

Perancangan Mesin Penghalus Tempurung Biji Buah Kelapa Sawit (*Endocarp Crusher Hammer Mill*) Untuk Komposisi Bahan Bakar Alternatif

Design of Endocarp Crusher Hammer Mill for the Composition of Alternative Fuels

Legisnal Hakim¹, Japri², Abrar Ridwan³, Wahyu Irnanda⁴

¹Pengajar Prodi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Riau

²Pengajar Prodi Mesin Otomotif Universitas Muhammadiyah Riau

³Pengajar Prodi Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Riau

⁴Mahasiswa Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Riau

legisnalhakim@umri.ac.id

Abstract

Biomass pellets are flammable granules that can maintain a flame and can be used as fuel for igniting miniature boilers. In the manufacture of quality biomass pellets, it is strongly influenced by the composition of the material consisting of a mixture of 80% oil palm fiber and 20% crushed shells of oil palm fruit shells pressed using a screw press. Constraints obtained when producing biomass pellets are particle size for palm fruit shell fragments that still have a large size so that it does not produce the expected biomass pellet criteria, then designs are made for machine units that can reduce the size of palm shell fragments, This tool is called the endocarp crusher hammer mill. This machine uses the impact force of the hammer mill to smash the shells of the palm fruit shell using energy from an electric motor capacity of 0.5 HP. The rotation of the rotor for the hammer mill is 800 rpm with the crushed value of the coconut shell skin being 7 mesh

Keywords: biomass pellets, fiber, oil palm fruit shell, impact, hammer mill

Abstrak

Pellet biomassa adalah suatu batangan yang mudah terbakar serta dapat mempertahankan nyala api dan dapat digunakan sebagai bahan bakar untuk penyalaan ketel uap mini. Dalam pembuatan pellet biomassa yang berkualitas sangat dipengaruhi oleh komposisi bahan yang terdiri atas campuran 80% *fiber* kelapa sawit dan 20% hancuran kulit tempurung buah kelapa sawit yang dipress dengan menggunakan *screw press*. Kendala yang didapatkan pada saat memproduksi pellet biomassa adalah partikel *size* untuk pecahan kulit tempurung buah kelapa sawit yang masih memiliki ukuran yang besar sehingga tidak menghasilkan kriteria pellet biomassa yang diharapkan, maka dilakukan perancangan untuk unit mesin yang dapat memperkecil ukuran pecahan kulit tempurung buah kelapa sawit, alat ini dinamai dengan *endocarp crusher hammer mill*. Mesin ini menggunakan gaya *impact* dari *hammer mill* untuk memukul pecahan kulit tempurung buah kelapa sawit menggunakan energy dari elektrik motor kapasitas 0,5 HP putaran rotor untuk *hammer mill* adalah 800 rpm dengan nilai hancuran kulit tempurung kelapa sawit adalah 7 mesh

Kata kunci: pellet biomassa, fiber, kulit tempurung buah kelapa sawit, impact, hammer mill

1. Pendahuluan

Tempurung biji buah kelapa sawit *fiber* memiliki nilai temperature bakar yang baik, beberapa pabrik kelapa sawit di Indonesia memanfaatkan tempurung biji buah kelapa sawit

dan *fiber* sebagai bahan bakar untuk penyalaan boiler. Di pabrik kelapa sawit tempurung biji buah kelapa sawit merupakan salah satu limbah padat yang jumlahnya dapat mencapai 60% dari produksi minyak inti.

Tempurung biji buah kelapa sawit termasuk dalam golongan kayu keras dan secara kimia memiliki komposisi hampir mirip dengan kayu. Tempurung biji buah kelapa sawit tersusun dari *lignin*, *cellulose*, dan *hemicellulose* dengan komposisi yang berbeda – beda.

Ukuran tempurung biji buah kelapa sawit yang telah menjadi limbah yang dihasilkan dari pengolahan unit *ripple mill* tentunya akan menyulitkan untuk pembuatan pellet biomassa untuk bahan bakar alternative, dikarenakan ukurannya masih tergolong kasar pada saat dilakukan proses pengepresan dengan campuran *fiber*, maka diperlukan pengolahan lebih lanjut yakni dengan mesin pemecah (*crusher*).

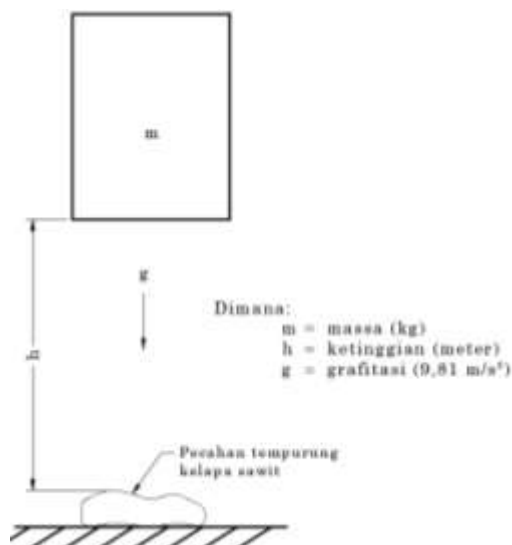
Persentase *fiber* dengan pecahan kulit tempurung buah kelapa sawit yakni 80% *fiber* dan 20% hancuran tempurung biji buah kelapa sawit.

2. Methodologi

Perancangan mesin *endocarp crusher hammer mill* dimulai pada saat membaca rangkuman dari hasil penelitian dosen Teknik Mesin Universitas Muhammadiyah Riau mengenai rancang bangun mesin *press* untuk pencetak pellet biomassa serta mengumpulkan data mengenai kendala yang ditemui jika partikel *size* untuk kulit tempurung biji buah kelapa sawit masih tergolong kasar.

Rancangan mesin *endocarp crusher hammer mill* dimodelkan melalui *computer aided design* (CAD) serta parameter – parameter proses penghancuran kulit tempurung kelapa sawit dengan menggunakan gaya *impact* dari *hammer mill*.

Tahap awal yang dilakukan adalah mengetahui tingkat ketangguhan kulit tempurung buah kelapa sawit dengan memberikan energy potensial pada kulit pecahan tempurung buah kelapa sawit dengan mengambil ketangguhan kulit tempurung buah kelapa sawit yang berjenis dura.



Gambar 1. Ilustrasi pengujian ketangguhan tempurung biji buah kelapa sawit

Pengujian dilakukan pada 2 jenis kulit tempurung biji buah kelapa sawit, yakni pada jenis dura dan tenera, maka data hasil pengujian dimasukkan ke dalam table dengan mengamati persentase pecah kulit tempurung, ketebalan kulit tempurung, ketinggian pengujian (energy potensial yang diberikan) dan persentase pecah yang dihasilkan.

Tabel 1
Data pengujian ketangguhan tempurung biji buah kelapa sawit

Jenis tempurung	Tebal tempurung (mm)	Ketinggian (m)	Persentase pecah
Dura	5,1	0,25	0%
		0,5	0%
		0,75	15%
		1	47%
		1,25	62%

Dari pengujian dengan tinggi pemberian beban yakni 1,25 meter, kulit tempurung buah kelapa sawit pecah 62%, maka nilai pengujian ini menjadi acuan untuk menerapkan ke mesin yang akan dirancang.

Mencari energy potensial yang dibutuhkan untuk memecahkan pecahan tempurung biji buah kelapa sawit:

$$\begin{aligned}
 E_p &= m \cdot g \cdot h \\
 &= (1 \times 0,6 \text{ kg}) \cdot 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \cdot 1,25 \text{ m} \\
 &= 7,35 \text{ J}
 \end{aligned}$$

Dimana perencanaan total *tool hammer* adalah sebanyak 21 pcs, maka energy potensial total yang dihasilkan adalah:

$$\begin{aligned}
 &= 21 \times E_p \\
 &= 21 \times 7,35 J \\
 &= 154,35 J
 \end{aligned}$$

Kecepatan linier *hammer* pada saat beroperasi adalah:

$$\begin{aligned}
 v &= \sqrt{2 \cdot g \cdot h} \\
 \text{Kecepatan 1 pcs } \textit{hammer} &\text{ adalah:} \\
 &= \sqrt{2 \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 1,25} \\
 &= 4,95 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Maka kecepatan 21 pcs *hammer* adalah:

$$\begin{aligned}
 v &= 4,95 \text{ m/s} \times 21 \\
 &= 103,95 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Kecepatan sudut *hammer*:

$$\begin{aligned}
 \omega &= \frac{v}{r} \\
 &= \frac{103,95 \text{ m/s}}{1,25 \text{ m}} \\
 &= 83,16 \text{ rad/s}
 \end{aligned}$$

Untuk mendapatkan kecepatan putaran yang dibutuhkan digunakan persamaan berikut:

$$\begin{aligned}
 n &= \frac{60 \cdot \omega}{2 \cdot \pi} \\
 &= \frac{60 \cdot 83,16 \text{ rad/s}}{2 \cdot 3,14} \\
 &= 794,52 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

Untuk menentukan daya motor dapat ditentukan dengan perhitungan daya rencana. Daya rencana ditentukan dengan menghitung daya yang diperlukan untuk proses penghancuran pecahan tempurung biji buah kelapa sawit dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{E}{t} \\
 &= \frac{8459,92}{60} \\
 &= 140,99 \text{ Watt} \approx 0,14 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Tabel 2
Faktor koreksi poros

	Faktor koreksi	Keterangan
K_m	1,5	Pembebanan momen lentur yang tetap
	1,5 dan 2,0	Beban dengan tumbukan ringan
	2 dan 3	Beban dengan tumbukan berat
K_t	1,0	Jika beban dikenakan secara halus
	1,0 – 1,5	Jika terjadi sedikit kejutan dan tumbukan

1,5 – 3,0

Jika terjadi kejutan dan tumbukan

Kemudian dengan mengalihkan factor koreksi maka daya yang direncanakan (daya rencana) menjadi:

$$\begin{aligned}
 P_d &= f_c \cdot P \\
 &= 2,5 \times 0,14 \text{ kW} \\
 &= 0,35 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

$$1 \text{ HP} = 746 \text{ Watt} \approx 0,746 \text{ kW}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{0,35 \text{ kW}}{0,746 \text{ kW}} \\
 &= 0,46 \text{ kW}
 \end{aligned}$$

Daya motor yang dipilih adalah sebesar 0,5 HP, sebab penentuan daya motor dari perhitungan harus dibawah daya motor yang terdapat dipasaran dengan spesifikasi:

Single fasa, AC motor

Daya rencana : 0,5 HP

Putaran : 1400 rpm

Poros : $\emptyset 16 \text{ mm}$

Ketersediaan motor listrik yang ada di pasaran yang sesuai dengan kebutuhan adalah 0,5 HP putaran (n) = 1400 rpm, sedangkan putaran poros pemutar *hammer* yang didapatkan adalah 794,52 rpm maka didapatkan $\frac{1400 \text{ rpm}}{794,52 \text{ rpm}} = 1,76$ untuk perbandingan ratio putaran *pulley*, maka diasumsikan perbandingan putaran 1:1,75. Maka $\frac{1400 \text{ rpm}}{1,75} = 800 \text{ rpm}$. Penentuan *pulley* penggerak yang dipilih adalah *pulley* 3 inch (76,2 mm) yang termasuk ke dalam diameter *pulley* yang diizinkan. Maka pencarian ukuran *pulley* yang digerakkan dapat dihitung dengan persamaan:

$$n_x = n \frac{D_p}{d_p}$$

$$d_p = \frac{n \times D_p}{n_x}$$

Keterangan:

D_p = diameter *pulley* penggerak (mm)

d_p = diameter *pulley* yang digerakkan (mm)

n = putaran motor (rpm)

n_x = putaran yang dihasilkan

Maka parameter dari *pulley* yang akan dihitung adalah:

$$n = 1400 \text{ rpm}$$

$$D_p = 76,2 \text{ mm}$$

$$d_p = \dots ?$$

$$d_p = \frac{n \times D_p}{n_x}$$

$$d_p = \frac{1400 \text{ rpm} \times 76,2 \text{ mm}}{800 \text{ rpm}}$$

$$= \frac{106680 \text{ rpm} \cdot \text{mm}}{800 \text{ rpm}}$$

$$= 133,35 \text{ mm}$$

$$= 5,25 \text{ inch}$$

Menentukan kecepatan sudut poros penggerak (ω)

$$n = f \cdot 60$$

$$f = \frac{n}{60} = \frac{800 \text{ rpm}}{60} = 13,33 \text{ Hz}$$

$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot f = 2 \times 3,14 \times 13,33 \text{ Hz} \\ = 83,71 \text{ rad/s}$$

Menentukan aspek pemilihan sabuk:

$$\frac{N_1}{N_2} : \frac{d_p}{D_p}$$

Dimana:

N_1 = putaran poros penggerak (*rpm*)

N_2 = putaran poros yang digerakkan (*rpm*)

d_p = diameter *pulley* penggerak (*mm*)

D_p = diameter *pulley* yang digerakkan (*mm*)

$$\frac{N_1}{N_2} : \frac{d_p}{D_p}$$

$$N_1 = N_2 \times \frac{D_p}{d_p}$$

$$= 800 \times \frac{76,2}{133}$$

$$= 458 \text{ rpm}$$

Didapat putaran pada motor sebesar 1400 rpm, maka untuk mengetahui kecepatan sabuk (v) digunakan persamaan sebagai berikut:

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

Dimana:

v = kecepatan sabuk $V \text{ m/s}$

d_p = diameter *pulley* penggerak (*mm*)

n_1 = putaran motor (*rpm*)

Nilai d_p dimasukkan setengah dari diameter *pulley* penggerak, yakni $133:2 = 66,5 \text{ mm}$, maka:

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

$$= \frac{3,14 \times 66,5 \times 458}{60 \times 1000}$$

$$= 1,59 \text{ m/s}$$

Sedangkan untuk mengetahui panjang keliling sabuk dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

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

$$L = 2 \times 535 + \frac{3,14}{2} \times (133 + 76,2) \\ + \frac{1}{4 \times 535} \times (76,2 - 133)^2$$

$$= 1399,95 \text{ mm}$$

Dari perhitungan keliling sabuk diatas, maka dipilih sabuk yang berukuran 55 inch.

Menghitung jarak antar sumbu poros atau jarak garis singgung *pulley*, harus mengetahui nilai b terlebih dahulu dengan persamaan sebagai berikut:

$$b = 2L - 3,14(D_p - d_p)$$

$$b = 2 \times 1399,95 - 3,14 \times (76,2 - 133)$$

$$b = 2141,11 \text{ mm}$$

Sehingga nilai C dapat diketahui menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8 \times (D_p - d_p)^2}}{8}$$

$$= \frac{2141,11 + \sqrt{(2141,11)^2 - 8 \times (76,2 - 133)^2}}{8}$$

$$= 534,32 \text{ mm}$$

Maka untuk nilai sudut kontak *pulley* dapat digunakan persamaan sebagai berikut:

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

$$= 180^\circ - \frac{57 \times (76,2 - 133)}{683,45}$$

$$= 184,73 \text{ rad}$$

Perhitungan gaya yang timbul pada *pulley* penggerak adalah:

$$F = \frac{102 \times P}{v}$$

Dimana:

F = gaya (N)

P = daya (kW)

v = kecepatan sabuk (m/s^2)

$$F = \frac{102 \times P}{v}$$

$$= \frac{102 \times 0,46}{1,59}$$

$$= 29,5 \text{ kg (dikali gravitasi} = 9,81 \text{ m/s}^2 = 289,39 \text{ N}$$

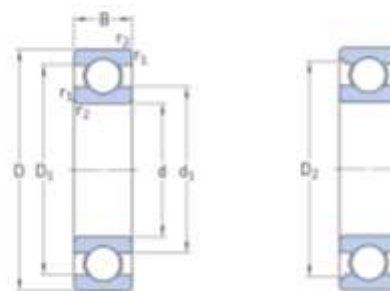
Poros penggerak dibuat dengan ukuran diameter 29,95 mm lebih kecil 0,05 dari *in diameter bearing* yang tersedia dipasar (d) agar suaian poros yang masuk tidak terlalu memaksa pada saat dimasukkan ke dudukan bearing. Untuk *bearing* yang memiliki lobang poros senilai 30 mm maka dipilahlah *bearing* SKF dengan nomor 6006 dengan pertimbangan bahwa diameter poros yang didapat besarnya sama dengan diameter dalam *bearing* dengan putaran *rotor* adalah 800 rpm.

Tabel 3

Komponen yang bertumpu pada *bearing* SKF 6006

Nama part	Berat per_pcs (kg)	Qtt (pcs)	Massa (kg)
Mainshaft long stude	0,93	6	5,58
Main shaft rotor	13,98	1	13,98
Ring nut long stude	0,18	6	1,08
Nut long stude	0,079	6	0,48
Key way disc	0,028	3	0,084
Key way pulley	0,021	1	0,021
Lock nut	1,83	1	1,83
Disc ring hammer	1,82	6	10,92
Disc plate (left)	6,19	1	6,19
Disc plate (right)	6,24	1	6,24
Busing	0,057	21	1,2
Hammer	0,6	21	12,6
Berat total			74,18 kg

1.1 Single row deep groove ball bearings d 25 - 35 mm



Gambar 1. Keterangan dimensi *bearing* yang dipilih

Tabel 4

Data kriterial *bearing* yang dipilih

Physical dimensions	Basic load ratings		Fatigue load limit	Speed ratings		Mass	Designation
	C_{10}	C_0		Reference speed (rpm)	Limiting speed (rpm)		
mm	daN	kN	N	rpm	rpm	kg	
60	2	0,47	0,17	10 000	15 000	0,025	6006
62	3	0,74	0,27	10 000	15 000	0,035	6206
68	5	1,24	0,45	10 000	15 000	0,055	6806
72	7	1,97	0,71	10 000	15 000	0,085	7206
76	11	3,14	1,13	10 000	15 000	0,13	7606
80	14	4,02	1,47	10 000	15 000	0,17	8006
85	18	5,34	1,97	10 000	15 000	0,23	8506
90	24	7,17	2,61	10 000	15 000	0,31	9006
95	30	9,33	3,39	10 000	15 000	0,41	9506
100	38	12,2	4,45	10 000	15 000	0,53	10006
105	48	15,9	5,81	10 000	15 000	0,69	10506
110	60	21,0	7,61	10 000	15 000	0,91	11006
115	75	26,7	9,66	10 000	15 000	1,2	11506
120	93	33,3	12,0	10 000	15 000	1,5	12006
125	115	41,0	14,8	10 000	15 000	1,9	12506
130	142	50,0	18,0	10 000	15 000	2,4	13006
135	175	61,5	22,2	10 000	15 000	3,1	13506
140	215	75,0	27,0	10 000	15 000	3,9	14006
145	265	90,0	32,5	10 000	15 000	4,9	14506
150	325	108,0	39,0	10 000	15 000	6,2	15006

Kapasitas nominal dinamis (C) = 13,8 kN ≈ 1407,21 kg

Kapasitas nominal statis (C_0) = 8,3 kN ≈ 846,36

Diameter lobang (d) = 30 mm

Diameter luar (D) = 55 mm

Lobang cincin (B) = 13 mm

Beban equivalen yang dialami pada bantalan ini dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Dimana : P = beban equivalen
 X = factor radial (0,6)
 V = factor putaran
 = 1,0 ; untuk iner yang berputar
 = 1,2 ; untuk outer yang berputar
 F_r = beban radial
 Y = factor aksial (0,5)
 F_a = beban aksial
 K = Faktor koreksi (1,5)

Beban aksial dapat diketahui dengan persamaan sebagai berikut:

$$F_a = \frac{0,47 \times F_r}{K}$$

$$= \frac{0,47 \times 154,35}{1,5}$$

$$= 48,36 \text{ N}$$

Jadi beban equivalen yang diterima bantalan adalah:

$$P = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$= 0,6 \times 1,0 \times 154,35 + 0,5 \times 48,36$$

$$= 116,8 \text{ N}$$

Kecepatan bantalan dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3}$$

$$= 0,34$$

Factor umur pada bantalan dapat diketahui dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$F_h = F_n \left(\frac{C}{P} \right)$$

Dimana : F_h = factor umur bantalan teoritis; (jam operasi)

F_n = kecepatan bantalan
 C = kapasitas nominal dinamis; (kg)

P = beban equivalen (N)

$$F_h = 0,34 \left(\frac{1407,21}{116,8} \right)$$

$$= 4,1$$

Umur nominal bantalan L_h dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$L_h = 500 \cdot (F_h)^3$$

$$= 500 \cdot (4,1)^3$$

$$= 34460,5 \text{ jam operasi}$$

Menurut Taufik Hidayat gaya penekanan untuk memecahkan tempurung buah kelapa sawit yaitu 311,64 N (31,8 kg), maka luasan poros rencana yang akan dimasukkan ke dalam persamaan adalah (3 cm x 5,5 cm) untuk diameter poros rencana serta panjang poros rencana yang bertumpu pada *bearing*. Oleh karena itu kekuatan tarik poros dapat diketahui sebagai berikut:

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

Dimana: σ = Kekuatan tarik kg/mm^2
 F = Gaya yang dibutuhkan (kg)
 A = Luasan bidang poros (mm^2)

$$\sigma = \frac{311,64}{3 \times 5,5}$$

$$= 18,9 \text{ N/cm}^2$$

$$= 18,9 \text{ N/cm}^2 \times 9,8 \text{ m/s}^2 = 185,22 \text{ kg/cm}^2$$

$$185,22 \text{ kg/cm}^2 \text{ diubah menjadi } kg/mm^2$$

$$185,22 \text{ kg/cm}^2 \cdot 9,8 \text{ kg/s}^2 = 18,15 \text{ kg/mm}^2$$

Agar kekuatan tarik rencana aman untuk digunakan, maka kekuatan tarik yang diperoleh dapat dikalikan dengan factor koreksi:

$$18,15 \text{ kg/mm}^2 \times 1,5 = 27,22 \text{ kg/mm}^2$$

Setelah kekuatan tarik diperoleh maka dapat ditentukan material yang akan dipilih dengan melihat table berikut:

Tabel 5
Pemilihan bahan poros

Kelompok bahan	Lamban g bahan	Kekuatan tarik σ_b ($\frac{kg}{mm^2}$)	Kekerasan (brinell) H_a	Tegangan lentur yang diizinkan τ_a ($\frac{kg}{mm^2}$)
Besi Cor	FC 15	15	140 – 160	7
	FC 20	20	160 – 180	9
	FC 25	25	180 – 240	11
	FC 30	30	190 – 240	13
Baja Cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja Karbon Untuk Konstruksi	S 25 C	45	123 – 183	21
	S 35 C	62	149 – 207	26
	S 45 C	58	167 – 229	30
Baja Paduan dengan Pengerasan Kulit	S 15 CK	50	400 (dicelup dingin dalam minyak)	30

	SNC 21	80 100	600 (dicelup dingin dalam air)	35 – 40 40 – 45
Baja Chrom Nikel	SNC 1 SNC 2 SNC 3	75 85 95		35 – 40 40 – 45
Perunggu Logam Delta		18 35 – 60	85 –	5 10 – 20
Perunggu Fosfor (coran)		19 – 30	70 – 100	5 – 7
Perunggu Nikel (coran)		64 – 90	180 – 260	20 – 30
Damar Phenol, dll				3 – 5

Dari table yang ditampilkan di atas, bahan yang mendekati dengan kekuatan tarik poros adalah 30 kg/mm^2 , maka diambil bahan poros yaitu besi cor dengan lambing FC 30 kekuatan tarik 30 kg/mm^2 , nilai kekerasan $190 - 240 H_B$ dan tegangan lentur yang diizinkan 13 kg/mm^2 . Maka didapatkan tegangan gesernya sebagai berikut:

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2}$$

Dimana : $\tau_a =$ Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm^2)

$\sigma_b =$ Kekuatan tarik poros (kg/mm^2)

$Sf_1 =$ Safety factor 5,0 sampai 6,0 (dipilih 6 untuk bahan S – C dengan pengaruh massa, dan baja paduan)

$Sf_2 = 1,3 - 3,0$ (dipilih 3 karna poros diberi pasak dan bertangga)

$$\tau_a = \frac{30}{6 \times 3}$$

$$\tau_a = 1,66 \text{ kg/mm}^2$$

Dilanjutkan dengan menghitung diameter poros dengan menggunakan persamaan sebagai berikut:

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

Dimana:

$d_s =$ Dimeter poros (mm)

$\tau_a =$ Tegangan geser yang diizinkan (kg/mm^2)

$K_t =$ Faktor koreksi tumbukan (1,0)

$C_b =$ Faktor koreksi lenturan (1,0)

$T =$ Torsi ($N \cdot \text{mm}$)

$T = F \cdot r$

Dimana:

$F =$ Gaya tengensial rotor pemecah (N)

$r =$ Jari – jari rotor pemecah (mm)

$$T = 311,64 N \times 180 \text{ mm}$$

$$T = 56095,2 N \cdot \text{mm}$$

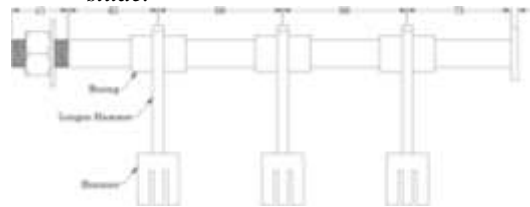
$$d_s = \left[\left(\frac{5,1}{1,66} \right) 1,0 \cdot 1,0 \cdot 56095,2 \right]^{1/3}$$

$$d_s = 55,64 \text{ mm}$$

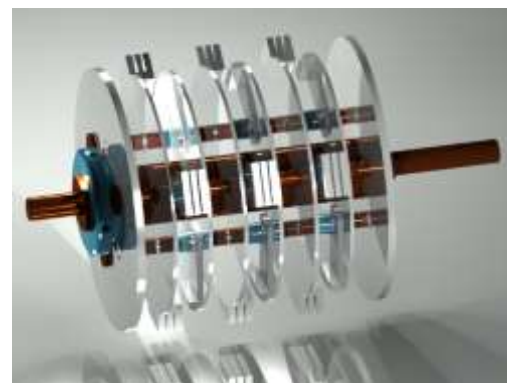
3. Hasil dan Pembahasan

Mesin *endocarp crusser hammer mill* dirancang memiliki total 21 pcs *hammer*, yang mana pada satu poros *long stude* terdiri atas 3 *hammer* pada satu poros dan 4 *hammer* pada susunan poros yang disebelahnya.

1. Susunan 3 deret *hammer* pada satu *long stude*.

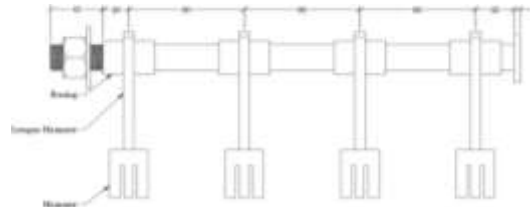


Gambar 2 Dimensi susunan 3 deret *hammer* pada *long stude*

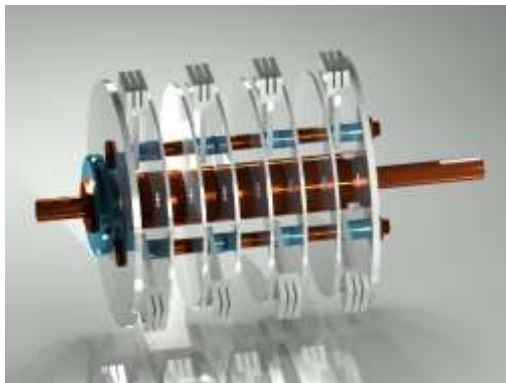


Gambar 3 Susunan 3 deret *hammer* pada satu *long stude*

2. Susunan 4 deret *hammer* pada satu *long stude*.

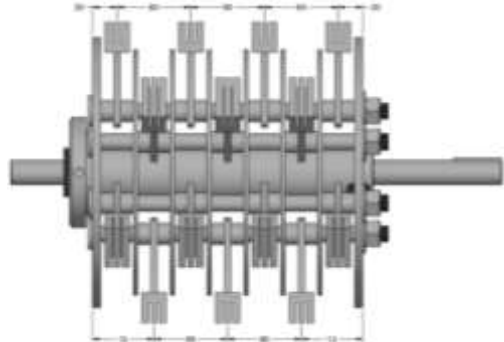


Gambar 4 Dimensi susunan 4 deret *hammer* pada satu *long stude*

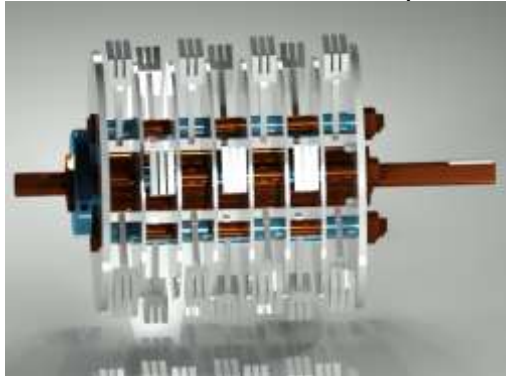


Gambar 5 Susunan 4 deret *hammer* pada satu *long stude*

Pada saat keseluruhan *hammer* di rangkai hingga menjadi satu komponen *rotor* pemecah, maka dimensi susunannya sebagai berikut:



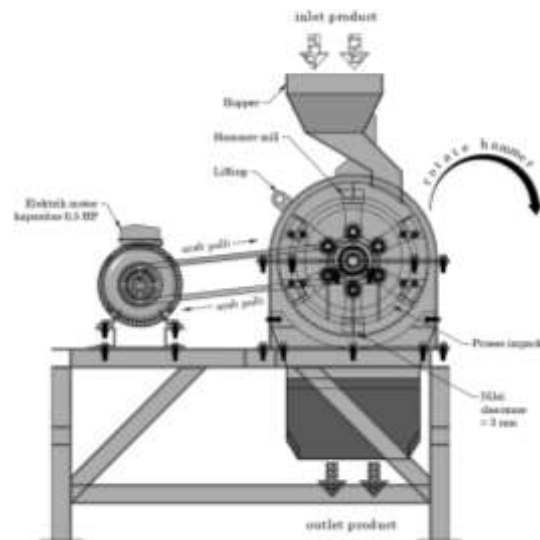
Gambar 6 Dimensi susunan *hammer* pada *rotor*



Gambar 7 Model komponen dan susunan *part rotor*

3. Sistem operasi mesin *endocarp crusser hammer mill*

Berikut ditampilkan pemodelan cara kerja mesin *endocarp crusser hammer mill*:



Gambar 8 Sketsa tampak dari samping kanan

4. Tahap *assembly*

Berikut tampilan posisi *rotor* pada mesin *endocarp crusser hammer mill*:



Gambar 9 Konstruksi *rotor*



Gambar 10 Mesin *endocarp crusser hammer mill*

4. Simpulan

Simpulan yang didapat setelah melakukan perancangan mesin *endocarp crusser hammer mill* adalah:

1. *Endocarp crusher hammer mill* adalah mesin yang digunakan untuk menghaluskan pecahan tempurung biji buah kelapa sawit yang menggunakan *hammer mill* sebagai media untuk penerus gaya putar menjadi gaya *impack*.
 2. Dimensi unit mesin *endocarp crusher hammer mill* adalah $p = 1085 \text{ mm}$, $l = 650 \text{ mm}$, dan $t = 1206 \text{ mm}$.
 3. Pengujian untuk mendapatkan ketangguhan pecahan tempurung biji buah kelapa sawit dengan memilih pecahan tempurung biji buah kelapa sawit berjenis dura dengan ketebalan tempurung biji buah kelapa sawit maksimal 5,1 mm.
 4. Daya yang dibutuhkan untuk menghaluskan pecahan tempurung biji buah kelapa sawit adalah 0,5 HP dengan putaran input 1400 rpm dan putaran output untuk *rotor* adalah 800 rpm.
 5. Total *hammer* untuk menghaluskan tempurung biji buah kelapa sawit berjumlah 21 pcs, dimana terdapat 3 pcs *hammer* dan 4 pcs *hammer* pada satu komponen *long stude*.
 6. Pengujian ketinggian beban yang diberikan untuk mendapatkan kebutuhan energy potensial untuk memecahkan tempurung biji buah kelapa sawit adalah 1,25 meter dengan nilai pecahan pada tiap kali pengujian senilai 62% untuk sekali pengujian yang diaplikasikan pada perancangan putaran *hammer*.
- Daftar Pustaka**
- Norton Robert L, *MACHINE DESIGN AN INTEGRATED APPROACH, PRENTICE HALL INCH*. 2004.
- SKF General Catalogue, *Media – Print*, Germany. 2003
- Djoko Purwanto, *ARANG DARI LIMBAH TEMPURUNG KELAPA SAWIT*. Penelitian Balai Riset Dan Standarisasi Industri. Februari 2011.
- Ariani Nur Hidayah, *PEMANFAATAN LIMBAH TEMPURUNG KELAPA MENJADI BIO BRIKET SEBAGAI ENERGI BAIK*. 15 Agustus 2018.
- Sularso dan Kiyokatsu Suga, *DASAR PERANCANGAN DAN PEMILIHAN ELEMEN MESIN*. Pradya Paramiha: Jakarta, 1994.
- Harsono, Wiryosumarto dan Tosie, *TEKNOLOGI PELNGELASAN LOGAM*. PT. Pradnya Paramitha: Jakarta 1996.
- Taufik Hidayat, *PERANCANGAN MESIN PEMECAH CANGKANG KELAPA SAWIT DENGAN KAPASITAS 20 KG PERJAM*. Fakultas Teknik. Universitas Muhammadiyah Riau: Pekanbaru 2017.
- Legisnal Hakim, Budi Istana dan Japri, *RANCANG BANGUN MESIN PRESS UNTUK PENCETAKAN PELLETT BIOMASSA (CAMPURAN SERABUT DAN CANGKANG KELAPA SAWIT) SEBAGAI BAHAN BAKAR ALTERNATIF KETEL UAP MINI*. Simposium Nasional Teknologi Terapan (SNTT) 5. Program Studi Teknik Mesin. Universitas Muhammadiyah Riau: Pekanbaru, 2017.
- Zainal Abidin dan Harry P. Limbong, *Pembuatan Arang Cangkang Kelapa Sawit Dengan Proses Torefaksi*. Balai Riset Dan Standarisasi Industri. Jl. Sisingamangaraja: Medan 2017.
- Diah. Sundari. Wijayanti, *KARAKTERISTIK BRIKET ARANG DARI SERBUK GERGAJI DENGAN PENAMBAHAN ARANG CANGKANG KELAPA SAWIT*. Universitas Sumatra Utara: Medan 2009.
- Septi Kurniawan dan Agus Kusnayat, *Perancangan Hammer Mill Menggunakan Metode Discrete Element Modeling Untuk Meningkatkan Kehalusan Penggilingan Kulit Kopi*. e – Proceeding of Engineering. Vol. 4 Fakultas Teknik, Universitas Telkom. Agustus 2017.
- Purwanto. Djoko, *BRIKET BAHAN BAKAR DARI LIMBAH TEMPURUNG KELAPA SAWIT (elais guineensis Jacq)*. Journal Riset Industri Hasil Hutan. Vol. 2 No. 1. Penelitian Baristand Industri Banjarbaru: Banjarmasin 2010.