

PERENCANAAN MESIN PENCACAH RUMPUT DENGAN KAPASITAS 800 KG/JAM

Sugeng Hariyadi, Eko Setyo Budi

Program Studi Teknik Mesin, Fakultas Teknik, Universitas Gresik

ABSTRAK

Sebagian besar penduduk yang memelihara ternak khususnya ternak sapi yang jumlahnya banyak memerlukan sebuah alat untuk merajang atau memcakah rumput sehingga dapat menghemat waktu dan tenaga yang dikeluarkan yaitu mesin pencacah rumput. Dalam Perencanaan Mesin Pencacah Rumput ini bertujuan untuk mengetahui proses pencacahan pada mesin pencacah rumput, mengetahui sistem transmisi pada mesin, mengetahui berapa daya motor listrik yang diperlukan mesin, mengetahui tingkat keamanan dari mesin, mengetahui gambar kerja mesin pencacah rumput. Adapun metode yang digunakan adalah sebagai berikut studi Lapangan, pengumpulan data, studi pustaka dan perencanaan. Proses perencanaan mesin pencacah rumput dilakukan dengan tahapan yaitu perencanaan dan penjelasan tugas/fungsi, perencanaan konsep produk (gambar kerja). Analisis teknik meliputi analisis daya, torsi yang terjadi pada poros dan kontruksi rangka. Tenaga penggerak mesin pencacah rumput direncanakan menggunakan motor listrik yang disesuaikan dengan kemampuan daya listrik rata-rata berkisar 900 sampai 1300 watt. Hasil perencanaan menghasilkan mesin pencacah rumput pakan ternak dengan spesifikasi ukuran panjang 900, lebar 500 dan tinggi 800 mm. Kapasitas produksi mesin pencacah rumput 800 kg/jam. Sumber penggerak mesin adalah motor listrik DC 1 HP dengan putaran 1400 rpm. Sistem transmisi menggunakan V-belt dengan poros penggerak berdiameter 25 mm. Kontruksi rangka terbuat dari profil siku 40x40x2 mm dengan bahan St 42 dan casing menggunakan plat galvanis dengan tebal 0,8 mm.

Kata kunci: perencanaan, mesin, pencacah rumput.

PENDAHULUAN

Latar Belakang

Sebagian besar khususnya penduduk desa banyak yang memelihara ternak. Sebagian besar yang dipelihara adalah jenis sapi pedaging. Sapi jenis ini umumnya jenis suntikan yaitu sapi yang pertumbuhannya relatif cepat. Disamping itu, dalam pemeliharaannya membutuhkan waktu yang lebih sedikit dibanding dengan sapi jenis lainnya, namun kebutuhan pakannya lebih banyak. Untuk itu peternak membutuhkan alat bantu agar dalam proses mencacah atau merajang rumput dapat menghemat waktu dan tenaga yang dikeluarkan, sehingga dalam merajang atau mencacah diperlukan waktu yang singkat. Sebuah alat pencacah rumput sangat dibutuhkan oleh peternak.

Tujuan Penelitian

Adapun tujuan perencanaan mesin pencacah rumput adalah sebagai berikut :

1. Mengetahui proses pencacahan pada mesin pencacah rumput.
2. Mengetahui sistem transmisi pada mesin.
3. Mengetahui berapa daya motor listrik yang diperlukan mesin.
4. Mengetahui tingkat keamanan dari mesin.
5. Mengetahui gambar kerja mesin pencacah rumput

KAJIAN PUSTAKA

Kajian Singkat dari Mesin Pencacah Rumput Rumput Gajah (*Pennisetum purpureum*)

Menurut Soedomo (1985), rumput gajah berasal dari Afrika dan mempunyai kadar protein yang hampir sama dengan kadar protein yang terkandung dalam rumput bengala yaitu 9,5 % dari bahan

keringnya. Rumput gajah (*Pennisetum purpureum*) merupakan tanaman tahunan yang membentuk rumpun dengan tinggi mencapai 4,5 m disebut juga rumput gajah. Rumput gajah sangat disukai ternak, tahan kering dan tergolong rumput yang berproduksi tinggi dengan produksi di daerah lembah atau dengan irigasi dapat mencapai lebih dari 290 ton rumput segar/ha/th (McIlroy, 1976).

Rumput gajah toleran terhadap berbagai jenis tanah. Tidak tahan genangan, tetapi responsif terhadap irigasi, suka tanah lempung yang subur, tumbuh di dataran rendah sampai pegunungan, tahan terhadap lingkungan sedang dengan curah hujan cukup 1000 mm per tahun atau lebih (Soegiri *et al.*, 1982). Rumput gajah dapat hidup pada tanah asam dengan ketinggian 0-3000 m dan dapat dipotong apabila rumput sudah mencapai ketinggian 1-1,5 m (Reksohadiprodjo, 1985).

Rumput Gajah atau disebut juga rumput napier, merupakan salah satu jenis hijauan pakan ternak yang berkualitas dan disukai ternak. Rumput gajah dapat hidup diberbagai tempat (0 – 3000 dpl), tahan lindungan, respon terhadap pemupukan, serta menghendaki tingkat kesuburan tanah yang tinggi. Rumput gajah tumbuh merumpun dengan perakaran serabut yang kompak, dan terus menghasilkan anakan apabila dipangkas secara teratur.

Rumput gajah ini selain bermanfaat sebagai pakan ternak, berperan juga dalam pengawetan tanah dan air, namun dapat berfungsi ganda yaitu berkemampuan untuk membantu mencegah berlangsungnya erosi. Pada lahan tumpang sari, rumput gajah dapat ditanam pada guludan - guludan sebagai pencegah longsor akibat erosi. Morfologi rumput gajah yang rimbun, dapat mencapai tinggi lebih dari 2 meter sehingga dapat

berperan sebagai penangkal angin (*wind break*) terhadap tanaman utama. Rumput gajah dibudidayakan dengan potongan batang (stek) atau sobekan rumpun sebagai bibit. Bahan stek berasal dari batang yang sehat dan tua, dengan panjang stek 20 – 25 cm (2 – 3 ruas atau paling sedikit 2 buku atau mata).

Pemotongan pada waktu penanaman ruas mata dapat untuk bibit yang berasal dari sobekan rumpun/anakan sebaiknya berasal dari rumpun yang sehat, banyak mengandung akar dan calon anakan baru. Sebelum penanaman bagian vegetatif dari sobekan rumpun dipangkas terlebih dahulu untuk menghindari penguapan yang tinggi sebelum sistem perakaran dapat aktif menghisap air.

Tuntutan Alat Mesin Pencacah Rumput

Mesin pencacah rumput ini merupakan sebuah alat yang berfungsi untuk membantu pencacahan rumput bagi peternak sapi. Mesin ini memiliki berbagai tuntutan yang harus dipenuhi sehingga nantinya mesin ini dapat diterima dan digunakan untuk memenuhi segala kebutuhan pengguna. Sebagian besar masalah atau kegagalan desain disebabkan karena kurang jelasnya kriteria tuntutan pemakai. Alasan utama penolakan desain dari konsumen adalah faktor investasi atau ekonomi yang tidak sepadan. Oleh karena itu, diperlukan cara khusus sebagai langkah awal pengembangan desain dengan mempelajari tuntutan produk dari pemakai. Perancangan mesin pencacah rumput ini didasarkan pada konstruksi dan sistem transmisi yang sederhana yang mampu memotong rumput dengan waktu kurang lebih 15 menit menghasilkan cacahan 150 - 200 kg. Selain itu faktor keamanan harus diperhatikan dan perawatannya mudah. Berdasarkan tuntutan diatas, diharapkan

mesin ini dapat beroperasi sesuai standar yang diminta, biaya pembuatan yang ekonomis, mudah dibuat, proses perakitan dan penggantian suku cadang mudah

Analisis Alat Mesin Pencacah Rumput

Analisis morfologi merupakan suatu pendekatan yang sistematis dan terstruktur untuk mencari alternatif penyelesaian dengan menggunakan matriks sederhana. Analisis morfologi ini dibuat sebagai pertimbangan yang sistematis untuk memilih komponen dan mekanisme mesin yang terbaik. sesuai table 1.

Tabel 1. Petimbangan Perencanaan Mesin Pencacah Rumput









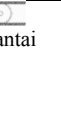

















No	Perencanaan	Persyaratan	Kebutuhan
1	Energi	a. tenaga motor b. penggerak lain	D W
2	Kinematika	a. Mekanisme mudah	D
3	Material	a. Mudah didapat	W
8	Perawatan	a. Biaya perawatan murah b. Perawatannya mudah dilakukan	D D

Dilihat dari spesifikasi diatas, maka didapat gambaran mengenai komponen pembentuk mesin pencacah rumput. Dengan demikian dapat disusun suatu skema klasifikasi dengan matriks morfologi seperti tabel di bawah ini table 2.

Dari berbagai macam variasi komponen-komponen mesin yang mungkin digunakan pada mesin pencacah rumput ini, komponen yang terpilih adalah sebagai berikut :

1. Penggerak mesin: motor listrik 1 HP dengan 1400 rpm
2. Profil rangka : *mild steel* profil L

Tabel 2. Klasifikasi Analisa komponen pencacah rumput

No	Variable	Varian		
		A	B	C
1	Sumber tenaga penggerak	 Motor Listrik AC	 Motor Torak	 Manual
2	Profil rangka mesin	 Profil L	 Profil U	 Profil I
3	Sistem transmisi	 V-Belt dan Pully	 Roda Gigi	 Rantai
4	Poros	 Besi	 Besi berlapis	
5	Pisau	 Pisau	 Roda Gigi	
6	Tempat Pencacahan	 Bulat	 Kotak	
7	Bantalan	 Pillow Block Bearing	 Flange Bearing	
8	Saluran Masuk dan Buang	 Persegi Panjang	 Prisma	 Kerucut
9	Casing	 Plat galvanis	 Plat Aluminium	 Plat Stainless steel
10	Penutup Komponen Berputar	 Lonjong	 Bulat	 kotak

3. Sistem transmisi: sabuk (*v- belt*) dengan puli
4. Poros: Besi ST 37
5. Pisau: Berbentuk Persegi panjang dengan material baja karbon High carbon steel, dengan C 0,8-1,5 (%) ketebalan 0,7 mm.
6. Tempat Pencacahan: Bentuk bulat bahan plat galvanis dengan ketebalan 0,8 mm.
7. Bantalan (*bearing*): *pillow block bearing*
8. *Casing*: Plat Aluminium jenis *alloy I100* dengan ketebalan 0,5 mm
9. Penutup komponen berputar : Bentuk kotak dengan bahan *fiber* dengan ketebalan 0,2 mm

Perencanaan Teknik Untuk Mesin Pencacah Rumput

Gaya Potong Hijauan Pakan Ternak

Langkah utama yang menjadi awal perencanaan mesin pencacah rumput adalah mengetahui besarnya gaya potong yang dibutuhkan untuk dapat memotong batang rumput gajah. Besarnya gaya potong kemudian digunakan untuk menghitung daya yang diperlukan mesin untuk dapat memotong rumput. Data ini selanjutnya akan sangat menentukan dalam perencanaan daya tenaga penggerak, transmisi, dan penghitungan lain. Besarnya gaya potong dapat diketahui melalui uji gaya potong dengan menggunakan alat bantu neraca tekan ataupun dengan memberi beban secara berkala pada pisau.

Perencanaan Daya Penggerak

Setelah gaya potong rumput diketahui maka daya motor listrik yang dibutuhkan bisa dihitung. Untuk menghitung daya mesin (P) terlebih dahulu dihitung torsi (T), yaitu:

$$T = F \times R$$

(Robert L. Mott, 2009:81).....(1)

Keterangan:

F = gaya potong rumput (kg)

R = panjang pisau, titik potong terluar (m)

Setelah mengetahui besarnya torsi yang dihasilkan gaya potong hijauan, selanjutnya bisa dihitung daya mesin. Daya mesin (P) dihitung dengan:

$$P_d = T \cdot \omega \quad T = F \cdot R$$

(Robert L. Mott, 2009:81).....(2)

Dimana:

F = gaya yang bekerja (N)

T = torsi (Nm)

R = panjang pisau

Poros

Elemen mesin yang merupakan salah satu bagian terpenting dari tiap-tiap mesin adalah poros (*shaft*). Pada umumnya mesin meneruskan daya bersama-sama dengan putaran yang dilakukan oleh poros. Poros tersebut dapat dipasang *pulley*, roda gigi, dan naf yang ikut berputar bersama poros. Pembebanan pada poros sangat tergantung pada besarnya daya dan putaran mesin yang diteruskan, serta pengaruh gaya yang ditimbulkan oleh bagian-bagian mesin yang didukung dan ikut berputar bersama poros. Beban puntir disebabkan oleh daya dan putaran mesin, sedangkan beban lentur disebabkan oleh gaya-gaya radial dan aksial yang timbul. Dalam hal tertentu poros dapat terjadi beban puntir atau lentur saja. Namun demikian, kombinasi beban lentur dan beban puntir dapat juga sekaligus terjadi pada poros, bahkan bisa pula disertai oleh beban aksial. Pendekatan yang dilakukan dalam merencanakan poros untuk berbagai jenis pembebanan berdasarkan tegangan geser, tegangan tarik atau tekan, dan tegangan lentur. Selain itu juga faktor kombinasi kejut dan lelah untuk momen lentur dan torsi juga dipergunakan agar diperoleh hasil perencanaan poros yang baik. Berikut adalah perhitungan yang digunakan dalam merancang sebuah poros yang mengalami beban lentur maupun puntir, yaitu :

1. Menghitung daya rencana

$$P_d = fc.P (kW)$$
 (Sularso, 1991:7)(3)
 Keterangan:
 P_d = daya rencana (kW)
 fc = faktor koreksi
 P = daya nominal (kW)
2. Menghitung Momen Yang Terjadi Pada Poros

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1}$$
 (Sularso, 1991:7)..... (4)

Keterangan:

T = momen rencana (kg.mm)
 n_1 = putaran poros (rpm)

3. Gaya Tarik *V-belt* Pada Pembebanan Poros

$$(T_1 - T_2) = \frac{T}{R}$$

(Daryanto, 2000:117)(5)

Keterangan:

T = torsi motor listrik (kg.mm)
 R = jari-jari *pulley* pada poros (rpm)

4. Mencari Tegangan Geser Yang Diizinkan (τ_a)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{Sf_1 \times Sf_2}$$

(sularso, 1991:7).....(6)

Keterangan:

τ_a = tegangan geser yang diizinkan (kg/mm²)
 Sf_1 = Faktor keamanan yang tergantung pada jenis bahan, dimana untuk bahan S-C besarnya adalah 6,0.
 Sf_2 = Faktor keamanan yang bergantung dari bentuk poros, dimana harganya berkisar antara 1,3 – 3,0.

5. Menentukan Diameter Poros

$$d_s = \left[\frac{5,1}{a_2} K_t C_b T \right]^{1/3}$$

(Sularso dan kiyokatsu Suga, 2004: 8)..(7)

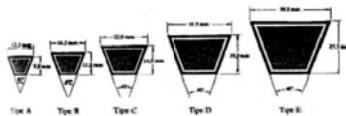
Keterangan :

K_t = faktor koreksi tumbukan 2
 C_b = faktor koreksi lenturan 2, {harganya antara 1,2 – 2,3, jika diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka diambil = 2,0} (Sularso dan kiyokatsu Suga, 2004: 8)

Sabuk-V (*V-belt*)

Jarak yang cukup jauh yang memisahkan antara dua buah poros mengakibatkan tidak memungkinkannya menggunakan transmisi langsung dengan roda gigi. *V-Belt* merupakan sebuah solusi yang dapat digunakan.

V-Belt adalah salah satu transmisi penghubung yang terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Dalam penggunaannya *V-Belt* dibelitkan mengelilingi alur *pulley* yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang membelit pada *pulley* akan mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 1991:163)



Gambar 1. Penampang Sabuk-V

Sabuk-V banyak digunakan karena sabuk-V sangat mudah dalam penanganannya dan murah harganya. Selain itu sabuk-V juga memiliki keunggulan lain dimana sabuk-V akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah serta jika dibandingkan dengan transmisi roda gigi dan rantai, sabuk-V bekerja lebih halus dan tak bersuara. Berdasarkan penampang sabuk-V terdapat beberapa tipe seperti terlihat pada Gambar 3. Selain memiliki keunggulan dibandingkan dengan transmisi-transmisi yang lain, sabuk-V juga memiliki kelemahan yaitu memungkinkan terjadinya slip. Oleh karena itu, maka perencanaan *V-Belt* perlu dilakukan untuk memperhitungkan jenis sabuk yang digunakan dan panjang sabuk yang akan digunakan. Berikut adalah perhitungan yang digunakan dalam perancangan *V-Belt* antara lain :

1. Daya rencana (P_d)

$$P_d = f_c \cdot P$$
 (Sularso, 1991:7)(8)
 Keterangan:
 P = daya (kW)
 P_d = daya rencana (kW)

2. Momen (T)

$$T_1 = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P}{n_1}$$

$$T_2 = 9,74 \times 10^5 \times \frac{P}{n_2}$$
 (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004: 7).....(9)
 Dengan:
 T = Momen puntir
 P = Daya rencana
 n = Putaran motor
 n_2 = putaran poros yang digerakkan (rpm)

3. Diameter luar puli (d_k , D_p)

$$d_k = d_p + 2 \times 5,5$$

$$D_k = D_p + 2 \times 5,5$$
 (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:1 77).....(10)

4. Kecepatan Sabuk (V)

$$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60 \times 1000}$$
 (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:1 66).....(11)
 Dengan:
 V = Kecepatan sabuk
 d = Diameter puli
 n = Putaran motor

5. Gaya Tangensial

$$P = \frac{F_c \cdot P}{102}$$
 (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:1 71).....(12)
 Dengan:
 F_c = Gaya tangensial sabuk-V
 P = Daya rencana

6. Panjang Keliling (L)

$$L = 2C + \frac{\pi}{2} (D_p + d_p) + \frac{1}{4c} (D_p - d_p)^2$$
 (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:1 70).....(13)
 Dengan:
 L = Panjang keliling sabuk
 C = Jarak sumbu poros
 D_p = Diameter puli kecil
 D_p = Diameter puli besar

7. Sudut Kontak (θ)

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{c}$$

(Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:173).....14

Faktor Keamanan

Faktor keamanan adalah factor yang digunakan untuk mengevaluasi keamanan dari suatu elemen mesin (Achmad,1999:3). Analisa faktor keamanan banyak digunakan pada proses membandingkan antara tegangan dengan kekuatan untuk menaksir angka keamanannya. Cara menentukan faktor keamanan adalah :

$$n = \frac{F_{ijin}}{F} = \frac{\sigma_{ijin}}{\sigma}$$

(Achmad,1999:3)..... (15)

Keterangan :

F_p = Beban yang diijinkan, kg.

F = Beban yang bekerja, kg.

σ_p = Tegangan yang diijinkan.

σ = Tegangan yang bekerja. Beberapa hal yang mempengaruhi faktor keamanan sebagai berikut :

- a. Sifat material dan spesifikasi keandalannya.
- b. Sifat pembebanan (sifat mampu beban).
- c. Sifat ketahanan material dari korosi.
- d. Kemungkinan dampak dari pengerjaan permesinan.
- e. Akibat kegagalan (kelelahan) material pada waktu proses pembentukan. Dalam Achmad (1999), berikut ini adalah rekomendasi nilai factor keamanan menurut P. Vidosic. Sesuai table 3

Menurut Achmad (1999), elemen mesin dengan beban berulang, factor ketetapan nomor 1 sampai 5 sudah sesuai, tetapi harus disalurkan pada batas

ketahanan leleh daripada kekuatan luluh bahan. Apabila elemen mesin dengan gaya kejut, faktor keamanan yang sesuai adalah nomor 3 sampai 5 tetapi factor kejut termasuk dalam beban kejut. Tegangan maksimum yang digunakan secara teoritis adalah harga faktor keamanan yang dipresentasikan pada nomor 1 sampai 5 yang diperkirakan 2 kalinya.

Table 3.Faktor keamanan

No	Nilai Keamanan	Keterangan
1	1,25- 1,5	Untuk bahayang sesuai dengan penggunaan pada kondisi terkontrol dan beban tegangan yang bekerja dapat ditentukan dengan pasti.
2	1,5- 2,0	Untuk bahan yang sudah diketahui dan pada kondisi lingkungan beban dan tegangan yang tetap dan mudah ditentukan dengan mudah
3	2,0- 2,5	Untuk bahan yang beroperasi pada lingkungan biasa dan beban serta tegangan dapat ditentukan.
4	2,5- 3,0	Untuk bahan getas dibawah kondisi, lingkungan beban dan tegangan dapat ditentukan.
5	3,0 - 3,5	Untuk bahan belum diuji yang digunakan pada kondisi lingkungan, beban dan tegangan rata-rata atau untuk bahan yang sudah diketahui baik yang bekerja pada tegangan yang tidak pasti

Mesin Pencacah Rumput

Mesin ini merupakan mesin serbaguna untuk perajang hijauan,khususnya digunakan untuk merajang rumput pakan ternak. Pencacahan ini dimaksudkan untuk mempermudah ternak dalam memakan, disamping itu juga untuk memperirit rumput. Mesin pencacah rumput pakan

ternak hasil modifikasi ini menggunakan motor listrik sebagai sumber tenaga penggerak. Mesin ini mempunyai sistem transmisi tunggal yang berupa sepasang *pulley* dengan perantara *v-belt*. Saat motor listrik dinyalakan, maka putaran motor listrik akan langsung ditransmisikan ke *pulley* 1 yang dipasang seporos dengan motor listrik. Dari *pulley* 1, putaran akan ditransmisikan ke *pulley* 2 melalui perantara *v-belt*, kemudian *pulley* 2 berputar, maka poros yang berhubungan dengan *pulley* akan berputar sekaligus memutar pisau perajang. Hal tersebut dikarenakan pisau perajang dipasang seporos dengan *pulley* 2.

METODE PENELITIAN

Lokasi dan Waktu Penelitian

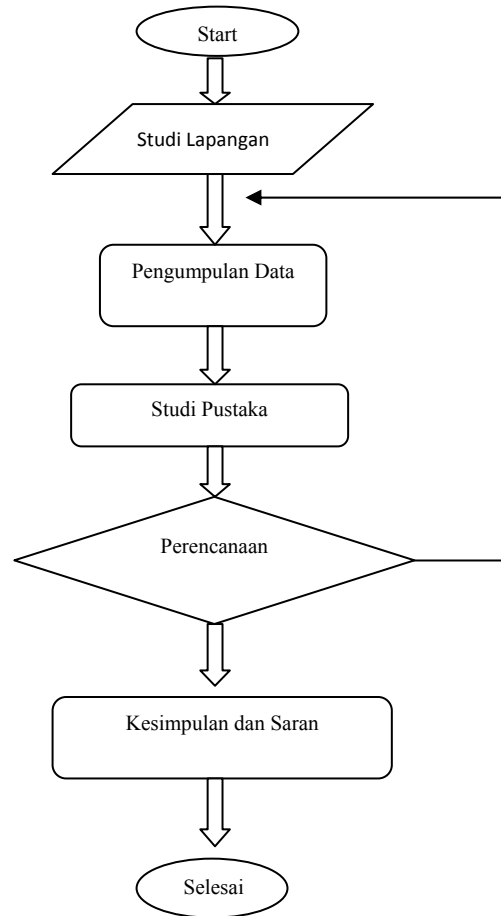
Perencanaan mesin pencacah rumput ini dilakukan di *Workshop* SMK YASMU MANYAR GRESIK pada tanggal 1 Desember 2014 sampai dengan tanggal 1 Maret 2015. Adapun tahapan – tahapan penelitian sebagai berikut :. Studi Lapangan, Pengumpulan Data, Studi Pustaka, Perencanaan, Kesimpulan dan Saran. sesuai gambar 2. diagram alir perencanaan.

Pengumpulan Data

Berdasarkan pernyataan kebutuhan di atas maka diperlukan beberapa langkah analisis kebutuhan untuk memperjelas tugas perencanaan mesin pencacah rumput. Langkah-langkah analisis kebutuhan terdiri dari :

Spesifikasi Mesin

Mesin pencacah rumput yang dirancang memiliki dimensi panjang 900 mm, lebar 800 mm, dan tinggi 800 mm. Motor listrik yang digunakan adalah 1 HP dengan 1400 rpm. Putaran yang dibutuhkan berkisar antara 1000-1100



Gambar 2. Diagram alir

rpm, sehingga tidak memerlukan reducer , cukup dengan membandingkan antara kedua *pulley*. Perbandingan *pulley* yang digunakan yaitu 3 : 4, sehingga putaran porosnya 1050 rpm. Mesin pencacah rumput ini memiliki kapasitas produksi 800 kg/jam. Spesifikasi tersebut dipengaruhi oleh beberapa ketentuan pernyataan kebutuhan konsumen, yaitu : harga penjualan, kapasitas kerja dan daya motor penggerak. Harga penjualan mesin dapat dipengaruhi oleh jenis dan kualitas material yang digunakan. Kebutuhan konstruksi mesin yang kuat merupakan syarat utama dan diharapkan perencanaan mesin dapat mengoptimalkan bahan-bahan dengan harga terjangkau namun mampu menghasilkan konstruksi mesin yang baik, agar harga jualnya terjangkau dipasaran.

Standar Penampilan

Mesin pencacah rumput ini memiliki tinggi 80 cm, diharapkan dapat memberikemudahan dan kenyamanan bagi operator saat pengoperasiannya. Kerangka dibuat dari besi profil L ukuran 40 x 40 x 2 mm untuk menopang beban, baik beban dinamis maupun statis. Casing penutup dibuat buka - tutup dan pisau pencacah dibuat tidak permanen sehingga mudah dibongkar pasang, yang bertujuan untuk mempermudah dalam proses perawatannya. Saklar diletakkan pada tempat yang mudah untuk dijangkau sehingga mudah untuk mengoperasikannya dan tidak mengganggu saat mesin bekerja. *Casing* tersebut terbuat dari pelat lembaran berukuran 50 mm x 205 mm dengan tebal 0,8 mm. Untuk pengecatan mesin pencacah rumput ini menggunakan warna hitam pada casing saluran masuk, warna biru rangka hitam dan casing penutup transmisi warna transparan. Hal tersebut bertujuan untuk memberikan kesan menarik dan kelihatan lebih cerah serta untuk mencegah terjadinya korosi pada komponen-komponen mesin.

Target Keunggulan Produk

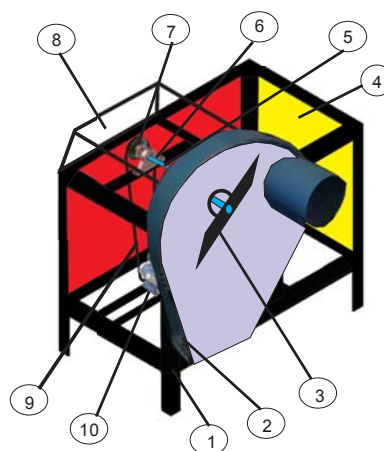
Target yang ingin dicapai sebagai keunggulan pada perencanaan mesin pencacah rumput ini adalah :

1. Multifungsi, selain sebagai alat untuk pencacah rumput juga dapat digunakan untuk pencacahan segala macam tumbuhan dan dedaunan.
2. Biaya keseluruhan pembuatan mesin terjangkau.
3. Mudah dalam pengoperasian dan perawatan.
4. Mesin tidak bising dan tidak menimbulkan polusi (ramah lingkungan).
5. *Safety* operator sehingga mampu mendukung efektivitas proses produksi.

6. Mampu meningkatkan kapasitas hasil produksi.
7. Mempunyai ukuran dan bentuk yang sesuai dengan ruang industri kecil serta mudah dipindah tempatkan.

Perencanaan Mesin Pencacah Rumput

Berdasarkan dari hasil analisa maka gambaran mesin pencacah rumput adalah sebagai berikut : sesuai gambar 3



Gambar 3. Mesin Pencacah Rumput

Keterangan :

1. Rangka
2. tempat pencacah rumput
3. Pisau pencacah
4. *Casing* Rangka
5. Poros
6. *Bearing*
7. *Pully*
8. *casing* Penutup Transmisi
9. *V-Belt*
10. Motor Listrik

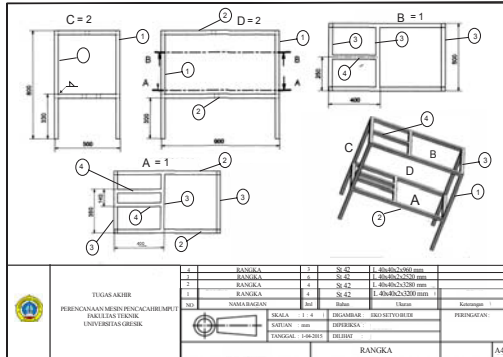
HASIL DAN PEMBAHASAN

Perencanaan Bahan Rangka

Dalam pembuatan mesin pencacah rumput dirancang dengan menganalisa bahan yang akan dipakai, agar memperoleh kinerja mesin yang lebih optimal dan tepat guna. Bahan untuk

pembuatan rangka pada mesin pencacah rumput adalah menggunakan besi baja profil L. sesuai lampiran 1.

Lampiran 1. rangka



Perencanaan Bahan Poros

Poros merupakan sebuah komponen dari mesin pencacah rumput yang berperan penting dalam sistem transmisi. Poros ini berfungsi sebagai pemutar pisau pencacah, selain itu poros juga berfungsi sebagai tempat dudukan pulley. Poros penggerak ini berbentuk silinder dengan ukuran diameter 25 mm dan panjang 420 mm.

- Analisa pada poros
 - Daya yang ditransmisikan:
 - $P = 1 \text{ HP} = 746 \text{ kw} = 0,746 \text{ watt}$
 - $n = 1050 \text{ rpm}$
 - Momen yang terjadi adalah momen puntir penggerak, yaitu sebesar :

$$P_d = \frac{(T/1000)(2\pi \cdot n_1 \cdot 60)}{102}$$
 Sehingga

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{0,746}{1050}$$

$$T = 692,003 \text{ kg.mm}$$
 - Keterangan:
 - T = Momen puntir (kg.mm)
 - P_d = Daya yang direncanakan (kW)
 - n_2 = Kecepatana putaran pada poros transmisi (rpm)

Bahan Poros St 37 kekuatan tarik (σ_B) = 37 kg/mm²

Menurut Achmad (1999) untuk bahan yang bekerja pada beban yang dapat ditentukan $Sf_1 = 2$, sedangkan Sf_2 diambil 2 sesuai bentuk poros.

Besarnya tegangan yang diijinkan τ_a (kg/mm²) dapat dihitung dengan (Sulars $s f_1$ o dan kiyokatsu Suga, 2004)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{s f_1 \times s f_2}$$

$$\tau_a = \frac{37 \text{ kg/mm}^2}{(2 \times 2)}$$

$$\tau_a = 9,25 \text{ kg/mm}^2$$

2. Perhitungan diameter poros (d_s)

$$d_s = \{ (\frac{5,1}{\tau_a}) \times K_t \times C_b \times T \}^{1/3}$$

dimana :

K_t = factor koreksi tumbukan 2, (lampiran)

C_b = faktor koreksi lenturan 2, {harganya antara 1,2 – 2,3, jika diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka diambil = 2,0} (Sularso dan kiyokatsu Suga, 2004: 8)

$$d_s = \{ (\frac{5,1}{9,25}) \times 2 \times 2 \times 6680 \}^{1/3}$$

$$= (14696)^{1/3} = 23,7 \text{ mm}$$

Kebutuhan diameter poros $\geq 23,7 \text{ mm}$ dengan pertimbangan bantalan yang terdapat di pasaran, maka diameter poros yang dibuat adalah 1 inch atau 25,4 mm.

3. Tegangan puntir yang terjadi pada poros yaitu :

$$T_p = \frac{M_p}{w_p} \rightarrow w_p = 0,2 \cdot d^3$$

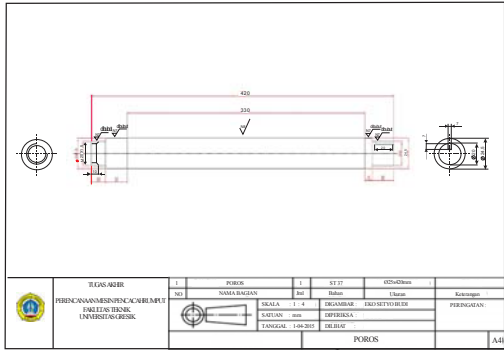
$$= \frac{692,003 \text{ Nmm}}{0,2 \times 25^3 \text{ mm}}$$

$$= 0,43 \text{ N/mm}^2$$

Dalam hal ini bisa diketahui bahwa tegangan puntir yang terjadi lebih kecil dari pada tegangan puntir yang diizinkan yaitu $0,43 \text{ N/mm}^2 < 92,5 \text{ N/mm}^2$

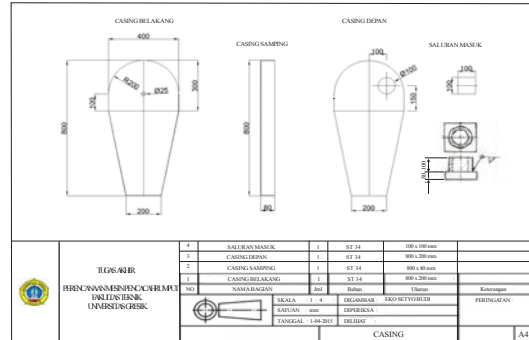
mm² , jadi bisa dikatakan aman untuk digunakan.sesuai lampiran 2

Lampiran 2. poros



bahan casing ini dikarenakan bahan ini memiliki tingkat kekakuan yang sangat baik.sesuai lampiran 4.

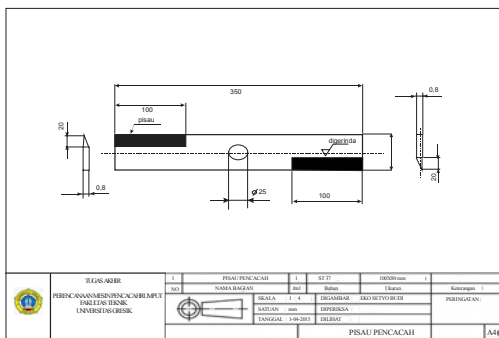
Lampiran 4. casing tempat pencacahan



Perencanaan Bahan Pisau Perajang

Pisau pencacah adalah bagian terpenting dalam mesin pencacah rumput. Pisau tersebut diutamakan dalam ketajamannya, oleh sebab itu bahan pisau pencacah yang dipilih adalah baja karbon *High carbon steel*, dengan C 0,8-1,5 (%) ketebalan 0,8 mm.sesuai lampiran 3.

Lampiran 3. Pisau pencacah



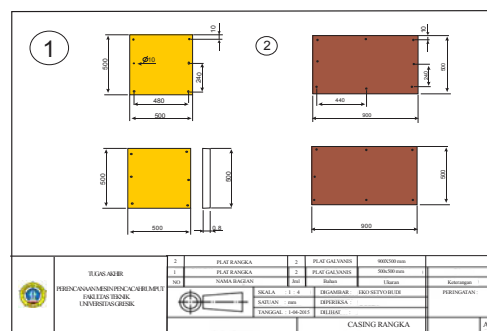
Perencanaan Bahan Casing Penutup Rangka

Casing ini berfungsi untuk menutup semua komponen yang ada pada bagian dalam mesin. Ada dua casing yang pertama casing penutup rangka dan yang kedua penutup transmisi. Tujuan dari pemasangan *casing* ini adalah untuk mengurangi potensi terjadinya kecelakaan kerja. Selain itu, *casing* juga berfungsi sebagai estetika agar penampilan mesin terlihat lebih menarik. Untuk bahan dasar *casing* penutup rangka digunakan plat galvanis dengan ketebalan 0,8 mm. untuk casing penutup transmisi menggunakan *fiber* tujuannya kalau ada trouble pada transmisi bisa mudah dilihat dan dilakukan perbaikan. sesuai lampiran 5.

Perencanaan Bahan Casing

Casing pada mesin pencacah rumput merupakan komponen yang berfungsi sebagai saluran keluar masuk rumput, penutup, pelindung dan sebagai landasan saat proses pencacahan terjadi, sehingga rumput yang dicacah keluar melalui saluran. Bahan yang digunakan untuk casing saluran masuk dan keluar adalah pelat *galvanis* dengan ukuran ketebalan 0.8 mm. Pemilihan pelat sebagai

Lampiran 5. casing penutup rangka



Perencanaan Putaran Mesin

Direncanakan untuk mencacah 1 batang rumput yang panjangnya 2 m diasumsikan memerlukan sekitar 300 kali pemotongan, dan direncanakan terdapat 2 pisau perajang. Setiap putaran terjadi 2 kali pencacahan maka untuk merajang 1 batang rumput yang panjangnya 2 m diperlukan :

$$\frac{300}{2 \times 2} = 75 \text{ putaran}$$

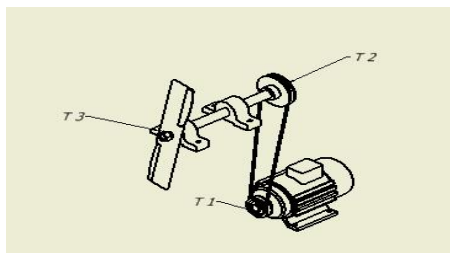
Target perjamnya (Q) = 800 kg/jam

Jadi $Q = \frac{n}{\text{putaran}} \times W \dots\dots\dots$

$$\begin{aligned} n &= \frac{\text{putaran}}{W} \times Q \\ &= \frac{75 \text{ put}}{1 \text{ kg}} \times 800 \text{ kg/jam} \\ &= 60000 \text{ put/jam} \\ &= \frac{60000}{60} \text{ put/menit} \\ &= 1000 \text{ put/menit} \end{aligned}$$

Jadi putaran mesin yang dibutuhkan adalah 1000 rpm.

Perencanaan Daya Motor



Diketahui :

$n_1 = 1400 \text{ rpm}$ $T_2 = 6,68 \text{ Nm}$

$n_2 = 1050 \text{ rpm}$

Besarnya torsi pada T_1 adalah :

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{T_1}{T_2} \implies T_1 = \frac{T_2 \cdot n_2}{n_1}$$

$$T_1 = \frac{6,68 \cdot 1050}{1400}$$

= 5,01 Nm

Maka besar daya motor adalah :

$P = T \cdot \omega$

$$\begin{aligned} &= \frac{T \cdot 2\pi n}{60} \\ &= \frac{5,01 \cdot 2(3,14)1400}{60} \end{aligned}$$

= 734,132 watt

= 0,74 kw = 1Hp

Jadi dengan perhitungan diatas maka motor listrik yang digunakan 1 HP, hal tersebut dikarenakan disesuaikan dengan motor listrik yang tersedia dipasaran.

Perencanaan Sabuk-V

Maka perancangan v-belt :

1. Kecepatan linier sabuk-V

Rumus Kecepatan Sabuk :

$V = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60 \times 1000} \dots\dots\dots$ (Sularso dan Kiyokatsu

Suga, 2004:166)

Dimana :

$d_p =$ diameter puli pada poros motor
= 75 mm

$n_1 =$ putaran motor = 1400 rpm maka :

$$V = \frac{3,14 \cdot 75 \cdot 1400}{60 \times 1000}$$

= 5.495 m/detik

2. Penentuan Jarak Sumbu Poros

Rumus jarak sumbu Poros :

$C = (1,5 - 2) \cdot D_p \dots\dots$ (Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:166)

Dimana :

$D_p =$ diameter luar puli transmisi
= 100 mm

Maka :

$C = 2 \cdot 100 = 200 \text{ mm}$

Factor koreksi :

$C - \frac{D_p + d_p}{2} > 0$

Dimana :

$D_p =$ diameter luar puli transmisi
= 100 mm

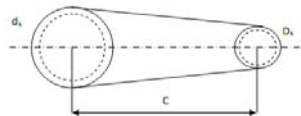
$$\begin{aligned} dp &= \text{diameter luar puli poros motor} \\ &= dp + (2.K) \dots (\text{Dobrovolsky, tt:254}) \\ &= 75 + 2 \cdot 4,5 \\ &= 84 \text{ mm} \end{aligned}$$

Maka :

$$200 - \frac{100+84}{2} > 0$$

$$108 > 0$$

Perencanaan Panjang Sabuk (L)



Gambar 9. Keterangan Rumus Perhitungan Sabuk-V

Rumus Panjang Sabuk :

$$L = 2C + 1,57 (d_p + D_p) + \frac{1}{4.C} (Dp - d_p)^2$$

(Kriesle, 1964:395)

Dimana :

C = jarak sumbu poros = 200 mm
 Dp = diameter puli poros transmisi = 100 mm
 dp = diameter puli poros motor = 75 mm

Maka :

$$L = 2 \cdot 200 + 1,57 (75 + 100) + \frac{1}{4 \cdot 200} (100 - 75)^2 = 675,531 \text{ mm}$$

Berdasarkan dari perhitungan diatas maka, Nomor nominal sabuk-V = No.38, L = 686 mm

Perhitungan Sudut Kontak (θ)

Rumus sudut kontak :

$$\theta = 180^\circ - \frac{57 (d_2 - d_1)}{C_1} \dots (\text{Sularso, 1997:173})$$

Dimana :

Dp = diameter puli poros transmisi = 100 mm
 dp = diameter puli poros motor = 75 mm
 C = jarak sumbu poros = 200 mm

Maka :

$$\begin{aligned} \theta &= 180^\circ - \frac{57 \cdot (100 - 75)}{200} \\ &= 172,875^\circ \end{aligned}$$

Untuk menjadikan radian harus dikalikan $\frac{\pi}{180^\circ}$

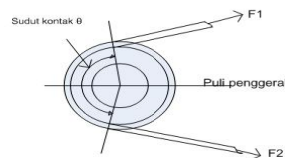
$$\begin{aligned} \theta &= 170,391^\circ \cdot \frac{\pi}{180^\circ} \\ &= 2,972 \text{ rad} \end{aligned}$$

Gaya tangensial sabuk-V(F)

$$F_e = \frac{F_0 \cdot 102}{v} \dots (\text{Sularso dan kiyokatsu Suga, 2004:171})$$

$$\begin{aligned} F_e &= \frac{0,746 \cdot 102}{5,49} \\ F_e &= 13,86 \text{ kg} \approx 14 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sudut kontak antara sabuk dengan pulley penggerak



Gambar 10. Sudut kontak antara sabuk dengan pulley yang digerakkan

$$\theta = 180^\circ - \frac{57 (d_2 - d_1)}{C_1} \dots (\text{Sularso dan Kiyokatsu Suga, 2004:173})$$

$$\begin{aligned} \theta &= 180^\circ - \frac{57 (100 - 75)}{200} \\ \theta &= 180^\circ - 7,125^\circ \\ \theta &= 172,875^\circ \end{aligned}$$

factor koreksi $K_\theta = 1^\circ \dots (\text{lampiran 4})$

Sedangkan sudut kontak antara sabuk dengan puli yang digerakkan adalah :

$$\begin{aligned} \theta &= 360^\circ - 172,875^\circ = 187,1^\circ \\ \theta &= \frac{187,1^\circ}{180^\circ} \times \pi = 3,26 \text{ radian} \end{aligned}$$

Dengan demikian besarnya gaya tarik pada sisi tarik sabuk F_1 (kg) :

- e = 2.72
- θ = Sudut kontak antara sabuk dengan puli (radian)
- μ = Koefisien gesek bahan 0,3 (Lampiran 6, hal 103)

$$F_1 = \frac{e^{\mu \theta}}{e^{\mu \theta} - 1} \times F_e \dots \text{(Sularso dan kiyokatsu Suga, 2004:171)}$$

$$F_1 = \frac{2,72 \cdot (0,3 \times 3,26)}{2,72 \cdot (0,3 \times 3,26) - 1} \times 13,86$$

$$F_1 = 22,20 \text{ kg}$$

Besarnya gaya tarik pada sisi kendor sabuk

$$F_2 \text{ (kg) :}$$

$$F_2 = F_1 - F_e$$

$$F_2 = 22,20 - 13,86$$

$$F_2 = 8,34 \text{ kg}$$

Jadi besarnya gaya tarik total yang diterima poros akibat tarikan sabuk F (kg) adalah :

$$F = F_1 + F_2$$

$$F = 22,20 + 8,34$$

$$F = 30,54 \text{ kg} \approx 30 \text{ kg}$$

Jadi v-belt yang sesuai dengan sistem transmisi mesin pencacah rumput adalah v-belt tipe A-38 dengan jarak poros 200 mm.

Perencanaan Poros

Proses perencanaan poros mempunyai langkah-langkah perencanaan sebagai berikut :

1. Analisa pada poros

Daya yang ditransmisikan:

$$P = 1 \text{ HP} = 746 \text{ kw} = 0,746 \text{ watt}$$

$$n = 1050 \text{ rpm}$$

Momen yang terjadi adalah momen puntir penggerak, yaitu sebesar :

$$P_d = \frac{(T/1000)(2\pi \cdot n_1 \cdot 60)}{102}$$

Sehingga

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{0,746}{1050}$$

$$T = 692,003 \text{ kg.mm}$$

Keterangan:

T = Momen puntir (kg.mm)

P_d = Daya yang direncanakan (kW)

n₂ = Kecepatana putaran pada poros transmisi (rpm)

Bahan Poros St 37 kekuatan tarik (σ_B) = 37 kg/mm²

Menurut Achmad (1999) untuk bahan yang bekerja pada beban yang dapat ditentukan Sf₁ = 2, sedangkan Sf₂ diambil 2 sesuai bentuk poros. Besarnya tegangan yang diijinkan τ_a (kg/mm²) dapat dihitung dengan (Sularso dan kiyokatsu Suga, 2004)

$$\tau_a = \frac{\sigma_B}{sf_1 \times sf_2}$$

$$\tau_a = \frac{37 \text{ kg/mm}^2}{(2 \times 2)} = 9,25 \text{ kg/mm}^2$$

2. Perhitungan diameter poros (d_s)

$$d_s = \left\{ \left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \times K_t \times C_b \times T \right\}^{1/3}$$

dimana :

K_t = factor koreksi tumbukan 2, (lampiran

C_b = faktor koreksi lenturan 2, {harganya antara 1,2 – 2,3, jika diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka diambil = 2,0}

(Sularso dan kiyokatsu Suga, 2004: 8)

$$d_s = \left\{ \left(\frac{5,1}{9,25} \right) \times 2 \times 2 \times 6680 \right\}^{1/3}$$

$$= (14696)^{1/3} = 23,7 \text{ mm}$$

Kebutuhan diameter poros ≥ 23,7 mm dengan pertimbangan bantalan yang terdapat di pasaran, maka diameter poros yang dibuat adalah 1 inch atau 25,4 mm.

3. Tegangan puntir yang terjadi pada poros yaitu :

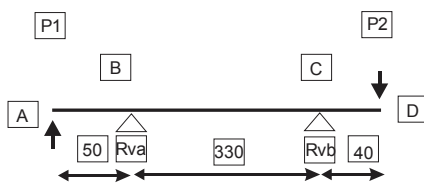
$$T_p = \frac{M_p}{w_p} \rightarrow w_p = 0,2 \cdot d^3$$

$$= \frac{692,003 \text{ Nmm}}{0,2 \times 25^3 \text{ mm}}$$

$$= 0,43 \text{ N/mm}^2$$

Dalam hal ini bisa diketahui bahwa tegangan puntir yang terjadi lebih kecil dari pada tegangan puntir yang diizinkan yaitu $0,43 \text{ N/mm}^2 < 92,5 \text{ N/mm}^2$, jadi bisa dikatakan aman untuk digunakan.

4. Pembebanan yang terjadi pada poros



Gambar 11. Analisa gaya

Beban titik A, adalah gaya potong rumput dikurangi beban pisau

$$\begin{aligned} P1 &= \text{gaya potong} - \text{berat pisau} \\ &= 3,4 \text{ kg} - 1,5 \text{ kg} \\ &= 1,9 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} P2 &= \text{gaya tarik total yang diterima poros} \\ &\quad \text{akibat tarikan sabuk} \\ &= 30,54 \text{ kg} \end{aligned}$$

$$V = 0$$

$$RVa + RVb - Vba - Vab = 0$$

$$RVa + RVb - 1,9 \text{ kg} - 30,54 \text{ kg} = 0$$

$$RVa + RVb = 28,6$$

$$Mp = 0$$

$$-Vb(L1+L2+L3) + (L1+L2)RVb + (L1)RVa = 0$$

$$-30,54(420) + 380 RVb + 50 RVa = 0$$

$$50 RVa + 380 RVb = 12826,8 \text{ kg}$$

$$RVa + RVb = 28,6 \text{ kg}$$

$$950 RVa + 380 RVb = 12826,8 \text{ kg}$$

$$50 RVa + 50 RVb = 12798,2 \text{ kg}$$

$$50 RVa + 380 RVb = 12826,8 \text{ kg}$$

$$- 330 RVb = - 25625 \text{ kg}$$

$$RVb = 50 \text{ kg}$$

$$RVa = 28,6 \text{ kg} - 50 \text{ kg}$$

$$RVa = - 21,1 \text{ kg}$$

Moment vertical :

$$a. Mva = 1,9 \text{ kg} \times 50 \text{ mm} = 95 \text{ kgmm}$$

$$b. Mvb = 30,54 \text{ kg} \times 40 \text{ mm} = 1221,6 \text{ kgmm}$$

$$\begin{aligned} M_{gab} &= \sqrt{M_{va}^2 + M_{vb}^2} \\ &= \sqrt{(95)^2 + (1221,6)^2} \\ &= \sqrt{(9025)^2 + (1492306,56)^2} \\ &= \sqrt{1501331,56} \\ &= 1225,28 \text{ kgmm} \end{aligned}$$

$$ds \geq \left\{ \frac{5,1}{\sigma_g} \sqrt{(K_m \times M_{gab}^2 + K_t \times T^2)} \right\}^{1/3}$$

Dimana :

σ_g = tegangan geser ijin bahan (kg/mm^2)

K_m = factor konsentrasi momen lentur 1,5

K_t = factor koreksi momen torsi 1,5

T = momen puntir (kgmm)

Maka :

$$d_s \geq \left\{ \frac{5,1}{9,25} \sqrt{(1,5 \cdot 1225,28)^2 + (1,5 \cdot 6680)^2} \right\}^{1/3}$$

$$d_s \geq \left\{ \frac{5,1}{9,25} \sqrt{(1837,92)^2 + (10020)^2} \right\}^{1/3}$$

$$d_s \geq \left\{ \frac{5,1}{9,25} \sqrt{3377949,93 + 100400400} \right\}^{1/3}$$

$$d_s \geq \left\{ \frac{5,1}{9,25} \sqrt{103778350} \right\}^{1/3}$$

$$d_s \geq \left\{ \frac{5,1}{9,25} \cdot 103778350 \right\}^{1/3}$$

$$d_s \geq \{5616,70\}^{1/3}$$

$$d_s \geq 17,27 \text{ mm}$$

$$25 \geq 17,27$$

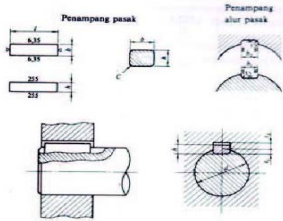
Jadi diameter poros transmisi yang direncanakan 25 mm aman untuk digunakan.

5. Perencanaan Pasak Pada Poros

Bahan pasak yang digunakan dalam perencanaan ini adalah besi cor kelabu FC 20. Menurut Sularso (1997:335) menyebutkan bahwa untuk besi cor kelabu FC memiliki kekuatan tarik sebesar 20 kg/mm^2 .

Dari perhitungan sebelumnya diameter poros transmisi yang direncanakan (d_s) = 25 mm. maka diperoleh standard pasak yang digunakan dengan ukuran sebagai berikut : sesuai table 4.

Table 4. ukuran pasak



Ukuran-ukuran utama				(Satuan: mm)			
Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar b, h	Ukuran standar b	Ukuran standar h	Ukuran standar $\%$	Ukuran standar $\%$	Ukuran standar $\%$	Ukuran standar $\%$
2 x 2	2	2	2	0,16	0,20	1,2	1,0
3 x 3	3	3	3	0,25	0,30	1,8	1,4
4 x 4	4	4	4		0,43	2,5	1,8
5 x 5	5	5	5		0,56	3,0	2,2
6 x 6	6	6	6		0,76	3,5	2,8
(7 x 7)	7	7	7,2	0,25	0,80	4,0	3,0
8 x 8	8	8	8		1,00	4,0	3,3
10 x 10	10	10	10		1,10	5,0	3,3
12 x 12	12	12	12		1,20	5,0	3,3
14 x 14	14	14	14	0,40	1,30	5,0	3,3
(15 x 16)	15	15	16,2	0,60	1,40	5,0	3,3
16 x 16	16	16	16		1,50	6,0	4,1
18 x 18	18	18	18		1,60	7,0	4,4
20 x 20	20	20	20		1,70	7,0	4,4
22 x 22	22	22	22	0,20	1,80	8,0	4,9
(24 x 26)	24	24	26,0	0,40	1,90	8,0	4,9
25 x 25	25	25	25		2,00	9,0	5,4
28 x 28	28	28	28		2,10	10,0	6,4
32 x 32	32	32	32		2,20	11,0	7,4

* / harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel: 0,8, 1,0, 1,2, 1,4, 1,6, 1,8, 2,0, 2,2, 2,5, 2,8, 3,2, 3,6, 4,0, 4,5, 5,0, 5,6, 6,3, 7,0, 8,0, 9,0, 10,0, 11,0, 12,5, 14,0, 16,0, 18,0, 20,0, 22,0, 25,0, 28,0, 32,0, 36,0, 40,0.

(Sularso dan Suga, 2004)

Lebar (b) = 7 mm
Tinggi (h) = 7 mm

Untuk menentukan panjang pasak yang digunakan dengan menggunakan perbandingan sebagai berikut :

$$0,8 \cdot d_s = 0,8 \cdot 25 = 20 \text{ mm} \dots\dots\dots\text{Sularso, 1977:27}$$

Pemeriksaan panjang pasak dapat diketahui dengan membagi panjang pasak yang digunakan dengan diameter poros. Apabila perbandingan tersebut antara 0,75 – 1,5 dari diameter poros, maka panjang tersebut memenuhi syarat :

$$0,75 \leq \frac{l}{d_s} \leq 1,5 \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:28})$$

$$0,75 \leq \frac{20}{25} \leq 1,5$$

$$0,75 \leq 0,8 \leq 1,5$$

a. Tegangan geser yang diijinkan (τ_{ka})

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{Sf_{k1} \cdot Sf_{k2}} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:25})$$

Dimana :

σ_B = kekuatan tarik bahan = 20 kg/mm²

Sf_{k1} = factor keamanan 1 – 6 (diambil 6)

Sf_{k2} = factor keamanan untuk beban halus = 1,0

Maka :

$$\tau_{ka} = \frac{20}{6 \cdot 1} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:25}) = 3,33 \text{ Kg/mm}^2$$

b. Gaya tangensial yang terjadi (F_t)

$$F_t = \frac{2 \cdot T}{d_s} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:25})$$

Dimana :

T = torsi pada poros transmisi = 6680 Kg.mm

d_s = diameter poros transmisi 25 mm

maka :

$$F_t = \frac{2 \cdot 6680}{25} = 5,34 \text{ Kg/mm}^2$$

c. tegangan geser yang terjadi pada pasak (σ_p)

$$\sigma_p = \frac{F_t}{b \cdot l} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:25})$$

Dimana :

F_t = gaya tangensial = 5,34 Kg/mm²

b = lebar pasak = 7 mm

l = panjang pasak = 20 mm

Maka :

$$\sigma_p = \frac{5,34}{7 \cdot 20} = 0,038 \text{ Kg/mm}^2$$

d. Pemeriksaan kekuatan bahan Pasak

Untuk memeriksa kekuatan bahan pasak adalah dengan cara menghitung tegangan geser yang terjadi dibanding dengan tegangan geser yang diijinkan.

$\sigma_p \leq \sigma_k$(Sularso, 1997:27)
 $0,038 \leq 3,33$ (memenuhi syarat)

KESIMPULAN DAN SARAN

Kesimpulan

Untuk Hasil perancangan Mesin Pencacah Rumput adalah sebagai berikut :

Proses pencacahan menggunakan pisau berputar, yaitu dengan menggunakan pisau berbentuk lurus. Sistem transmisi yang dipilih adalah transmisi tunggal yang terdiri dari sepasang pulley berdiameter 2,5 in untuk pulley motor dan 3 in untuk pulley yang digerakkan. Kapasitas produksi Mesin pencacah rumput setiap 60 menit mampu memotong rumput sebanyak ± 800 kg, ketajaman pisau perajang mampu digunakan memotong dalam waktu 10-12 jam/hari, hasil ukuran dan panjang pemotongan rumput seragam. Mesin pencacah rumput menggunakan daya motor 1Hp Tingkat keamanan desain konstruksi mesin pencacah rumput berdasarkan beberapa ketentuan dari hasil analisis teknik dapat dikategorikan baik Gambar kerja modifikasi mesin pencacah rumput digunakan untuk proses pembuatan mesin yang terdapat dalam lampiran.

Saran

Proses penyempurnaan produk masih diperlukan untuk meningkatkan efisiensi, usulan perbaikan rancangan mesin antara lain: Dilihat dari segi sistem transmisi, putaran output mesin masih sangat besar sehingga menjadikan hasil cacahan rumput menjadi sangat kecil-kecil. Perbandingan diameter pulley sebaiknya diperbesar untuk mengatasi masalah tersebut. Getaran pada casing masih terlalu besar sehingga harus diperlukan karet peredam. Dalam memindahkan mesin masih kesulitan,

sehingga perlu adanya roda pada kaki rangka.

DAFTAR PUSTAKA

- Achmad, Z. 1999. *Elemen Mesin 1* . Bandung: Refika Aditama.
- Ambiyar. 2008. *Teknik Pembentukan Pelat*. Jakarta: Depdiknas.
- G. Niemann. 1999. *Elemen Mesin jilid 1*. Jakarta: Erlangga.
- Khurmi, R. S., Gupta, J. K. 1982. *Machine Design* . New Dehli: Eurasia publishing House
- Soedomo, R 1985. *Produksi Tanaman Hijauan Makanan Ternak Tropik*. PT Gramedia, Jakarta.
- Sularso dan Suga, Kiyokatsu, (2004). *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin* Jakarta : Pradnya Paramita.
- Tim Proyek akhir, 2003. *Tim Pedoman Proyek Akhir*, Yogyakarta: Universitas Negeri Yogyakarta