

PERANCANGAN DAN ANALISIS MESIN PENCACAH BATANG NILAM MENGGUNAKAN PISAU DOUBLE BLADE UNTUK MENINGKATKAN PRODUKTIVITAS MINYAK NILAM

DESIGN AND ANALYSIS OF PATCHOULI STEM CHOPPER MACHINE USING DOUBLE BLADE KNIFE TO IMPROVE PATCHOULI OIL PRODUCTIVITY

Sir Anderson^{1a*}, Syafira Salsabila^{2a}, Nasirwan^{3a}, Mulyadi^{4a}, Syukri^{5b}

^aPoliteknik Negeri Padang, Jurusan Teknik Mesin, Kampus Limau Manis 25164, Padang, Indonesia

^bPoliteknik Negeri Padang, Mahasiswa D-III Teknik Mesin, Kampus Limau Manis 25164, Padang, Indonesia

e-mail: *siranderson72@yahoo.co.id, syafirasalsabila02@gmail.com, nasirwan@gmail.com, mulyadi@gmail.com, syukri@gmail.com

ABSTRACT

The global demand for patchouli essential oil (*Pogostemon cablin Benth.*) continues to grow, with Indonesia supplying approximately 70% of world demand. One critical pre-distillation process that significantly affects oil yield is the size reduction of patchouli stems. Manual chopping is time-consuming and labor-intensive, leading to production inefficiencies. This study presents the design of a patchouli stem chopper machine intended to improve patchouli oil productivity. The design methodology begins with problem identification, followed by conceptual design using morphological matrix, component calculations, and 3D modelling using SolidWorks 2020. The machine is powered by a ¼ HP AC electric motor at 1400 rpm, reduced through a pulley-belt transmission system to achieve a blade rotational speed of 525 rpm. A double-blade planer knife type was selected due to its superior cutting performance compared to the circular knife type. Calculation results show that the machine achieves a theoretical capacity of 156 kg/h with a blade cutting force of 686.41 N, shaft diameter of 25 mm (minimum 20.93 mm by Rankine theory), V-belt length of 1.7 m, key dimensions of 6×5×20 mm, and a bearing nominal lifetime of 37,044,000 hours. The use of a double-blade planer configuration offers a novelty in bidirectional cutting ability, differentiating this design from previous gasoline-engine-based machines. It should be noted that the capacity of 156 kg/h is a theoretical value derived from design calculations and has not yet been validated through actual field or laboratory testing. Field validation of the prototype's actual performance remains a limitation of this study and is recommended for future work. The machine is expected to reduce labor requirements and increase patchouli oil production efficiency.

Keywords: Design, Chopper Machine, Patchouli Stem, Double Blade, Productivity

I. PENDAHULUAN

Nilam (*Pogostemon cablin Benth.*) merupakan tanaman herba tropis yang menjadi sumber utama minyak nilam (*patchouli oil*), salah satu komoditas ekspor minyak atsiri terpenting Indonesia [5] [2]. Minyak nilam digunakan secara luas sebagai bahan baku industri parfum, kosmetik, dan farmasi karena aroma khasnya yang kuat dan tidak dapat direplikasi secara sintetis [3][4]. Permintaan global terhadap minyak nilam mencapai sekitar 1.500 ton per tahun, dengan Indonesia memasok sekitar 70% dari total kebutuhan dunia [5].

Sentra produksi nilam di Indonesia meliputi Aceh, Sumatera Utara, dan Sumatera Barat, yang secara historis menyumbang lebih dari 80% produksi nasional [6]. Peningkatan permintaan pasar domestik maupun internasional menuntut petani nilam untuk meningkatkan produktivitas.

[7] Namun, salah satu hambatan utama dalam rantai produksi minyak nilam adalah proses pra-penyulingan, khususnya pemotongan batang nilam sebelum dimasukkan ke dalam ketel suling.

Ukuran cacahan bahan baku terbukti berpengaruh signifikan terhadap rendemen minyak atsiri yang dihasilkan dalam proses penyulingan uap (*steam distillation*). Semakin kecil ukuran partikel bahan baku, semakin besar luas permukaan kontak yang memungkinkan minyak keluar lebih efisien [8][9]. Proses pemotongan manual menggunakan tenaga manusia dan parang membutuhkan waktu lama, memerlukan tenaga fisik yang besar, dan menghasilkan ukuran cacahan yang tidak seragam [10]. Kondisi ini berdampak pada inefisiensi proses penyulingan dan tingginya biaya produksi [11].

Penelitian terdahulu oleh Fadly (2015) telah merancang mesin pencacah batang nilam

menggunakan motor bensin sebagai penggerak dengan putaran 350 rpm [12]. Lubis dkk. (2021) mengembangkan mesin pencacah nilam dengan dua tipe pisau (*circular knife* dan *double blade*) dan menemukan bahwa tipe *double blade* memberikan performa terbaik dengan kapasitas aktual 255,74 kg/jam pada putaran pisau 745 rpm [13]. Porawati dkk. (2020) juga menguji kinerja mesin pencacah nilam berpisau planer dengan kapasitas 120 kg/jam menggunakan motor bensin 5,5 HP [14].

Penelitian yang ada umumnya menggunakan motor bensin sebagai sumber penggerak, serta belum secara spesifik mengkombinasikan penggunaan motor listrik dengan konfigurasi pisau planer tipe *double blade* pada ukuran mesin skala kecil yang terjangkau. Penelitian ini bertujuan merancang mesin pencacah batang nilam menggunakan motor listrik AC $\frac{1}{4}$ HP dengan sistem transmisi pulley-sabuk V dan pisau planer tipe *double blade*, guna memperoleh kapasitas cacahan 156 kg/jam. Kelebihan penelitian ini terletak pada penggunaan pisau planer *double blade* yang mampu memotong secara dua arah dalam putaran sehingga meningkatkan efisiensi pemotongan, dikombinasikan dengan motor listrik yang lebih hemat energi dan mudah dioperasikan dibandingkan motor bensin.

Tabel 1. Ringkasan Penelitian Terdahulu tentang Mesin Pencacah Nilam

No Peneliti	Jenis Mesin	Jenis Pisau	Kapasitas	Sumber Tenaga	Kekurangan
1 Fadly (2015)	Mesin pencacah batang nilam	—	— (putaran 350 rpm)	Motor bensin	Tidak disebutkan kapasitas aktual; sumber tenaga tidak hemat energi
2 Lubis dkk. (2021)	Mesin pencacah nilam	Circular knife & double blade	255,74 kg/jam (aktual, putaran 745 rpm)	Motor bensin	Belum menggunakan motor listrik; ukuran mesin relatif besar
3 Porawati dkk. (2020)	Mesin pencacah nilam	Planer knife	120 kg/jam	Motor bensin 5,5 HP	Konsumsi bahan bakar tinggi, kurang praktis untuk skala kecil
4 Penelitian ini	Mesin pencacah batang nilam	Planer double blade	156 kg/jam (teoritis, belum diuji)	Motor listrik AC $\frac{1}{4}$ HP	Belum divalidasi secara eksperimental

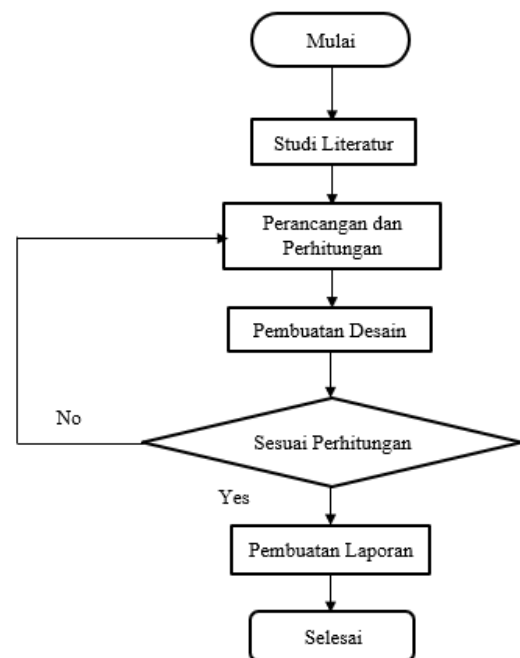
Berdasarkan Tabel 1 terlihat bahwa penelitian-penelitian terdahulu umumnya menggunakan motor bensin sebagai sumber penggerak dan belum ada yang mengombinasikan pisau planer tipe *double blade* dengan motor listrik pada skala mesin kecil. Selain itu, sebagian besar penelitian terdahulu telah melakukan pengujian kapasitas aktual di lapangan, sedangkan penelitian ini masih terbatas pada tahap perhitungan desain dan belum

sampai pada tahap pengujian prototipe. Kesenjangan inilah yang menjadi dasar dan sekaligus batasan penelitian ini.

II. METODE

A. Diagram Alir Penelitian

Metode penelitian menggunakan pendekatan perancangan teknik (*engineering design*) yang diawali dengan identifikasi masalah dan studi literatur, dilanjutkan dengan perancangan konsep menggunakan matriks morfologi, perhitungan komponen mesin, pembuatan desain 3D menggunakan *SolidWorks 2020*, dan validasi desain terhadap hasil perhitungan. Alur penelitian disajikan pada Gambar 1.



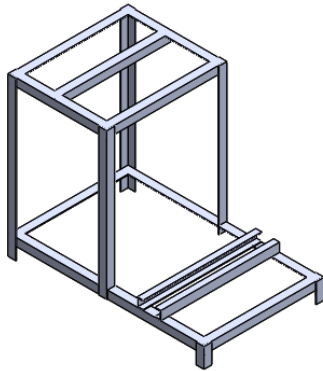
Gambar 1. Diagram Alir

B. Sketsa Bagian-Bagian Mesin Pencacah Batang Nilam

Komponen utama mesin pencacah batang nilam yang dirancang meliputi: rangka, cover pisau, hopper, corong keluar, poros dan piringan, *pulley* dan V-belt, serta bantalan. Spesifikasi masing-masing komponen adalah sebagai berikut.

1. Rangka

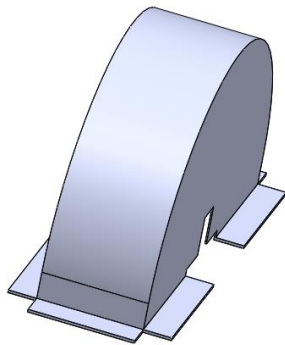
Rangka berfungsi sebagai penopang seluruh komponen mesin. Rangka terbuat dari besi siku ukuran 40×40 mm dengan ketebalan 4 mm. Kerangka bawah berukuran panjang 100 cm dan lebar 60 cm, kerangka atas berukuran lebar 60 cm dan panjang 50 cm, serta tinggi kerangka 80 cm. Desain rangka dapat dilihat pada Gambar 2.



Gambar 2. Desain rangka

2. Cover Pisau

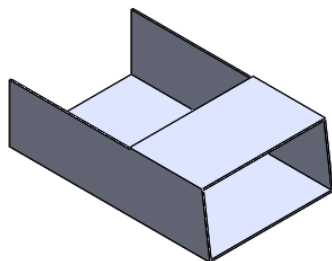
Cover yang dibuat yang di buat berbentuk setengah lingkaran dengan ukuran radius 260 mm. Cover ini dibuat dengan plat besi ketebalan 2 mm. Bentuk cover atas dapat dilihat pada Gambar 3.



Gambar 3. Desain cover pisau

3. Hopper

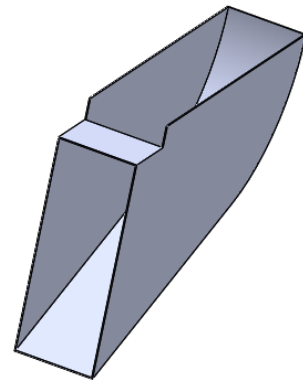
Rancangan *hopper* dibuat dengan ukuran 300 x 150 x 70 mm. *Hopper* terbuat dari plat besi dengan ketebalan 2 mm. Pemilihan plat besi ukuran 2mm agar mudah dalam pembentukan *hopper* dan menghemat biaya. Bentuk *hopper* atas dapat dilihat pada Gambar 4.



Gambar 4. Desain hopper

4. Corong Keluar

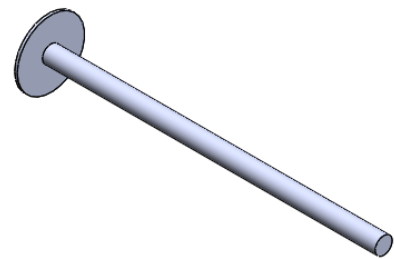
Corong keluar berfungsi untuk tempat keluarnya batang nilam yang sudah selesai dicacah, seperti dapat dilihat pada Gambar 5.



Gambar 5. Desain corong keluar

5. Poros dan Piringan

Poros yang akan digunakan memiliki Panjang 560mm berdiameter 25,4mm. Poros merupakan suatu bagian stasioner yang berputar dan berpenampang bulat dimana terpasang elemen-elemen roda gigi, pulley dan perpindahan daya lainnya. Poros bisa menerima beban-beban lentur, tarikan, tekan, atau puntiran yang bekerja sendiri-sendiri atau berupa gabungan satu dengan yang lain. Bentuk poros dan piringan dapat dilihat pada Gambar 6.



Gambar 6. Desain poros dan piringan

6. Pulley dan V-Belt

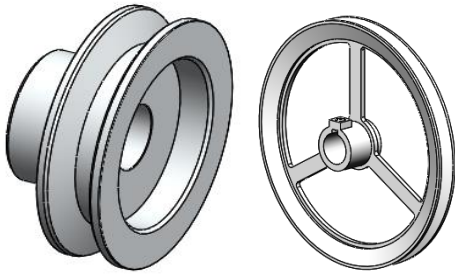
Pulley dan *v-belt* yang digunakan pada mesin pencacah batang nilam berfungsi sebagai transmisi tenaga dari sumber penggerak ke porosudukan pisau. Mesin pencacah batang nilam ini memiliki dua buah *pulley* yaitu *pulley* yang kecil pada motor listrik dan *pulley* ukuran besar untuk penggerak kedudukan pisau dengan kecepatan putaran 525 rpm, seperti pada Gambar 7. Diameter masing-masing *pulley* adalah sebagai berikut:

dk (diameter luar *pulley* kecil) = 3 inch

dp (diameter dalam *pulley* kecil) = 1,5 cm

Dk (diameter luar *pulley* besar) = 8 inch

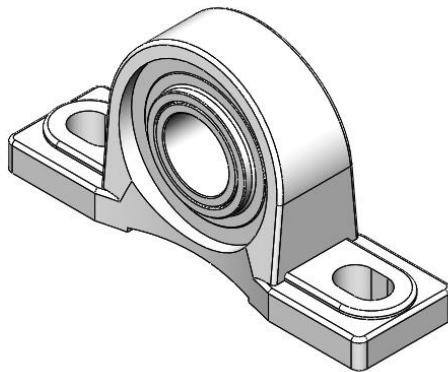
Dp (diameter dalam *pulley* besar) = 25 cm



Gambar 7. Desain Pulley 3 inch dan 8 inch

7. Bearing

Bearing yang di gunakan memiliki diameter 1 inch. Pada bantalan terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol jarum dan rol bulat. *Bearing* gelinding pada umumnya cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur, tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada *Bearing* ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Bentuk *bearing* dapat dilihat pada Gambar 8.



Gambar 8. Desain bearing

Perlu ditegaskan bahwa penelitian ini masih berada pada tahap perancangan dan perhitungan teknis, serta belum sampai pada tahap pembuatan dan pengujian prototipe fisik secara aktual. Validasi eksperimental terhadap kapasitas, gaya potong, dan performa motor merupakan langkah lanjutan yang direncanakan pada penelitian berikutnya.

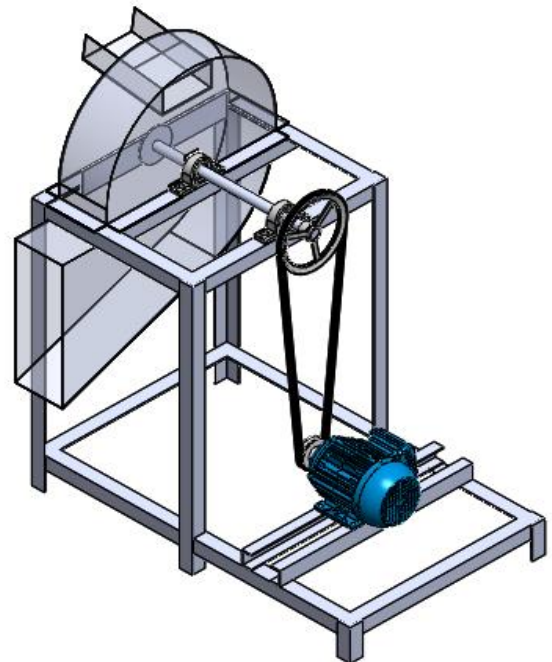
III. HASIL DAN PEMBAHASAN

Dibandingkan dengan penelitian Porawati dkk. (2020) yang menghasilkan kapasitas aktual 120 kg/jam menggunakan motor bensin 5,5 HP, desain mesin pada penelitian ini secara teoritis menghasilkan kapasitas yang lebih tinggi (156 kg/jam) meskipun hanya menggunakan motor listrik ¼ HP. Namun, perbandingan ini perlu dimaknai secara hati-hati karena nilai 156 kg/jam pada penelitian ini masih bersifat teoritis, sedangkan nilai pada Porawati dkk. (2020) merupakan hasil pengujian aktual. Sementara itu,

Lubis dkk. (2021) melaporkan kapasitas aktual 255,74 kg/jam pada putaran pisau 745 rpm menggunakan konfigurasi *double blade* dengan motor bensin; nilai ini jauh lebih tinggi dibandingkan capaian teoritis penelitian ini, yang menggunakan putaran pisau lebih rendah (525 rpm). Perbedaan ini mengindikasikan bahwa putaran pisau berkontribusi signifikan terhadap kapasitas pencacahan, sehingga peningkatan putaran pada penelitian lanjutan berpotensi meningkatkan kapasitas aktual mesin.

A. Desain Mesin Pencacah Batang Nilam

Hasil perancangan mesin pencacah batang nilam menggunakan aplikasi *SolidWorks* 2020 dapat dilihat pada Gambar 9.



Gambar 9. Desain Mesin Pencacah Batang Nilam

Tabel 2. Rekapitulasi Hasil Perhitungan Desain

Parameter Desain	Hasil Perhitungan	Keterangan
Putaran pulley (pisau)	525 rpm	—
Gaya potong pisau	686,41 N	—
Torsi pada piringan	24,42 Nm*	(34,32 Nm dan 24,42 Nm)
Kecepatan sudut piringan	54,95 rad/s	—
Diameter poros (Rankine)	20,93 mm (minimum) → dipakai 25 mm	Faktor keamanan tersedia dari selisih 20,93→25 mm
Panjang keliling sabuk	1,7 m	—
Ukuran pasak	6×5×20 mm	—
Umur nominal bantalan	37.044.000 jam	—

B. Perhitungan Mesin Pencacah Batang Nilam

Diketahui:

Daya Motor : ¼ HP

Putaran motor : 1400 rpm

Diameter *pully* penggerak: 3" = 3 x 25,4 mm = 76,2mm

Diameter *pully* yang digerakkan: 8" = 8 x 25,4 mm = 203,2mm

Gaya potong batang nilam dapat dilihat pada Tabel 3.

Tabel 3. Data Pengujian Beban Potong

No	Percobaan	Diameter Batang (mm)	Beban Potong (Kg)
1.	I	5	5,6
2.	II	6	6,8
3.	III	9	7,3

Berdasarkan tabel, maka diambil beban yang paling besar. Besar volume potong 1 batang dalam satu kali putaran poros:

$$\begin{aligned}
 V &= A \times t \\
 &= \frac{\pi d^2}{4} \times t \\
 &= \frac{\pi 0,009^2}{4} \times 0,04 \text{ m} \\
 &= 2,54 \times 10^{-6} \text{ m}^3
 \end{aligned} \quad (1)$$

ket: V = volume (m³)

d = diameter batang nilam(m)

t = panjang batang nilam (m)

Karena jumlah mata pisau pemotong ada dua maka, besar volume batang yang terpotong dalam satu kali putaran poros adalah:

$$V = 2,54 \times 10^{-6} \text{ m}^3 \times 2 = 5,08 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

C. Perhitungan Kapasitas Mesin Pencacah Batang Nilam

$$\begin{aligned}
 Q &= n \cdot \rho \cdot v \\
 &= 525 \times 0,985 \cdot 10^3 \times 5,08 \times 10^{-6} \\
 &= 2,6 \text{ kg/menit} \times 60 \\
 &= 156 \text{ kg/jam}
 \end{aligned} \quad (2)$$

D. Perhitungan Pully

Perbandingan Putaran *Pully*

$$\begin{aligned}
 \frac{n_1}{d_2} &= \frac{n_2}{d_1} \\
 \frac{1400 \text{ rpm}}{203,2 \text{ mm}} &= \frac{n_2}{76,2 \text{ mm}} \\
 n_2 &= 525 \text{ rpm}
 \end{aligned} \quad (3)$$

Dimana:

n1 = putaran pully penggerak (rpm)

n2 = putaran pully yang digerakkan (rpm)

d1 = diameter pully penggerak (mm)

d2 = diameter pully yang digerakkan (mm)

E. Perhitungan Pisau dan Piringan**1. Pisau**

Gaya Potong yang Dialami Pisau

$$\begin{aligned}
 F &= \tau g \times A \\
 &= 0,11 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2} \times 636,1 \text{ mm}^2 \\
 &= 69,97 \text{ kg} \\
 F &= 69,97 \text{ kg} \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} \\
 &= 686,41 \text{ N}
 \end{aligned} \quad (4)$$

Dimana:

F = Gaya Potong (N)

τg = beban potong terbesar (kg)

$$= \frac{F}{A} = \frac{7,3 \text{ kg}}{\frac{\pi d^2}{4}} = 0,11 \frac{\text{kg}}{\text{mm}^2}$$

A = luas penampang potong (mm²)

$$A = \frac{\pi d^2}{4} \text{ mm}$$

2. Piringan**a) Torsi Pada Piringan**

$$\begin{aligned}
 T &= F \times r \\
 &= 686,41 \text{ N} \times 0,05 \text{ m} = 34,32 \text{ Nm}
 \end{aligned} \quad (5)$$

b) Kecepatan Sudut Piringan

$$\begin{aligned}
 \omega &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \\
 &= \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 525 \text{ rpm}}{60} = 54,95 \text{ rad/s}
 \end{aligned} \quad (6)$$

Dimana:

ω = kecepatan sudut piringan (rps)

n = putaran pada piringan (rpm)

F. Perhitungan Motor**1. Daya Motor yang Dibutuhkan**

$$\begin{aligned}
 P &= T \times \omega \\
 &= 34,32 \text{ Nm} \times 54,95 \text{ rad} \\
 &= 1885,89 \text{ watt} \\
 &= 2,53 \text{ HP}
 \end{aligned} \quad (7)$$

Dimana:

P = daya motor yang dibutuhkan (HP) → 1HP = 745 watt

T = torsi pada piringan (Nm)

ω = kecepatan sudut piringan (rps)

2. Daya rencana motor

$$\begin{aligned}
 P_d &= f_c \times P \\
 &= 1,2 \times 2,53 \text{ HP} \\
 &= 3,04 \text{ HP}
 \end{aligned} \quad (8)$$

Dimana:

- Pd = daya rencana (HP)
 Fc = faktor koreksi daya (daya rata-rata yang diperlukan) = 1,2
 P = daya motor yang dibutuhkan (HP)

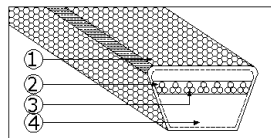
G. Perencanaan Sabuk

1. Ukuran Penampang Sabuk-V (V-belt)

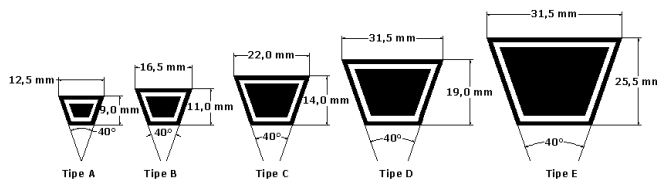
Berdasarkan diagram pemilihan sabuk dengan daya motor 1,8 kw dan putaran 1400rpm, maka dipilihlah sabuk A dengan ukuran seperti pada Tabel 4 dan Gambar 10

Tabel 4 Tabel Penampang Sabuk

No		Penampang (mm)				
		A	B	C	D	E
1.	Lebar (b)	12,5	16,5	22,0	31,5	38,0
2.	Tebal (t)	9,0	9,0	14,0	19,0	25,5



1. Terpal
2. Bagian penarik
3. Karet pembungkus
4. Bantal karet



Gambar 10. Konstruksi dan Bentuk Penampang V-belt

2. Panjang Keliling Sabuk

Panjang keliling sabuk yang menghubungkan sabuk pully dengan pully speed reducer (Li) dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

- a. Diameter pully penggerak (dp) = 76,2 mm
 - b. Diameter pully yang digerakkan (Dp) = 203,2 mm
 - c. Jarak kedua pully (C) = 590,3 mm
- $$L = 2C + \frac{\pi}{2}(DP + dp) + \frac{1}{4}C(DP - dp)^2 \quad (9)$$

$$\begin{aligned}
 &= 2 \cdot 590,3 + \frac{\pi}{2}(203,2 + 76,2) + \\
 &\quad \frac{1}{4} \cdot 590,3(203,2 - 76,2)^2 \\
 &= 1180,6 + \frac{\pi}{2}(279,4) + \\
 &\quad \frac{1}{2361,2}(127)^2 \\
 &= 1180,6 + 424,69 \\
 &\quad + \frac{1}{147,575}(16.129)
 \end{aligned}$$

$$= 1605,29 + 109,29$$

$$= 1714,58 \text{ mm} = 1,7 \text{ m}$$

3. Menentukan Sudut Kontak pada Sabuk (θ)

$$\text{Sudut } \theta = \sin 180^\circ - \frac{57(Dp-dp)}{C} \quad (10)$$

$$= \sin 180^\circ - \frac{57(203,2 - 76,2)}{590,3}$$

$$= 167,74^\circ \times \frac{\pi}{360} = 1,46 \text{ rad}$$

4. Gaya yang Terjadi pada Sabuk

Dengan menggunakan persamaan dibawah ini maka didapat gaya yang terjadi pada sisi tarik adalah:

1. Gaya pada Sisi Tarik (F1)

$$F1 = \frac{P60}{2\pi dn} \quad (11)$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{1885,89 \text{ watt} \times 60}{2 \times 3,14 \times 0,0762 \text{ m} \times 525 \text{ rpm}} \\
 &= \frac{113153,4}{251,23}
 \end{aligned}$$

$$= 450,34 \text{ N}$$

Maka besar torsi adalah:

$$T1 = F1 \cdot d \quad (12)$$

$$\begin{aligned}
 &= 450,34 \text{ N} \times 0,2032 \text{ m} \\
 &= 91,51 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

Dimana:

- F1 = gaya tarik sabuk (N)
 d = diameter pully (mm)
 n = putaran piringan (rpm)
 T1 = torsi pada poros (Nm)

Setelah T1 diketahui maka yang dicari T2

$$\frac{T1}{T2} = e^{\mu\theta \csc\alpha} \quad (13)$$

$$\ln \frac{T1}{T2} = \mu\theta \csc\alpha$$

$$2,3 \log \frac{T1}{T2} = 0,18 \times 1,46 \times \csc 20$$

$$\log \frac{T1}{T2} = \frac{0,18 \times 1,46 \times 2,9}{2,3}$$

$$\log \frac{T1}{T2} = 0,33$$

$$\frac{T1}{T2} = \text{antilog } 0,33$$

$$\frac{T1}{T2} = 2,14$$

$$T2 = \frac{T1}{2,14}$$

$$T2 = \frac{91,51}{2,14}$$

$$T2 = 42,76\text{Nm}$$

Menghitung kecepatan linier sabuk/belt

$$\begin{aligned} v &= \frac{\pi d_1 N_1}{60} \\ &= \frac{\pi \cdot 0,203 \cdot 1400}{60} \\ &= \frac{892,388}{60} = 14,86 \text{ m/s} \end{aligned} \quad (14)$$

Daya yang ditransmisikan sabuk

$$\begin{aligned} P_{\text{belt}} &= (T1 - T2)V \\ &= (91,51 - 42,76) 14,86 \text{ m/s} \\ &= 724,43 \text{ watt} \end{aligned} \quad (15)$$

H. Perhitungan Poros

Untuk menentukan diameter poros dapat menggunakan rumus:

- Teori Guest $\Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{peg}} \cdot 16}{\tau \cdot \pi}} \quad (16)$

- Teori Rankine $\Rightarrow d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{peg}} \cdot 32}{\tau_{\text{maks}} \cdot \pi}} \quad (17)$

1. Menentukan momen puntir

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{2.327,68 \text{ watt}}{54,95 \text{ rad}} = 42,36\text{Nm}$$

2. Gaya-gaya pada poros

$$\begin{aligned} F1 &= (\text{massa piringan} + \text{massa pisau}) \times g \\ &= (0,9\text{Kg} + 0,6\text{Kg}) \times 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 1,5 \text{ Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 14,72\text{N} \\ F2 &= \text{Massa pully} \times g \\ &= 0,5\text{Kg} \times 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 4,90\text{N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum f_y &= 0 \\ RA + RB - F1 - F2 &= 0 \\ RA + RB &= F1 + F2 \\ RA + RB &= 14,72 + 4,90 \\ RA + RB &= 19,62\text{N} \\ \sum MA &= 0 \\ (RA \times 0) + (F1 \times 124,5) + (F2 \times 132,5) \\ &\quad - (RB \times 274) = 0 \\ (14,72 \times 124,5) + (4,90 \times 132,5) \\ &\quad = (RB \times 274) \\ 1832,64 + 649,25 \\ &\quad = (RB \times 274) \\ 2481,89 \\ RB &= \frac{2481,89}{274} \end{aligned}$$

$$RB = 9,06\text{N}$$

$$\begin{aligned} RA &= 19,62 - 9,06 \\ &= 10,56\text{N} \end{aligned}$$

3. Momen bengkok pada poros

$$\text{Jika } x = 0, \text{ maka } M = 0$$

$$\text{Jika } x = 124,5\text{mm}$$

$$\text{Maka } M = RA \times 124,5\text{mm}$$

$$= 10,56\text{N} \times 124,5\text{mm} = 1314,72\text{Nmm}$$

$$\text{Jika } x = 132,5\text{mm}$$

$$\begin{aligned} \text{Maka } M &= (RA \times 132,5\text{mm}) - (F1 \times 8\text{mm}) \\ &= (10,56\text{N} \times 132,5\text{mm}) - \\ &\quad (14,72\text{N} \times 8\text{mm}) \\ &= 1399,2 - 117,76 \\ &= 1281,44\text{Nmm} \end{aligned}$$

$$\text{Jika } x = 274\text{mm}$$

$$\begin{aligned} \text{Maka } M &= (RA \times 274\text{mm}) - (F1 \times 149,5\text{mm}) - (F2 \times 141,5) \\ &= (10,56\text{N} \times 274\text{mm}) - \\ &\quad (14,72\text{N} \times 49,5\text{mm}) - \\ &\quad (4,90\text{N} \times 141,5) \\ &= 2893,44 - 738,64 - 693,35 \\ &= 1461,45\text{Nmm} \end{aligned}$$

Jadi, momen bengkok yang paling besar pada $X = 274\text{mm}$, yaitu sebesar 1461,45mm

4. Teori Guest

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{peq}} \cdot 16}{\tau \cdot \pi}}$$

Dimana:

$$M_{\text{peq}} = \sqrt{(km \cdot mb)^2 + (kt \cdot mp)^2}$$

$$M_{\text{peq}}$$

$$= \sqrt{(2,5 \cdot 1461,45)^2 + (1,5 \cdot 42360)^2}$$

$$M_{\text{peq}} = \sqrt{13.348.975,64 + 4037331600}$$

$$M_{\text{peq}} = \sqrt{4.050.680.575,64}$$

$$M_{\text{peq}} = 63.644,96\text{Nmm}$$

Bahan poros yang direncanakan ST 37, maka:

$$\begin{aligned} ST37 &= 370 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \\ \sigma &= \frac{\sigma_{\text{Maks}}}{V} = \frac{370}{5} = 74 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

$$\tau = 0,5\sigma = 37 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 63.644,96}{37 \cdot \pi}}$$

$$d = \sqrt[3]{8763,324}$$

$$d = 20,62\text{mm}$$

5. Teori Rankine

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{\text{beq}}}{\sigma_{\text{maks}} \cdot \pi}}$$

Dimana:

$$M_{beq} = \frac{1}{2} \left[(k_m \cdot m_b) + \sqrt{(K_m \cdot M_b)^2 + (K_t \cdot M_p)^2} \right]$$

$$M_{beq} = \frac{1}{2} [(2 \cdot 1461,45) + 63.644,96 \text{ Nmm}]$$

$$M_{beq} = 33.283,93 \text{ Nmm}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 33.283,93}{37 \cdot \pi}}$$

$$d = \sqrt[3]{9167,55}$$

$$d = 20,93 \text{ mm}$$

Jadi, diameter yang digunakan minimal adalah 20,93mm. Pada penerapan saya menggunakan poros dengan diameter 25mm.

I. Perencanaan Pasak

Pada perencanaan pasak untuk pully poros pencacah dengan ukuran diameter 25 mm, didapat data sebagai berikut:

- Tinggi pasak = (h1 : 5 mm), (h2 : 5mm) (Tabel 2.6)
- Lebar pasak = (w1 : 6 mm), (w2 : 6mm)

Pada mesin pencacah batang nilam ini, terdapat dua buah pasak. Pasak pertama terletak pada pully mesin, dan pasak kedua terletak pada piringan mesin.

Maka untuk mencari panjang pasak digunakan rumus:

$$l = \frac{F}{\tau_g \cdot b} \quad (18)$$

Dimana:

$$F = \frac{2MP}{d} = \frac{2 \times 42360}{20,93} = 4.047,78 \text{ N}$$

Bahan pasak direncanakan ST 37, maka untuk $\tau_g = 37 \text{ N/mm}^2$

Sehingga:

$$l = \frac{4.047,78 \text{ N}}{37 \cdot 6} = 18,23 \text{ mm}$$

Maka ukuran pasak yang aman dipakai dengan bahan ST 37 adalah $(b \times h \times l) = 6 \times 5 \times 20$

J. Perhitungan Bantalan

Diameter poros yang digunakan untuk bantalan adalah $\varnothing 25 \text{ mm}$. Sehingga didapat kapasitas nominal dinamis spesifiknya yaitu 1100kg, dapat dilihat pada Tabel 5.

Tabel 5. Ukuran Pemilihan Bantalan [15]

Nomor bantalan			Ukuran luar				Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis Co (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r		
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
9310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650

1. Beban Ekvivalen yang bekerja pada bantalan

$$F_r = \frac{102 \cdot P_d}{V_s} \quad (19)$$

$$= \frac{102 \cdot 2,78}{14,87} = 19,07$$

$$P_s = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (20)$$

$$= 0,56 \times 1 \times 19,07 = 10,68$$

2. Faktor kecepatan bantalan

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3} \quad (21)$$

$$= \left[\frac{33,3}{525} \right]^{1/3}$$

$$= 0,398$$

3. Faktor umur bantalan

$$f_h = f_n \frac{c}{p} \quad (22)$$

$$= 0,398 \frac{1100}{10,68} = 42$$

4. Umur Nominal Bantalan

$$L_h = 500(fh^3) \quad (23)$$

$$= 500(42)^3$$

$$= 37.044.000 \text{ jam}$$

IV. KESIMPULAN

Berdasarkan hasil perancangan dan perhitungan yang telah dilakukan, mesin pencacah batang nilam dengan pisau planer tipe *double blade* dan motor listrik AC ¼ HP menghasilkan kapasitas teoritis sebesar ± 156 kg/jam, dengan gaya potong pisau 686,41 N, putaran *pulley* 525 rpm, diameter poros minimum 20,93 mm (dipakai 25 mm), panjang keliling sabuk 1,7 m, ukuran pasak 6×5×20 mm, dan umur nominal bantalan 37.044.000 jam. Meskipun demikian, hasil perhitungan daya menunjukkan kebutuhan daya motor sebesar 2,53 HP, sedangkan motor yang digunakan pada desain akhir hanya berkapasitas ¼ HP, ketidaksesuaian ini masih memerlukan kajian dan verifikasi lebih lanjut. Penelitian ini juga masih memiliki keterbatasan, yaitu seluruh hasil yang disajikan merupakan hasil perhitungan desain dan belum divalidasi melalui pembuatan serta pengujian *prototipe* secara aktual di lapangan, sehingga aspek efisiensi energi, biaya operasional, dan kapasitas aktual mesin belum dapat dipastikan. Oleh karena itu, penelitian lanjutan direncanakan untuk membuat *prototipe* fisik mesin dan melakukan pengujian eksperimental guna memvalidasi kapasitas, gaya potong, kebutuhan daya motor, serta umur komponen yang telah dihitung secara teoritis pada penelitian ini.

UCAPAN TERIMA KASIH

Penulis mengucapkan terima kasih kepada Jurusan Teknik Mesin Politeknik Negeri Padang atas dukungan yang diberikan selama pelaksanaan penelitian ini.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] E. Ernawati, R. Masbar, M. S. A. Majid, and A. Jamal, "Production and marketing efficiency of patchouli oil industry in Indonesia," *Regional Science Inquiry*, vol. 13, no. 2, pp. 135–148, 2021.
- [2] A. Kumar, N. Sharma, C. S. Chanotiya, and R. K. Lal, "The pharmacological potential and the agricultural significance of the aromatic crop Patchouli (*Pogostemon cablin* Benth.): A review," *Ecological Frontiers*, vol. 44, no. 6, pp. 1109–1118, 2024.
- [3] T. A. van Beek and D. Joulain, "The essential oil of patchouli, *Pogostemon cablin*: A review," *Flavour Fragr. J.*, vol. 33, no. 1, pp. 6–51, 2018.
- [4] A. Aswandi, C. R. Kholibrina, and H. Kuspradini, "Essential oils for cosmetics application," in *Biomass-based cosmetics: research trends and future outlook*, Springer, 2024, pp. 151–173.
- [5] F. F. Aienun, "Minyak Atsiri Sebagai Komoditas Ekspor Hindia-Belanda Tahun 1930-1940," 2024.
- [6] I. F. Siregar and H. S. Hasibuan, "Patchouli Agroindustry Technology In Guo Batu Village, Mandailing Natal Regency, North Sumatera Province," *Jurnal Riset Perkebunan*, vol. 3, no. 2, pp. 56–65, 2022.
- [7] A. Ahmad and S. Kasmia, "Kondisi Ekonomi Masyarakat Petani Nilam," *Jurnal Penelitian Pendidikan Geografi*, vol. 11, no. 1, pp. 52–66, 2026.
- [8] H. Porawati, D. Darmuji, and A. I. Rifa'i, "Uji Kinerja Mesin Pencacah Tumbuhan Nilam dengan Kapasitas 120 Kg/Jam," *METANA*, vol. 16, no. 2, pp. 68–74, 2020.
- [9] S. N. Faizah and B. Hariono, "Pengaruh Waktu Penyulingan Terhadap Rendemen Minyak Atsiri Kulit Jeruk: The Effect Of Leaf Condition And Distillation Time On The Yield Of Orange Peel Essential Oil," in *NaCIA (National Conference on Innovative Agriculture)*, 2025, pp. 161–168.
- [10] L. Poli, T. Saroinsong, and A. N. Mekel, "Pembuatan Mesin Pencacah Nilam Menggunakan Penggerak Motor Bensin," *Jurnal Mesin Wawasan Nusantara*, vol. 1, no. 1, pp. 88–94, 2025.
- [11] N. Endriatno, "Analisis Kekuatan Rangka Mesin Pencacah Nilam dengan Menggunakan Metode Elemen Hingga," *PISTON: Jurnal Teknologi*, vol. 9, no. 2, pp. 56–64, 2024.

- [12] N. Fadly, “Rancang Bangun Mesin Pencacah Batang Nilam,” Politeknik Negeri Padang, Padang, 2015.
- [13] A. Lubis, T. Mandang, W. Hermawan, and S. Mardjan, “Desain dan Evaluasi Kinerja Mesin Pencacah Nilam,” *Jurnal Pengkajian dan Pengembangan Teknologi Pertanian*, vol. 24, no. 1, pp. 13–25, 2021.
- [14] H. Porawati, D. Darmuji, and A. I. Rifa’i, “Uji Kinerja Mesin Pencacah Tumbuhan Nilam dengan Kapasitas 120 Kg/Jam,” *METANA*, vol. 16, no. 2, pp. 68–74, 2020.
- [15] I. Sularso, “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Cetakan Kesembilan,” *Pradnya Paramita*, 1997.