

PERANCANGAN MESIN PEMECAH KELAPA SAWIT KAPASITAS 1500 kg/jam

Yudi Samantha, ST., MT

Fakultas Teknik, Universitas Majalengka
yudisamantha@gmail.com

Penerapan sistem desentralisasi dibidang pertanian dan perkebunan membawa warga masyarakat Indonesia kedalam suatu kondisi yang tidak mandiri. Peranan koperasi yang menjadi tulang punggung dan notabene memberikan modal bagi para petani menjadi seperti tidak ada artinya dan seperti kehilangan mata rantai.

Setelah mengamati dan melihat hasil panen yang melimpah, penulis memperoleh kenyataan bahwa bagaimana cara mengolah hasil panen kelapa sawit, merupakan masalah yang perlu segera mendapatkan pemecahannya, yaitu dengan cara merancang mesin pengolah kelapa sawit (nut cracker) kapasitas 1500 kg/jam, yang harganya relatif lebih murah dibandingkan dengan mesin kapasitas besar (pabrik besar).

Metoda perancangan yang digunakan adalah metode terstruktur dimana dalam penyusunan konsep dilakukan dengan cara pengumpulan informasi dari berbagai sumber dengan menyediakan sebuah mekanisme untuk solusi-solusi parsial yang terintegrasi. Diawali dengan identifikasi kebutuhan dan tahap-tahap perancangan untuk kemudian dilakukan perancangan dan pemilihan komponen serta perwujudan gambar agar informasi bisa disampaikan kepada pihak produksi. Dari hasil perhitungan diperoleh luas pada corong penampung 282.600 mm^3 , diameter silinder pemecah 500 mm, daya motor 2,2 kW (3 hp), kecepatan putaran 2388 rpm, tinggi rangka 910 mm dari permukaan tanah.

Keywords : *desentralisasi, kelapa sawit, nut cracker*

1. PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang

Pasca pemerintah orde baru meninggalkan suatu dilema panjang yang membawa warga masyarakat kedalam suatu kondisi yang tidak mandiri, tidak siap akan situasi sekarang ini, ditandai dengan terpuruknya perekonomian Indonesia diberbagai sektor pembangunan.

Semenjak pergantian pemerintahan kekuasaan sektor yang paling merasakan imbas dari situasi itu adalah sektor pertanian dan perkebunan. Kesalahan mendasar pola pembinaan pembangunan sektor pertanian dan perkebunan pada masa pemerintahan orde baru adalah sistem desentralisasi, sistem desentralisasi khususnya dibidang pertanian dan perkebunan dijalankan dengan cara pemanfaatan hasil bumi yang diatur dan dikelola langsung oleh pemerintah pusat. Peran aktif para petani jarang dilibatkan sehingga para petani tidak mempunyai keterampilan dan wawasan dalam mengolah hasil panen. Kenyataan yang terjadi dilapangan adalah setelah hasil panen diperoleh maka para petani seperti kehilangan mata rantai, dimulai dari penyemaian benih sampai hasil panen biasanya diatur oleh suatu lembaga pemerintahan atau lembaga-lembaga lainnya. Peranan koperasi yang menjadi tulang punggung dan notabene

memberikan modal bagi para petani menjadi seperti tidak ada artinya.

Berangkat dari permasalahan tersebut penulis mencoba memberikan solusi yang penulis tuangkan kedalam bentuk karya tulis yaitu dengan merancang salah satu mesin pengolah kelapa sawit yaitu mesin pemecah biji kelapa sawit (nut cracker) kapasitas 1,5 ton/jam. Mesin ini mempunyai keunggulan dibandingkan dengan pengolahan secara tradisional, dan harganya relatif lebih murah dibandingkan dengan mesin kapasitas besar (pabrik besar). Tujuannya adalah untuk mengimbangi masa panen kelapa sawit melimpah dengan masa proses pengolahan yang lebih singkat.

Dengan adanya mesin ini diharapkan bermunculan industri-industri kecil yang dibantu oleh peran serta koperasi dalam hal pemberian modal yang memadai disertai pembinaan terarah untuk mendukung hasil panen para petani kelapa sawit.

1.2. Identifikasi masalah

Untuk lebih memudahkan langkah-langkah penyelesaian masalah maka penulis memilah-milah masalah kedalam sub masalah, antara lain :

- a. Aliran gaya
- b. Konstruksi elemen

c. Material yang digunakan

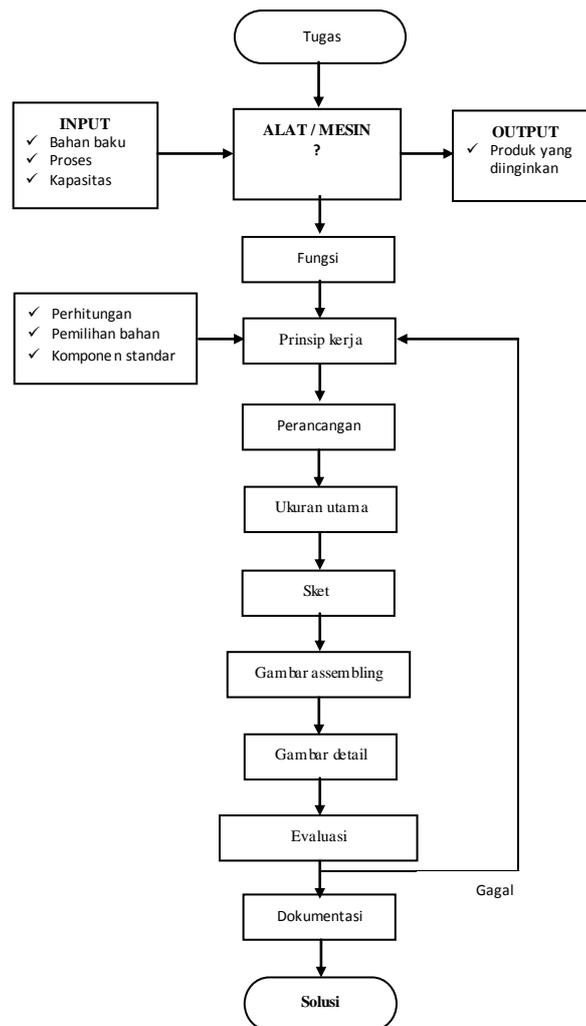
Aliran gaya dan konstruksi elemen eras sekali hubungannya, hal ini dikarenakan besarnya gaya dapat menentukan konstruksi elemen yang direncanakan baik itu berupa dimensi maupun material yang akan dipakai dalam perencanaannya.

Pemilihan gaya dapat dipilih atau disesuaikan dengan kebutuhan yaitu berupa besarnya gaya agar proses yang terjadi pada elemen mesin yang dirancang dapat beroperasi dengan maksimal.

1.3. Batasan Masalah

Dalam perancangan mesin pemecah kepala sawit ini terdiri dari elemen-elemen, untuk itu pembahasan dibatasi terhadap konstruksi mesin yang menitik beratkan pada komponen yang terdapat pada mesin pemecah kelapa sawit.

1.4. Diagram Alir Perencanaan



Gambar 1. Diagram alir Perencanaan

1.5. Konsep Alat yang Direncanakan

Ada dua mekanisme alat pemecah kelapa sawit yaitu: system sentrifugal dan system pengerolan.

Dipilihnya mekanisme system sentrifugal karena desainnya yang sederhana dan ongkos pembuatannya murah serta mudah.

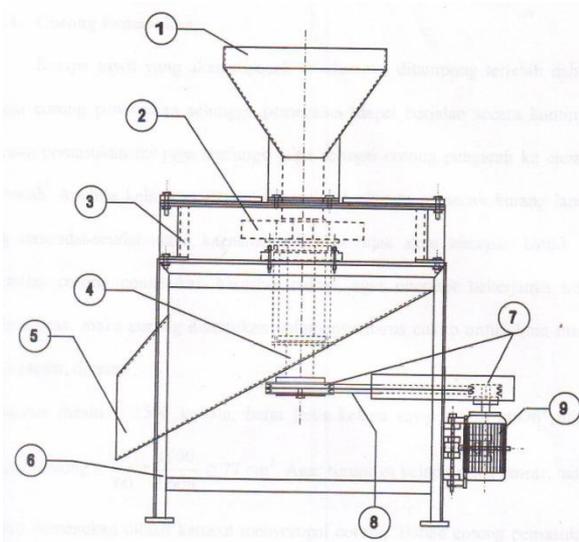
Prinsip kerja dari mesin pemecah kelapa sawit adalah dengan memanfaatkan gaya sentrifugal yang dihasilkan oleh silinder pemecah. Komponen utama dari mesin pemecah ini adalah silinder pemecah (blade), yang berputar dengan bantuan motor listrik

pada kecepatan putaran tertentu, inputnya adalah butiran-butiran kelapa sawit yang telah kering dengan kekeringan mencapai 40 %, lalu dimasukkan melalui corong input dengan bantuan konveyor. Output dari mesin ini adalah butiran inti sawit yang telah lepas dari batok. Secara matematis dapat dinyatakan oleh rumus:

$$F_{cg} = m \cdot \omega^2 \cdot R$$

$$F_{cg} = \frac{m \cdot v^2}{R}$$

Dimana : F_{cg} = gaya sentrifugal
 m = massa
 ω = kecepatan sudut
 R = jari-jari putaran



Gambar 2. Konstruksi Mesin Pemecah Kelapa Sawit

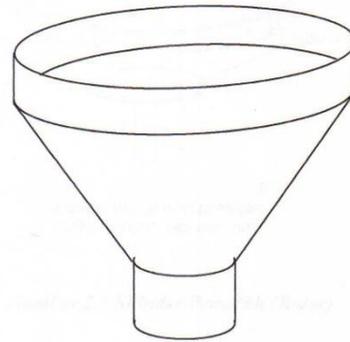
2. Nama komponen mesin pemecah

2.1. Corong Pemasukan

Kelapa sawit yang akan dipecah sebelum ditampung terlebih dahulu dalam corong pemasukan sehingga pemecahan dapat berjalan secara kontinyu. Corong pemasukan ini juga berfungsi juga sebagai corong pengarah ke elemen pemecah.

Apabila kelapa sawit yang masuk ke elemen pemecah kurang lancar tersendat-sendat maka kapasitas produksi tidak akan tercapai. Untuk itu kapasitas corong pemasukan haruslah cukup, agar operator bekerjanya tidak tergesa-gesa, maka corong ditentukan volumenya harus cukup untuk lima menit mesin, dimana :

Kapasitas mesin = 1500 kg/jam, berat jenis kelapa sawit $1,608 \text{ gr/cm}^3$, maka volume corong $\geq \frac{5}{60} \times \frac{1500}{1,608} \geq 77 \text{ cm}^3$. Agar turunnya kelapa sawit lancar, maka corong pemasukan dibuat kerucut menyerupai corong. Bahan corong pemasukan dari baja ST 37.



Gambar 3. Feeder in/ Corong Pemasukan

2.2. Silinder Pemecah

Silinder pemecah (Rotor) adalah bagian utama dari mesin pemecah biji kelapa sawit yang berguna untuk meneruskan gerak putar poros menjadi gerak keliling pada silinder pemecah untuk menghasilkan gaya centrifugal.

Tegangan yang terjadi, diperhitungkan disini adalah tegangan yang terjadi perubahan penampang disc. Tegangan yang timbul berupa tegangan radial dan tegangan tangensial. Tegangan radial in timbul karena akibat dari perputaran dari rotor pemecah itu sendiri yang menimbulkan tarikan terhadap penampang sehingga tegangan yang timbul berupa tegangan tarik.

Sedangkan tegangan tangensial diakibatkan oleh gaya keliling yang timbul adanya putaran rotor pemutar. Gaya keliling ini akan menggeser disc sehingga akan menimbulkan tegangan geser.



Gambar 4. Silinder pemecah

2.2.1. Gaya Yang Terjadi Pada Silinder Pemecah

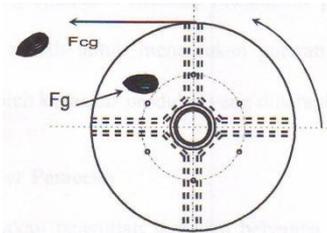
Gaya yang bekerja pada silinder pemecah adalah;

- Gaya gesek antara kelapa sawit dengan silinder pemecah.

Karena adanya gaya gravitasi bumi maka kelapa sawit yang masuk melalui corong input akan jatuh bertumbukan dengan silinder pemecah yang berputar dengan

kecepatan tertentu.

Akibat dari tumbukan itu maka kelapa sawit akan mengalami gaya gesekan. Karena kecepatan putar silinder pemecah sangat tinggi maka koefisien gesek yang ditimbulkan kita anggap tidak ada (diabaikan) Seperti digambarkan pada gambar 4



Gambar. 5 Gaya Gesek Kelapa Sawit

Dari gambar diatas maka gaya gesek antara kelapa sawit dengan silinder pemecah adalah :

$$F_g = \mu \cdot F_{cg}$$

$$= \mu \cdot m_i \cdot g$$

Dimana :

F_g = gaya gesek antara kelapa sawit dengan silinder
(Newton)

μ = koefisien gesek (diabaikan)

F_{cg} = gaya sentrifugal (newton)

g = gaya gravitasi bumi

m_i = masa pecahan kelapa sawit (kg)

Jadi gaya keseluruhan yang terjadi pada silinder pemecah adalah :

$$F_{total} = F_{cg} + F_g$$

2.3. Kelapa Sawit

Kelapa sawit tumbuh menyebar di berbagai di Indonesia. Terbukti dengan adanya berbagai nama daerah seperti nawaih nawas (Nangroe Aceh Darusalam), jirak (Sumatra Barat), jarak kosta, jarak kusta, jarak budeg, dan kaleker pagar (Sunda), jarak gundul, jarak cina, jarak iri dan jarak pagar (jawa), kalekhe paghar (Madura), jarak pagar (bali), lulu nau, lulu ai fula, paku luba, paku lunat, dan jarak pageh (nusa tenggara), paku koseh (timor), uman nema (Alor), lulunan (Roti), jarak kosta, jarak wolanda, tondoutomene, dan bindalo (Sulawesi), bintalo (gorontalo), balacai (manado), keleng kaliki (bugis), tangang – tangang kali atau tangang – tangang kanjoli (makasar), muun mav, ai huwa kumala, ai kamaala, ai hua kamaalo, jai huakamalo, balacai dan kodoto (Maluku), malate dan makamale (Seram), balacai (Halmahera), serta balacai hisa (Ternate atau Tidore).

Secara ilmiah, jarak pagar mempunyai nama *Jatropha curcas* LINN. Dalam bahasa Yunani *latrós* berarti dokter, sedangkan *trophé* berarti makanan atau nutrisi, dengan kata lain *jatropha curcas* berarti tanaman obat. Namun tanaman ini juga dikenal sebagai tanaman penghasil minyak lampu. Kegunaan *Jatropha curcas* tidak hanya itu, masih banyak kegunaan lainnya.

Jatropha curcas adalah tanaman yang berasal dari Meksiko, Amerika Tengah. Konon, *Jatropha curcas* dibawa ke Indonesia dan di tanam paksa pada pemerintahan Jepang karena akan dijadikan BBM oleh tentara Jepang.

Daun jarak pagar berupa daun tunggal, berwarna hijau muda sampai hijau tua, permukaan bawah lebih pucat daripada bagian atasnya. Bentuk daun agak menjari (5 – 7 lekukan) dengan panjang dan lebar 6 – 15 cm yang tersusun secara selang – seling. Sepanjang tangkai daun sekitar 4 – 15 cm.

Buah berbentuk buah kendaga, oval, berupa buah kotak berdiameter 2 – 4 cm, berwarna hijau ketika masih muda dan kuning jika sudah matang. Pembentukan buah membutuhkan waktu selama 90 hari dari pembungaan sampai matang. Buah *Jatropha Curcas* matang tidak serentak. Disatu rangkaian akan terdapat bunga, buah muda, serta buah yang sudah kering. Buah jarak pagar terbagi menjadi tiga ruang yang masing – masing ruang 3 – 4 biji.

Biji berbentuk bulat lonjong, berwarna coklat kehitaman dengan ukuran panjang 2 cm, tebal 1 cm, dan berat 4 – 6 gram/biji dan ($515 - 520 \text{ kg/m}^3$). Jarak pagar merupakan species diploid dengan $2n = 22$ kromosom, panen pertama bisa dilakukan pada saat tanaman sudah berumur 6 – 8 bulan setelah tanam dengan produktivitas 0,5 – 1,0 ton biji kering perhektar pertahun, selanjutnya akan meningkat secara bertahap dan akan stabil sekitar 5 ton pada tahun kelima setelah tanam.



Gambar 6. Biji kelapa sawit

2.3.1. Pengukuran kelapa sawit

Pengukuran dilakukan pada sampel sebanyak 10 kelapa sawit, pengukuran dimensi kelapa sawit (panjang, lebar, berat) dilakukan dengan bantuan alat ukur jangka sorong dengan ketelitian 0,02

mm. Panjang kelapa sawit (tanpa kulit luar) dengan anggapan buah berbentuk elip yang mendekati bentuk silinder, diameter pada bagian buah yang paling besar dengan cara mengukur dari sisi terpanjang dari kelapa sawit, sedangkan diameter kelapa sawit merupakan sisi lainnya. Hasil sampel pengukuran seperti pada table 1

Tabel 1.
Dimensi kelapa sawit

Pengukuran	Lebar	Panjang
1	7,64	15,70
2	7,48	15,34
3	7,86	14,62
4	7,52	15,22
5	7,66	15,86
6	8,74	16,18
7	7,18	15,40
8	7,94	15,68
9	8,64	15,96
10	7,82	14,48
Σ	7,85	15,44

Satuan : mm

Table 2
Berat biji jarak

Pengukuran	Massa (gram)
1	3,15
2	3,67
3	3,28
4	4,33
5	3,24
6	3,56
7	4,83
8	4,74
9	4,87
10	4,73
Σ	4,04

Setelah pengeringan sampai $\pm 70\%$

Berat dari kelapa sawit dapat dilakukan dari penimbangan kelapa sawit dengan bantuan alat timbangan gram yang ada di lapangan, dimana proses pemecahan dapat dilakukan dengan mudah, hal ini didasarkan atas pengukuran daya pecah biji yang dipakai untuk analisa teknis dalam desain alat.

2.3.2. Tekanan untuk memecah kelapa sawit

Untuk mengetahui besarnya tekanan yang harus diberikan pada kelapa sawit sampai kulit kerasnya pecah (sebelumnya biji jarak telah

dipanaskan dengan kekeringan mencapai $\pm 70\%$) dengan menggunakan panas alam (panas sinar matahari), mengenai hasil percobaan ini dapat dilihat pada tabel 3 dengan melalui percobaan terhadap 10 biji jarak didapat gaya tekan rata-rata sebesar :

Table 3.

Hasil pengujian pecah kelapa sawit terhadap 10 biji jarak. Di laboratorium fisika IPB pada suhu 120-150°C

Pengukuran	F_{bj}
1	1,93
2	1,66
3	1,58
4	2,11
5	2,39
6	1,77
7	1,58
8	1,80
9	1,46
10	2,23
Σ	1,85

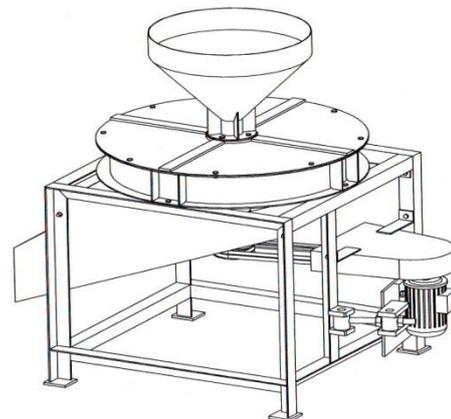
Satuan : Kg

3. Hasil dan Pembahasan

Pemilihan mesin pemecah pada suhu 120-150°C didasarkan pada analisa konsep, yaitu seperti gambar di bawah. pembahasan dan perhitungan berdasarkan persamaan yang terdapat pada BAB II, batasan dan asumsi diambil dan disesuaikan dengan standar table dan grafik.

Pembahasan dan perhitungan dibatasi pada komponen utama, yaitu :

- Komponen pengupas kulit kelapa sawit
- Sistem pemindah daya



Gambar 7 Rancangan Mesin Pemecah kelapa sawit

3.1. Komponen Pemecah Kulit kelapa sawit

3.1.1. Sistem Saluran masuk

Penutup mesin pemecah kulit kelapa sawit dan bak penampung merupakan satu kesatuan dari sistem saluran masuk. Perancangan ini didasarkan pada kemudahan dalam pengoperasian.

Penutup mesin dan bak penampung dirancang berdasarkan teori gravitasi bumi, saat buah kelapa sawit dimasukkan kedalam bak penampung, secara otomatis bak penampung mengarahkan kelapa sawit menuju tempat pengupasan, sistem saluran masuk dilengkapi oleh alat pengatur aliran buah kelapa sawit manual, agar tidak terjadi penumpukan buah kelapa sawit dalam silinder pemecah kelapa sawit.

3.1.2. Konstruksi silinder pemecah

Material konstruksi silinder pemecah berputar rancangan adalah St – 37 dengan masa jenis 7800 kg/m³. (Khurmi, 1982 : 25)

➤ Silinder penekan

➤ Motor listrik

Daya actual motor yang dibutuhkan sebesar 0,445 kW, untuk menjaga kondisi dalam keadaan aman maka dipilih motor :

a. Jenis motor : Motor tiga phasa

b. Merk : Tatung

c. Daya : 1 hp

d. Frekuensi : 50 Hz

e. Tegangan : 380 Volt

f. Putaran : 940 rpm

g. Torsi : 0,777 kg.m

h. Frame size : D90S

3.2. Perhitungan kapasitas pengolahan perjam

Pada perhitungan kapasitas ini didasarkan pada dimensi silinder pemecah dan plat penekan yang akan direncanakan seperti pada gambar dibawah ini :



Gambar 8 Silinder pengupas dan Plat penekan

Dalam perancangan silinder harus memperhatikan berbagai dimensi, diantaranya :

➤ Jari – jari terlalu kecil maka putaran yang dibutuhkan harus tinggi, itu mempengaruhi dari motor yang dipakai, otomatis harga motor putaran tinggi mahal

➤ Jari – jari yang terlalu besar maka akan mempengaruhi konstruksinya yang lebih besar, dan akan memakan tempat yang lebih luas

Maka dalam perancangan mesin pemecah kulit biji jarak diambil spesifikasi sbb :

a. Silinder Pemecah

Material silinder pemecah adalah pelat St – 37

Diameter silinder pemecah (D_1) = 300 mm

Panjang silinder pemecah (h_1) = 250 mm

b. Plat penekan

Material silinder pemecah adalah pelat St – 37

Diameter plat penekan (D_2) = 304 mm

Panjang plat penekan (h_2) = 250 mm

❖ Volume silinder pemecah

$$V_{sil1} = \pi \cdot r_1^2 \cdot h_1$$

$$V_{sil1} = 3,14 \cdot 150^2 \cdot 250$$

$$V_{sil1} = 17662500 \text{ mm}^3$$

$$V_{sil1} = 0,0176625 \text{ m}^3$$

❖ Volume plat penekan

$$V_{sil2} = \pi \cdot r_2^2 \cdot h_2$$

$$V_{sil2} = 3,14 \cdot 152^2 \cdot 250$$

$$V_{sil2} = 18136640 \text{ mm}^3$$

$$V_{sil2} = 0,01813664 \text{ m}^3$$

❖ Volume daerah pemecah

$$V = V_{sil2} - V_{sil1}$$

$$V = 18136640 - 17662500$$

$$V = 474140 \text{ mm}^3 =$$

$$0,00047414 \text{ m}^3$$

Volume daerah pemecahan diatas merupakan volume satu penuh lingkaran, dikarenakan daerah pemecah mesin yang direncanakan adalah 1/3 dari volume daerah pemecahan, 1/3 merupakan hasil dari perlambatan sudut (a) sebesar 5,23 rad/det² = 60,34⁰ (Konversi satuan) dan pelat penekan dibuat memanjang, yaitu 2 x besar sudut, maka volume daerah pemecahan sebenarnya adalah :

$$V = \frac{474140}{3}$$

$$V = 158046,67 \text{ mm}^3$$

$$= 0,00015804667 \text{ m}^3 \rightarrow 0,00016 \text{ m}^3$$

Kapasitas produksi perputaran mesin, m (kg/put)

$$m = \rho_{\text{buahjarak}} \times V \times \eta$$

$$m = 515 \cdot 0,00016 \cdot 0,68$$

$$m = 0,056 \text{ kg/put}$$

Jika putaran yang direncanakan pada silinder pemecah sebesar $n = 500$ put/menit, maka besarnya kapasitas produksi dari mesin pengupas kulit biji jarak yang dirancang adalah :

dari persamaan 2.1 maka didapat untuk kapasitas produksi
 kapasitas produk = $m \times n$
 kapasitas produk = $0,056 \text{ kg/put} \times 500 \text{ put/menit}$
 = 28 kg/menit
 = 1680 kg/jam

3.3. Analisa daya teoritis silinder pemecah kelapa sawit

a) Perlambatan akibat pembebanan
 Dimana :

F_g = Gaya gesek antara biji jarak dengan silinder pemecah
 pada persamaan 2.2 sebagai berikut :

$$\alpha = \frac{2\pi \cdot (n_1 - n_2)}{t}$$

α = perlambatan = ... ?... rad/det²

n_1 = putaran dalam keadaan tanpa beban = 500 rpm (diasumsikan)

n_2 = putaran dalam keadaan berbeban = 450 rpm (diasumsikan)

t = waktu = 60 detik

$$\alpha = \frac{2\pi \cdot (500 - 450)}{60} = 5,23 \text{ rad/det}^2 = 60,34^\circ \text{ (Konversisatuan)}$$

❖ Permukaan

Dari persamaan 2.3 untuk menghitung permukaan adalah :

$$I_1 = \frac{\pi}{32} P(D_1^4 - D_2^4) \rho$$

Dimana :

I_1 = Momen inersia permukaan silinder pemecah berputar...? = kg.m²

P = Panjang silinder = 250 mm = 0,25 m

D_1 = Diameter silinder luar = 300 mm = 0,3 m

D_2 = Diameter silinder dalam = 280 mm = 0,28 m

ρ = Masa jenis baja = 7800 kg/m³ (Khurmi, 1982 : 25)

$$I_1 = \frac{\pi}{32} 0,25(0,3^4 - 0,28^4) 7800 = 0,37 \text{ kg.m}^2$$

❖ Bagian Dalam

Dari persamaan 2.4 untuk menghitung bagian dalam adalah :

$$I_2 = \frac{\pi}{32} t(D^4) \rho$$

Dimana :

I_2 = Momen inersia dalam silinder pengupas berputar =? Kg.m²

t = Tebal silinder = 0,03 m

D_2 = Diameter dalam = 280 mm = 0,28 m

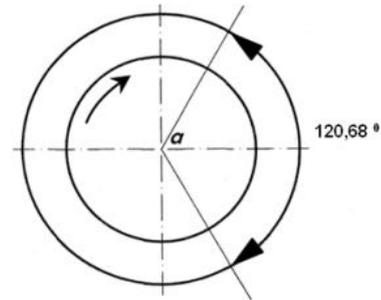
ρ = Massa jenis baja = 7800 kg/m³ (Khurmi, 1982 : 25)

$$I_2 = \frac{\pi}{32} 0,03(0,28^4) 7800 = 0,14 \text{ kg.m}^2$$

❖ Jadi momen inersia silinder pengupasan berputar dari persamaan 2.5 adalah:

$$I_1 + I_2 = I$$

$$0,37 + 0,14 = 0,51 \text{ kg.m}^2$$



b) Momen yang terjadi selama pembebanan pada persamaan 2.6 adalah :

$$M = F t \cdot Rt - I a \text{ (N . m)}$$

Dimana :

M = Momen =?... N.m

Ft = Gaya gesek equivalent = 75 N (diasumsikan)

Rt = Jari – jari silinder pemecah berputar = $\frac{0,28}{2} = 0,14 \text{ m}$

I = Momen inersia silinder pengupas = 0,51 kg.m²

a = Perlambatan = 5,23 rad/det

Sehingga

$$M = 75 \cdot 0,14 - 0,51 \cdot 5,23 = 7,83 \text{ N.m}$$

c) Daya silinder pemecah berputar pada persamaan 2.7 adalah :

$$N = M \cdot \omega \text{ watt (kw)}$$

Dimana :

N = Daya =?..... watt (kW)

M = Momen yang terjadi selama pembebanan = 7,83 N.m

$$\omega = \text{Putaran motor} = \frac{2\pi \cdot n}{60} = \frac{2\pi \cdot 500}{60} = 52,35 \text{ rad/det}$$

Sehingga :

$$N = 7,83 \times 52,35 = 410 \text{ watt} = 0,410 \text{ kW}$$

Sehingga dari table motor dipilih motor penggerak berdaya 0,410 kW = 410 watt = $\frac{410}{745} = 0,55 \text{ hp}$

3.4. Perhitungan jumlah kelapa sawit pada daerah pemecahan

Untuk mengetahui jumlah kelapa sawit dari daerah pemecahan ini maka perlu diketahui data-data mengenai biji jarak

Data yang diketahui :

$$\rho = \text{Masa jenis kelapa sawit} = 515 \text{ kg/m}^3$$

$$D_{bj} = \text{Diameter kelapa sawit} = 7,85 \text{ mm}$$

$$P_{bj} = \text{panjang kelapa sawit} = 15,44 \text{ mm}$$

$$P_{bj} = \text{Gaya tekan kelapa sawit} = 1,85 \text{ gram}$$

a) Perhitungan volume kelapa sawit (V_{bj})

$$V_{bj} = \pi r^2 \cdot t$$

$$V_{bj} = 3,14 \times 3,92^2 \times 15,44$$

$$V_{bj} = 744,99 \text{ mm}^3$$

b) Perhitungan volume celah pemecahan

$$V_{cp} = 158046,67 \text{ mm}^3$$

c) Jumlah kelapa sawit pada celah pemecahan adalah :

$$\frac{V_{cp}}{V_{bj}} = \frac{158046,67}{744,99} = 212,15 \text{ biji}$$

3.5. Gaya pemecahan kelapa sawit

Dari hasil percobaan perhitungan pada 10 biji jarak didapat data sbb:

a. Kekuatan rata-rata pecah kelapa sawit

$$(F_{bj}) = 1,85 \text{ kg}$$

b. D_{lebar} rata-rata kelapa sawit

$$(D_{lbj}) = 7,85 \text{ mm}$$

c. $D_{panjang}$ rata-rata kelapa sawit

$$(D_{pbj}) = 15,44 \text{ mm}$$

d. Berat rata-rata kelapa sawit

$$(M_{jb}) = 4,04 \text{ gram} = 0,00404 \text{ kg}$$

e. Berat jenis kelapa sawit

$$\rho = 515 \text{ kg/m}^3$$

1. Luas penampang kelapa sawit

Dengan demikian, jika diambil gaya terbesar untuk menghancurkan kelapa sawit adalah $P = \frac{2,39}{48,25} = 0,049 \text{ kg/mm}^2$

➤ Koefisien gesek (μ) diambil sebesar = 0,2 (table 2.4)

➤ Efisiensi mesin (η) dianggap 85% = 0,85

➤ Jumlah putaran mesin yang direncanakan = 500 rpm

a) Gaya yang diperlukan untuk pemecahan pada persamaan 2.8

$$F = \frac{\pi}{4} \times (D_2^2 - D_1^2) P$$

Dimana :

$$D_1 = \text{Diameter silinder pemecah} = 300 \text{ mm}$$

$$D_2 = \text{Diameter plat penekan} = 304 \text{ mm}$$

$$P = \text{Bidang gesek} = 0,024 \text{ kg/mm}^2$$

Sehingga :

$$F = \frac{\pi}{4} \times (D_2^2 - D_1^2) P$$

$$F = \frac{3,14}{4} \times (304^2 - 300^2) \times 0,024$$

$$F = 45,52 \text{ kg}$$

b) Momen gesek yang terjadi, pada persamaan 2.9 didapat :

$$T = \mu \cdot F \cdot \frac{D_1 + D_2}{4}$$

Sehingga :

$$T = 0,2 \times 45,52 \times \frac{300 + 304}{4}$$

$$T = 2749,4 \text{ kg} = 2,7494 \text{ kg}$$

3.6. Perencanaan sabuk dan puli



Gambar 9 Puli dan Sabuk

Pada pemilihan sabuk, jenis puli yang dipilih adalah puli dengan tipe V, data yang diperoleh untuk perhitungan puli adalah :

a) Daya rencana sabuk

Dari persamaan 2.10 adalah

$$P_d = f_c \times P$$

Dimana :

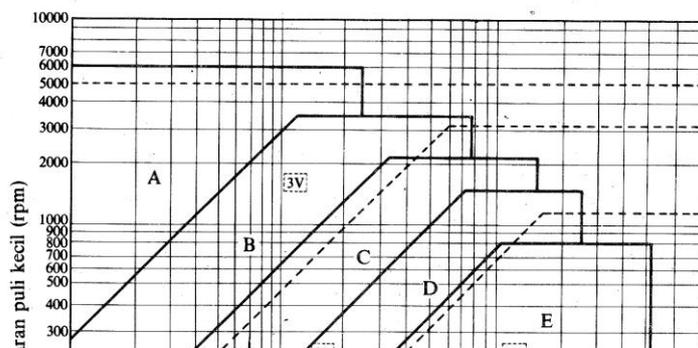
$$= \pi \cdot r^2 \cdot f \cdot 3,14 \times 3,00^2 \times 0,049 \text{ kg/mm}^2 \text{ (dari table Sularso:7)}$$

$$P = \text{Daya yang dipindahkan} = 0,140 \text{ kW}$$

Sehingga :

$$P_d = 1,4 \times 0,410 = 0,574 \text{ kW}$$

Dari gambar 4.1 dipilih sabuk V tipe A, penampang sabuk V.



Gambar 10 Diagram Pemilihan Sabuk

- b) Kecepatan linier sabuk, v (m/s)
 Dari persamaan 2.11 kecepatan linier adalah :

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60 \times 1000}$$

Dimana :

d_p = Diameter puli kecil = 140 mm (direncanakan)

n_1 = Putaran puli besar = 940 mm (dari table motor)

Sehingga :

$$v = \frac{\pi \cdot 140 \times 940}{60000} = 6,88 \text{ m/s}$$

- c) Sudut kontak sabuk θ ($^\circ$)

Dari persamaan 2.12 maka didapat sudut kontak sabuk adalah :

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{C}$$

Dimana :

D_p = Diameter puli besar = 264 mm (hasil dari $dp \times i$)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{940}{500} = 1,88 \text{ (ratio)}$$

d_p = Diameter puli kecil = 140 mm

C = Jarak sumbu poros, 800 mm

Sehingga :

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(264 - 140)}{800} = 180^\circ - 8,8 = 171,2^\circ = 3 \text{ rad}$$

- d) Panjang sabuk

Untuk mengetahui panjang keliling sabuk yang digunakan

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

Dimana :

C = Jarak sumbu poros = 800 mm

D_p = Diameter puli besar = 264 mm

d_p = Diameter puli kecil = 140 mm

Sehingga :

$$L = 2 \cdot 800 + \frac{\pi}{2} \cdot (264 + 140) + \frac{1}{4 \cdot 800} \cdot (264 - 140)^2$$

$$L = 1600 + 634,6 + 0,03$$

$$L = 2234,63 \text{ mm}$$

Sabuk yang direncanakan yaitu bahan kulit dengan density (ρ) = 1 kg/cm³ yaitu sabuk tipe A (b= 12,5 mm = 1,25 cm; t = 9 mm = 0,9 cm) dengan nomor nominal 88 inchi (2235 mm).

Berdasarkan operasi yang kering (Khurmi dan Gupta, 1982 : 651) maka koefisien geseknya adalah :

$$\mu = 0,54 - \frac{42,6}{152,6 + v}$$

$$v = \text{kecepatan linear} = 6,88 \text{ m/s}$$

$$\mu = 0,54 - \frac{42,6}{152,6 + 6,88} = 0,273$$

- e) Tegangan pada sisi kancang sabuk, T_1 (N)

Dari persamaan 2.14 maka didapat tegangan pada sisi kancang sabuk adalah :

$$T_1 = f \times b \times t$$

Dimana :

f = Tegangan maksimal bahan sabuk, (maks. 25 kg/cm²)

b = Lebar sabuk, (mm)

t = Tebal sabuk, (mm)

Sehingga :

$$T_1 = f \times b \times t = 25 \text{ kg/cm}^2 \times 1,25 \text{ cm} \times 0,9 \text{ cm} = 28,125 \text{ kg} = 281,25 \text{ N}$$

- f) Tegangan pada sisi kendur sabuk, T_2 (N)

Persamaan 2.15 pada sisi kendur sabuk

didapat adalah :

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta}$$

$$T_2 = \frac{T_1}{e^{\mu\theta}}$$

Dimana :

T_1 = Tegangan pada sisi kancang sabuk = 281,25 N

e = Equivalent = 2,718

μ = Koefisien gesek sabuk kulit = 0,273

θ = Sudut kontak sabuk = 171,2^o

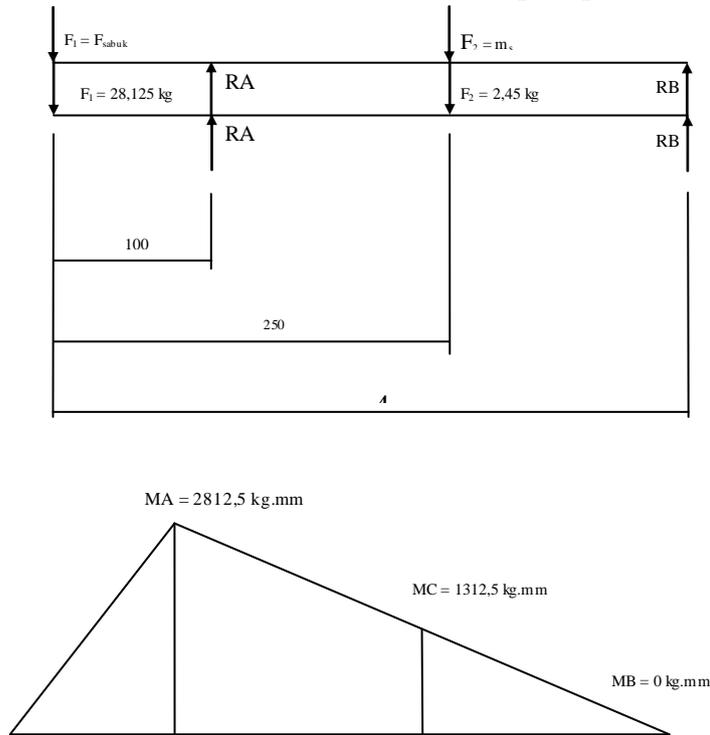
Sehingga :

$$\frac{T_1}{T_2} = e^{\mu\theta} \quad T_2 = \frac{T_1}{e^{\mu\theta}}$$

$$= \frac{281,25}{2,7180,273 \cdot 3} = 124,4 \text{ N}$$

3.7. Perancangan Poros

3.7.1. Analisa momen lentur pada poros



Gambar 11 Gaya – gaya dan momen lentur pada poros

$$F_1 = F_{\text{sabuk}} = 28,125 \text{ kg.mm}$$

$$F_2 = m_s = \text{massa silinder pengupas}$$

$$= [\pi \cdot (D_1 - D_2)^2 \cdot P] \times \rho$$

$$= [3,14 \cdot (0,3 - 0,28)^2 \cdot 0,25] \times 7800$$

$$= 2,45 \text{ kg}$$

$$= 24,5 \text{ N}$$

Reaksi tumpuan :

$$\sum MB = 0 + \curvearrowright$$

$$- F_1 \cdot 400 + RA \cdot 300 - F_2 \cdot 150 = 0$$

$$RA = \frac{28,125 \cdot 400 + 2,45 \cdot 150}{300}$$

$$= 38,725 \text{ kg}$$

$$= 387,25 \text{ N}$$

$$\sum Fy = 0 + \uparrow$$

$$RA + RB = F_1 + F_2$$

$$RB = (F_1 + F_2) - RA$$

$$RB = (28,125 + 2,45) - 38,725 = - 8,15 \text{ kg}$$

Momen lentur \curvearrowright

$$\sum MB = 0 + \curvearrowright$$

$$MA = F_1 \cdot 100 = 28,125 \times 100 = 2812,5 \text{ kg.mm}$$

$$MB = - RA \cdot 300 + (F_1 \cdot 400 + F_2 \cdot 150)$$

$$MB = - 38,725 \cdot 300 + (28,125 \cdot 400 + 2,45 \cdot 150) = - 11617,5 + 11617,5$$

$$MB = 0 \text{ kg.mm}$$

$$MC = F_1 \cdot 250 - RA \cdot 150 = 28,125 \cdot 250 - 38,725 \cdot 150$$

$$MC = 7031,25 - 5718,75 = 1312,5 \text{ kg}$$

Tabel 4.1 Baja Karbon untuk batang yang difinis dingin

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut atau as
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

(Sularso, 1997 : 3)

3.7.2. Dasar – dasar persamaan pada perancangan poros

- a) Daya rencana, P_d (kW)
 Pada persamaan 2.16 dapat daya rencana adalah :

$$P_d = f_c \cdot P$$

Dimana :

F_c = Faktor koreksi = 1,4 (dari table)

P = Daya yang ditransmisikan 0,410 kW

Sehingga :

$$P_d = 1,4 \times 0,410 = 0,574 \text{ kW}$$

- b) Momen torsi, T (kg.mm)

Dari persamaan 2.17 didapat momen torsi adalah :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n}$$

Dimana :

n = Putaran motor = 940 rpm (dari table motor)

P_d = Daya rencana = 0,574 kW = 574 watt

Sehingga :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{0,574}{940} = 594,76 \text{ kg. mm}$$

- c) Tegangan geser yang diijinkan, τ_a (kg/mm)

Dari persamaan 2.18 didapat tegangan geser yang diijinkan pada poros,

τ_a (kg/mm²)

$$\tau_a = \frac{\tau_B}{(Sf_1 \times Sf_2)}$$

Dimana :

τ_a = Tegangan geser yang diijinkan.....?.....kg/mm²

τ_B = Kekuatan tarik = 58 kg/mm²
 (dari bahan yang direncanakan yakni S45C)

Sf_1 = Faktor keamanan kelelahan puntir, diambil seharga 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa, dan baja paduan

Sf_2 = Faktor keamanan untuk pengaruh konsentrasi tegangan dan factor pasak atau poros bertingkat, harganya antara 1,3 – 3,0.

Sehingga :

$$\tau_a = \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 1,5}$$

$$\tau_a = 6,44 \text{ kg/mm}^2$$

- d) Penentuan diameter poros, d_s (mm)
 Dari persamaan 2.19 menentukan diameter poros adalah :

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

Dimana :

d_s = Diameter poros.....?.....mm

τ_a = Tegangan geser yang diijinkan = 6,44 kg/mm²

K_m = Faktor koreksi momen lentur, harganya antara 1,5 – 2,0 (Untuk beban dengan tumbukan ringan)

K_t = Faktor koreksi momen torsi, harganya antara 1,0 – 1,5 (untuk sedikit kejutan atau tumbukan)

T = Momen torsi = 594,76 kg.mm

M = Momen lentur = 2812,5 kg.mm

Sehingga :

$$d_s \geq \left\{ \left(\frac{5,1}{6,44} \right) \sqrt{(1,5 \cdot 2812,5)^2 + (1,5 \cdot 594,76)^2} \right\}^{1/3}$$

$$d_s \geq \{(0,79) \cdot (4312)\}^{1/3}$$

$$d_s \geq \{3406,5\}^{1/3}$$

$$d_s \geq 15,04 \text{ mm}$$

Diameter minimal poros yang dibutuhkan untuk menahan beban kerja sebesar 15,04 mm. untuk memberikan keamanan pada poros maka poros dibuat dengan diameter 30 mm.

3.8. Perencanaan Pasak

Diameter poros yang digunakan (d_s) = 30 mm maka ukuran pasak yang digunakan yaitu : (Sularso, 1997:10)

Ukuran nominal pasak (b x h) = 8 mm x 7 mm

Ukuran standar (t_1) = 4,0 mm

Ukuran standar (t_2) = 3,3 mm

Panjang pasak (l) = 30 mm

Torsi (T) = 594,76 kg.mm

Tabel 4.2 Pemilihan Pasak

Ukuran-ukuran utama

(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1, \text{ dan } b_2$	Ukuran standar h		C	/*	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2			r_1 dan r_2	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai d^{**}
		Pasak prismatis Pasak lurus	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lurus	Pasak tirus		
2 x 2	2	2		0,16-0,25	6-20	1,2	1,0	0,5		0,08-0,16	Lebih dari 6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4	0,9			" 8-10
4 x 4	4	4			8-45	2,5	1,8	1,2			" 10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3	1,7			" 12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8	2,2			" 17-22
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25-0,40	16-80	4,0	3,0	3,5	3,0	0,16-0,25	" 20-25
8 x 7	8	7			18-90	4,0	3,3		2,4		" 22-30
10 x 8	10	8		0,40-0,60	22-110	5,0	3,3		2,4	0,25-0,40	" 30-38
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3		2,4		" 38-44
14 x 9	14	9			36-160	5,5	3,8		2,9		" 44-50
(15 x 10)	15	10	10,2		40-180	5,0	5,0	5,5	5,0		" 50-55
16 x 10	16	10		0,60-0,80	45-180	6,0	4,3		3,4	0,40-0,60	" 50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		" 58-65
20 x 12	20	12		0,60-0,80	56-220	7,5	4,9		3,9	0,40-0,60	" 65-75
22 x 14	22	14			63-250	9,0	5,4		4,4		" 75-85
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60-0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40-0,60	" 80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		" 85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		" 95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		" 110-130

* / harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

(Sularso, 1997:10)

Direncanakan bahan pasak S35C dengan kekuatan tarik (σ_B) = 52 kg/mm² sehingga didapat :

- a) Tegangan geser yang diizinkan (τ_a)
Pada persamaan 2.25 didapat tegangan geser adalah :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

Dimana :

τ_a = Tegangan geser yang diijinkan = kg/mm²

τ_B = Kekuatan tarik bahan = 52 kg/mm²

Sf_1 = Faktor keamanan kelelahan puntir, diambil seharga 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh masa, dan baja paduan

Sf_2 = Faktor keamanan untuk pengaruh konsentrasi tegangan dan factor pasak atau poros bertingkat, harganya antara 1,3 – 3,0

Sehingga :

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2} \quad ; Sf_1 = 6$$

$$Sf_2 = 1,5$$

$$= \frac{52 \text{ kg/mm}^2}{6 \times 1,5}$$

$$= 5,78 \text{ kg/mm}^2$$

- b) Gaya tangensial (F)
Pada persamaan 2,26 dapat diperoleh gaya tangensial adalah :

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

Dimana :

T = Momen torsi = 594,76 kg.mm

d_s = Diameter poros = 30 mm

Sehingga :

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

$$= \frac{594,76 \text{ kg.mm}}{\frac{30}{2} \text{ mm}} = 39,65 \text{ kg}$$

- c) Tegangan geser yang terjadi (τ_k)
Pada persamaan 2.27 didapat tegangan geser yang terjadi adalah :

$$\tau_k = \frac{F}{bl}$$

Dimana :

τ_k = Tegangan geser yang terjadi =?..kg/mm²

F = Gaya tangensial = 39,65 kg

b = Lebar pasak = 8 mm (dari table)

l = Panjang pasak = 30 mm (dari table)

Sehingga :

$$\begin{aligned}\tau_k &= \frac{F}{bl} \\ &= \frac{39,65 \text{ kg}}{(8 \cdot 30) \text{ mm}^2} = 0,165 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Kita dapat mengetahui bahwa pasak ini dalam keadaan aman karena $\tau_k < \tau_a$

d) Tekanan permukaan (P)

Pada persamaan 2.28 didapat tekanan permukaan yang terjadi adalah :

$$P = \frac{F}{l \cdot t_1}$$

Dimana :

F = Gaya tangensial = 39,65 (kg)

t_1 = Kedalaman alur pasak = 5,0 mm (dari table)

l = Panjang pasak = 30 mm (dari table)

Sehingga :

$$\begin{aligned}P &= \frac{F}{l \cdot t_1} \\ &= \frac{39,65 \text{ kg}}{(30 \cdot 5,0) \text{ mm}^2} \\ &= 0,286 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

e) Pengujian ukuran pasak

$$\begin{aligned}\frac{b}{d} &= \frac{8 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} \\ &= 0,267 \quad ; 0,25 < \\ 0,267 &< 0,35 \rightarrow \text{baik}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\frac{l}{d_s} &= \frac{30 \text{ mm}}{30 \text{ mm}} \\ &= 1 \quad ; 0,75 < \\ 1 &< 1,5 \rightarrow \text{baik}\end{aligned}$$

Pasak yang direncanakan yaitu bahan pasak S35C dengan kekuatan (σ_b) = 52 kg/mm²: (b x h) = 8x7: (l) = 30 mm: (t_1) = 5,0 mm : (t_2) = 3,3 mm dapat digunakan.

3.9. Perencanaan Bantalan

Dari pemilihan bantalan merk NSK diperoleh dimensi – dimensi bantalan sebagai berikut :

Diameter luar (D)	= 55 mm
Diameter dalam (d)	= 30 mm
Lebar bantalan (b)	= 13 mm
Radius bantalan	= 1,5 mm
Beban nominal dinamis spesifik (Cr)	= 10300 kgf = 1030 kg

Dari perhitungan poros tegangan geser yang terjadi pada tumpuan A adalah 387,25 N maka :

❖ Beban radial statis (Fr_{sts})

Pada persamaan 2.29 didapat beban radial adalah :

$$\begin{aligned}Fr_{sts} &= 387,25 \text{ N} \\ &= 38,725 \text{ kg}\end{aligned}$$

❖ Beban radial dinamis (Fr_{din})

$$\begin{aligned}Fr_{din} &= \frac{T}{2} \\ &= \frac{594,76 \text{ kgmm}}{\left(\frac{30}{2} \text{ mm}\right)} \\ &= 39,65 \text{ kg}\end{aligned}$$

❖ Beban radial (Fr)

$$\begin{aligned}Fr &= Fr_{statis} + Fr_{dinamis} \\ &= 38,725 \text{ kg} + 39,65 \text{ kg} \\ &= 78,375 \text{ kg}\end{aligned}$$

Karena yang bekerja adalah beban radial sehingga harga $F_a = 0$. Dari Tabel 2.5 Faktor-faktor V , X , Y , dan X_o , Y_o diperoleh :

$$\begin{aligned}X &= 0,56; & Y &= 1,45; & C &= 2; \\ e &= 0,30\end{aligned}$$

❖ Beban ekuivalen dinamis (P)

Pada persamaan 2.30 didapat beban ekuivalen dinamis adalah :

$$\begin{aligned}P &= C (X \cdot Fr + Y \cdot F_a) \\ &= 2 (0,56 \cdot 78,375 + 1,45 \cdot 0) \\ &= 87,78 \text{ kg}\end{aligned}$$

❖ Faktor kecepatan bantalan (f_n)

Pada persamaan 2.31 didapat kecepatan bantal adalah :

$$\begin{aligned}f_n &= \left(\frac{33,3}{n}\right)^{\frac{1}{3}} \\ &= \left(\frac{33,3}{940}\right)^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,328\end{aligned}$$

❖ Faktor umur (f_h)

Pada persamaan 2.32 didapat factor umur bantalan adalah :

$$\begin{aligned}f_h &= f_n \frac{C_r}{P} \\ &= 0,328 \frac{1030 \text{ kg}}{87,78 \text{ kg}} \\ &= 3,8\end{aligned}$$

❖ Umur nominal (L_h)

Pada persamaan 2.33 didapat umur nominal adalah :

$$\begin{aligned}
 L_h &= 500 (f_h)^3 \\
 &= 500 (3,8)^3 \\
 &= 28504,7 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

1 tahun = 365 hari; 1 hari = 8 jam
 Penggunaan selama satu tahun 8 x
 365 = 2920 jam/tahun

$$\begin{aligned}
 \text{❖ Umur bantalan} \\
 \frac{28504,7 \text{ jam}}{2920 \text{ jam/tahun}} &= 9,76 \text{ tahun}
 \end{aligned}$$

4. Kesimpulan

Sesuai dengan hasil perhitungan dari bab-bab dimuka, maka bagian-bagian utama dari mesin pemecah kelapa sawit yang direncanakan dengan kapasitas 1,5 ton/jam adalah sebagai berikut :

1. Daya aktual motor yang dibutuhkan sebesar 1,686 kW, untuk menjaga kondisi operasi dalam keadaan aman maka dipilih motor:
 - Jenis Motor = motor tiga fasa
 - Merk = TECO
 - Daya = 2,2 kW
 - Frekuensi = 50 Hz
 - Tegangan = 380 Volt
 - Putaran = 2845 Rpm
 - Berat = 26,5 kg
 - Torsi = 0,765 kg-m
 - Frame Size = 90L
2. Transmisi Sabuk V Type A no. 45, 1 buah dengan karakteristik :
 - Puli kecil; diameter luar (dk) = 106 mm, diameter lubang poros = 15 mm bahan yang digunakan adalah FC20
 - Puli besar; (Dk) = 124 mm, diameter lubang poros = 16 mm bahan yang digunakan adalah FC20
 - Jarak sumbu poros (C) = 408
3. Poros
 Bahan poros S 45C dengan kekuatan tarik 58 kg/mm²
 Diameter poros didapat ds = 30 mm
4. Silinder Pemecah
 Bahan silinder pemecah S 30 C dengan kekuatan tarik 48 kg/mm²
 Diameter silinder pemecah dipilih R = 250 mm
5. Bantalan yang dipilih adalah bantalan no 6306 ZZ dengan dimensi sebagai berikut :
 - d = 30 mm
 - D = 72 mm
 - B = 19 mm
 - r = 2 mm
 - C = 2090 kg

6. Corong Pemasukan kapasitas 282.600 mm³
 Bagian-bagian lain dari mesin pemecah kelapa sawit yang direncanakan, dapat dilihat pada gambar gabungan dari mesin pemecah kelapa sawit (lampiran gambar)

5. Referensi

1. Sularso dan Kiokatsu Suga, 1987, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Pradnya Paramita, Jakarta.
2. Karl T. Ulrich dan Steven D. Eppinger, 2001, *Perancangan dan Pengembangan Produk*, Salemba Teknika, Jakarta.
3. Gustav Niemann, 1978, *Machine Elemen (English Edition)*, Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, New York.
4. E P Popov, 1996, *Mekanika Teknik*, Airlangga, Jakarta.
5. Joseph E Shigley, Larry D Michel, 1994, *Perencanaan Teknik Mesin*, Airlangga, Jakarta.
6. G Takeshi Sato dan N Sugiarto H, 1987, *Menggambar Mesin*, Pradnya Paramita, Jakarta.
7. Tata Surdia, 1985, *Pengetahuan Bahan Teknik*, Pradnya Paramita, Jakarta.
8. Drs. Daryanto, *Contoh Perhitungan Turbin Uap*, Tarsito, Bandung.
9. Ir. Zainudin Achmad, Msc. *Elemen Mesin-1*, Refika Aditama, Bandung.
10. Ir. Suyatno Risza, *Kelapa Sawit: Upaya Peningkatan Produktivitas*, 1994, Kanisius, Yogyakarta.
11. Ir. Yan Fauzi, Dra Yustina Erna Widyastuti, Ir. Iman Satyawibawa, Ir. Rudi Hartono, *Kelapa Sawit: Budidaya, Pemanfaatan Hasil dan Limbah, Analisis Usaha dan Pemasaran*. 2002, Penebar Swadaya, Jakarta.