

# Perancangan Sistem Transmisi Mesin *Chopper* Dan Pengaduk Pakan Ternak Kapasitas 200 Kg/Jam

<sup>1\*</sup>Muhammad Mujahidin Abdullah, <sup>2</sup>Haris Mahmudi

<sup>1,2</sup> Teknik Mesin, Universitas Nusantara PGRI Kediri

E-mail: \*<sup>1</sup>[muzaidinsaja@gmail.com](mailto:muzaidinsaja@gmail.com), <sup>2</sup>[harismahmudi@unpkediri.ac.id](mailto:harismahmudi@unpkediri.ac.id)

Penulis Korespondens : Muhammad Mujahidin Abdullah

**Abstrak**—Pengembangan mesin *chopper* dan mixer pakan kapasitas 200 kg/jam memerlukan sistem transmisi yang mampu mentransfer daya secara efisien. Penelitian ini merancang sistem transmisi menggunakan pulley, v-belt tipe B, dan *gearbox* dengan rasio 1:30. Puli daya berdiameter 100 mm, puli penghubung 127 mm, dan input *gearbox* 304,8 mm. Rasio puli 1:1,27 menghasilkan putaran 1.732 rpm; diteruskan ke pencacah dengan rasio 1:1, dan ke *gearbox* dengan rasio 1:4 menjadi 433 rpm, lalu diturunkan menjadi 14,4 rpm pada mixer. Torsi maksimum tercatat pada poros pengaduk sebesar 2.606.916,36 kg/mm<sup>2</sup>, untuk tegangan geser semua poros 4,83 kg/mm<sup>2</sup>. Umur bantalan tertinggi 60,998 jam (penghubung), terendah 1,810 jam (*chopper*). Hasil ini menjadi dasar desain sistem transmisi yang optimal. Kata Kunci—Transmisi, V-Belt, Pulley, *Gearbox*, Torsi

**Abstract**—The development of a 200 kg/h feed *chopper* and mixer machine requires a transmission system capable of efficiently transferring power. This study designs a transmission system using pulleys, B-type v-belts, and a *gearbox* with a 1:30 ratio. The drive pulley has a diameter of 100 mm, the connecting pulley is 127 mm, and the *gearbox* input pulley is 304.8 mm. A pulley ratio of 1:1.27 produces a rotation speed of 1,732 rpm, which is then transferred to the *chopper* unit at a 1:1 ratio, and to the *gearbox* at a 1:4 ratio, resulting in 433 rpm, and further reduced to 14.4 rpm at the mixer. The maximum torque recorded on the mixer shaft is 2,606,916.36 kg/mm<sup>2</sup>, while the allowable shear stress for all shafts is 4.83 kg/mm<sup>2</sup>. Bearing life ranges from a maximum of 60.998 hours (connector) to a minimum of 1.810 hours (*chopper*). These results form the basis for an optimal transmission system design.

**Keywords**—Transmission, V-Belt, Pulley, *Gearbox*, Torque

This is an open access article under the CC BY-SA License.



## I. PENDAHULUAN

Pendahuluan Industri peternakan di Indonesia menunjukkan perkembangan yang pesat, seiring dengan meningkatnya kebutuhan akan produk ternak yang berkualitas. Salah satu faktor utama yang menentukan mutu hasil ternak adalah pemberian pakan yang sesuai dengan kebutuhan nutrisi hewan[1]. Dalam mendukung proses ini, keberadaan mesin pengolahan pakan seperti mesin pencacah (*chopper*) dan pengaduk sangat diperlukan untuk mempercepat dan mempermudah pengolahan bahan pakan menjadi bentuk yang lebih mudah dikonsumsi oleh hewan ternak[2]. Namun, di banyak usaha peternakan, proses pemberian pakan masih dilakukan secara manual atau menggunakan peralatan yang kurang memadai. Hal ini menyebabkan proses pencacahan dan pencampuran bahan pakan sering tidak merata, yang berisiko menurunkan kualitas pakan. Akibatnya, kesehatan dan produktivitas ternak pun dapat terganggu. Oleh sebab

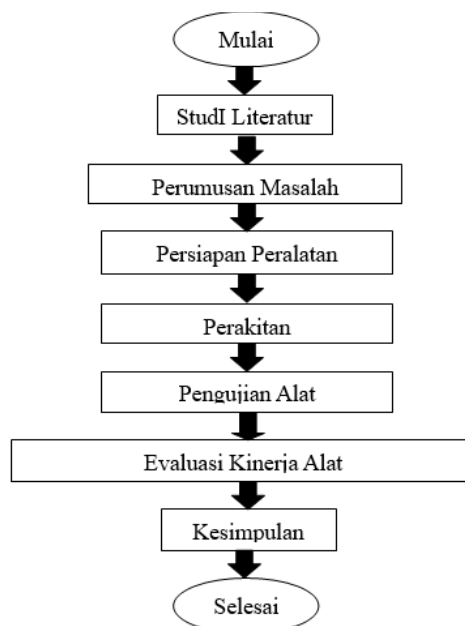
itu, diperlukan sebuah mesin *chopper* dan pengaduk pakan yang mampu mengolah bahan pakan secara merata dan efisien dalam jumlah besar[3].

Mesin *chopper* berfungsi untuk mencacah bahan baku pakan, sedangkan mesin pengaduk digunakan untuk mencampurkan berbagai komponen pakan secara merata. Kedua mesin ini memiliki peran penting dalam menghasilkan pakan berkualitas yang akan mendukung produktivitas sektor peternakan [4]. Mesin *chopper* dan pengaduk pakan yang dirancang dengan kapasitas 200 kg/jam diharapkan mampu memberikan kemudahan bagi peternak dalam memproduksi pakan secara efisien, mengurangi beban kerja, serta menghasilkan campuran pakan yang lebih seragam dan bernutrisi[5]. Mesin ini ideal digunakan pada usaha peternakan skala kecil hingga menengah, baik untuk ternak unggas, sapi, maupun hewan ternak lainnya[6]. Dengan kapasitas tersebut, mesin ini menjadi solusi efisien untuk kebutuhan produksi pakan dalam jumlah besar. Salah satu bagian vital dalam perancangan mesin *chopper* dan pengaduk pakan ini adalah sistem transmisinya[7]. Sistem transmisi berperan dalam menghubungkan dan mentransfer tenaga dari motor penggerak—baik motor listrik maupun motor bakar—ke komponen kerja mesin, seperti pisau pada *chopper* dan pengaduk pakan.

Dalam mesin dengan kapasitas 200 kg/jam, sistem transmisi harus mampu menahan beban kerja yang besar serta mendistribusikan tenaga secara optimal agar proses pencacahan dan pencampuran berjalan efisien[8]. Jika sistem transmisi dirancang atau dipilih secara tidak tepat, hal ini dapat menyebabkan penurunan performa mesin, pemborosan energi, hingga kerusakan komponen yang berdampak pada meningkatnya biaya operasional dan pemeliharaan[9][10]. Melihat pentingnya aspek ini, maka perlu dirumuskan permasalahan seputar efisiensi sistem pencacahan dan pencampuran pakan ternak dengan menggunakan mesin *chopper* dan pengaduk berkapasitas 200 kg/jam. Oleh karena itu, peneliti mengangkat topik berjudul “Rancang Bangun Sistem Transmisi Mesin *Chopper* dan Pengaduk Pakan Ternak Kapasitas 200 kg/jam”.

## II. METODE

### A. Prosedur Perancangan



Gambar 1 Prosedur Perancangan

Prosedur perancangan diatas adalah langkah perancangan sistem tranmisi yang di jelaskan sabagai berikut. Perancangan mesin *chopper* dan pengaduk pakan kapasitas 200 kg/jam dimulai dengan studi literatur untuk mengidentifikasi dan memahami komponen utama mesin, yaitu mesin penggerak, sistem transmisi (roda gigi, pulu, sabuk, dan poros), pengaduk pakan, serta *chopper* sebagai pemotong bahan pakan. Selanjutnya dilakukan perumusan masalah berdasarkan data lapangan di Desa Semen, Kecamatan Semen, Kabupaten Kediri, yang menjadi dasar dalam perancangan alat. Setelah masalah dirumuskan, tahap berikutnya adalah persiapan peralatan yang mencakup pengumpulan bahan, alat, serta data teknis dari mesin yang akan dirancang. Setelah semua persiapan terpenuhi, dilakukan proses perakitan sistem transmisi pada mesin tersebut. Mesin yang telah dirakit kemudian diuji untuk memastikan seluruh komponen, khususnya sistem transmisi, berfungsi sesuai dengan tujuan awal. Evaluasi kinerja dilakukan untuk menilai performa masing-masing komponen dalam mendukung kinerja mesin secara keseluruhan. Tahap terakhir adalah penyusunan kesimpulan berdasarkan hasil pengujian dan evaluasi, yang mencakup analisis efektivitas dan efisiensi berbagai jenis transmisi yang digunakan dalam mesin *chopper* dan pengaduk pakan kapasitas 200 kg/jam, sehingga dapat disimpulkan bahwa alat tersebut mampu bekerja optimal dan sesuai dengan rancangan yang telah direncanakan.

#### B. Desain Perancangan



Gambar 2 desain perancangan sistem tranmisi

### III. HASIL DAN PEMBAHASAN

#### A. Data hasil perancangan

Dalam perancangan mesin *chopper* dan pengaduk pakan kapasitas 200 kg/jam, terdapat beberapa tahapan perhitungan yang harus dilakukan sebagai berikut:

##### 1. Perancangan Sistem tranmisi

Perancangan sistem transmisi untuk mesin *Chopper* dan Pengaduk Pakan Ternak Kapasitas 200 Kg/Jam melibatkan perhitungan pada tiap komponennya. Hal ini bertujuan agar putaran yang dihasilkan sesuai dengan kebutuhan yang diinginkan.

##### a. Perancangan Sistem tranmisi poros penghubung

##### 1) Perencanaan puli

Perencanaan ini untuk menghitung perubahan atau kebutuhan rpm yang terjadi karena adanya perbedaan ukuran puli [10], untuk menghitung dengan rumus sebagai berikut:

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot d_1}{d_2} = \dots\dots\dots (1)$$

Diman:

n1= Putaran penggerak (2200 rpm)

n2 = Putaran digerakkan (.....rpm)

d1 = Puli Penggerak (100 mm)

d2 = Puli Digerakkan (127 mm)

$$n_2 = \frac{2200 \text{ rpm} \cdot 100 \text{ mm}}{127 \text{ mm}} = 1732 \text{ Rpm}$$

$$n_2 = 1732 \text{ Rpm}$$

jadi putaran atau rpm yang terjadi pada poros penghubung sebesar 1732 Rpm.

## 2) Perencanaan v-bel

Perencanaan ini untuk menghitung panjang yang di butuhkan dari poros A ke B, untuk menghitung dngan rumus sebagai berikut:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{1}{4C}(d_2 - d_1)^2 = \dots\dots\dots (2)$$

Dimana:

L = Panjang Keliling Sabuk V..... (mm)

d1= Diameter Puli Penggerak (100 mm)

d2 = Diameter Puli Digerakkan (127 mm)

C = Jarak Sumbu dari poros A ke B (604 mm)

$$L = 2.604 + 1,57 \cdot (100+127) + \frac{1}{4.604} \cdot (127 - 100)^2$$

$$L = 1208 + 356,39 + 158,36$$

$$L = 1.722,75\text{mm}$$

Jadi panjang v-belt untuk poros daya ke poros penghubung sebesar 1722,75mm.

## b. Perancangan Sistem tranmisi *chopper*

### 1) Perencanaan puli

Kecepatan putaran mesin adalah faktor krusial dalam pengoperasian mesin pencacah, karena kebutuhan akan kecepatan dan daya sangat dipengaruhi oleh berat bahan yang dicacah. Untuk mencapai daya dan kecepatan putaran yang optimal, umumnya diterapkan sistem rasio atau perbandingan ukuran antara puli penggerak dan puli yang digerakkan. Untuk mendapatkan hasil perhitungan yang dimaksud, rumus-rumus yang dipakai adalah sebagai berikut.

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot d_1}{d_2} = \dots\dots\dots$$

Diman:

n1= Putaran penggerak (1732 Rpm)

n2 = Putaran digerakkan (.....rpm)

d1 = Puli Penggerak (127 mm)

d2 = Puli Digerakkan (127 mm)

$$n_2 = \frac{1732 \text{ Rpm} \cdot 127 \text{ mm}}{127 \text{ mm}} = 1732 \text{ Rpm}$$

$$n_2 = 1732 \text{ Rpm}$$

jadi untuk rpm *chopper* sebesar 1732 Rpm

### 2) Perencanaan v-belt

V-belt adalah komponen transmisi penting pada mesin pencacah (*chopper*) yang terbuat dari karet dengan penampang umumnya berbentuk trapesium atau persegi, disesuaikan dengan jenis dan kegunaannya. Pemilihan V-belt sering dilakukan

karena efisiensi dan kemudahan pemahaman sistem kerjanya. Dalam merancang sistem transmisi mesin *chopper*, berikut ini adalah rumus-rumus yang digunakan untuk memperoleh hasil dari kalkulasi tersebut.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{1}{4C}(d_2 - d_1)^2 = \dots\dots\dots$$

Dimana:

L = Panjang Keliling Sabuk V..... (mm)

d1 = Diameter Puli Penggerak (127 mm)

d2 = Diameter Puli Digerakkan (127 mm)

C = Jarak Sumbu (572mm)

$$L = 2.572 + 1,57.(127 + 127) + \frac{1}{4.500}.(127 - 127)^2$$

$$L = 1.144 + 398,78 + 0$$

$$L = 1.542,78\text{mm}$$

c. Perancangan Sistem tranmisi *mixer*

1) Perencanaan puli

Kecepatan putaran mesin adalah faktor krusial dalam pengoperasian mesin pengaduk, karena kebutuhan akan kecepatan dan daya sangat dipengaruhi oleh berat bahan yang diaduk. Untuk mencapai daya dan kecepatan putaran yang optimal, umumnya diterapkan sistem rasio atau perbandingan ukuran antara puli penggerak dan puli yang digerakkan. Untuk mendapatkan hasil perhitungan yang dimaksud, rumus-rumus yang dipakai adalah sebagai berikut.

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot d_1}{d_2} = \dots\dots\dots$$

Diman:

n1 = Putaran penggerak (1732 Rpm)

n2 = Putaran digerakkan (.....rpm)

d1 = Puli Penggerak (76,2 mm)

d2 = Puli Digerakkan (304,8 mm)

$$n_2 = \frac{1732 \text{ Rpm} \cdot 76,2 \text{ mm}}{304,8 \text{ mm}} = 433,2 \text{ rpm}$$

$$n_2 = 433,2 \text{ rpm}$$

jadi untuk rpm input gear box sebesar 433,2 rpm.

Lalu untuk putaran yang dihasilkan dari *gearbox* adalah Karena menggunakan gearbok 1:30 maka N1 =?

N2 = 433,2 rpm.

R = rasio

$$n_1 = \frac{433,2 \text{ rpm}}{30} \\ = 14,4 \text{ rpm}$$

2) Perencanaan v-belt

V-belt adalah komponen transmisi penting pada mesin pengaduk yang terbuat dari karet dengan penampang umumnya berbentuk trapesium atau persegi, disesuaikan dengan jenis dan kegunaannya. Pemilihan V-belt sering dilakukan karena efisiensi dan kemudahan pemahaman sistem kerjanya. Dalam merancang sistem transmisi mesin pengaduk, berikut ini adalah rumus-rumus yang digunakan untuk memperoleh hasil dari kalkulasi tersebut.

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + \frac{1}{4C}(d_2 - d_1)^2 = \dots\dots\dots$$

Dimana:

L = Panjang Keliling Sabuk V..... (mm)

d1= Diameter Puli Penggerak (76,2 mm)

d2 = Puli Digerakkan (304,8 mm)

C = Jarak Sumbu (460 mm)

$$L = (2 \cdot 460) + (1,57 \cdot (76,2 + 304,8)) + \left(\frac{1}{4 \cdot 460} \cdot (76,2 - 304,8)^2\right)$$

$$L = 920 + 597,17 + 28,39 = 1545,56 \text{ mm}$$

$$L = 1545,56 \text{ mm}$$

Jadi untuk panjang v-belt input *gearbox* adalah 1545,56 mm

d. Pencanaan poros

1) Momen puntir

Dalam perancangan sistem tranmisi poros merupakan bagian mentranmisikan daya sebesar 8,5 hp dengan putaran 2200 rpm, jika daya diberikan dalam hp maka dikalikan 0,746 untuk mendapatkan daya dalam satuan KW. Untuk rumus sebagai beriku:

Dimana:

$$1 \text{ hp} = 0,746$$

$$P = 8,5 \times 0,746 = 6,342 \text{ Kw}$$

P= daya penggerak dan jika factor koreksi = *fc*, maka daya

$$Pd = fc \cdot P(KW)$$

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \quad (3)$$

Dimana :

*Pd* = Daya Rencana

*fc* = faktor koreksi

*P* = Daya

Tabel 1 faktor-faktor koreksi daya yang di transmisikan

Daya di transmisikan	<i>fc</i>
Daya rata- rata yang di perlukan	1,2 - 2,0
Daya maksimum yang di perlukan	0,8 - 1,2
Daya normal	1,0 - 1,5

Sumber[11]

Apabila faktor koreksi daya maksimum ditetapkan sebesar *fc* = 1,2, maka momen puntir yang diperoleh adalah:

a) Poros penghubung

$$Pd = 1,2 \times 6,342 \text{ KW} = 7,6104 \text{ KW}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{7,6104 \text{ KW}}{2200 \text{ rpm}}$$

$$T = 3.370,64 \text{ kg/mm}^2$$

b) Poros *Chopper*

Dikarenakan pada poros *chopper* perubahan rpm dengan rasio 1,27 maka untuk p= 8,5 maka dikali dengan rasio Sehingga

$$p = 8,5 \times 1,27 = 10,795 \text{ Hp}$$

$$= 10,795 \text{ Hp} \times 0,746 = 8,05 \text{ KW}$$

$$Pd = 1,2 \times 8,05 \text{ KW} = 9,7 \text{ KW}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{9,7 \text{ KW}}{1732 \text{ rpm}}$$

$$T = 5.455,71 \text{ kg/mm}^2$$

c) Poros *Gearbox*

Dikarenakan pada poros *gearbox* perubahan rpm dengan rasio 5,08 maka untuk  $p = 8,5$  maka dikali dengan rasio

Sehingga  $p = 8,5 \times 5,08 = 43,18 \text{ Hp}$

$$= 43,18 \text{ Hp} \times 0,746 = 32,21 \text{ KW}$$

$$Pd = 1,2 \times 32,21 \text{ KW} = 38,65 \text{ KW}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{38,65 \text{ KW}}{1732 \text{ rpm}}$$

$$T = 21.726,68 \text{ kg/mm}^2$$

d) Poros pengaduk

Dikarenakan pada poros pengaduk perubahan rpm dengan rasio 40 maka untuk  $p = 43,18 \text{ Hp}$  (dari poros *gearbox*) maka dikali dengan rasio, Sehingga

$$p = 43,18 \text{ Hp} \times 30 = 1.295,4 \text{ Hp}$$

$$= 1.295,4 \text{ Hp} \times 0,746 = 966,37 \text{ KW}$$

$$Pd = 1,2 \times 966,37 \text{ KW} = 1.159,64 \text{ KW}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{1.159,64 \text{ KW}}{433 \text{ rpm}}$$

$$T = 2.606.916,36 \text{ kg/mm}^2$$

e. Tegangan Geser Poros

Tabel 2 Standart bahan poros

Standart dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik ( $\text{kg/mm}^2$ )	Keterangan
Baja karbon	S30C S35C	Penormalan “	48	
	S40C S45C	“	52	
	S50C	“	55	
		“	58	
			62	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D		53	Ditarik dingin,
	S40C-D		60	digerinda,
	S55C-D		72	dibubut, atau gabungan diantara hal-hal tersebut

Sumber[12]

Tegangan geser yang di izinkan  $T_{\alpha} = \frac{\sigma B}{(sf1 \times sf2)} \quad (4)$

$T_{\alpha}$  = tegangan geser yang di izinkan ( $\text{kg/mm}^2$ )

$\sigma B$  = kekuatan tarik bahan poros ( $\text{kg/mm}^2$ )

$sf1$  = faktor keamanan akibat pengaruh massa pada bahan baja karbon diambil 6,0 sesuai dengan standart ASME 37

$sf2$  = faktor keamanan akibat pengaruh bentuk poros atau daya spline pada poros, di ambil 2.[12]

Dicari  $T_{\alpha} = \frac{58}{(6 \times 2)} = 4,83 \text{ kg/mm}^2$

f. Perancangan bearing

Dalam merencanakan umur bearing (bantalan), dengan asumsi putaran yang konstan, estimasi umur bantalan yang dinyatakan dalam satuan jam dapat dirumuskan menggunakan persamaan berikut:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{p}\right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (5)$$

Dinama:

$L_{10h}$ : Umur bantalan yang diprediksi dalam jam operasi.

C : Kapasitas beban dinamis bantalan (N).

p : Beban ekuivalen yang diterima bantalan (N).

n : Kecepatan putaran bantalan (rpm).

b : konstanta yang tergantung tipe bahan (b= 3 untuk ball bearing)

- 1) Untuk menentukan umur bantalan, terlebih dahulu perlu dihitung beban ekuivalen (P) dengan rumus sebagai berikut.

$$Pr = X \times (V \times Fr + Y \times Fa) \quad (6)$$

*Keterangan:*

$Pr$  = gaya ekuivalen (kg)

$Fr$  = beban radial (kg)

$Fa$  = beban aksial (kg)

$V$  = faktor rotasi bantalan

= 1,0 beban putar pada cincin dalam

= 1,2 beban putar pada cincin luar

$X$  = faktor beban radial

$Y$  = faktor beban aksial

*Diket :*

Nomor bantalan : ucp 207

Diameter dalam : 32mm

- a) Pada poros penghubung

$$Pr = 0,56 \times (1,2 \times 134,45 \text{ N} + 1,5 \times 40,34 \text{ N}) = 124,24 \text{ N} / 27 \text{ lbf}$$

- b) Pada *chopper*

$$Pr = 0,56 \times (1,2 \times 434,58 \text{ N} + 1,5 \times 130,37 \text{ N}) = 401,56 \text{ N} / 90 \text{ lbf}$$

- c) Pada mixer

$$Pr = 0,56 \times (1 \times 322,85 \text{ N} + 1,5 \times 64,57 \text{ N}) = 235,04 \text{ N} / 52 \text{ lbf}$$

- 2) Perhitungan umur bantalan

- a) Bantalan poros penghubung

$$L_{10h} = \left(\frac{23.000}{124,24}\right)^3 \times \frac{10^6}{60.1732}$$



$$L_{10h} = (185,13)^3 x \frac{10^6}{103x920} = 6,34x10^6 x \frac{10^6}{103x920}$$

$$= \frac{6,34x10^6}{103x920} = 60,998jam$$

b) Bantalan poros *chopper*

$$L_{10h} = \left(\frac{23.000}{401,56}\right)^3 x \frac{10^6}{60.1732}$$

$$L_{10h} = (57,28)^3 x \frac{10^6}{103x920} = 188,12x10^6 x \frac{10^6}{103x920}$$

$$= \frac{1,88x10^{11}}{103x920} = 1,810jam$$

c) Bantalan poros *mixer*

$$L_{10h} = \left(\frac{5822}{235,04}\right)^3 x \frac{10^6}{60x14,4}$$

$$L_{10h} = (24,77)^3 x \frac{10^6}{103x920} = 1,52x10^4 x \frac{10^6}{103x920}$$

$$= \frac{1,52x10^9}{60x14} = 17,593jam$$

Jadi ,umur yang diperoleh pada masil bantalan adalah 60,998jam untuk bantalan penghubung , 1,810jam untuk bantalan *chopper* dan 17,593jam untuk bantalan *mixer*.

#### IV. KESIMPULAN

Penelitian perancangan sistem tranmisi pada mesin *chopper* dan pengaduk menggunakan puli, v-bel dan *gearbox* ini diperoleh beberapakesimpulan sebagai berikut:

1. Produk pada mesin *chopper* dan pengaduk berupa sistem tranmisi menggunakan puli, v-bel dan *gearbox* dengan spesifikasi puli daya diameter 100mm, poros penghubung dan *chopper* diameter 127mm, puli penggerak gearbok diameter 76,2mm dan input *gearbox* 304,8mm dengan rasio *gearbox* 1:30. Untuk v-belt menggunakan tipe B dengan ukuran 12mm menggunakan material karet, rubber, dan canvas.
2. Panjang v-belt untuk poros daya ke poros penghubung sebesar 1722,75mm, untuk poros penghubung ke *chopper* 1.542,78mm, sedangkan untuk *gearbox* adalah 1545,56mm
3. Perbandingan antara puli penggerak dan puli pada poros penghubung adalah 1:1,27 sehingga menghasilkan putaran sebesar 1732rpm. Dari poros penghubung ke unit perajang, digunakan rasio transmisi sebesar 1:1 yang menghasilkan kecepatan putaran akhir sama. Sementara itu, transmisi dari poros penghubung ke *gearbox* memiliki rasio 1:4 sehingga menghasilkan putaran sebesar 433rpm. Putaran ini kemudian dikurangi lebih lanjut oleh *gearbox* dengan rasio 1:30, sehingga menghasilkan kecepatan putaran akhir sebesar 14,4 RPM pada bagian pengaduk.
4. Nilai torsi puntir ditemukan pada poros penghubung, yaitu sebesar 3.370,64 kg/mm<sup>2</sup> . Sementara itu, poros *gearbox* mengalami torsi sebesar 21.726,68 kg/mm<sup>2</sup>. Poros pencacah mencatat torsi sebesar 5.455,71 kg/mm<sup>2</sup> sedangkan poros pengaduk mengalami beban puntir mencapai 2.606.916,36 kg/mm<sup>2</sup>.

5. Batas tegangan geser yang diizinkan untuk seluruh poros adalah sebesar  $4,83 \text{ kg/mm}^2$ .
6. Umur yang diperoleh pada masil bantalan adalah  $60,998 \text{ jam}$  untuk bantalan penghubung ,  $1,810 \text{ jam}$  untuk bantalan *chopper* dan  $17,593 \text{ jam}$  untuk bantalan *mixer*.

### DAFTAR PUSTAKA

- [1] D. N. Mashur, I., & Agustin, "Ilmu Pakan dan Nutrisi Hewan: Teori dan Praktik.," *UNISNU Press*, 2023, doi: [https://books.google.co.id/books?hl=en&lr=&id=qPmyEAAAQBAJ&oi=fnd&pg=PP1&dq=info:HoOGrVtpSQEJ:scholar.google.com&ots=RopnF5o5tX&sig=gWW-jGSUXIH1HVtWUJQCquj906s&redir\\_esc=y#v=onepage&q&f=false](https://books.google.co.id/books?hl=en&lr=&id=qPmyEAAAQBAJ&oi=fnd&pg=PP1&dq=info:HoOGrVtpSQEJ:scholar.google.com&ots=RopnF5o5tX&sig=gWW-jGSUXIH1HVtWUJQCquj906s&redir_esc=y#v=onepage&q&f=false).
- [2] M. Zali, S. Nurlaila, A. Y. Heryadi, and A. G. Syah, "Penguatan Teknologi Pendukung Destinasi Budaya Sapi Sonok," *ABM Mengabdi*, vol. 7, no. 1, pp. 45–61, 2020, doi: <https://journal.stie-mce.ac.id/index.php/jam/article/view/600>.
- [3] D. D. Permana and H. Murnawan, "Rancang Bangun Mesin Pengaduk Pakan Ternak Bebek Melalui Pendekatan Antropometri Guna Mengurangi Waktu Proses Pengadukan di UD. Hadhita Jaya Makmur," *J. Tek. Ind. Terintegrasi*, vol. 7, no. 2, pp. 1212–1221, 2024, doi: 10.31004/jutin.v7i2.27934.
- [4] H. Giananda and W. H. Nugroho, "Rangkaian Transmisi Mesin *Chopper* Pakan Ternak Dengan Konsep Two in One," 2024. doi: <https://doi.org/10.29407/inotek.v8i1.4957>.
- [5] Margono, N. T. Atmoko, B. H. Priyambodo, Suhartoyo, and S. A. Awan, "Rancang Bangun Mesin Pencacah Rumput Untuk Peningkatan Efektivitas Konsumsi Pakan Ternak Di Sukoharjo," *Abdi Masya*, vol. 1, no. 2, pp. 72–76, 2021, doi: 10.52561/abma.v1i2.132.
- [6] Kaharudin and B. D. Haripriadi, "Rancang Bangun Mesin Pencacah Pakan Ternak Kapasitas 50 kg/jam," *Sigmat – J. Ilm. Tek. Mesin*, vol. 01, no. 02, pp. 1–8, 2021, doi: <https://doi.org/10.35261/sigmat.v1i2.5555>.
- [7] M. Alfian, H. L. Wijayanto, K. Kadriadi, and M. Jafar, "Sistem Transmisi pada Mesin Pembersih Sepatu Safety Semi Otomatis," *J. Ilm. Univ. Batanghari Jambi*, vol. 23, no. 1, p. 1080, 2023, doi: 10.33087/jiubj.v23i1.3086.
- [8] E. A. G. P. Wicaksana and H. Istiqlaliyah, "Perancangan Sistem Transmisi Pada Mesin Perajang Lontongan Kerupuk Kapasitas 50kg / Jam," vol. 7, pp. 841–847, 2023, doi: <https://doi.org/10.29407/inotek.v7i2.3507>.
- [9] G. S. J. Yoddy A Nuhgraha, "Rancang bangun transmisi pada mesin pengayak pasir otomatis," *Tedc*, vol. 15, no. 1, pp. 64–68, 2021.
- [10] H. Mahmudi, "Analisa Perhitungan Pulley dan V-Belt Pada Sistem Transmisi Mesin Pencacah," *J. Mesin Nusantara*, vol. 4, no. 1, pp. 40–46, 2021, doi: 10.29407/jmn.v4i1.16201.
- [11] S. A. L. Hanun, "Pembuatan Mesin Perontok Padi," *Mesin Perontok Padi*, pp. 25–30, 2019, doi: <https://doi.org/10.26740/jrm.v6i03.43875>.
- [12] S. T. Kismanti, "Rancang Bangun Dan Analisis Kekuatan Poros Roda Belakang Pada Mobil Listrik," *J. Bear. Borneo* ..., pp. 7–11, 2022, doi: <https://doi.org/10.35334/bearings.v1i1.3033>.