f. Nilai nominal spesiflk = 540 kg
11. Perhitungan Pasak
a. Pasak yang terletak diantara spacer ring dan rotor as
b. Gaya tangensial = 67,118 kg
c. Tegangan geser = 0,33 kg/mm²
d. Tegangan geser yang diizinkan = 4,8 kg/mm²
e. Bahan pasak = S 30 C, τ_B = 48 kg/mm
f. Tekanan permukaan (Pa) = 0,67
12. Pasak yang terletak diantara puli dan rotor as
a. Gaya tangensial = 23,305 kg
b. Tegangan geser = 0,07 kg/mm
c. Tegangan geser yang diizinkan = 7,2 kg/mm
d. Bahan pasak = S 55 C, τ_B = 72 kg/mm²
13. Poros yang terletak diantara
a. Gaya tangensial = 98,703 kg
b. Tegangan geser = 0,29 kg/mm²
c. Tegangan geser yang diizinkan = 4,8 kg/mm²
d. Bahan pasak = S 30 C, τ_B tarik 95 kg/mm²

DAFTAR PUSTAKA

- Gere, James. M Stephen. S. Timoshenko, 2000 'Mekanika Kekuatan Bahan', Jakarta Erlangga.
- Joseph E. Shigley, Larry D. Mitchell, 1994 'Perencanaan Teknik Mesin,' Jakarta Erlangga.
- Khurmi, R. S & Gupta. J. K, 2005 'A Tex boox Of Machine Design' Eurasia publishing House (Pvt) LTD.
- Naibaho, P.M. 1998 'Teknologi Pengolahan Kelapa Sawit' Medan
- Suryanto, Elemen Mesin I, 1995 'Pusat Pengembangan Pendidikan politeknik Bandung'.
- Sularso & Suga, K. 1997 'Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin', Jakarta, PT. Pradya Paramita.