

PERANCANGAN MESIN PENGOLAH SERAT DAUN NANAS (ANANAS COMOSUS L.)

DESIGN OF A PINEAPPLE LEAF FIBER PROCESSING MACHINE (ANANAS COMOSUS L.)

Akhmad Syarief¹⁾, Krisna Enos Sukoco¹⁾

¹⁾Universitas Lambung Mangkurat, Banjarbaru, Indonesia
email: akhmad.syarief@ulm.ac.id, krisna.e.s11@gmail.com*

Received:
29 Januari
2026

Accepted:
22 April 2026

Published:
22 April 2026

Abstract

The processing of pineapple leaf fibers is predominantly carried out manually, resulting in low efficiency in terms of processing time and production capacity. This study aims to design a pineapple leaf fiber processing machine (Ananas comosus L.) and evaluate its structural feasibility using analytical calculations and finite element analysis (FEA). The design includes key components such as an electric motor, V-belt and pulley transmission system, shaft, cutting blades, and supporting frame. The machine utilizes a 1.5 kW motor operating at 1450 rpm, producing a shaft speed of 614 rpm. Simulation results show that the maximum Von Mises stress on the shaft is 10.2 MPa with a displacement of 0.004 mm and a safety factor of 5.19. The frame exhibits a maximum stress of 9.66 MPa and a displacement of 0.150 mm, indicating adequate structural stability. The machine achieves a processing capacity of 17.5 kg/h using 12 cutting blades. These results confirm that the designed machine meets mechanical safety criteria and is technically feasible to improve the efficiency of pineapple leaf fiber processing.

Keywords: Fiber Processing Machine, Pineapple Leaf, Machine Design, Stress Analysis

Abstrak

Pengolahan serat daun nanas masih didominasi oleh metode manual sehingga kurang efisien dari segi waktu dan kapasitas produksi. Penelitian ini bertujuan untuk merancang mesin pengolah serat daun nanas (*Ananas comosus L.*) serta mengevaluasi kelayakan mekanisnya melalui perhitungan analitik dan simulasi metode elemen hingga (Finite Element Analysis/FEA). Komponen utama yang dirancang meliputi motor listrik, sistem transmisi V-belt dan pulley, poros, mata pisau, serta rangka mesin. Mesin menggunakan motor berdaya 1,5 kW dengan putaran 1450 rpm yang menghasilkan putaran poros sebesar 614 rpm. Hasil simulasi menunjukkan bahwa tegangan Von Mises maksimum pada poros sebesar 10,2 MPa dengan perpindahan 0,004 mm dan faktor keamanan 5,19. Pada rangka, tegangan maksimum sebesar 9,66 MPa dengan perpindahan 0,150 mm yang menunjukkan kestabilan struktur yang baik. Mesin memiliki kapasitas pengolahan sebesar 17,5 kg/jam dengan 12 mata pisau. Hasil ini menunjukkan bahwa mesin yang dirancang memenuhi kriteria kekuatan dan keamanan serta layak secara teknis untuk meningkatkan efisiensi pengolahan serat daun nanas.

Kata Kunci: Mesin Pengolah Serat, Daun Nanas, Perancangan Mesin, Analisa Tegangan

DOI: 10.20527/jtam_rotary.v7i1

How to cite: Syarief, A., & Sukoco, K. E., "Perancangan Mesin Pengolah Serat Daun Nanas (*Ananas Comosus L.*)". *JTAM ROTARY*, 8(1), 67-82, 2026.

PENDAHULUAN

Tanaman nanas (*Ananas comosus* L.) merupakan salah satu komoditas tropis yang banyak dibudidayakan di Indonesia dan menghasilkan limbah berupa daun dalam jumlah besar. Daun nanas umumnya belum dimanfaatkan secara optimal, padahal memiliki potensi sebagai sumber serat alam yang dapat digunakan dalam industri tekstil, komposit, dan produk ramah lingkungan. Seiring meningkatnya kebutuhan material berkelanjutan, pemanfaatan serat daun nanas menjadi semakin penting (Nisa, 2023).

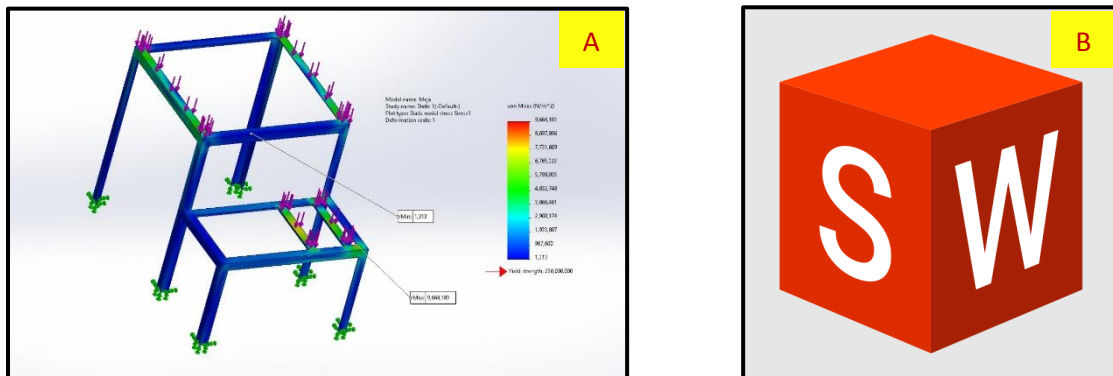
Namun demikian, proses ekstraksi serat daun nanas masih banyak dilakukan secara manual atau semi-mekanis, sehingga kurang efisien dari segi waktu, tenaga kerja, dan kapasitas produksi (Lukmandaru *et al.*, 2014). Beberapa penelitian sebelumnya telah mengembangkan mesin pengolah serat daun nanas dengan variasi kapasitas dan kecepatan putar, namun sebagian besar masih berfokus pada tahap pembuatan dan pengujian kinerja, serta belum secara mendalam mengkaji aspek perancangan mekanis dan keamanan struktur (Kamisutara, M. 2022).

Oleh karena itu, diperlukan pendekatan perancangan yang sistematis untuk memastikan bahwa setiap komponen mesin mampu menahan beban kerja yang terjadi selama operasi (Achmad. 2024). Penelitian ini berfokus pada perancangan mesin pengolah serat daun nanas yang dilengkapi dengan analisis tegangan menggunakan metode elemen hingga. Kebaruan penelitian ini terletak pada integrasi antara perhitungan desain komponen dan analisis struktur untuk memastikan kinerja dan keamanan mesin sejak tahap perancangan. Tujuan penelitian ini adalah menghasilkan desain mesin yang layak secara teknis, aman digunakan, dan mampu meningkatkan efisiensi proses pengolahan serat daun nanas.

Perancangan

Perancangan dan pembuatan produk merupakan dua aspek yang saling berkaitan dan tidak dapat dipisahkan dalam proses pengembangan suatu karya teknik. Sebuah rancangan yang dihasilkan oleh perancang tidak akan memiliki nilai apabila tidak diwujudkan dalam bentuk nyata melalui proses pembuatan. Sebaliknya, kegiatan produksi atau pembuatan juga tidak dapat dilakukan tanpa adanya rancangan yang jelas sebagai acuan. Oleh karena itu, gambar rancangan menjadi elemen yang sangat penting karena berfungsi sebagai pedoman utama dalam proses realisasi produk. Pada umumnya, gambar rancangan disajikan dalam bentuk gambar dua dimensi yang dicetak di atas kertas dengan mengikuti aturan serta standar gambar kerja yang berlaku, sehingga memudahkan pihak produksi dalam memahami detail teknis yang harus direalisasikan. (Dharmawan, 2000).

Menurut (Haryanti, N., Sanjaya F.L., dan Supriyadi, 2021) SolidWorks merupakan perangkat lunak desain berbasis *Computer Aided Design* (CAD) tiga dimensi yang berjalan pada sistem operasi Windows. Aplikasi ini dikembangkan oleh *SolidWorks Corporation* yang berada di bawah naungan *Dassault Systemes, S.A.* Perangkat lunak ini banyak dimanfaatkan dalam berbagai bidang perancangan, seperti desain produk, desain mesin, pembuatan cetakan (*mould*), perancangan konstruksi, serta kebutuhan teknik lainnya. *SolidWorks* menjadi salah satu program rancang bangun yang cukup populer digunakan karena mampu mendukung proses perancangan dengan lebih efektif dan efisien.



Gambar 1 : A). Perancangan Tegangan Dengan *Software Solidworks 2024*, B). Logo *Solidworks 2024*

Nanas (*Ananas Comosus L*)

Menurut (Regulator, 2008) Tanaman nanas (*Ananas comosus*) adalah salah satu buah tropis yang penting secara ekonomi dan sosial, terutama di wilayah dengan iklim lembap hingga basah, suhu hangat, dan sinar matahari yang cukup. Sebagai anggota famili Bromeliaceae, nanas memiliki struktur khas: tanaman perennial berdaun tebal dan keras, dengan batang pendek dan mampu membentuk roset daun, serta menghasilkan buah dari bunga yang berkelompok (*multiple fruit*). Dari aspek morfologi dan genetik, terdapat variasi yang cukup besar antar varietas nanas, baik pada bentuk daun, ukuran buah, rasa, ketahanan terhadap hama & penyakit, dan adaptasi terhadap kondisi lingkungan lokal. Keragaman ini sangat penting sebagai sumber plasma nutfah, yang bisa dimanfaatkan dalam program pemuliaan untuk memperoleh varietas unggul. Beberapa aspek tersebut memiliki detail yang sangat signifikan, maka hal ini perlu memiliki pengetahuan yang mendasar untuk memahami sifat pada tanaman nanas tersebut.



Gambar 2. Buah Nanas (*Ananas Comosus L*)

Motor Listrik

Motor listrik berperan sebagai penggerak utama (*prime mover*) pada mesin pencacah kayu skala laboratorium ini. Pemilihan motor menjadi aspek penting karena harus mempertimbangkan kebutuhan torsi pemotongan, kecepatan rotasi, daya dukung listrik, efisiensi, serta ketersediaan komponen di pasaran (Adin et al., 2024). Untuk menentukan torsi nominal pada motor listrik, dapat diberikan satuan yaitu :

$$T_{Motor} = \frac{P \times 60}{2\pi N_r} \quad (1)$$

Keterangan

T_{Motor} : Torsi Pada Motor Listrik (N_m)

- P : Daya Motor (watt)
 2π : Konstanta
 N_r : Putaran motor (rpm)
 60 : Konversi dari menit ke detik (1 menit = 60 detik)

Maka karna adanya torsi inilah yang menyebabkan benda berputar terhadap porosnya, hingga apabila ada usaha melawan torsi dengan besar sama dengan arah yang berlawanan maka benda akan berhenti berputar.

Pulley & V-Belt

Pada Perencanaan sistem transmisi, diperlukan beberapa perhitungan untuk menentukan komponen pada mesin pengolah serat daun nanas, hal ini sangat penting pada proses perencanaan mesin pengolah serat. Perhitungan rasio transmisi hingga penentuan panjang *v-belt*, dengan rumus :

$$\textbf{Rasio Transmisi} = \frac{D}{d} \quad (2)$$

Keterangan

- D : Diameter pulley besar (mm)
 d : Diameter pulley kecil (mm)

$$\textbf{L (sabuk)} = 2C + \frac{\pi(D+d)}{2} + \frac{(D-d)^2}{4C} \quad (3)$$

Keterangan

- C : Jarak antar sumbu poros (mm)
 D : Diameter pulley besar (mm)
 d : Diameter pulley kecil (mm)

Maka, perhitungan pada perencanaan *pulley* dan *V-belt* dapat dilakukan dengan perencanaan yang sesuai dengan standart agar mesin bisa bekerja dengan sempurna.

Poros

Poros berfungsi untuk menyalurkan daya dari *pulley* ke pisau pencacah, poros dirancang menggunakan material AISI 1045, baja karbon medium dengan tegangan ijin desain sebesar 310 Mpa. Torsi yang diterima poros dihitung dengan memperhitungkan rasio *pulley* dan efisiensi transmisi sabuk ($\eta = 0,95$), Maka akan dicari diameter minimum pada penggunaan poros, yaitu

$$\textbf{d}_{min} = \left(\frac{16T}{\pi T_{Reg}} \right)^{1/3} \quad (4)$$

Keterangan

- T : Torsi yang bekerja pada poros (Nm)
 π : Konstanta (3,14)

Pada komponen poros, perlu diketahui diameter penggunaan dalam proses gerak suatu alat, yang dimana hal ini juga memberikan analisa yang sesuai dengan panduan perancangan pada buku yang diterbitkan (Sularso, 1977).

Kapasitas (Mesin Pengolah Serat daun nanas)

Untuk menghasilkan kapasitas penyerutan Q (kg/jam) yang diharapkan diperlukan kecepatan penyerut, menurut (Dermawan & Sulaksono, 2020) rumus yang dapat digunakan pada proses penyerutan dengan rotasi, sebagai berikut :

$$Q = l \times w \times s \times P \times n \times 60 \times Z \quad (5)$$

Keterangan

l = 550 mm (Panjang daun nanas)

w = 50 mm (Lebar daun nanas)

s = 1,8 mm (tebal daun nanas)

P = 0,80 (kg/dm³) = 800 (kg/m³)

n = 614 Rpm

z = 12 Mata Pisau Penggiling

METODE PENELITIAN

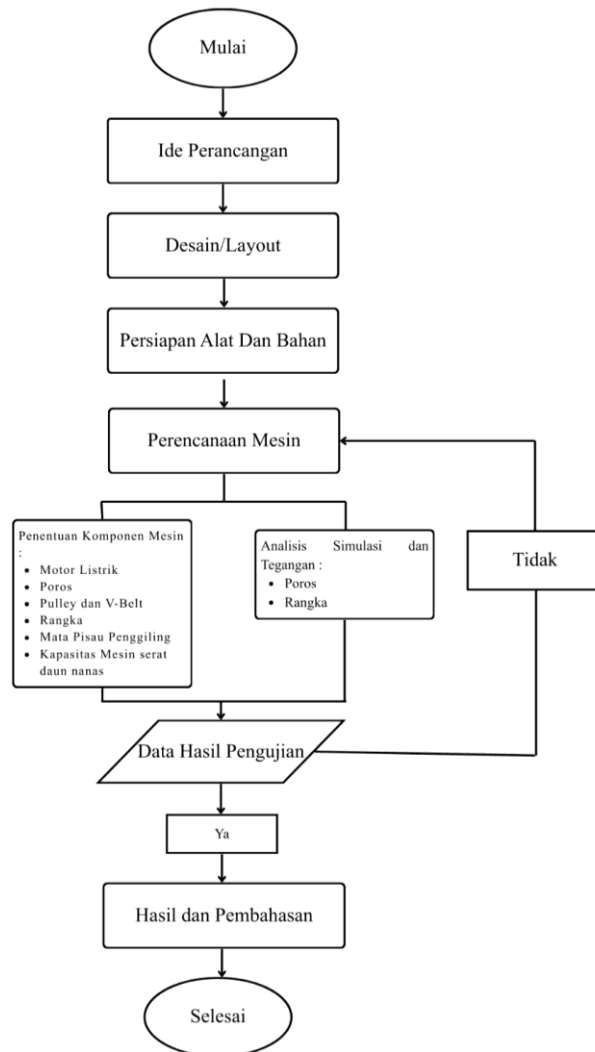
Penelitian ini menggunakan pendekatan perancangan teknik yang dikombinasikan dengan perhitungan analitik dan simulasi numerik untuk mengevaluasi kelayakan mesin pengolah serat daun nanas. Tahapan penelitian meliputi perancangan komponen, perhitungan parameter desain, pemodelan tiga dimensi, serta analisis struktur.

Komponen utama yang dirancang meliputi motor listrik, sistem transmisi (pulley dan V-belt), poros, mata pisau, dan rangka mesin. Daya dan putaran motor ditentukan berdasarkan kebutuhan torsi untuk proses pengolahan serat. Parameter transmisi seperti diameter pulley dan panjang sabuk dihitung untuk memperoleh kecepatan putar poros yang diinginkan. Perancangan poros menggunakan material AISI 1045 dengan mempertimbangkan tegangan geser akibat torsi dan tegangan ijin material.

Model tiga dimensi mesin dibuat menggunakan perangkat lunak SolidWorks. Analisis struktur dilakukan menggunakan metode Finite Element Analysis (FEA) untuk menentukan distribusi tegangan Von Mises, perpindahan (displacement), serta faktor keamanan (Factor of Safety/FoS) pada komponen kritis yaitu poros dan rangka. Simulasi dilakukan dengan kondisi pembebanan statik berdasarkan hasil perhitungan desain serta dengan penentuan kondisi batas yang sesuai. Selain itu, kapasitas mesin dihitung secara teoritis berdasarkan dimensi daun nanas, massa jenis material, kecepatan putar, dan jumlah mata pisau yang digunakan.

Diagram Alir Penelitian

Proses penelitian yang dilakukan dalam penelitian ini dapat di lihat dalam Gambar 3.



Gambar 3. Diagram Alir Penelitian

HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada penentuan komponen mesin ini, ada beberapa aspek yang perlu diketahui. Yang dimana part serta perhitungan harus sesuai dengan hasil pembuatan dimensi di *solidworks* yang dimana nanti perhitungan akan menghasilkan suatu type atau penggunaan material yang cocok untuk perancangan mesin pengolah serat daun nanas, ada beberapa part yang akan ditentukan berdasarkan perhitungan, antara lain :

Penentuan Komponen Mesin

1. Motor Penggerak (*Primer Mover*)

Kecepatan sinkron dan slip pada motor

$$N_s = \frac{120 \times f}{p}$$

$$N_s = \frac{120 \times 50}{4}$$

$$N_s = \frac{6000}{4} = 1500$$

Karena adanya proses motor induksi mengalami slip, kecepatan poros motor aktual lebih rendah dari kecepatan sinkron: $N_r = 1450 \text{ rpm}$ Slip motor

$$s = \frac{N_s - N_r}{N_s} \times 100\%$$

Penyelesain

$$s = \frac{N_s - N_r}{N_s} \times 100\%$$

$$s = \frac{1500 - 1450}{1500} \times 100\%$$

$$s = 3,33\%$$

Torsi Nominal motor

$$T_{Motor} = \frac{P \times 60}{2\pi N_r}$$

Penyelesaian

$$T_{Motor} = \frac{1500 \times 60}{2\pi \times 1450} = 9,88 \text{ N}_m$$

Hasil perhitungan, motor memiliki torsi sekitar 9,88 Nm pada putaran 1450 rpm, yang akan ditransmisikan melalui sistem sabuk dan pulley.

Sistem Transmisi (*Pulley & V-Belt*)

Tabel 1. Spesifikasi komponen *pulley & v-belt*

Parameter	Nilai
Diameter <i>Pulley</i> Kecil (d)	3 in = 75 mm
Diameter <i>Pulley</i> Besar (D)	7 in = 177 mm
Jarak Antara Sumbu (C)	69 cm = 690 mm

Rasio transmisi

$$i = \frac{D}{d}$$

Penyelesaian

$$i = \frac{177}{75} = 2,36$$

Kecepatan poros *driven*

$$N_1 = N_2 \frac{d}{D}$$

Maka, perhitungan pada rumus diatas yaitu :

$$N_1 = 1450 \times \frac{75}{177} = 609 \text{ rpm}$$

Panjang *V-Belt*

Adapun perhitungan panjang v-belt menurut (Perbawa et al. 2025) menggunakan persamaan rumus sebagai berikut :

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

Maka, perhitungan pada persamaan tersebut yaitu :

$$L = 2(690) + \frac{\pi(177 + 75)}{2} + \frac{(177 - 75)^2}{4(690)}$$

$$L = 1380 + 395,6 + 3,77 = 1779 \text{ mm} = 70 \text{ in}$$

Poros

$$T_{Driven} = T_{Motor} \times i \times n = 9,88 \times 2,36 \times 0,95 = 22 \text{ N}_m$$

Tegangan geser akibat torsi (*solid shaft*)

$$T_{Max} = \frac{16T}{\pi d^3}$$

Penyelesaian

$$T_{Max} = \frac{16 \times 22}{3,14 \times (0,03)^3}$$

$$T_{Max} = 4,15 \text{ Mpa}$$

Konversi *Yield* tarik

$$T_{Yield} = \frac{\sigma_y}{\sqrt{3}}$$

Maka, persamaan tersebut dapat diselesaikan dengan langkah berikut :

$$T_{Yield} = \frac{310}{1,73} = 178,9 \text{ Mpa}$$

Menghitung *Safety Factor*

$$SF_{actual} = \frac{T_{yield}}{T_{Max}}$$

Penyelesaian

$$SF_{actual} = \frac{178,9}{4,15} = 44$$

Dari hasil tersebut *safety factor* pada poros dengan diameter 30 mm memiliki margin 44 terhadap batas lulus 310 MPa.

Tegangan ijin pada desain

$$T_{allow} = \frac{T_{yield}}{SF_{design}}$$

$$T_{allow} = \frac{178,9}{4} = 44,7 \text{ Mpa}$$

Pada perhitungan tersebut ditemukan hasil dari tegangan ijin pada material poros 30 mm, yaitu 44,7 Mpa hal ini dapat dibandingkan dengan nilai tegangan geser yang dizinkan pada gambar kerja yaitu 4,15 Mpa. Maka hasil dari perhitungan tersebut pada penggunaan poros 30 mm masih tergolong aman.

Mencari diameter minimum poros

$$d_{min} = \left(\frac{16T}{\pi T_{Reg}} \right)^{1/3}$$

Penyelesaian

$$d_{min} = \left(\frac{16 \times 22}{3,14 \times 44,7} \right)^{1/3}$$

$$d_{min} = \left(\frac{352}{140,3} \right)^{1/3}$$

$$d_{min} = (2,50)^{1/3}$$

$$d_{min} = 1,36 \text{ m} = 13,6 \text{ mm}$$

Maka, perhitungan pada perancangan poros dengan nilai *safety factor* 44 dengan nilai minimum poros 13,6 mm sudah sesuai atau aman digunakan. Karna nilai dibawah dari nilai dimensi poros 30 mm pada gambar kerja. Hal ini menyatakan bahwa dengan penggunaan poros diameter 30 mm masih sangat aman pada penggunaan mesin pengolah serat daun nanas.

Mata Pisau Penggiling

Perhitungan kecepatan putar poros penggilingan

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Dp}{dp}$$

Maka, Perhitungan pada putaran poros motor :

$$\frac{1450}{n_2} = \frac{177}{75}$$

$$1450 \times (75) = 177 \times n_2$$

$$108750 = 177 \times n_2$$

$$108750 = 177n_2$$

$$\frac{108750}{177} = n_2$$

$$614Rpm = n_2$$

Kecepatan Putaran (ω_1)

$$\omega_1 = n_1 \times \frac{2\pi}{60}$$

Maka, perhitungannya yaitu:

$$1450 \times \frac{2\pi}{60}$$

$$\omega_1 = 151,84 \text{ rad/s}$$

Kecepatan Putaran (ω_2)

$$\omega_2 = n_2 \times \frac{2\pi}{60}$$

Maka, perhitungannya yaitu:

$$614 \times \frac{2\pi}{60}$$

$$\omega_2 = 64,26 \text{ rad/s}$$

Kecepatan Putar Total

$$\omega = \frac{\omega_1 + \omega_2}{2}$$

Maka, perhitungannya yaitu:

$$\omega = \frac{151,84 + 64,26}{2}$$

$$\omega = 108,05 \text{ rad/s}$$

$$\delta = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega}$$

$$\delta = \frac{151,84 - 64,26}{108,05}$$

$$\delta = 0,810 \text{ rad/s} = 81 \%$$

Perhitungan Kapasitas Mesin Pengolah Serat Daun Nanas

$$Q = l \times w \times s \times P \times n \times 60 \times Z$$

Maka, perhitungan pada persamaan diatas yaitu :

$$Q = 0,55 \times 0,05 \times 0,0018 \times 800 \times 614 \times 60 \times 12$$

$$Q = 17,506 \text{ kg/s}$$

Perancangan komponen utama mesin dilakukan berdasarkan kebutuhan daya, torsi, dan kecepatan putar untuk proses pengolahan serat daun nanas. Motor listrik yang digunakan memiliki daya 1,5 kW dengan putaran 1450 rpm, yang kemudian ditransmisikan melalui sistem pulley dan V-belt untuk menghasilkan putaran poros sebesar 614 rpm. Penurunan putaran ini bertujuan untuk meningkatkan torsi pada poros sehingga mampu menggerakkan mata pisau secara efektif dalam proses pemisahan serat.

Hasil perhitungan menunjukkan bahwa torsi yang dihasilkan sebesar 9,88 Nm pada poros motor, yang kemudian meningkat setelah melalui sistem transmisi. Hal ini menunjukkan bahwa sistem transmisi yang dirancang mampu menyesuaikan karakteristik putaran dan torsi sesuai kebutuhan proses pemotongan material berserat.

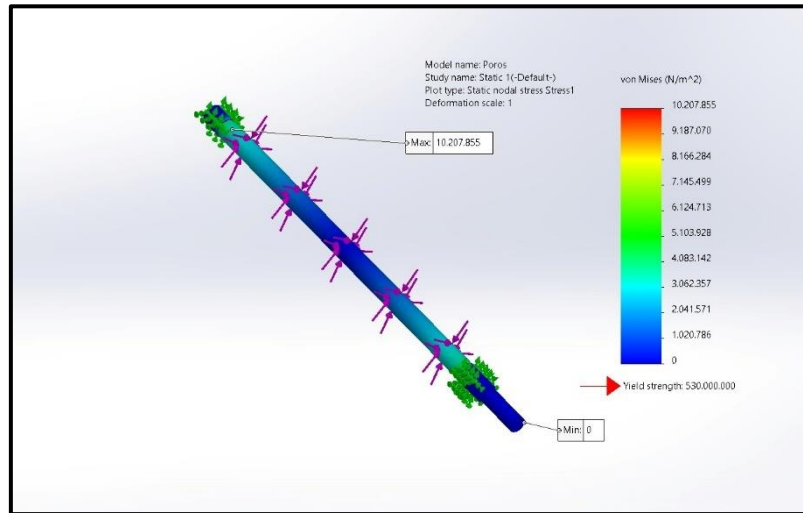
Hasil Simulasi dan Analisa Tegangan

Analisis tegangan pada mesin pengolah serat daun nanas ini dilakukan untuk memastikan bahwa seluruh komponen yang dirancang mampu menahan beban kerja yang terjadi selama proses operasi tanpa mengalami deformasi berlebih ataupun kegagalan struktur. Analisis meliputi poros dan rangka dengan pembebanan yang mengacu pada data hasil perhitungan Sub bab 4.1. Simulasi dilakukan menggunakan perangkat lunak Solidworks 2024, dengan metode Finite Element Analysis (FEA) statik, untuk memperoleh nilai tegangan Von Mises, displacement (perpindahan maksimum), serta safety factor masing masing komponen.

Poros

1. Von Mises

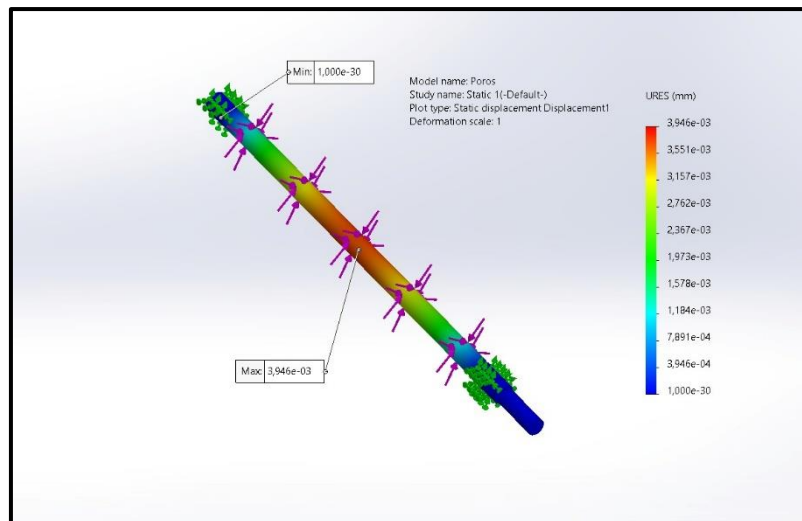
Berdasarkan gambar simulasi von mises, terlihat beban menyebar di sepanjang poros. Warna biru menunjukkan tekanan yang sangat kecil, hampir tidak ada. Warna hijau hingga kuning menandakan tekanan yang diberikan lebih besar, tapi masih dalam kondisi aman. Sedangkan warna oranye sampai merah adalah yang paling tinggi, tingkat penyebarannya sekitar 10,2 MPa. Jika dibandingkan dengan kemampuan bahan poros yang bisa menahan sampai 530 MPa, nilai ini masih sangat jauh di bawah batasnya. Jadi, meskipun ada warna merah, poros tetap aman dan tidak menunjukkan tanda akan rusak.



Gambar 4. Distribusi Tegangan *Von Mises* Pada Poros

2. *Displacement*

Berdasarkan gambar simulasi type displacement, poros mengalami sedikit sekali pergeseran saat diberi beban. Warna biru menunjukkan hampir tidak ada perubahan, sedangkan warna hijau sampai kuning berarti ada sedikit pergeseran tapi masih sangat kecil. Bagian merah adalah yang paling besar pergeserannya, sekitar 0,004 mm. Nilai ini sebenarnya sangat kecil dibanding ukuran poros, jadi poros tetap aman dan tidak ada tanda-tanda rusak.

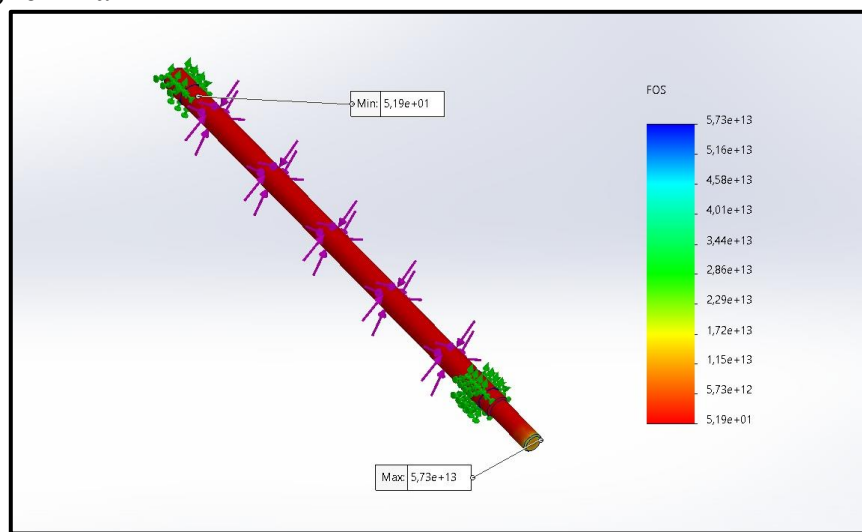


Gambar 5. Distribusi Tegangan *Displacement* Pada Poros

3. *Factor of safety*

Berdasarkan hasil analisis Factor of Safety (FOS), distribusi warna pada gambar memperlihatkan variasi tingkat pembebanan pada poros. Area berwarna merah menunjukkan bagian yang menerima beban terbesar dengan nilai FOS minimum sebesar 5,19. Nilai ini jauh melampaui standar batas aman perancangan yang umumnya berada pada kisaran 2 hingga 4, sehingga poros dapat dinyatakan berada dalam kondisi aman. Sementara itu, area berwarna biru menggambarkan bagian yang tidak menerima beban signifikan, sehingga tidak berperan sebagai titik kritis terhadap kekuatan poros. Selanjutnya, hasil tersebut diverifikasi melalui perhitungan manual menggunakan persamaan Factor of Safety dari pembagian antara tegangan luluh material dengan tegangan von Mises maksimum yaitu 10,2 Mpa

$$FoS = \frac{530 \text{ MPa}}{10,20 \text{ MPa}} = 5,19$$



Gambar 6. Distribusi *Factor if safety* pada poros

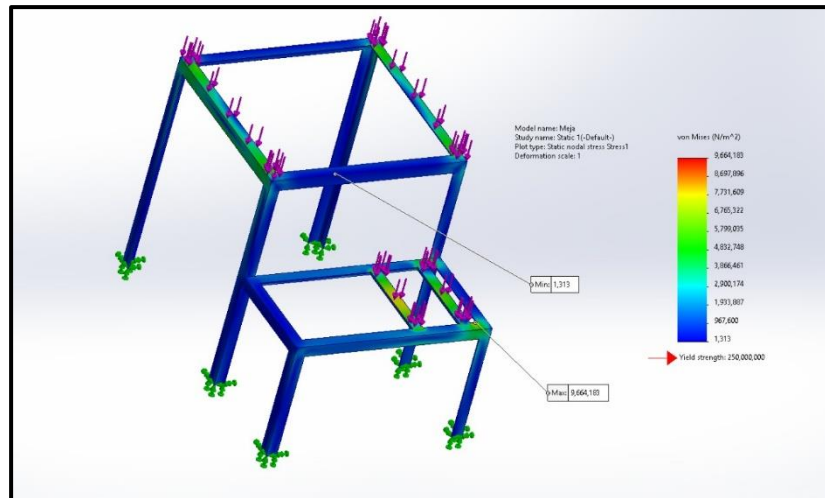
Nilai FOS manual tersebut mendekati hasil simulasi, yaitu 5,19. Kesesuaian ini menunjukkan bahwa analisis simulasi dapat dipercaya dan poros yang dirancang memiliki tingkat keamanan yang sangat baik untuk menahan beban kerja.

Hasil simulasi menunjukkan bahwa tegangan Von Mises maksimum pada poros sebesar 10,2 MPa. Nilai ini jauh lebih kecil dibandingkan dengan tegangan luluh material AISI 1045 yang mencapai sekitar 530 MPa. Dengan demikian, rasio antara tegangan kerja terhadap tegangan luluh sangat kecil, yang menunjukkan bahwa poros bekerja dalam kondisi aman dan jauh dari potensi kegagalan material. Perpindahan maksimum yang terjadi pada poros sebesar 0,004 mm, yang tergolong sangat kecil dibandingkan dengan dimensi poros secara keseluruhan. Hal ini menunjukkan bahwa deformasi yang terjadi tidak signifikan dan tidak akan mempengaruhi kinerja sistem transmisi maupun stabilitas putaran poros.

Nilai factor of safety (FoS) sebesar 5,19 menunjukkan bahwa poros memiliki margin keamanan yang tinggi terhadap beban kerja. Nilai ini berada di atas standar umum perancangan (FoS 2–4), sehingga dapat disimpulkan bahwa desain poros tidak hanya aman, tetapi juga memiliki tingkat keandalan yang baik untuk penggunaan jangka panjang. Secara teknis, distribusi tegangan yang terjadi pada poros menunjukkan bahwa daerah kritis berada pada bagian yang menerima beban torsi maksimum, yang merupakan karakteristik umum pada elemen mesin berputar. Namun demikian, nilai tegangan yang relatif rendah menunjukkan bahwa desain dimensi poros masih konservatif.

Rangka

1. Von Mises

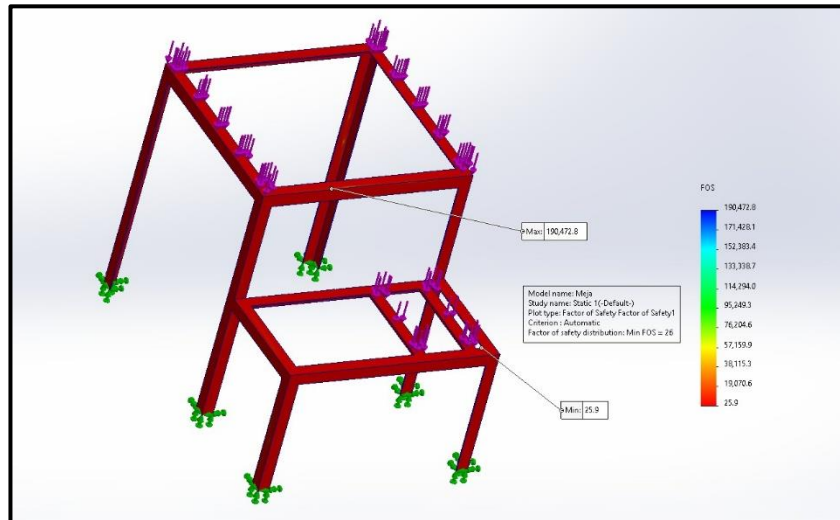


Gambar 7. Distribusi Tegangan Von Mises Pada Rangka

Berdasarkan gambar hasil simulasi diatas, warna pada rangka menunjukkan besar kecilnya tekanan yang diterima. Bagian yang berwarna biru tua hingga hijau menandakan tekanannya sangat kecil, bahkan hampir tidak ada. Sementara itu, warna kuning hingga merah menandakan bagian yang menerima tekanan lebih besar dibanding area lainnya. Nilai tekanan tertinggi yang muncul hanya sekitar 09,66 MPa, sedangkan kemampuan maksimal bahan rangka ini mencapai 250 MPa. Dengan demikian, tekanan yang terjadi masih jauh di bawah batas kekuatan material. Artinya, meskipun ada bagian yang berwarna merah, kondisi rangka tetap aman dan tidak menunjukkan adanya tanda-tanda kerusakan

2. Displacement

Gambar di atas memperlihatkan hasil simulasi pergeseran atau perubahan bentuk (*displacement*) pada rangka mesin ketika diberi beban kerja. Warna pada gambar menunjukkan besar kecilnya pergeseran, dengan warna biru menandakan bagian yang tidak banyak bergerak, sedangkan warna merah menandakan bagian yang mengalami pergeseran paling besar. Dari hasil simulasi diperoleh bahwa pergeseran terbesar terjadi pada bagian atas rangka, yaitu sebesar 0,150 mm. Sementara itu, bagian bawah rangka yang terhubung langsung ke lantai tidak mengalami pergeseran sama sekali (0,000 mm). Nilai pergeseran 0,150 mm tergolong sangat kecil jika dibandingkan dengan ukuran rangka secara keseluruhan. Artinya, rangka ini masih cukup kaku dan kuat untuk menahan beban kerja tanpa mengalami perubahan yang signifikan. Dengan demikian, rangka dapat dikatakan stabil serta aman digunakan dalam kondisi operasional mesin.

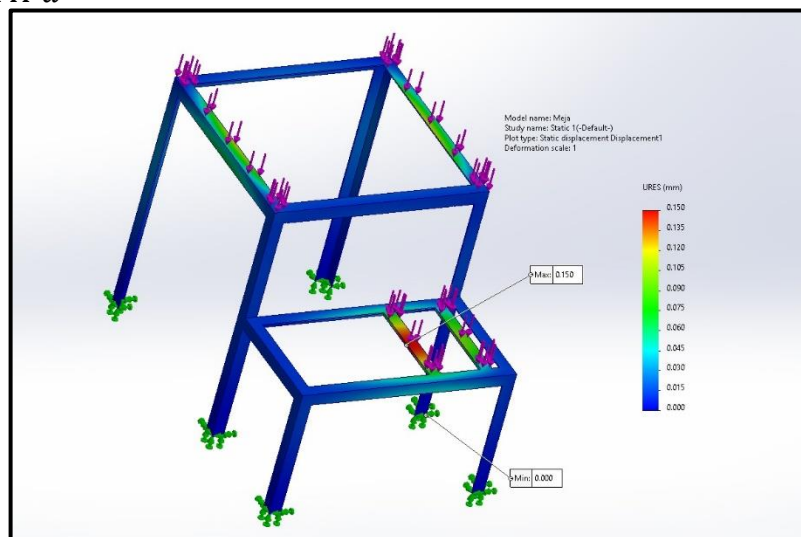


Gambar 8. Distribusi Tegangan *Displacement* Pada Rangka

3. *Factor of safety*

Berdasarkan hasil simulasi, rangka mesin pencacah kayu menunjukkan tingkat keamanan yang sangat baik. Pada bagian yang menerima beban paling besar, nilai Factor of Safety (FoS) minimum tercatat sebesar 25,9. Artinya, kekuatan rangka masih 25,9 kali lebih besar daripada beban yang harus ditahan. Padahal, menurut standar perancangan, nilai FoS antara 2 hingga 4 saja sudah dinyatakan cukup aman (Suryady, S., & Sapto, A. D., 2024). Hasil ini diperkuat dengan perhitungan manual menggunakan rumus Factor of Safety dengan tegangan luluh material sebesar 250 MPa dan tegangan von Mises maksimum sebesar 10,169 Mpa (Base., 2015):

$$FoS = \frac{250 \text{ MPa}}{9,66 \text{ MPa}} = 25,87$$



Gambar 9. Distribusi *Factor Of Safety* Pada Rangka

Kesesuaian antara hasil simulasi dan perhitungan manual tersebut menunjukkan bahwa analisis yang dilakukan dapat dipercaya. Dengan demikian, rangka mesin pencacah kayu ini dinyatakan aman untuk digunakan sesuai dengan beban kerja yang direncanakan.

Hasil simulasi pada rangka menunjukkan bahwa tegangan maksimum yang terjadi sebesar 9,66 MPa, yang masih jauh di bawah tegangan luluh material ASTM A36 sebesar

250 MPa. Hal ini menunjukkan bahwa rangka memiliki kemampuan yang sangat baik dalam menahan beban statik selama operasi mesin.

Perpindahan maksimum sebesar 0,150 mm terjadi pada bagian atas rangka, yang merupakan area dengan beban relatif lebih tinggi. Meskipun demikian, nilai ini masih tergolong kecil dan tidak menyebabkan perubahan bentuk yang signifikan terhadap struktur rangka secara keseluruhan. Hal ini mengindikasikan bahwa rangka memiliki kekakuan yang cukup baik untuk menjaga stabilitas mesin selama proses operasi. Nilai *factor of safety* yang tinggi menunjukkan bahwa rangka dirancang dengan margin keamanan yang besar. Namun demikian, nilai FoS yang terlalu tinggi juga mengindikasikan bahwa desain rangka cenderung overdesign, sehingga masih terdapat potensi untuk optimasi dimensi guna mengurangi berat material tanpa mengurangi tingkat keamanan secara signifikan.

Kapasitas dan Kinerja Mesin

Berdasarkan perhitungan teoritis, kapasitas mesin pengolah serat daun nanas yang dihasilkan sebesar 17,5 kg/jam dengan menggunakan 12 mata pisau dan kecepatan poros 614 rpm. Kapasitas ini dipengaruhi oleh beberapa parameter utama, yaitu dimensi daun, massa jenis material, jumlah mata pisau, serta kecepatan putar poros. Semakin tinggi kecepatan putar dan jumlah mata pisau, maka frekuensi pemotongan akan meningkat sehingga kapasitas produksi menjadi lebih besar. Namun demikian, peningkatan kecepatan juga harus mempertimbangkan batas kekuatan material dan kestabilan sistem untuk menghindari getaran berlebih. Dibandingkan dengan penelitian sebelumnya, kapasitas mesin yang dihasilkan berada pada kategori menengah, sehingga masih terdapat peluang peningkatan melalui optimasi jumlah pisau, kecepatan putar, dan sistem transmisi.

Evaluasi Kinerja dan Keamanan Desain

Secara keseluruhan, hasil perhitungan dan simulasi menunjukkan bahwa seluruh komponen utama mesin berada dalam kondisi aman terhadap beban kerja yang direncanakan. Tegangan kerja yang jauh di bawah batas luluh material, nilai displacement yang kecil, serta *factor of safety* yang tinggi menunjukkan bahwa desain memiliki tingkat keandalan yang baik. Namun demikian, terdapat beberapa aspek yang perlu diperhatikan untuk pengembangan lebih lanjut, antara lain:

1. Analisis dinamik untuk mempertimbangkan efek getaran selama operasi.
2. Evaluasi keausan pada mata pisau akibat kontak langsung dengan material.
3. Pengujian eksperimental untuk memvalidasi hasil simulasi.

Dengan mempertimbangkan aspek tersebut, desain mesin tidak hanya layak secara teknis, tetapi juga memiliki potensi untuk dikembangkan lebih lanjut menjadi produk yang aplikatif di lapangan.

KESIMPULAN

Penelitian ini berhasil merancang mesin pengolah serat daun nanas dan mengevaluasi kelayakan mekanisnya melalui perhitungan analitik dan simulasi elemen hingga. Hasil analisis menunjukkan bahwa poros mengalami tegangan Von Mises maksimum sebesar 10,2 MPa dengan perpindahan 0,004 mm dan faktor keamanan sebesar 5,19, sehingga dinyatakan aman terhadap beban kerja. Rangka mesin mengalami tegangan maksimum sebesar 9,66 MPa dengan perpindahan 0,150 mm yang menunjukkan struktur cukup kaku dan stabil. Mesin yang dirancang memiliki kecepatan poros sebesar 614 rpm dan kapasitas pengolahan sebesar 17,5 kg/jam dengan 12 mata pisau. Secara keseluruhan, hasil penelitian

menunjukkan bahwa desain mesin memenuhi kriteria kekuatan, keamanan, dan kinerja sehingga layak untuk diaplikasikan dalam proses pengolahan serat daun nanas. Namun demikian, penelitian ini masih terbatas pada tahap perancangan dan simulasi. Oleh karena itu, penelitian selanjutnya disarankan untuk melakukan pembuatan prototipe serta pengujian eksperimental guna memvalidasi kinerja dan keandalan mesin dalam kondisi operasional nyata.

REFERENSI

- Bahri, M. H., Kosjoko, K., Abidin, A., & Nurhalim, N. (2024). Analisis Material Rollbar Terhadap Keamanan Driver Mobil Listrik Tipe Prototype. *National Multidisciplinary Sciences*, 3(1), 283-289.
- Himawan, Veri. Desain Dan Analisis Tegangan Statis Pada Rangka Mobil KMHE Kategori Prototype (Software Autodesk Inventor PRO 2017). Diss. Politeknik Negeri Sriwijaya, 2021.
- Kurniawan, E. B., & Wailanduw, A. G. (2025). Analisis Struktur Pada Desain Chassis Mobil Listrik Roda Tiga Menggunakan Metode Elemen Hingga. *Jurnal Teknik Mesin*, 89-94.
- Ledi, S. A. P., Utama, F. Y., Widoretno, Y. S., & Wulandari, D. (2024). Analisis Pembebanan Statis Chassis Ladder Frame pada Mobil Hemat Energi Tipe Urban GARNESA. *Jurnal Rekayasa Mesin*, 9(01), 277-283.
- Marzuki, M. A. B., Bakar, M. A. A., & Azmi, M. F. M. (2015). Designing space frame race car chassis structure using natural frequencies data from ANSYS Mode shape analysis. *International journal of information systems and engineering*, 3(1), 54-63.
- Nisbett, J. K., & Budynas, R. G. (2011). *Shigley's mechanical engineering design* (pp. 593-598). New York: McGraw-Hill.
- Nurchayyo, Y. E., & Wahyudi, P. L. (2021). Rancang Bangun Body Fibercarbon dan Simulasi Aerodinamis dengan Ansys untuk Mobil Hemat Energi Kategori Prototype. *Jurnal Engine: Energi, Manufaktur, dan Material*, 5(2), 90-96.
- Pangestu, E. A., Fahrudin, A. R., Akbar, A., Firdaus, R., & Suryaman, N. N. (2024). Prototype Energy Saving Car Chassis Design and Analysis Using 6061 Aluminum Material: Perancangan Desain dan Analisa Chassis Mobil Hemat Energi Tipe Prototype dengan Material Aluminium 6061. *REM (Rekayasa Energi Manufaktur) Jurnal*, 9(2), 151-162.
- Radaj, D. (1990). *Design and analysis of fatigue resistant welded structures*. Woodhead Publishing.
- Saputra, I. N. A. A., Dantes, K. R., & Nugraha, I. N. P. (2017). Analisis Tegangan Statik pada Rancangan Frame Mobil Listrik Ganesha Sakti (GASKI) Menggunakan Software SolidWorks 2014. *J. Pendidik. Tek. Mesin*, 8(2).
- Sinaga, S., & Pranoto, H. (2020). Analisis Kebutuhan Energi Motor Listrik pada Mobil Hybrid Urban KMHE 2018. *Jurnal Teknik Mesin*, 9(3), 180.
- Supriadi, A. S., Taufiqurrahman, M., & Ivanto, M. Perancangan Chassis Mobil Listrik KMHE Menggunakan Metode Pahl and Beitz. *JTRAIN: Jurnal Teknologi Rekayasa Teknik Mesin*, 5(2), 14-18.
- Tadjuddin, M., Aulia, U., Firsia, T., & Alfurqan, R. (2017, September). Strategi Mengemudi Mobil Listrik Pada Kontes Mobil Hemat Energi (KMHE). In *Seminar Nasional Tahunan Teknik Mesin* (Vol. 16, p. 2017).
- Wilujeng, A. D., Suwanto, E., Annafiyah, A., & Abdi, F. I. (2024). Studi Eksperimen Variasi Paduan Al-Si pada Rangka Urban Diesel KMHE. *Jurnal Rekayasa Mesin*, 9(01), 302-307.