

## Rancang Bangun Mesin Pengiris Tempe dengan Elektromotor sebagai Penggeraknya

Sadun<sup>1\*</sup>, Rahmadsyah<sup>2</sup>, Moraida Hasanah<sup>3</sup>

<sup>1,2,3</sup>Program Studi Teknik Mesin, Universitas Asahan, Jalan Jenderal Ahmad Yani, Kelurahan Kisaran Naga, Kecamatan Kota Kisaran Timur, Kabupaten Asahan, Provinsi Sumatera Utara, kode pos 21216

E-mail: [syahuna10@gmail.com](mailto:syahuna10@gmail.com)

\* Corresponding Author



<https://doi.org/10.31004/jerkin.v5i1.7753>

### ARTICLE INFO

#### Article history

Received: 20 Aug 2026

Revised: 27 Aug 2026

Accepted: 8 September 2026

#### Kata kunci:

mesin pengiris tempe, elektromotor, pulley, V-belt, rancang bangun

#### Keywords:

tempeh slicing machine, electric motor, pulley, V-belt, design and construction



### ABSTRACT

Proses pengirisan tempe secara manual membutuhkan waktu dan tenaga operator yang relatif besar serta berpotensi menghasilkan ketebalan irisan yang tidak seragam. Penelitian ini bertujuan untuk merancang dan membuat mesin pengiris tempe dengan elektromotor sebagai penggerak utama serta menganalisis kelayakan teknis komponen berdasarkan hasil perhitungan perancangan. Metode yang digunakan adalah metode rancang bangun (design and build) melalui tahapan identifikasi masalah, observasi, pengumpulan data teknis, pembuatan gambar teknik, proses fabrikasi, perakitan, dan analisis data. Mesin menggunakan elektromotor berdaya 0,5 HP atau 373 W dengan putaran 1.400 rpm, pulley penggerak berdiameter 3 inch dan pulley yang digerakkan 4 inch, sehingga menghasilkan putaran poros sebesar 1.050 rpm. Hasil perhitungan menunjukkan kapasitas teoritis mesin sebesar 6 kg/jam. Poros berdiameter 8 mm menghasilkan tegangan geser sebesar 33,71 MPa dengan faktor keamanan 1,19. Rangka hollow 40 × 40 × 2 mm menghasilkan tegangan lentur 10,03 MPa dan lendutan 0,0263 mm. Masing-masing bantalan menerima beban radial 147,15 N. Hasil perancangan menunjukkan bahwa komponen utama mesin secara teoritis mampu digunakan sesuai kondisi pembebanan yang ditetapkan

*Manual tempeh slicing is time-consuming, labor-intensive, and prone to producing uneven slice thicknesses. This study aimed to design and construct a tempeh slicing machine powered by an electric motor and to analyze the technical feasibility of its components based on design calculations. A design-and-build methodology was employed, comprising problem identification, observation, technical data collection, technical drawing, fabrication, assembly, and data analysis. The machine utilizes a 0.5 HP (373 W) electric motor operating at 1,400 rpm, with a 3-inch drive pulley and a 4-inch driven pulley, resulting in a shaft speed of 1,050 rpm. Calculations indicate a theoretical machine capacity of 6 kg/hour. The 8 mm diameter shaft generates a shear stress of 33.71 MPa with a safety factor of 1.19. The 40 × 40 × 2 mm hollow section frame experiences a bending stress of 10.03 MPa and a deflection of 0.0263 mm. Each bearing supports a radial load of 147.15 N. The design results demonstrate that the machine's main components are theoretically capable of operating under the specified loading conditions.*



This is an open access article under the CC-BY-SA license.

**How to Cite:** Sadun et al (2026). Rancang Bangun Mesin Pengiris Tempe dengan Elektromotor sebagai Penggeraknya 5(1). <https://doi.org/10.31004/jerkin.v5i1.7753>

### PENDAHULUAN

Tempe merupakan salah satu produk pangan hasil fermentasi yang banyak dikonsumsi masyarakat Indonesia dan dapat diolah menjadi berbagai produk makanan, salah satunya keripik tempe. Dalam proses pembuatan keripik tempe, pengirisan merupakan salah satu tahapan penting karena ketebalan dan keseragaman irisan dapat memengaruhi kualitas produk yang dihasilkan (Aditya & Fernanda, 2026). Pada industri rumah tangga dan usaha kecil menengah, proses pengirisan tempe masih

banyak dilakukan secara manual menggunakan pisau. Proses tersebut membutuhkan waktu dan tenaga operator yang relatif besar serta berpotensi menghasilkan ketebalan irisan yang tidak seragam (Hariri et al., 2022). Kondisi tersebut menunjukkan perlunya penerapan teknologi sederhana yang dapat membantu meningkatkan efisiensi dan produktivitas proses pengolahan tempe (Alsoufi & Bawazeer, 2026).

Penggunaan mesin pengiris tempe menjadi salah satu alternatif untuk mengatasi keterbatasan proses pengirisan secara manual. Mesin dapat membantu mempercepat proses pengirisan, menghasilkan irisan yang lebih seragam, serta mengurangi ketergantungan terhadap tenaga operator (Algusra, 2024). Pada mesin pengiris tempe, elektromotor dapat digunakan sebagai sumber tenaga utama yang diteruskan melalui sistem transmisi pulley dan V-belt menuju poros pengiris. Sistem tersebut memungkinkan energi listrik diubah menjadi energi mekanik berupa putaran yang selanjutnya digunakan untuk menggerakkan pisau pengiris (Ammar & Yudiyanto, 2025).

Beberapa penelitian sebelumnya telah mengembangkan mesin pengiris tempe dengan menggunakan motor listrik. Saidah dan Farudin (2023) merancang mesin pengiris tempe menggunakan motor penggerak 0,5 HP dan sistem transmisi puli-sabuk yang ditujukan untuk mendukung kegiatan UMKM. Penelitian Sudarsono (2026) juga menggunakan motor listrik yang dihubungkan dengan sistem puli dan V-belt untuk menggerakkan pisau pemotong dan memperoleh hasil irisan dengan ketebalan sekitar 2–3 mm. Sementara itu, Hendriko et al. (2022) mengembangkan mesin pengiris tempe otomatis dengan pengaturan ketebalan dan memperoleh kapasitas pengirisan hingga 22,29 kg/jam pada ketebalan 3 mm. Hasil penelitian tersebut menunjukkan bahwa penggunaan mekanisasi pada proses pengirisan tempe memiliki potensi dalam meningkatkan produktivitas dan kualitas hasil pengirisan.

Berdasarkan penelitian terdahulu tersebut, pengembangan mesin pengiris tempe masih diperlukan dengan memperhatikan kesesuaian antara sumber penggerak, sistem transmisi, poros, bantalan, pisau, dan rangka mesin. Oleh karena itu, penelitian ini berfokus pada perancangan dan pembuatan mesin pengiris tempe dengan elektromotor sebagai penggerak utama. Perancangan dilakukan melalui penentuan spesifikasi mesin, perhitungan daya dan putaran, perancangan poros, pemilihan bantalan, perancangan sistem transmisi pulley dan V-belt, serta analisis kekuatan rangka sebagai dasar dalam proses fabrikasi dan perakitan mesin.

Penelitian ini bertujuan untuk merancang dan membuat mesin pengiris tempe dengan elektromotor sebagai penggerak utama serta menentukan dimensi dan spesifikasi komponen utama mesin berdasarkan kondisi pembebanan yang ditetapkan. Mesin dirancang menggunakan elektromotor berdaya 0,5 HP dengan putaran 1400 rpm, pulley penggerak berdiameter 3 inch dan pulley yang digerakkan berdiameter 4 inch sehingga menghasilkan putaran poros sebesar 1050 rpm. Hasil perancangan diharapkan dapat menjadi dasar pembuatan mesin pengiris tempe yang praktis dan dapat diterapkan sebagai alternatif teknologi sederhana pada usaha kecil dan menengah.

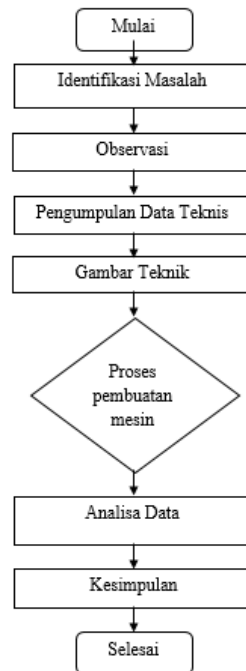
## **METODE**

### **Metode Penelitian**

Penelitian ini menggunakan metode rancang bangun (design and build) yang bertujuan untuk merancang dan membuat mesin pengiris tempe dengan elektromotor sebagai penggerak utama. Tahapan penelitian meliputi identifikasi masalah, observasi, pengumpulan data teknis, pembuatan gambar teknik, proses pembuatan mesin, analisis data, dan penarikan kesimpulan. Perancangan mencakup komponen utama berupa rangka, elektromotor, pulley, V-belt, poros, bantalan, pisau pengiris,udukan elektromotor, rumah pisau, dan penutup mesin. Gambar teknik dibuat menggunakan AutoCAD sebagai acuan dalam proses fabrikasi dan perakitan.

Penelitian dilaksanakan pada 6 April sampai 5 Mei 2026 selama 30 hari. Data penelitian diperoleh melalui observasi, studi literatur, pengukuran, dokumentasi, serta data hasil perhitungan teknis. Parameter yang digunakan meliputi daya dan putaran elektromotor, diameter pulley, putaran poros, diameter poros, dimensi rangka, serta spesifikasi komponen mesin.

## Prosedur Penelitian



Gambar 1. Diagram alir

Prosedur penelitian dilakukan sesuai dengan diagram alir penelitian sebagai berikut:

1. Identifikasi Masalah: Tahap awal dilakukan dengan mengidentifikasi permasalahan pada proses pengirisan tempe secara manual, terutama berkaitan dengan kebutuhan efisiensi proses, waktu pengerjaan, dan keseragaman hasil irisan.
2. Observasi: Observasi dilakukan dengan mengamati proses pengirisan tempe secara manual, bentuk dan ukuran tempe yang akan diiris, kebutuhan mesin, serta kendala yang terdapat selama proses pengirisan.
3. Pengumpulan Data Teknis: Data teknis dikumpulkan melalui studi literatur, pengukuran, dokumentasi, dan data perhitungan. Data yang dikumpulkan meliputi daya dan putaran elektromotor, diameter pulley, diameter dan panjang poros, dimensi rangka, serta spesifikasi komponen pendukung.
4. Gambar Teknik: Berdasarkan data dan spesifikasi yang diperoleh, dilakukan perancangan gambar teknik menggunakan AutoCAD. Perancangan meliputi rangka, poros, pulley,udukan elektromotor, rumah pisau, pisau pengiris, dan penutup mesin. Gambar dibuat dengan mencantumkan dimensi dan detail konstruksi sebagai acuan fabrikasi dan perakitan.
5. Proses Pembuatan Mesin: Proses pembuatan dilakukan berdasarkan gambar teknik yang telah dirancang, meliputi pemilihan material, pemotongan dan pembentukan komponen, proses pengelasan rangka, pembuatan komponen, serta perakitan. Perakitan dilakukan dengan memasang rangka, bantalan, poros, pulley, elektromotor, V-belt, pisau pengiris, rumah pengiris, penutup, dan sistem kelistrikan. Setelah seluruh komponen terpasang, dilakukan pemeriksaan terhadap kekencangan dan posisi setiap komponen.
6. Analisis Data: Data hasil perancangan dianalisis melalui perhitungan teknis yang meliputi daya elektromotor, putaran dan rasio transmisi, torsi poros, tegangan geser poros, beban dan umur bantalan, serta tegangan dan defleksi rangka. Hasil analisis digunakan untuk mengetahui kesesuaian komponen yang dirancang terhadap kondisi pembebanan yang ditetapkan.
7. Kesimpulan: Tahap akhir dilakukan dengan menarik kesimpulan berdasarkan hasil perancangan, pembuatan, dan analisis data untuk mengetahui kesesuaian rancangan mesin pengiris tempe dengan tujuan penelitian.

## HASIL DAN PEMBAHASAN

### 1. Hasil Penelitian

#### Perhitungan daya motor

##### 1. Kecepatan Sudut Elektromotor

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

Dimana:

n = Putaran motor (1400 rpm)

sehingga

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

$$\omega = \frac{2 \times \pi \times 1400}{60}$$

$$\omega = 146,61 \text{ rad/s}$$

##### 2. Daya Motor

$$P = 0,5 \times 746$$

$$P = 373 \text{ W}$$

##### 3. Torsi Elektromotor

$$T = \frac{P}{\omega}$$

Keterangan:

P = Daya motor (373 W)

$\omega$  = kecepatan sudut (146,61 rad/s)

sehingga:

$$T = \frac{P}{\omega}$$

$$T = \frac{373}{146,61}$$

$$T = 2,54 \text{ Nm}$$

##### 4. Daya elektromotor minimum

$$P_{min} = \frac{P}{\eta}$$

Keterangan:

$\eta$  = Efisiensi pulley (0,85) Karena daya dari elektromotor diteruskan melalui pulley dan belt, terdapat kehilangan daya pada sistem transmisi

P = Daya motor (373 W)

Maka:

$$P_{min} = \frac{P}{\eta}$$

$$P_{min} = \frac{373}{0,85}$$

$$P_{min} = 438,82 \text{ rpm}$$

##### 5. Luas Penampang Tempe

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

Bila:

D = Diameter tempe (50 mm)

Maka

$$A = \frac{\pi D^2}{4}$$

$$A = \frac{\pi(50)^2}{4}$$

$$A = \frac{7854}{4}$$

$$A = 1963,5 \text{ mm}^2$$

## 6. Gaya Pengirisan

$$F_c = \tau \cdot A$$

Dimana:

$\tau$  = tegangan potong bahan (0,1 N/mm<sup>2</sup>)

A = luas penampang bahan yang dipotong (1963,5 mm<sup>2</sup>)

Sehingga:

$$F_c = \tau \cdot A$$

$$F_c = 0,1 \times 1963,5$$

$$F_c = 196,3 \text{ N}$$

## Perhitungan Pulley dan Sabuk

### 1. Rasio transmisi

$$i = \frac{D_2}{D_1}$$

Dimana:

D<sub>1</sub> = Diameter puli penggerak (3 inchi = 76,2 mm)

D<sub>2</sub> = Diameter Puli yang digerakkan ( 4 inchi = 101,6 mm)

Maka

$$i = \frac{D_2}{D_1}$$

$$i = \frac{101,6}{76,2}$$

$$i = 1,3$$

### 2. Putaran pulley yang digerakkan

$$n_2 = \frac{n_1 D_1}{D_2}$$

Keterangan:

n<sub>1</sub> = Putaran pully penggerak (1400 rpm)

$$n_2 = \frac{n_1 D_1}{D_2}$$

$$n_2 = \frac{1400 \times 76,2}{101,6}$$

$$n_2 = 1050 \text{ rpm}$$

### 3. Torsi pada pulley penggerak

$$T_1 = \frac{9550 \cdot P}{n_1}$$

$$T_1 = \frac{9550 \cdot 0,373}{1400}$$

$$T_1 = 2,55 \text{ Nm}$$

4. Torsi pada pulley yang digerakkan

$$T_2 = T_1 \left( \frac{D_2}{D_1} \right) \eta$$

$$T_2 = 2,55 \left( \frac{101,6}{76,3} \right) 0,85$$

$$T_2 = 2,89 \text{ Nm}$$

5. Kecepatan linear sabuk

$$v = \frac{\pi D_1 \times n}{60}$$

Dimana

D1 = diameter Pulley penggerak (0,0762 m)

n = Putaran motor (1400 rpm)

kecepatan liner sabuk didapat

$$v = \frac{\pi D_1 \times n}{60}$$

$$v = \frac{\pi \times 0,0762 \times 1400}{60}$$

$$v = 5,59 \text{ m/s}$$

6. Gaya efektif sabuk

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

Bila

$$(T_1 - T_2) = \frac{P}{v}$$

Sehingga

$$(T_1 - T_2) = \frac{373}{5,52}$$

$$(T_1 - T_2) = 66,73 \text{ N}$$

7. Panjang sabuk

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4}$$

Jika :

C = Jarak pusat pulley (300 mm)

Panjang sabuk adalah

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4}$$

$$L = 2 \times 300 + \frac{\pi}{2} (76,2 + 101,6) + \frac{(101,6 - 76,2)^2}{4}$$

$$L = 880 \text{ mm}$$

8. Sudut kontak

$$\theta = 180^\circ - 2\sin^{-1} \left( \frac{D_2 - D_1}{2C} \right)$$

$$\theta = 180^\circ - 2\sin^{-1} \left( \frac{101,6 - 76,2}{2 \times 300} \right)$$

$$\theta = 175,15^\circ$$

Sistem transmisi mesin pengiris tempe menggunakan pulley dan sabuk untuk meneruskan daya dari elektromotor menuju poros pengiris. Elektromotor yang digunakan memiliki daya 0,5 HP atau 373 W dengan putaran 1.400 rpm. Pulley penggerak yang dipasang pada poros elektromotor memiliki diameter 3 inch, sedangkan pulley yang digerakkan memiliki diameter 4 inch.

Berdasarkan perbandingan diameter pulley, diperoleh rasio transmisi sebesar 1,333. Dengan menggunakan persamaan hubungan antara putaran dan diameter pulley, putaran pada poros yang digerakkan diperoleh sebesar 1.050 rpm. Torsi nominal elektromotor berdasarkan daya dan putaran sebesar 2,55 N.m, sedangkan dengan mempertimbangkan rasio diameter pulley dan efisiensi transmisi sebesar 85%, torsi pada poros yang digerakkan diperoleh sekitar 2,89 N.m.

Kecepatan linear sabuk berdasarkan pulley penggerak berdiameter 3 inch dan putaran elektromotor 1.400 rpm diperoleh sebesar 5,59 m/s. Berdasarkan hubungan antara daya dan kecepatan sabuk, selisih tegangan antara sisi kencang dan sisi kendur sabuk diperoleh sebesar 66,73 N. Selanjutnya, panjang sabuk ditentukan berdasarkan diameter kedua pulley dan jarak antar pusat pulley.

Kapasitas mesin

$$Q = \frac{60 \cdot m}{t}$$

Dimana:

Q = kapasitas mesin (kg/jam)

m = massa tempe yang diiris (2 kg)

t = waktu pengirisan (20 menit)

kapasitas mesin adalah:

$$Q = \frac{60 \cdot m}{t}$$

$$Q = \frac{60 \cdot 2}{20}$$

$$Q = 6 \text{ kg/jam}$$

### Perhitungan pada rangka mesin

Struktur rangka batang (*truss*) merupakan komponen krusial dalam dunia konstruksi yang berfungsi untuk mendistribusikan beban secara efisien melalui elemen-elemen tarik dan tekan. Untuk menjamin keamanan, stabilitas, dan efisiensi material sesuai dengan standar teknik yang berlaku (seperti SNI), maka analisis matematis terhadap pembebanan struktur mutlak diperlukan. Bab ini akan memaparkan seluruh tahapan perhitungan teknis struktur rangka, mulai dari penentuan dimensi awal (*pre-dimensioning*), analisis pembebanan (beban mati, beban hidup, dan beban angin), hingga evaluasi gaya-gaya dalam yang terjadi pada setiap batang penunjang.

#### 1. Data perancangan

| Parameter                | Simbol         | Nilai                     |
|--------------------------|----------------|---------------------------|
| Profil hollow            | —              | 40 × 40 × 2 mm            |
| Massa total              | m              | 20 kg                     |
| Gravitasi                | g              | 9,81 m/s <sup>2</sup>     |
| Faktor dinamis           | Kd             | 1,5                       |
| Panjang batang           | L              | 600 mm                    |
| Modulus elastisitas baja | E              | 200.000 N/mm <sup>2</sup> |
| Tegangan luluh baja      | σ <sub>y</sub> | 240 MPa                   |

#### 2. Beban statis

$$W = mg$$

Jika

m = Massa total rangka (20 kg)

sehingga:

$$W = mg$$

$$W = 20 \times 9,81$$

$$W = 196,2 \text{ N}$$

### 3. Beban desain

$$W_d = Kd W$$

Dimana

Kd = Faktor Dinamis (1,5)

Beban desain akan diperoleh

$$\begin{aligned} W_d &= Kd W \\ W_d &= 1,5 \times 196,2 \\ W_d &= 294,3 \text{ N} \end{aligned}$$

### 4. Momen inersia

$$I = \frac{B^4 - b^4}{12}$$

Keterangan:

B = dimensi/sisi luar (40 mm)

b = dimensi/sisi dalam (36mm)

maka:

$$\begin{aligned} I &= \frac{B^4 - b^4}{12} \\ I &= \frac{(40)^4 - (36)^4}{12} \\ I &= 73365 \text{ mm}^4 \end{aligned}$$

### 5. Modulus penampang

$$Z = \frac{I}{c}$$

Bila:

$$\begin{aligned} c &= \frac{B}{2} \\ c &= \frac{40}{2} \\ c &= 20 \end{aligned}$$

Maka:

$$\begin{aligned} Z &= \frac{I}{c} \\ Z &= \frac{73365}{20} \\ Z &= 3668,3 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

### 6. Momen lentur maksimum

$$M_{max} = \frac{W_d \times L}{4}$$

Dimana:

M<sub>max</sub> = Momen lentur maksimum (N mm)

W<sub>d</sub> = Beban desain (294,3 N)

L = Panjang rangka (600 mm)

Sehingga diperoleh :

$$\begin{aligned} M_{max} &= \frac{W_d \times L}{4} \\ M_{max} &= \frac{294,3 \times 600}{4} \\ M_{max} &= 44145 \text{ N mm} \end{aligned}$$

## 7. Tegangan lentur

$$\sigma_b = \frac{M_{max}}{Z}$$

Bila:

Z = Modulus penampang (3688,3 mm<sup>3</sup>)

Maka nilai tegangan lentur akan didapat

$$\begin{aligned}\sigma_b &= \frac{M_{max}}{Z} \\ \sigma_b &= \frac{44145}{3688,3} \\ \sigma_b &= 11,96 \text{ MPa}\end{aligned}$$

## 8. Lendutan maksimum rangka

$$\delta_{max} = \frac{Wd \times L^3}{48EI}$$

Bila:

E = Modulus elastis baja (200.000 N/mm<sup>2</sup>)

Lendutan maksimum rangka akan diperoleh sebesar

$$\begin{aligned}\delta_{max} &= \frac{Wd \times L^3}{48EI} \\ \delta_{max} &= \frac{294,3 \times (600)^3}{48(200.000)(73365,3)} \\ \delta_{max} &= 0,027 \text{ mm}\end{aligned}$$

## Perhitungan Sambungan Las Rangka

Sambungan las merupakan elemen kritis dalam struktur rangka yang berfungsi untuk menyatukan antar-komponen batang guna memastikan transfer gaya internal berjalan secara kontinu dan aman. Kekuatan sebuah struktur rangka sangat bergantung pada integritas area sambungan ini dalam menahan beban tarik, tekan, maupun geser akibat beban kerja plans. Bagian ini memaparkan kalkulasi teknis desain lasan, mulai dari penentuan tebal las efektif, panjang lasan yang dibutuhkan, hingga evaluasi tegangan izin berdasarkan standar teknis yang berlaku (seperti AWS atau SNI Baja) demi mencegah kegagalan struktur akibat kelelahan material (*fatigue*) atau patah geser.

### 1. Data perancangan

| Parameter                | Simbol | Nilai                 |
|--------------------------|--------|-----------------------|
| Beban total              | mm     | 20 kg                 |
| Percepatan gravitasi     | g      | 9,81 m/s <sup>2</sup> |
| Faktor dinamis           | Kd     | 1,5                   |
| Beban desain             | F      | 294,3 N               |
| Ukuran las fillet        | h      | 3 mm                  |
| Panjang las total        | L      | 40 mm                 |
| Elektroda                | —      | E6013                 |
| Kekuatan tarik elektroda | Fu     | ±430 MPa              |

### 2. Menentukan luas efektif las

$$Aw = a \times L$$

Bila

a = tebal efektif leher las (mm)

$$a = 0,777 \times h$$

h = ukuran kaki las (2 mm)

$$\begin{aligned}a &= 0,777 \times 2 \\ a &= 2,121 \text{ mm}\end{aligned}$$

Maka luas efektif las akan didapat

$$\begin{aligned}Aw &= a \times L \\Aw &= 2,121 \times 40 \\Aw &= 56,56 \text{ mm}^2\end{aligned}$$

3. Tegangan geser pada las

$$T_w = \frac{F}{AW}$$

Dimana :

F = Beban desain (294,3 N)

Maka

$$\begin{aligned}\tau_w &= \frac{F}{AW} \\ \tau_w &= \frac{294,3}{56,56} \\ \tau_w &= 1,3 \text{ MPa}\end{aligned}$$

4. Tegangan izin las

$$\tau_{izin} = \frac{0,3 \times F_u}{SF}$$

Dimana

F<sub>u</sub> = Kekuatan tarik elektroda (430 MPa)

SF = Factor keamanan (3)

Maka tegangan geser izin

$$\begin{aligned}\tau_{izin} &= \frac{0,3 \times F_u}{SF} \\ \tau_{izin} &= \frac{0,3 \times 430}{3} \\ \tau_{izin} &= 43 \text{ MPa}\end{aligned}$$

5. Pemeriksaan keamanan sambungan las

$$\begin{aligned}SF &= \frac{\tau_{izin}}{\tau_w} \\ SF &= \frac{43}{1,3} \\ SF &= 30,9\end{aligned}$$

6. Beban pada setiap kaki rangka

$$\begin{aligned}Fk &= \frac{Fd}{4} \\ Fk &= \frac{294,3}{4} \\ Fk &= 73,58 \text{ N}\end{aligned}$$

Sambungan las pada rangka mesin pengiris tempe berfungsi menghubungkan elemen hollow 40 × 40 × 2 mm sehingga membentuk konstruksi rangka yang kaku dan mampu menopang seluruh komponen mesin. Perhitungan sambungan dilakukan berdasarkan beban total mesin sebesar 20 kg. Beban tersebut dikonversikan menjadi gaya sebesar 196,2 N menggunakan percepatan gravitasi 9,81 m/s<sup>2</sup>.

Untuk mempertimbangkan pengaruh beban dinamis akibat pengoperasian elektromotor dan mekanisme pengiris, digunakan faktor dinamis sebesar 1,5 sehingga diperoleh beban desain sebesar 294,3 N. Beban desain diasumsikan terdistribusi secara merata pada empat kaki rangka, sehingga beban yang diterima setiap kaki sebesar 73,58 N. Sambungan rangka dianalisis menggunakan sambungan las fillet dengan ukuran las 2 mm dan panjang sambungan 40 mm.

Tebal throat efektif diperoleh sebesar 1,414 mm, sedangkan luas efektif sambungan sebesar 56,56 mm<sup>2</sup>. Berdasarkan beban yang diterima setiap kaki, tegangan geser pada sambungan las diperoleh sebesar 1,30 MPa. Nilai tersebut selanjutnya dibandingkan dengan tegangan izin sambungan untuk menentukan faktor keamanan. Hasil perhitungan menunjukkan bahwa tegangan geser yang terjadi pada sambungan las berada di bawah tegangan izin yang digunakan dalam perancangan. Dengan demikian, sambungan las secara teoritis mampu menahan beban desain yang diberikan. Pada proses fabrikasi, kualitas sambungan tetap perlu diperhatikan melalui pengaturan arus pengelasan, jenis elektroda, panjang las, kontinuitas las, dan kondisi permukaan material sebelum dilakukan pengelasan.

### **Perhitungan Poros**

Poros merupakan elemen mesin yang berfungsi untuk mentransmisikan daya serta putaran dari satu komponen ke komponen lainnya, sekaligus menumpu beban mekanis seperti momen puntir (torsi) dan momen lentur. Untuk menjamin keandalan sistem selama beroperasi, analisis teknis terhadap dimensi poros mutlak diperlukan. Sub-bab ini akan memaparkan seluruh tahapan kalkulasi dimensi poros, mulai dari estimasi daya rencana, perhitungan torsi yang terjadi, pemilihan material poros berdasarkan tegangan geser izin, hingga penentuan diameter minimum poros yang aman guna menghindari kegagalan struktur akibat kelelahan material (*fatigue*).

#### **1. Menghitung putaran poros**

$$n_2 = \frac{n_1 \times D_1}{D_2}$$

Dimana :

$n_1$  = putaran motor (1400 rpm)

$D_1$  = Diameter pully penggerak (3 inchi)

$D_2$  = Diameter pully digerakan (4 inchi)

Maka putaran poros

$$n_2 = \frac{n_1 \times D_1}{D_2}$$

$$n_2 = \frac{1400 \times 3}{4}$$

$$n_2 = 1050 \text{ rpm}$$

#### **2. Torsi pada poros**

$$T = \frac{9550 \cdot P}{n_2}$$

$$T = \frac{9550 \cdot 373}{1050}$$

$$T = 3390 \text{ N mm}$$

#### **3. Menentukan diameter poros**

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{16T}{\tau_{izin}}}$$

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{16 \times 3390}{40}}$$

$$d_p \approx 8 \text{ mm}$$

### **Perancangan Bantalan**

Bantalan merupakan salah satu komponen penting dalam sistem transmisi mesin pengiris tempe yang berfungsi sebagai penumpu poros sekaligus mengurangi gesekan antara

poros yang berputar dengan rumah bantalan. Pemilihan bantalan perlu mempertimbangkan diameter poros, putaran kerja, beban radial maupun aksial, serta kapasitas beban bantalan agar mampu mendukung poros selama mesin beroperasi.

1. Data Perencanaan Bantalan

| No. | Parameter               | Simbol | Nilai | Satuan |
|-----|-------------------------|--------|-------|--------|
| 1   | Diameter poros          | D      | 8     | mm     |
| 2   | Putaran poros           | N      | 1050  | rpm    |
| 3   | Jumlah bantalan         | N      | 2     | buah   |
| 4   | Massa mesin             | M      | 20    | kg     |
| 5   | Faktor dinamis          | Kd     | 1,5   | –      |
| 6   | Tipe bantalan           | –      | 608   | –      |
| 7   | Diameter dalam bantalan | db     | 8     | mm     |
| 8   | Diameter luar bantalan  | Db     | 22    | mm     |
| 9   | Lebar bantalan          | B      | 7     | mm     |
| 10  | Kapasitas beban dinamis | C      | 3.300 | N      |
| 11  | Kapasitas beban statis  | C0     | 1.400 | N      |

2. Perhitungan beban bantalan

$$W = m \cdot g$$

Dimana:

W = Beban pada bantalan (N)

m = Massa (20 kg)

g = Gravitasi (9,81 m/s)

maka:

$$\begin{aligned}
 W &= m \cdot g \\
 W &= 20 \times 9,81 \\
 W &= 196,2 \text{ N}
 \end{aligned}$$

3. Beban setiap bantalan

$$\begin{aligned}
 F_r &= \frac{W}{2} \\
 F_r &= \frac{196,2}{2} \\
 F_r &= 147,15 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4. Beban ekuivalen pada

$$\begin{aligned}
 P &= F_r \\
 P &= 147,15 \text{ N}
 \end{aligned}$$

5. Umur bantalan

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

Dimana:

C = Kapasitas beban dinamis (3300N)

n = Putaran motor (1050 rpm)

maka umur bantalan akan didapat

$$\begin{aligned}
 L_h &= \frac{10^6}{60n} \times \left(\frac{C}{P}\right)^3 \\
 L_h &= \frac{10^6}{60 \times 1050} \times \left(\frac{3300}{174,15}\right)^3
 \end{aligned}$$

$$L_h \approx 179 \text{ Jam}$$

Menghitung umur berdasarkan jam kerja per hari

$$L_{\text{hari}} = \frac{L_h}{8}$$

$$L_{\text{hari}} = \frac{179}{8}$$

$$L_{\text{hari}} \approx 22,4 \text{ hari}$$

Mesin bekerja 8 jam/hari selama 25 hari/bulan maka

$$L_{\text{bulan}} = \frac{L_h}{8 \times 25}$$

$$L_{\text{bulan}} = \frac{179}{8 \times 25}$$

$$L_{\text{bulan}} \approx 0,9 \text{ Bulan}$$

6. Faktor keamanan terhadap beban dinamis

$$SF = \frac{C}{P}$$

$$SF = \frac{3300}{147,15}$$

$$SF = 22,34$$

Berdasarkan hasil perhitungan, mesin pengiris tempe menggunakan elektromotor berdaya 0,5 HP dengan putaran 1400 rpm dan sistem transmisi pulley 3 inch dan 4 inch menghasilkan putaran poros sebesar 1050 rpm. Torsi yang bekerja pada poros berdasarkan daya motor sebesar 0,373 kW adalah 3,39 N·m.

Poros dengan diameter 8 mm menghasilkan tegangan geser akibat torsi sebesar 33,71 MPa. Dengan menggunakan tegangan geser izin sebesar 40 MPa, diperoleh faktor keamanan sebesar 1,19. Berdasarkan perhitungan torsi sederhana, poros diameter 8 mm masih memenuhi persyaratan, meskipun faktor keamanannya relatif kecil.

#### **Pembahasan**

Hasil perancangan menunjukkan bahwa mesin pengiris tempe menggunakan elektromotor sebagai sumber penggerak utama dengan daya 0,5 HP atau 373 W dan putaran 1.400 rpm. Daya tersebut diteruskan melalui sistem transmisi pulley dan V-belt, dengan pulley penggerak berdiameter 3 inch dan pulley yang digerakkan berdiameter 4 inch. Perbandingan diameter kedua pulley menghasilkan rasio transmisi sebesar 1,333, sehingga putaran pada poros pengiris turun menjadi 1.050 rpm. Penurunan putaran ini memberikan keuntungan karena putaran poros dapat disesuaikan dengan kebutuhan mekanisme pengirisan. Hasil perhitungan juga menunjukkan torsi nominal elektromotor sebesar 2,55 N·m, sedangkan torsi pada poros yang digerakkan dengan mempertimbangkan sistem transmisi diperoleh sekitar 2,89 N·m.

Pada sistem transmisi, kecepatan linear V-belt yang diperoleh sebesar 5,59 m/s. Kecepatan tersebut menunjukkan bahwa sabuk mampu meneruskan putaran dari elektromotor menuju poros pengiris. Berdasarkan hubungan antara daya dan kecepatan sabuk, diperoleh gaya efektif sabuk sebesar 66,73 N. Jarak pusat pulley sebesar 300 mm selanjutnya digunakan dalam menentukan panjang sabuk. Penggunaan pulley dengan diameter berbeda juga berfungsi untuk menurunkan putaran motor dari 1.400 rpm menjadi 1.050 rpm sekaligus meningkatkan torsi pada poros yang digerakkan. Dengan demikian, sistem transmisi pulley dan V-belt telah disesuaikan dengan kebutuhan kerja mesin pengiris tempe.

Berdasarkan perhitungan gaya pengirisan, luas penampang tempe dengan diameter 50 mm diperoleh sebesar 1.963,5 mm<sup>2</sup>. Dengan tegangan potong bahan sebesar 0,1 N/mm<sup>2</sup>, gaya yang diperlukan untuk proses pengirisan dapat ditentukan sebagai dasar dalam memastikan kemampuan elektromotor dan sistem transmisi. Hasil tersebut menunjukkan bahwa penentuan daya penggerak tidak hanya mempertimbangkan putaran motor, tetapi juga harus memperhatikan gaya yang dibutuhkan selama proses pemotongan tempe.

Dari sisi kapasitas, mesin dirancang menggunakan massa tempe sebesar 2 kg dengan waktu pengirisan 20 menit. Berdasarkan hubungan antara massa bahan dan waktu proses, kapasitas teoritis

mesin mencapai 6 kg/jam. Nilai tersebut menunjukkan kemampuan mesin dalam menghasilkan kapasitas pengirisan berdasarkan kondisi perancangan yang digunakan. Kapasitas mesin dipengaruhi oleh beberapa faktor, terutama waktu pengirisan, jumlah bahan yang diproses, putaran poros, serta kondisi mekanisme dan pisau pengiris.

Pada bagian rangka, digunakan profil hollow  $40 \times 40 \times 2$  mm dengan massa total yang diperhitungkan sebesar 20 kg. Beban statis yang dihasilkan oleh massa tersebut sebesar 196,2 N. Untuk mempertimbangkan pengaruh beban dinamis selama pengoperasian mesin, digunakan faktor dinamis sebesar 1,5, sehingga diperoleh beban desain sebesar 294,3 N. Hasil perhitungan momen inersia, modulus penampang, momen lentur, tegangan lentur, dan lendutan digunakan untuk mengevaluasi kemampuan rangka dalam menerima beban. Tegangan lentur yang diperoleh sebesar 10,03 MPa, sedangkan lendutan maksimum sebesar 0,0263 mm. Nilai tersebut menunjukkan bahwa deformasi rangka berdasarkan kondisi pembebanan yang digunakan dalam perancangan relatif kecil.

Sambungan las juga menjadi bagian penting karena berfungsi menyatukan komponen rangka dan menjaga kekakuan konstruksi mesin. Sambungan menggunakan las fillet dengan ukuran 2 mm dan panjang total 40 mm. Tebal throat efektif diperoleh sebesar 1,414 mm dengan luas efektif sambungan sebesar 56,56 mm<sup>2</sup>. Beban desain sebesar 294,3 N diasumsikan terdistribusi pada empat kaki rangka, sehingga setiap kaki menerima beban sekitar 73,58 N. Dari perhitungan diperoleh tegangan geser sambungan las sebesar 1,30 MPa. Nilai tersebut berada di bawah tegangan izin yang digunakan, sehingga sambungan las secara teoritis dinyatakan mampu menahan beban desain. Namun, kualitas hasil pengelasan tetap perlu diperhatikan pada tahap fabrikasi karena kontinuitas las, ukuran las, kondisi permukaan material, dan parameter pengelasan dapat memengaruhi kekuatan sambungan.

Pada perancangan poros, putaran poros ditentukan berdasarkan sistem transmisi pulley 3 inch dan 4 inch, yaitu sebesar 1.050 rpm. Berdasarkan hasil analisis yang tercantum dalam hasil penelitian, poros berdiameter 8 mm menghasilkan tegangan geser sebesar 33,71 MPa akibat pembebanan torsi. Dengan tegangan geser izin sebesar 40 MPa, diperoleh faktor keamanan sebesar 1,19. Hal ini menunjukkan bahwa poros berdiameter 8 mm masih memenuhi kondisi pembebanan sederhana yang digunakan dalam perancangan, meskipun nilai faktor keamanannya relatif kecil. Oleh karena itu, dalam penerapan nyata, kondisi pembebanan dinamis, konsentrasi tegangan, beban lentur, dan kondisi operasi perlu diperhatikan lebih lanjut.

Bantalan yang digunakan adalah tipe 608 dengan diameter dalam 8 mm, diameter luar 22 mm, dan lebar 7 mm. Berdasarkan beban desain sebesar 294,3 N yang didistribusikan pada dua bantalan, masing-masing bantalan menerima beban radial sebesar 147,15 N. Kapasitas beban dinamis bantalan yang digunakan adalah 3.300 N, sehingga kapasitas tersebut jauh lebih besar dibandingkan beban ekuivalen yang bekerja pada masing-masing bantalan. Kondisi ini menunjukkan bahwa bantalan yang dipilih secara teoritis mampu menopang beban radial poros pada kondisi perancangan.

## SIMPULAN

1. Berdasarkan hasil penelitian, telah berhasil dirancang mesin pengiris tempe dengan elektromotor 0,5 HP atau 373 W sebagai penggerak utama dengan putaran 1.400 rpm. Sistem transmisi menggunakan pulley berdiameter 3 inch dan 4 inch dengan rasio transmisi 1,333, sehingga menghasilkan putaran poros sebesar 1.050 rpm. Berdasarkan perhitungan, mesin memiliki kapasitas teoritis pengirisan sebesar 6 kg/jam dengan massa tempe 2 kg dan waktu pengirisan 20 menit.
2. Hasil analisis komponen menunjukkan bahwa poros berdiameter 8 mm menghasilkan tegangan geser sebesar 33,71 MPa dengan faktor keamanan 1,19, sehingga masih memenuhi kondisi pembebanan yang digunakan dalam perancangan. Rangka menggunakan profil hollow  $40 \times 40 \times 2$  mm dengan tegangan lentur sebesar 10,03 MPa dan lendutan maksimum 0,0263 mm. Sambungan las menghasilkan tegangan geser sebesar 1,30 MPa, sedangkan masing-masing bantalan menerima beban radial sebesar 147,15 N, sehingga komponen utama secara teoritis mampu menahan beban yang direncanakan.
3. Secara keseluruhan, hasil perancangan menunjukkan bahwa mesin pengiris tempe dengan elektromotor sebagai penggeraknya dapat dijadikan dasar untuk proses fabrikasi dan perakitan. Pemilihan elektromotor, sistem transmisi, poros, bantalan, rangka, dan sambungan las telah disesuaikan dengan kondisi pembebanan yang ditetapkan. Namun, penelitian ini masih terbatas pada aspek perancangan dan analisis teknis, sehingga pengujian kinerja aktual, kapasitas produksi,

ketebalan hasil irisan, konsumsi daya, dan efisiensi mesin masih diperlukan untuk mengetahui performa mesin secara eksperimental.

#### **UCAPAN TERIMA KASIH**

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah melimpahkan anugerah-Nya sehingga jurnal ini dapat diselesaikan dengan baik.

#### **REFERENSI**

- Aditya, Fernanda. 2026. "Pengaruh Fraksi Volume Serat Terhadap Kekuatan Tarik Serat Daun Nanas Dan Serbuk Cangkang Kerang Dengan Matrik Resin Epoxy." 10(1):151–58. Doi:10.30588/Jeemm.V10i1.2734.
- Algusra, Jeri. 2024. "JUTIN : Jurnal Teknik Industri Terintegrasi Pembuatan Mesin Pengiris Tempe." 7(1):477–82. Doi:DOI: 10.31004/Jutin.V7i1.25495.
- Alsoufi, Mohammad S., And Saleh A. Bawazeer. 2026. "Influence Of Thermal And Mechanical Properties On Surface Integrity In CNC Turning Across Multiple Engineering Materials." 1–27.
- Ammar, Muhammad Zuhdi, And Eko Yudiyanto. 2025. "Analisis Pengaruh Jenis Material Sliding Bearing Dan Putaran Poros Terhadap Peningkatan Temperatur Pada Sistem Transmisi Mekanik." (3):1–14. Doi:Doi.Org/10.47134/Jme.V2i3.4695.
- Hariri, Hasan, Muhammad Al Fathar, And Ivan Bachtiar. 2022. "Rancang Bangun Mesin Pengiris Tempe Otomatis." SINTEK JURNAL: Jurnal Ilmiah Teknik Mesin 16(1):30. Doi:10.24853/Sintek.16.1.30-40.