



Perancangan dan Simulasi Mesin Perontok Biji Jagung Kapasitas 400 Kg/Jam

Nabilla Azzah Rosadi¹, Annisa Ulhafidzah², Yuliarman³, Menhendry⁴, Yuli Yetri^{5*}

^{1,2,3,4,5}Politeknik Negeri Padang, Padang

Email: yuliyetri@pnp.ac.id

Received : 6 Juni 2023; Received in revised form : 28 Desember 2023; Accepted : 28 Desember 2023

Abstract

Corn is one of the main sources of carbohydrates in Indonesia. Corn growth has reached all regions of the archipelago. As a source of carbohydrates other than rice, corn can also be processed into various food industry products such as snacks. In addition, corn can also be used as animal feed so the need for shelled corn is very high in Indonesia. Therefore we need an appropriate technology that functions to facilitate human work to produce shelled corn in a short time and high production yields. So Corn Seed Threshing Machine was designed with a capacity of 400 kg/hour. This machine consists of main components such as a cylinder shell, funnel, guide, and reservoir. This machine uses a 1.5 HP electric motor with a rotation of 1400 rpm and uses a Belt and Pulley transmission system. The sheller shaft is added with a spiral-shaped sheller tooth.

Keywords: *shelled corn, sheller cylinder, sheller teeth.*

Abstrak

Jagung merupakan Salah satu sumber utama karbohidrat di Indonesia. Pertumbuhan jagung telah menjangkau seluruh wilayah Nusantara. Sebagai sumber karbohidrat selain padi, jagung bisa diolah menjadi produk industri makanan yang variatif seperti makanan kecil. Selain itu jagung juga bisa dimanfaatkan sebagai pakan ternak sehingga kebutuhan jagung pipilan sangat tinggi di Indonesia. Oleh sebab itu dibutuhkan sebuah teknologi tepat guna yang berfungsi untuk memudahkan pekerjaan manusia menghasilkan jagung pipilan dalam waktu yang singkat serta hasil produksi yang tinggi. *Maka dirancanglah Mesin Perontok Biji Jagung Kapasitas 400 Kg/Jam.* Mesin ini terdiri dari komponen utama seperti silinder pemipil, corong, pengarah serta penampung. Mesin ini menggunakan motor listrik 1,5 hp dengan putaran 1400 rpm dan menggunakan sistem transmisi sabuk dan puli. Poros pemipil ditambahkan gigi pemipil yang berbentuk spiral.

Kata Kunci : jagung pipilan, silinder pemipil, gigi pemipil.

1. PENDAHULUAN

Pertumbuhan jagung di Indonesia telah menjangkau ke daerah-daerah seperti di Lampung, Gorontalo, Sulawesi Tenggara, Dompu, Bima, Sumbawa, Jawa Timur, dan Sulawesi Selatan. Jagung merupakan sumber karbohidrat yang kedua setelah padi [1]. Selain sebagai bahan makan pokok masyarakat, jagung dapat diolah menjadi produk industri makanan yang variatif, di antaranya jagung dapat diolah menjadi makanan kecil, dan lain-lain. Jagung juga dapat diproses menjadi bahan campuran pakan ternak seperti pada unggas.

Perontokan jagung mudah dilakukan bila jagung dalam keadaan kering, sebab dalam keadaan demikian jagung mudah terlepas dari bonggolnya dan selain itu pula kerusakan biji jagung dapat diperkecil. Perontokan jagung pada industri rumah tangga atau industri kecil sebagian besar dilakukan dengan cara tradisional yaitu dengan mencabuti satu persatu biji jagung dengan tangan, hal ini tentu bisa memakan tenaga dan waktu yang banyak serta daya produksinya rendah [2]. Mesin perontok jagung adalah sebuah mesin yang dalam prosesnya bekerja dengan dibantu oleh motor sebagai penggeraknya

yang bertujuan untuk memberi kemudahan dalam proses perontokan jagung yang telah kering sebagai salah satu bahan makanan bagi sebagian masyarakat di Indonesia dan sebagai salah satu bahan pakan ternak [3]. Selain itu bisa mengakibatkan tangan dan kuku cedera karena kerasnya biji jagung yang dicabuti sehingga metode perontok jagung secara tradisional sangat tidak efisien. Dengan memperhatikan kondisi di atas, maka perlu dilakukan upaya untuk merubah cara penanganan pasca panen jagung menjadi lebih cepat dan efisien.

Efisiensi waktu proses mesin adalah waktu yang diperlukan untuk satu siklus proses (proses produksi). Efisiensi waktu proses yang dihasilkan mesin fungsi tunggal (mengupas kulit/perontok biji) sekitar 50 hingga 70% pada kondisi kadar air jagung 25% [4]. Mesin pemipil jagung yang diharapkan adalah praktis, mudah dibawa kemana-mana, cepat, bonggol jagung tidak rusak dan daya listrik yang rendah. Oleh karena itu, artikel ini berisikan tentang desain dan analisis performa mesin pemipil jagung dengan penggerak motor listrik sesuai kebutuhan petani jagung [5].

Beberapa hasil penelitian menyatakan : hasil perancangan mesin pembuat tepung jagung menggunakan penggerak berupa motor listrik 220 V dengan daya 1,118 kW atau 1,5 hp material poros yang digunakan yaitu S45C dengan diameter poros penepung adalah $\varnothing 30$ mm dan diameter poros pemipil adalah $\varnothing 25$ mm, transmisi yang digunakan adalah pulley berukuran 5 inch dan 10 inch dan belt type A berukuran 48 inch dan 67 inch, menggunakan Bearing dengan type UCP205, UCP206 dan UCF206, metode pemipilan jagung menggunakan rantai, pemukul untuk penepung menggunakan gigi pemukul dengan model diskmill dan saringan penepung menggunakan mesh 18 atau memiliki diameter lubang $\varnothing 1$ mm [6]. Prinsip kerja alat pemipil jagung ini adalah jagung di masukan kedalam hopper yang berbentuk silinder lalu akan bertemu dengan selinder pemipil yang berputar dengan kecepatan 1400 rpm sehingga biji jagung akan terpisah dengan tongkolnya, biji jagung yang terpipil akan turun menuju hopper bawah dan tongkol jagung akan berjalan menuju saluran pembuangan [7]. Rancangan bangun mesin perontok sorgum menghasilkan kualitas biji sorgum yang memenuhi standar dengan spesifikasi hasil pengujian mesin adalah kadar air biji sorgum 11,52%, rendemen perontokan biji sorgum yg dihasilkan 78,6 %. Kecepatan putar silinder 687 rpm, kecepatan aliran udara 4,8 m/detik dan tingkat kebisingan 93,6 dB [8]. Ukuran mata pisau pemipil direncanakan menggunakan mata pisau jenis baru yang didesain dan dibuat berdasarkan pengujian di bengkel yg diharapkan pemipilan berjalan sempurna dan mendapatkan hasil kapasitas produk. Untuk sistem mata pisau badsaw menggunakan pipa besi yang telah direncanakan atau di perhitungkan berdasarkan analisa tungkul. Putaran kerja mata pisau badsaw pemipil dan puli sebagai pemutar yang langsung menepel di poros mata pisau dianalisa dan direncanakan sesuai kapasitas produksi [9].

Salah satu metode yang dapat mengatasi permasalahan di atas yaitu perlu adanya perancangan mesin berteknologi tepat guna yang mampu meningkatkan laju produksi dan harga jual mesin yang dapat terjangkau oleh masyarakat petani jagung. Dengan meningkatnya laju produksi pasca panen jagung maka penghasilan para petani jagung tentunya bertambah, sehingga berdampak pula pada kesejahteraan.

2. METODE PENELITIAN

Metode penelitian dilakukan dalam beberapa tahapan dapat dilihat pada Tabel 1.

Tabel 1. Metode dan Tahapan Perancangan Mesin Perontok Biji Jagung

No.	Metode	Tahapan
1.	Studi literatur	-Pengumpulan data atau teori yang berhubungan dengan Mesin Perontok Biji Jagung yang didapatkan dari jurnal-jurnal online
2.	Perancangan	-Perancangan gambar yaitu merancang bagaimana konstruksi atau bentuk dari Mesin Perontok Biji Jagung menggunakan perangkat lunak CAD -Perhitungan sistem penggerak yaitu menghitung semua yang berhubungan dengan sistem penggerak dari Mesin Perontok Biji Jagung - Perhitungan anggaran biaya yaitu menghitung anggaran biaya rata-rata yang dibutuhkan untuk membeli masing-masing komponen untuk membangun mesin tersebut

3. Simulasi	-Tahap ini dibuat bentuk simulasinya agar bisa melihat cara kerja dari alat/mesin yang dirancang. Pembuatan simulasi menggunakan perangkat lunak CAD
-------------	--

3. HASIL DAN PEMBAHASAN

3.1 Putaran mesin (n)

Data awal yang diketahui :

- a. Panjang biji jagung pada tongkol (l) = 170 mm
 - b. Diameter tongkol jagung (d) = 50 mm
 - c. Massa 1 tongkol jagung = 0,24 kg
 - d. Tebal rata-rata biji jagung (t) = 5.6
- Penulis merencanakan kapasitas mesin (Q) = 400 kg/jam

1. Volume jagung pada tongkol (m²)

$$\begin{aligned} \rightarrow V &= \pi \cdot r^2 \cdot l \\ &= 3,14 \cdot (25\text{mm})^2 \cdot 170 \text{ mm} \\ &= 333.625 \text{ mm}^3 \\ &= \mathbf{0,000333625 \text{ m}^3} \end{aligned}$$

2. Massa jenis jagung pada tongkol (kg/m³)

$$\begin{aligned} \rightarrow m &= p \cdot v \\ 0,24 \text{ kg} &= p \cdot 0,000333625 \text{ m}^3 \\ \mathbf{p} &= \mathbf{720 \text{ kg/m}^3} \end{aligned}$$

3. Luas penampang tongkol jagung

$$\begin{aligned} \rightarrow \frac{1}{4} \pi d^2 \\ &= 3,14 (50 \text{ mm})^2 \\ &= 1962,5 \text{ mm}^2 \\ &= \mathbf{0,0019625 \text{ m}^2} \end{aligned}$$

4. Putaran mesin (n₁)

$$\begin{aligned} Q &= A \times t \times p \times n \\ n &= \frac{Q}{A \times t \times p} \\ &= \frac{400 \text{ kg/jam}}{0,0019625 \text{ m}^2 \cdot 0,0056 \text{ m} \cdot 720 \text{ kg/m}^3} : 60 \\ &= \mathbf{833 \text{ rpm}} \end{aligned}$$

3.2. Daya Motor

Untuk mencari daya motor yang dibutuhkan maka kita harus mencari berapa gaya untuk memipil jagung. Gaya pemipilan adalah gaya yang dibutuhkan silinder atau pisau pemipil agar bisa memipil jagung dari tongkolnya. Panjang silinder pemipil yang direncanakan adalah 345 mm. Puli motor (d₁) direncanakan 3 inchi (76,2 mm) dan gaya pipil (f) yang dibutuhkan untuk melepaskan satu butir biji jagung adalah 1,211 N [10].

1. Gaya pipil jagung untuk 1 tongkol jagung

Banyak biji per tongkol rata –rata adalah 400 biji. Maka gaya pipil yang dibutuhkan untuk memipil 1 tongkol jagung adalah:

$$F = \text{Banyak biji} \cdot f = 400 \cdot 1,211 \text{ N} = \mathbf{484,4 \text{ N}}$$

2. Torsi

$$T = F \times r_1 = 484,4 \text{ N} \times 0,0381 \text{ m} = \mathbf{18,4 \text{ Nm}}$$

3. Daya motor

$$\begin{aligned} P &= T \times V \\ &= 18,4 \text{ Nm} \left(\frac{2\pi n_1}{60 \times f_c} \right) \\ &= 18,4 \text{ Nm} \times \left(\frac{2 \times 3,14 \times 833 \text{ rpm}}{60 \times 1,5} \right) \\ &= \mathbf{1069,4 \text{ Nm/s}} \end{aligned}$$

= **1069,4 watt**

4. 1 HP = 745,7 watt, maka
= **1,43 HP**

Sehingga daya motor yang dibutuhkan adalah 1,5 HP diambil sesuai yang ada dipasaran dengan putaran 1400 rpm

Keterangan :

P = Daya motor (HP)

F = Gaya pemipilan (N)

V = Kecepatan Linear (m/s)

n = Putaran motor (rpm)

Fc = Faktor koreksi

T = Torsi (Nm)

3.3. Perhitungan Sistem Transmisi

Sistem transmisi yang direncanakan untuk merancang Mesin Perontok Biji Jagung kapasitas 400 kg/jam adalah sistem transmisi sabuk dan puli.

1. Putaran Pulley Poros

Diketahui data ;

Putaran motor yang direncanakan (n1) : 1400 rpm

Pulley motor yang direncanakan (d1) : 3 inchi (76,2 mm)

Putaran poros (n2) : 833 rpm

$$d_2 = \frac{d_1 \cdot n_1}{n_2}$$

$$= \frac{3 \text{ inchi} \cdot 1400 \text{ rpm}}{833 \text{ rpm}}$$

= **5 inchi**

Maka diameter pully poros yang direncanakan adalah 5 inchi (127 mm)

2. Jarak antar pusat pully (C)

Untuk menghitung jarak antar pusat pully (C) , digunakan persamaan :

$d_2 < C < 3 (d_1 + d_2)$ sehingga ,

nilai C terletak antara nilai d_2 dan $3 (d_1 + d_2)$

Diketahui :

$d_1 = 3 \text{ inchi} = 76,2 \text{ mm}$

$d_2 = 5 \text{ inchi} = 127 \text{ mm}$

$3 (d_1 + d_2) = 3 (3 \text{ inchi} + 5 \text{ inchi})$

= 24 inchi

= 609,6 mm

Sehingga nilai C direncanakan **270 mm**

3. Panjang Sabuk (L)

$$L = 2C + \pi/2 (d_2 + d_1) + 1/4C (d_2 - d_1)^2$$

$$= 2 \cdot 270 \text{ mm} + 3,14/2 (76,2 \text{ mm} + 127 \text{ mm}) + 1/4 \cdot 270 \text{ mm} (d_2 - d_1)^2$$

$$= 540 \text{ mm} + 1,57 (203,2 \text{ mm}) + 1/1080 (127 \text{ mm} - 76,2 \text{ mm})^2$$

$$= 540 \text{ mm} + 319,024 \text{ mm} + 2,38 \text{ mm}$$

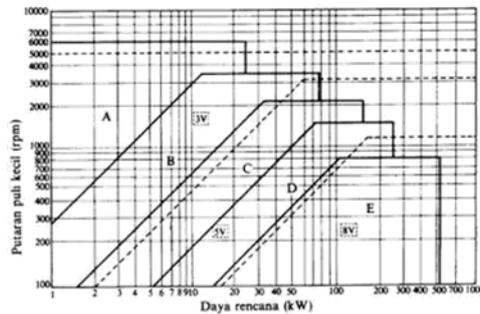
$$= 861,404 \text{ mm}$$

= **862 mm**

4. Pemilihan tipe sabuk

Sebagian sistem transmisi sabuk menggunakan Sabuk-V karena mudah dalam penanganan dan harganya yang relatif murah. Kecepatan sabuk pada umumnya adalah 10 sampai 20 (m/s) dan maksimum sampai 25 m/s dan daya maksimum yang

ditransmisikan adalah 500 (kW). Berdasarkan diagram pemilihan tipe sabuk, tipe sabuk yang digunakan dipengaruhi oleh putaran motor serta daya rencana .



Gambar 1. Diagram Tipe Pemilihan Sabuk –V

Dari hasil perhitungan didapatkan daya motor 1,5 HP (1,06 kW) dengan putaran 1400 rpm, maka sabuk yang digunakan adalah sabuk tipe A dengan spesifikasi ;

Lebar : 12,5 mm

Tebal : 9 mm

5. Kecepatan Linier Sabuk (v)

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi d_1 n}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{3,14 \cdot 76,2 \text{ mm} \cdot 1400 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000} \\
 &= \mathbf{5,58 \text{ m/s}}
 \end{aligned}$$

Karena maksimum kecepatan linear sabuk- v adalah 25 m/s, maka hasil perencanaan kecepatan sabuk dapat memenuhi syarat.

6. Sudut Kontak (θ)

Sudut lilit atau sudut kontak dari sabuk pada alur puli penggerak harus diusahakan sebesar mungkin untuk memperbesar panjang kontak antara sabuk dan puli. Hal itu dikarenakan jika sudut kontak mengecil maka gaya gesek berkurang sehingga terjadinya slip antara sabuk dan puli.

Sudut kontak pulley dapat dicari dengan persamaan berikut ;

$$\begin{aligned}
 \theta &= 180 - \frac{57(d_2-d_1)}{C} \cdot K_0 \\
 \frac{d_2-d_1}{C} &= \frac{127 \text{ mm} - 76,2 \text{ mm}}{270 \text{ mm}} = \mathbf{0,1}
 \end{aligned}$$

Maka dari hasil tersebut kita bisa memilih faktor koreksi berdasarkan factor koreksi K_0 , maka dari tabel faktor koreksi (K_0) yang dapat dipakai adalah **0,99**.

Sehingga besarnya sudut kontak dapat dicari

$$\begin{aligned}
 \theta &= 180^\circ - \frac{57(d_2-d_1)}{C} \cdot K_0 \\
 &= 180^\circ - \frac{57(127 \text{ mm} - 76,2 \text{ mm})}{270 \text{ mm}} \cdot 0,99 \\
 &= 180^\circ - 10,6^\circ \\
 &= \mathbf{169,4^\circ}
 \end{aligned}$$

7. Perhitungan luas penampang sabuk

$$\tan 20^\circ = x/t$$

$$x = t \times \tan 20^\circ$$

$$\begin{aligned}
 &= 9 \text{ mm} \times 0,36 \\
 &= 3,2 \text{ mm} \\
 \mathbf{a} &= 12,5 \text{ mm} - 2x \\
 &= 12,5 \text{ mm} - (2 \times 3,2) \\
 &= 6,1 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

A = luas penampang

$$\begin{aligned}
 A &= \frac{a+b}{2} \times t \\
 &= \frac{6,1 \text{ mm} + 12,5 \text{ mm}}{2} \times 9 \text{ mm} \\
 &= 83,7 \text{ mm}^2 \\
 &= 0,837 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

8. Tegangan pada Sabuk

Gaya tegang maksimum sabuk sama dengan penjumlahan tegangan sabuk pada sisi yang tegang (T1) dengan tegangan sentrifugal sabuk (Tc), seperti persamaan berikut ini :

Tmax = T1+ Tc. Karena luas penampang sabuk (A) telah diketahui yaitu 0,387 cm² dan nilai tegangan sabuk bahan Belt Rubber (Bobby Gustian , 2017) yaitu 25 km/cm² , maka nilai Tmax adalah ;

$$\begin{aligned}
 T_{\max} &= A \cdot \sigma \\
 &= 0,387 \text{ cm}^2 \cdot 25 \text{ kg/cm}^2 = 20,92 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Sedangkan untuk nilai Tc (tegangan sabuk sentrifugal) dapat dihitung sebagai berikut ;

$$T_c = \frac{m \cdot v^2}{g}$$

m = 0,106 kg (Tipe sabuk A) (Sumber : Machine Design , Khurmi Gupta)

$$g = 9,81 \text{ m/s}^2$$

$$T_c = \frac{0,106 \text{ kg} (5,58 \text{ m/s})^2}{9,81 \text{ m/s}^2} = \mathbf{0,33 \text{ kg}}$$

Dengan mengetahui data-data diatas maka sesuai dengan persamaan berikut maka nilai T1 dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 T_{\max} &= T_1 + T_c \\
 T_1 &= T_{\max} - T_c \\
 T_1 &= 20,92 \text{ kg} - 0,33 \text{ kg} \\
 T_1 &= 20,59 \text{ kg} \\
 \mathbf{T_1} &= \mathbf{201,98 \text{ N}}
 \end{aligned}$$

Dengan diketahuinya nilai T1 maka nilai T2 dapat kita hitung menggunakan persamaan berikut ini :

$$\begin{aligned}
 2,3 \text{ Log } T_1/T_2 &= \mu \theta \operatorname{cosec} \alpha \\
 \text{Keterangan : } \mu &= 0,3 \text{ (Ketetapan koefisien gesek sabuk)} \\
 \theta &= 180 \\
 &= 180/180 \cdot \pi \text{ rad} \\
 &= 3,14 \text{ rad}
 \end{aligned}$$

maka :

$$\begin{aligned}
 2,3 \text{ Log } T_1/T_2 &= \mu \theta \operatorname{cosec} \alpha \\
 \text{Log } T_1/T_2 &= \frac{\mu \theta \operatorname{cosec} \alpha}{2,3} \\
 \text{Log } T_1/T_2 &= 0,3 \cdot 3,14 \text{ rad} \cdot \operatorname{cosec} 20^\circ
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Log } T_1/T_2 &= 0,38 \\
 T_1/T_2 &= \text{antilog } 0,38 \\
 T_1/T_2 &= 2,4 \\
 T_2 &= T_1/2,4 \\
 T_2 &= 8,57 \text{ Kg} \\
 \mathbf{T_2} &= \mathbf{85,07 \text{ N}}
 \end{aligned}$$

9. Daya yang ditransmisikan sabuk

Daya yang ditransmisikan sabuk dapat dicari dengan persamaan berikut :

$$P = (T_1 - T_2) V$$

T₁ = Tight Side

T₂ = Slack side

v = Kecepatan Sabuk

$$\begin{aligned}
 P &= (T_1 - T_2) V \\
 &= (201,98 \text{ N} - 85,07 \text{ N}) 5,58 \text{ m/s} \\
 &= 116,91 \text{ N} \cdot 35,58 \text{ m/s} \\
 &= 625,35 \text{ Nm/s} \\
 &= \mathbf{625,35 \text{ watt}}
 \end{aligned}$$

3.4 Perancangan Poros

Bahan poros yang digunakan pada umumnya adalah S45C dengan kekuatan tarik () 58 kg/mm² .

1. Momen Puntir Rencana (T) (kg mm)

$$\begin{aligned}
 T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \\
 &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{1,06(\text{kW})}{833 \text{ rpm}} \\
 &= \mathbf{1239 \text{ kgmm}}
 \end{aligned}$$

2. Tegangan geser yang diizinkan (τ_g)

$$\begin{aligned}
 \tau_g &= \frac{\sigma_B}{sf_1 \cdot xsf_2} \\
 &= \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6 \cdot 2} \\
 &= \mathbf{4,83 \text{ Kg/mm}^2}
 \end{aligned}$$

3. Diameter poros (d_s) (mm)

$$\begin{aligned}
 d_s &= 5,1 / \tau \cdot (Kt \cdot Cb \cdot T)^{1/3} \\
 &= 5,1 / 4,83 \text{ kg/mm}^2 (1,5 \cdot 2 \cdot 1239 \text{ kgmm})^{1/3} \\
 &= 1,05 \cdot 15,4 \text{ kgmm} \\
 &= 16,26 \text{ mm} \rightarrow 17 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4. Tegangan geser (τ) (kg/mm²)

$$\begin{aligned}
 \tau &= 5,1 T / d_s \\
 &= 5,1 \cdot 1239 \text{ kgmm} / (17 \text{ mm})^3 \\
 &= 1,286 \text{ kg/mm}^2
 \end{aligned}$$

Karena tegangan geser yang diizinkan (τ_g) lebih besar daripada tegangan geser, maka poros aman digunakan.

3.5 Perancangan Pasak

Bahan pasak pada umumnya dipilih bahan dengan kekuatan tarik lebih dari 60 kg/mm² lebih kuat daripada porosnya[3]. Maka dari itu dipilihlah bahan baja karbon S55C-D dengan kekuatan Tarik (σ_b) 72 kg/mm².

1. Gaya tangensial pada permukaan poros (F)
Jika momen puntir rencana (T) sudah diketahui 1239 kgmm dan diameter poros (ds) 25 mm .

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

$$= \frac{1239 \text{ kgmm}}{17\text{mm}/2}$$

$$= \mathbf{145,7 \text{ kg}}$$

2. Tegangan geser yang diizinkan (τ_g)
Faktor keamanan Sf1 = 6 dan Sf2 = 3 (Sularso, 2018)

$$\tau_g = \frac{\sigma_g}{sf1 \times sf2}$$

$$= \frac{72}{6 \times 3} \text{ kg/mm}^2$$

$$= \mathbf{4 \text{ kg/mm}^2}$$

3. Panjang Pasak
Ukuran pasak ditentukan dari tabel dibawah ini berdasarkan diameter poros . Dengan diameter poros 17 mm maka diambil ukuran pasak yaitu lebar pasak (b) 5 mm dan tinggi pasak (h) 5 mm, kedalaman alur pasak pada poros (t1) 3 mm dan kedalaman alur pasak pada naf (t2) 1,7 mm
 - a. Panjang pasak berdasarkan Tegangan geser yang diizinkan. Dari tegangan yang diizinkan , maka panjang pasak (l) dapat dicari dengan persamaan :

$$\tau_g \leq \frac{F}{l \times b}$$

$$4 \text{ kg/mm}^2 \leq \frac{145,7 \text{ kg}}{l \times 5\text{mm}}$$

$$l_1 \geq \mathbf{7,28 \text{ mm}}$$

 - b. Panjang pasak berdasarkan tekanan permukaan yang diizinkan. Harga tekanan permukaan yang diizinkan (Pa) ketetapanannya adalah 8 kg/mm². Maka panjang pasak berdasarkan tekanan permukaan yang diizinkan bisa dicari dengan persamaan :

$$Pa \leq \frac{F}{l \times (t1 \text{ atau } t2)}$$

$$8 \text{ kg/mm}^2 \leq \frac{145,7 \text{ kg}}{l \times 1,7\text{mm}}$$

$$l_2 \geq \mathbf{10,7 \text{ mm}}$$

Dari kedua hasil diatas maka dipilihlah angka terbesar yaitu $l_2 \geq 10,7 \text{ mm}$. Sehingga panjang pasak yang akan direncanakan adalah **14 mm**. Panjang pasak standarnya adalah 0,75 – 1,5ds (Sularso , 2018) , maka $l/ds = 14/17 = 0,8$ Sehingga $0,75 < 0,8 < 1,5$, aman digunakan.

3.6 Perancangan Bantalan

Bantalan yang direncanakan adalah bantalan radial dengan alur bola dalam. Untuk Nomor bantalan dalam perencanaan harus menyesuaikan diameter poros (ds). Dari hasil perhitungan diameter poros 17 mm, maka dipilihlah nomor bantalan 6303 berdasarkan tabel dibawah ini . Diameter dalam bantalan (ds) = 17mm (diameter poros).

Diameter Luar bantalan (D) = 47mm

Lebar bantalan (B) = 14 mm

Kapasitas normal dinamis spesifik (C) = 1070 kg

Kapasitas normal statis spesifik (Co) = 660 kg

1. Beban Ekuivalen Dinamis

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya disebut Beban Ekuivalen Dinamis [3]. Besar beban ekuivalen dinamis dapat dicari dengan persamaan berikut ;

$$P = (XV \cdot Fr) + (Y \cdot Fa)$$

$$X = 0,56 \text{ (Sularso,2018)}$$

$$V = 1 \text{ (Sularso,2018)}$$

$$Fa = 0$$

$$V = \frac{\pi d n}{60}$$

$$= \frac{3,14 \cdot 0,017m \cdot 833rpm}{60}$$

$$= \mathbf{0,74 \text{ m/s}}$$

$$Fr = \frac{102 \cdot Pd}{v}$$

$$= \frac{102 \cdot 1,06 \text{ kw}}{0,74 \text{ m/s}}$$

$$= \mathbf{146 \text{ kg}}$$

$$P = XV \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

$$= 0,56 \cdot 1 \cdot 146 \text{ kg} + 0$$

$$= \mathbf{81,76 \text{ kg}}$$

2. Faktor kecepatan

$$Fn = \frac{33,3^{1/3}}{n}$$

$$= \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3}$$

$$= \mathbf{0,34}$$

3. Faktor umur

$$Fh = Fn \cdot c/p$$

$$Fh = 0,34 \cdot \frac{1070 \text{ kg}}{81,76 \text{ kg}}$$

$$= \mathbf{4,4}$$

4. Umur nominal bantalan

$$Lh = 500 \times (Fh)^3$$

$$Lh = 500 \times (4,4)^3$$

$$Lh = 500 \times 85,184$$

$$= \mathbf{42.592 \text{ jam}}$$

4. SIMPULAN

Berdasarkan perhitungan dan pembahasan yang telah dilakukan maka peneliti dapat menarik kesimpulan :

1. Telah berhasil merancang konstruksi dari Mesin Perontok Biji Jagung Kapasitas 400 Kg/Jam.
2. Mesin Pemipil Jagung ini menggunakan sistem transmisi sabuk dan puli dimana diameter puli motor adalah 3 inchi dan diameter puli poros 5 inchi serta putaran poros 833 rpm. Motor yang digunakan adalah 1.5 HP dengan putaran 1400 rpm. Sistem pemipilan berupa silinder yang dilengkapi dengan gigi pemipil berbentuk spiral.
3. Telah berhasil membuat simulasi dari Mesin Perontok Biji Jagung Kapasitas 400 Kg/Jam untuk mengetahui cara kerja mesin tersebut.

DAFTAR PUSTAKA

- [1]. Tarigan, Nehemia Ratur, et al. "Perancangan Mesin Penghancur Bonggol Jagung Untuk Pakan Ternak Sapi Dan Kambing Kapasitas 100 Kg/Jam." Jurnal Rekayasa Material, Manufaktur dan Energi 2.1 (2019)
- [2]. Kanal Pengetahuan dan Informasi Fakultas Teknologi Pertanian Universitas Gadjah Mada, Teknologi Pascapanen Jagung, Available : <https://kanalpengetahuan.tp.ugm.ac.id/menara-ilmu/2017/581-teknologi-pascapanen-jagung.html>
- [3]. Khalid A dan Fitria," PEMBUATAN MESIN PERONTOK JAGUNG MENGGUNAKAN MOTOR LISTRIK BERBASIS FLOWCHART PROCEDURE", Jurnal Rotary, Vol. 5 No. 2 (2023) : 87-92.
- [4]. Irawan H, Zany H., F., dan Sasongko S. B., "SIMULASI PEMBEBANAN PADA RANGKA MESIN FUNGSI HYBRID PENGUPAS BIJIH JAGUNG BERBASIS ELEMEN HINGGA", Jurnal Otopro, Vol 17, No. 2, (2022) : (57-61).
- [5]. Purwono A., H, Jamalidi A, Haikal, Margono B, Suryono E, Joharwan J. W, Wiyono A, Isnarno dan Nurhayati D. R., "Desain dan Analisis Performa Mesin Pemipil Jagung Portabel Berkapasitas Sedang", Jurnal Penelitian Pertanian Terapan Vol. 23 No. 2 (2023) : 302-310.
- [6]. Prayoga M. G. A, Dahlan D, dan Tatak A. R., "Perancangan Mesin Pembuat Tepung Jagung Kapasitas 5 kg/jam dengan Metode Pahl dan Beitz", Jurnal Asimetrik: Jurnal Ilmiah Rekayasa Dan Inovasi, Vol. 5 No. 1 (2020) : 71-82.
- [7]. Amrin H, Jamaluddin, dan Lahming,"Rancang Bangun Alat Pemipil Jagung Semi Mekanis", Jurnal Pendidikan Teknologi Pertanian, Vol 5, No 2, (2020) : 25.
- [8]. Wisnu C, Yusman T, Maulana F, dan Raihan, A. A," Kajian dan Uji Kinerja Rancang Bangun Mesin Perontok Sorgum", Jurnal Agriekstensia Vol. 20 No. 2 (2021) : 169-182.
- [9]. Siregar E. A., Naibaho J. B., Hasballah T, dan Pardede S. P., "RANCANG BANGUN MESIN PEMIPIL JAGUNG DIAGONAL DENGAN MATA PISAU BADSAW KAPASITAS OLAH 80 KG/JAM", JURNAL TEKNOLOGI MESIN UDA, Vol. 4, No. 1, (2023) : 237 - 247
- [10]. Sularso dan Suga. "Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin". Pradnya Paramita, Jakarta . (2018).