

## PERENCANAAN SISTEM PENGGERAK PADA MESIN PELET PAKAN TERNAK JENIS VERTIKAL

Muhammad Ilma<sup>1)</sup>, Lalang Buana Yudha<sup>2)</sup> dan Nur Aini Gama Lestari<sup>3)</sup>.

<sup>1)2)</sup>Politeknik Angkatan Darat, Kota Batu, Jawa Timur

<sup>3)</sup>Universitas Brawijaya, Kota, Jawa Timur

<sup>1)</sup>E-mail: 22muhammadilma@gmail.com

### ABSTRAK

Ketahanan pangan wilayah merupakan pilar strategis dalam pertahanan negara non-militer. Keterbatasan akses listrik di kawasan perdesaan menjadi hambatan utama hilirisasi teknologi mekanisasi bagi peternak mandiri dalam menekan biaya pakan komersial yang mencapai 60%–70% dari total biaya operasional. Penelitian ini bertujuan untuk merancang dan menganalisis performa sistem penggerak serta transmisi mekanis pada mesin pelet pakan ternak tipe vertikal (*flat die*) dengan target kapasitas 40 kg/jam. Metode perancangan menggunakan analisis kuantitatif elemen mesin dengan memodelkan sistem penggerak motor bensin 6,5 HP yang direduksi melalui kombinasi *V-belt* tipe B-44 dan *gearbox*. Hasil perhitungan menunjukkan kebutuhan daya netto proses granulasi sebesar 1,8 kW. Analisis kekuatan mekanis poros utama berbahan baja karbon S45C (diameter 25,4 mm) menunjukkan kondisi aman dengan tegangan geser izin sebesar 2,9 kg/mm<sup>2</sup> dan memiliki *Safety Factor* (Sf) > 2,0. Uji performa operasional menunjukkan titik ideal kerja mesin tercapai pada putaran motor 3000 RPM, yang menghasilkan kapasitas produksi aktual sebesar 48 kg/jam dengan karakteristik fisik pelet yang padat, matang, dan tidak mudah hancur.

Kata Kunci: Motor Bensin, Mesin Pelet, Poros S45C, Sistem Transmisi, V-Belt.

### 1. PENDAHULUAN

Kemandirian pangan merupakan salah satu indikator vital dalam penguatan pertahanan negara non-militer. Guna mendukung stabilitas ekonomi perdesaan dan mengatasi fluktuasi biaya pakan komersial yang mencapai 60% hingga 70% dari total biaya produksi, peternak dituntut untuk mampu mengolah pakan mandiri berbasis bahan baku lokal. Agar pakan tersebut efisien dan memiliki densitas tinggi, proses granulasi menjadi bentuk pelet sangat diperlukan.

Untuk skala UMKM, mesin pelet jenis vertikal (*flat die*) merupakan pilihan efektif karena konstruksinya yang ringkas. Namun, tantangan utama mekanisasi ini adalah besarnya gaya gesek dan tekanan aksial pada lubang cetakan (*die*) yang memicu risiko macet (*jamming*). Di samping itu, mayoritas peternak di wilayah binaan teritorial memiliki keterbatasan daya listrik, sehingga penggunaan motor bensin (*gasoline engine*) menjadi solusi operasional yang paling fleksibel.

Karakteristik motor bensin yang berputar tinggi ( $\pm 3000$  RPM) membutuhkan sistem reduksi

mekanis yang presisi (kombinasi *V-belt* dan *gearbox*) untuk menurunkan putaran menjadi 250–300 RPM pada poros utama agar menghasilkan torsi pengepresan yang besar. Ketidaktepatan perencanaan sering kali memicu kegagalan fatal seperti *slip* transmisi hingga poros patah. Penelitian ini memfokuskan analisis pada sistem penggerak dan kekuatan komponen transmisi utama untuk memastikan ketercapaian kapasitas target 40 kg/jam secara aman dan stabil.

### 2. TINJAUAN PUSTAKA

#### 2.1 PENELITIAN TERDAHULU

Optimasi parameter mekanis mesin pelet skala kecil telah banyak diteliti. Andrian [1] menganalisis mesin pemecah pelet berkapasitas 40 kg/jam menggunakan motor listrik 0,5 HP dengan efisiensi transmisi mencapai 80% pada putaran 580 RPM. Putra dkk. [2] merancang mesin pelet sistem screw conveyor berpengerak motor listrik 0,25 HP yang menghasilkan kapasitas 9,03 kg/jam. Sementara itu, kekuatan elemen mesin vertikal diteliti oleh Rizal dkk. [3] yang menegaskan bahwa penggunaan baja AISI 1045

sebagai poros utama wajib memperhitungkan beban kejut (shock load) dengan nilai Safety Factor (Sf) di atas 2,0. Untuk fleksibilitas wilayah terpencil, Arifin [4] membuktikan keunggulan motor bensin 5,5 HP yang dipadukan dengan transmisi sabuk-V dalam menjaga stabilitas torsi terhadap fluktuasi beban. Terkait kualitas hasil jadi, Gunawan dkk. [5] memaparkan bahwa putaran cetakan flat die terbaik berada pada rentang 250 RPM hingga 300 RPM untuk menghasilkan densitas pelet yang optimal. Guna mereduksi beban mula (*starting load*), Juhana dan Sulaiman [6] menyarankan integrasi kopling sentrifugal pada poros motor penggerak guna mencegah gejala mesin mati mendadak (*stalling*).

## 2.2 LANDASAN TEORI

Poros utama memikul beban puntir (torsi) gabungan dengan momen lentur akibat tekanan pemadatan rol. Berdasarkan standar ASME dan regulasi Sularso & Suga [7], momen puntir nominal dihitung melalui persamaan:

$$T=9.5488 \times 10^3 \times \frac{P}{n}$$

Dimana:

T= TORSI momen puntir (Nm)

P= melambangkan daya motor (kW),

n= menyatakan putaran poros (RPM).

Ukuran diameter minimum poros ( $d_s$ ) yang aman terhadap beban gabungan ditentukan dengan rumusan:

$$d_s = \left[ \frac{16}{\pi T_a} \sqrt{(K_m M_b)^2 + (K_t T)^2} \right]^{1/3}$$

Dimana

$M_b$ = momen bengkok (kg·mm)

$T_a$  = melambangkan tegangan geser izin material (kg/mm<sup>2</sup>)

$K_m$ =adalah faktor koreksi lentur,

$K_t$ =merupakan faktor koreksi puntir

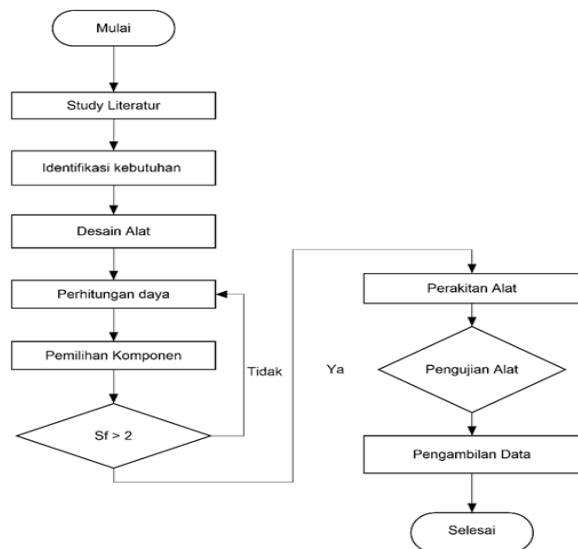
Nilai  $T_a$  dihitung berdasarkan batas kekuatan tarik material ( $\sigma_b$ ) dibagi perkalian faktor keamanan bahan ( $S_{f1}$ ) dan faktor bentuk ( $S_{f2}$ )

$$T_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

## 3. METODE PENELITIAN

Penelitian ini dilakukan melalui beberapa tahapan sistematis yang dimulai dari *studi literature*, identifikasi kebutuhan hingga pengambilan data.

### 3.1 Alur perancangan digambarkan pada Diagram Alir



Gambar 3.1 Diagram Alir

Langkah-langkah tersebut meliputi:

1. Studi Literatur: Mengumpulkan data teknis mengenai mesin pelet vertikal, teori transmisi sabuk-V, dan standar kekuatan poros (ASME).
2. Identifikasi kebutuhan: Analisis Beban dengan menghitung torsi beban yang terjadi pada roller akibat resistensi bahan pakan dan kapasitas daya mesin yang diperlukan
3. Desain Alat: Proses ini bertujuan meningkatkan produktivitas, kualitas, dan efisiensi manufaktur
4. Perhitungan Komponen: Menghitung daya motor, dimensi puli, pemilihan sabuk-V, dan diameter poros utama.
5.  $SF > 2$ : Memastikan faktor keamanan (safety factor) terpenuhi agar mesin andal digunakan.
6. Perakitan Alat: Memasang semua Komponen yang sudah di pilih sesuai kebutuhan.
7. Pengujian Alat: Pengujian kinerja alat guna memastikan alat beroperasi sesuai standar, desain, atau tujuan yang direncanakan.
8. Pengambilan data: Hasil dari pengujian alat yang sudah berhasil direncanakan.

### 3.2 Identifikasi Parameter Desain

Data awal yang digunakan dalam perancangan sistem penggerak ini adalah:

1. Jenis Penggerak: Motor bensin (Gasoline Engine) satu silinder
2. Kecepatan Input ( $n_1$ ): 3600 RPM.Target
3. Kecepatan Output ( $n_2$ ): 250 RPM.
4. Kapasitas Produksi Target (Q): 40 kg/jam.

### 3.3 Prosedur Perhitungan Mekanis

Metode perhitungan dilakukan berdasarkan rumus-rumus elemen mesin standar.

1. Perhitungan Daya dan Torsi  
 Daya rencana ( $P_d$ ) dihitung dengan mempertimbangkan faktor koreksi ( $F_c$ ) untuk mengantisipasi beban kejut:

$$P_d = F_c \times P$$

Torsi beban (T) dihitung berdasarkan daya rencana dan putaran poros yang diinginkan:

$$T = 9.5488 \times 10^3 \times \frac{P}{n}$$

2. Perencanaan Sistem Sabuk-V  
 Penentuan tipe sabuk dilakukan dengan memplot daya rencana dan putaran puli kecil pada diagram pemilihan sabuk. Rasio transmisi (i) ditentukan untuk mendapatkan reduksi putaran yang diinginkan:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{d_2}{d_1}$$

Dimana

$d_1$  = diameter puli penggerak dan  
 $d_2$  = diameter puli yang digerakkan.

3. Analisis Kekuatan Poros  
 Poros utama dianalisis terhadap beban puntir dan beban lentur menggunakan persamaan diameter poros minimal berdasarkan standar ASME:

$$d_s = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T_d}{\pi \cdot T_a}}$$

Parameter  $T_a$  (tegangan geser izin) ditentukan dari material poros S45C dengan mempertimbangkan faktor keamanan.

### 3.4 Alat dan Bahan

Alat yang digunakan dalam perancangan ini adalah perangkat lunak *Computer Aided Design* (CAD) untuk pemodelan sistem penggerak dan perangkat lunak komputasi untuk analisis data. Bahan yang dianalisis mencakup baja S45C untuk poros, aluminium/besi cor untuk puli, dan karet sintetis untuk sabuk-V tipe B.

## 4. HASIL PENELITIAN

### 4.1 Analisis Kebutuhan Daya dan Torsi

Berdasarkan parameter kapasitas target 40 kg/jam, dilakukan perhitungan beban torsi yang harus diatasi

oleh roller. Gaya tekan spesifik bahan pakan terhadap saringan (die) menghasilkan hambatan torsi pada poros utama.

1. Torsi Beban  $T_b$  : Berdasarkan perhitungan mekanika kontak, torsi yang dibutuhkan pada poros utama adalah 185 Nm.
2. Daya Rencana ( $P_d$ ): Dengan mempertimbangkan faktor koreksi beban menengah ( $F_c = 1,2$ ), maka daya rencana yang digunakan adalah:

$$P_d = F_c \times P$$

$$P_d = 4,8 \text{ kW} \times 1,2 = 5,76 \text{ kW}$$

Dimana

P = Daya nominal motor penggerak (misal 6,5 HP)

$F_c$  = Faktor Koreksi. Nilai ini didapat dari Tabel Elemen Mesin

Hasil ini menunjukkan bahwa penggunaan motor bensin dengan daya nominal 6,5 HP (setara 4,8 kW) pada kondisi operasional kontinu mampu memberikan daya yang cukup setelah melalui sistem reduksi putaran.

### 4.2 Perhitungan Perencanaan Poros

Poros utama menggunakan material baja karbon S45C (AISI 1045) yang memiliki kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) sebesar 58 kg/mm<sup>2</sup>.

Tegangan Geser Izin ( $T_a$ )

Dengan faktor keamanan material ( $S_{f1}$ ) dan faktor keamanan bentuk/alur pasak ( $S_{f2}$ ):

Rumus:

$$T_a = \frac{\sigma_b}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

Perhitungan:

$$T_a = \frac{58 \text{ kg/mm}^2}{6,0 \times 3,0}$$

$$T_a = 2,9$$

Dimana:

$\sigma_b$  = Kekuatan Tarik S45C: 58 kg/mm<sup>2</sup> atau 569 N/mm<sup>2</sup>

$S_{f1}$  = Faktor Keamanan Material (6,0 Standar ASME untuk material baja)

$S_{f2}$  = Faktor keamanan berdasarkan bentuk poros (misal ada alur pasak atau kekasaran permukaan, biasanya 1.3 - 3.0).

### 4.3 Perhitungan Perencanaan Rasio Transmisi (i)

Sistem transmisi direncanakan untuk menurunkan putaran tinggi dari motor bensin menjadi putaran yang sesuai untuk poros utama.

1. Perbandingan antar Puli (*Pulley*)

Diameter puli penggerak ( $d_1$ ) adalah 76 mm dan puli yang digerakkan ( $d_2$ ) adalah 127 mm.

Rumus:

$$i = \frac{d_2}{d_1}$$

Perhitungan:

$$i = \frac{127}{76} = 1,6710$$

Dimana:

$d_1 = 127$ mm Diameter puli penggerak

$d_2 = 76$ mm Diameter puli yang digerakkan

Berdasarkan hasil perhitungan Perbandingan Puli ( $i$ ) adalah 1,6710, yaitu 1 putaran Puli Gearbox sama dengan 1,6710 Putaran Puli Mesin

2. Kecepatan Putar *Pulley Gearbox* ( $n_2$ )

Rumus:

$$n_2 = \frac{n_1}{i}$$

Perhitungan:

1. Putaran pulley Motor 1500rpm

$$n_2 = \frac{750 \text{ rpm}}{1,6710} = 448,8 \text{ rpm}$$

2. Putaran *pulley* Motor 2000rpm

$$n_2 = \frac{1500 \text{ rpm}}{1,6710} = 897,7 \text{ rpm}$$

3. Putaran *pulley Screw* 3000rpm

$$n_2 = \frac{3000 \text{ rpm}}{1,6710} = 1795,3 \text{ rpm}$$

Dimana:

$n_1 =$  Variasi 1500rpm, 2000rpm, 3000rpm (Putaran Mesin penggerak)

$i = 1,6710$  (Perbandingan Transmisi)

Berdasarkan perhitungan variasi putaran yang sudah di tentukan adalah 750rpm dengan hasil 448,8rpm, 1500rpm dengan hasil 897,7rpm, 3000rpm dengan hasil 1795,3rpm, Putaran tersebut diteruskan ke dalam unit *gearbox* untuk menggerakkan *roller* pada saat proses pencetakan bahan baku pellet pakan ternak.

4. Perhitungan Sabuk-V (*V-Belt*)

Kecepatan Linier Sabuk ( $v$ )

Kecepatan linier sabuk harus berada di bawah 20 m/s agar tidak terjadi gaya sentrifugal yang merugikan:

$$V = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000}$$

a. Putaran pulley screw 750rpm

$$V = \frac{3,14 \times 76 \text{ mm} \times 750 \text{ rpm}}{60000} \\ V = 2,983 \text{ m/s}$$

b. Putaran pulley screw 1500rpm

$$V = \frac{3,14 \times 76 \text{ mm} \times 1500 \text{ rpm}}{60000} \\ V = 5,966 \text{ m/s}$$

c. Putaran pulley screw 3000rpm

$$V = \frac{3,14 \times 76 \text{ mm} \times 3000 \text{ rpm}}{60000} \\ V = 11,932 \text{ m/s}$$

Berdasarkan perhitungan variasi putaran yang sudah di tentukan adalah 750rpm dengan hasil 2,983 m/s, 1500rpm dengan hasil 5,966 m/s, 3000rpm dengan hasil 11,932m/s, Kecepatan linier sabuk tersebut aman karena  $< 20$  m/s, Penggunaan sabuk-V tipe B44 dipilih karena kemampuannya menyerap getaran dan berfungsi sebagai pengaman mekanis (*slip*) jika terjadi kemacetan pada unit pengepres.

#### 4.4 Perhitungan kapasitas Daya Mesin Penggerak

Penentuan daya motor penggerak didasarkan pada target kapasitas produksi yang direncanakan, yaitu sebesar 40 kg/jam. Perhitungan dilakukan untuk memastikan motor bensin yang dipilih mampu mengatasi beban tekan pada saat proses granulasi pakan di dalam die.

1. Daya Netto ( $P_n$ )

Menggunakan rumus empiris dengan konstanta beban material standar ( $K = 0,045$  kW (kg/jam):

Rumus:

$Q$  = Kapasitas

$K$  = Konstanta beban (0.045 kW (kg/jam asumsi material standar)

$\eta_{tr}$  = Efisiensi Transmisi (0.8 asumsi menggunakan *V-belt* dan *Gearbox*)

Rumus:

$$P_n = Q \times k$$

Perhitungan:

$$P_n = 40 \times 0.045 = 1,8 \text{ kW}$$

2. Daya Motor ( $P_m$ )

Dengan asumsi efisiensi transmisi ( $\eta_{tr}$ ) sebesar 0,8 (menggunakan kombinasi *V-belt* dan *Gearbox*):

Rumus:

$$P_m = \frac{P_n}{\eta_{tr}}$$

Perhitungan:

$$P_m = \frac{1,8}{0,8} = 2,25 \text{ kW}$$

Konversi Ke Horse Power(HP):

$$HP = 2,25 \text{ kW} \times 1,341 = 3,017 \text{ HP}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, kebutuhan daya minimal adalah 3,017 HP. Pemilihan motor bensin dengan kapasitas daya 6,5 HP sangat ideal karena memberikan cadangan daya yang cukup besar untuk mengatasi beban kejutan (*shock load*) dan mencegah mesin mati mendadak (*stalling*) saat proses pengepresan pakan yang padat.

#### 4.5 Hasil Pengujian Performa Mesin Pelet

C	Putaran Puli Mesin (Rpm)	Putaran Puli Gearbox (Rpm)	Waktu Pengujian (Menit)	Hasil Pencetakan (Kg)	Keterangan
1	1500	448,8	60	30	Kurang Efektif, Putaran terlalu rendah, risiko kemacetan tinggi.
2	2000	897,7	60	38	Kurang Optimal, Pelet cenderung rapuh karena tekanan di dalam die tidak maksimal.
3	3000	1795,3	60	48	Titik Ideal. Mesin bekerja dengan stabil, menghasilkan pelet yang padat dan matang.

Tabel 4. 1 Tabel Hasil Pengujian Performa Mesin

## 5. PENUTUP

Berdasarkan hasil perencanaan, analisis perhitungan, dan pengujian performa pada sistem penggerak mesin pelet pakan ternak jenis vertikal, dapat ditarik beberapa kesimpulan utama sebagai berikut: Kapasitas Daya: Untuk mencapai target produksi 40kg/jam, penggunaan motor penggerak bensin dengan daya nominal 6,5HP adalah pilihan yang ideal. Daya tersebut mampu menghasilkan daya netto sebesar 1,8kW yang cukup untuk mengatasi beban torsi pengepresan sebesar 185~Nm. Efektivitas Transmisi: Sistem transmisi menggunakan sabuk-V (V-belt) tipe B dan kombinasi puli dengan rasio reduksi tertentu terbukti efektif menurunkan putaran motor hingga mencapai putaran poros utama yang diinginkan. Hal ini memungkinkan proses pemadatan pelet berlangsung optimal tanpa merusak nutrisi bahan pakan akibat panas berlebih. Keamanan Konstruksi: Poros utama yang menggunakan material baja karbon S45C dengan diameter 25,4~mm (1 inci) dinyatakan aman secara mekanis. Nilai safety factor (Sf) sebesar 2,0 menunjukkan bahwa poros memiliki ketahanan yang memadai terhadap beban puntir dan beban kejut selama operasional mesin. Capaian Performa: Hasil pengujian menunjukkan bahwa titik ideal pengoperasian berada pada putaran mesin 3000~RPM yang menghasilkan kapasitas produksi sebesar 48kg/jam. Capaian ini melampaui target awal sebesar 40kg/jam dengan hasil pelet yang padat dan matang.

## DAFTAR PUSTAKA

- [1] R. D. Andrian, "Analisis transmisi dan kebutuhan daya pada mesin pemecah pelet kapasitas 40 kg/jam," *Jurnal Teknik Mesin Tepat Guna*, vol. 6, no. 1, pp. 12-18, 2025.
- [2] K. Putra, M. F. Hidayat, dan A. S. Wijaya, "Rancang bangun mesin pencetak pelet pakan ternak skala mandiri dengan penggerak motor listrik 0,25 HP," *Jurnal Hilirisasi Teknologi Agro*, vol. 4, no. 2, pp. 89-95, 2025.
- [3] T. Rizal, M. Arifin, dan Z. Gunawan, "Analisis kekuatan poros AISI 1045 terhadap beban kejut pada

mesin pelet vertikal kapasitas 50 kg/jam," *Mekanika Terapan*, vol. 11, no. 3, pp. 201-208, 2022.

[4] M. Arifin, "Fleksibilitas penggunaan motor bensin 5.5 HP pada sistem transmisi sabuk-V untuk mesin pelet perdesaan," *Jurnal Rekayasa Mesin dan Energi*, vol. 9, no. 2, pp. 74-81, 2021.

[5] A. Gunawan, R. Prasetyo, dan H. Utomo, "Optimasi kecepatan putar flat die terhadap densitas fisik dan kualitas pelet pakan organik," *Jurnal Teknologi Pertanian Skala UMKM*, vol. 5, no. 1, pp. 45-52, 2020.

[6] I. Juhana dan E. Sulaiman, "Modifikasi sistem penggerak mesin pelet vertikal menggunakan kopling sentrifugal untuk reduksi starting load," *Jurnal Otomotif dan Pemindah Tenaga*, vol. 8, no. 2, pp. 113-120, 2024.

[7] Sularso dan K. Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, cet. 11, Jakarta: PT Pradnya Paramita, 2004.

[8] Y. Prasetyo, A. Arifin, dan Z. Gunawan, "Efisiensi transmisi sabuk-V dan pereduksi putaran pada mesin granulasi pakan lokal," *Jurnal Mekanikal Pantura*, vol. 14, no. 1, pp. 32-39, 2023.