

PERANCANGAN ALAT PEMECAH KULIT KEMIRI TIPE DOUBLE ROLL DENGAN BAHAN ST37 KAPASITAS 82 KG/JAM

DESIGN OF A DOUBLE ROLL CANDLENUT SHELLER MADE OF ST37 WITH A CAPACITY OF 82 KG/HOUR

Sir Anderson^{1a*}, Zulhendri^{2a}, Nasirwan^{3a}, Ramadan Safitri^{4a}, Pandu Abdi Salam^{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, zulhendri@gmail.com, nasirwan@gmail.com, ramadanisafitri@pnp.ac.id, panduabdisalam@gmail.com

ABSTRACT

Candlenut (Aleurites moluccana L. Wild) is an economically valuable plantation commodity in Indonesia; however, post-harvest handling is largely conducted using conventional shelling methods, which are inefficient and often cause seed damage, reducing quality and market value. Previous studies have investigated operational parameters of double roll shellers, such as rotational speed, roll spacing, and hopper width, yet most focused on one or two parameters in isolation, without comprehensively assessing the relationship between production capacity, shelling effectiveness, and kernel quality, nor comparing machine performance with traditional methods used by farmers. This research addresses that gap by designing and evaluating a double roll candlenut sheller made of ST37 steel with a target capacity of 82 kg/hour, considering production capacity, shelling efficiency, and kernel quality simultaneously. The design process included literature review, physical and mechanical characterization of candlenuts, structural and transmission system design, and calculations for power requirements and component safety. Results indicated that the maximum force required to shell two candlenuts simultaneously is 3,418.46 N, with a total machine power of 4,012.80 W (≈ 5.38 hp); applying a service factor of 1.2, a 6.5 hp gasoline engine was selected. Shafts, pulleys, V-belts, and gears were designed to ensure torque, shear stress, and deflection remain within safe limits. The machine operates at a roll speed of 150 rpm, achieves the targeted production capacity, and reduces kernel damage, thereby increasing the value of candlenuts for farmers. This integrated design approach provides a practical and efficient alternative to conventional shelling methods.

Keywords: Candlenut, Shelling Machine, Double Roll, Machine Design, ST37

I. PENDAHULUAN

Kemiri (*Aleurites moluccana* (L.) Wild.) merupakan tanaman perkebunan bernilai ekonomis yang dimanfaatkan secara luas di Indonesia. Tanaman ini umumnya dimanfaatkan masyarakat sebagai bumbu dapur, bahan pengobatan tradisional untuk berbagai penyakit seperti gangguan pencernaan, disentri, antibakteri, dan sariawan, serta digunakan sebagai bahan dalam produk kosmetik [1,2]. Data tahun 2008 menunjukkan bahwa total luas perkebunan kemiri di Indonesia mencapai 205.532 hektare. Persebaran pengembangannya meliputi berbagai wilayah di Indonesia, mulai dari Sumatera Utara, Sumatera Barat, dan Sumatera Selatan, hingga daerah lain seperti Kalimantan Barat, Kalimantan Timur, Sulawesi Selatan, Maluku, serta Nusa Tenggara Timur [3-4].

Berdasarkan data Dinas Perkebunan Provinsi Sumatera Barat (2018), distribusi produksi kemiri

di Sumatera Barat menunjukkan ketimpangan, karena hanya 9 dari total 19 kabupaten/kota yang berperan sebagai daerah penghasil, yaitu Kabupaten Kepulauan Mentawai, Kabupaten Pesisir Selatan, Kabupaten Solok, Kota Solok, Kabupaten Tanah Datar, Kabupaten Agam, Kabupaten Lima Puluh Kota, Kabupaten Pasaman, dan Kota Sawahlunto [5]. Dari wilayah tersebut, Kabupaten Solok dan Kabupaten Tanah Datar tercatat sebagai kontributor utama dengan persentase produksi mencapai sekitar 92% dari total pasokan kemiri di Sumatera Barat. Pada tahun 2014-2017 Sumatera Barat mengalami penurunan dalam produksi biji kemiri, tahun 2014 jumlah produksi kemiri di Sumatera Barat mencapai 9.200,45 Ton, tahun 2015 9.041,40 Ton, tahun 2016 6.948,44 Ton dan tahun 2017 menurun di angka 5.126,55 Ton [6]. Penanganan pascapanen kemiri pada umumnya masih dilakukan secara konvensional dengan

menggunakan alat pemecah sederhana yang memiliki tingkat efisiensi dan efektivitas relatif rendah [7]. Penerapan metode tradisional tersebut menimbulkan sejumlah kendala, antara lain kapasitas produksi yang terbatas serta tingginya tingkat kerusakan biji kemiri setelah proses pemecahan, sehingga berdampak pada penurunan kualitas dan nilai jual produk [8]. Misalnya, petani di Solok masih menjual kemiri utuh dengan harga rendah (sekitar Rp5.000–6.000/kg), sementara kemiri tanpa kulit dapat mencapai hingga Rp45.000/kg. Kondisi ini mendorong perlunya pengembangan alat pemecah kulit kemiri yang lebih efisien dan efektif.

Seiring dengan perkembangan teknologi, sejumlah penelitian telah dilakukan untuk meningkatkan kinerja alat pemecah kulit kemiri. Rizu et al. mengkaji pengaruh jumlah bahan dan lebar bukaan lubang *hopper* terhadap kapasitas kerja dan hasil pemecahan cangkang kemiri pada mesin tipe *double roll*, dan menunjukkan bahwa variasi parameter *hopper* memengaruhi kinerja pemecahan [9]. Penelitian lain oleh Fiqih Abdarrasyid, Tri Tunggal, dan Endo Argo Kuncoro meneliti pengaruh kecepatan putar serta jarak antar *roll* terhadap persentase pecah biji kemiri pada mesin tipe *double roll*, memperlihatkan bahwa variasi kecepatan putar dan jarak *roll* memberikan pengaruh nyata terhadap hasil pemecahan biji [10]. Selanjutnya, studi oleh Sakariah et al. mengevaluasi optimalisasi mesin pemecah kulit kemiri dengan pendekatan praktis terhadap parameter operasional [11], sementara Abbas et al. merancang bangun mesin pemecah cangkang kemiri untuk memperbaiki kinerja desain secara umum [12]. Hasil- hasil penelitian tersebut menjadi landasan penting dalam pengembangan desain alat dan pemilihan parameter operasi yang dapat meningkatkan kinerja mesin pemecah kulit kemiri.

Meskipun demikian, penelitian sebelumnya masih memiliki keterbatasan, terutama dalam mengevaluasi kinerja mesin secara komprehensif. Sebagian besar studi cenderung menekankan satu atau dua parameter operasi, seperti kecepatan putar, jarak *roll*, atau lebar *hopper*, sehingga belum menilai hubungan antara kapasitas produksi, efektivitas pemecahan, dan tingkat kerusakan biji secara terpadu. Selain itu, penelitian terdahulu jarang membandingkan kinerja alat dengan praktik pemecahan konvensional yang digunakan oleh petani, sehingga aplikabilitasnya terhadap kebutuhan nyata di lapangan masih terbatas. Kekurangan ini menjadi hambatan dalam memberikan

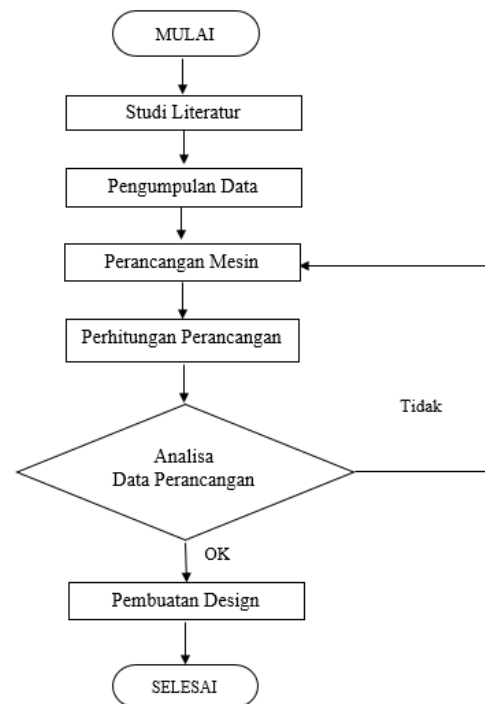
rekomendasi yang dapat meningkatkan produktivitas dan nilai jual kemiri bagi petani.

Berdasarkan kondisi tersebut, penelitian ini berfokus pada perancangan dan evaluasi alat pemecah kulit kemiri tipe *double roll* menggunakan bahan ST37 dengan kapasitas 82 kg/jam, dengan pendekatan yang menilai beberapa aspek performa secara terpadu, yaitu kapasitas produksi, efektivitas pemecahan, dan kualitas biji hasil pemecahan.

II. METODE

A. Diagram Alir Penelitian

Alur penelitian perancangan mesin penggiling kemiri disajikan pada Gambar 1. Penelitian ini bertujuan menghasilkan alat yang mampu meningkatkan efisiensi proses penggilingan kemiri menjadi bahan baku tahu, sehingga waktu dan tenaga kerja yang diperlukan dapat diminimalkan.



Gambar 1 Diagram Alir

Tahap awal penelitian dimulai dengan studi literatur secara mendalam untuk memperoleh landasan teoritis dan konseptual yang kokoh. Kajian ini meliputi telaah buku teks, artikel jurnal terakreditasi, prosiding ilmiah, serta referensi akademik terpercaya melalui basis data daring. Hasil studi literatur menjadi dasar dalam merumuskan konsep perancangan dan menentukan spesifikasi teknis mesin.

Selanjutnya, dilakukan pengumpulan dan analisis data yang relevan untuk mendukung perancangan. Data ini mencakup parameter teknis

kemiri, kapasitas produksi, serta spesifikasi material dan komponen mekanik yang akan digunakan. Berdasarkan data tersebut, rancangan awal mesin dibuat menggunakan perangkat lunak CAD seperti SolidWorks, CATIA, atau AutoCAD.

Tahapan berikutnya adalah evaluasi kesesuaian desain dengan perhitungan teknis. Apabila desain belum memenuhi kriteria yang ditetapkan, dilakukan revisi perhitungan dan perbaikan desain hingga spesifikasi teknis terpenuhi. Desain yang telah sesuai kemudian dilanjutkan ke tahap produksi dan penyusunan laporan penelitian.

B. Peralatan dan Bahan

1) Peralatan

Mesin penggiling kemiri ini dirancang dan dibuat dengan menggunakan peralatan peralatan utama, antara lain mesin konvensional, alat-alat perkakas dan alat ukur.

Adapun mesin yang digunakan dalam pengerjaannya adalah:

- Mesin Bubut
- Mesin Las SMAW
- Mesin Las Argon
- Mesin Bor
- Mesin Gerinda Tangan
- Mesin Gerinda Potong
- perangkat lunak CAD (AutoCAD)

2) Bahan

Material yang digunakan dalam proses pembuatan mesin ini terdiri atas komponen utama serta bahan pendukung sebagai berikut :

- Baja siku profil L dengan dimensi 30 mm × 30 mm × 3 mm
- Baja hollow dengan dimensi 50 mm × 50 mm × 4 mm
- Poros S 55C dengan Ø 25 mm x 450 mm
- Poros S 55C dengan 25 mm x 200 mm
- Besi nako (batang *feeder*) ST 37 200 mm x 10 mm x 10mm
- Besi Pipa Ø 140mm x 200mm x 10mm
- Pillow Block Bearing*
- Rubber V-belt* tipe B
- Puli berdiameter 80 mm, 90 mm, 100 mm, dan 120 mm
- Baut, Mur dan Ring M10 dan M12
- Pelat berukuran 1.200 mm × 2.400 mm × 6 mm
- Roda Gigi S 45C-D Ø 140 mm x 18 mm
- Reducer 1:20
- Motor Bakar Bensin 6.5 HP
- Cat

III. HASIL DAN PEMBAHASAN

A. Analisis Sifat Fisik dan Mekanik Kemiri

Pengujian karakteristik kemiri pada penelitian ini dilakukan melalui dua metode, yaitu analisis sifat fisik dan pengujian sifat mekanik. Parameter fisik yang diukur mencakup dimensi biji (panjang, lebar, dan ketebalan), massa, serta tingkat kebulatan. Data hasil pengukuran kemudian diolah untuk memperoleh nilai rata-rata dimensi kemiri pagar alam. Nilai rata-rata tersebut dijadikan sebagai dasar dalam penyusunan desain alat, terutama untuk menentukan konfigurasi dan jarak kerja antarrol pemecah agar sesuai dengan ukuran bahan yang diproses.

Selain karakteristik fisik, dilakukan pula pengujian terhadap sifat mekanik cangkang kemiri dengan menentukan besarnya gaya maksimum yang mampu ditahan hingga terjadi keretakan atau pecah. Titik terjadinya kerusakan tersebut dikenal sebagai titik patah (*rupture point*). Informasi mengenai batas kekuatan ini menjadi acuan dalam menghitung kebutuhan daya dan menentukan spesifikasi teknis mesin, sehingga alat yang dirancang mampu bekerja secara efektif tanpa melebihi kapasitas material yang diproses [8].

1. Analisis Sifat Fisik Kemiri

Berdasarkan hasil pengukuran, dimensi kemiri menunjukkan variasi ukuran yang cukup beragam. Dimensi maksimum yang diperoleh meliputi panjang sebesar 3,965 cm, ketebalan 3,480 cm, dan lebar 3,940 cm. Sementara itu, ukuran terkecil yang diperoleh masing-masing adalah 2,65 cm untuk panjang, 1,53 cm untuk tebal, dan 2,180 cm untuk lebar. Dari sisi massa, pada kadar air basis kering (b.k.) 10,37%, bobot rata-rata kemiri sebesar 9,385 g. Secara keseluruhan, berat biji berkisar antara 4,65 g sebagai nilai terendah hingga 11,25 g sebagai nilai tertinggi, yang menunjukkan adanya keragaman karakteristik bahan pada sampel yang diamati, seperti gambar 2



(a)



(b)



(c)

Gambar 2 Pengukuran penampang (a) panjang (b) lebar, (c) tebal

2. Analisis Sifat Mekanik Kemiri

Tekanan maksimum yang terbaca pada *pressure gauge* selama pengujian menunjukkan besarnya tekanan maksimum yang diterima fluida pada sistem dongkrak. Nilai tekanan tersebut kemudian dikonversi untuk memperoleh besaran tekanan maksimum yang mampu ditahan oleh kemiri hingga mencapai kondisi retak atau pecah (*rupture point*). Dengan demikian, nilai yang diperoleh dapat diinterpretasikan sebagai kekuatan tekan maksimum cangkang kemiri.

Berikut adalah percobaan pengukuran kuat tekan kemiri hingga mencapai titik pecah (*rupture point*) menggunakan *pressure gauge* [10].

Persamaan gaya tekan yang dialami kemiri

$$F = P \cdot (\pi \cdot r^2) \quad (1)$$

Keterangan :

P = Tekanan yang terbaca pada *pressure gauge* (kgf/cm²)

F = Gaya tekan (kgf)

R = Jari-jari penampang silinder hidrolik dongkrak (cm)

Dari data hasil pengujian yang telah diolah dan dinyatakan dalam satuan gaya (N) pada Tabel 1, terlihat adanya variasi nilai kekuatan tekan pada sepuluh sampel kemiri yang dianalisis. Sampel dengan nilai tertinggi mampu menahan gaya

sebesar 1.709,23 N (setara 174,41 kgf), sedangkan nilai terendah tercatat sebesar 1.180,21 N (120,43 kgf). Rentang ini menunjukkan perbedaan ketahanan cangkang terhadap beban tekan pada masing-masing sampel.

Dibandingkan dengan studi Sinaga, dkk (2016) yang menggunakan Universal Testing Machine (UTM), hasil yang diperoleh masih berada pada kisaran yang sebanding. Dalam penelitian tersebut dilaporkan bahwa nilai maksimum kekuatan tekan kemiri, khususnya ketika beban diberikan pada sisi penampang tebal, mencapai 1.950 N. Perbedaan yang muncul dapat disebabkan oleh variasi karakteristik bahan uji, kondisi kadar air, maupun perbedaan prosedur pembebanan yang diterapkan.

Perbedaan nilai kekuatan tekan maksimum yang terlihat pada tabel sebelumnya diduga dipengaruhi oleh variasi kadar air pada masing-masing sampel. Sinaga et al. (2016) melaporkan bahwa kadar air kemiri berada pada kisaran 4–5% (basis kering), dan kondisi ini berkontribusi terhadap besarnya gaya yang dibutuhkan untuk memecahkan cangkang. Peningkatan kadar air cenderung diikuti oleh bertambahnya gaya tekan yang dibutuhkan untuk mencapai titik patah (*rupture point*), karena kadar air berkorelasi positif dengan modulus elastisitas bahan.

Pada kemiri dengan kadar air 10,38% (b.k.), gaya tekan yang diperlukan untuk menghancurkan biji pada bagian penampang tebal adalah 2.746 N. Hasil ini menunjukkan bahwa kadar air merupakan faktor signifikan yang memengaruhi karakteristik mekanik kemiri selama proses pemecahan [8].

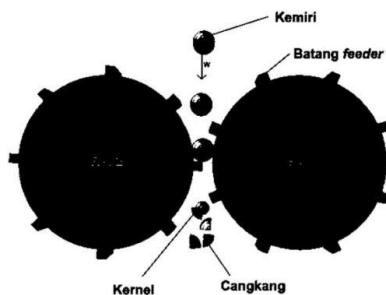
Tabel 1 Gaya Tekan Kemiri Sampai Rupture Poin

Sampel Kemiri	Tekanan Fluida pada Dongkrak (kg/cm ²)	Gaya Tekan (Kg)	Gaya Tekan (N)
1	42	174,41	1.709,23
2	38	157,80	1.546,44
3	30	124,58	1.220,88
4	33	137,04	1.342,34
5	40	166,11	1.627,88
6	40	166,11	1.627,88
7	34	141,19	1.383,66
8	32	132,88	1.302,22
9	29	120,43	1.180,21
10	41	170,26	1.668,55
Maksimum		174,41	1.709,23
Minimum		120,43	1.180,21
Rata-rata		149,08	1.460,93

B. Analisis Rancangan Struktural dan Fungsional

1. Kebutuhan Daya

Dalam perhitungan kebutuhan daya mesin, komponen daya untuk proses pemasukan kemiri (Pp) tidak diperhitungkan secara terpisah. Hal ini didasarkan pada dua pertimbangan teknis. Pertama, sistem pemasukan bahan bekerja secara gravitasi karena posisi hopper ditempatkan tepat di atas rol pemecah, sehingga kemiri masuk ke celah rol melalui gerak jatuh bebas secara vertikal tanpa memerlukan mekanisme penggerak tambahan. Kedua, proses penarikan bahan oleh rol berlangsung bersamaan dengan proses pemecahan, sehingga energi yang digunakan untuk menarik, menjepit, dan memecahkan kemiri merupakan satu kesatuan dalam mekanisme kerja rol. Dengan demikian, kebutuhan daya untuk pemasukan bahan telah terakomodasi dalam perhitungan daya pemecahan. Skema mekanisme kerja tersebut disajikan pada Gambar 3



Gambar 3 Mekanisme *double roll* untuk proses memuat kemiri secara vertikal

Dalam perancangan sistem, setiap elemen yang mengalami putaran diperhitungkan secara mandiri untuk menentukan daya yang dibutuhkan guna mengatasi momen inersia, memastikan perhitungan daya keseluruhan bersifat akurat dan dapat diandalkan. Komponen tersebut meliputi rol (terdiri atas pipa besi, jari-jari, dan bilah), poros, puli penghubung antarrol, puli pada sisi keluaran (*output*) gearbox, serta puli pada sisi masukan (*input*) gearbox. Pemisahan perhitungan ini diperlukan karena masing-masing elemen memiliki diameter dan kecepatan putar yang berbeda, sehingga nilai momen inersia dan energi yang dibutuhkan untuk mempercepat putaran tidak sama. Dengan menghitung kontribusi setiap komponen secara individual, diperoleh estimasi kebutuhan daya yang lebih akurat dan representatif terhadap kondisi kerja mesin [11].

Perhitungan Kebutuhan Daya dan Gaya Maksimun memecah kulit kemiri

$$P = W \times f \quad (2)$$

atau secara lebih spesifik berdasarkan karakteristik rotasi:

$$P = W \times \frac{\pi D N}{60} \quad (3)$$

Keterangan :

P = Daya untuk mengatasi kelembaman b (inersia) (W)

v = Kecepatan linear (m/s)

W = Gaya berat elemen yang berotasi (N)

D = Diameter elemen yang berputar (m)

N = Kecepatan putar elemen (rpm)

Tabel 2 Daya Mengatasi Kelembaman Benda

No	Elemen	W (N)	D (m)	N (rpm)	Jumlah	P (W)
1	Rol	73,5	0,14	150	1	160
2	Poros	15,8	0,025	150	2,5	7,65
3	Puli antara rol	9,8	0,10	150	2	15,38
4	Puli rol	8,82	0,09	150	1	6,23
5	Puli output gearbox	11,76	0,12	112,5	1	8,31
6	Puli input gearbox	3,92	0,08	2250	1	36,8
7	Roda gigi	9,8	0,14	150	2	21,54
Pf (W)						255,91

Berdasarkan data pada tabel 2, total daya yang diperlukan untuk mengatasi momen inersia seluruh komponen yang berputar sebesar 255,91 W. Mesin pemecah kulit kemiri tipe *double roll* dirancang untuk memproses dua butir kemiri secara simultan dalam satu siklus pemecahan. Mengacu pada hasil pengujian sebelumnya, gaya maksimum yang dibutuhkan untuk memecahkan satu butir kemiri adalah 1.709,23 N. Dengan konfigurasi tersebut, maka gaya total yang harus disediakan sistem untuk memecahkan dua butir kemiri secara bersamaan adalah sebesar 3.418,46 N.

Gaya untuk memecah kulit kemiri adalah :

$$P_c = TFC \times v \quad (4)$$

Keterangan :

P_c = Daya untuk memecah (W)

TFC = Gaya pemecahan kulit kemiri (N)

v = Kecepatan linear rol (m/s)

Diketahui :

$$\begin{aligned} TFC &= 1.709,23 \text{ N} \times 2 \text{ biji kemiri} \\ &= 3.418,46 \text{ N} \end{aligned}$$

Perhitungan kecepatan linear rol :

$$v = \omega \times r \quad (5)$$

Keterangan :

v = Kecepatan linear rol (m/s)

r = jari-jari roll (m)

ω = Kecepatan putar (rpm)

Diketahui :

$\omega = 150$ rpm ubah 150 rpm ke m/s

$r = 0,07$ m

$$\omega = \frac{150 \cdot 2\pi}{60} = 5\pi \text{ m/s}$$

$$\begin{aligned} v &= \omega \times r \\ &= 5\pi \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 0,07 \\ &= 3,5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \times 3,14 \\ &= 1,099 \text{ m/s} \approx 1,1 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Jadi, untuk daya memecah kulit kemiri

$$\begin{aligned} P_c &= 3.416,46 \text{ N} \times 1,1 \text{ m/s} \\ &= 3.756,89 \text{ W} \end{aligned}$$

Dengan kecepatan linear rol sebesar 1,1 m/s, daya yang diperlukan untuk proses pemecahan kulit kemiri diperoleh sebesar 3.756,89 W. Selanjutnya, daya total yang dibutuhkan untuk mengoperasikan mesin dihitung dengan mengakumulasi daya untuk mengatasi momen inersia komponen berputar dan daya untuk proses pemecahan kemiri. Secara matematis, daya total sistem dapat direpresentasikan melalui persamaan berikut

$$P_T = P_f \times P_c \quad (6)$$

Keterangan :

P_f = Daya untuk mengatasi kelembaman (inersia) rol (W)

P_c = Daya untuk memecah (W)

P_T = Daya total (W)

Diketahui :

$$\begin{aligned} P_T &= 255,91 \text{ W} + 3.756,89 \text{ W} \\ &= 4.012,80 \text{ W} \\ &= 5,38 \text{ hp} \end{aligned}$$

Hasil analisis menunjukkan bahwa kebutuhan daya teoritis mesin mencapai 4.012,80 W atau setara dengan 5,38 hp. Nilai tersebut diperoleh berdasarkan asumsi kondisi beban maksimum pada saat proses pemecahan berlangsung. Dalam pemilihan motor penggerak, aspek efisiensi dan fluktuasi beban kerja perlu diperhitungkan melalui penerapan faktor kerja (*service factor*). Literatur menyebutkan bahwa faktor kerja untuk motor bakar umumnya berada pada kisaran 1,2–1,5 (Stolk dan Kros, 1993 dalam Suwandi, 2007). Pada penelitian ini digunakan faktor kerja sebesar

1,2, dengan pertimbangan bahwa perhitungan daya sebelumnya telah mengacu pada nilai gaya tekan maksimum kemiri, yaitu 1.709,23 N.

Selain itu, hasil pengujian memperlihatkan bahwa mayoritas sampel memiliki nilai kekuatan tekan di bawah angka maksimum tersebut. Kondisi ini menunjukkan bahwa kebutuhan daya aktual selama operasi berpotensi lebih rendah dari nilai teoritis yang dihitung. Oleh karena itu, penggunaan faktor kerja 1,2 dinilai cukup representatif untuk mengakomodasi variasi beban sekaligus menjaga efisiensi dalam penentuan spesifikasi motor penggerak. Dengan mempertimbangkan faktor kerja yang telah ditetapkan, daya nominal keluaran motor bakar dapat dihitung menggunakan persamaan berikut: Dengan memperhitungkan faktor kerja (F_k) yang telah ditentukan, daya nominal motor bakar dapat diperoleh menggunakan persamaan berikut:

$$P = P_T \times F_k \quad (7)$$

Keterangan :

P = Daya nominal output motor bakar (hp)

P_T = Faktor kerja

F_T = Daya total (hp)

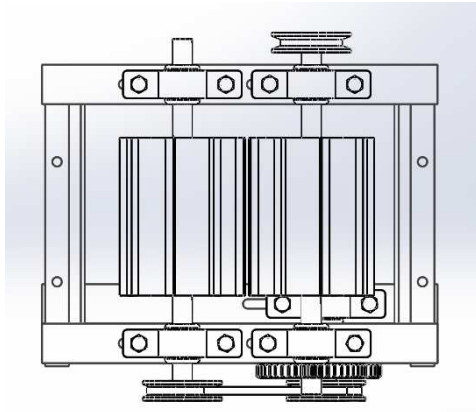
Diketahui :

$$\begin{aligned} P_T &= 4.012,80 \text{ W} \\ F_k &= 1,2 \text{ (Motor bakar)} \\ P &= 4.012,8 \text{ W} \times 1,2 \\ &= 4.815,36 \text{ W} \\ &= 6,46 \approx 6,5 \text{ hp} \end{aligned}$$

Berdasarkan hasil perhitungan dengan menerapkan faktor kerja sebesar 1,2, diperoleh kebutuhan daya nominal motor penggerak sebesar 6,46 hp. Namun demikian, mempertimbangkan ketersediaan produk di pasaran yang umumnya dalam kapasitas standar, maka dipilih motor bensin empat langkah dengan daya keluaran 6,5 hp. Pemilihan ini dinilai telah memenuhi kebutuhan daya rencana sekaligus memberikan margin operasional yang memadai bagi kinerja mesin.

2. Poros

Pada mesin pemecah kulit kemiri tipe *double roll* ini digunakan tiga buah poros. Dua poros dipasang pada masing-masing rol dengan panjang 45 cm per poros, sedangkan satu poros lainnya memiliki panjang 20 cm. Poros yang lebih pendek tersebut berfungsi sebagai elemen transmisi daya, yaitu meneruskan putaran dari rol ke roda gigi idler. Roda gigi *idler* kemudian berperan dalam membalik arah putaran sekaligus menyalurkan tenaga dari rol pertama ke rol kedua sehingga kedua rol dapat bekerja secara sinkron.



Gambar 4 Poros pada alat pemecah kulit kemiri

Pemilihan material dan diameter poros merupakan aspek krusial dalam perancangan, karena keduanya sangat menentukan kemampuan poros dalam menahan beban selama operasi. Ketidaktepatan dalam menentukan spesifikasi bahan maupun ukuran diameter dapat menyebabkan kegagalan mekanis, seperti deformasi puntir (*torsional failure*) atau bahkan patah poros. Oleh karena itu, perancangan poros harus didasarkan pada perhitungan teknis yang mempertimbangkan daya dan faktor koreksi yang sesuai.

Daya rencana poros dapat dihitung menggunakan persamaan berikut [13]:

Daya rencana

$$P_T = P \times F_c \quad (8)$$

Keterangan :

P = Daya nominal output motor bakar (hp)
= 6,5

P_d = Daya rencana (W)

F_c = Faktor koreksi daya

Diketahui :

P = 6,5 hp

F_c = 0,8

P_d = 6,5 hp x 0,8

= 5,2 hp

= 3877,64 W = 3,88 kW

Berdasarkan perhitungan yang telah dilakukan, daya rencana untuk mesin pemecah kulit kemiri tipe double roll diperoleh sebesar 3.877,64 W. Nilai daya rencana ini kemudian digunakan untuk menghitung momen puntir (torsion) yang bekerja pada poros, yang menjadi dasar penting dalam analisis kekuatan dan perancangan poros. Hubungan antara daya dan putaran poros dinyatakan dalam persamaan berikut:

Momen putar (*Torque*)

$$T = \frac{9,74 \times 10^5 \times P_d}{N} \quad (9)$$

Keterangan :

N = Rotasi peminut (rpm)

T = Momen Putar (kg.mm)

P_d = Daya rencana (kW)

Diketahui :

N = 150 rpm

P_d = 3,88 kW

$$T = \frac{9,74 \times 10^5 \times 3,88 \text{ kW}}{150} = 25.194,13 \text{ kg.mm}$$

Sehingga, besarnya momen puntir pada poros ditentukan sebesar 25.194,13 kg.mm, sedangkan kekuatan tarik baja S55C, yang menjadi bahan poros, adalah 66 kg/mm². Sehingga kebutuhan dimensi poros dapat dihitung sebagai berikut [13]

Tegangan geser pada penampang

$$\tau_g = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2} \quad (10)$$

Keterangan :

σ_b = Kuat tarik bahan poros (kg/mm²)

Sf_1 = Faktor koreksi bahan

Sf_2 = Faktor koreksi tegangan permukaan

τ_g = Tegangan geser (kg/mm²)

Diketahui :

σ_b = 66 kg/mm² (S55C)

Sf_1 = 6,0 [10]

Sf_2 = 1,3 [10]

$$\tau_g = \frac{66 \text{ kg/mm}^2}{6,0 \times 1,3} = 8,46 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser pada penampang dengan bahan S55C adalah sebesar 8,46 kg/mm², selanjutnya adalah dengan menentukan kebutuhan diameter poros.

Diameter poros

$$d_s = \left[\frac{5,1}{\tau_g} \times C_b \times K_t \times T \right]^{1/3} \quad (11)$$

Keterangan :

C_b = Faktor koreksi pembebanan lentur

K_t = Faktor koreksi jenis pembebanan

τ_g = Tegangan geser (kg/mm²)

d_s = Diameter poros

T = Momen Putar (kg.mm)

Diketahui :

C_b = 1 (Sularso dan suga, 1989)

K_t = 1,2 (Sularso dan suga, 1989)

τ_g = 8,46 (kg/mm²)

T = 25.194,13 kg.mm

$$d_s = \left[\frac{5,1}{8,46 \text{ kg/mm}^2} \times 1,0 \times 1,2 \times 25.194,13 \text{ kg.mm} \right]^{1/3} = 26,31 \text{ mm}$$

Perhitungan berdasarkan metode yang dikembangkan oleh Sularso dan Suga (1979) menunjukkan bahwa diameter poros yang diperlukan untuk mesin pemecah kemiri tipe double roll adalah sekitar 26,31 mm. Nilai diameter ini berlaku untuk semua poros utama, baik pada kedua rol maupun poros roda gigi idler, karena ketiga poros mentransmisikan daya dengan laju rotasi yang sama, sehingga memastikan distribusi beban dan torsi seragam.

Keamanan poros dievaluasi dengan mempertimbangkan defleksi puntiran. ditentukan sebesar $0,25^\circ$ untuk kondisi beban normal, sedangkan untuk poros yang mengalami beban kejutan berulang, batas defleksi ditetapkan sebesar $0,125^\circ$. Proses pengecekan dilakukan secara terpisah untuk poros rol dan poros roda gigi idler, mengingat perbedaan panjang masing-masing poros [15].

Jadi untuk perhitungan pemeriksaan keamanan porosnya adalah :

Pada poros 1 & 2 (Poros pada rol pemecah) pemeriksaan keamanannya adalah sebagai berikut :

Momen inersia poros

$$J = \frac{\pi}{32} \times (d)^4 \quad (12)$$

Keterangan :

J = Momen inersia poros (mm)

d = Diameter poros (mm)

Diketahui :

d = 25 mm

$$J = \frac{\pi}{32} \times (25)^4 = 38.330,0781 \text{ mm}^4$$

Momen inersia yang terjadi pada poros dengan diameter 25 mm pada alat ini adalah sebesar 38.330,0782 mm⁴. Selanjtnya adalah menentukan sudut defleksi puntiran yang terjadi pada poros.

Sudut defleksi puntiran poros 1 dan 2

$$\theta = \frac{T \times L}{J \times G} \quad (13)$$

Keterangan :

θ = Sudut defleksi puntiran ($^\circ$)

T = Momen putar poros (kg.mm)

G = Modulus geser material poros (kg/mm²)

J = Momen inersia poros (mm)

L = panjang poros (mm)

Diketahui :

T = 25.194,13 kg.mm

L = 450 mm

G = 72 Gpa (S55C)

= 72.000 Mpa

= 72.000 N/mm²

= 7.346,94 kg/mm²

J = 38.330,0781 mm⁴

$\theta \leq 0,125^\circ$ (Batas elastisitas poros dengan beban kejutan berulang)

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{25.194,13 \text{ kg.mm} \times 450 \text{ mm}}{38.330,0781 \text{ mm}^4 \times 7.346,94 \text{ kg/mm}^2} \\ &= \frac{12.597.065 \text{ kg.mm}^2}{281.608.784 \text{ kg.mm}^2} \\ &= 0,040^\circ \\ &= 0,044^\circ < 0,125^\circ \text{ (memenuhi)} \end{aligned}$$

Jadi poros pada rol pemecah memiliki sudut defleksi puntiran kecil dari $0,125^\circ$ yaitu sebesar $0,040^\circ$

Sudut defleksi puntiran poros 3 (pada roda gigi idler)

$$\theta = \frac{T \times L}{J \times G} \quad (14)$$

Keterangan :

θ = Sudut defleksi puntiran ($^\circ$)

T = Momen putar poros (kg.mm)

G = Modulus geser material poros (kg/mm²)

J = Momen inersia poros (mm)

L = panjang poros (mm)

Diketahui :

T = 25.194,13 kg.mm

L = 200 mm

G = 72 Gpa (S55C, SAE AISI 1055)

= 72.000 Mpa

= 72.000 N/mm²

= 7.346,94 kg/mm²

J = 38.330,0781 mm⁴

$\theta \leq 0,125^\circ$ (Batas elastisitas poros dengan beban kejutan berulang)

$$\begin{aligned} \theta &= \frac{25.194,13 \text{ kg.mm} \times 200 \text{ mm}}{38.330,0781 \text{ mm}^4 \times 7.346,94 \text{ kg/mm}^2} \\ &= \frac{5.038.826 \text{ kg.mm}^2}{281.608.784 \text{ kg.mm}^2} \\ &= 0,017 \\ &= 0,017 < 0,125^\circ \text{ (memenuhi)} \end{aligned}$$

Hasil perhitungan menunjukkan bahwa sudut defleksi akibat puntiran pada kedua poros rol pemecah adalah $0,040^\circ$, sedangkan pada poros roda gigi idler tercatat sebesar $0,017^\circ$. Dengan demikian, poros berdiameter 25 mm dapat

dianggap aman terhadap beban puntiran, karena nilai defleksi yang terjadi masih berada di bawah batas elastisitas yang telah ditentukan.

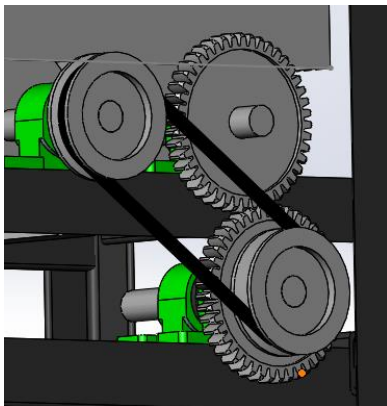
3. Pulley dan V-belt

Pulley atau puli yang digunakan pada alat ini berjumlah enam buah. Diantaranya adalah :

- Dua buah puli penghubung antara dua rol
- Puli output gearbox dengan puli rol
- Puli input gearbox dan puli pada mesin

Untuk memenuhi kecepatan yang direncanakan (dibutuhkan) pada alat ini (150 rpm putaran rol pemecah). Maka besar diameter puli yang dibutuhkan adalah berdasarkan perhitungan dibawah ini :

Perhitungan Puli 1 dan 2 (rol pemecah – roda gigi)



Gambar 5 Posisi puli rol

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1}{D_2} \quad (15)$$

Keterangan :

- N_2 = Kecepatan putar puli roda gigi (rpm)
- N_1 = Kecepatan putar puli rol 1 (rpm)
- D_1 = Diameter puli rol 1 (cm)
- D_2 = Diameter puli roda gigi (cm)

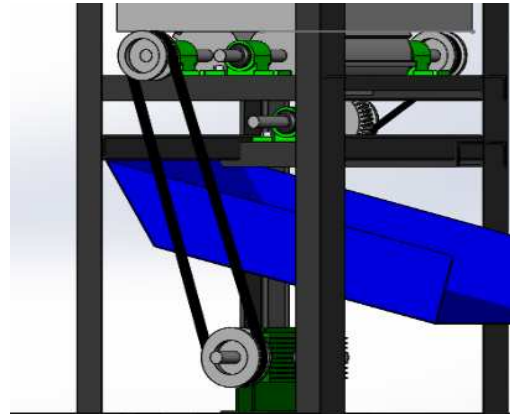
Diketahui :

$$\begin{aligned} N_2 &= 150 \text{ rpm (direncanakan)} \\ N_1 &= 150 \text{ rpm} \\ D_1 &= 10 \text{ cm} \\ D_2 &= \frac{N_1 \times D_1}{N_2} \\ &= \frac{150 \text{ rpm} \times 10 \text{ cm}}{150 \text{ rpm}} \\ &= 10 \text{ cm} \end{aligned}$$

Jadi, besar diameter puli rol pemecah yang dibutuhkan untuk mencapai kecepatan putar yang direncanakan (150 rpm) adalah puli dengan diameter 10 cm. Karena alat ini menggunakan 6 buah puli, maka diameter setiap puli harus ditentukan agar tercapainya kecepatan putar yang dibutuhkan dan kecepatan tersebut harus dapat dipertahankan pada setiap pulinya. Langkah

selanjutnya setelah mengetahui diameter puli antar rol adalah dengan mencari diameter puli yang berhubungan langsung dengan kecepatan putar *output gearbox*. Maka untuk perhitungannya adalah sebagai berikut :

Perhitungan kecepatan putar puli *output gearbox*



Gambar 6 Posisi puli rol pemecah dengan puli *output gearbox*

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1}{D_2}$$

Keterangan :

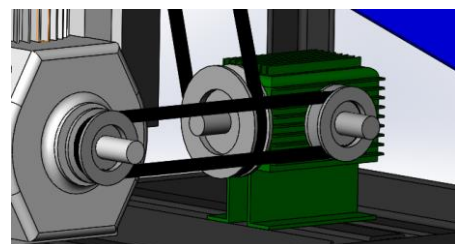
- N_2 = Kecepatan putar puli rol (rpm)
- N_1 = Kecepatan putar puli *output gearbox* (rpm)
- D_1 = Diameter puli *output gearbox* (cm)
- D_2 = Diameter puli rol (cm)

Diketahui :

$$\begin{aligned} N_2 &= 150 \text{ (direncanakan)} \\ D_1 &= 12 \text{ cm} \\ D_2 &= 9 \text{ cm} \\ N_1 &= \frac{N_2 \times D_2}{D_1} \\ &= \frac{150 \text{ rpm} \times 9 \text{ cm}}{12} \\ &= 112,5 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Jadi kecepatan putar puli *output gearbox* adalah sebesar 112,5 rpm.

Perhitungan kecepatan putar pada input *gearbox*



Gambar 7 Puli motor dengan puli *input gearbox*

$$N_{in} = N_{out} \times \text{rasio gearbox}$$

Diketahui :

$$N_{out} = 112,5 \text{ rpm}$$

$$Rasio = 1 : 20$$

$$N_{in} = N_{out} \times \frac{20}{1}$$

$$= 2250 \text{ rpm} < 3600 \text{ rpm (memenuhi)}$$

Perhitungan puli *input gearbox* dan puli mesin

$$\frac{N_2}{N_1} = \frac{D_1}{D_2}$$

Diketahui :

$$N_2 = 2250 \text{ rpm}$$

$$N_1 = 2250 \text{ rpm (direncanakan)}$$

$$D_1 = 8 \text{ cm}$$

$$\begin{aligned} D_2 &= \frac{N_1 \times D_1}{N_2} \\ &= \frac{2250 \text{ RPM} \times 8 \text{ cm}}{2250 \text{ rpm}} \\ &= 8 \text{ cm} \end{aligned}$$

Jadi, kebutuhan puli yang didapatkan berdasarkan perhitungan diatas adalah dua buah puli penghubung antara dua rol yang berdiameter 10 cm yang beroperasi pada kecepatan putar 150 rpm, sebuah puli rol berdiameter 9 cm yang beroperasi pada kecepatan putar 150 rpm, sebuah puli *outlet gearbox* berdiameter 12 cm yang beroperasi pada kecepatan putar 112,5 rpm, sebuah puli *intlet gearbox* berdiameter 8 cm yang beroperasi pada kecepatan putar 2250 rpm, dan sebuah puli berdiameter 8 cm pada motor bakar yang beroperasi pada kecepatan putar 2250. Dan berdasarkan perhitungan diatas, untuk mencapai kecepatan putar 150 rpm pada rol dengan spesifikasi puli yang tersedia maka kecepatan putar pada motor dibutuhkan 2250 rpm. Sementara kecepatan putar maksimum motor bakar adalah 3600 rpm, artinya spesifikasi dimensi puli yang digunakan telah memenuhi syarat.

Untuk *V-belt* , terdapat 3 *V-belt* pada alat ini yang terletak pada puli antara kedua rol, puli rol-puli *output gearbox* dan puli *input gearbox* – puli motor bakar. *V-belt* antara kedua rol sebenarnya menghubungkan puli pada rol satu dengan puli pada roda gigi terhubung dengan rol dua. Untuk panjang *V-belt* yang dibutuhkan adalah :

Perhitungan panjang *v-belt* antara puli roda gigi dan rol

$$L = \pi (r_1 + r_2) + 2x + \left(\frac{(r_1 + r_2)^2}{x} \right) \quad (16)$$

Keterangan :

L = Panjang *v-belt* (cm)

r_1 = Jari-jari puli rol (cm)

r_2 = jari-jari puli roda gigi (cm)

x = Jarak antara titik tengah puli (cm)

Diketahui :

$$r_1 = 4 \text{ cm}$$

$$r_2 = 4 \text{ cm}$$

$$x = 22,4 \text{ cm}$$

$$\begin{aligned} L &= \pi (4 \text{ cm} + 4 \text{ cm}) + 2(22,4 \text{ cm}) + \\ &\quad \left(\frac{(4 \text{ cm} + 4 \text{ cm})^2}{22,4 \text{ cm}} \right) \\ &= 25,12 \text{ cm} + 44,8 \text{ cm} + 2,85 \text{ cm} \\ &= 72,77 \text{ cm} \\ &= 28,64 \text{ inch (Tipe B)} \end{aligned}$$

Perhitungan panjang *v-belt* antara puli rol dan *output gearbox*

$$L = \pi (r_1 + r_2) + 2x + \left(\frac{(r_1 + r_2)^2}{x} \right) \quad (17)$$

Keterangan :

L = Panjang *v-belt* (cm)

r_1 = Jari-jari rol

r_2 = Jari-jari puli *output gearbox* (cm)

x = Jarak antara titik tengah puli

Diketahui :

$$r_1 = 4,5 \text{ cm}$$

$$r_2 = 6 \text{ cm}$$

$$x = 63,2 \text{ cm}$$

$$\begin{aligned} L &= \pi (r_1 + r_2) + 2x + \left(\frac{(r_1 + r_2)^2}{x} \right) \\ &= 3,14 (4,5 \text{ cm} + 6 \text{ cm}) + 2(63,2 \text{ cm}) + \\ &\quad \left(\frac{(4,5 \text{ cm} + 6 \text{ cm})^2}{63,2 \text{ cm}} \right) \\ &= 32,97 \text{ cm} + 126,4 \text{ cm} + 1,74 \text{ cm} \\ &= 161,08 \text{ cm} \\ &= 63,41 \text{ inch (Tipe B)} \end{aligned}$$

Perhitungan panjang *v-belt* antara puli mesin dan *input gearbox*

$$L = \pi (r_1 + r_2) + 2x + \left(\frac{(r_1 + r_2)^2}{x} \right)$$

Keterangan :

L = Panjang *v-belt* (cm)

r_1 = Jari-jari puli mesin (motor bakar) (cm)

r_2 = Jari-jari *input gearbox* (cm)

x = Jarak antara titik tengah puli (cm)

Diketahui :

$$r_1 = 4 \text{ cm}$$

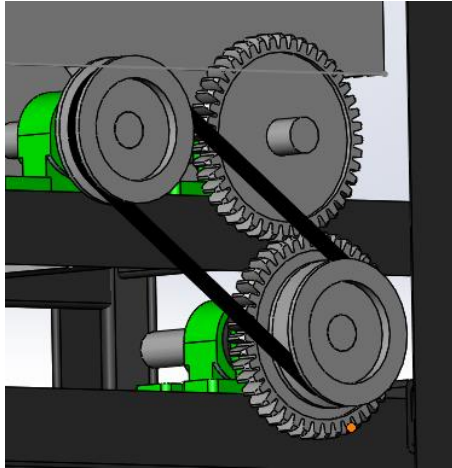
$$r_2 = 4 \text{ cm}$$

$$x = 33,3 \text{ cm}$$

$$\begin{aligned} L &= 3,14 (4 \text{ cm} + 4 \text{ cm}) + 2(33,3 \text{ cm}) + \\ &\quad \left(\frac{(4 \text{ cm} + 4 \text{ cm})^2}{33,3 \text{ cm}} \right) \\ L &= 25,12 \text{ cm} + 66,6 \text{ cm} + 1,92 \text{ cm} \\ L &= 93,34 \text{ cm} \\ L &= 36,8 \text{ inch (Tipe B)} \end{aligned}$$

4. Roda Gigi

Roda gigi pada alat pemecah kulit kemiri tipe *double roll* berfungsi untuk membalikkan arah putaran rol dua sehingga arah putaran kedua rol. Selain itu roda gigi bersama puli dan V-belt berfungsi mentransmisikan tenaga dari rol satu ke rol dua.



Gambar 8 Roda gigi

Roda gigi yang digunakan pada alat ini adalah roda gigi lurus, roda gigi lurus dipilih karena efisiensi daya yang ditransmisikan tinggi, mudah untuk dipasang, tidak selip dan daya yang ditransmisikan besar, dengan diameter 14 cm, tebal 1,8 dengan jumlah gigi 44 buah dan terbuat dari baja karbon S55C.

Perhitungan roda gigi (transmisi) untuk membuktikan apakah roda gigi dengan diameter 14 cm dengan ketebalan 1,8 cm layak digunakan adalah sebagai berikut :

a) Modul roda gigi

$$m = \frac{D}{T} \quad (18)$$

Keterangan :

m = Modul roda gigi (mm)

D = Diameter luar roda gigi (mm)

T = Jumlah gigi

Diketahui :

$$D = 140 \text{ MM}$$

$$T = 44$$

$$m = \frac{140 \text{ mm}}{44} = 3,18 \text{ mm}$$

b) Kecepatan linear roda gigi

$$v = \frac{\pi D_p N}{60} \quad (19)$$

Keterangan :

V = kecepatan linear roda gigi (m/s)

D_p = Diameter pitch roda gigi (m)

N = Kecepatan putar (rpm)

Diketahui :

$$D_p = 0,13 \text{ m}$$

$$N = 150 \text{ rpm}$$

$$v = \frac{\pi (0,13 \text{ m})(150 \text{ rpm})}{60 \text{ detik/menit}} = 1,021 \text{ m/s}$$

Kecepatan linear roda gigi adalah sebesar 1,021 m/s.

c) Faktor kecepatan roda gigi

$$C_v = \frac{3}{3+v} \quad (20)$$

Keterangan :

C_v = Faktor kecepatan

v = kecepatan linear roda gigi pada *pitch* roda gigi (m/s)

Diketahui :

$$v = 1,02 \text{ m/s}$$

$$C_v = \frac{3}{3+1,02} = 0,746$$

Faktor kecepatan diperlukan untuk menentukan bebar beban kerja yang diijinkan pada roda gigi.

d) Tegangan statis bahan yang diijinkan

$$\sigma_0 = \frac{\sigma_e}{3} \quad (21)$$

Keterangan :

σ_e = Tegangan Tarik maksimum bahan (N/mm²)

σ_0 = Tegangan statis bahan yang diijinkan (N/mm²)

Diketahui :

$$\sigma_e = 686 \text{ N/mm}^2 \text{ (Baja karbon S55C, JIS G 4051)}$$

$$\sigma_0 = \frac{686 \text{ N/mm}^2}{3} = 228,67 \text{ N/mm}^2$$

Besar tegangan statis bahan yang diijinkan pada roda gigi adalah sebesar 228,68 N/mm².

e) Beban kerja yang diijinkan

$$\sigma_w = \sigma_0 \times C_v \quad (22)$$

Keterangan :

σ_w = Beban kerja yang diijinkan (N/mm²)

σ_0 = Tegangan statis bahan yang diijinkan (N/mm²)

C_v = Faktor kecepatan roda gigi

Diketahui :

$$\sigma_0 = 228,67 \text{ N/mm}^2 \text{ (Baja karbon S55C, JIS G 4051)}$$

$$C_v = 0,746$$

$$\begin{aligned}\sigma_W &= 228,67 \text{ N/mm}^2 \times 0,746 \\ &= 170,59 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Beban kerja yang diijinkan adalah sebesar 170,59 N/mm² atau sebesar 17,3 Kg/mm².

f) Momen putar (*Torque*) roda gigi

$$T = \frac{P \times 60}{2 \pi N} \quad (23)$$

Keterangan :

T = Momen putar (Nm)

P_d = Daya rencana (W)

N = 150 (rpm)

$$\begin{aligned}T &= \frac{3.877,64 \text{ N.m} \times 60 \text{ detik/menit}}{2 (3,14) (150 \text{ rpm})} \\ &= \frac{232.685,4 \text{ N.m/menit}}{942 \text{ menit}} \\ &= 246,98 \text{ Nm}\end{aligned}$$

Momen putar (*Torque*) yang terjadi pada roda gigi adalah 246,98 Nm, dengan begitu langkah selanjutnya mencari faktor Lewis untuk mendapatkan perhitungan ketebalan roda gigi yang dibutuhkan nantinya.

g) Faktor Lewis

$$y = 0,154 - \frac{0,912}{T} \quad (24)$$

Keterangan :

y = Faktor Lewis

T = Momen putar (Nm)

Diketahui :

$T = 246,98 \text{ Nm}$

$$\begin{aligned}y &= 0,154 - \frac{0,912}{246,98} \\ &= 0,154 - 0,0037 \\ &= 0,1503\end{aligned}$$

h) Beban tangensial

$$W_T = \frac{T}{D_p/2} \quad (25)$$

Keterangan :

W_T = Beban tangensial roda gigi (N)

T = Momen putar (Nm)

D_p = Diameter *pitch* roda gigi (m)

Diketahui :

$T = 246,98 \text{ Nm}$

$D_p = 0,13 \text{ m}$

$$\begin{aligned}W_T &= \frac{246,98 \text{ N.m}}{\frac{0,13}{2} \text{ m}} \\ &= \frac{246,98 \text{ N.m}}{0,065 \text{ m}} \\ &= 3.799,69 \text{ N}\end{aligned}$$

Maka beban tangensial pada roda gigi adalah sebesar 3.799,69 N. Dengan begitu ketebalan roda gigi yang dibutuhkan adalah sebesar :

i) Ketebalan roda gigi yang dibutuhkan

$$W_T = \sigma_W \cdot b \cdot \pi \cdot m \cdot y \quad (26)$$

$$b = \frac{W_T}{\sigma_W \cdot \pi \cdot m \cdot y} \quad (27)$$

Keterangan :

W_T = Beban tangensial roda gigi (N)

σ_W = Beban kerja yang diijinkan (N/mm²)

b = Tebal roda gigi (mm)

m = Modul roda gigi (mm)

y = Faktor Lewis

Diketahui :

$W_T = 3.799,69 \text{ N}$

$\sigma_W = 170,59 \text{ N/mm}^2$

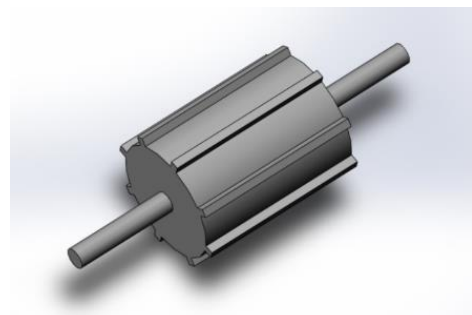
$m = 3,18 \text{ mm}$

$y = 0,1503$

$$\begin{aligned}b &= \frac{3.799,69 \text{ N}}{170,597 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 3,14 \cdot 3,18 \text{ mm} \cdot 0,1503} \\ &= \frac{3.799,69 \text{ N}}{256,03 \text{ N/mm}} \\ &= 14,84 \text{ mm}\end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas, dapat diambil kesimpulan yaitu : Berdasarkan JIS G 4051, perhitungan bahan S55C memiliki tegangan tarik maksimum 686 N/mm² sehingga dengan spesifikasi tersebut dan kecepatan putar yang bekerja pada rol yaitu 150 rpm maka beban kerja yang diijinkan pada roda gigi adalah 170,59 N/mm². Beban tangensial yang bekerja pada pada roda gigi sebesar 3.799,69 N maka dengan persamaan Lewis ketebalan minimum roda gigi yang diijinkan adalah 14,84 cm. Oleh sebab itu spesifikasi roda gigi yang digunakan telah memenuhi syarat.

5. Rol



Gambar 9 Rol Pemecah

Rol berfungsi sebagai bagian alat yang memecah kulit kemiri. Rol terdiri atas beberapa

bagian diantaranya bilah, pipa besi dan penutup. Setiap rol memiliki delapan buah bilah (*feeder*) terbuat dari besi nako yang mana panjang bilah sama dengan panjang rol yaitu 20 cm dengan tebal 1 cm. Sementara rol sendiri terbuat dari pipa besi berdiameter 14 cm dengan tebal 1 cm. Bilah-bilah pada rol dimasukkan untuk membantu proses pengumpanan kemiri (*feeding*). Sementara plat penutup sisi rol yang berlubang terbuat dari plat besi dengan ketebalan 1 cm.

C. Kapasitas Alat Pemecah Kulit Kemiri Tipe *Double Roll*

Perhitungan besar kapasitas ditentukan berdasarkan ukuran diameter rol yang akan memecah kulit kemiri dan berdasarkan sifat fisik dari kemiri.

- Panjang rol yaitu 200 mm (20 cm) rol memiliki 8 batang feeder
- Diameter rata-rata Kemiri 32.55 mm (3,2 cm) (Sinaga *et al* 2016)
- Berarti dalam satu 1 batang feeder bisa dimuat sekitar 5 atau 6 kemiri
- Antara 5 atau 6 Kemiri dipilih angka terkecil yaitu 5 karena tidak menjamin kemiri akan memenuhi satu batang *feeder*.

Jadi jika jumlah batang feeder pada rol pemecah ada 8 maka dalam sekali putar rol dapat memecahkan sekitar 40 kemiri.

Setelah diketahui jumlah kemiri yang akan pecah dalam sekali rotasi langkah perhitungan kapasitas selanjutnya yaitu mencari keliling dari rol pemecah serta kecepatan putar dari rol tersebut agar dapat diketahui waktu yang dibutuhkan rol dalam sekali rotasi

Diameter rol yaitu 14 cm, rumus dari keliling lingkaran yaitu :

$$C = \pi \cdot d \quad (28)$$

Keterangan

C = Keliling lingkaran

d = keliling lingkaran

maka C yaitu 43,49 cm (0,4349 m)

Kecepatan rol yaitu 150 rpm , ubah rpm ke m/s

$$v = \omega \cdot r \quad (29)$$

$$\omega = \frac{150 \text{ rpm} \cdot 2\pi}{60}$$

$$= 5 \pi \text{ rad/s}$$

$$v = 5 \pi \text{ rad/s} \cdot 0,07 \text{ m}$$

$$= 1,099 \text{ m/s} \approx 1,1 \text{ m/s}$$

Untuk waktu yang diperlukan rol dalam sekali putaran yaitu :

$$v = \frac{s}{t} \quad (30)$$

untuk mencari s berarti $t = \frac{s}{v}$

$$t = \frac{0,4349 \text{ m}}{1,1 \text{ m/s}} = 0,39 \text{ s} \approx 0,4 \text{ s}$$

berarti untuk sekali rotasi rol memerlukan waktu selama 0,4 s

Jadi perhitungan kapasitasnya yaitu :

$$K_a = \frac{\text{Jumlah kemiri pecah dalam sekali rotasi}}{\text{waktu rol sekali rotasi}} \times 3600 \quad (31)$$

$$= \frac{40}{0,4} \times 3600$$

$$= 360.000 \text{ kemiri}$$

Berat Kernel (biji kemiri) berkisar antara 0,2 gr – 0,25 gr

Jadi $360.000 \times 0,23 \text{ gr} = 82.800 \text{ gr} \approx 82,8 \text{ Kg/jam}$. Berdasarkan perhitungan kapasitas diatas, didapatkan bahwa kapasitas yang dapat dihasilkan alat pemecah kulit kemiri tipe *double roll* ini adalah sebesar 82 Kg/jam.

IV. KESIMPULAN

Hasil perancangan alat pemecah kulit kemiri tipe double roll berbahan ST37 dengan kapasitas 82 kg/jam menunjukkan bahwa alat ini mampu memecahkan kemiri secara efektif dan efisien. Mekanisme double roll yang diterapkan mampu menghasilkan gaya maksimum hingga 1.709 N untuk memecahkan dua butir kemiri sekaligus, dengan daya pemecahan sebesar 3.756 W. Selain itu, tambahan daya sebesar 256 W diperlukan untuk mengatasi kelembaman komponen yang berputar, sehingga total daya yang dibutuhkan sistem mencapai sekitar 4.815 W atau setara 6,5 hp. Dengan perhitungan ini, motor penggerak yang digunakan mampu menjalankan alat secara optimal dan aman. Secara keseluruhan, alat pemecah kulit kemiri ini menunjukkan kinerja yang stabil dan konsisten, memberikan solusi mekanis yang lebih efisien dibandingkan metode manual, serta berpotensi meningkatkan produktivitas dan kualitas biji kemiri yang dihasilkan.

UCAPAN TERIMA KASIH

Terima kasih kami sampaikan kepada Kepala Labor Perancangan Teknik Mesin Politeknik Negeri Padang yang telah memfasilitasi pembuatan alat Perancangan Alat Pemecah Kulit Kemiri Tipe *Double Roll* Kapasitas 82 Kg.

DAFTAR PUSTAKA

- [1] S. T. Sulhatun, *Pembuatan Minyak Nabati Dari Kemiri (Aleuritas Moluccana Wild) dan Pemanfaatan Hasil Samping*. CV. AZKA PUSTAKA, 2024.

- [2] Y. P. Luciany, O. G. Jeja, and M. Y. R. Ragha, "Peningkatan Ekonomi Masyarakat Melalui Pemanfaatan Potensi Lokal Kemiri," *Mitra Mahajana J. Pengabd. Masy.*, vol. 6, no. 1, pp. 8–15, 2025.
- [3] H. Krisnawati, M. Kallio, and M. Kanninen, *Aleurites moluccana (L.) Willd.: ekologi, silvikultur dan produktivitas*. Cifor, 2011.
- [4] S. Rahmat, "Analisis Ketersediaan Unsur Hara Nitrogen (N) pada Tegakan kemiri (*Aleurites moluccana*) dan jati putih (*Gmelina arborea* Robx.) di Desa Sawaru, Kecamatan Cenrana, Kabupaten Maros= The Analysis Availability Of Elements Of Nitrogen (N) in Upright candlenut (*Aleurites Moluccana*) and Upright white teak (*Gmelina Arborea Robx*) in Sawaru Village, Camba District, Maros Regency," 2022, *Universitas Hasanuddin*.
- [5] F. M. Tanjung, "Kopi Timbo Abu Pemanfaatan dan Pengelolaan Hutan Berkelanjutan oleh Kelompok Tani Tekad Berkarya Untuk Menunjang Usaha Budidaya Kopi di Kabupaten Pasaman Barat," 2025, *Universitas Andalas*.
- [6] S. Syahril, I. Martadona, and N. Harahap, "Perkembangan dan Pola pertumbuhan Sektor Pertanian dalam Pembangunan Ekonomi," *J. Sos. Ekon. Pertan.*, vol. 19, no. 3, pp. 311–324, 2023.
- [7] A. Sutejo and R. Fajri, "Optimasi Kecepatan Putar dalam Peningkatan Mutu Biji Kemiri pada Mesin Pemecah Cangkang Biji Kemiri (*Aleurites moluccana* Willd.)," *J. Agric. Biosyst. Eng.*, vol. 2, no. 1, pp. 48–66, 2023.
- [8] R. Sinaga and D. Wulandani, "Karakteristik Fisik dan Mekanik Kemiri (*Aleurites moluccana* Wild.)," *J. Keteknikan Pertan.*, Vol. 4, No. 1, 2016.
- [9] D. R. T. S. Breaker, "Pengaruh Jumlah Bahan Dan Lebar Buka Lubang Hopper Terhadap Kapasitas Kerja Dan Hasil Pemecahan Cangkang Kemiri Tipe Double Roll".
- [10] F. Fiqih Abdarrasyid, T. Tunggal, And E. Argo Kuncoro, "Pengaruh Kecepatan Putar Dan Jarak Roll Terhadap Persentase Pecah Biji Kemiri Pada Mesin Pemecah Cangkang Kemiri Tipe Double Roll.," 2019, *Sriwijaya University*.
- [11] A. Sakariah, M. Aksan, and A. C. Z. Anugerah, "Optimalisasi Mesin Pemecah Kulit Kemiri," 2023, *Politeknik Negeri ujung Pandang*.
- [12] H. Abbas, F. Rahman, F. Agus, and P. Paisal, "Rancang Bangun Mesin Pemecah Cangkang Kemiri," *Iltek J. Teknol.*, vol. 18, no. 02, pp. 112–116, 2023.
- [13] I. Sularso, "Dasar perencanaan dan pemilihan elemen mesin," (*No Title*), 1978.
- [14] M. B. Palungan, A. Y. Biring, and S. Salu, "Rancang Bangun Alat Sangrai Biji Kopi Dengan Kontrol Temperatur Otomatis Untuk Peningkatan Kuantitas Dan Kualitas Produksi Kopi Bubuk," in *Seminar Nasional Hasil Penelitian & Pengabdian Kepada Masyarakat (SNP2M)*, 2017.
- [15] J. Arief, "Analisis Tegangan Von Mises Poros Mesin Pemotong Singkong Semi Otomatis Menggunakan Software Solidworks," 2024, *Universitas Muhammadiyah Sumatera Barat*.