

BAB 2

TINJAUAN PUSTAKA

2.1 Landasan Teori

Landasan teori merupakan dasar teoritis yang digunakan dalam penelitian ini untuk mendukung proses perancangan dan pengujian mesin pencacah tongkol jagung. Pembahasan meliputi karakteristik bahan, proses pencacahan, prinsip kerja mesin, komponen mesin, serta teori-teori yang berkaitan dengan perancangan dan pengujian mesin.

2.1.1 Jagung

Jagung merupakan tanaman pangan utama yang banyak dibudidayakan di Indonesia. Tanaman ini memiliki siklus hidup sekitar 80-150 hari atau 3 hingga 5 bulan (Kementan, 2023). Produksi jagung di Indonesia mengalami peningkatan signifikan dalam beberapa tahun terakhir. Berdasarkan data dari Badan Pusat Statistik (BPS), produksi jagung nasional pada tahun 2020 mencapai 23,14 juta ton, sedangkan pada tahun 2023 meningkat menjadi 25,2 juta ton (BPS, 2023). Jagung memiliki sekitar 30% limbah yang terdiri dari tongkol jagung. Oleh karena itu, pengelolaan limbah ini menjadi penting untuk meningkatkan nilai tambah dan mengurangi dampak lingkungan (Putra et al., 2022).



Gambar 2. 1 Jagung

2.1.2 Tongkol jagung

Tongkol jagung merupakan bagian yang tersisa setelah biji jagung dipisahkan dari buahnya. Produk utama dari panen jagung adalah jagung pipilan, sementara bagian sisanya dikenal sebagai tongkol atau janggol (Rohaeni et al., 2021). Berdasarkan analisis gizi, tongkol jagung memiliki kadar protein rendah sekitar 2,94% dengan kandungan *lignin* sebesar 5,2%. Namun, kandungan *selulosa* cukup tinggi, mencapai 30%, dengan tingkat pencernaan sekitar 40% (Aristya et al., 2024). Tongkol jagung yang dihancurkan halus dapat dimanfaatkan sebagai bahan campuran pakan ternak dengan komposisi sebesar 10% atau sebagai bahan baku bioenergi dan biokomposit yang lebih ramah lingkungan (Ngawit et al., 2024).



Gambar 2. 2 Tongkol Jagung

Selama ini pemanfaatan tongkol jagung untuk pakan sapi dipandang sebelah mata oleh masyarakat. Masyarakat beranggapan kualitas pakan yang dihasilkan relative masih rendah sama seperti pada limbah pertanian lainnya. Maka dari itu

untuk memanfaatkan tongkol jagung sebagai campuran pakan sapi, bisa menggunakan dengan metode *Silase*. *Silase* adalah hasil proses pencacahan bonggol jagung yang diawetkan agar mampu bertahan dalam jangka waktu lama.

2.1.3 Jenis-jenis Mesin Pencacah

Berikut jenis mesin pencacah tongkol jagung yang terdapat dipasaran saat ini dapat dilihat pada Gambar 2.3 Gambar 2.4 dan Gambar 2.5 dibawah ini:

1. Mesin pencacah tongkol jagung dengan menggunakan mata pisau, seperti namanya pengoperasian mesin ini menggunakan pisau pencacah sebagai alat pencacahnya, penyaluran daya dari putaran mesin ke mata pisau pencacah menggunakan poros dan *pulley*. Mesin yang digunakan bisa motor bakar atau motor listrik sesuai peruntukan dan kubisitas mesin cacahan, mesin pencacah menggunakan mata pisau dapat dilihat dari Gambar 2.3 dibawah ini:



Gambar 2. 3 Mesin pencacah

2. Mesin pencacah tongkol jagung dengan menggunakan mata pisau spiral sebagai pencacah, mata pisau spiral menggunakan sistem *screw* sebagai sistem pencacahannya, menggunakan poros dan puli untuk menyalurkan daya yang dihasilkan motor listrik atau motor bakar. Sistem mata pisau *spiral* atau *screw* ini dapat dilihat pada Gambar 2.4 dibawah ini:



Gambar 2. 4 Mesin pencacah dengan pisau spiral

3. Mesin pengepres tongkol jagung, walaupun alat tersebut tidak mencacah melainkan dengan sistem pengepres, akan tetapi alat tersebut dapat menghasilkan *output* tongkol jagung yang halus dan dapat dicerna oleh hewan ternak. Alat tersebut menggunakan *Roller* sebagai sistem pengepres yang digerakkan oleh motor listrik atau motor bakar yang ditranferkan melalui *Transmisi*. Mesin tersebut dapat dilihat dari Gambar 2.5 dibawah ini:



Gambar 2. 5 Mesin press tongkol jagung

2.1.4 Daya

Secara istilah, poros merupakan elemen berbentuk batang yang biasanya memiliki penampang (Bantalan), poros berfungsi untuk mentransfer putaran atau menopang beban, baik dengan mesin maupun tanpa daya. Beban yang umumnya disokong poros mencakup roda gigi, roda tenaga (*flywheel*), puli, roda gesek, dan lain sebagainya. Poros hampir ada di setiap konstruksi mesin dengan berbagai fungsi yang berbeda-beda berdasarkan perannya.

Agar hasil perencanaan aman, maka nilai daya dan momen untuk perencanaan ditingkatkan sedikit dari daya yang di *Transmisi* (P), yang disebut sebagai daya perencanaan atau daya desain (Pd) yang dapat dinyatakan dengan persamaan:

a. Menghitung Daya *Safety*

Daya yang besar mungkin diperlukan pada saat *start*, atau mungkin beban yang besar terus bekerja setelah *start*. Dengan demikian sering kali diperlukan koreksi pada daya rata-rata yang diperlukan dengan menggunakan faktor koreksi pada perencanaan. Rumus yang digunakan adalah rumus dari buku (Sularso & Kiyokatsu, 2004) yang ditunjukkan oleh rumus persamaan 2.1 dibawah ini:

$$Pd = f_c \times P \text{ (kw)} \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana :

P_d = daya rencana (kw)

f_c = faktor koreksi

p = daya yang dibutuhkan (kw)

Tabel 2. 1 Faktor koreksi Daya yang akan di Transmisikan

Daya Yang Akan Di <i>Transmisi</i>	F_c (<i>Factor Corection</i>)
Daya rata-rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya Normal	1,0 – 1,5

(Sumber: Sularso & Suga, 2004)

b. Menghitung Energi *Kinetic*

Energi *kinetic* adalah energi yang dimiliki oleh suatu objek karena Gerakan. Besarnya torsi total pada mesin penghancur tongkol jagung didapat dengan rumus dari (James Presscott) dari rumus persamaan 2.2 dibawah ini:
 $F = F(\text{potong}) \times F(\text{pisau}) \times F(\text{Tongkol jagung}) \dots \dots \dots (2.2)$

Keterangan:

F = Gaya pencacah (N)

m = massa memotong Tongkol jagung (kg)

g = gravitasi (m/s^2)

c. Menghitung Momen Puntir

Momen puntir atau torsi momen gaya puntir merujuk pada gaya yang menyebabkan objek berputar di sekitar sumbu tertentu, momen puntir biasanya diasosiasikan dengan gaya yang diterapkan pada poros. Berikut rumus persamaan 2.3 yang bersumber dari (Sularso & Kiyokatsu, 2004) momen puntir:

$$T = 9,74 \times (10)^3 P_d / n_1 \dots \dots \dots (2.3)$$

Dimana :

T= momen rencana (kg.mm)

n1= putaran poros (rpm)

d. Kecepatan Rata-Rata

Untuk menghitung waktu perlu untuk membagi jarak dengan kecepatan, maka rumus yang digunakan bersumber dari turunan penelitian (Isaac Newton) yang dijelaskan pada persamaan 2.4 sebagai berikut:

$$t = \frac{s}{v} \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana :

t =waktu

s= jarak

v= kecepatan

e. Menghitung Daya Total

Rumus yang terdapat pada buku (Freedman, 1989) adalah rumus daya total yang dibutuhkan. Rumus ini menjadi acuan awal dalam menentukan daya mesin yang dibutuhkan. Maka rumus yang digunakan adalah rumus persamaan 2.5 dibawah ini:

$$P = \tau \times \omega \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

P = daya (W)

τ = Torsi

ω = omega

f. Gaya dan Torsi

Sebelum mesin dibuat, dilakukan uji awal untuk mengetahui kekuatan potong pisau penghancur pada tongkol jagung. Hasil dari percobaan akan menunjukkan gaya potong rata-rata pada pisau penghancur. Setelah itu, dapat dihitung nilai gaya potong dengan menggunakan rumus persamaan 2.6 sambil menganalisis proses pemotongan yang akan dilakukan:

$$F_p = F_{rata-rata} \times Z \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

Fp = gaya potong pisau (N)

F= Gaya

z = jumlah pisau

Setelah menghitung gaya pemotongan maka kita bisa menghitung Torsi menggunakan rumus persamaan 2.7 dari buku (Mott, 2004:81) dengan menganalisa gaya pemotongan yang dilakukan:

$$\tau = F \times r \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

τ = Torsi (Kgf.mm)

F = Gaya Pemotongan (Kgf)

r = Panjang Lengan (mm)

2.1.5 Pasak

Pasak adalah suatu benda atau alat yang digunakan untuk mengunci, menahan, atau menyambungkan sesuatu agar tetap kokoh pada tempatnya. Menurut bentuk dan arah gaya dibedakan menjadi :

a. Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

1. Pasak datar (*Square key*).
2. Pasak Tirus (*Tapered key*).
3. Pasak setengah silinder (*Wood ruff key*).

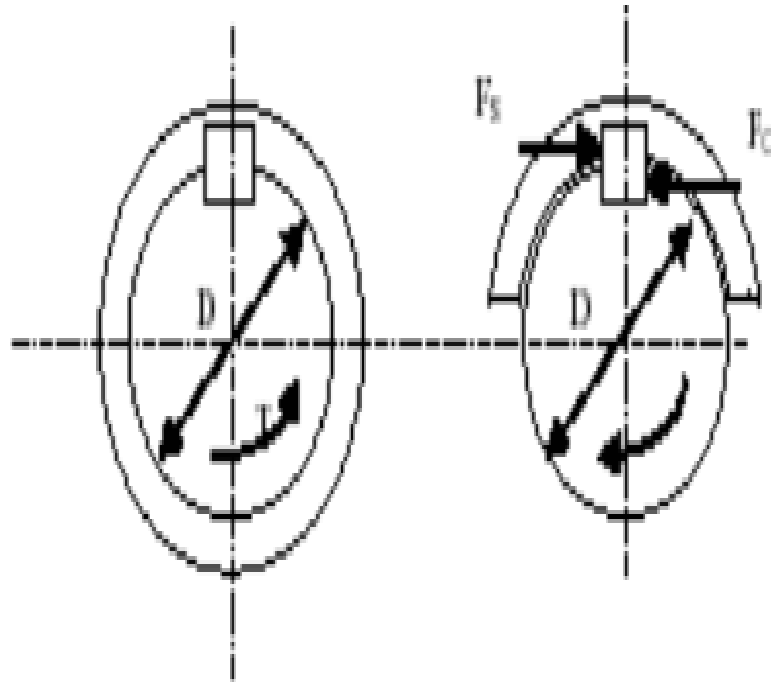
b. Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang

Pasak yang mendistribusikan gaya secara merata di sepanjang penampangnya. Pasak ini dibedakan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam, dan pasak tembereng.

2. Pasak melintang (*pen*)

Pasak yang mendapatkan gaya melintang pada profil *pen*. *Pen* ini terbagi menjadi dua jenis, yakni *pen* yang memiliki bentuk pipih dan *pen* yang berbentuk silindris. Proses pencetakan *horizontal* memanfaatkan mekanisme sekrup, di mana bahan ditekan oleh sekrup, bergerak menuju *die*, dan lalu dipotong dengan pisau. Mekanisme sistem pencetakan secara horizontal dapat diamati pada gambar 2.6 di bawah ini.



Gambar 2. 6 Pasak
Sumber: (Aaron D. Deutschman: 309)

Keterangan :

h = Tinggi pasak (mm)

b = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

F_s = Gaya geser (kgf/mm²)

F_c = Gaya Kompresi (kgf/mm²)

a. Tinjauan Terhadap Besarnya Gaya Geser F

Gaya geser adalah gaya yang bekerja sejajar dengan permukaan material, menyebabkan deformasi atau pergeseran, rumus yang dikemukakan oleh (Aaron D. Deutschman) digunakan pada persamaan 2.8 dibawah ini:

$$T = Fx \frac{D}{2} \dots \dots \dots (2.8)$$

Dimana :

F = Gaya pada pasak (kgf)

D = Diameter poros (mm)

T = Torsi yang di *Transmisi* kan (kgf.mm)

b. Pasak Gaya F

Tegangan geser adalah besaran yang menunjukkan seberapa besar gaya geser per satuan luas yang dialami oleh suatu material (Aaron D. Deutschman). Maka rumus persamaan 2.9 yang digunakan adalah:

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T_1}{W \times L \times D_p} \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana :

τ_s = Tegangan geser (kg/mm²)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T = Torsi (kg.mm)

c. Tegangan Geser

Pada saat menghitung panjang pasak, perlu menggunakan prinsip dasar kekuatan material (Aaron D. Deutschman). Panjang pasak umumnya terkait dengan gaya geser, maka rumus persamaan 2.10 dibawah ini:

$$\frac{2.T_1}{W \times L \times D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k} \rightarrow L \geq \frac{2 \times f_k}{W \times S_{syp}} \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana :

W = Sisi pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T₁ = Torsi (kg.mm)

f_k = Faktor keamanan

d. Tinjauan Terhadap Kompresi pada Pasak:

Kompresi pasak terjadi ketika pasak menerima gaya tekan, hal ini dapat menyebabkan deformasi dan mempengaruhi stabilitas serta kekuatan (Aaron D. Deutschman). Dengan ini dapat dihitung dengan rumus persamaan 2.11 dibawah:

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{2T_1}{D_p \times 0,5 \times W \times L} = \frac{4T_1}{D_p \times W \times L} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana :

σ_c = Tegangan kompresi (kg/mm²)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

$T1 = \text{Torsi (kg.mm)}$

2.1.6 Poros

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting karena mayoritas setiap mesin menggunakan poros. Poros berfungsi untuk menerima atau *Transmisi* daya, disertai dengan putaran motor yang akan digunakan.



Gambar 2. 7 Poros

a. Jenis Pembebanannya Poros:

Adapun jenis pembebanan yang terjadi pada poros dalam penggunaan poros adalah sebagai berikut:

1. Poros *Transmisi (Line Shaft)* Poros ini dapat mendapat beban puntir dan lentur. Daya di *Transmisi* ke poros ini melalui : kopling, puli, roda gigi, *belt* atau sproket rantai dan sebagainya.

2. *Spindle* Poros *transmisi* yang pendek seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.
3. Gandar (*Axle*) Poros ini seperti dipasang diantara roda–roda kereta api, yang tidak mendapat beban puntir dan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

b. Hal-Hal Penting dalam Poros

Fungsi poros sangat penting, sehingga diperlukan perencanaan yang tepat agar tidak terjadi resiko dan kesalahan pemesinan. Dalam merencanakan poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan:

1. Kekuatan poros
Suatu poros *Transmisi* dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Selain itu ada poros yang mendapatkan beban tarik atau tekan seperti poros pada baling-baling kapal atau turbin, dan lain-lain. Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan jika diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban yang diperoleh.
2. Kekakuan poros
Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar maka akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya 18 pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu selain kekuatan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani poros tersebut.
3. Putaran kritis
Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh karena itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

4. Korosi

Bahan–bahan anti korosi harus dipilih untuk *propeller*, pompa jika terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

5. Bahan poros

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inc digunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Jika yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347,3140,4150,5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja *carburising* (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain- lain).

c. Perencanaan poros mata pisau

Untuk mendapatkan nilai diameter poros motor (D1) dan diameter poros yang digerakkan/*Transmisi* (D2) bahan S45C dapat dihitung dengan menggunakan persamaan 2.12 dibawah ini :

$$D_2 \geq \left[\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(cb \times mb)^2 + (T_2 \times kt)^2} \right]^{1/3} \dots\dots\dots(2.12)$$

Keterangan :

D₂ = Diameter poros yang digerakkan/*Transmisi* (mm)

τ_a = Tegangan Geser (kg/mm²)

K_t = Faktor koreksi tumbukan (1,5-3,0)

C_b = Faktor lenturan (1,2-2,3)

m_b = Momen bengkok (kg.mm)

T₂ = Momen puntir poros pencacah Tongkol jagung

d. Tegangan geser izin

Tegangan yang terjadi akibat gaya sejajar di penampang material, tegangan geser izin dapat dihitung menggunakan rumus persamaan 2.13 sebagai berikut:

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots(2.13)$$

Dengan:

τ_a = Tegangan geser izin (kg/mm)

σ_b = Kekuatan tarik material (kg/mm²)

S_{f1} = Faktor keamanan bahan pada material dimana untuk bahan S - C sebesar 6

S_{f2} = Faktor keamanan yang tergantung dari bentuk poros harganya 1,3 – 3,0

e. Analisis beban

Analisa beban ini digunakan untuk menghitung momen puntir dan lentur yang akan terjadi pada poros konstruksi mesin. Jika momen puntir (disebut juga momen rencana) maka :

T (kg.mm) maka, diperoleh persamaan 2.14 sebagai berikut :

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \frac{pd}{n_1} \dots\dots\dots (2.14)$$

Menghitung momen puntir poros pencacah TKKS :

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \frac{pd}{n_2} \dots\dots\dots (2.14)$$

Keterangan :

T_1 = Momen pada motor (kg.mm/Nm)

T_2 = Momen pada poros pencacah TKKS (kg.mm/Nm)

P_d = Daya rencana (kW)

n_1 = Putaran poros motor (rpm)

n_2 = Putaran poros yang digerakkan/*Transmisi* (rpm)

f. Momen bengkok

Perhitungan DBB merujuk pada perancangan struktur atau benda yang menghitung stabilitas dan keamanan. Perhitungan DBB dijelaskan pada rumus persamaan 2.15 dibawah ini:

$$mb = \sigma \times y \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana :

mb = Momen lentur

σ = *Tegangan lentur*

Y = jarak dari sumbu netral

2.1.7 Pulley dan Belt

Puli dan *Belt* merupakan suatu sistem *Transmisi* untuk memutar tenaga dalam jarak jauh dan dengan material gesekan sabuk yang fleksibel. Sebagai besar

Transmisi sabuk mudah diurus dan harganya terjangkau, sehingga *V-belt* menjadi opsi yang dipilih. *Pulley* dan *Belt* ditunjukkan pada gambar 2.8 dibawah



Gambar 2. 8 *Pulley dan belt*

a. Jenis - Jenis *Pulley*

Puli adalah roda beralur yang digunakan untuk memandu atau mengubah arah gaya dari tali atau sabuk yang melintasinya. Berikut beberapa jenis puli:

1. *Sheaves/ V-Pulleys* Merupakan jenis yang paling sering digunakan untuk *Transmisi*, produk ini digerakkan oleh *V-belt*. Karena kemudahannya dan dapat diandalkan, produk ini telah dipakai selama satu dekade.
2. *Variable speed* Perangkat yang digunakan untuk mengontrol kecepatan mesin. Berbagai proses industri seperti jalur perakitan harus bekerja pada kecepatan yang berbeda untuk produk yang berbeda. Dimana kondisi memproses kebutuhan penyetelan aliran dari pompa atau kipas, memvariasi kecepatan dari pemutar, yang memungkinkan menghemat energi dibandingkan dengan teknik lain untuk control lain.
3. *Mi-Lock Pulleys* Digunakan pada pegas rem, jenis ini menawarkan keamanan operasional yang tinggi untuk semua aplikasi, melindungi personil, mesin dan peralatan, dapat diandalkan pada pengereman yang mendadak atau fungsinya menahan pada mesin yang tiba-tiba mati atau karena kegagalan daya.

b. Kelebihan Penggunaan Pulley dan Belt adalah sebagai berikut:

Puli memiliki beberapa kelebihan dalam penggunaannya, adapun kelebihan puli sebagai berikut:

1. Mampu menangani putaran yang tinggi dan beban yang besar dengan baik.
2. Pemasangan untuk jarak sumbu cukup panjang secara relatif.
3. Sangat ekonomis dan praktis untuk diurus.
4. Meredam kejutan dan hentakan.
5. Tidak dibutuhkan sistem pelumasan.

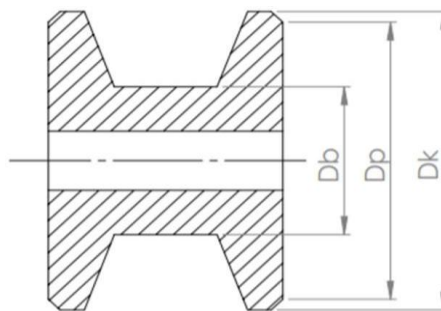
c. Sedangkan Kekurangannya adalah sebagai berikut:

Puli juga memiliki beberapa kekurangan dalam penggunaannya, adapun kekurangan yang dimiliki puli adalah sebagai berikut:

1. Suhu kerja dibatasi sekitar $\pm 80^{\circ}\text{C}$.
2. Apabila RPM terlalu tinggi atau rendah, maka sabuk tidak berfungsi dengan baik.
3. Tidak sesuai dengan beban yang berat.

d. Perhitungan Puli

Sebelum melakukan pembuatan atau pembelian puli, perlu dilakukan perhitungan agar puli sesuai dengan kebutuhan. Maka rumus persamaan 2.16 dari referensi buku (Sularso & Kiyokatsu, 2004) yaitu:



Gambar 2. 9 Dimensi puli

Keterangan: D_p , D_b , D_k = Dimensi diameter nominal Puli (mm)

$$D_p = d_p \times i \dots\dots\dots (2.16)$$

$$D_b = D_p - (2 \times k)$$

$$D_k = D_p + (2 \times k_0)$$

Perhitungan sudut kontak (θ) harus diperhatikan karena akan menjadi data penentu pemilihan nilai faktor koreksi K_θ dalam menentukan jumlah sabuk dalam Puli nanti.

Tabel 2. 2 Ukuran puli V

Penampang Sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	α (°)	W^*	L_o	K	K_o
A	71 – 100 101 – 125 126 atau lebih	34 36 38	11,95 12,12 12,30	9,2	4,5	8,0
B	125 – 160 161 – 200 201 atau lebih	34 36 38	15,86 16,07 16,29	12,5	5,5	9,5
C	200 – 250 251 – 315 316 atau lebih	34 36 38	21,18 21,45 21,72	16,9	7,0	12,0
D	355 – 450 451 atau lebih	36 38	30,77 31,14	24,6	9,5	15,5
E	500 – 630 631 atau lebih	36 38	36,95 37,45	28,7	12,7	19,3

Sumber: (Sularso & Kiyokatsu, 2004)

Sabuk-V adalah sabuk yang terbuat dari karet yang mempunyai penampang trapesium. Sabuk-V ini dibelitkan dikeliling alur puli berbentuk V. Sabuk-V digunakan untuk mentransfer atau men *Transmisi* kan putaran dari satu poros ke poros lainnya melalui puli yang berputar pada kecepatan yang berbeda maupun yang sama.

e. Perhitungan sudut kontak (θ)

Untuk menentukan besar sudut kontak yang terjadi, digunakan rumus persamaan 2.17 dari referensi buku (Sularso & Kiyokatsu, 2004) yaitu :

$$\theta = 180^\circ - \left[\frac{\frac{180^\circ}{\pi} \times (D_p - d_p)}{c} \right] \dots\dots\dots(2.17)$$

Keterangan:

C = Jarak sumbu poros ideal (mm)

D_p, D_b, D_k = Dimensi diameter nominal Puli (mm)

Tabel 2. 3 Faktor Koreksi K θ

$\frac{D_p - d_p}{c}$	Sudut kontak puli kecil θ (°)	Faktor Koreksi (K θ)
0.0	180	1.0
0.10	174	0.99
0.20	169	0.97
0.30	163	0.96
0.40	157	0.94
0.50	151	0.93
0.60	145	0.91
0.70	139	0.89
0.80	133	0.87
0.90	127	0.85
1.00	120	0.82
1.10	113	0.8
1.20	106	0.77
1.30	99	0.73
1.40	91	0.70
1.50	83	0.65

(Sumber: (Sularso & Kiyokatsu, 2004)

f. Nomor Nominal Sabuk (b)

Untuk menentukan nomor nominal sabuk dari standard utama (b) dapat menggunakan rumus 2.18 (Sularso & Kiyokatsu, 2004) yaitu:

$$b = 2 \times L_s - \pi(D_p + d_p) \dots\dots\dots(2.18)$$

Keterangan:

D_p, d_p = Diameter nominal puli (mm)

L_s = Panjang sabuk berdasarkan nomor nominal (mm)

g. Jarak sumbu poros ideal (C)

Untuk menentukan jarak sumbu poros ideal (C) dapat menggunakan rumus persamaan 2.19 (Sularso & Kiyokatsu, 2004) yaitu:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(Dp - dp)^2}}{8} \dots\dots\dots(2.19)$$

Keterangan:

Dp, dp = Diameter nominal puli (mm)

b = Nomor Nominal sabuk

h. Panjang sabuk

Menghitung Panjang sabuk menjadi hal yang perlu diperhatikan, untuk itu dapat dihitung menggunakan rumus persamaan 2.20 dari refrensi buku (Sularso & Kiyokatsu, 2004) dibawah ini:

$$L = 2 \times Cr + \frac{\pi}{2} (Dp + dp) + \frac{1}{4 \times Cr} (Dp \cdot dp)^2 \dots\dots\dots(2.20)$$

Keterangan:

L = Panjang sabuk (mm)

Cr = jarak *center* dari puli kecil ke puli besar sesuai desain (mm)

i. Perbandingan Transmisi Pulley

Untuk mencari perbandingan *Transmisi pulley* dapat dilihat dari rumus persamaan 2.21 yang bersumber dari buku (Sularso & Kiyokatsu, 2004) yaitu:

$$i = \frac{n1}{n2} = \frac{Dp}{dp} \dots\dots\dots(2.21)$$

Keterangan :

Dp = diameter puli 2 (mm)

dp = diameter puli 1 (mm)

Untuk menentukan diameter nominal sabuk, dapat menggunakan standar ukuran puli V yang ditetapkan. Dapat dilihat pada Tabel 2.4 dibawah ini.

Tabel 2. 4 Diameter pulley V yang diizinkan

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter minimum yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter minimum yang dianjurkan	95	145	225	350	550

j. Kecepatan linier sabuk-V:

Saat merancang penggunaan sabuk-V, sebaiknya harus mengikuti syarat amannya dengan mengaplikasikan rumus dari persamaan 2.22 (Sularso & Kiyokatsu, 2004) sebagai berikut:

$$V = \frac{\pi \times dp \times n_1}{60 \times 1000} \dots\dots\dots(2.22)$$

Keterangan:

$V < 30 \text{ m/s}$

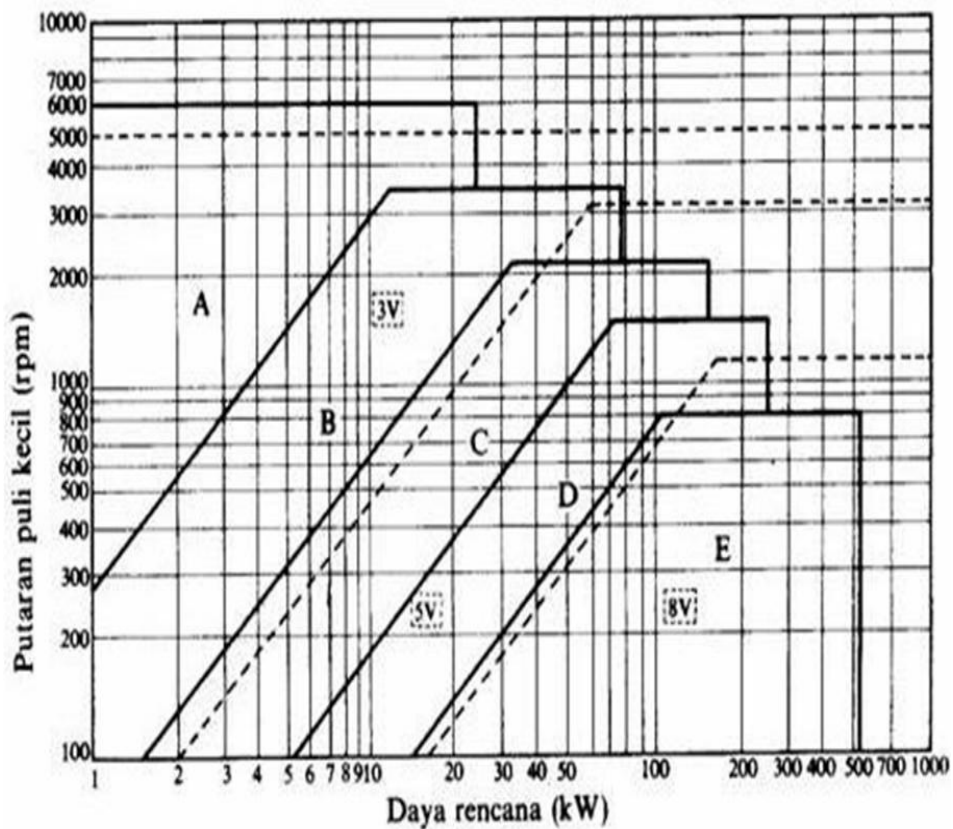
$$Cr > \frac{dk+D}{2},$$

Cr = Jarak titik tengah dari puli kecil ke puli besar (mm)

dp = dimensi puli (mm)

n_1 = putaran motor (rpm)

Panjang sabuk-V yang sesuai dari perhitungan yang telah dilakukan dapat dilihat dari Gambar 2.10 dan panjang sabuk-V dapat dilihat dari Gambar 2.11 dibawah ini.



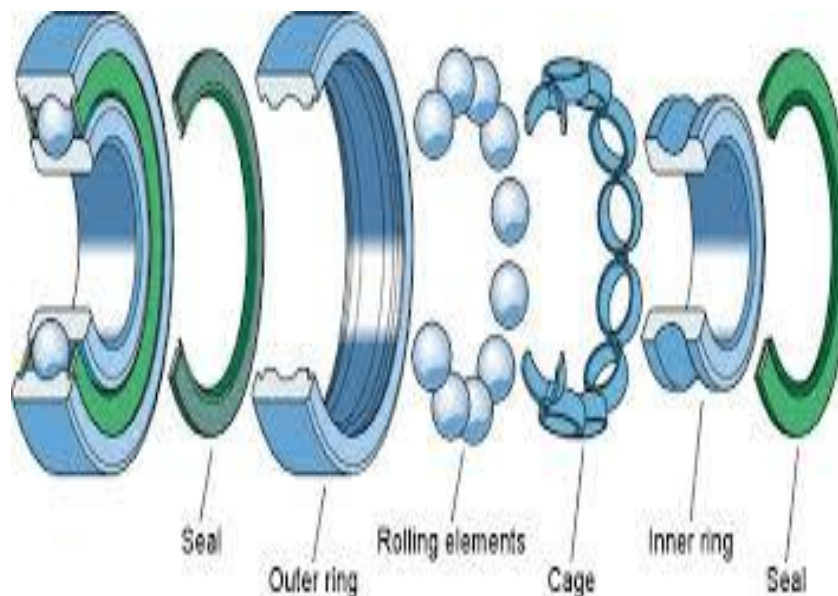
Gambar 2. 10 Diagram pemilihan sabuk

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

Gambar 2. 11 Panjang sabuk V standar

2.1.8 Bantalan

Bearing atau bantalan merupakan bagian dari mesin yang mendukung poros yang terbebani untuk memastikan putarannya atau gerakannya berjalan dengan lancar, aman, dan tahan lama (Sularso & Kiyokatsu, 2004). Bearing harus memiliki kekuatan yang memadai supaya poros dan komponen mekanis lain dapat beroperasi secara efisien. Bearing ditunjukkan pada Gambar 2.12 dibawah ini.



Gambar 2. 12 Bearing

a. Kelebihan dan Kekurangan Bantalan

Jenis bantalan yang digunakan pada mesin pencetak pelet pakan ternak adalah bantalan bola (*ball bearing*).

Keuntungan menggunakan bantalan bola (*ball Bearing*):

1. Mempunyai kecepatan pergerakan yang lebih tinggi.
2. Tidak membutuhkan sistem pelumasan.
3. Dapat mengurangi gaya gesekan.

Kerugian penggunaan bantalan bola (*ball Bearing*)

1. Tidak dapat menopang beban yang berat
2. Tidak dapat digunakan pada kecepatan yang tinggi.

b. Klasifikasi Bantalan

Klasifikasi bantalan dibagi menjadi dua, yaitu berdasarkan gerakan bantalan dan Berdasarkan arah beban. Hal tersebut dijelaskan lebih detail dibawah ini :

Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros yaitu:

1. Bantalan luncur Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.
2. Bantalan gelinding Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola, rol, dan rol bulat. setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

Berdasarkan arah beban terhadap poros yaitu :

1. Bantalan radial Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu. Bantalan aksial Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
2. Bantalan gelinding khusus Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

c. Menghitung Gaya Radial pada Bantalan

Gaya radial bantalan berfungsi untuk mendukung beban yang bekerja pada bantalan dari arah radial. Gaya ini dapat dihitung dengan menggunakan rumus (Raymond A, 1982) yaitu persamaan 2.23 :

$$Fr = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2} \dots\dots\dots(2.23)$$

Dimana:

F_r = Resultan gaya

F_h = Komponen gaya horizontal

F_v = Komponen gaya vertikal

d. Menghitung Beban Ekuivalen

Sebelum pembuatan mesin, dilakukan percobaan awal untuk mengetahui besarnya gaya potong alat penghancur pada tongkol. Sesuai dengan definisi AFBMA (*Anti friction Bearing Manufacturers Association*), beban *equivalent* merupakan beban radial yang konstan dan berfungsi pada bantalan di mana ring dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang serupa dengan bantalan beroperasi dalam kondisi nyata untuk beban dan kecepatan yang sama. Untuk menentukan beban setara pada bantalan dapat memakai rumus (Sularso, 2004 : 176) yaitu persamaan 2.24 :

$$P = VXR + YT \dots\dots\dots(2.24)$$

Dimana :

P = Beban *equivalent* (lb)

X = Beban radial (lb)

T = Beban aksial (lb)

V = Faktor putaran konstanta

1,0 untuk ring dalam berputar

1,2 untuk ring luar berputar

Y = Faktor aksial

R = Beban radial yang berlaku

e. Menghitung Umur Bantalan

Dalam memilih bantalan gelinding umur bantalan sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan, yaitu :

1. Umur (*Life*)

Ditetapkan sebagai total rotasi yang bisa dicapai oleh bantalan sebelum mengalami kerusakan atau masalah pertama pada setiap elemennya, seperti ring, bola, atau rol.

2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (*Rating Life*)

Ditetapkan sebagai usia yang diperoleh berdasarkan tingkat kepercayaan (*reliability*) 90%, yang berarti dianggap ada 10% kemungkinan kegagalan

dari total perputaran. Usia ini dilambangkan dengan L10 dalam total putaran atau L10h dalam satuan jam dengan asumsi kecepatan rotasi tetap.

3. Basis Kemampuan Menerima Beban (*Basic Load Rating*)

Dikenal pula sebagai *basic load rating* (beban dinamik), istilah ini merujuk pada beban yang dapat diterima dalam kondisi dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10 putaran, dengan ring dalam yang berputar dan ring luar yang tetap.

4. Kemampuan menerima beban statis (*Basic Static Load Rating*)

Didefinisikan sebagai total beban radial yang berhubungan dengan defleksi permanen yang terjadi pada elemen-elemen bantalannya, yang diberikan area tekanan, disimbolkan dengan C.

Umur dari bantalan dapat dihitung dengan persamaan 2.25 dari referensi buku (Sularso, 2004 : 176) yaitu:

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \times n_p} \left(\frac{C}{P} \right)^b \dots\dots\dots (2.25)$$

Dimana :

L10= umur bantalan (jam kerja)

C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)

P = beban equivalent (lb)

b = 3, untuk bantalan dengan bola

= 10/3 bila bantalan adalah Bantalan Rol

np= putaran poros (rpm).

2.1.9 Perhitungan *Performance* mesin

Perhitungan *performance* mesin dilakukan untuk mengetahui kapasitas mesin serta kapasitas konsumsi bahan bakar pada saat proses pencacahan berlangsung, dengan menggunakan persamaan 2.26 sebagai berikut.

$$C = \frac{Q}{t} \dots\dots\dots (2.26)$$

C = kapasitas mesin (gram/detik)

Q = Rata-rata hasil cacahan (gram)

t = waktu (detik)

Sedangkan untuk mengetahui kapasitas konsumsi bahan bakar mesin, digunakan persamaan 2.27 berikut.

$$\text{Kapasitas konsumsi Bahan Bakar} = \frac{\text{Konsumsi Bahan Bakar}}{\text{Waktu Pengujian}} \dots\dots\dots(2.27)$$

2.2 Penelitian Terdahulu

Penelitian yang berjudul "*Mesin Pencacah Tongkol Jagung untuk Pakan Ternak*" mengembangkan alat yang dilakukan oleh (Tahir & Qadri, 2022), alat ini menggunakan metode eksperimen. Mesin ini memiliki dimensi 40 cm × 130 cm dan menggunakan penggerak motor bakar GX 200 Catia V5 Slep. Pisau yang digunakan terdiri dari 20 mata pisau berukuran 12 cm × 3 cm dengan ketebalan 5 mm serta 11 mata pisau berukuran 7 cm × 4,5 cm dengan ketebalan 5 mm. Dengan putaran mesin sebesar 822 rpm, alat ini mampu mencacah 5 kg tongkol jagung dalam waktu 5 menit.

Penelitian berjudul "*Rancang Bangun Mesin Bonggol Jagung untuk Bahan Baku Briket Arang*" yang dilakukan oleh (Hendrowati et al., 2021), yaitu merancang alat pencacah yang menggunakan mesin diesel berdaya 8 HP dengan dimensi 1.250 mm × 850 mm × 1.400 mm. Mesin ini memiliki dua jenis pisau, yaitu pisau pemotong untuk memperkecil ukuran dan pisau pencacah untuk merajang material lebih lanjut. Hasil pengujian menunjukkan bahwa mesin ini mampu mencacah 5 kg tongkol jagung dalam 2 menit atau sekitar 140 kg per jam.

Penelitian yang berjudul "*Perancangan Mesin Penghancur Bonggol Jagung untuk Pakan Ternak Sapi dan Kambing Kapasitas 100 kg/jam*" yang dilakukan oleh (Tarigan et al., 2020). Peneliti merancang mesin pencacah yang menggunakan mesin berdaya 16 HP dengan 36 pisau penghancur berbahan S40C. Mesin ini beroperasi pada putaran 2.000 rpm dan mampu menghasilkan 100 kg bubuk tongkol jagung dalam waktu satu jam.

Penelitian yang berjudul "*Perancangan mesin pencetak pelet apung pakan ternak*". Mesin ini diteliti oleh (Saputro et al., 2021). Mesin ini bekerja dengan menggunakan *screw conveyor* dimana ulir pada *screw* berfungsi sebagai wadah yang akan membawa bahan dan menekan (*pressing*) kearah ujung tabung mesin pencetak sehingga akan menjadikan bahan berbentuk pelet padat yang dicetak

sesuai ukuran yang diinginkan. Mesin tersebut juga menggunakan mesin diesel 24 HP sebagai dayanya dan mampu menghasilkan kapasitas 75-100 kg/jam.

(Ertanto, 2016) telah melakukan penelitian tentang "*Perancangan alat pencetak pelet ikan manual*". Seperti namanya Mesin pencetak pelet ini beroperasi dengan cara mengompres bahan menggunakan *screw press*, sehingga bahan akan dipadatkan dan dikeluarkan melalui saluran pengeluaran sebelum dipotong menggunakan pisau di depan saluran tersebut. Alat pencetak pelet berbentuk silinder dengan ulir pengepres pelet di bagian dalamnya. Mesin pengepres ini mendorong bahan adonan ke ujung silinder dan menekan plat berlubang untuk mencetak pelet. Lubang logam memindahkan poros pencetak sesuai dengan dimensi yang diinginkan. Dalam penelitian ini, teknik yang digunakan mencakup studi pustaka, eksperimen, dan observasi terhadap alat pencetak pelet ikan manual. Maka dilakukan desain lebih lanjut struktur dan penyusunan part-part mesin cetak pelet ikan secara manual. Setelah itu, dilakukan pengujian perangkat dan pemantauan parameter.

Penelitian yang berjudul "*Merancang Mesin Pembuat Briket Bonggol Jagung sebagai Bahan Bakar Alternatif*" yang dilakukan oleh (Imam et al., 2024), peneliti telah mengembangkan alat tersebut terbagi menjadi 2 bagian yaitu bagian penghancur bonggol jagung dan pencetak briket. Alat tersebut menggunakan motor bensin sebagai sumber penggeraknya, dengan pemanfaatan sistem tranmisi tunggal yang berupa sepasang *pulley* dengan perantara *v – belt*. Mesin tersebut dapat menghasilkan 24,5 Kg/jam.

Penelitian berjudul "*Mesin Chopper Two in One*" yang dilakukan oleh (Susilo & Sugianto, 2024), mesin ini berfungsi sebagai mesin pemotong dan pencacah yang digunakan untuk pakan ternak. Penelitian ini bertujuan untuk merancang dan menghitung kebutuhan daya mesin *chopper two in one* (pencacah dan pengaduk) pakan ternak kapasitas 2,5 kg/menit. Motor yang digunakan adalah motor bakar tipe bensin dengan daya 6,5 hp, torsi maksimal 13,2 Nm serta kubikasi 196 cc. Hasil uji coba yang dilakukan sebanyak 4 kali menghasilkan data bahwa penggunaan motor tersebut mampu mengoperasikan mesin *chopper* dengan baik.

Penelitian yang berjudul "*Desain dan Analisis Pisau Penghancur Bonggol Jagung sebagai Bahan Pakan Ternak*" dilakukan oleh (Rusdiyana et al., 2021).

Peneliti merancang alat penghancur bonggol jagung dengan menggunakan tujuh pisau penghancur dan desain peletakan pisau dibentuk *spiral*. Material pisau penghancur yang digunakan yaitu *Stainless Steel Food Grade 304*. Kemudian merencanakan poros, pasak, dan melakukan analisa dengan menggunakan *software Ansys*. Hasil dari perhitungan dan analisa, didapatkan daya yang dibutuhkan menghancurkan bonggol jagung untuk satu pisau yaitu 0,82 HP. Hasil analisa pisau memiliki Tegangan maksimum sebesar $5.408 \times 10^5 \text{ N/m}^2$. Permasalahannya pada bentuk pisau yang mempunyai sudut tajam seharusnya diberi *fillet* dikarenakan untuk menghindari dan mengurangi tegangan yang sangat besar pada pisau.

Tabel 2. 5 Perbandingan variabel penelitian

Judul	Metode	Penggerak	Mekanisme
Mesin Pencacah Tongkol Jagung untuk Pakan Ternak	Metode eksperimen melalui perancangan dan pengujian mesin pencacah	Motor bakar GX 200	20 mata pisau berukuran $12 \text{ cm} \times 3 \text{ cm}$ dan 11 mata pisau berukuran $7 \text{ cm} \times 4,5 \text{ cm}$, ketebalan masing-masing 5 mm
Rancang Bangun Mesin Bonggol Jagung untuk Bahan Baku Briket Arang	Rancang bangun dan pengujian mesin untuk memperkecil ukuran tongkol jagung	Mesin Diesel 8 Hp	Dua jenis pisau, yaitu pisau pemotong dan pisau pencacah
Perancangan Mesin Penghancur Bonggol Jagung untuk Pakan Ternak Sapi dan Kambing Kapasitas 100 kg/jam	Perancangan dan pengujian mesin penghancur tongkol jagung	Mesin 16 Hp	36 pisau penghancur berbahan baja S40C
Perancangan Mesin Pencetak Pelet Apung Pakan Ternak	Perancangan mesin pembentuk pelet dengan sistem penekanan	Mesin diesel 24 Hp	Screw conveyor membawa dan menekan bahan menuju cetakan
Perancangan Alat Pencetak Pelet Ikan Manual	Studi pustaka, eksperimen, observasi, perancangan, dan pengujian alat	Tenaga manual	Screw press menekan bahan menuju pelat berlubang, kemudian pelet dipotong dengan pisau
Merancang Mesin Pembuat Briket	Rancang bangun mesin yang	Motor Bensin	Bagian penghancur dan bagian

Judul	Metode	Penggerak	Mekanisme
Bonggol Jagung sebagai Bahan Bakar Alternatif	menggabungkan proses penghancuran dan pencetakan briket		pencetak briket dengan transmisi pulley dan V-belt
Mesin Chopper Two in One	Perancangan, perhitungan kebutuhan daya, dan pengujian sebanyak empat kali	Motor bensin 6,5 HP, torsi maksimum 13,2 Nm, kapasitas mesin 196 cc	Sistem pemotong dan pencacah yang dikombinasikan dengan pengaduk
Desain dan Analisis Pisau Penghancur Bonggol Jagung sebagai Bahan Pakan Ternak	Perancangan komponen dan analisis kekuatan menggunakan perangkat lunak ANSYS	Daya kebutuhan satu pisau sebesar 0,82 HP	Tujuh pisau berbahan Stainless Steel Food Grade 304 dengan susunan spiral

Berdasarkan perbandingan pada Tabel 2.5, penelitian terdahulu menunjukkan bahwa mesin pengolahan tongkol jagung telah dikembangkan dengan berbagai variasi daya penggerak, jumlah pisau, bentuk pisau, putaran poros, mekanisme kerja, dan kapasitas produksi. Mesin pencacah atau penghancur tongkol jagung menggunakan daya penggerak antara 6,5 HP hingga 24 HP dengan jumlah pisau antara tujuh sampai 36 mata pisau. Putaran yang dilaporkan berada pada rentang 822 rpm sampai 2.000 rpm, sedangkan kapasitas mesin berkisar antara 60 kg/jam sampai 150 kg/jam. Sementara itu, penelitian mengenai mesin pencetak pelet dan briket lebih menitik beratkan pada mekanisme penekanan menggunakan *screw press* atau sistem pencetakan sehingga tidak dapat dibandingkan secara langsung dengan mesin pencacah karena menghasilkan bentuk produk akhir yang berbeda.

Meskipun sejumlah penelitian telah menghasilkan mesin dengan kapasitas yang cukup tinggi, sebagian penelitian belum menyajikan data pengujian secara lengkap, seperti putaran poros saat menerima beban, ukuran hasil cacahan, efisiensi mesin, konsumsi bahan bakar, kehilangan bahan, dan keseragaman hasil pencacahan. Penelitian yang berfokus pada kapasitas produksi juga umumnya belum dilengkapi dengan analisis kekuatan pisau, sedangkan penelitian yang melakukan analisis menggunakan ANSYS belum membuktikan kapasitas aktual mesin melalui pengujian langsung. Kondisi tersebut menunjukkan bahwa masih terdapat kesenjangan antara perancangan komponen, analisis kekuatan, dan

pengujian kinerja mesin secara nyata.

Penelitian “Rancang Bangun Mesin Pencacah Tongkol Jagung Menggunakan 30 Mata Pisau Kombinasi Tajam dan Tumpul” memiliki perbedaan dibandingkan penelitian terdahulu karena menerapkan dua karakteristik mata pisau dalam satu sistem pencacahan. Pisau tajam digunakan untuk melakukan proses pemotongan awal, sedangkan pisau tumpul membantu proses penghancuran dan memperkecil ukuran material. Penggunaan 30 mata pisau kombinasi tersebut diharapkan dapat menghasilkan proses pencacahan yang lebih efektif dan hasil cacahan yang lebih seragam.