

PERANCANGAN MESIN PENCACAH KOTORAN KAMBING KAPASITAS 1 TON/JAM

Alfian Ady Saputra^{1*}, Karcana²

Jurusan Teknik Mesin, Sekolah Tinggi Teknologi Duta Bangsa Kota Bekasi. JL. Kalibaru Timur

Kec. Medan Satria. 17131

*Corresponding Author: alfianadys@gmail.com

Abstrak

Sampah organik yang berasal dari sisa proses pencernaan makanan kambing memiliki tekstur yang keras dalam kondisi kering sehingga sulit terurai. Oleh karena itu dirancanglah alat perajang kotoran kambing untuk menghancurkannya menjadi ukuran yang lebih kecil. Untuk mendapatkan desain yang sesuai dengan tujuan penelitian, penulis merancang dengan memperhatikan kekuatan komponen untuk mendapatkan spesifikasi komponen, menghitung kekuatan mekanisme penggerak, menggambar desain desain dan menentukan bill of quantity sehingga alat siap dibuat. Dari hasil perhitungan rancang bangun mesin perajang kotoran kambing didapatkan putaran putar kotoran kambing dengan kecepatan 740 rpm, gaya hancur kotoran kambing sebesar 88,51 kg, daya yang digunakan sebesar 1,5 kW dengan putaran 1435 rpm, diameter puli besar 138 mm, dan puli kecil 71 mm. dengan transmisi V-belt, oro diameter 20 mm dengan ukuran pin b x h (7 x 7) panjang 16 mm, bantalan dengan beban dinamis setara dengan 146,52 kg dan masa pakai bantalan 2837,9745 jam atau 1 tahun, kapasitas mesin 1000 kg / jam

Kata kunci: Sampah Organik, Mesin Perajang, Kapasitas.

Abstract

Organic waste that comes from the rest of the digestive process of goat food has a hard texture in dry conditions so it is difficult to decompose. Therefore a goat manure chopper was designed to crush it into a smaller size. To get a design that is in accordance with the research objectives, the authors designed by taking into account the strength of the components to obtain component specifications, calculating the power of the driving mechanism, drawing the design design and determining the bill of quantity so that the tool is ready to be made. From the results of the calculation of the design of the goat manure chopper machine, the rotating roll of the goat manure is obtained with a speed of 740 rpm, the force to destroy the goat manure is 88.51 kg, a power of 1.5 kW is used with 1435 rpm, a large pulley diameter of 138 mm, and a small pulley of 71 mm. with a V-belt transmission, 20 mm diameter oros with b x h size pins (7 x 7) 16 mm long, bearings with a dynamic load equivalent to 146.52 kg and a bearing life of 2837.9745 hrs or 1 year, engine capacity 1000 kg / hour.

Keywords: OrganicWaste,ChoppingMachine,Capacity.

PENDAHULUAN

Kotoran kambing adalah suatu limbah organik yang berasal dari sisa hasil proses pencernaan makanan kambing, kotoran kambing ini berbeda dengan kotoran sapi

atau hewan lainnya, kotoran kambing memiliki tekstur yang keras sehingga jika dijadikan sebagai pupuk tanaman apabila ditaburkan secara langsung kurang efektif

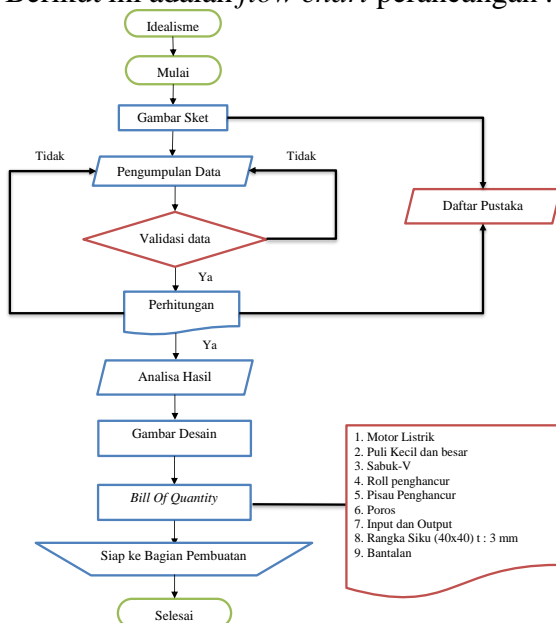
membutuhkan waktu yang lama agar pupuk kandang tersebut bisa terurai.

Lahan pertanian didaerah indramayu cukup begitu luas sebagai salah satu sasaran dari penggunaan pupuk kandang kambing tersebut dengan melihat banyaknya kotoran kambing di daerah indramayu yang kurang dimanfaatkan sebagai pupuk organik karena sulitnya untuk menghancurkan kotoran kambing dalam jumlah banyak membutuhkan suatu alat untuk menghancurkannya sehingga para petani dapat menggunakan pupuk kandang tersebut, selain itu pupuk organik juga dapat menyeimbangkan kadar kesuburan tanah menjadi lebih baik.

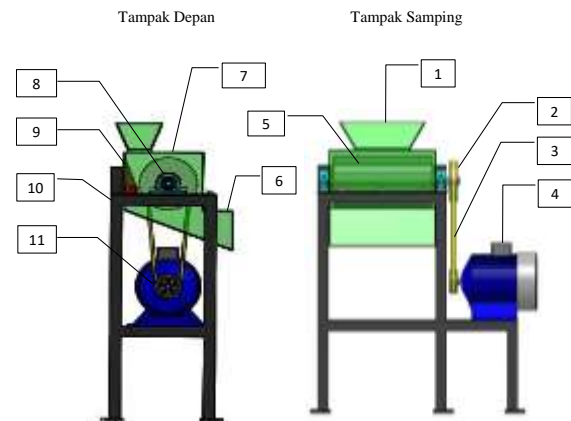
Dalam hal menanggulangi limbah kotoran kambing yang sangat banyak dan akan adanya program calon kepala desa yang akan memberikan tiap kepala keluarga 75 ekor kambing maka perlu dibuatkan suatu alat untuk menghancurkan kotoran kambing tersebut agar mudah dimanfaatkan menjadi pupuk tanaman, maka dari itu penulis merancang sebuah alat pencacah kotoran kambing dengan kapasitas 1 ton/jam.

METODE PENELITIAN

Berikut ini adalah *flow chart* perancangan :



Gambar 1 Sket Perancangan



Tabel 1 Keterangan komponen-komponen mesin:

No	Nama Komponen	No	Nama Komponen
1	Hopper	8	Bantalan
2	Pulley Besar	9	Pisau Penghancur
3	Sabuk-v	10	Rangka siku (40x40), t : 3 mm
4	Motor Listrik	11	Pulley Kecil
5	Roll Penghancur dan Poros		
6	Output		
7	Ruang Input		

PEMBAHASAN

Menentukan Putaran Penghancur

Untuk menentukan harga putaran penghancur menggunakan rumus sebagai berikut:

$$n = \frac{Q}{V \cdot \rho \cdot 60 \cdot Z} \tag{1}$$

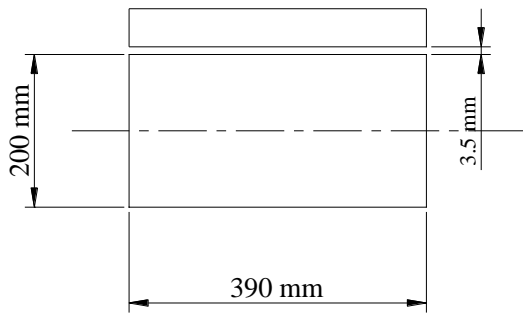
Dengan ketentuan :

n = putaran Roll penghancur (*rpm*)
 Q = Kapasitas mesin (*kg/jam*) = 1000 *kg/jam*

V = Volume (m^3) = $7,5044 \times 10^{-5} m^3$

ρ = Massa jenis (kg/m^3) = $0,3 \frac{kg}{dm^3} = 300 \frac{kg}{m^3}$

Z = Jumlah mata pisau = 1 *pcs*



Gambar 2 Roll Penghancur dan Pisau

$$n = \frac{Q}{v \cdot \rho \cdot 60 \cdot Z} \quad (2)$$

$$n = \frac{1000 \text{ kg/jam}}{7,5044 \times 10^{-5} \text{ m}^3 \cdot 300 \text{ kg/m}^3 \cdot 60 \times 1}$$

$$n = \frac{1000 \text{ kg}}{135079,2 \text{ kg}} \text{rpm}$$

$$n = 740 \text{ rpm}$$

Jajadi putaran penghancur adalah 740 rpm

Mencari Gaya Penghancur

Untuk mencari gaya penghancur kotoran kambing digunakan persamaan berikut:

$$\tau_s = \frac{F_c}{A} \rightarrow F_c = \tau_s \times A \quad (3)$$

$$\tau_s = \text{Tegangan geser (kg/mm}^2\text{)} = 2,3 \text{ kg/mm}^2$$

diambil dari hasil pengujian, didapat harga sebesar 4,6 kg diasumsikan tegangan geser sebesar 2,3 kg/mm²

A = penampang (mm²)

$$A = \frac{\pi}{4} \times d^2 = \frac{3,14}{4} \times 7^2 = 38,48 \text{ mm}^2$$

d = diameter kotoran kambing sebesar 7 mm

$$F_c = \tau_s \times A \quad (4)$$

$$= 2,3 \text{ kg/mm}^2 \times 38,48 \text{ mm}^2$$

$$= 88,51 \text{ kg}$$

Menentukan Daya Penggerak

Untuk merancang daya motor yang dibutuhkan untuk memutar roll penghancur adalah sebagai berikut :

$$P = \frac{F_c \cdot \pi \cdot D \cdot n \cdot f_k \cdot \eta}{60} \quad (5)$$

$$F_c = \text{Gaya penghancur (kg)} = 88,51 \text{ kg}$$

$$D = \text{Diameter Roll penghancur (mm)} = 200 \text{ mm} = 0,2 \text{ m}$$

$$n = \text{putaran roll penghancur (rpm)} = 740 \text{ rpm}$$

f_k = Faktor keamanan = 2,0

η = Efisiensi motor listrik = 85%

$$P = \frac{F_c \cdot \pi \cdot D \cdot n \cdot f_k \cdot \eta}{60} \quad (6)$$

$$P = \frac{88,51 \text{ kg} \cdot 3,14 \cdot 0,2 \text{ m} \cdot 740 \text{ rpm} \cdot 2,0 \cdot 85\%}{60}$$

$$P = 1166 \text{ Watt}$$

Dipilih motor listrik dengan daya 1,5 kW, 1435 rpm.

Menentukan Diameter Pulley yang digerakkan

Rumus mencari diameter pulley yang digerakkan sebagai berikut:

$$\frac{n_1}{D_1} = \frac{n_2}{D_2} \quad (7)$$

$$n_2 = \text{Putaran motor penggerak (rpm)} = 1435 \text{ rpm}$$

$$n_1 = \text{Putaran penghancur (rpm)} = 740 \text{ rpm}$$

$$D_1 = \text{Diameter pulley motor penggerak (mm)} = 71 \text{ mm}$$

$$D_2 = \text{Diameter pulley yang digerakkan (mm)}$$

$$\frac{n_1}{D_1} = \frac{n_2}{D_2}$$

$$\frac{740 \text{ rpm}}{71 \text{ mm}} = \frac{1435 \text{ rpm}}{D_2}$$

$$D_2 = \frac{1435 \text{ rpm} \cdot 71 \text{ mm}}{740 \text{ rpm}}$$

$$= 138 \text{ mm}$$

Maka diameter pulley yang digerakkan adalah 138 mm.

Menentukan Panjang Sabuk-v

Untuk Perancangan panjang belt digunakan rumus sebagai berikut :

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot C} \quad (8)$$

C = Jarak antar sumbu poros dengan sumbu pulley yang digerakkan (mm) = 400 mm.

D₁ = Ukuran diameter pulley motor penggerak (mm) = 71 mm

D₂ = Ukuran Diameter pulley yang digerakkan (mm) = 138 mm

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot C} \quad (9)$$

$$L = 2 \cdot 400 \text{ mm} + \frac{\pi}{2} (71 \text{ mm} + 138 \text{ mm}) + \frac{(138 \text{ mm} - 71 \text{ mm})^2}{4 \cdot 400 \text{ mm}}$$

$$L = 800 \text{ mm} + 328,2964 \text{ mm} + \frac{(67 \text{ mm})^2}{1600 \text{ mm}}$$

$$L = 800 \text{ mm} + 328,2964 \text{ mm} + 2,8 \text{ mm}$$

$$L = 1131 \text{ mm}$$

Panjang sabuk-v yang dipilih disesuaikan dengan standar, maka dipilih sabuk-v dengan panjang 1143 mm atau 45 inchi.

Menentukan Diameter Poros

$M_C = 2945 \text{ kgmm}$ dari perhitungan momen puntir dan lentur.

Torsi yang ditransmisikan poros

$$T = \frac{P_d \times 60}{2\pi \times n} = \frac{1,5 \text{ kW} \times 10^3 \times 60}{2\pi \times 740 \text{ rpm}} \quad (10)$$

$$= 19,35 \times 10^2 \text{ kgmm}$$

$K_m = 2,0$; $K_t = 1,5$

$$T_e = \sqrt{(K_m \times M)^2 + (K_t \times T)^2} \quad (11)$$

$$T_e = \sqrt{(2,0 \times 2945)^2 \text{ kgmm} + (1,5 \times 1935)^2 \text{ kgmm}}$$

$$T_e = \sqrt{34692100 \text{ kgmm} + 8424506,25 \text{ kgmm}}$$

$$T_e = \sqrt{43116606,25 \text{ kgmm}}$$

$$T_e = 6566,3236 \text{ kgmm}$$

$$T_e = \frac{\pi}{16} \times \tau \times d^3 \quad (12)$$

$$6566,3236 \text{ kgmm} = \frac{\pi}{16} \times 4,83 \text{ kg/mm}^2 \times d^3$$

$$d^3 = \frac{6566,3236 \text{ kgmm}}{0,9483 \text{ kg/mm}^2}$$

$$d^3 = 6924,3104 \text{ mm}$$

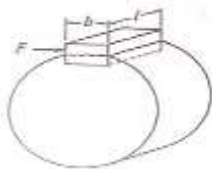
$$d = 19,06 \text{ mm}$$

untuk memberikan keamanan pada poros maka dipilih diameter poros 20 mm

Menentukan Dimensi Pasak

Lebar pasak yang dipakai (b) = 7 mm

Tinggi atau tebal pasak (h) = 7 mm



Gambar 2 Penampang pasak

Pasak memakai bahan S35C, $\sigma_B = 52 \text{ kg/mm}^2$

$$S_{f1} = 6$$

$$S_{f2} = 2$$

Tegangan geser yang diijinkan pada poros

$$\sigma_B = 52 \text{ kg/mm}^2 \times 1,2 = 62,4 \text{ kg/mm}^2$$

$$\tau_{sa} = \frac{\sigma_B}{S_{f1} \times S_{f2}}$$

$$\tau_{sa} = \frac{62,4 \text{ kg/mm}^2}{6,0 \times 2,0}$$

$$= 5,2 \text{ kg/mm}^2$$

1. Momen rencana poros

$$T = 9,74 \times 10^5 \left(\frac{P_d}{n} \right) \quad (13)$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \left(\frac{1,5 \text{ kW}}{740 \text{ rpm}} \right)$$

$$T = 1974 \text{ kg.mm}$$

2. Gaya tangensial pada pasak

$$F = \frac{T}{d_s/2} \quad (14)$$

$$F = \frac{1974 \text{ kg.mm}}{20 \text{ mm}/2} = 197,4 \text{ kg}$$

3. Perhitungan pasak dengan beban geser

Tekanan permukaan ijin $P_a = 8 \text{ kg/mm}^2$

Kedalaman pasak pada puli $t_2 = 3,0$

Kedalaman alur pasak pada poros $t_1 = 4,0$

Tinjauan tegangan geser pasak yang diijinkan

$$\tau_k = \frac{F}{b \cdot l_1} \leq 5,2 \text{ kg/mm}^2 \quad (15)$$

$$\tau_k = \frac{197,4 \text{ kg}}{7 \text{ mm} \cdot l_1} \leq 5,2 \text{ kg/mm}^2$$

$$l_1 = \frac{197,4 \text{ kg}}{7 \text{ mm} \times 5,2 \text{ kg/mm}^2} = 4,9 \text{ mm}$$

Tinjauan tekanan pasak permukaan Panjang

$$p = \frac{F}{l_2 \cdot t_2} \leq P_a \text{ kg/mm}^2 \quad (16)$$

$$p = \frac{197,4 \text{ kg}}{l_2 \cdot 3,0} \leq 8 \text{ kg/mm}^2$$

$$l_2 = \frac{197,4 \text{ kg}}{8 \text{ kg/mm}^2 \cdot 3,0 \text{ mm}} = 8,2 \text{ mm}$$

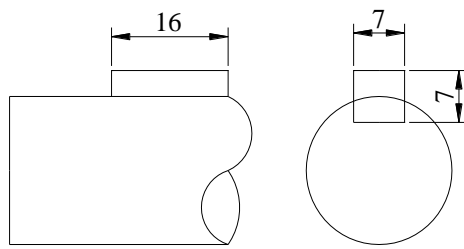
Dipilih harga terbesar dari kedua hasil perhitungan diatas, nilai yang terbesar adalah $l_2 = 8,2 \text{ mm}$

Panjang pasak $l_k = 16 \text{ mm}$

Maka,

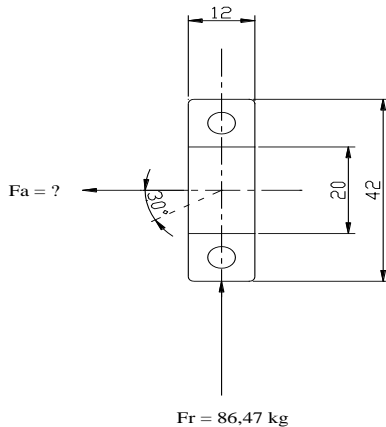
$\frac{b}{d_s} = \frac{7}{20} = 0,35$; masih aman karena tidak melebihi 35%

$\frac{l_k}{d_s} = \frac{14}{20} = 0,8$; aman karena nilainya tidak melebihi 1,5



Gambar 3 Perencanaan pasak

Menghitung Bantalan (Bearing)



Gambar 4 Gaya yang diterima bearing

1. Gaya aksial (F_a)
 $F_a = \cos 30^\circ \times F_r$
 $F_a = \cos 30^\circ \times 86,47 \text{ kg}$
 $F_a = 74,89 \text{ kg}$
 $\frac{F_a}{F_r \cdot V} > e = \frac{74,89 \text{ kg}}{86,47 \text{ kg} \cdot 1} > e = 0,866 > e$
 Harga $e = 0,34$
2. Kapasitas nominal statis spesifik (C_0) = 465 kg
3. Faktor rotasi (V) yang diterima Bantalan = 1
4. Beban radial Bantalan (X) = 0,56
5. Beban aksial Bantalan (Y) = 1,31
6. Putaran poros (n) = 740 rpm
7. Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 735 kg

a) Menghitung beban dinamis equivalen (P_r)

$$P_r = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a) \quad (17)$$

$$P_r = (0,56 \times 1 \times 86,47 \text{ kg} + 1,31 \times 74,89 \text{ kg})$$

$$P_r = 146,52 \text{ kg}$$

b) Menghitung faktor kecepatan (f_n)

$$f_n = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{\frac{1}{3}} \quad (18)$$

$$f_n = \left[\frac{33,3 \text{ rpm}}{740 \text{ rpm}} \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$f_n = 0,3556$$

c) Faktor umur bantalan

$$f_h = f_n \cdot \frac{C}{P_r} \quad (19)$$

$$f_h = 0,3556 \times \frac{735 \text{ kg}}{146,52 \text{ kg}}$$

$$f_h = 1,7838$$

d) Menghitung umur nominal bantalan

$$L_h = 500 \cdot f_h^3$$

$$L_h = 500 \cdot 1,7838^3$$

$$L_h = 2837,9745 \text{ jam}$$

1 tahun = 365 hari, misalkan mesin bekerja selama 8 jam/hari, maka:

$$365 \text{ hari} \times 8 \text{ jam} = 2920 \text{ jam}$$

$$\frac{2837,9745 \text{ jam}}{2920 \text{ jam/tahun}} = 1 \text{ Tahun}$$

KESIMPULAN

Dari hasil perhitungan dan perancangan seperti dibawah ini:

1. Didapatkan putaran *roll* penghancur dengan kecepatan putar sebesar 740 rpm.
2. Gaya penghancur kotoran kambing sebesar 88,51 kg.
3. Keutuhan Daya motor listrik berdasarkan Perhitungan sebesar 1166 Watt, digunakan motor listrik sebesar 1,5 kW dengan rpm 1435. sesuai katalog yang ada dipasaran
4. Diameter *pulley* yang digerakkan sebesar 138 mm dengan panjang sabuk 1131 mm digunakan sesuai standar panjang sabuk sebesar 1143 mm atau 45 inchi.
5. Diameter poros sebesar 20 mm panjang 600 mm dengan pasak ukuran $b \times h$ (7x7) dengan panjang 16 mm .
6. Bantalan menerima Beban equivalen dinamis sebesar 146,52 kg dengan umur bantalan 2837,9745 jam atau 1 tahun.
7. Kapasitas mesin 1000 kg/jam.

Dari pembahasan diatas, maka dapat disimpulkan perancangan ini layak dibuat dan layak untuk digunakan.

SARAN

Dar perancangan diatas tentunya penulisan menyarankan dari penulis diantaranya adalah perlu di buat alat agar kotoran kambing yang kurang dimanfaatkan menjadi pupuk tanaman yang efisien, perlu dihitung kekuatan rangka mesin serta perlu ditentukan biaya produksi dan harga jualnya.

DAFTAR PUSTAKA

- Agustinus Purna Irawan, *Diktat Kuliah Mekanika Teknik (StatikaStruktur)*. Jurusan teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Tarumanagara. 2007
- Agustinus Purna Irawan, *Diktat Elemen Mesin*. Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Tarumanagara. 2009.
- Achmad Zainuri, *Diktat Elemen Mesin II (MC201)*., Jurusan teknik Mesin Fakultas Teknik Universitas Mataram. 2010.
- Beer. Ferdinand P, E. Russell Johnston. Jr, *Mekanika untuk Insinyur: Statika*, Edisi ke-4, Terjemahan The Houw Liong dan Nainggolan, Penerbit Erlangga, Cetakan ke-2, Jakarta, 1991.
- Chusnul Azhari dan Diki Maulana, *Perancangan Mesin Pencacah Plastik Type Crussher Kapasitas 50 kg/jam*. P-ISSN:1979-4819 E-ISSN:2599-1930. Program Studi Teknik Mesin, Sekolah Tinggi Teknologi Mandala Bandung, 2018.
- Liza Rusdiyana, Suhariyanto, Eddy Widiyono dan Mahirul Mursid, *Analisa Gaya dan Daya Mesin Pencacah Rumput Gajah Berkapasitas 1350 kg/jam*, Jurusan D III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya 60111,2014
- Khurmi R.S. JK Gupta, *A Text Book of Machine Design (S.I. Units)*. Ram Nagar New Delhi: Eurasia Publishing House (PVT.) LTD. 2005
- Korianjaya Yogasmara, *Perancangan Pulley dan Sabuk pada Mesin mixer garam Bleng*. Tugas Akhir Diploma III. Fakultas Teknik Universitas Sebelas Maret. 2017
- Kuni Nadliroh .Rancang Bangun mesin penggiling kotoran kambing dengan sudu martil; jurnal mesin nusantara; ISSN 2621-9506, Vol. 2 No 1
- Liza Rusdiyana, Suhariyanto, Eddy Widiyono dan Mahirul Mursid, *Analisa Gaya dan Daya Mesin Pencacah Rumput Gajah Berkapasitas 1350 kg/jam*, Jurusan D III Teknik Mesin, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya 60111,2014
- Nugraha T.R. Dimas dan Badarrudin Havid, *Rancang Bangun Mesin Penggiling Kotoran Kambing*. Tugas Akhir. Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama ITS-Disnakertrans Prov. Jawa Timur. Fakultas Vokasi. Institut Teknologi Sepuluh November. Surabaya. 2017
- Rusdi Nur dan Muhammad A.S, *Perancangan Mesin-mesin Industri*. Edisi ke-1, cetakan ke-1. Yogya karta: Deepublish, September 2017.
- Sigit Panca Priyana, *Diktat Kuliah Proses Produksi*. Program Studi Teknik Mesin Sekolah Tinggi Teknologi Duta Bangsa. 2018
- Soemono, *Statika 1*, Edisi ke-2, Penerbit ITB, Cetakan ke-4, Bandung, 1978.
- Sularso,dan Kiyokatsu Suga, *Dasar Perencanaan dan pemilihan Elemen Mesin*. Cetakan ke-11 (ISBN: 979-408-126-4). Jakarta: PT.Pradnya paramita. 2013
- Singer, Ferdinand L. Pytel, Andrew. 1985. *Kekuatan bahan (Teori kokoh – Streth of materials)*. Jakarta: Erlanga.
-Optimasi Mesin Penghancur kotoran hewan ternak kapasitas 300 kg/jam Berpenggerak motor 1,5 PK

menggunakan V-Belt. ITEKS. ISSN
1978-2497, edisi 9 No 2