

Perencanaan Mesin Pemipih Biji Melinjo Kapasitas 650 Kg/Jam

Idham Fauzan¹, Risal Abu², Veny Selviyanty YH³, Mukhnizar⁴, Azmil Azman⁵

^{1,2,3,4,5}Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik Dan Perencanaan, Universitas Ekasakti, Indonesia

* Corresponding-Author. Email: idhamfauzan95@rocketmail.com

Abstrak

Melinjo adalah bahan dasar emping melinjo, salah satu makanan ringan yang banyak di gemari masyarakat meski harganya relatif mahal. Proses produksi emping malinjo umumnya dilakukan secara tradisional, rangkaianannya cukup panjang, lama, umumnya proses manual, sehingga produktifitasnya relatif rendah. Kondisi ini sungguh tidak menguntungkan bagi usaha skala kecil menengah (UKM). Diperlukan penerapan ilmu pengetahuan dan teknologi (IPTEK) untuk menghasilkan alat berteknologi tepat guna, murah pengadaannya, mudah dan murah pengoperasiannya. Berdasarkan perencanaan dilakukan pada laboratorium proses produksi program studi teknik mesin fakultas teknik dan perencanaan Universitas Ekasakti Padang. Mesin pemipih biji melinjo adalah alat yang digunakan untuk membantu dalam proses pengolahan emping melinjo. Mesin emping melinjo yang direncanakan untuk kepentingan penerapan program IPTEK bagi masyarakat (IBM) dengan menggunakan dua pasang *roll* aktif (digerakan motor IPK) berhasil memproduksi emping melinjo berketebalan relatif seragam. Konsekuensi ekonomi yang harus di tanggung oleh UKM berguna mesin di banding proses secara manual adalah konsumsi listrik. Namun dengan produktifitas dan kualitas emping melinjo yang lebih tinggi, konsekuensi penambahan yang dialami relatif bernilai kecil.

Kata kunci: perencanaan, mesin pemipih, biji melinjo, kapasitas 650 kg/jam

Abstract

Melinjo is the basic ingredient of melinjo chips, one of the snacks that many people like even though the price is relatively expensive. The production process of malinjo chips is generally done traditionally, the series is quite long, long, generally manual process, so the productivity is relatively low. This condition is really unfavorable for small and medium scale enterprises (SMEs). It is necessary to apply science and technology (IPTEK) to produce appropriate technological tools, cheap to procure, easy and inexpensive to operate. Based on the planning carried out in the production process laboratory of the mechanical engineering study program, the faculty of engineering and planning, Ekasakti University, Padang. The melinjo seed flattening machine is a tool used to assist in the processing of melinjo chips. The melinjo chips machine, which was planned for the benefit of implementing the science and technology program for the community (IBM) by using two pairs of active rolls (driven by an IPK motor), succeeded in producing melinjo chips with relatively uniform thickness. The economic consequence that must be borne by SMEs using machines compared to manual processes is electricity consumption. However, with higher productivity and quality of melinjo chips, the additional consequences experienced are relatively small.

Keywords: *planning, flattening machine, melinjo seeds, capacity 650 kg/hour*

PENDAHULUAN


Indonesia memiliki tanah yang subur sehingga sebagian besar masyarakat berprofesi sebagai petani. Salah satu hasil pertanian di Indonesia yang mempunyai prospek tinggi secara ekonomis adalah

Tanaman Melinjo (*gnetum gnemon linn*). Melinjo adalah suatu spesies tanaman berbiji terbuka (*gymnospermae*) berbentuk pohon yang berasal dari Asia tropik, melanesia, dan Pasifik Barat (Widiantie, Setiawati & Handayani, 2021).

Submitted
30-09-2022

Accepted
15-10-2022

Published
13-11-2022

: <https://doi.org/10.56248/marostek.v1i2.23>

Melinjo telah banyak dimanfaatkan oleh masyarakat. Daun muda biasanya dimanfaatkan sebagai bahan sayuran, sedangkan biji dalamnya digunakan sebagai bahan dasar pembuatan emping (Suci, 2015; Suherman & Sutarti, 2021). Seluruh bagian tanaman ini dapat dimanfaatkan, terutama biji melinjo yang dapat di olah menjadi emping melinjo. Emping melinjo biasanya disajikan untuk bahan camilan ketika masyarakat punya acara-acara tertentu dan permintaan akan meningkat tajam terutama menjelang hari raya keagamaan (Wahyuni, Rais & Fadilah, 2017). Selain memenuhi kebutuhan dalam negeri, emping melinjo juga merupakan komoditi ekspor yang cukup besar dan memberikan sumber devisa yang cukup tinggi bagi negara.

Usaha untuk memenuhi kebutuhan ekspor tersebut seringkali terkendala oleh tingginya tingkat pesanan (*order*) tetapi kurang diimbangi oleh pengrajin, disebabkan oleh proses pengolahannya yang masih banyak dilakukan secara manual (dengan menggunakan tangan) (Prमितaningastuti & Advistasari, 2019). Oleh karena itu perlu dilakukan suatu usaha perbaikan agar tingkat produksi emping melinjo dapat meningkat sehingga dapat memenuhi kebutuhan konsumen dengan tanpa mengurangi kualitas dari emping melinjo yang dihasilkan.

Melinjo memiliki nilai ekonomi yang relatif tinggi dengan harga mencapai Rp. 50.000/kg sampai Rp. 70.000/kg. Tingginya harga emping ini mendorong petani membudidayakan melinjo dan mengolahnya menjadi emping. Secara konvensional, proses pembuatan emping melinjo adalah proses yang cukup panjang dan membutuhkan peralatan kerja (Adolf, Parhusip & Suraja, 2019).

Pembuatan emping melinjo umumnya bersifat manual, mulai dari pengupasan kulit buah yang masih menggunakan tangan dengan bantuan pisau, pengeringan biji melinjo dengan menggunakan bantuan sinar matahari, penyangraian biji menggunakan media wajan yang berisi pasir, sampai

dengan aktivitas pemisahan kulit keras biji, di mana ketika masih dalam keadaan sangat panas biji dikeluarkan dari wajan, kemudian di pukul untuk memecahkan kulit keras dari biji, demikian pula proses pemipihan di mana biji yang telah dilepaskan kulit kerasnya dan masih panas secepat mungkin dipipihkan menjadi emping melinjo menggunakan lempengan batu atau besi (palu) dengan cara memukul 2-3 kali gerakan (Puarada, Gurning & Harahap, 2020).

Proses tersebut sangat tidak efisien, karena membutuhkan waktu yang relatif lama, tidak produktif, ukuran ketebalan emping tidak sama, tidak aman dari keselamatan kerja, dan tidak higienes (Siswoyo, Ardyati & Hosokawa, 2017). Oleh karena itu, hal tersebut merupakan salah satu masalah yang harus segera diatasi dalam rangka meningkatkan kualitas dan kuantitas produk emping melinjo.

Sumatera Barat merupakan salah satu wilayah yang sering dijumpai penjual emping melinjo yang dikerjakan di rumah-rumah sebagai industri rumah tangga dengan kapasitas tidak terlalu besar. Rata-rata bahan baku emping melinjo yang di pipih minimal sekitar 15 kg/hari, selebihnya tergantung dari pesanan. Relatif banyak industri kecil atau rumahan yang belum menggunakan alat mekanis atau mesin yang efisien pada proses pembuatannya. Proses pemipihan atau emping masih banyak yang mengandalkan proses secara manual (pemipihan dengan tenaga manusia) sehingga kualitas dan kuantitas produk yang dihasilkan tidak maksimal. Kelemahan pemipihan secara manual adalah produksinya lebih lama, ketebalan emping tidak konsisten, karena menggunakan tenaga manusia, dan proses pemipihan banyak menguras energi. Dalam proses pemipihan, biasanya dibutuhkan waktu yang relatif lama, yaitu antara 20-30 menit untuk 2 kg melinjo. Selain tidak efisien terhadap waktu, proses pemipihan secara manual menghasilkan emping yang tidak sama ukuran ketebalannya. Kekurangan yang lain dari proses manual

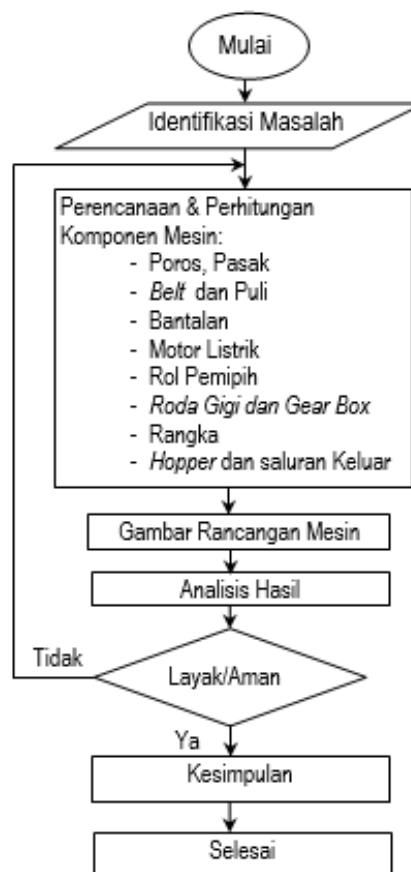
adalah dapat menyebabkan kecelakaan kerja, yaitu tertumbuknya jari tangan akibat kelalaian.

Berdasarkan permasalahan tersebut di atas, maka direncanakan membuat mesin pemipih biji melinjo untuk mempermudah proses produksi bagi produsen emping melinjo. Mesin yang direncanakan menggunakan motor listrik sebagai penggerak utama dengan menggunakan sistem transmisi untuk mengkonversi putaran ke rol pemipih (2 buah) yang berputar berlawanan arah serta dapat diatur jaraknya untuk mengatur ketebalan ukuran emping melinjo. Diharapkan hasil perencanaan dapat direalisasikan dan diterapkan pada industri emping melinjo sehingga kerja produsen akan lebih efisien. Selain itu, diharapkan hasil perencanaan mesin ini dapat meningkatkan kuantitas dan kualitas hasil pemipihan emping melinjo.

METODE

Perencanaan dilakukan pada laboratorium proses produksi program studi teknik mesin fakultas teknik dan perencanaan Universitas Ekasakti Padang. Kegiatan perencanaan dilaksanakan selama 3 bulan, mulai bulan April sampai dengan Juni 2022 dari tahap usulan penelitian sampai dengan penyusunan laporan.

Diagram alir perencanaan mesin pemipih biji melinjo ditunjukkan pada Gambar 1.



Gambar 1. Diagram Alir Perencanaan Mesin Pemipih Biji Melinjo

Pengumpulan data-data diperoleh melalui studi literatur dan studi lapangan. Data yang di himpun, baik pada studi literatur maupun studi lapangan hanya terbatas pada hal-hal yang berhubungan dengan perencanaan mesin pemipih biji melinjo yang terdapat di sentra pengolahan emping melinjo.

Data-data yang dikumpulkan pada awalnya di susun kemudian di analisis dan dilanjutkan dengan pengolahan data. Analisis data dilakukan secara teoritis dan di hitung secara matematis untuk menentukan komponen-komponen yang akan digunakan dengan menghitung parameter-parameter dimensi dari komponen mesin yang direncanakan.

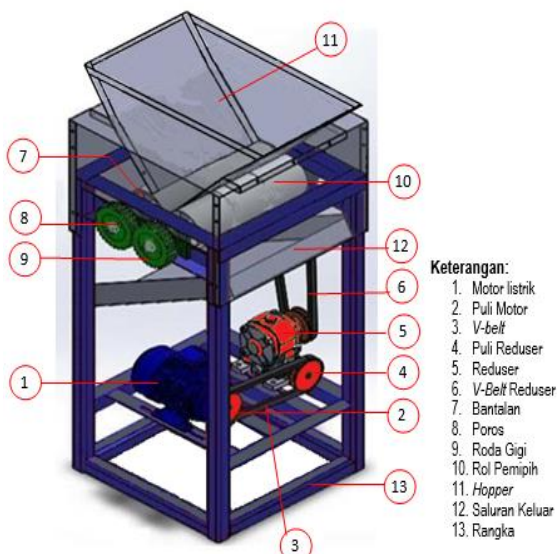
Tahapan perencanaan mesin pemipih biji melinjo dilakukan dengan mengikuti metode berikut:

Desain Mesin Pemipih Emping Melinjo

Desain konstruksi mesin pemipih biji melinjo ditentukan atas berbagai pertimbangan sebagai berikut:

- Mesin pemipih biji melinjo menggunakan tenaga motor mesin.
- Spesifikasi mesin yang ergonomis dengan dimensi yang nyaman bagi operator dan mudah disesuaikan dengan ruang kerja mesin. Kecepatan putaran yang dapat disesuaikan dengan kebutuhan pemipihan emping melinjo dengan kapasitas ± 650 kg/jam.
- Mudah dalam pengoperasian, perawatan maupun pergantian suku cadang mesin.

Desain komponen mesin pemipih biji melinjo yang direncanakan ditunjukkan pada Gambar 2.



Gambar 2. Desain Mesin Pemipih Biji Melinjo

Tahapan perencanaan mesin pemipih biji melinjo dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

Perencanaan Daya Motor

Perencanaan perhitungan daya motor (P) dapat diselesaikan dengan menggunakan persamaan berikut:

$$P = T \cdot \omega \text{ (watt)}$$

Di mana:

$$P = \text{daya (watt)}$$

$$\omega = \text{Kecepatan sudut}$$

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad (\text{rad/det})$$

$$n = \text{putaran (rpm)}$$

$$T = \text{Torsi}$$

$$T = I \cdot \alpha \quad (\text{N.m})$$

Di mana:

$$I = \text{momen inersia} \quad (\text{kg.m}^2)$$

$$\alpha = \frac{\Delta\omega}{\Delta t}$$

Di mana:

$$\alpha = \text{percepatan sudut (rad/dt}^2\text{)}$$

$$t = \text{waktu (det)}$$

Perencanaan Poros

Perencanaan poros dilakukan dengan menghitung tegangan geser yang diijinkan dan tegangan geser yang terjadi. Perhitungannya dapat diselesaikan dengan menggunakan persamaan:

a. Momen Puntir Pada Poros

Untuk menghitung momen puntir yang terjadi pada poros digunakan persamaan (2.3) sebagai berikut:

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

b. Tegangan Geser Yang Diijinkan

Untuk menentukan tegangan geser pada poros menggunakan persamaan (2.4):

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{Sf1 \times Sf2}$$

c. Diameter poros

Diameter poros dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (2.5):

$$d = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \sqrt{(Km \cdot M)^2 + (Kt \cdot T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Perencanaan Pasak

Perencanaan pasak didasarkan dari perhitungan tegangan geser dan momen puntir. Perhitungannya dapat diselesaikan dengan menggunakan persamaan (2.9 dan 2.10):

Kekuatan pasak dihitung berdasarkan gaya tangensial (F):

$$F = \frac{Mp}{b.l} \text{ (kg)}$$

Akibat gaya tangensial mengakibatkan tegangan geser (τ_g) pada luas penampang pasak dimana gaya tangensial yang bekerja adalah:

$$\tau_g = \frac{F}{b.l} \text{ (kg/mm}^2\text{)}$$

Perencanaan Bantalan

Pada perencanaan bantalan (*bearing*), parameter yang perlu ditetapkan adalah pemilihan jenis bantalan yang digunakan dan umur bantalan. Perhitungannya dapat

diselesaikan dengan menggunakan persamaan (2.6 sd 2.8) sebagai berikut:

(a) Beban Ekuivalen

$$P = (X.Fr) + (Y.Fa)$$

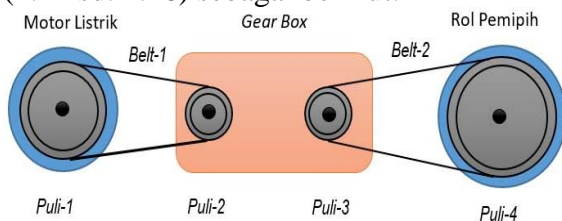
(b) Umur nominal bantalan menggunakan persamaan:

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3$$

$$L_h = 10^6 \cdot \frac{L}{(60.n)}$$

Perencanaan Sistem Transmisi

Sistem transmisi yang direncanakan ditunjukkan pada gambar 3. Sistem transmisi yang berhubungan dengan perhitungan sabuk dan puli menggunakan persamaan (2.11 sd. 2.16) sebagai berikut:



Gambar 3. Sistem Transmisi

Perhitungan perencanaan elemen mesin adalah sebagai berikut:

(a) Puli

Menghitung perbandingan putaran puli dengan menggunakan persamaan (2.14):

$$n_1 : n_2 = Dp : dp$$

(b) Menghitung daya rencana untuk sabuk dengan menggunakan persamaan (2.15):

$$Pd = P \times S_F \times D_F \text{ [kW]}$$

(c) Menentukan jarak diameter puli, C dengan menggunakan persamaan (2.16) sebagai berikut:

$$C = DP + dp$$

(d) Perencanaan Sabuk

(1) Kecepatan Sabuk

Persamaan (2.11) digunakan dalam menentukan kecepatan sabuk sebagai berikut:

$$V = \frac{\pi dp.n1}{60 \times 1000}$$

(2) Panjang Keliling menggunakan persamaan (2.12):

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (dP + Dp) + \frac{1}{4C} (Dp - dp)^2$$

(3) Sudut Kontak, menggunakan persamaan (2.13)

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(Dp - dp)}{C}$$

Perencanaan Roda Gigi

Roda gigi yang direncanakan pada mesin pemipih biji melinjo terdiri dari 2 (dua) buah roda gigi lurus. Masing-masing roda gigi di pasang pada rol pemipih. 1 (satu) buah roda gigi di pasang pada rol pemutar dan yang lainnya di pasang pada rol yang di putar.

Perencanaan roda gigi dilakukan dengan menggunakan persamaan (2.17 sd. 2.27) sebagai berikut:

1. Jarak bagi lingkaran (t) ditentukan dengan persamaan (2.17):

$$t = \frac{\pi d}{z}$$

2. Ukuran roda gigi di sebut "modul" dengan lambang m ditentukan dengan menggunakan persamaan (2.18):

$$m = \frac{d}{z}$$

3. Perbandingan putaran transmisi (*speed ratio*) dinyatakan dalam notasi i menggunakan persamaan (2.19):

$$\text{Speed ratio } (i) = n_1/n_2 = d_2/d_1 = z_2/z_1$$

Apabila:

$i < 1$ = transmisi roda gigi inkrisi

$i > 1$ = transmisi roda gigi reduksi

4. Jumlah roda gigi (z) di hitung menggunakan persamaan (2.20):

$$z = \frac{d}{m}$$

5. Diameter lingkaran kepala (Dk) di hitung menggunakan persamaan (2.21) sebagai berikut:

$$Dk = (z + 2) \times m$$

6. Diameter lingkaran kaki (Dg) di hitung menggunakan persamaan (2.22) sebagai berikut:

$$Dg = z \times m \times \cos \alpha$$

7. Kecepatan keliling (V) ditentukan dengan menggunakan persamaan (2.23):

$$V = \frac{\pi dn}{60 \times 1000}$$

8. Gaya tangensial (Ft) ditentukan dengan menggunakan persamaan (2.24):

$$Ft = \frac{102.Pd}{v}$$

9. Beban lentur (Fb) di hitung dengan menggunakan persamaan (2.25):

$$Fb = \sigma_a \cdot m \cdot y \cdot F_v$$

10. Lebar gigi (b) di hitung dengan menggunakan persamaan (2.26):

$$b = \frac{F_t}{F_b}$$

11. Diameter lingkaran jarak bagi (D) dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan (2.27)

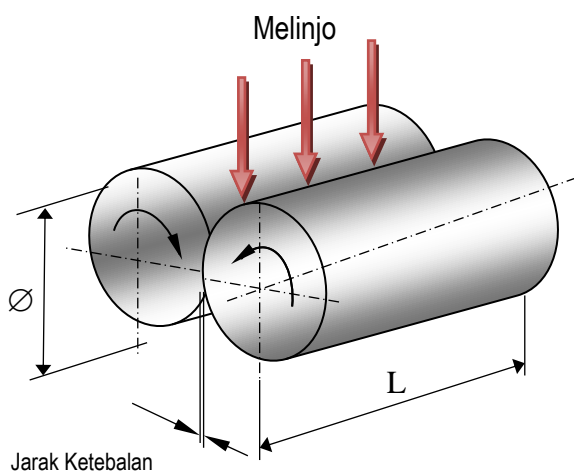
$$D = Z \cdot m$$

Perencanaan Gear Box

Gear box reducer yang direncanakan pada mesin pemipih biji melinjo adalah tipe *worm*. Fungsi pemakaian *gear box* pada perencanaan adalah untuk mereduksi putaran dari motor listrik. Di samping itu, untuk memperkuat daya atau tenaga dari motor listrik, menghasilkan putaran mesin tanpa selip serta memperkuat torsi dari motor. Reduksi putaran dari motor ke *Gear Box* direncanakan 3:1.

Perencanaan Rol Pemipih

Rol pemipih berfungsi untuk melakukan penekanan atau pemipihan pada melinjo dengan putaran yang berlawanan arah. Rol pemipih yang direncanakan terdiri dari 2 (dua) buah dengan menggunakan bahan ST.37. Penentuan dimensi (diameter dan panjang) disesuaikan dengan kapasitas perencanaan. Desain rol pemipih yang direncanakan ditunjukkan pada gambar 4.



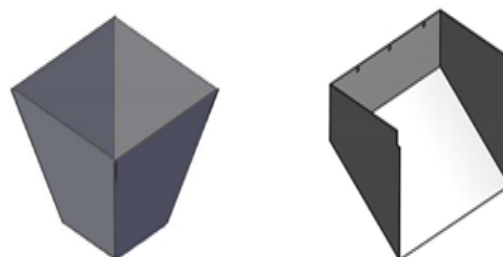
Gambar 4. Rol Pemipih

Perencanaan Komponen Pendukung

Perancangan mesin pemipih emping melinjo terdiri dari beberapa komponen pendukung, yaitu: konstruksi rangka, saluran masuk (*hopper*), dan saluran keluar.

1. Saluran Masuk dan Saluran Keluar

Material yang di pilih untuk saluran masuk dan saluran keluar (gambar 5) direncanakan dari bahan yang tembus pandang (*fiber glass*). Material tersebut di pilih berdasarkan pertimbangan mudah dalam pembersihan dan pemeliharaan atau perawatan. Dimensi dan bentuk saluran masuk maupun saluran keluar disesuaikan dengan kapasitas mesin dan model rangka yang direncanakan. Proses pengerjaan direncanakan menggunakan proses paku keling atau klem.



(a) Saluran Masuk

(b) Saluran Keluar

Gambar 5. Saluran Masuk dan Keluar

2. Konstruksi Rangka

Konstruksi mesin pemipih biji melinjo (gambar 6) yang direncanakan berfungsi sebagai tempat dan penyangga komponen-komponen, seperti: motor listrik rol pemipih, poros, puli dan sabuk, roda gigi, *gear box*, *bearing*, saluran masuk dan saluran keluar. Material konstruksi rangka yang direncanakan untuk mesin pemipih emping melinjo adalah besi siku yang di potong sesuai dengan dimensi dan bentuk kemudian di sambung menggunakan las lisrik.



Gambar 6. Konstruksi Rangka

Pembuatan Gambar Teknik

Gambar teknik dibuat setelah memperoleh dimensi hasil perhitungan dan desain dari mesin pemipih biji melinjo. Gambar teknik terdiri dari gambar perspektif, pandangan depan, samping, dan atas. Selain itu, disajikan juga jenis material yang digunakan pada setiap komponen.

HASIL DAN PEMBAHASAN

Hasil

Hasil perencanaan dan analisis hasil perencanaan sebagai berikut:

1. Hasil Perencanaan Komponen dan Elemen Mesin

Rangkuman hasil perhitungan perencanaan komponen Mesin Pemipih Biji Melinjo ditunjukkan pada tabel 1.

Tabel 1. Hasil Perhitungan Perencanaan Komponen dan Elemen Mesin

No	Komponen	Satuan	Dimensi	Bahan
1	Motor Listrik			1 Phase
	a. Daya Motor	kW	0,746	
	b. Putaran	rpm	500	
	c. Voltage	volt	220	
2	Poros			
	a. Daya yang ditransmisikan	kW	0,604	Baja Carbon S45C
	b. Daya Rencana (P_d)	kW	0,730	
	c. Momen Puntir (T)	kg.mm	1.422	
	d. Tegangan Geser (τ_a)	kg/mm ²	3,2	
	e. Diameter Poros (d_s)	mm	20	
f. Jumlah	buah	2		
3	Pasak			

	a. Lebar pasak (b)	mm	6	Baja Carbon S45C
	b. Panjang Pasak (l)	mm	20	
	c. Kedalaman arus pasak pada poros, (t_1)	mm	4,5	
	d. Kedalaman arus pasak pada Naf (t_2)	mm	3,5	
	e. Gaya Tangensial (F)	kg	142,2	
	f. Tegangan geser (τ_g)	kg/mm ²	1,422	
	g. Tekanan permukaan yang diizinkan (P_a)	kg/mm ²	8	
4	Puli			
	a. Puli Penggerak Motor	mm	80	Besi Cor Kelabu FC20
	b. Puli <i>input Gear Box</i>	mm	60	
	c. Puli <i>output Gear Box</i>	mm	60	
	d. Puli Rol Pemipih	mm	68	
	e. Putaran puli motor	rpm	500	
	f. Putaran puli <i>input Gear Box</i>	rpm	667	
	g. Putaran puli <i>ouput Gear Box</i>	rpm	334	
h. Putaran Rol Pemipih	rpm	300		
5	Sabuk			
	a. Jenis <i>V-Belt</i>	Tipe	A	V-Belt Tipe A No. 36; L 914
	b. Nomor Sabuk	mm	36";L 914	
	c. Kecepatan Linear (V)	m/s	2,09	
	d. Panjang Keliling (L)	mm	914	
	e. Jarak antar sumbu	mm	350	
	f. Sudut Kontak (θ)	...°	178,9	
	g. Gaya tarik efektif (F_e)	kg	47,4	
	h. Gaya Tarik (F_1)	kg	78	
	i. Gaya Tarik (F_2)	kg	30,6	
j. Jumlah	buah	2		
6	Bantalan (<i>Bearing</i>)			
	a. Beban ekuivalen diamis (P_r)	kg	24,25	Bantalan Gelinding Jenis
	b. Beban ekuivalen statis (P_o)	kg	25,98	
	c. Umur Bantalan (L_h)	jam	3,8 x 10 ⁶	

	d. Nomor Bantalan 6204Z	mm	20x47x14	Bola Terbuka
	e. Gaya Vertikal (R_{VA}) pada Tumpuan A	N	505	
	f. Gaya Vertikal (R_{VB}) pada Tumpuan B	N	13	
7	Roda Gigi			
	a. \varnothing Lingkaran <i>Pitch</i>	mm	127	Baja Carbon S45C
	b. Modul	-	2	
	c. Jumlah Gigi (z)	mm	64	
	d. \varnothing Lingkaran Kepala	mm	132	
	e. Jarak bagi lingkaran	mm	6,23	
	f. Tinggi kepala	mm	2	
	g. Tinggi kaki	mm	1	
	h. Tinggi gigi	mm	4,5	
	i. \varnothing Lingkaran dasar	mm	123	
	j. Kecepatan keliling	m/det	1,99	
	k. Lebar gigi	mm	20	
	l. Jumlah	buah	2	
m. Gaya tangensial	N	37.417		
8	Rol Pemipih			
	a. Diameter	mm	200	Stainless steel
	b. Panjang	mm	450	
	c. Gaya pemipihan	lb	16,3	
	d. Panjang busur kontak	inch	1,22	
	e. Jumlah	buah	2	
9	Gear Box			
	a. <i>Type Helical</i>	-		
	b. <i>Gear Box Ratio</i>	-	2:1	
10	Kapasitas Mesin			
	a. Kapasitas/men	kg/men	11,12	
	b. Kapasitas/jam	kg/jam	650	
11	Hopper			
	a. Panjang	mm	450	Fiber Glass 2 mm
	b. Lebar	mm	120	
	c. Tinggi	mm	550	
12	Saluran Keluar			
	a. Panjang	mm	750	Aluminium 0,8 mm
	b. Lebar	mm	650	
	c. Tinggi	mm	30	
13	Rangka			
	a. Panjang	mm	650	Standar L Mild Steel Angles
	b. Lebar	mm	650	
	c. Tinggi	mm	750	

Analisis Hasil Perencanaan Poros

Salah satu bagian terpenting dari suatu mesin adalah Poros. Poros berfungsi untuk meneruskan daya sesuai pembebanan yang diberikan kepadanya. Dalam perencanaan poros, hal-hal penting yang perlu diperhatikan adalah kekuatan poros, karena suatu poros akan mengalami beban puntir atau lentur, maupun kedua-duanya, serta beban tarik atau tekan. Selain hal tersebut, kekakuan poros juga harus dipertimbangkan, karena walaupun poros mempunyai kekuatan yang cukup, namun jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar maka akan mengakibatkan getaran.

Berdasarkan hasil perencanaan yang telah dilakukan, diperoleh parameter poros sebagai berikut: (1). daya yang ditransmisikan (P) sebesar 0,604 kW, (2) putaran (n) 300 rpm, (3). momen puntir rencana (T) 1.422 kg.mm, (4). tegangan Geser yang diizinkan (τ_a) 3,2 Kg/mm², (5). diameter poros (d_s) 20 mm, dan (6). bahan poros adalah S45C perlakuan panas dengan kekuatan tarik (τ_b) = 58 Kg/mm².

Sesuai dengan parameter hasil perencanaan tersebut di atas, maka dapat dijelaskan hasil analisis sebagai berikut:

1. Daya yang ditransmisikan oleh poros cukup aman dengan faktor koreksi (f_c) yang diberikan sebesar 2,0.
2. Hasil perhitungan momen puntir rencana (T) 1.422 kg.mm yang dibebankan pada poros diameter (d_s) 20 mm menghasilkan tegangan geser yang diizinkan (τ_a) sebesar 3,2 kg/mm². Hal ini memenuhi dasar batas kelelahan puntir (40%) dari batas kelelahan tarik (45%) terhadap besarnya kekuatan tarik (τ_b).
3. Tegangan geser yang diizinkan (τ_a) sebesar 3,2 kg/mm², masih berada dalam batas kelelahan puntir (18 % dari kekuatan tarik (τ_b)= 10,44 kg/mm²), yaitu: 3,2 kg/mm² < dari 8,64 kg/mm². Sesuai dengan standar ASME, tegangan geser yang diizinkan (τ_a) sudah aman, karena faktor keamanan (S_f) yang dipilih adalah 6 untuk bahan poros (S-C). Bahan poros jenis di buat dari baja batang yang di tarik dingin dan di finis.

4. Diameter poros (d_s) untuk tempat pemasangan bantalan yang diperoleh dari hasil perhitungan sudah sesuai dengan ketentuan yang dianjurkan.

Analisis Hasil Perencanaan Pasak

Pasak adalah elemen mesin yang digunakan untuk menetapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sproket, puli, kopling pada poros. Pada perencanaan ini, pasak digunakan untuk menetapkan puli pada poros, di mana momen akan diteruskan dari poros ke naf, atau dari naf ke poros.

Berdasarkan hasil perhitungan perencanaan pasak, di pilih pasak benam berbentuk penampang segi empat. Gaya tangensial (F) pada permukaan poros sebesar 142,2 kg, Tegangan Geser (τ_g) yang ditimbulkan 1,422 kg/mm², Tegangan geser yang diizinkan (τ_{ka}) 3,9 kg/mm², lebar pasak (b) 6 mm, panjang pasak (l) 20 mm, kedalaman arus pasak pada poros (t_1) 4,5 mm, dan kedalaman arus pasak pada naf (t_2) = 3,5 mm. Bahan pasak yang di pilih adalah S45C ($\tau_b = 70$ kg/mm²; $Sfkl = 6$; $Sfk_2 = 3$). Harga Tekanan permukaan yang diizinkan (Pa) adalah 8 kg/mm²

Pasak yang di pilih untuk menetapkan puli dalam perencanaan adalah bahan yang mempunyai kekuatan tarik (τ_b) lebih dari 60 kg/mm² agar lebih kuat atau sama dari poros yang digunakan. Lebar pasak hasil perencanaan sudah memenuhi ketentuan yang distandarkan, yaitu 25-30% dari diameter poros (d_s) dan panjang (l) adalah 0,75-1,5 dari diameter poros. Oleh karena dimensi pasak sudah distandarkan, maka beban gaya (F) 142,2 kg diatasi dengan menyesuaikan panjang pasak sebesar 20 mm. Bahan pasak S45C ($\tau_b = 70$ kg/mm²) sudah memenuhi standar, yaitu lebih besar dari kekuatan tarik (τ_b) lebih dari 60 kg/mm² yang distandarkan. Demikian juga dengan harga tekanan permukaan yang diizinkan (Pa) pada poros sebesar 8 kg/mm² sudah memenuhi kriteria untuk ukuran poros dengan diameter kecil (20 mm).

Analisis Hasil Perencanaan Sistem Transmisi

Sistem transmisi mesin pemipih biji melinjo yang direncanakan terdiri dari puli, *V-belt*, *Gear Box*, poros dan motor listrik. Sistem transmisi digunakan untuk menurunkan kecepatan motor listrik dari 500 rpm menjadi 300 rpm. Mekanisme berawal dari motor listrik kemudian ditransmisikan ke puli-1 (d_1) yang berdiameter 80 mm, selanjutnya dengan menggunakan *V-belt* ditransmisikan lagi ke puli-2 (d_2) diameter 60 mm pada input *gear box* dengan *gear ratio* 2:1. Pada *output gear box* puli-3 (d_3) dengan putaran 334 rpm selanjutnya didistribusikan ke puli-4 (d_4) poros rol pemipih dengan putaran 300 rpm.

Hasil perhitungan perencanaan diperoleh: (1). perbandingan putaran puli ($n_1:n_4$) adalah 1:1,7, (2). kecepatan linear sabuk (V) 2,09 m/s, (3). penampang *V-belt* yang digunakan Tipe A, (4). panjang keliling sabuk (L) 914 mm, (5). nomor nominal dan panjang sabuk-V adalah nomor L 36"; 914 mm, (6). jarak antara sumbu (C_s) 350 mm, (7). sudut kontak puli (θ) 178,9°, (8). gaya tarik efektif (F_e) 47,4 kg, (9). tegangan pada Sisi Tarik (F_1) 78 kg, dan (10). tegangan tarik pada Sisi Kendor (F_2) 30,6 kg.

Berdasarkan hasil tersebut di atas, sabuk-V di pilih karena mudah penanganannya dan harga relatif murah. Di samping itu, pemilihan sabuk berdasarkan pertimbangan atas daya rencana dan putaran poros penggerak yang memenuhi kriteria untuk pemilihan sabuk-V. Parameter kecepatan linear sabuk (V) 9,11 m/s sudah masuk kategori aman, yaitu berada pada *range* 2 sd. 10 m/s, serta daya yang ditransmisikan < 500 kW. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk V, dan akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Jarak sumbu poros dipilih pada jarak antara 1,5 sd. 3 kali puli besar. Pemilihan diameter puli sudah sesuai kriteria, karena diameter puli yang kecil akan memperpendek umur sabuk.

Berdasarkan kriteria pemilihan puli, diameter minimum yang diizinkan adalah 45 mm. Selain itu, perbandingan reduksi (i) puli juga sudah memenuhi standar, yaitu $i > 1$.

Sudut kontak (θ) dari sabuk pada alur puli penggerak sudah di pilih sebesar mungkin dalam upaya memperbesar panjang kontak antara sabuk dan puli. Hal ini di pilih berdasarkan pertimbangan agar gaya gesekan tidak berkurang, karena apabila sudut kontak (θ) kecil, maka akan menimbulkan slip antara sabuk dan puli. Tegangan pada sisi tarik (F_1) dan tegangan tarik pada sisi kendur (F_2) pada sabuk telah memenuhi standar gaya tarik yang diizinkan pada sabuk.

Analisis Hasil Perencanaan Bantalan (Bearing)

Untuk menumpu poros yang berbeban digunakan elemen mesin bantalan. Di samping itu, juga berguna agar putaran atau gerak bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Oleh karena itu, bantalan harus cukup kokoh untuk memastikan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik.

Perencanaan bantalan yang dilakukan didasarkan pada pembebanan yang terjadi pada saat poros pemipih emping melinjo berputar memipih biji melinjo. Dari proses perencanaan poros diperoleh beban radial (R_{VB}) sebesar 43,3 kg, dan putaran poros pemipih adalah 300 rpm. Diameter dalam Bantalan 1 sama dengan bantalan 2, yaitu $d = 20$ mm. Panjang jarak antara kedua bantalan adalah 350 mm. Bantalan yang di pilih adalah bantalan gelinding jenis bola terbuka dengan Nomor bantalan 6204Z ukuran 20 x 47 x 14 mm. Kapasitas nominal dinamis spesifik $C = 1.000$ kg, dan kapasitas nominal statis spesifik $C_0 = 635$ kg. Beban ekuivalen dinamis bantalan (P) 4,2 kg, Umur nominal bantalan (L) $3,8 \times 10^6$ jam. Sesuai hasil tersebut, maka beban ekuivalen dinamis bantalan (P) menunjukkan beban yang besarnya dapat memberikan umur yang sama dengan umur yang

diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya.

Analisis Hasil Perencanaan Roda Gigi

Fungsi roda gigi adalah untuk meneruskan daya dari poros penggerak ke poros yang digerakkan, mengubah putaran tinggi keputaran rendah atau sebaliknya. Roda gigi yang direncanakan pada mesin pemipih melinjo adalah sepasang roda gigi lurus. Sama seperti sistem transmisi lainnya, roda gigi lurus berfungsi untuk meneruskan daya dari satu poros ke poros lain. Agar dapat bekerja, maka dibutuhkan dua buah roda gigi lurus dengan ukuran gigi yang sama.

Sesuai dengan hasil perhitungan perencanaan, diperoleh ukuran parameter roda gigi sebagai berikut: Material roda gigi adalah baja *carbon S45C*, daya yang ditransmisikan 0,604 kW, putaran 300 rpm, perbandingan transmisi roda gigi (*gear ratio*) 1:1, lingkaran *pitch* 127mm, dan modul (m) 2. Jumlah gigi (z) 64 buah, diameter lingkaran kepala (D_k) 132mm, jarak bagi lingkaran (t) 6,23mm, tinggi kepala gigi (h_k) 2mm, tinggi kaki gigi (h_f) 1 mm, tinggi gigi (H) 4,5mm, diameter lingkaran dasar (d_g) 123mm, kecepatan keliling (v) pada lingkaran jarak 1,99 m/det, gaya tangensial (F_t), 37,42 kN, beban lentur (F_b) 15.156 kg/mm, dan lebar gigi (b) 20 mm.

Berdasarkan hasil tersebut di atas, maka dapat dijelaskan bahwa hasil perencanaan roda gigi dapat berfungsi untuk meneruskan daya motor ke rol pemipih melalui puli dan poros. Sebagaimana diketahui bahwa roda gigi memindahkan momen melalui kontak luncur antara permukaan gigi yang berpasangan. Selama kontak berlangsung, kecepatan sudut kedua roda gigi dapat di jaga melalui jumlah gigi (z) sebanyak masing-masing 63 buah. Demikian juga dengan hasil perencanaan parameter lainnya, seperti *addendum* dan *dedendum* dapat saling bekerja dengan garis singgung lingkaran jarak bagi pada sudut tekanan roda gigi. Modul roda gigi yang

di pilih sudah sesuai dengan standar JIS dengan mengambil modul dari seri pertama (Maputi & Arora, 2019). Gaya tangensial pasangan roda gigi sebesar 37,42 kN dan beban lentur 15.156 kg/mm, lebar gigi 20 mm, faktor bentuk gigi (Y) pada bahan roda gigi S45C dengan tegangan lentur yang diizinkan 30 kg/mm² sudah memenuhi ketentuan untuk dapat melakukan transmisi daya ke rol pemipih sebesar 0,604 kW dan putaran 300 rpm.

2. Analisis Hasil Perencanaan Komponen Mesin

Hasil Perencanaan Rol Pemipih

Rol pemipih berfungsi untuk melakukan penekanan atau pemipihan pada biji melinjo dengan putaran yang berlawanan arah. Rol pemipih yang direncanakan terdiri dari 2 (dua) buah dengan menggunakan bahan *stainless steel*. Hasil perencanaan dimensi rol pemipih adalah: diameter (\varnothing) 200 mm, panjang 450 mm, gaya pemipihan 16,3 lb, panjang busur kontak untuk pemipihan biji melinjo sebesar 1,22 inch.

Berdasarkan hasil perencanaan dimensi maupun desain rol pemipih, serta prinsip kerja yang diuraikan tersebut diatas, maka dapat disimpulkan bahwa desain maupun dimensi rol pemipih dapat bekerja sesuai dengan mekanisme yang direncanakan sehingga dapat direalisasikan sebagai mesin pemipih biji melinjo.

Analisis Hasil Perencanaan Hopper dan Saluran keluar

Hopper berfungsi sebagai saluran masuk biji melinjo di desain berbentuk corong agar proses pemasukan biji melinjo dapat berlangsung kontinue. Material yang digunakan untuk *hopper* adalah *fiber glass* dengan ukuran panjang 450 mm dan lebar 120 mm, tinggi 550 mm. Proses pemasangan pada rangka direncanakan menggunakan paku keling. Berdasarkan hasil perhitungan perencanaan maka dapat dijelaskan bahwa *hopper* dapat berfungsi sesuai yang direncanakan.

Outlet (saluran keluar) yang direncanakan berfungsi sebagai saluran keluar emping melinjo setelah proses pemipihan selesai. Ukuran *Outlet* hasil perencanaan adalah: panjang 750 mm, lebar 650 mm, dan tebal 0,8 mm menggunakan material aluminium untuk kemudahan proses perawatan (anti korosi). Proses pemasangan pada rangka direncanakan menggunakan sambungan bauta tau mur agar mudah untuk di bongkar atau di pasang.

Berdasarkan hasil perencanaan *hopper* maupun saluran keluar dengan dimensi maupun desain yang dijelaskan di atas, maka dapat disimpulkan bahwa dari aspek teknis komponen *hopper* dan saluran keluar dapat berfungsi sesuai yang direncanakan.

Analisis Hasil Perencanaan Rangka

Hasil perencanaan dimensi rangka adalah panjang rangka 650 mm, tinggi 750 mm, dan lebar 650 mm. Rangka yang direncanakan terbentuk dari konstruksi baja profil *standard L mild steel angles* yang di sambung dengan proses pengelasan tipe sudut. Jenis pengelasan tersebut dipilih karena praktis dan relatif mudah dilakukan, serta mempunyai kekuatan mekanik yang cukup baik untuk menopang sambungan antar komponen pada rangka mesin.

Beban yang di terima rangka mesin pemipih biji melinjo terdiri dari berat komponen-komponen mesin antara lain adalah beban dari motor listrik (17 kg), puli dan *belt* (± 3 kg), poros (± 2 kg), rol pemipih (± 3 kg), roda gigi 2 buah (± 7 kg), *Gear Box* (± 10 kg), bantalan ($\pm 1,5$ kg), *Hopper* ($\pm 1,5$ kg), serta saluran keluar $\pm 2,5$ kg.

Berdasarkan hasil perencanaan dimensi, desain, maupun konstruksi rangka dapat dijelaskan bahwa rangka dapat berfungsi maksimal serta mampu menerima atau menahan beban-beban tersebut di atas.

Analisis Kapasitas Teoritis Mesin

Berdasarkan hasil perencanaan daya motor, puli dan *belt*, poros, roda gigi, *gear*

box, rol pemipih, dan *hopper*, serta putaran motor yang ditransmisikan 500 rpm ke rol pemipih sebesar 300 rpm, daya pemipihan sebesar 0,604 kW, serta gaya pemipihan sebesar 16,3 lb maka dapat dinyatakan bahwa kapasitas teoritis mesin yang direncanakan dapat direalisasikan. Kapasitas teoritis pemipihan biji melinjo adalah kemampuan mesin untuk memipih biji melinjo per satuan waktu yang diketahui melalui perhitungan perencanaan. Kapasitas(Q) pemipihan melinjo adalah :

$$Q = \frac{\text{Keliling Lingkaran (K) rol}}{\text{Panjang Busur Kontak (L)}} \times \text{biji melinjo} \times \text{massa melinjo} \times \text{putaran rol}$$

Sesuai dengan hasil perhitungan sebelumnya yang meliputi perencanaan elemen mesin dan komponen penunjang mesin pemipih biji melinjo, maka dapat disimpulkan bahwa kapasitas (Q) mesin pemipih emping melinjo yang direncanakan adalah ± 650 kg/jam.

KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perencanaan mesin pemipih biji melinjo yang telah diuraikan, maka diperoleh kesimpulan sebagai berikut: 1). prinsip kerja mesin pemipih biji melinjo yang direncanakan adalah biji melinjo yang sudah di goreng atau dipanaskan dimasukkan melalui *hopper*. Selanjutnya, biji melinjo mengalir (karena tekanan tumpukan biji di *hopper*) memasuki ruang rol pemipih yang berputar pada poros dan biji melinjo akan ter pipih secara bertahap dengan ketebalan tertentu. Selanjutnya hasil pemipihan emping melinjo akan keluar melalui *outlet* (saluran keluar); 2). perencanaan mesin pemipih biji melinjo dilakukan dengan menggunakan metode perhitungan teoritis berdasarkan teori perencanaan elemen mesin. Spesifikasi hasil perancangan mesin pemipih melinjo terdiri dari: (a). motor listrik 0,746 kW (1 HP) dengan putaran motor 500 rpm, (b). puli sebanyak 4 unit dengan diameter 80 mm pada motor listrik, diameter 60 mm pada *input* dan *output gear box*, dan diameter 68 mm pada poros rol pemipih, (c). sabuk-V sebanyak 2 unit,

yaitu Tipe A No. 36": L 914 mm pada motor listrik ke *gear box*, dan Tipe A No. 43": L 1.092 mm pada *gear box* ke puli rol pemipih, (d). bantalan gelinding 4 unit Nomor 6204Z ukuran 20x47x14 mm, (e). poros transmisi sebanyak 2 unit; diameter (ϕ) 20 mm dan panjang 670 mm menggunakan material baja carbon S45C, (f). roda gigi lurus sepasang dengan dimensi; ϕ lingkaran Pitch 127. mm, modul 2, jumlah gigi 64 buah, dan jarak bagi lingkaran 6,23 mm, (g). *gear box reducer* 1 unit dengan *gear box ratio* (GBR) 2:1, (h). *hopper* ukuran 450 mm x 120 mm x 550 mm menggunakan material *fiber glass*, (i). *outlet* (saluran keluar) berukuran 750 mm x 650 mm x 30 mm menggunakan material plat aluminium, (j). rangka ukuran 650 mm x 650 mm x 750 menggunakan konstruksi baja profil *standard l mild steel angles* yang disambung dengan proses pengelasan tipe sudut, dan (k). kapasitas pemipihan melinjo hasil perencanaan adalah ± 650 kg/jam; dan 3). gambar teknik mesin pemipih biji melinjo meliputi: desain atau model, dimensi atau ukuran komponen dan elemen mesin, bahan atau material, serta instruksi proses pengerjaan masing-masing komponen atau elemen mesin.

DAFTAR PUSTAKA

- Adolf, J. N., Parhusip, P., & Suraja, K. J. (2019). Pemanfaatan Bakteri Asam Laktat Pada Minuman Fermentasi Kulit Melinjo Merah untuk Anti Asam Urat Pada Tikus Wistar. *FaST-Jurnal Sains dan Teknologi*, 3(1): 59-70.
- Maputi, E. S., & Arora, R. (2019). Multi-Objective Spur Gear Design Using Teaching Learning-Based Optimization and Decision-Making Techniques, *Cogent Engineering*, 6(1), 1-25. DOI: 10.1080/23311916.2019.1665396
- Pramitaningastuti, A. S., & Advistasari, Y. D. (2019). Uji Aktivitas Antidiare Ekstrak Etanol Kulit Buah Mlinjo (Gnetum Gnemon L.) pada Mencit

Jantan Galur Swiss. *Jurnal Farmasi & Sains Indonesia*, 2 (1): 6-10.

- Puarada, S. H., Gurning, R. N. S., & Harahap, W. U. (2020). Pemanfaatan Limbah Kulit Buah Melinjo (*Gnetum gnemon* L) Menjadi Produk Olahan Keripik Kulit Buah Melinjo. *E-DIMAS: Jurnal Pengabdian Kepada Masyarakat*, 11(4), 567-572.
- Siswoyo, T. A., Ardyati, T., & Hosokawa, K. (2017). Fermentation-induced changes in antioxidant activities and oxidative NA damage protection of melinjo (*Gnetum gnemon*) flour. *Journal of Food Biochemistry*, 41(4), 223-232.
- Suci, P. R. (2015). Pengaruh Proses Pengolahan Biji Melinjo (*Gnetum Gnemon* L.) Terhadap Kadar Total Likopen Dan Karoten Dengan Metode Spektrofotometri-VIS. *Jurnal Wiyata*, 2(2), 151-156.
- Suherman, S., & Sutarti, S. (2021). Inovasi Kreatif Olahan Keripik Berbahan Dasar Kulit Melinjo Di Desa Tamiang Serang (Creative Innovation Of Processed Chips From *Gnetum* Skin In Tamiang Village Serang). *Jurnal Berdaya Mandiri*, 1(2), 99-109.
- Wahyuni, S., Rais, M., & Fadilah, R. (2017). Fortifikasi Tepung Kulit Melinjo Sebagai Pewarna Alami Pada Pembuatan Kerupuk Singkong. *Jurnal Pendidikan Teknologi Pertanian*, 3(2), 212-222.
- Widiantie, R., Setiawati, I., & Handayani, H. (2021). Pemanfaatan Melinjo Dan Kulit Melinjo Menjadiproduk Inovatif Dalam Meningkatkan Perekonomian Masyarakat Desa Sumbakeling. *Semnas Hasil Abdimas LP3M UST*, 1(1), 58-62.