TUGAS AKHIR – TM 095648

RANCANG BANGUN MESIN SELEP TANAH KOTORAN TERNAK SEBAGAI SOLUSI PERMASALAHAN PENGOLAHAN TANAH DI DAERAH PERTANIAN TRENGGALEK DENGAN KAPASITAS 144KG/JAM

ADITYA WIDAGDO PUTRA
NRP. 2113 039 009

AGUNG CHANDRA NOVITA
NRP. 2113 039 036

Dosen Pembimbing I
Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT.

Dosen Pembimbing II
Dr. Ir Heru Mirmanto, MT.

Instruktur Pembimbing
Miftahul Huda ST., M.Pd

JURUSAN D-3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANSDUK JAWA TIMUR
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016

FINAL PROJECT – TM 095648

BUILDING PLAN OF DUNG CRUSHER MACHINE AS A SOLUTIONOF SOIL CULTIVATION AT TRENGGALEK FARM FIELD WITH CAPACITY 144KG/HOUR

ADITYA WIDAGDO PUTRA
NRP. 2113 039 009

AGUN G CHANDRA NOVITA
NRP. 2113 039 036

Counsellor Lecturer I
Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT.

Counsellor Lecturer II
Dr. Ir Heru Mirmanto, MT.

Counsellor Instructor
Miftahul Huda ST., M.Pd

DEPARTMENT OF D-III DISNAKERTRANSDUK MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Technology
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2016

RANCANG BANGUN MESIN SELEP TANAH KOTORAN TERNAK SEBAGAI SOLUSI PERMASALAHAN PENGOLAHAN TANAH DI DAERAH PERTANIAN TRENGGALEK DENGAN KAPASITAS 144KG/JAM

Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
pada
Bidang Studi Teknik Produksi
Jurusan D-III Teknik Mesin Disnakertransduk
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :
Aditya Widagdo Putra
NRP. 2113039009
Agung Chandra Novita
NRP. 2113039036

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

Pembimbing I

Ir. Budi Luwar S., MT
NIP. 19621114 199003 1 002

Pembimbing II

Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT
NIP. 19620216 199512 1 001

Instruktur Pembimbing

Miftahul Huda, ST., M.Pd
NIP. 19701116 199803 1 004

Surabaya
September 2016

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas rahmat dan hidayah-Nya, tugas akhir yang berjudul **"Rancang Bangun Mesin Selep Tanah Kotoran Ternak Sebagai Solusi Permasalahan Pengolahan Tanah di Daerah Pertanian Trenggalek dengan Kapasitas 144kg/jam"** ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi DIII Teknik Mesin Produksi ITS-Disnakertransduk Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu Tugas Akhir ini juga merupakan suatu bukti yang diberikan almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT., sebagai dosen pembimbing tugas akhir yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Dr. Ir Heru Mirmanto, MT., sebagai dosen pembimbing tugas akhir yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya tugas akhir ini.
3. Bapak Miftahul Huda, S.T., M.Pd. selaku instruktur pembimbing kami di Disnakertransduk Surabaya yang tiada hentinya memberikan ilmu otomasi guna menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Denny M.E. Soedjono, MT. Selaku koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.

5. Bapak Dr. Ir Heru Mirmanto, MT., selaku Koordinator Program Studi D3 gTeknik Mesin Produksi DISNAKERTRANSDUK-ITS Surabaya.
6. Bapak Jiwo Mulyono, Spd selaku koordinator program studi di Disnakertransduk Surabaya
7. Bapak dan ibu dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
8. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah
9. Ayah dan Ibu serta saudara-saudaraku tercinta yang benar- benar memberikan dorongan dan semangat dengan cinta dan kasih sayangnya yang tiada batas dan tak terbalaskan, doa dan restunya.
10. Seluruh keluarga D3 Teknik Mesin ITS yang tercinta dan kami banggakan.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin.

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa D3 Mesin Disnakertransduk pada khususnya.

Surabaya, Juni 2016

Penulis

RANCANG BANGUN MESIN SELEP TANAH KOTORAN TERNAK SEBAGAI SOLUSI PERMASALAHAN PENGOLAHAN TANAH DI DAERAH PERTANIAN TRENGGALEK DENGAN KAPASITAS 144 kg/jam

Nama : **1. ADITYA WIDAGDO PUTRA**
2. AGUNG CHANDRA NOVITA
NRP : **1. 2113 039 009**
2. 21123 039 036
Jurusan : **D-3 Teknik Mesin FTI-ITS**
Dosen Pembimbing I : **Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT.**
Dosen Pembimbing II : **Dr. Ir Heru Mirmanto, MT.**
Instruktur Pembimbing : **Miftahul Huda, ST., M.Pd**

Abstrak

Indonesia merupakan negara kaya akan hasil alam rempah-rempah. Hal ini merupakan ciri khas Indonesia yang tidak dimiliki oleh negara lain. Contoh rempah-rempah yang mempunyai banyak kegunaan yaitu jahe merah. Pada pertanian jahe merah Trenggalek yang berkualitas ekspor, media tanam menggunakan tanah yang dicampur dengan kotoran sapi dan kambing yang digunakan sebagai pupuk kandang. Pencampuran tersebut dilakukan dengan cara manual yaitu dicangkul. Hasilnya masih bergumpalan besar (tidak homogen) dan dibutuhkan waktu penghalusan 39,56 kg/jam. Untuk hal tersebut dibutuhkan mesin penghancur tanah kotoran ternak agar pupuk yang dihasilkan lebih homogen dan waktu pengolahan lebih cepat.

Mesin ini dirancang menggunakan 12 pin penghancur yang terpasang pada poros dan disk yang tersusun atas 4 pin pertama, 4 pin kedua dan 4 pin ketiga yang dipasang pada sebuah poros yang berputar berlawanan arah jarum jam untuk menghaluskan tanah kotoran ternak. Diharapkan mesin ini mampu mengatasi permasalahan pengolahan tanah di pertanian jahe merah.

Dari perencanaan dan perhitungan diperoleh campuran butiran yang lebih kecil dan homogen. Dari mesin selep tanah menghasilkan waktu penghancuran 3,64 kali lebih cepat dibandingkan proses manual yaitu menghasilkan kapasitas mesin sebesar 144 kg/jam. Mesin ini membutuhkan daya motor bensin sebesar 5,5 HP.

Kata kunci: *Mesin selep tanah, kotoran ternak, pin penghancur*

BUILDING PLAN OF DUNG CRUSHER MACHINE AS A SOLUTION OF SOIL CULTIVATION AT TRENGGALEK FARM FIELD WITH 144 KG/ HOUR CAPACITY

Name	**: 1. ADITYA WIDAGDO PUTRA**
	2. AGUNG CHANDRA NOVITA
NRP	**: 1. 2113 039 009**
	2. 2113 039 036
Departement	**: D-3 Teknik Mesin FTI-ITS**
Advisor	**: Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT.**
Counsellor Lecturer I	**: Ir. Budi Luwar Sanyoto, MT.**
Counsellor Lecturer II	**: Dr. Ir Heru Mirmanto, MT.**
Counsellor Instructor	**: Miftahul Huda, ST., M.Pd**

Abstrack

Indonesia is a rich herbs&spices country, this what makes Indonesia differs from other country. One of herbs&spices plant which has many pertinence is red ginger. There is a farm in Trenggalek, Jawa Timur which has produce export-quality red ginger, the plant media is using soil which mixed with cow or goat dung that used for fertilizer. The mixing process held in manual ways by using hoe. The result still in big granule(not homogen) and 39,56 kg/ hour is needed to make it smooth. Because of that the dung crusher machine is needed so the mixing result become more homogen and cultivate time become shorter.

From the fact above, we design dung crusher machine with 12 crusher pins attach on shaft and disk. The 12 crusher pins arranged in three levels, 4 crusher pins each level which rotate counterclockwise to subtilize the dung. Hope this machine can solve the fertilizer making matters in Trenggalek ginger farm.

From the design and calculation obtained result with smaller granule and more homogen. From the soil crusher

obtained time crusher 3,64 times faster than manual process so the machine capacity is 144 kg/ hour. So 5,5 HP is needed for this machine.

.

Keyword: *dung crusher machine, compost, crusher pin*

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL i
LEMBAR PENGESAHAN iii
ABSTRAK iv
ABSTRACT vi
KATA PENGANTAR viii
DAFTAR ISI x
DAFTAR GAMBAR xiv
DAFTAR TABEL xvi

BAB I PENDAHULUAN
1.1 Latar Belakang 1
1.2 Rumusan Masalah 2
1.3 Tujuan 2
1.4 Batasan Masalah 2
1.5 Sistematika Penulisan 2

BAB II DASAR TEORI
2.1 Pupuk Kandang 5
2.2 V-belt 6
2.3 Pulley 8
2.4 Perencanaan Susunan Penghancur 8
2.5 Analisa Gaya 9
2.5.1 Torsi Total 9
2.5.2 Perbandingan Gaya F_1, F_2, F_3 9
2.6 Tegangan yang Terjadi pada Pin Penghancur Terbesar 10
2.6.1 Peninjauan Terhadap Tegangan Geser 10
2.6.2 Peninjauan Terhadap Tegangan Kompresi . 10
2.7 Analisa Daya 12
2.8 Perencanaan Belt dan Pulley 12
2.8.1 Menghitung Diameter Pulley yang Digerakkan 13
2.8.2 Pemilihan Type Belt 13

2.8.3 Kecepatan Keliling Belt 13
2.8.4 Panjang Belt 14
2.8.5 Sudut Kontak pada Pulley 14
2.8.6 Gaya Efektif pada Belt 14
2.8.7 Tegangan Maksimum pada Belt 15
2.8.8 Jumlah Belt.... 15
2.8.9 Umur Belt 16
2.9 Perencanaan Poros.. 16
2.9.1 Poros 16
2.9.2 Hal – hal Penting dalam Perencanaan Poros 17
2.9.3 Bidang Horizontal dan Vertikal 18
2.9.4 Diameter dan Bahan Poros 19
2.10 Pasak..... 19
2.10.1 Klasifikasi Pasak 20
2.10.2 Tinjauan Terhadap Geser 21
2.10.3 Tinjauan Terhadap Kompresi 22
2.11 Bantalan..... 23
2.11.1 Klasifikasi Bantalan 23
2.11.2 Menghitung Beban Ekivalen 25
2.11.3 Menghitung Gaya Radial pada Bantalan... 25
2.11.4 Menghitung Umur Bantalan 25

BAB III METODOLOGI
3.1 Diagram Alir (flowchart) Proses Pembuatan Mesin Selep Tanah 27
3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Selep Tanah Kotoran Ternak..... 28
3.3 Konsep Mesin Selep Tanah..... 30
3.4 Cara Kerja Mesin Selep Tanah 31
3.5 Mekanisme Idler..... 32

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN
4.1 Perencanaan Susunan Penghancur 35

4.2 Analisa Gaya 36
4.3 Tegangan yang Terjadi pada Pin Penghancur Terbesar 39
4.3.1 Peninjauan Terhadap Tegangan Geser 39
4.3.2 Peninjauan Terhadap Tegangan Kompresi 41
4.4 Analisa Daya 42
4.5 Perencanan Belt dan Pulley 43
4.5.1 Menghitung Diameter Pulley yang Digerakkan 43
4.5.2 Pemilihan Type Belt 44
4.5.3 Kecepatan Keliling Belt 45
4.5.4 Panjang Belt 45
4.5.5 Sudut Kontak pada Pulley 46
4.5.6 Gaya Efektif pada Belt 47
4.5.7 Tegangan Maksimum pada Belt 48
4.5.8 Jumlah Belt (Z) 48
4.6.9 Perhitungan Umur Belt 49
4.6 Perencanaan Poros.. 50
4.6.1 Jenis Bahan Poros yang Digunakan 50
4.6.2 *Free Body Diagram*..... 51
4.6.3 Menghitung Beban Poros 51
4.6.4 Momen Bending Terbesar 57
4.6.5 Perhitungan Momen Torsi..... 57
4.6.6 Perhitungan Diameter Poros..... 57
4.7 Perencanaan Pasak.... 58
4.7.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak 58
4.7.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser..... 59
4.7.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi 60
4.8 Bantalan (*Bearing)* 61
4.8.1 Gaya Radial pada Bearing..... 61
4.8.2 Beban Ekivalen pada Bantalan A..... 61
4.8.3 Beban Ekivalen pada Bantalan B 62
4.8.4 Umur Bantalan A..... 63
4.8.5 Umur Bantalan B..... 63
4.9 Pembahasan Hasil Pengujian Mesin 64

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN
5.1 Kesimpulan..... 65
5.2 Saran..... 66

DAFTAR PUSTAKA 67
LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN
Tabel 4.1 Tabel pengujian mesin selep tanah..... 36
Tabel 4.2 Tabel pengujian beban kotoran ternak 37

DAFTAR GAMBAR

BAB II DASAR TEORI

Gambar 2.1 Kotoran Ternak..... 6
Gambar 2.2 V-belt..... 7
Gambar 2.3. Konstruksi dan Dimensi V-Belt..... 7
Gambar 2.4 Bentuk roda Pulley untuk V-belt..... 8
Gambar 2.5 Susunan penghancur kotoran ternak..... 8
Gambar 2.6 Bagian pin yang terkena tegangan geser 10
Gambar 2.7 Bagian pin yang terkena tegangan kompresi.... 11
Gambar 2.8. Sistem transmisi pada belt dan pulley 13
Gambar 2.9 Sudut kontak antara pulley dan belt 14
Gambar 2.10 Macam-macam pasak 20
Gambar 2.11 Gaya yang terjadi pada pasak 20
Gambar 2.12 *Single Ball Bearing*..... 23
Gambar 2.13 Tipe Bantalan gelinding..... 24

BAB III METODOLOGI

Gambar 3.1 *Flowchart* 30
Gambar 3.2 Desain Mesin Selep Tanah 32
Gambar 3.3 Hasil kotoran ternak yang telah dihaluskan..... 34

BAB IV PERHITUNGAN DAN PERENCANAAN

Gambar 4.1 Susunan Pin Penghancur 35
Gambar 4.2 Pengujian gaya..... 36
Gambar 4.3 Metode pengujian beban kotoran ternak 37
Gambar 4.4 Prinsip kerja pin penghancur 38
Gambar 4.5 Tegangan geser yang terjadi pada F_3..... 39
Gambar 4.6 Dimensi pin yang terkena tegangan geser 40
Gambar 4.7 Tegangan kompresi yang terjadi pada F_3..... 41
Gambar 4.8 Dimensi pin yang terkena tegangan kompresi.. 41
Gambar 4.9 Sistem transmisi belt dan pulley..... 42
Gambar 4.10 Diagram pemilihan belt 44
Gambar 4.11 Dimensi V-belt 44

Gambar 4.12 Kecepatan keliling belt 45
Gambar 4.13 Sudut kontak pada pulley dan belt..... 46
Gambar 4.14 *Free body diagram* 50
Gambar 4.15 Distribusi gaya pada pin penghancur..... 51
Gambar 4.16 Tinjauan Vertikal..... 52
Gambar 4.17 Potongan Momen Bending I Vertikal 53
Gambar 4.18 Potongan Momen Bending II Vertikal..... 54
Gambar 4.19 Potongan Momen Bending III Vertikal 55
Gambar 4.20 Dimensi pasak 57

BAB I
PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Indonesia merupakan negara kaya akan hasil alam rempah-rempah. Hal ini merupakan ciri khas Indonesia yang tidak dimiliki oleh negara lain. Contoh rempah-rempah yang mempunyai banyak kegunaan yaitu jahe merah. Jahe merah dapat digunakan sebagai bahan baku masakan, jamu tradisional, minyak wangi, serta produk olahan lainnya. Masyarakat luar negeri juga menggunakan jahe merah untuk berbagai macam produk, sehingga jahe merah merupakan salah satu komoditi ekspor bagi Indonesia.

Pada pertanian jahe merah Trenggalek, untuk menghasilkan jahe merah yang berkualitas ekspor pengolahan jahe merah harus menggunakan pupuk organik yang berasal dari kotoran ternak. Hal ini dikarenakan apabila menggunakan tanah yang telah diberi pupuk urea akan hilang efek buruknya selama kurang lebih 7 tahun terhadap tanah dan tanaman. Pengolahan pupuk kandang yang digunakan di daerah pertanian jahe merah di Trenggalek dilakukan dengan cara manual yaitu tanah kompos yang bergumpalan besar dihaluskan dengan cara dicangkul sampai tanah tersebut menjadi pupuk kandang siap diolah. Pengolahan tanah ini membutuhkan waktu dan tenaga yang lama.

Oleh karena itu, kami mengupayakan untuk melakukan pembuatan Rancang Bangun Mesin Selep Tanah sebagai solusi permasalahan pengolahan tanah di daerah pertanian Trengalek yang nantinya diharapkan dapat menyelesaikan masalah yang dialami oleh petani jahe merah di daerah Trenggalek. Rancangan mesin yang akan diwujudkan adalah mesin penghalus tanah kotoran ternak dengan menggunakan modifikasi mesin penepung yang menggunakan mess 6 dengan sistem transmisi belt dan pulley yang bekerja secara kontinyu yang menghasilkan pupuk sudah dalam bentuk kemasan diharapkan mempermudah dan mempercepat proses penghalusan tanah kotoran ternak menjadi pupuk siap olah.

1.2 Rumusan Masalah

Dari latar belakang yang telah disebutkan, didapatkan rumusan masalah sebagai berikut :

1. Bagaimana membuat dan merancang mesin Selep Tanah yang menghasilkan produk dengan butiran lebih halus dan homogen dengan kapasitas lebih banyak dibandingkan proses manual?
2. Bagaimana melakukan perhitungan gaya, putaran, daya, dan elemen mesin untuk menentukan dan merancang mesin Selep Tanah?

1.3 Tujuan

Tujuan yang ingin dicapai dari pembuatan Rancang Bangun Mesin Selep Tanah adalah:

1. Merancang dan membuat Mesin Selep Tanah sehingga menghasilkan produk dengan butiran lebih halus dan homogen dengan kapasitas lebih banyak dibandingkan proses manual.
2. Melakukan perhitungan gaya, putaran, daya, dan elemen mesin untuk menentukan dan merancang mesin Selep Tanah.

1.4 Batasan Masalah

Dalam perencanaan pembuatan Mesin Selep Tanah perlu adanya batasan masalah, antara lain :

1. Tidak membahas metode pembuatan pupuk kompos, hanya sebatas penghalusan tanah kotoran ternak.
2. Perhitungan analisa meliputi perencanaan putaran, gaya, daya dan elemen-elemen Mesin Selep Tanah.
3. Mess yang dipakai berukuran 6 sudah tetap.
4. Jumlah pin dibatasi 12 sudah tetap
5. Sambungan las dianggap aman.
6. Rangka dianggap kuat.
7. Panas yang dihasilkan oleh proses penghalusan diabaikan.
8. Kerugian alat akibat gesekan diabaikan.

1.5 Sistematika Penulisan

Penyusunan laporan tugas akhir ini terbagi dalam lima bab secara garis besar, dijelaskan sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas peninjauan mengenai latar belakang, rumusan masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan laporan tugas akhir.

BAB II DASAR TEORI

Pada bab ini membahas teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan Mesin “Setan” Selep Tanah.

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini membahas metodologi perencanaan pembuatan alat, diagram alir pembuatan alat dan mekanisme kerja Mesin Selep Tanah.

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini menjelaskan uraian perencanaan dan perhitungan daya pemotongan, gaya serta elemen-elemen mesin yang dibutuhkan untuk merancang Mesin Selep Tanah.

BAB V KESIMPULAN

Pada bab ini menjelaskan kesimpulan dari proses pembuatan mesin, hasil perhitungan komponen Mesin Selep Tanah serta hasil proses penghalusan tanah yang sudah siap olah.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II
DASAR TEORI

Pada bab ini membahas teori dasar, rumusan dan konsep perencanaan alat yang digunakan dalam perencanaan ini yang digunakan dalam perhitungan meliputi perhitungan gaya dan daya yang ditransmisikan, *pulley*, *belt*, poros, serta daya motor yang digunakan untuk menghancurkan kotoran ternak menjadi pupuk kandang siap pakai

2.1 Pupuk Kandang

Pupuk kandang adalah pupuk yang berasal dari kotoran hewan. Hewan yang kotorannya sering digunakan untuk pupuk kandang adalah hewan yang bisa dipelihara oleh masyarakat, seperti kotoran kambing, sapi, domba, dan ayam. Selain berbentuk padat, pupuk kandang juga bisa berupa cair yang berasal dari air kencing (urin) hewan. Pupuk kandang mengandung unsur hara makro dan mikro. Pupuk kandang padat banyak mengandung unsur hara makro, seperti fosfor, nitrogen, dan kalium. Unsur hara mikro yang terkandung dalam pupuk kandang di antaranya kalsium, magnesium, belerang, natrium, besi, tembaga, dan molibdenum. Kandungan nitrogen dalam urin hewan ternak tiga kali lebih besar dibandingkan dengan kandungan nitrogen dalam kotoran padat. Pupuk kandang terdiri dari dua bagian, yaitu:

1. Pupuk dingin adalah pupuk yang berasal dari kotoran hewan yang diuraikan secara perlahan oleh mikroorganisme sehingga tidak menimbulkan panas, contohnya pupuk yang berasal dari kotoran sapi, kerbau, dan babi.
2. Pupuk panas adalah pupuk yang berasal dari kotoran hewan yang diuraikan mikroorganisme secara cepat sehingga menimbulkan panas, contohnya pupuk yang berasal dari kotoran kambing, kuda, dan ayam.

Pupuk kandang bermanfaat untuk menyediakan unsur hara makro dan mikro dan mempunyai daya ikat ion yang tinggi sehingga akan mengefektifkan bahan - bahan anorganik di dalam tanah, termasuk pupuk anorganik. Selain itu, pupuk kandang bisa memperbaiki struktur tanah, sehingga pertumbuhan tanaman bisa optimal. Pupuk kandang yang telah siap diaplikasikan memiliki ciri bersuhu dingin, remah, wujud aslinya tidak tampak, dan baunya telah berkurang. Jika belum memiliki ciri-ciri tersebut, pupuk kandang belum siap digunakan. Penggunaan pupuk yang belum matang akan menghambat pertumbuhan tanaman, bahkan bisa mematikan tanaman. Penggunaan pupuk kandang yang baik adalah dengan cara dibenamkan, sehingga penguapan unsur hara dapat berkurang. Penggunaan pupuk kandang yang berbentuk cair paling baik dilakukan setelah tanaman tumbuh, sehingga unsur hara yang terdapat dalam pupuk kandang cair ini akan cepat diserap oleh tanaman.

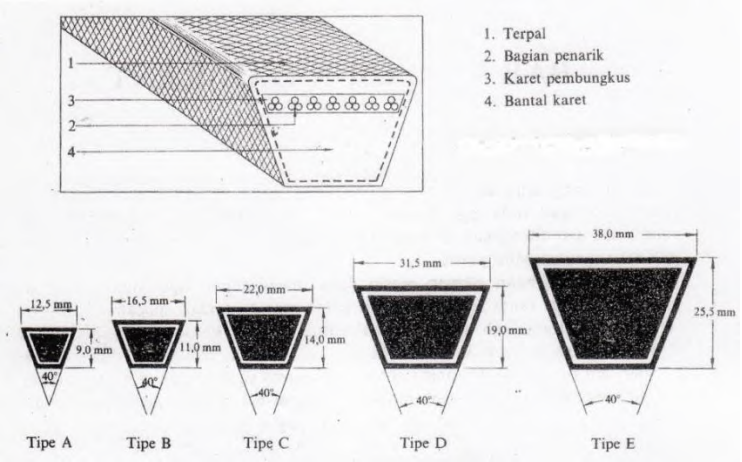
Gambar 2.1 Kotoran ternak (*Dokumentasi Penulis)*

2.2 V-belt

Belt (sabuk) dan tali digunakan untuk mentransmisikan daya dari poros yang satu ke poros yang lainnya melalui roda (*pulley*) yang berputar dengan kecepatan sama atau putaran yang berbeda.

Gambar 2.2 V-belt

Pemilihan bentuk tali V-belt untuk mengurangi terjadinya slip, karena mempunyai bidang gesek pada bagian sisi-sisinya.



Gambar 2.3 Konstruksi dan dimensi V-belt *(Dobrovolsky, 1985: 214)*

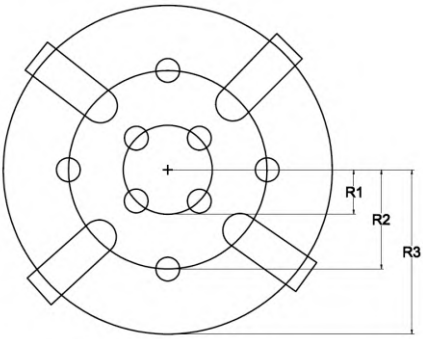
2.3 Pulley

Untuk pemilihan penggunaan *belt* dipilih sesuai dengan besarnya daya yang akan digunakan oleh suatu mesin, selain memperhitungkan besarnya daya mesin pemilihan *belt* juga berdasarkan putaran dari *pulley*.

Gambar 2.4 Bentuk roda pule untuk V-belt

2.4 Perencanaan Susunan Penghancur

Pertama akan direncanakan spesifikasi sistem penghancur, mulai dari dimensi penghancur sampai dengan banyaknya jumlah penghancur yang akan digunakan. Selain itu juga direncanakan bagaimana penempatan penghancur pada mesin.



Gambar 2.5 Susunan penghancur kotoran ternak

2.5 Analisa Gaya

Sebelum pembuatan mesin dilakukan uji coba awal untuk mengetahui besarnya gaya pengancur pada kotoran ternak. Dari hasil percobaan akan didapatkan gaya maksimal (f_{max})

Setelah itu besarnya gaya terbesar pada penghancur dapat dihitung menggunakan rumus dengan menganalisa proses penghancuran kotoran ternak yang akan dilakukan:

$$T_{tot}=4F_1.R_1+4F_2.R_2+4F_3.R_3 \qquad \text{…….(2-1)}$$

Dimana:
T_{tot} : Torsi total, Nm
F_1 : Gaya penghancur pada pin pertama, N
R_1 : Jari-jari pin pertama, m
F_2 : Gaya penghancur pada pin kedua, N
R_2: Jari-jari pin kedua, m
F_3 : Gaya penghancur pada pin ketiga, N
R_3 : Jari-jari pin ketiga, m

2.5.1 Torsi Total

Besarnya torsi total pada mesin Selep Tanah didapat:

$$T_{tot}=T_w+T_{mek}$$
$$=F_w.R+F_{mek}.R$$
$$T_{tot}=F_w+F_{mek}(R) \qquad \text{…….(2-2)}$$

Dimana:
T_{tot} : Torsi total, Nm
T_w : Torsi beban, Nm
T_{mek} : Torsi mekanik, Nm
F_w : Gaya beban yang didapat dari pengujian, N
F_{mek}. : Gaya mekanik yang didapat dari pengujian, N
R : Jari –jari pulley penggerak, m

2.5.2 Perbandingan Gaya F_1, F_2, F_3

Pada susunan penghancur terdapat 3 jenis penghancur yang masing – masing mempunyai 4 pin. Perbandingan gaya – gayanya didapatkan:

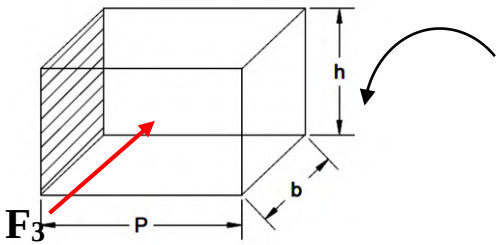
$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{r_1}{r_2} \qquad \text{……(2-3)}$$

$$\frac{F_2}{F_3} = \frac{r_2}{r_3} \qquad \text{……(2-4)}$$

2.6 Tegangan yang Terjadi pada Pin Penghancur Terbesar

Tegangan yang terjadi pada pin yaitu tegangan geser dan tegangan kompresi.

2.6.1 Peninjauan Terhadap Tegangan Geser



Gambar 2.6 Bagian pin yang terkena tegangan geser

Besarnya tegangan geser yang timbul pada pin yang dikenai gaya terbesar dirumuskan sebagai berikut:

$$\tau = \frac{V.Q}{I} \qquad \text{……(2-5)}$$

Dimana diketahui:

$V = Gaya\ pada\ pin\ penghancur, N$

$Q = y\,.A$, didapat dari dimensi pin yang dikenai gaya terbesar, mm^2

$$I = \frac{1}{12} b.h^3 \qquad \text{……(2-6)}$$

τ = tegangan gese yang terjadi pada pin yang dikenai gaya terbesar (kgf/mm^2)

Agar perencanaan pin tersebut aman maka nilai τ harus lebih kecil dari $|\tau|$, $|\tau|$ didapatkan dari rumus:

$$|\tau| = \frac{k_s . \sigma_{yp}}{sf} \qquad \text{…….(2-7)}$$

Dimana:

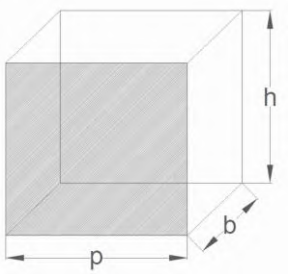
σ_{yp} = tegangan luluh bahan pin, kgf/mm^2

$k_s = 0{,}6 - 0{,}8$

$sf = 2$

Sehingga perencanaan tersebut aman apabila nilai $\tau < |\tau|$

2.6.2 Peninjauan Terhadap Tegangan Kompresi



Gambar 2.7 Bagian pin yang terkena tegangan kompresi

Besarnya tegangan kompresi yang timbul pada pin yang dikenai gaya terbesar dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_c = \frac{F}{A}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{p . h} \qquad \text{…….(2-8)}$$

Dimana:

σ_c = tegangan kompresi yang terjadi pada pin, kgf/mm^2

F = gaya pada pin terbesar, kgf

A = luasan pin yang dikenai gaya terbesar, mm^2

Agar perencanaan pin tersebut aman maka besar σ_c harus lebih kecil dari $|\sigma_c|$, nilai $|\sigma_c|$ didapat dari rumus:

$$|\sigma_c| = \frac{k_c . \sigma_{yp}}{sf} \qquad \text{…….(2-9)}$$

dimana:

$k_c = 1{,}0 - 1{,}2$

$\mathrm{sf} = 2$

Agar perencanaan pin aman, maka apabila nilai $\sigma_c \leq |\sigma_c|$.

2.7 Analisa Daya

Setelah didapatkan torsi dan putaran motor untuk gaya maksimum *(f_{max})*, maka daya motor yang ditransmisikan dapat dihitung dengan rumus berikut:

$$P = T_{tot} . \omega$$

$$P = \frac{2.\pi.n}{60} \qquad \text{…….(2-10)}$$

Dimana:

P= Daya motor yang ditransmisikan, Watt (W)

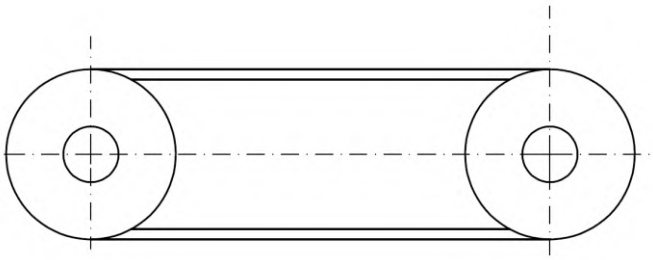
T_{tot}= Torsi total, Nm

n=Putaran motor untuk gaya maksimum, rpm

2.8 Perencanan Belt dan Pulley

2.8.1 Menghitung diameter pulley yang digerakkan

Dengan mengetahiu putaran pada motor, putaran pada poros, dan perencanaan diameter *pulley* penggerak maka dapat ditentukan diameter *pulley* yang digerakkan dapat diketahui dengan persamaan berikut :



Gambar 2.8 Sistem transmisi pada *belt* dan *pulley*

Untuk mengetahui diameter *pulley* agar menghasilkan torsi yang besar minimal digunakan diameter pulley yang sama, maka dipakai rumus perbandingan reduksi (i=1).

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{d_2}{d_1} \qquad \text{..... ……..(2-11)}$$

Dimana :

i = Perbandingan reduksi

n_1 = Putaran *pulley* penggerak (*rpm*)

n_2 = Putaran *pulley* yang digerakkan (*rpm*)

d_2 = Diameter *pulley* yang digerakkan (*mm*)

d_1 = Diameter *pulley* penggerak (*mm*)

2.8.2 Pemilihan *Type* Belt

Untuk pemilihan penggunaan *belt* dipilih sesuai dengan besarnya daya yang akan digunakan oleh suatu mesin, selain memperhitungkan besarnya daya mesin pemilihan *belt* juga berdasarkan putaran dari *pulley*.

2.8.3 Kecepatan Keliling *Belt*

Kecepatan keliling *belt* adalah kemampuan *belt* untuk berotasi. Adapun gaya keliling pada *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v_b = \frac{\pi.dp.n}{60.1000} \qquad \text{..... ……..(2-12)}$$

Dimana :

v_b = kecepatan keliling *pulley* (m/s)

2.8.4 Panjang *Belt*

Jarak kedua sumbu poros dan panjang *belt* saling berhubungan, memiliki persamaan :

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4C}(D_2 - D_1)^2 \quad \text{..... ……..(2-13)}$$

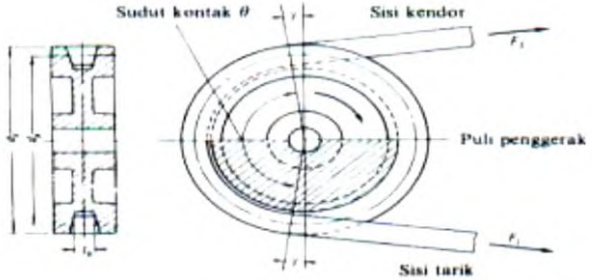
Dimana :

L = panjang *belt* (*mm*)

C = jarak sumbu poros *pulley* perencanaan (*mm*)

2.8.5 Sudut Kontak pada *Pulley*

Besarnya sudut kontak antara *pulley* dan *belt* dapat dihitung dengan menggunakan rumus :



Gambar 2.9 Sudut kontak antara *pulley* dan *belt*

$$\theta = 180^0 - \frac{57\,(Dp - dp)}{c} \quad \text{..... ……..(2-14)}$$

Dimana :

θ = Sudut kontak (^{0})

Dp = Diameter *pulley* pada poros (*mm*)

dp = Diameter *pulley* pada motor (*mm*)

c = Jarak sumbu poros *pulley* perencanaan (*mm*)

2.8.6 Gaya Efektif pada *Belt*

Belt memiliki dua gaya pada saat berputar, yaitu gaya disisi tarik (F1) dan gaya disisi kendur (F2). Maka besarnya gaya efektif (Fe) untuk menggerakan *pulley* adalah :

$F_e = F_1 - F_2$ ..... …….(2-15)

$\frac{F1}{F2} = e^{f.\theta}$ ..... …….(2-16)

$F_e = F_1 - F_2 = F_1 \frac{e^{f.\theta} - 1}{e^{f.\theta}}$ ..... …….(2-17)

Dimana :

F_1 = Gaya pada *belt* yang kencang (*kgf*)

F_2 = Gaya pada *belt* yang kendur (*kgf)*

2.8.7 Tegangan Maksimum pada *Belt*

Tegangan maksimum pada *belt* dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{10\,.g} + Eb\,\frac{h}{Dmin}$$ ..... …….(2-18)

Dimana :

σ_{max} = Tegangan yang tiimbul pada *belt* (*kgf/cm*^{2})

σ_0 = Tegangan awal pada *belt* (*kgf/cm*^{2}), 12 kgf/cm^2 untuk V-belt

γ = Berat jenis (*kgf/dm*^{3})

Eb = Modulus elastisitas bahan *belt* (*kgf/cm*^{3})

h = Tebal *belt* (*cm*)

D_{min} = Diameter *pulley* terkecil (*cm*)

2.8.8 Jumlah Belt

Untuk menghitung jumlah belt yang akan digunakan, dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$Z = \frac{F_e}{\sigma_d.A}$$ …….(2-19)

Dimana:

Z= Jumlah belt

Fe = Gaya efektif pada belt

σ_d = Tegangan untuk memindahkan beban

A= Luas penampang belt

2.8.9 Umur *Belt*

Umur *belt* dapat diketahui menggunakan rumus :

$$H = \frac{N_{base}}{3600\ .u\ .X}\left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}}\right]^{m} \quad \text{..... ……(2-20)}$$

Dimana :

H = Umur *belt* (jam)

N_{base} = Basis dari tegangan kelelahan yaitu10^7cycle

U = Jumlah putaran *belt* per second (s^{-1})

Z = Jumlah *pulley*

σ_{fat} = Fatique limit (90 kgf/cm^2 untuk V-*Belt*)

σ_{max} = Tegangan yang timbul karena V-*Belt* (kgf/cm^2)

m = Konstanta V-*Belt* = 8

2.9 Perencanaan Poros

2.9.1 Poros

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting karena mayoritas setiap mesin menggunakan poros. Poros berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya, disertai dengan putaran.

Menurut jenis pembebanannya poros dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

- Poros Transmisi (*Line Shaft*)

  Poros ini dapat mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui : kopling, *pulley*, roda gigi, *belt* atau sproket rantai dan sebagainya.

- Spindle.

  Poros trasmisi yang pendek seperti poros utama mesin perkakas,

  beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi poros

  ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

- Gandar (*Axle*)

  Poros ini seperti dipasang diantara roda–roda kereta api, yang tidak mendapat beban puntir dan kadang-kadang tidak boleh

berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

- Poros (*Shaft*).
  Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur.
- Poros Luwes (*Flexible Shaft*).
  Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.

- *Jack Shaft*
  Merupakan poros pendek, biasanya digunakan pada dongkrak ”jack” mobil.

2.9.2 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros

Fungsi poros sangat penting, sehingga diperlukan perencanaan
yang tepat agar tidak terjadi resiko dan kesalahan pemesinan. Dalam merencanakan poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

1) Kekuatan poros
   Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Selain itu ada poros yang mendapatkan beban tarik atau tekan seperti poros pada baling-baling kapal atau turbin, dan lain-lain.
   Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan jika diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban yang diperoleh.
2) Kekakuan poros
   Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar maka akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin

perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu selain kekuatan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3) Putaran kritis.

Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh karena itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

4) Korosi

Bahan–bahan anti korosi harus dipilih untuk propeller, pompa jika terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

Bahan poros :

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inchi digunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Jika yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347,3140,4150,5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain- lain).

2.9.3 Bidang Horizontal dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan menggunakan persamaan. Dengan cara tersebut maka diperoleh momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertikal. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui kebenaran perhitungan diatas dan juga memberikan kemudahan

dalam membuat diagram bidang momen.

2.9.4 Diameter dan Bahan Poros

Sebelum melakukan perhitungan diameter terlebih dahulu menentukan jenis bahan yang akan digunakan sebagai poros. Karena hal ini akan berpengaruh dengan nilai titik luluh suatu material. Setelah bahan ditentukan maka dapat menghitung diameter poros dengan menggunakan rumus :

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{ks.S_{yp}}{sf}\right)^2}} \quad \text{..... ……..(2-21)}$$

Dengan :

M_t = $71620 \frac{P}{n}$ $kg.cm$

M_b = $\sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$

sf = Faktor kamanan

2.10 Pasak

Seperti halnya baut dan sekrup, pasak digunakan untuk membuat sambungan yang dapat dilepas yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan elemen mesin yang lain seperti : Roda gigi, *Pulley*, *Sprocket*, *Impeller* dan lain sebagainya.

Distribusi tegangan secara aktual pada sambungan pasak tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

a.Untuk torsi yang tetap dan konstan f_k = 1,5

b.Untuk beban kejut yang kecil (rendah) f_k = 2,5

c.Untuk beban kejut yang besar terutama bolak – balik f_k = 4,5

Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak goyah dan rusak. Ukuran dan standart yang digunakan terdapat dalam spesifikasi.Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 kg/ mm , lebih kuat daripada porosnya. Kadang dipilih bahan yang lemah untuk pasak, sehingga pasak terlebih dahulu

rusak daripada porosnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

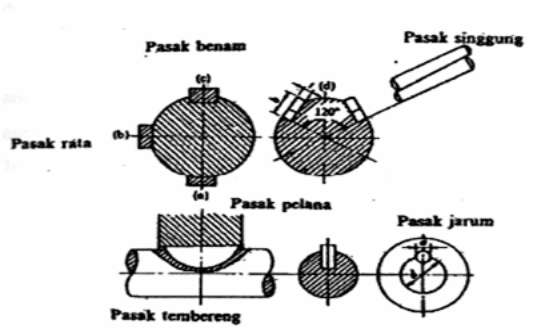
2.10.1 Klasifikasi pasak

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

1. Pasak datar (*Square key*).
2. Pasak Tirus (*Tapered key*).
3. Pasak setengah silinder (*Wood ruff key*).

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

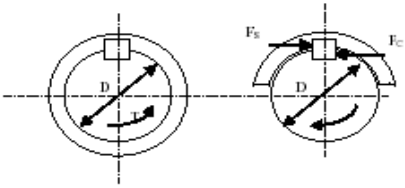
1. Pasak memanjang
   Pasak yang menerima gaya sepanjang penampang pasak secara merata. Pasak ini digolongkan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.
2. Pasak melintang (pen)
   Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dibagi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris. Pada perencanaan mesin penekuk pipa ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar. Pasak ini mempunyai dimensi lebar (W) dan panjang (L). Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35%



Gambar 2.10 Macam-macam pasak

dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang

dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan.



Gambar 2.11 Gaya yang terjadi pada pasak

Keterangan :

h = Tinggi pasak (mm)

b = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

F_s = Gaya geser (kgf/mm^2)

Fc = Gaya Kompresi (kgf/mm^2)

2.10.2 Tinjauan terhadap geser

Besarnya gaya F adalah :

T= $F(D/2)$ ..... …….(2-22)

Dimana :

F = Gaya pada pasak (kgf)

D_p = Diameter poros (mm)

T = Torsi yang ditransmisikan (kgf.mm)

Pada pasak gaya F akan menimbulkan tegangan geser :

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T_1}{W \cdot L \cdot D_p}$$ ..... …….(2-23)

Dimana :

τ_s = Tegangan geser (kg/mm^2)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T = Torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan geser :

$$\frac{2.T_1}{W.L.D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k} \qquad \text{…….(2-24)}$$

$$\rightarrow L \geq \frac{2.T_1.f_k}{W.D_p.S_{syp}} \qquad \text{..... …….(2-25)}$$

Dimana :
W = Sisi pasak (mm)
D_p = Diameter poros (mm)
T_1 = Torsi (kg.mm)
f_k = Faktor keamanan

2.10.3 Tinjauan terhadap kompresi

Pada pasak akan menimbulkan tegangan kompresi :

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{2T_1}{D_p \cdot 0{,}5W \cdot L} = \frac{4T_1}{D_p \cdot W \cdot L} \quad \text{. …….(2-26)}$$

Dimana :
σ_c = Tegangan kompresi (kg/mm^2)
W = Lebar pasak (mm)
L = Panjang pasak (mm)
D_p = Diameter poros (mm)
T_1 = Torsi (kg.mm)

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\frac{4.T_1}{W.L.D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k} \qquad \text{…….(2-27)}$$

$$\rightarrow L \geq \frac{4.T_{poros}.f_k}{W.D_p.S_{syp}} \qquad \text{…….(2-28)}$$

Dimana :
W = Sisi pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)
T_1 = Torsi (kg.mm)
f_k = Faktor keamanan

2.11 Bantalan

Gambar 2.12 *Single Ball Bearing*

Bantalan (*Bearing*) adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka proses seluruh sistem akan menurun atau tak dapat bekerja secara semestinya.

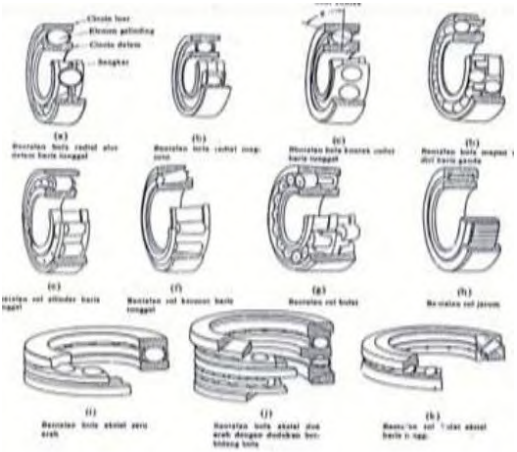
2.11.1 Klasifikasi Bantalan

a. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan dengan perantara lapisan pelumas. Bantalan luncur mampu menumpu poros berputar tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah. Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai jalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar, memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

b. Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitian yang tinggi maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, bantalan gelinding diproduksikan menurut standar dalam berbagai ukuran dan bentuk. Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana cukup dengan gemuk, bahkan pada bantalan yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sankar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-masing masih harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian.



Gambar 2.13 Tipe bantalan gelinding

2.11.2 Menghitung Beban Ekivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA yang dimaksud dengan Beban equivalent adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang sama seperti pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama.

Untuk menghitung beban equivalent pada bantalan dapat meggunakan rumus :

$$P = X \cdot V \cdot F_R + Y F \qquad \text{..... (2.29)}$$

Dimana :

P = Beban ekivale(*lb*)
F_r = Beban radial (*lb*)
F_a = Beban aksial (*lb*)
V = Faktor putaran konstanta
= 1,0 untuk ring dalam berputar
= 1,2 untuk ring luar berputar
X = Konstanta radial dari tabel
Y = Konstanta aksial dari tabel yang sama

2.11.3 Menghitung Gaya Radial Pada Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$Fr = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2} \qquad \text{..... (2.30)}$$

2.11.4 Menghitung Umur Bantalan

Dalam memilih bantalan gelinding umur bantalan sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan, yaitu :

1. Umur (*Life*)
   Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti ring atau bola atau roll.
2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (*Rating Life*)

Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10h} dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.

3. Basis Kemampuan Menerima Beban (*Basic Load Rating*)
   Disebut juga dengan *basic load rating* (beban dinamik) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.
4. Kemampuan menerima beban statis (*Basic Static Load Rating*) Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya, yang diberikan bidang tekanan, disimbulkan dengan C .

Umur dari bantalan dapat dihitung dengan persamaan :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60.\ n_p} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^b \qquad \text{..... (2.31)}$$

Dimana :

L_{10} = umur bantalan (jam kerja)

C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui (lb)

P = beban equivalent (lb)

b = 3, untuk bantalan dengan bola
= 10/3 bila bantalan adalah Bantalan Rol

n_p = putaran poros (rpm)

BAB III

METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan alat, secara keseluruhan proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir

3.1 Diagram Alir (*flowchart*) Proses Pembuatan Mesin Selep Tanah

Gambar 3.1 *Flowchart*

3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Selep Tanah Kotoran Ternak

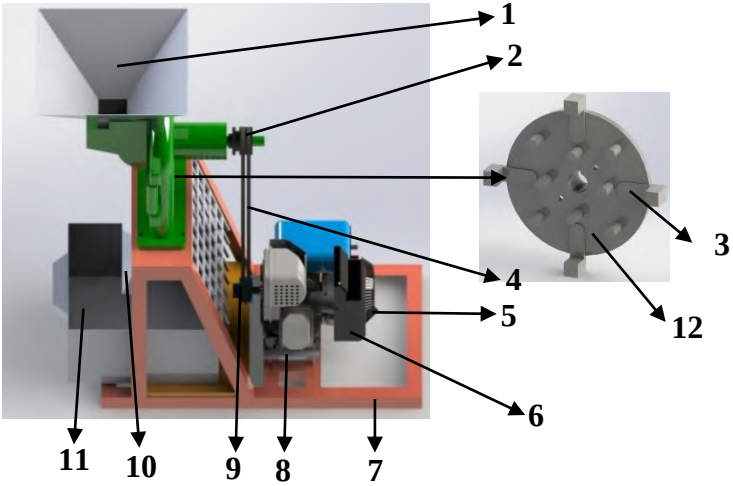
Dalam pelaksanaan pembuatan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahapan sebagai berikut :

1. **Studi Literatur**
   Pada tahap ini dilakukan upaya memahami materi beberapa literatur yang digunakan baik berupa buku, jurnal, maupun website mengenai teknologi penggilingan tanah. Selain itu juga dilakukan studi lapangan ke daerah pertanian Trenggalek untuk mendapatkan ide/gagasan.
2. **Observasi**
   Pada tahap ini dilakukan pengamatan langsung terhadap situasi dan kondisi yang terjadi di lapangan, meliputi kemampuan mesin, tempat peletakan mesin, dan desain mesin yang cocok.
3. **Gagasan/ Ide**
   Dari hasil studi literatur dan wawancara ke salah satu petani di Trenggalek dihasilkan sebuah ide menciptakan suatu mesin penghalus pupuk kompos yaitu Mesin Selep Tanah untuk mengatasi permasalahan pengolahan tanah.
4. **Perencanaan Alat**
   Pada tahap ini dilakukan perencanaan desain,cara kerja mesin dan komponen yang sesuai untuk menghancurkan tanah dengan kotoran ternak bergumpalan besar menjadi pupuk kandang siap olah. Perencanaan meliputi pemilihan mesin penepung yang akan dimodifikasi, perencanaan bahan kerangka, dan perencanaan bahan dan ukuran komponen masukan dari mesin. Penggerak dari mesin menggunakan motor bensin berukuran 5,5 HP dan menggunakan sistem transmisi belt tipe V-belt dan pulley.
5. **Pembuatan dan Perakitan Alat**
   Pada tahap ini dilakukan perakitan komponen rangka dan komponen penghancur serta komponen penggerak yang telah direncanakan di tahap sebelumnya.

6. **Perencanaan dan Perhitungan**
   Pada tahap ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang tepat dengan memperhatikan data yang telah diperoleh dari studi literarur dan observasi. Rencana mesin yang akan dirancang adalah mesin pemotong ikan lemuru.
7. **Persiapan Alat dan Bahan**
   Persiapan alat ini meliputi beberapa alat, antara lain : alat manufaktur (mesin bubut, mesin drilling, dan lain-lain), motor listrik 1400 rpm (1 HP), elemen mesin (bantalan, poros, pisau, *pulley*, dan *belt*), rangka mesin, dan ikan lemuru.
8. **Pembuatan dan Perakitan Alat**
   Berdasarkan hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui jenis bahan dan dimensi dari komponen yang akan diperlukan sebagai acuan dalam pembuatan alat. Dari komponen yang diperoleh maka dilakukan proses perakitan sesuai dengan desain perencanaan.
9. **Pengujian Alat Tanpa Beban**
   Setelah alat selesai dibuat maka dilakukan pengujian dengan cara mengoperasikan alat tersebut tanpa beban untuk mengetahui kinerja mesin bekerja sesuai perencanaan atau tidak.
10. **Pengujian Alat dengan Beban**
    Setelah alat selesai diuji dengan beban dan hasilnya sesuai dengan perencanaan, maka dilakukan pengujian alat dengan menggunakan beban untuk mengetahui hasil proses penghancuran sesuai dengan yang diharapkan atau tidak. Apabila sesuai maka dapat dilanjutkan ke tahap berikutnya, apabila belum sesuai akan kembali ke tahap pembuatan dan perakitan alat.
11. **Pembuatan Laporan**
    Tahap ini merupakan akhir dari pembuatan mesin selep tanah untuk kotoran ternak. Laporan ini sebagai

pertanggung jawaban atas segala sesuaatu yang terjadi dalam kegiatan tugas akhir ini.

3.3 Konsep Mesin Selep Tanah



Gambar 3.2 Desain Mesin Selep Tanah

Fungsi dari bagian – bagian mesin selep tanah:

1. Hoper
   Hoper berfungsi sebagai saluran input untuk memasukkan kotoran ternak yang akan dihaluskan
2. Pulley yang digerakkan
   Berfungsi untuk melanjutkan transmisi dari motor ke pin penghancur
3. Pin penghancur
   Berfungsi untuk mengancurkan tanah kotoran ternak dengan bekerja secara rotasi.
4. Belt

Berfungsi untuk mentransmisikan putaran dari motor ke pin penghancur

5. Tali *Starter*
   Berfungsi untuk menyalakan motor
6. Motor bensin 5,5 HP
   Motor bensin berfungsi sebagai penggerak utama mesin selep tanah.
7. Rangka
   Berfungsi sebagai penyangga mesin agar berdiri.
8. Dudukan motor
   Sebagai tempat dudukan motor bensin pada mesin dan berfungsi sebagai idler.
9. Pulley penggerak
   Berfungsi untuk mentransmisikan putaran ke pulley yangn digerakkan.
10. Saluran output
    Berfungsi sebagai keluaran kotoran ternak yang telah dihaluskan.
11. Penampungan
    Berfungsi sebagai tempat kotoran ternak yang sudah halus

3.4 Cara Kerja Mesin Selep Tanah

Mekanisme kerja mesin selep tanah ini menggunakan 12 pin penghancur yang terpasang pada poros dan *disk* yang tersusun atas 4 pin pertama, 4 pin kedua dan 4 pin ketiga, dengan spesifikasi perencanaan: setiap pin penghancur susunan pertama dan kedua memiliki dimensi Ø14mm dan tinggi 25 mm serta pin ketiga yang memiliki dimensi panjang 20 mm, lebar 28 mm dan tinggi 19 mm.

Ketika tali *starter* (5)ditarik maka maka motor bensin (6) dengan daya 5,5 HP kecepatan maksimum 3600 rpm yang terletak pada dudukan motor (8) akan menyala. Saat motor sudah menyala maka *pulley* yg terhubung dengan poros motor akan berputar dengan arah putaran berlawanan arah jarum jam, dan *belt* tipe v-belt A-49 (4) yang menghubungkan antara *pulley* penggerak dan

pulley yang digerakkan yang terhubung dengan poros yang akan memutar pin penghancur (3) yang tersusun pada *disk* akan ikut berputar berlawanan arah jarum jam. Poros yang berputar berlawanan jarum jam menyebabkan pin penghancur (3) yang tersusun pada *disk* (12) ikut berputar sesuai dengan putaran poros.

Beban kotoran ternak dimasukkan ke dalam mesin selep tanah melalui hoper (1) kemudian beban akan dihaluskan dan langsung keluar melalui saluran ouput (10) yang terbuat dari kain jenis blacu dan penampungan (11). Mesin bekerja secara kontinyu untuk menghaluskan butiran tanah yang mengandung kotoran ternak. Hasil dari kotoran ternak yang telah dihaluskan dapat dilihat pada gambar 3.3.

Gambar 3.3 Hasil kotoran ternak yang telah dihaluskan

3.4 Mekanisme Idler

Idler merupakan bagian dari mesin yang berfungsi untuk mengatur kencang kendurnya *belt* yang terpasang pada *pulley*. Dalam mesin selep tanah yang berfungsi sebagai idler yaitu dudukan motor. Untuk melakukan *setting belt* dilakukan dengan cara menaik turunkkan dudukan motor. Untuk mengencangkan *belt*

dilakukan dengan cara mengatur baut yang terpasang pada dudukan sehingga posisi dudukan motor lebih ke bawah. Sedangkan untuk mengendurkan *belt* dilakukan dengan cara mengatur baut agar posisi dudukan motor lebih ke atas.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV

PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Dalam bab ini dibahas mengenai perhitungan mesin selep tanah yang diperlukan oleh mesin agar dapat berjalan dan berfungsi dengan baik. Dan kemudian dihitung elemen-elemen mesin yang mendukung perencanaan mesin ini seperti : perhitungan gaya penghancur dan daya motor, perhitungan daya, perencanaan *pulley*, *belt*, poros, pasak dan bantalan sehingga aman dalam penggunaannya.

4.1 Perencanaan Susunan Penghancur

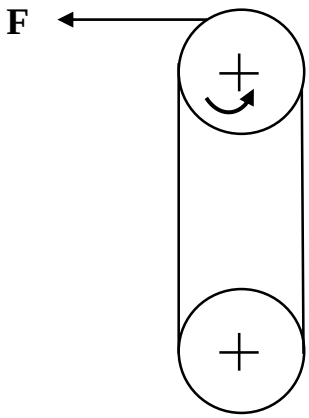
Penghancur direncanakan terdiri atas 12 pin penghancur yang terpasang pada poros dan *disk* yang tersusun atas 4 pin pertama, 4 pin kedua dan 4 pin ketiga, dengan spesifikasi perencanaan: setiap pin penghancur susunan pertama dan kedua memiliki dimensi Ø14mm dan tinggi 25 mm serta pin ketiga yang memiliki dimensi panjang 20 mm, lebar 28 mm dan tinggi 19 mm.
Pin penghancur direncanakan dipasang seperti gambar 4.1.

Gambar 4.1 Susunan pin penghancur

4.2 Analisa Gaya

Untuk mengetahui gaya terbesar yang terjadi pada pin penghancur, dilakukan pengujian mekanis dan beban pada mesin untuk mendapatkan data gaya mekanis (f_{mek}) dan gaya beban (f_w).

Pengujian mekanis dilakukan dengan metode menarik *pulley* sampai berputar dengan tanpa diisi beban dan dalam keadaan mesin mati seperti ditunjukkan pada gambar 4.2.



Gambar 4.2 Pengujian gaya

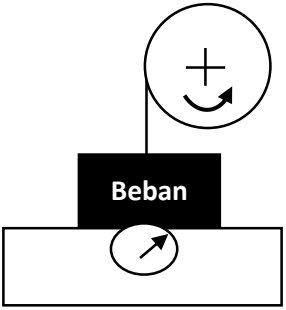
Hasil dari pengujian gaya mekanis didapatkan data pengujian pada tabel 4.1.

Tabel 4.1 Tabel Pengujian Mesin Selep Tanah

Gaya Mekanis (N)
58,86
68,67
58,86
58,86
68,67

Dari data f_{mek} di atas yang digunakan adalah gaya terbesar, yaitu f_{mek} = 68,67 N.

Pengujian beban dilakukan dengan menguji sampai beban maksimum sehingga mesin akan mati kemudian mengambil data gaya beban (f_w) tanpa belt dengan cara memberikan beban pada *pulley* sampai berputar, kemudian beban tersebut ditimbang. Metode pengujian beban dapat dilihat pada gambar 4.2. Hasil data pengujian f_w dapat dilihat pada tabel 4.2.



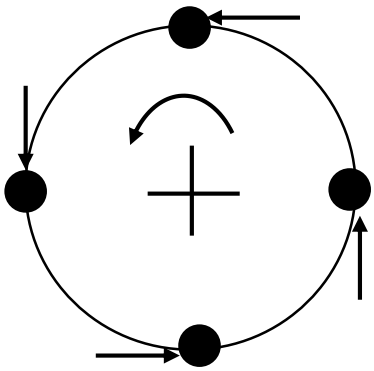
Gambar 4.3 Metode Pengujian Beban Kotoran Ternak

Tabel 4.2 Tabel Pengujian Beban Kotoran Ternak

Bahan Uji	Gaya Beban (N)
Kotoran kambing	1.500,93
Kotoran kambing	1.589,22
Kotoran kambing	1.648,08
Kotoran kambing	1.726,56
Kotoran kambing	1.785,42

Dari data diatas digunakan gaya terbesar, yaitu f_w = 1.785,42 N.

Ketika proses penghancuran kotoran ternak, setengah permukaan pin penghancur bersinggungan permukaan kotoran ternak sehingga mengakibatkan kotoran ternak menjadi hancur.



Gambar 4.4 *Prinsip Kerja Pin Penghancur*

Diketahui:
$r_1 = 0{,}026\ m$
$r_2 = 0{,}058\ m$
$r_3 = 0{,}096\ m$
$R_p = 0{,}025\ m$

Maka perhitungan gaya – gaya pin penghancur dari mesin selep tanah didapat dari perbandingan gaya:

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{r_1}{r_2}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \frac{0{,}026\ m}{0{,}058\ m}$$

Didapatkan $F_2 = 2{,}23\ F_1$ .....(4-1)

$$\frac{F_2}{F_3} = \frac{r_2}{r_3}$$

$$\frac{F_2}{F_3} = \frac{0{,}058\ m}{0{,}096\ m}$$

Didapatkan $F_3 = 1{,}655\ F_2$ .....(4-2)

Hasil persamaan (4-2) disubtitusi dari persamaan (4-1) sehingga didapatkan

$F_3 = 1{,}655\ F_2$
$F_3 = 1{,}655\ .\ 2{,}23\ F_1$
$F_3 = 3{,}69\ F_1$ .....(4-3)

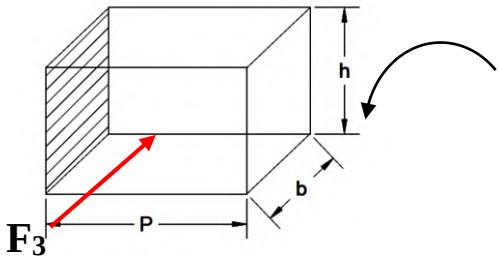
dengan persamaan torsi total sebagai berikut:
$T = 4F_1\ .\ r_1 + 4F_2\ .\ r_2\ +\ 4F_3\ .\ r_3$ .....(4-4)

$(F_{mek} + F_w)R_p = 4(F_1\ .\ r_1 + F_2\ .\ r_2\ +\ F_3\ .\ r_3)$
$(68{,}67\ N\ + 1785{,}42\ N)0{,}025m$
$= 4\ (F_1\ .\ 0{,}026\ m + 2{,}23\ F_1\ .\ 0{,}0\ 56\ m$
$+ 3{,}69\ F_1\ .\ 0{,}096\ m$
$1.785{,}42\ N\ .\ 0{,}025\ m\ = 4(0{,}026\ F_1 + 0{,}125\ F_1 + 0{,}354\ F_1)m$
$46{,}352\ Nm = (4\ .\ 0{,}505\ F_1)m$
$46{,}352\ Nm = (2{,}02F_1)\ m$
$F_1 =\ 22{,}947\ N$
Dari persamaan (4-1) didapat $F_2 = 51{,}171\ N$
Dari persamaan (4-3) didapat $F_3 =\ 84{,}674\ N$
Dari perhitungan gaya – gaya pin penghancur di atas, didapatkan gaya terbesar pin terletak di pin ketiga, yaitu $F_3 =\ 84{,}674\ N$

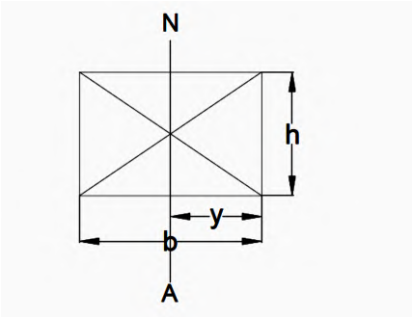
4.3 Tegangan yang Terjadi pada Pin Penghancur Terbesar

Pada gaya yang terbesar yaitu pin ketiga, mengalami tegangan geser dan kompresi. Pin yang digunakan terbuat dari bahan besi cor FC 20.

4.3.1 Peninjauan Terhadap Tegangan Geser



Gambar 4.5 Tegangan Geser yang Terjadi pada F_3



Gambar 4.6 Dimensi Pin yang Terkena Tegangan Geser

Besarnya tegangan geser yang timbul pada F_3 dirumuskan sebagai berikut:

$\tau = \frac{F}{A}$ .....(4-5)

$\tau = \frac{F}{b\,.h}$

Dimana diketahui:

b= 28 mm

h= 19 mm

Sehingga:

$$\tau = \frac{84{,}674\ N}{28\ mm\ .\ 19\ mm}$$

τ = 0,157 N/mm^2 = 0,016 kgf/mm^2)

(1 N/mm^2 = 0,102 kgf/mm^2)

Agar perencanaan pin tersebut aman maka besar τ harus lebih kecil dari $|\tau|$ dimana:

σ_{yp} besi cor FC 20 : 20 $^{kgf}/_{mm^2}$ (lampiran 3)

$k_s = 0{,}8$

$sf = 2$ (nilai *sf* dari beban statis)

sehingga harga $|\tau|$ didapat:

$$|\tau| = \frac{k_{s\,.\sigma_{yp}}}{sf}$$

$$|\tau| = \frac{0{,}8\ .\ 20\ {}^{kgf}/_{mm^2}}{2}$$

$$|\tau| = 8\ {}^{kgf}/_{mm^2}$$

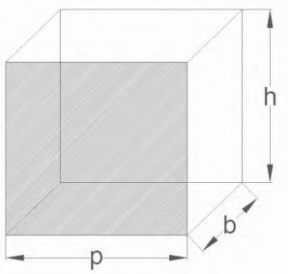
Maka,

$\tau < |\tau|$ .....(4-6)

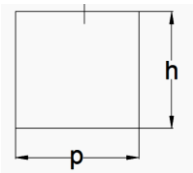
$0{,}016\ {}^{kgf}/_{mm^2} \leq 8\ {}^{kgf}/_{mm^2}$

Sehingga dari persamaan (4-6) terbukti bahwa perencanaan pin tersebut aman.

4.3.2 Peninjauan Terhadap Tegangan Kompresi



Gambar 4.7 Tegangan Kompresi yang Terjadi pada F_3



Gambar 4.8 Dimensi Pin yang Terkena Tegangan Kompresi

Besarnya tegangan kompresi yang timbul pada F_3 dirumuskan sebagai berikut:

$\sigma_c = \frac{F}{A}$ .....(4-7)

$$\sigma_c = \frac{F}{p\,.\,h}$$
$$\sigma_c = \frac{84{,}674\ N}{20\ mm\,.\,19\ mm}$$
$$\sigma_c = 0{,}222\ {}^{N}/_{mm^2} = 0{,}0227\ {}^{kgf}/_{mm^2}$$

Agar perencanaan pin tersebut aman maka besar σ_c harus lebih kecil dari $|\sigma_c|$ dimana:
$k_c = 1{,}2$
$\mathrm{sf} = 2$

sehingga harga $|\sigma_c|$ didapat:
$$|\sigma_c| = \frac{k_c\,.\sigma_{yp}}{sf} \qquad \text{.....(4-8)}$$
$$|\sigma_c| = \frac{1{,}2\,.\ 20\ {}^{kgf}/_{mm^2}}{2}$$
$$|\sigma_c| = 12\ {}^{kgf}/_{mm^2}$$
Maka,
$$\sigma_c \leq |\sigma_c| \qquad \text{.....(4-9)}$$

$$0{,}0227\ {}^{kg}/_{mm^2} \leq 12\ {}^{kg}/_{mm^2}$$
Sehingga dari persamaan (4-9) terbukti bahwa perencanaan pin tersebut aman.

4.4 Analisa Daya

4.4.1 Daya pada Saat Pengujian Beban Normal

Daya yang terjadi pada saat pengujian beban normal didapatkan dari rumus:
$$P = T_{tot}\,.\,\omega$$
Dimana nilai torsi total didapatkan dari pengujian beban normal, sesuai dengan rumus sebagai berikut:
$$T_{tot} = F_{mek} + F_w(R_p)$$
Diketahui:
$$F_{mek} = 68{,}67\ N$$

$F_w = 107{,}91\ N$
Putaran = 3200 rpm
Sehingga didapat nilai daya untuk pengujian beban normal sesuai dengan perhitungan:

$$P = T_{tot}\ .\omega$$
$$= (F_{mek} + F_w)R_p.\ \frac{2\ \pi\ n}{60}$$
$$= 68{,}67\ N + 107{,}91\ N\ (0{,}025\ m)\ .\ \frac{2\ \pi\ 3200}{60}$$
$$= 4{,}4145\ Nm\ .\ 335{,}1032$$
$$P = 1479{,}313\ Watt$$
$$P = 1{,}479\ kW = 1{,}98\ HP$$

4.4.1 Daya pada Saat Pengujian Beban Maksimum

Daya yang dibutuhkan mesin selep tanah untuk menghancurkan kotoran ternak jika diketahui putaran motor saat gaya beban maksimum (F_w) sebelum mesin mati yaitu 323 rpm, didapatkan perhitungan daya sebagai berikut:

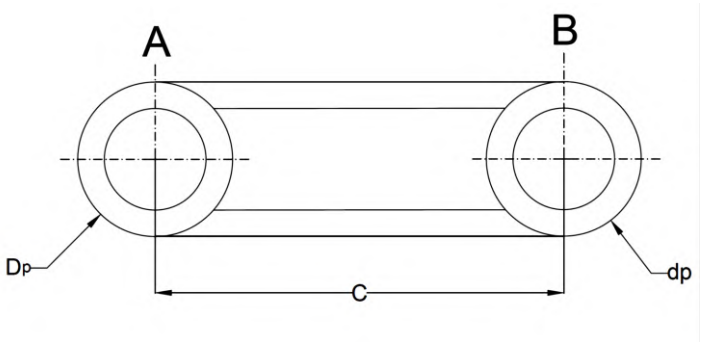
$$P = T_{tot}\ .\omega$$
$$= T_{tot}\ \frac{2\ \pi\ n}{60} \qquad \text{.....(4-10)}$$
$$= 46{,}352\ Nm\ \frac{2\ \pi\ 323\ rpm}{60}$$
$$= 1567{,}83\ Watt$$
$$= 1{,}568\ kW = 2{,}102\ HP\ (\ 1\ kW{=}1{,}341\ HP)$$

Sehingga memilih motor bensin dengan daya 5,5 HP dikarenakan daya minimum motor bensin yang ada di pasaran 5,5 HP.

4.5 Perencanaan *Belt* dan *Pulley*

4.5.1 Menghitung Diameter *Pulley* dan Digerakkan

Dengan mengetahui putaran pada motor, putaran pada poros, dan perencanaan diameter *pulley* penggerak 50 mm, maka dapat ditentukan diameter *pulley* yang digerakkan dengan persamaan sebagai berikut :



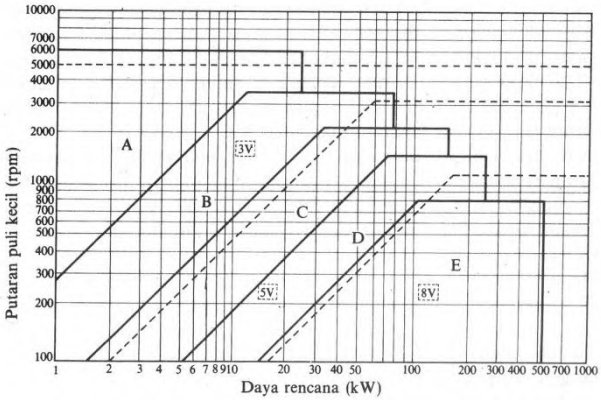
Gambar 4.9 Sistem transmisi *belt* dan *pulley*

Untuk mengetahui diameter *pulley* agar menghasilkan torsi yang besar minimal digunakan diameter pulley yang sama, maka dipakai rumus perbandingan reduksi (i=1).
Diketahui:
$D_p = 76{,}2\ mm$
$n_1 = n_2 = 323\ rpm$
Sehingga:
$\frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p}$
$d_p = \frac{n_2}{n_1} D_p$ .....(4-11)
$d_p = \frac{323\ rpm}{323\ rpm} 76{,}2\ mm$
$d_p = D_p$
$d_p = 76{,}2mm$
Jadi diameter pulley penggerak dan pulley yang digerakkan adalah sama, yaitu $76{,}2\ mm$.

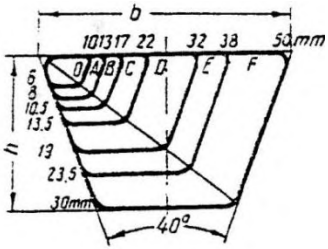
4.5.2 Pemilihan Tipe *Belt*

Sebelum menghitung perencanaan pada *belt*, maka ditentukan terlebih dahulu jenis *belt* yang akan digunakan. Pemilihan jenis *belt* ini dipilih dari daya yang akan ditransmisikan, serta putaran yang terjadi pada *pulley*.

Dengan daya 1,509 kW dan putaran 323 rpm yang didapatkan dari pengujian beban maksimum, maka didapatkan belt yang sesuai(gambar 4.10).



Gambar 4.10 *Diagram pemilihan V-belt*



Gambar 4.11 *Dimensi V-belt*

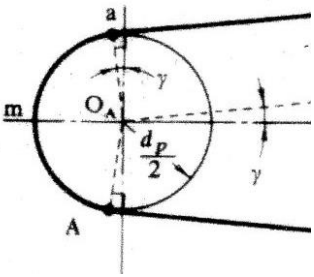
Dari gambar 4.5 maka menggunakan tipe *V-belt* jenis B, dari tabel dimensi V-belt (*lampiran 9*) didapatkan dimensi *V-belt* jenis A adalah sebagai berikut:

$Lebar\ (h) = 10{,}5\ mm$

$Luas\ penampang\ (A) = 1{,}38\ cm^2$

4.5.3 Kecepatan Keliling *Belt*

Perhitungan kecepatan keliling *belt* dipengaruhi oleh diameter *pulley* dan putaran. Maka didapatkan perhitungan sebagai berikut:



Gambar 4.12 Kecepatan Keliling *Belt*

Diketahui :

$D_p = d_p = 76{,}2\ mm$

$n_1 = n_2 = 323\ rpm$

Sehingga:

$$v = \frac{\pi\ .dp\ .n}{60} \qquad \text{.....(4-13)}$$

$$v = \frac{\pi\ .\ 76{,}2\ mm\ .\ 323\ rpm}{60\ \text{sec}\ .1000}$$

$$v = 1{,}289\ {}^{m}/_{sec}$$

4.5.4 Panjang *Belt* (L)

Untuk mengetahui panjang perencanaan belt yang digunakan digunakan rumus sebagai berikut:

$$L = 2\ C + \frac{\pi}{2}\left(D_p + d_p\right) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4\ C} \qquad \text{.....(4-14)}$$

Dimana diketahui:

$Jarak\ antar\ poros\ perencanaan\ (C) = 500\ mm$

$D_p = d_p = 76{,}2mm$

Sehingga:

$$L = 2\,.500\,mm + \frac{\pi}{2}\,(76{,}2 + 76{,}2)mm + \frac{(76{,}2 - 76{,}2)^2 mm}{4\,.500\,mm}$$

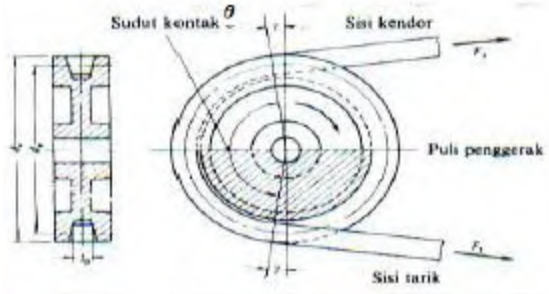
$$L = 1000\,mm + \frac{\pi}{2}(152{,}4)mm + 0$$

$$L = 1000\,mm + 239{,}389\,mm = 1239{,}389\,mm$$

Dari hasil perhitungan panjang *pulle*y yang didapatkan, maka menggunakan jenis *pulley* A-49. (berdasarkan tabel panjang sabuk V standar lampiran 12)

4.5.5 Sudut Kontak pada *Pulley*

Besarnya sudut kontak pada *pulley* dan *belt* dapat dihitung dari rumus:



Gambar 4.13 Sudut kontak pada *pulley* dan *belt*

Diketahui:

$D_p = d_p = 76{,}2\,mm$

$C = 520\,mm$

Maka,

$\theta = 180^0 - \frac{(Dp-dp)}{C}\,.\,60$ .....(4-15)

$\theta = 180^0 - \frac{(76{,}2-76{,}2)mm}{520}\,.\,60$

$\theta = 180^0 = \pi\,rad$

Jadi sudut kontak pulley sebesar $\pi\,rad$

4.5.6 Gaya Efektif *Belt*

Gaya efektif *belt* dapat dicari dengan menggunakan persamaan sebagi berikut:

$F_e = F_1 - F_2$ .....(4-16)

Dimana diketahui:

$\theta = \pi\ rad$

$T_{tot} = 46{,}352\ Nm$

$e = 2{,}71$

$R_p = 38{,}1\ mm = 0{,}0381\ m$

$f = 0,3$; didapat dari lampiran 11

$F_e = \frac{T_{tot}}{R_p}$ .....(4-17)

$F_e = \frac{46{,}352\ Nm}{0{,}0381\ m} = 1216{,}587\ N$

$\frac{F_1}{F_2} = e^{f.\theta}$ .....(4-18)

$\frac{F_1}{F_2} = 2{,}71^{0{,}3\ .\ 3{,}14}$

$F_1 = 2{,}558\ F_2$ .....(4-19)

Dari subtitusi persamaan (4-19) ke persamaan (4-16) didapatkan:

$F_e = 2{,}558\ F_2 - F_2$

$1216{,}587\ \ N = 1{,}558\ F_2$

$F_2 = 780{,}86\ N$

$F_1 = 2{,}558\ F_2$

$F_1 = 1997{,}439\ N$

4.5.7 Tegangan Maksimum pada *Belt*

Tegangan maksimum pada *belt* dapat diketahui dengan menggunakan rumus :

$\sigma_{\max} = \sigma_0 + \frac{F}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{10\ .g} + \text{Eb}\ \frac{h}{Dmin}$ .....(4-20)

Dimana diketahui:

- $h = 8\ mm$
- $\gamma = 0{,}0013\ \frac{kg}{cm^3}$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 8)

- $E_b = 800 \frac{kgf}{cm^2}$ (Rubber canvas didapatkan pada lampiran 8)
- $\sigma_o = 12\ kgf/cm^2$ *(tegangan awal untuk V-belt)*
- $F_e = 124{,}015\ kgf$
- $A = 0{,}81\ cm^2$
- $v_b = 1{,}289\ m/s$
- $g = 9{,}81 \frac{m}{s^2}$
- $D_p = 76{,}2\ mm$

Sehingga:

$$\sigma_{max} = 12\ {}^{kgf}/_{cm^2} + \frac{124{,}015\ kgf}{2.0{,}81\ cm^2} + \frac{0{,}0013\ {}^{kg}/_{cm^3}(1{,}289\ {}^{m}/_{s})^2}{10\ .9{,}81 \frac{m}{s^2}} + 800\ {}^{kg}/_{cm^2} \frac{8\ mm}{76{,}2\ mm}$$

$$\sigma_{max} = 172{,}514\ {}^{kgf}/_{cm^2}$$

4.5.8 Jumlah *Belt (Z)*

Dalam perencanaan belt, secara praktis biasanya terlebih dahulu ditentukan dulu tipe dari belt, sehingga didapatkan harga *h = 10,5 mm* dan A=1,38 cm^2 dari lampiran 9, kemudian menghitung harga b dari perhitungan, sehingga dapat dicari jumlah belt (Z).

Dimana:

$$b = \frac{Fe}{\sigma_d . h}$$

Perhitungan b dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$\sigma_d = \sigma_{do} . C_v . C_\alpha$$

$$\sigma_d = \left(a - w\frac{h}{D}\right) . C_v . C_\alpha$$

$$= \left(28 - 180\frac{10{,}5}{76{,}2}\right) . 1{,}049.1$$

$$= 3{,}34$$

$$b = \frac{F_e}{\sigma_d .\ h}$$

$$b = \frac{124{,}01}{3{,}34\ .\ 10{,}5}\ ,\ b = 3{,}529\ mm$$

Kemudian perhitungan jumah belt (Z) didapatkan:

$$Z = \frac{A\ perhitungan}{A\ tabel} \qquad \text{.....(4-21)}$$

$$Z = \frac{3{,}529\ .\ 10{,}5}{138}$$

$$Z = 0{,}268$$

Sehingga menggunakan 1 buah belt B.

4.5.9 Perhitungan Umur *Belt*

$$H = \frac{N_{base}}{3600\ .u\ .Z}\left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}}\right]^{m} \qquad \text{.....(4-22)}$$

dimana diketahui:

$N_{base} = 10^{7} cycle$

$U = \frac{V}{L} = 0{,}001\ (s^{-1})$

$X = 2\ buah$

$\sigma_{fat} = 90\ {}^{kgf}/_{cm^2}$

$\sigma_{max} = 172{,}514\ {}^{kgf}/_{cm^2}$

$m = 8\ (konstanta\ v - belt)$

Sehingga nilai H dirumuskan sebagai berikut:

$$H = \frac{10^{7}}{3600\ .\ 0{,}001\ .\ 2}\left[\frac{90}{172{,}514}\right]^{8}$$

$$H = 7611{,}111\ jam$$

4.6 Perencanaan Poros

4.6.1 Jenis Bahan Poros yang Digunakan

Sebelum perencanaan poros, terlebih dahulu ditentukan bahann poros yang digunakan, daya motor yang digunakan dan putaran yang diperlukan oleh poros.

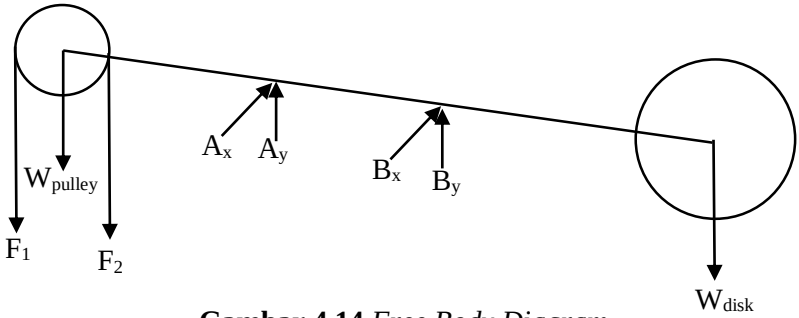
Adapun keterangannya sebagai berikut:

Bahan poros: St 45 C (AISI 1045) (lampiran 3 dan 10)

Putaran poros maksimum : 3600 rpm

$\sigma_{yp} = 58\ {}^{kgf}/_{mm^2}$

4.6.2 *Free Body Diagram* (Diagram Benda Bebas)



Gambar 4.14 *Free Body Diagram*

Dimana:

F_1 = gaya belt kencang

F_2 = gaya belt kendur

A_x = gaya yang terjadi pada titik A dengan arah horizontal

B_x = gaya yang terjadi pada titik B dengan arah horizontal

A_y = gaya yang terjadi pada titik A dengan arah vertikal

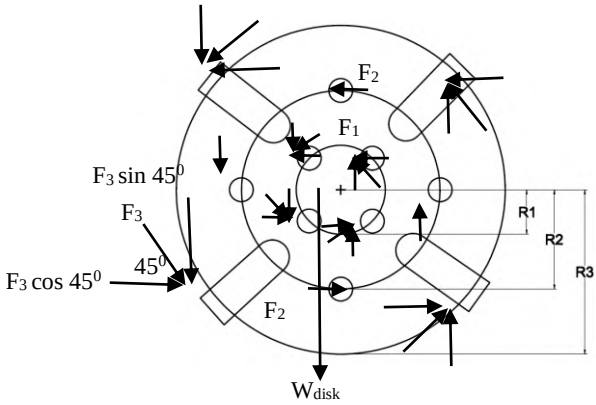
B_y = gaya yang terjadi pada titik B dengan arah vertikal

W_{pulley} = beban pulley

W_{disk} = beban piringan

4.6.3 Menghitung Beban Poros

4.6.3.1 Perhitungan Gaya pada Pin Penghancur



Gambar 4.15 Distribusi gaya pada pin penghancur

Diketahui:
$F_1 = 22{,}947\ N$
$F_2 = 51{,}171\ N$
$F_3 = 84{,}674\ N$
$W_{disk} = 32{,}86\ N$

Sehingga perhitungan gaya pada arah horizontal didapat:

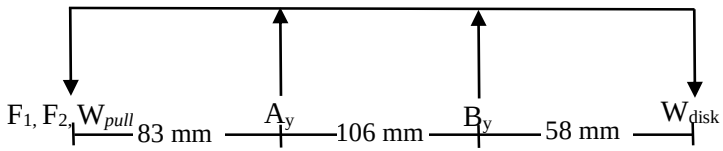
$+\rightarrow \sum F_x = 0$
$\sum F_x = -F_1 \cos 45^0 - F_1 \cos 45^0 + F_1 \cos 45^0 +$
$F_1 \cos 45^0 - F_2 + F_2 - F_3 \cos 45^0 -$
$F_3 \cos 45^0 + F_3 \cos 45^0 + F_3 \cos 45^0$
$\sum F_x = 0$

Perhitungan gaya pada arah vertikal didapat:

$+\uparrow \sum F_y = 0$
$\sum F_y = -W_{disk} - F_1 \sin 45^0 - F_1 \sin 45^0 + F_1 \sin 45^0 +$
$F_1 \sin 45^0 - F_2 + F_2 - F_3 \sin 45^0 -$
$F_3 \sin 45^0 + F_3 \sin 45^0 + F_3 \sin 45^0$
$\sum F_y = -W_{disk}$

$\sum F_y = 32{,}86\ \ N$

4.6.3.2 Tinjauan Vertikal



Gambar 4.16 Tinjauan Vertikal

Diketahui:
$F_1 = 3044{,}119\ \ N$
$F_2 = 1190{,}039\ N$
$W_{pulley} = 18{,}247\ N$
$W_{disk} = 32{,}86\ \ N$

Maka reaksi tumpuan yang didapatkan:

$+\uparrow \sum F_y = 0$
$-F_1 - F_2 - W_{pulley} + A_y\ + B_y - W_{disk} = 0$ .....(4-24)
$-1997{,}439N - 780{,}86\ N - 18{,}247N + A_y + B_y - 32{,}86N\ = 0$
$A_y + B_y = 2829{,}406\ N$ .....(4-25)

$\circlearrowleft + \sum M_A = 0$
$-W_{pulley}(83mm) - F_1(83mm) - F_2(83mm) - B_y(106mm)\ +\ W_{disk}(164mm)\ = 0$
$-18{,}2466N(83mm) - 1997{,}439\ N(83mm) - 780{,}86\ N(83mm)\ +\ 32{,}86N(164mm)\ = -B_y(106mm)$
$-1514{,}501Nmm - 165787{,}437Nmm - 64811{,}38\ Nmm + 5389{,}04N = 106mm\ .B_y$
$B_y = -\ 2138{,}91\ N\ (\downarrow)$ .....(4-26)

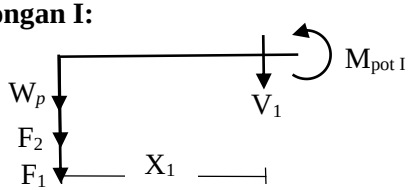
Dari persamaan subtitusi persamaan (4-26) ke persamaan (4-25) didapat nilai A_y:

$A_y + B_y = 2829{,}406\ N$

$A_y = 2829{,}406\ N + 2138{,}91\ N$

$A_y = 4968{,}316\ N$

Potongan I:



Gambar 4.17 Potongan Momen Bending I Vertikal

$+\uparrow\sum F_y = 0$

$-F_1 - F_2 - W_{pulley} - V_1 = 0$

$V_1 = -1997{,}439\ N - 780{,}86\ N - 18{,}2466\ N$

$V_1 = -2796{,}546\ N$

$\circlearrowleft + \sum M_{pot\ I} = 0$

$-F_1(x_1) - F_2(x_1) - W_{pulley}(x_1) - M_{pot\ I} = 0$

$-1997{,}439\ N(x_1) - 780{,}86\ N(x_1) - 18{,}2466 N(x_1) = M_{pot\ I}$

-2796,576 $N(x_1) = M_{pot\ I}$

Sehingga nilai $M_{pot\ I}$ didapat:

$X_1 = 0, M_{pot\ I} = 0\ Nmm$

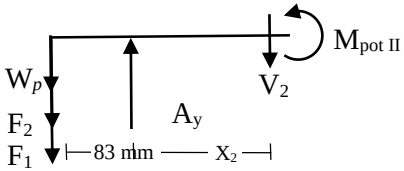
$X_1 = 28\ mm, M_{pot\ I} = -78304{,}128\ Nmm$

$X_1 = 56\ mm, M_{pot\ I} = -156608{,}256\ Nmm$

$X_1 = 83\ mm, M_{pot\ I} = -232115{,}808\ Nmm$

Sehingga didapat nilai $X_1 = 83\ mm$

Potongan II:



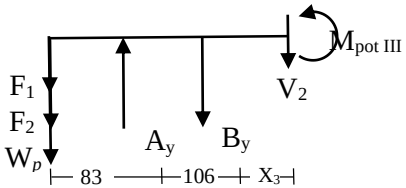
Gambar 4.18 Potongan Momen Bending II Vertikal

$+\uparrow\sum F_y = 0$
$-F_1 - F_2 - W_{pulley} + A_y - V_2 = 0$
$V_2 = -1997{,}439\ N - 780{,}86\ N - 18{,}2466\ N + 4968{,}316\ N$
$V_2 = 2117{,}77\ N$

$\circlearrowleft + \sum M_{pot\ II} = 0$
$-F_1(83mm + x_2) - F_2(83mm + x_2) - W_{pulley}(83mm + x_2) - A_y(X_2) - M_{pot\ II} = 0$
$M_{pot\ II=} - 1997{,}439\ N(83mm + x_2) - 780{,}86\ N(83mm + x_2) - 18{,}2466N(83mm + x_2) - 4968{,}316\ N(x_2)$
$M_{pot\ II=} - 232113{,}318\ Nmm + 2171{,}77\ N(x_2)$
Sehingga nilai $M_{pot\ II}$ didapat:
$X_2 = 0, M_{pot\ II} = -232113{,}318\ Nmm$
$X_2 = 35\ mm, M_{pot\ II=} -\ 156102{,}37\ Nmm$
$X_2 = 70\ mm, M_{pot\ II=} -\ 80089{,}418\ Nmm$
$X_2 = 106\ mm, M_{pot\ II=} - 1905{,}698\ Nmm$

Sehingga didapat nilai $X_2 = 106\ mm$

Potongan III:

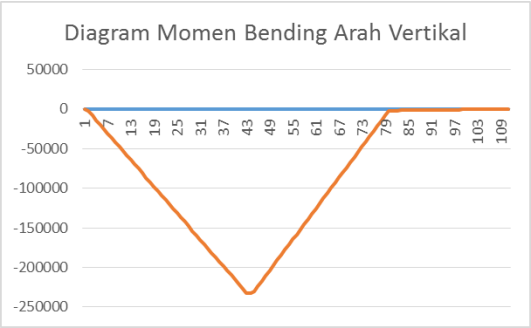


Gambar 4.19 Potongan Momen Bending III Vertikal

$+\uparrow\sum F_y = 0$
$-F_1 - F_2 - W_{pulley} + A_y - B_y - V_3 = 0$
$V_3 = -1997{,}439\ N - 780{,}86\ N - 18{,}2466\ N + 4968{,}316\ N - 2138{,}91N$
$V_3 = 32{,}86\ N$

$\circlearrowleft + \sum M_{pot\ III} = 0$
$-F_1(189mm + x_3) - F_2(189mm + x_3) - W_{pulley}(189mm + x_3) - A_y(106mm + X_3) - B_y(X_3) - M_{pot\ III} = 0$
$M_{pot\ III=} - 1997{,}439\ N(189mm + x_3) - 780{,}86N(189mm + x_3) - 18{,}2466N(189mm + x_3) + 4968{,}316\ N(106mm + x_3) - 2138{,}91\ N(_{x_3})$
$M_{pot\ III=} - 1905{,}698\ Nmm + 32{,}86\ N(x_3)$

Sehingga nilai $M_{pot\ III}$ didapat:
$X_3 = 0\ mm,\ M_{pot\ III} = -1905{,}698\ Nmm$
$X_3 = 19\ mm,\ M_{pot\ III} = -1281{,}358\ Nmm$
$X_3 = 38\ mm,\ M_{pot\ III} = -657{,}018\ Nmm$
$X_3 = 58\ mm, M_{pot\ III=} - 0{,}182\ Nmm$
Sehingga didapat nilai $X_3 = 58\ mm$
Dari perhitungan diatas, dengan memasukkan harga x (sesuai pada lampiran 15) dapat dibuat diagram momen seperti pada gambar 4.20.



Gambar 4.20 Diagram momen bending terbesar

4.6.4 Momen Bending Terbesar (M_b)

Dari perhitungan M_b di atas, didapat nilai M_b terbesar yaitu: $M_b = 232115{,}808\ Nmm$=23661,143 kgf.mm pada jarak 83 mm.

4.6.5 Perhitungan Momen Torsi (M_t)

Besar momen torsi yang terjadi didapatkan dari rumus:

$$M_t = 9{,}74 \times 10^5 \frac{P}{n}$$

Dimana diketahui:

$P = 1{,}568\ kW$

$n = 323\ rpm$

Sehingga:

$$M_t = 9{,}74 \times 10^5 \frac{1{,}568\ kW}{323\ rpm}$$

$$M_t = 4728{,}272\ kg.mm$$

4.6.6 Perhitungan Diameter Poros

Diameter poros dapat dicari dengan cara:

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 Mb^2 + 16^2 Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{ks.Syp}{sf}\right)^2}} \qquad \text{.....(4-27)}$$

dimana diketahui:

$M_b = 23661{,}143\ kgf.mm$

$M_t = 47626{,}588\ kgf.mm$

$k_s = 0{,}8$

$sf = 2$

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2\ (\ 23661{,}143\ \text{kgf.mm})^2 + 16^2\ (47626{,}588\ kgf.mm\ )^2)}{\pi^2 \left(\frac{0{,}8\ .\ 58 kg/mm2}{2}\right)^2}}$$

ds ≥ 22,826 mm

Agar perencanaan poros tersebut aman apabila nilai diameter poros ≥ 22,826 mm, sehingga pada perencanaan selep tanah menggunakan poros berdiameter 30 mm.

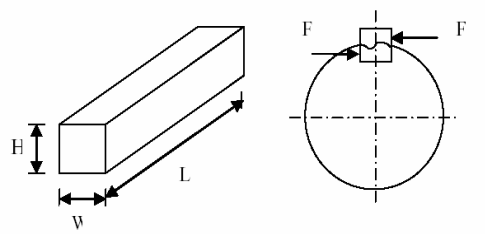
4.7 Perencanaan Pasak

Dengan diameter poros (*ds*) 28 mm, maka didapatkan maka didapatkan diameter poros antara ($1\frac{1}{16}$- $1\frac{1}{8}$) dengan tipe *square*, yaitu :

W $= \frac{1}{4}$ *in* (6,35 *mm*)

H $= \frac{1}{4}$ *in* (6,35 *mm*)

4.7.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak



Gambar 4.21 Dimensi Pasak

Gaya pada pasak (*Fp*) dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$T = F\ (ds/2)$ .....(4-28)

$Fp = \frac{T}{(\frac{ds}{2})}$

Dimana diketahui:

$ds = 0{,}028\ m$

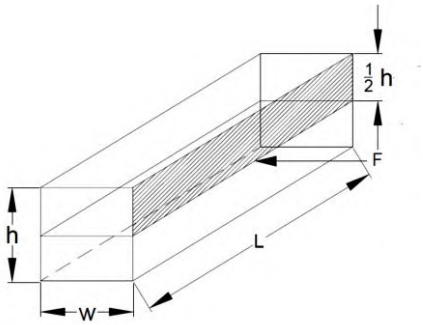
$T = 46{,}352\ Nm$

Maka gaya pada pasak didapatkan:

$Fp = \frac{46{,}352\ N.m}{(\frac{0{,}028}{2})}$

$Fp = 3310{,}857\ N$

4.7.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser



Gambar 4.22. Bagian pada pasak yang terkena tegangan geser

Gaya tangensial yang bekerja pada pasak menyebabkan tegangan geser. Adapun tegangan geser yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T}{W\ .\ L\ .D_p}$ .....(4-29)

$$\frac{2T}{W\ .\ L\ .D_p} \leq \frac{S_{yp}}{sf}$$

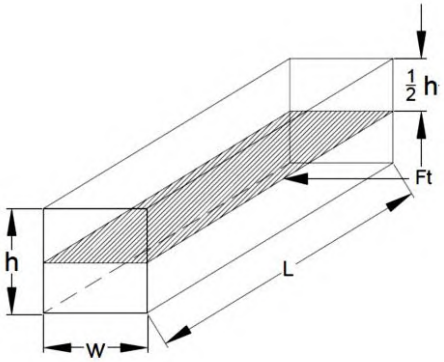
$$L \geq \frac{2T.sf}{W\ .ks.\sigma_{yp}\ \ .D_p}$$

$$\geq \frac{2.\ 4724{,}97 kgf mm.2{,}5}{6{,}35\ mm.0{,}6.48 \frac{kgf}{mm^2}.\ 28 mm}$$

$\geq$ 4,61 mm

Maka perencanaan pasak aman terhadap tegangan geser apabila L $\geq$ 4,61 mm.

4.7.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi



Gambar 4.23. Bagian pada pasak yang terkena tegangan kompresi

Tegangan kompresi yang bekerja pada pasak dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{2T}{0.5\ W\ .\ L\ .D_p} = \frac{4T}{W\ .\ L\ .D_p} \qquad \text{.....(4-30)}$$

Panjang pasak pada tegangan kompresi :

$$\frac{4T}{W\ .\ L\ .D_p} \leq \frac{S_{yp}}{sf}$$

$$L \geq \frac{4T.\ sf}{h\ .kc.\sigma_{yp}.D_p}$$

$$L \geq \frac{4.\ 4724{,}97\ kgf mm\ .\ 2{,}5}{6{,}35\ mm\ .1.48 \frac{kgf}{mm^2}.28\ mm}$$

$$L \geq 5{,}54\ mm$$

Maka perencanaan pasak aman terhadap tegangan kompresi apabila L ≥ 17,979 mm, sehingga pada perencanaan menggunakan pasak dengan panjang 34 mm.

4.8 Bantalan (*Bearing)*

Dari hasil analisa dan perhitungan, maka diperoleh data sebagai berikut :

1. Diameter poros (*Dp)* : 30 mm
2. Gaya bantalan dititik A: $F_{Ax} = 0$
   F_{Ay} = 4968,316 N=1117,871 lbf
3. Gaya bantalan dititik B: $F_{Bx} = 0$
   F_{By} = 2138,91 N=481,255 lbf

4.8.1 Gaya Radial pada Bearing

4.8.1.1 Bantalan A

$$F_R A = \sqrt{(F_{Ax})^2 + (F_{Ay})^2}$$

$$= \sqrt{0 + (4968{,}316 \text{ N})^2}$$

= 4968,316 N = 1117,871 lbf

4.8.1.2 Bantalan B

$$F_R B = \sqrt{(F_{Bx})^2 + (F_{By})^2}$$

$$= \sqrt{0 + (9540)^2}$$

= 2138,91 N = 481,255 lbf

4.8.2 Beban Equivalen pada Bantalan A

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (*Fr*) dan beban aksial (*Fa*) karena jenis bantalan yang dipilih adalah *single row ball bearing* maka nilai beban ekivalen bearing (P) didapat:

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Diketahui :

$C_o = 3340\ (lampiran\ 6)$
$F_aA = 0\ lbf\ \ (beban\ aksial)$
$F_rA = 1117{,}871\ lbf\ (beban\ radial)$
$V = 1\ (ring\ dalam\ yang\ berputar)$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

1. $\frac{i\ .\ F_a}{C_o} = \frac{1.0}{3340} = 0$

   Maka nilai $e = 0$ (lampiran 5)
2. $\frac{F_a}{V\ .\ F_r} = \frac{0}{1\ .\ 1117{,}871} = 0$
3. $\frac{F_a}{V\ .\ F_r} = e\ ; maka\ X = 1\ dan\ Y = 0$

Sehingga :

$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$
$P = 1 \cdot 1 \cdot 1117{,}871\ lbf + 0 \cdot 0\ lbf$
$P = 1117{,}871\ lbf$

4.8.3 Beban Equivalen pada Bantalan B

Bantalan menerima beban yang berkombinasi antara beban radial (*Fr*) dan beban aksial (*Fa*) karena jenis bantalan yang dipilih adalah *single row ball bearing* maka nilai beban ekivale bearing (P) didapat:

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

Diketahui :

$C_o = 3340\ (lampiran\ 6)$
$F_aB = 0$ lbf $(beban\ aksial)$
$F_rB = 481{,}255\ lbf\ (beban\ radial)$
$V = 1\ (ring\ dalam\ yang\ berputar)$

Cara memilih harga X dan Y dapat dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut :

4. $\frac{i\ .\ F_a}{C_o} = \frac{1.0}{3340} = 0$

   Maka nilai $e = 0$(lampiran 5)

5. $\frac{F_a}{V\ .\ F_r} = \frac{0}{1\ .\ 1117{,}871} = 0$
6. $\frac{F_a}{V\ .\ F_r} = e\ ; maka\ X = 1\ dan\ Y = 0$

Sehingga :

$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$

$P = 1 \cdot 1 \cdot 481{,}255\ lbf + 0 \cdot 0\ lbf$

$P = 481{,}255\ lbf + 0\ lbf$

$P = 481{,}255\ lbf$

4.8.4 Umur Bantalan A

Jadi umur bantalan A dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p}\left(\frac{C}{P}\right)^b$$

Dimana :

$C = 4850\ lbf\ , ball\ bearing\ (lihat\ tabel\ pada\ lampiran)$

$b = 3\ (untuk\ ball\ bearing)$

$n_p =\ 323\ rpm\ (putaran\ poros\ beban\ maksimum)$

$P = 1117{,}871\ lbf$

Sehingga :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p}\left(\frac{C}{P}\right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 323\ rpm}\left(\frac{4850\ lbf}{1117{,}871\ lbf}\right)^3$$

$$L_{10} = 4214{,}01445\ \ jam$$

4.8.5 Umur Bantalan B

Jadi umur bantalan A dam B dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p}\left(\frac{C}{P}\right)^b$$

Dimana :
$C = 4850\ lbf$, $ball\ bearing\ (lihat\ tabel\ pada\ lampiran)$
$b = 3\ (untuk\ ball\ bearing)$
$n_p =\ 323\ rpm\ (putaran\ poros\ beban\ maksimum)$
$P =\ 481{,}255\ \ lbf\ lbf$
Sehingga :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p}\left(\frac{C}{P}\right)^b$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 323\ rpm}\left(\frac{4850\ lbf}{481{,}255\ \ lbf}\right)^3$$

$$L_{10} =\ 52813{,}5862\ jam$$

4.9 Pembahasan Hasil Pengujian Mesin

Dari percobaan penghancuran campuran tanah dengan kotoran ternak didapatkan hasil pengujian sebagai berikut:
massa (m) = 20 kg
waktu penghancuran (t) = waktu proses awalan + waktu proses kerja utama
= 3,333 menit + 5 menit
= 8,333 menit

Kapasitas penghancuran didapatkan:

Q = $\frac{m}{t}$

= $\frac{20\ kg}{8{,}333\ menit}$

= 2,4 kg/menit

= 2,4 $\frac{kg}{menit}\ x\ \frac{60\ menit}{1\ jam}$

= $144\ \frac{kg}{jam}$

LAMPIRAN 1. *Tabel Konversi*

Table F-1 Selected Units Conversion Factors

Note That These Conversion Factors (and Others) are Built Into the *TKSolver* Files UNITMAST and STUDENT

Multiply this	by	this	to get	this
acceleration				
in/sec^2	x	0.0254	=	m/sec^2
ft/sec^2	x	12	=	in/sec^2
angles				
radian	x	57.2958	=	deg
area				
in^2	x	645.16	=	mm^2
ft^2	x	144	=	in^2
area moment of inertia				
in^4	x	416 231	=	mm^4
in^4	x	4.162E–07	=	m^4
m^4	x	1.0E+12	=	mm^4
m^4	x	1.0E+08	=	cm^4
ft^4	x	20 736	=	in^4
density				
lb/in^3	x	27.6805	=	g/cc
g/cc	x	0.001	=	g/mm^3
lb/ft^3	x	1 728	=	lb/in^3
kg/m^3	x	1.0E–06	=	g/mm^3
force				
lb	x	4.448	=	N
N	x	1.0E+05	=	dyne
ton (short)	x	2 000	=	lb
length				
in	x	25.4	=	mm
ft	x	12	=	in
mass				
blob	x	386.4	=	lb
slug	x	32.2	=	lb
blob	x	12	=	slug
kg	x	2.205	=	lb
kg	x	9.8083	=	N
kg	x	1 000	=	g
mass moment of inertia				
lb-in-sec^2	x	0.1138	=	N-m-sec^2
moments and energy				
in-lb	x	0.1138	=	N-m
ft-lb	x	12	=	in-lb
N-m	x	8.7873	=	in-lb
N-m	x	0.7323	=	ft-lb
power				
HP	x	550	=	ft-lb/sec
HP	x	33 000	=	ft-lb/min
HP	x	6 600	=	in-lb/sec
HP	x	745.7	=	watts
N-m/sec	x	8.7873	=	in-lb/sec
pressure and stress				
psi	x	6 894.8	=	Pa
psi	x	6.895E-3	=	MPa
psi	x	144	=	psf
kpsi	x	1 000	=	psi
N/m^2	x	1	=	Pa
N/mm^2	x	1	=	MPa
spring rate				
lb/in	x	175.126	=	N/m
lb/ft	x	0.08333	=	lb/in
stress intensity				
MPa-m$^{0.5}$	x	0.909	=	ksi-in$^{0.5}$
velocity				
in/sec	x	0.0254	=	m/sec
ft/sec	x	12	=	in/sec
rad/sec	x	9.5493	=	rpm
volume				
in^3	x	16 387.2	=	mm^3
ft^3	x	1 728	=	in^3
cm^3	x	0.061023	=	in^3
m^3	x	1.0E+9	=	mm^3

A

Lampiran 2. *Kekuatan Tarik Baja Karbon Kontruksi Mesin Untuk Bahan Poros*

Tabel 1.1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	"	52	
	S40C	"	55	
	S45C	"	58	
	S50C	"	62	
	S55C	"	66	
Batang baja yang difinis dingin	S35C-D	–	53	ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C-D	–	60	
	S55C-D	–	72	

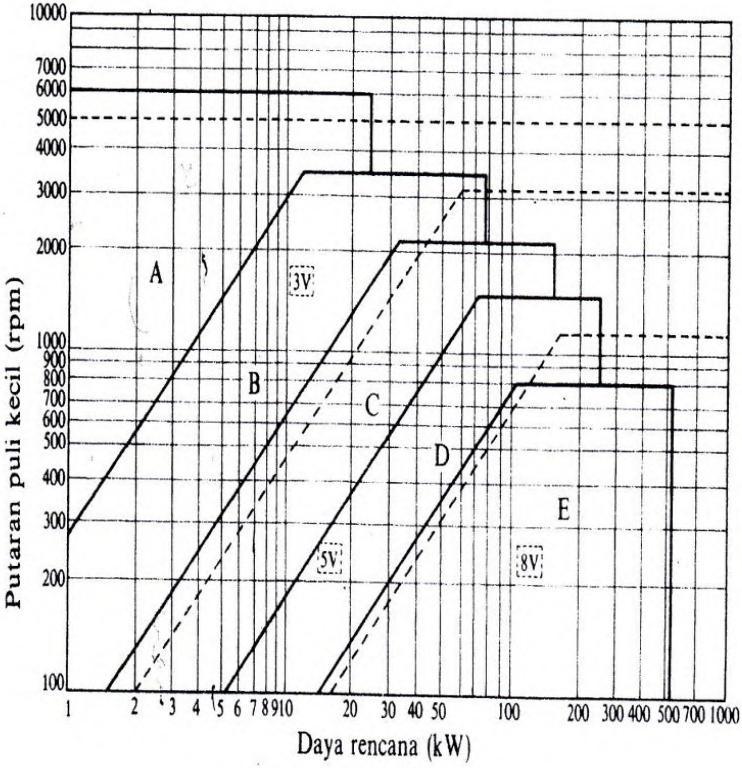
Tabel 1.2 Baja paduan untuk poros.

Standar dan macam	Lambamg	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	–	85
	SNC 3	–	95
	SNC21	Pengerasan kulit	80
	SNC22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	–	85
	SNCM 2	–	95
	SNCM 7	–	100
	SNCM 8	–	105
	SNCM22	Pengerasan kulit	90
	SNCM23	"	100
	SNCM25	"	120
Baja khrom (JIS G 4104)	SCr 3	–	90
	SCr 4	–	95
	SCr 5	–	100
	SCr21	Pengerasan kulit	80
	SCr22	"	85
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCM 2	–	85
	SCM 3	–	95
	SCM 4	–	100
	SCM 5	–	105
	SCM21	Pengerasan kulit	85
	SCM22	"	95
	SCM23	"	100

LAMPIRAN 3. (tabel kekuatan tarik)

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik σ_B (kg/mm²)	Kekerasan (Brinell) H_B	Tegangan lentur yang diizinkan σ_a (kg/mm²)
Besi cor	FC 15 FC 20 FC 25 FC 30	15 20 25 30	140 160 160–180 180–240 190 -240	7 9 11 13
Baja cor	SC 42 SC 46 SC 49	42 46 49	140 160 190	12 19 20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C S 35 C S 45 C	45 52 58	123–183 149 -207 167–229	21 26 30
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400 (dicelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21 SNC 22	80 100	600 (dicelup dingin dalam air)	35–40 40–55
Baja khrom nikel	SNC 1 SNC 2 SNC 3	75 85 95	212–255 248–302 269–321	35–40 40–60 40–60
Perunggu Logam delta Perunggu fosfor (coran) Perunggu nikel (coran)		18 35–60 19–30 64–90	85 – 80–100 180–260	5 10–20 5–7 20–30
Damar phenol, dll.				3–5

LAMPIRAN 4. (Diagram Pemilihan sabuk –V)
(Suhariyanto;Elemen Mesin II. Hal 97)



Gbr. 5.3 Diagram pemilihan sabuk-V.

Lampiran 5. *Beban Equivalen Bearing*

Lampiran IV : Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact anguler α , deg	(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing (Fa/V.Fr) >e		Double-Row Bearing (Fa/V.Fr) <e		Double-Row Bearing (Fa/V.Fr) >e		e
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing								
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44
Anguler Contact Ball Bearing								
5	0,014	0,56	2,30	Use X,Y and e evaluases applicable to single-row radial contact bearing	2,78	0,78	3,74	0,23
	0,028		1,99		2,40		3,23	0,26
	0,056		1,71		2,07		2,78	0,30
	0,085		1,55		1,87		2,52	0,34
	0,110		1,45		1,75		2,36	0,36
	0,170		1,31		1,58		2,13	0,40
	0,280		1,15		1,39		1,87	0,45
	0,420		1,04		1,26		1,69	0,50
	0,560		1,00		1,21		1,63	0,52
10	0,014	0,46	1,88	1,0	2,18	0,75	2,30	0,19
	0,029		1,71		1,98		1,99	0,22
	0,057		1,52		1,76		1,71	0,26
	0,086		1,41		1,63		1,55	0,28
	0,110		1,34		1,55		1,45	0,30
	0,170		1,23		1,42		1,31	0,34
	0,290		1,10		1,27		1,15	0,38
	0,430		1,01		1,17		1,04	0,42
	0,570		1,00		1,16		1,00	0,44

Catatan :

(Fa/V.Fr) = e , maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 6. *Dimensi Standart Roll Bearing Dan Gaya Dinamis Bearing*

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing

(Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Dimension Series 03											
			Wiidth B mm	Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Anguler Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing	
				Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C
4	16	0,012	5										
5	19	0,012	6										
6													
7													
8													
9													
10	35	0,024	11			845	1400						
12	37	0,039	12	530	1630	1040	1680						
15	42	0,039	13	590	1650	1220	1960						
17	47	0,039	14	820	2170	1470	2340						
20	52	0,039	15	900	2150	1750	2750	1920	3000				
25	62	0,039	17	1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700
30	72	0,039	19	1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500
35	80	0,059	21	2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800
40	90	0,059	23	2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700
45	100	0,059	25	3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000
50	110	0,079	27	3930	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran 7. *Jenis Beban Ball Bearing*

Type Of Service	Multiply Calculated Load by Following Factors	
	Ball Bearing	Roller Bearing
Uniform and steady load	1,0	1,0
Light shock load	1,5	1,0
Moderate shock load	2.0	1,3
Heavy shock load	2,5	1,7
Extreme and indeterminate shock load	3,0	2,0

LAMPIRAN 8. (Dimensi dan Beban Belt)
(Suhariyanto;Elemen Mesin II. Hal 82)

Tabel (3-2). Dimensi dan bahan untuk Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width *b* in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness *h* in mm	Single 3-5.5 Double7 .5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kg/cm^2	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm^3	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio D_{min}/h recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kg/dm^3 X	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constanta a	29	25	21	18	23	21
w (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of X Elastisitas, E_b in kg/cm^2	1.000-1.500	800-1.200	300-600	–	1.000-1.200	–

Sumber : *(Dobrovolsky, 1985: 214)*

LAMPIRAN 9. (Dimensi V-belt)

(Suhariyanto;Elemen Mesin II. Hal 92)

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L Mm
	b mm	h mm	A cm^2	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

LAMPIRAN 10 (Bahan Poros)

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994.Hal 192)

Tabel 1.5 Standar baja.

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon konstruksi mesin	S25C	AISI 1025, BS060A25
	S30C	AISI 1030, BS060A30
	S35C	AISI 1035, BS060A35, DIN C35
	S40C	AISI 1040, BS060A40
	S45C	AISI 1045, BS060A45, DIN C45, CK45
	S50C	AISI 1050, BS060A50, DIN St 50.11
	S55C	AISI 1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45 50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC	BS 653M31
	SNC22	BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM 1	AISI 4337
	SNCM 2	BS830M31
	SNCM 7	AISI 8645, BS En100D
	SNCM 8	AISI 4340, BS817M40, 816M40
	SNCM22	AISI 4315
	SNCM23	AISI 4320, BS En325
	SNCM25	BS En39B
Baja khrom	SCr 3	AISI 5135, BS530A36
	SCr 4	AISI 5140, BS530A40
	SCr 5	AISI 5145
	SCr21	AISI 5115
	SCr22	AISI 5120
Baja khrom molibden	SCM2	AISI 4130, DIN 34CrMo4
	SCM3	AISI 4135, BS708A37, DIN34CrMo4
	SCM4	AISI 4140, BS708M40, DIN42CrMo4
	SCM5	AISI 4145, DIN50CrMo4

LAMPIRAN 11.
(Tabel Koefisien Gesek (F) antara belt dan pulley)

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
Leather :				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	050	0.45	0.40	0.40
Cotton :				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
Woolen	0.45	0.40	0.35	0.35
Rubber	0.35	0.32	0.30	0.30

Sumber : *(Dobrovolsky, 1985: 206)*

LAMPIRAN 12
(Panjang sabuk V standar)

Tabel 5.3 (b) Panjang sabuk-V standar.

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

LAMPIRAN 14. (Tabel Tipe dan Dimensi V-belt)

Dobrovolsky1985:216

Tabel 3-4 Tipe dan dimensi dari V-belt

Cross-section of V-belt		(Ukuran untuk Gambar 3.9a)						
		O	A	B	C	D	E	F
Cross-section area (A) in cm^2		0.5	0.8	1.4	2.3	4.8	7.0	11.7
In conformility with the standard design of inner* length of belt in mm	min	500*	500*	630*	1.800	3.150	4.500	6.300
	max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	1.120*
Difference between design and inner length of belt in mm		25	33	40	55	76	95	120
Minimum allowable design diameters of pules in mm		63	90	125	200	315	500	800
Constans in formula (3-25)	a	23	25	28	30	32	32	32
	w	100	120	180	215	280	350	440
Maximum recommended velocity v max in m/sec		25	25	25	25	30	30	30
Design width of belt a_d in mm		8.5	11	14	19	27	32	42
Rated size of pule grooves (Fig.3-10)*	e	10	12.5	16	21	28.5	34	43
	c	2.5	3.5	5	6	8.5	10	12.5
	t	12	16	20	26	37.5	44.5	58
	s	8	10	12.5	17	24	29	38
	β°	34-40				36-40	38-40	

LAMPIRAN 15. (Tabel Potongan)

Potongan 1		
No.	X1	-2796,576 (X1)
1	0	0
2	1	-2796.576
3	3	-8389.728
4	5	-13982.88
5	7	-19576.032
6	9	-25169.184
7	11	-30762.336
8	13	-36355.488
9	15	-41948.64
10	17	-47541.792
11	19	-53134.944
12	21	-58728.096
13	23	-64321.248
14	25	-69914.4
15	27	-75507.552
16	29	-81100.704
17	31	-86693.856
18	33	-92287.008
19	35	-97880.16
20	37	-103473.312
21	39	-109066.464
22	41	-114659.616
23	43	-120252.768
24	45	-125845.92
25	47	-131439.072
26	49	-137032.224
27	51	-142625.376
28	53	-148218.528

29	55	-153811.68
30	57	-159404.832
31	59	-164997.984
32	61	-170591.136
33	63	-176184.288
34	65	-181777.44
35	67	-187370.592
36	69	-192963.744
37	71	-198556.896
38	73	-204150.048
39	75	-209743.2
40	77	-215336.352
41	79	-220929.504
42	81	-226522.656
43	83	-232115.808

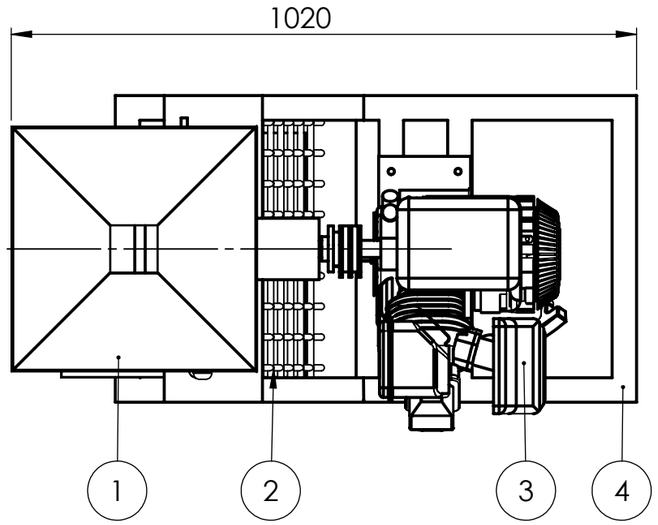
Potongan 2

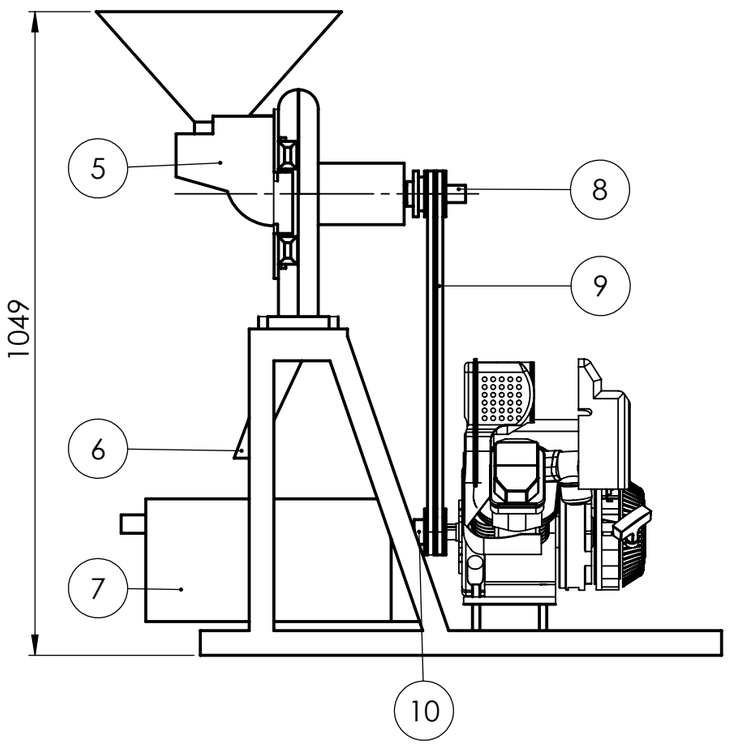
No.	X_2	-232113,318+2171,77(X_2)
44	0	-232113.318
45	1	-229941.548
46	4	-223426.238
47	7	-216910.928
48	10	-210395.618
49	13	-203880.308
50	16	-197364.998
51	19	-190849.688
52	22	-184334.378
53	25	-177819.068
54	28	-171303.758
55	31	-164788.448
56	34	-158273.138
57	37	-151757.828
58	40	-145242.518

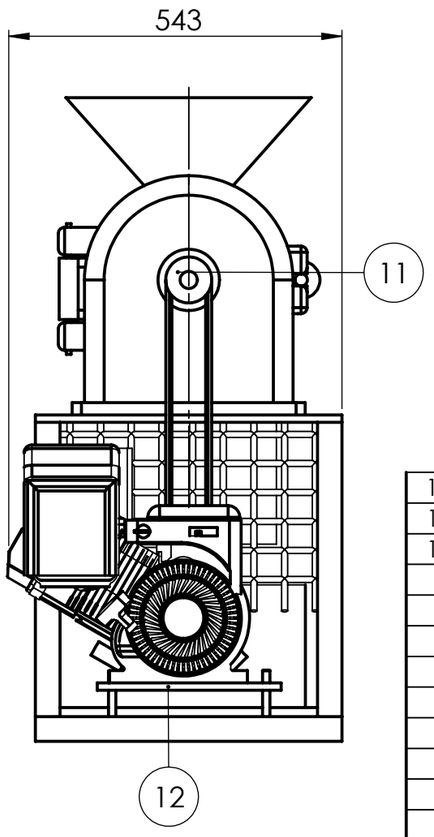
59	43	-138727.208
60	46	-132211.898
61	49	-125696.588
62	52	-119181.278
63	55	-112665.968
64	58	-106150.658
65	61	-99635.348
66	64	-93120.038
67	67	-86604.728
68	70	-80089.418
69	73	-73574.108
70	76	-67058.798
71	79	-60543.488
72	82	-54028.178
73	85	-47512.868
74	88	-40997.558
75	91	-34482.248
76	94	-27966.938
77	97	-21451.628
78	100	-14936.318
79	103	-8421.008
80	106	-1905.698
Potongan 3		
No.	X_3	$-1905,698+32,86(X_3)$
81	0	-1905.698
82	1	-1872.838
83	3	-1807.118
84	5	-1741.398
85	7	-1675.678
86	9	-1609.958
87	11	-1544.238
88	13	-1478.518

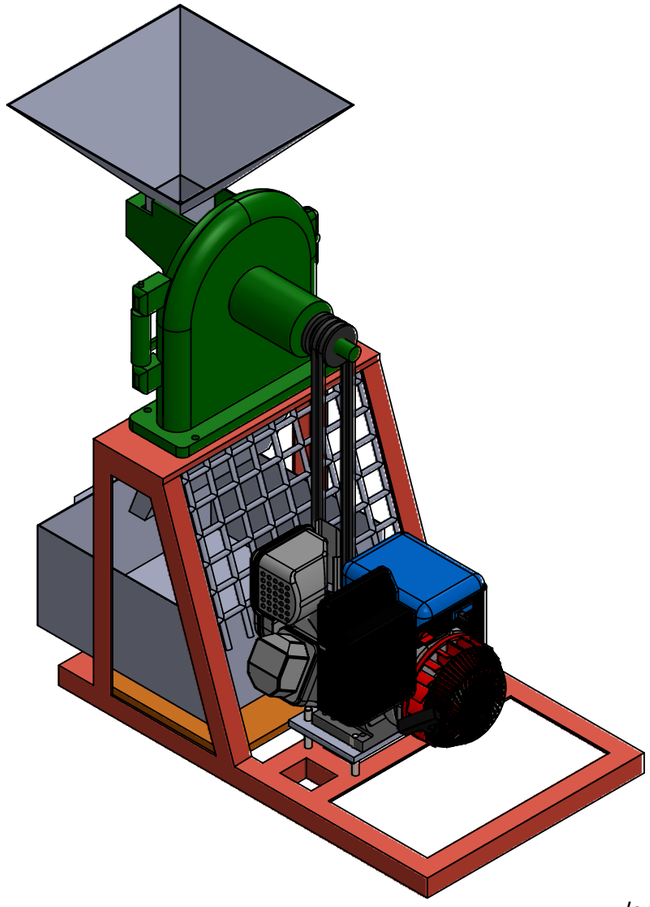
89	15	-1412.798
90	17	-1347.078
91	19	-1281.358
92	21	-1215.638
93	23	-1149.918
94	25	-1084.198
95	27	-1018.478
96	29	-952.758
97	31	-887.038
98	33	-821.318
99	35	-755.598
100	37	-689.878
101	39	-624.158
102	41	-558.438
103	43	-492.718
104	45	-426.998
105	47	-361.278
106	49	-295.558
107	51	-229.838
108	53	-164.118
109	55	-98.398
110	57	-32.678
111	58	0.182

LAMPIRAN 15. (Dokumentasi)









Skala 1:10
Isometric View

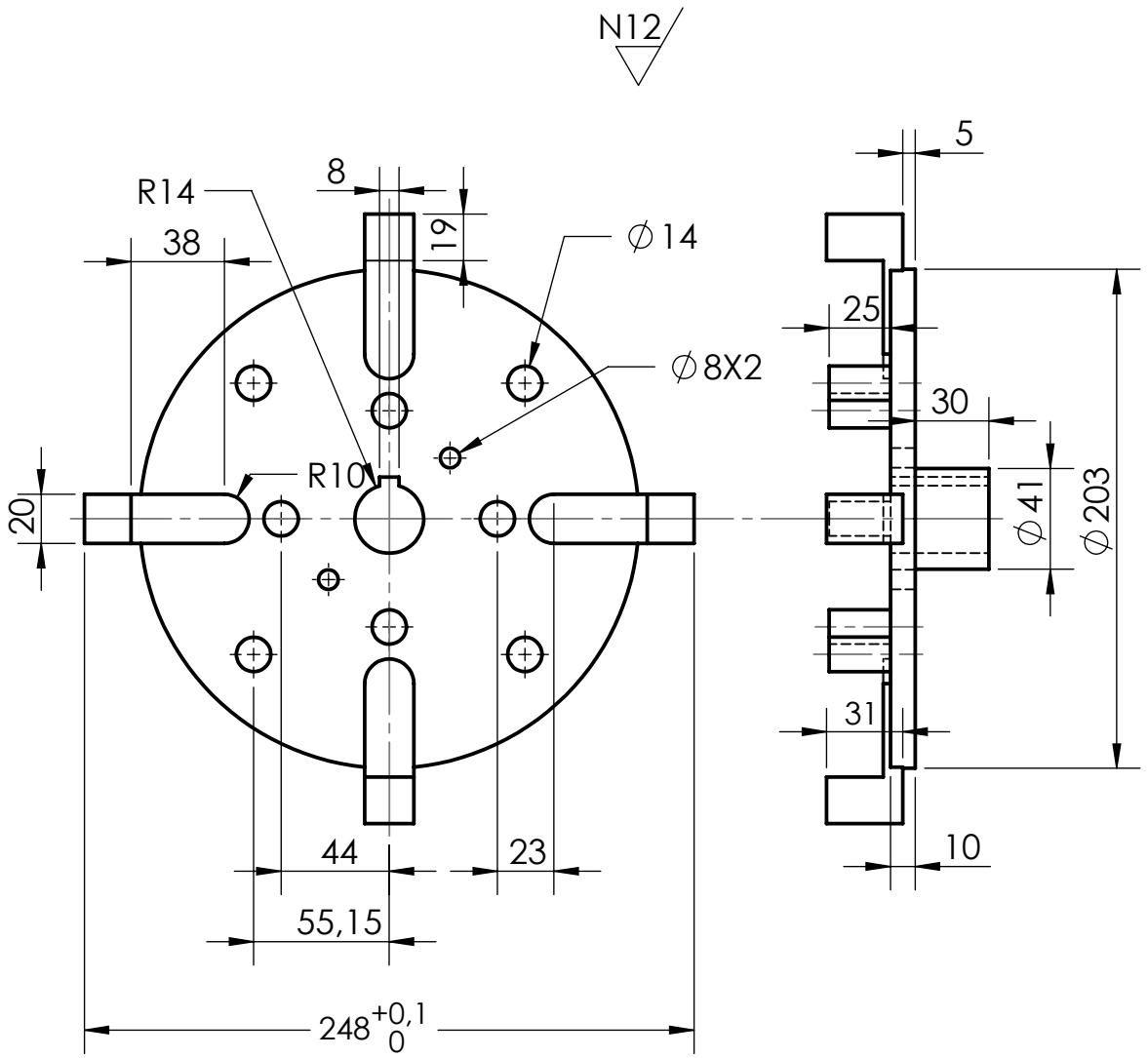
NO	JUM-LAH	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN
12	1	Dudukan Motor	Plat Baja	150 x 300 x 12	
11	1	Pulley Atas	Besi Cor	3"	
10	1	Pulley Bawah	Besi Cor	3"	
9	2	Belt	Rubber Canvas	A-49	
8	1	Poros	AISI 1045	∅33 x 260.85	
7	1	Penampungan	Plat Baja	396 x 200 x 440	
6	1	Corong Bawah	Plat Baja	286 x 210 x 135	
5	1	Tabung Penumbuk	Besi Cor	426 x 390 x 372	
4	1	Rangka	Besi Siku 40x40x4	850 x 500 x 532	
3	1	Motor			Motor 5,5 hp
2	1	Pembatas Penampung	Besi Ram	460 x 4 x 325	
1	1	Corong Atas	Plat Baja	400 x 400 x 230	

	Skala : 1:10	Nama : Aditya W P & Agung C N	PERINGATAN
	Satuan : mm	NRP : 2113039009 & 2113039036	
	Tanggal : 29-06-2016	Dilihat : Hendro N., Dipl.-Ing., Ph.D.	

D3 TEKNIK MESIN
ITS DISNAKER TRANSDUK

Mesin Selep Tanah

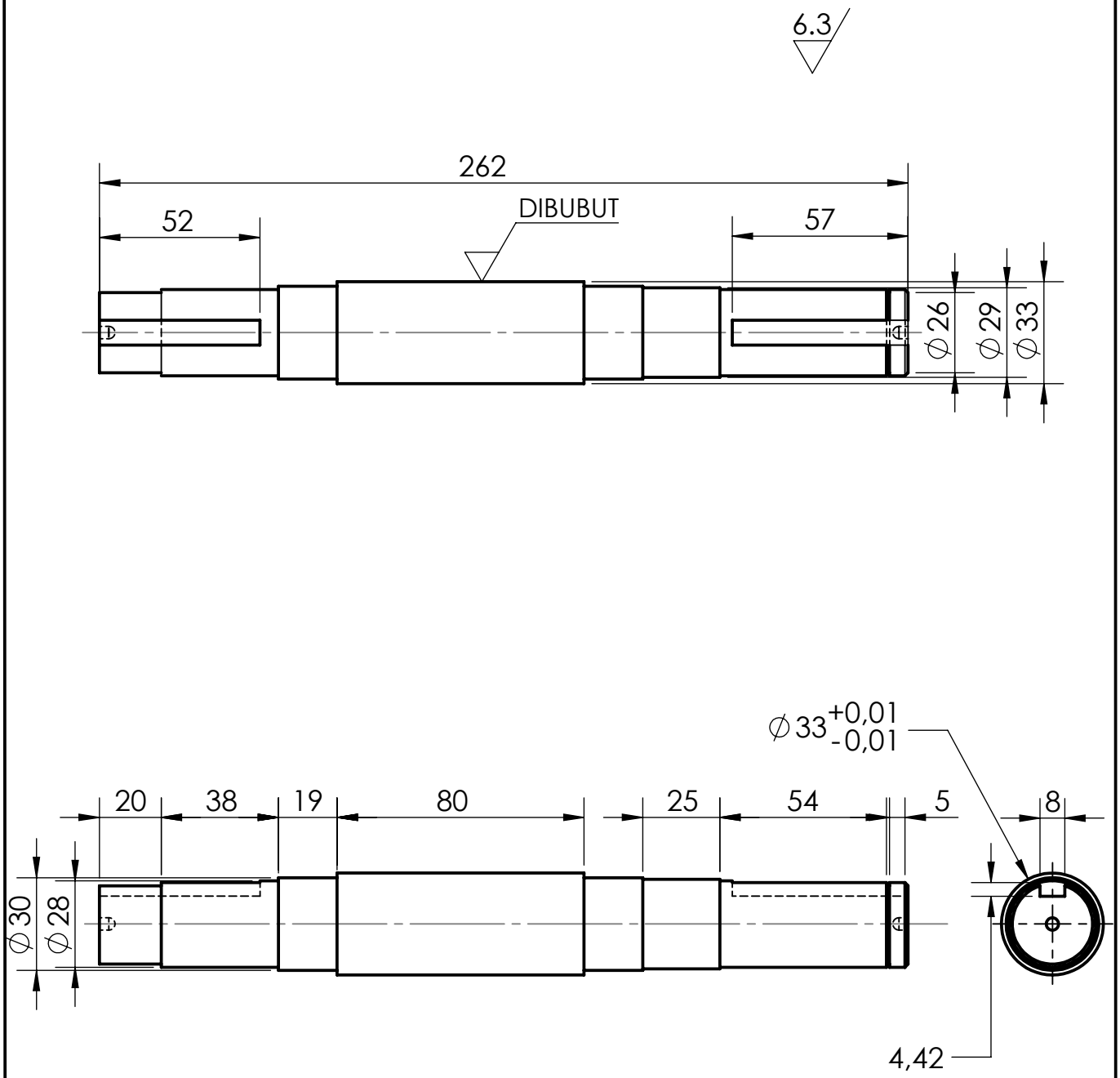
A3



13	1	PIRINGAN	BESI COR	∅248 X 66	
NO.	JUM-LAH	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN

	SKALA : 1 : 3	NAMA : Aditya W.P. & Agung C.N.	PERINGATAN :
	UKURAN : mm	NRP : 2113039009 & 2113039036	
	TANGGAL : 29-06-16	DILIHAT : Hendro N., Dipl.-Ing., Ph.D.	

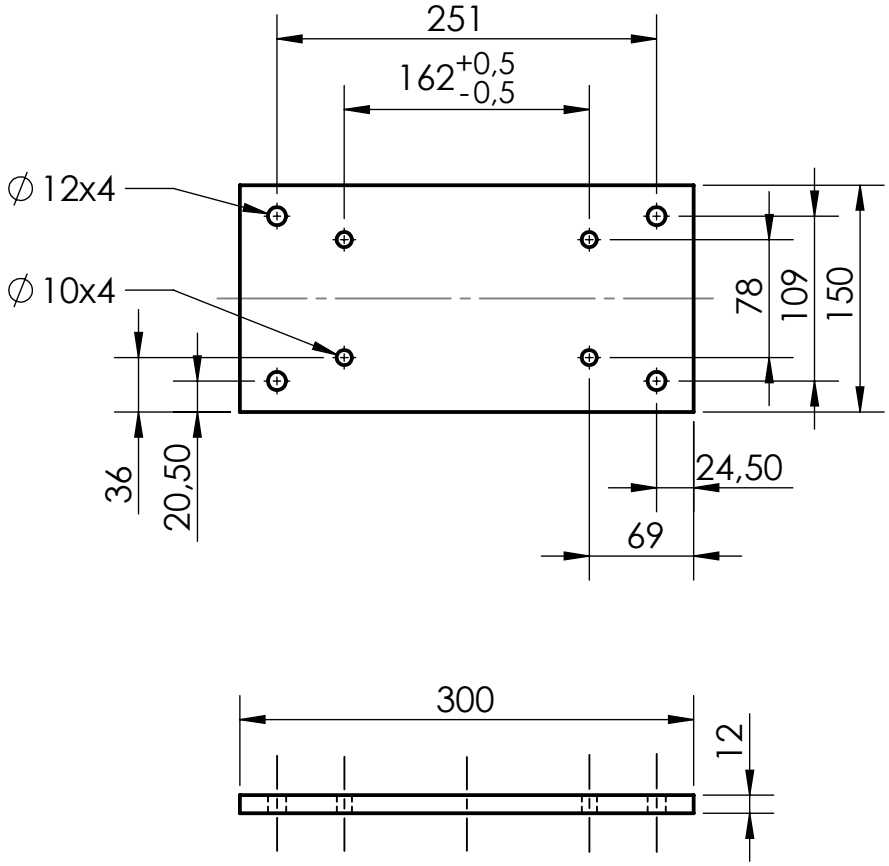
ITS	PIRINGAN		A4



8	1	POROS	AISI 1045	∅33 X 262	
NO. BAG	JUM-LAH	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN

SKALA : 1 : 2	NAMA : Aditya W.P. & Agung C.N.	PERINGATAN :
UKURAN : mm	NRP : 2113039009 & 2113039036	
TANGGAL : 29-06-16	DILIHAT : Hendro N., Dipl.-Ing., Ph.D.	

ITS	POROS		A4



NO.	JUMLAH	NAMA BAGIAN	BAHAN	UKURAN	KETERANGAN
12	1	DUDUKAN MOTOR	PLAT BAJA	150X300X12	

SKALA : 1 : 5	NAMA : Aditya W.P. & Agung C.N.	PERINGATAN :
UKURAN : mm	NRP : 2113039009 & 2113039036	
TANGGAL : 29-06-16	DILIHAT : Hendro N., Dipl.-Ing., Ph.D.	

ITS	DUDUKAN MOTOR		A4

BAB V
PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan dan perencanaan pada “Rancang Bangun Mesin Selep Tanah Kotoran Ternak Sebagai Solusi Permasalahan Pengolahan Tanah di Daerah Pertanian Trenggalek dengan Kapasitas 144 kg/jam”, diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah didapat rancangan mesin selep tanah kotoran ternak dengan dimensi PxLxT (1020x1049x543) mm. Daya yang dibutuhkan dari perhitungan didapatkan 2,02 HP sehingga memilih motor bensin yang berdaya 5,5 HP karena digunakan untuk beban tumbukan dan untuk memenuhi daya yang dibutuhkan.
2. Sistem transmisi yang digunakan adalah :
   a. Belt tipe V dan pulley

      Pada poros motor terpasang pulley dengan diameter 76,2 mm, pada poros yang terhubung dengan penghancur terpasang pulley dengan diameter sama. Kedua pulley dihubungkan dengan belt tipe V-belt A-49
   b. Poros

      Poros yang digunakan adalah poros dengan bahan AISI 1045 dengan diameter minimum 22,826 mm, sehingga memilih poros dengan diameter 30 mm.
   c. Bearing

      Tipe bearing yang digunakan pada poros adalah tipe single row ball bearing untuk poros 30 mm
   d. Pasak

      Pasak yang digunakan adalah pasak square dengan dimensi W x H x L(6,35 x 6,35x34) mm

3. Kapasitas yang dihasilkan oleh mesin selep tanah 3,64 kali lipat kapasitas pengolahan manual yaitu didapatkan144kg/jam

5.2 Saran

1. Pada kontruksi sebaiknya menggunakan saringan berukuran mess 6, agar dapat menghaluskan tanah kotoran ternak dengan sempurna.
2. Pin penghancur sebaiknya dimodifikasi dengan mengurangi jarak antara pin penghancur dengan saringan.
3. Pada saluran output ditambah kain blacu untuk menangkap debu.

DAFTAR PUSTAKA

Dobrovolsky, V, K. Zablonsky, S. Mak, A. Radchik, L. Erlikh. *Machine Elements A Textbook*, Moscow

Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*, New York : Machmillan Publishing Co., Inc

Kalpakjian, Schmid, 2009. *Manufacturing Engginering And Technology, Sixth Edition*, Addison Wesley.

R.C. Hibbeler, 2001. *Engginering Mechanics Statics, Second Edition*, Practice Hall.

Suhariyanto, Syamsul Hadi, 2011. *Diktat Elemen Mesin I*, Surabaya: D3 Teknik Mesin ITS

Suhariyanto, dkk, 2012. *Diktat Elemen Mesin II*, Surabaya: D3 Teknik Mesin ITS

BIODATA PENULIS

Penulis bernama lengkap Aditya Widagdo Putra, dilahirkan dari keluarga sederhana di Kediri, 09 Maret 1995, merupakan anak kedua dari tiga bersaudara pasangan Bapak Agus Trisula W, S.Pd. dan Dra. Sutiyah. Yang beralamat di Desa Sidomulyo, Kecamatan Semen Kabupaten Kediri. Pendidikan formal pertama adalah SDN Campurejo 2, SMPN 1 Kediri, dan SMAN 2 Kediri. Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2013 dan terdaftar dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2113039009.

Di jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Penulis dikenal aktif mengikuti kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa ITS pada tahun 2013, 2014 dan 2015. Penulis sempat merasakan magang di PT. Pertamina Persero sebagai Maintenance di Divisi Teknik dan Maintenance. Selain itu, ketertarikan penulis terhadap dunia manufaktur mendorongnya berperan aktif untuk menerapkan keterampilannya di dalam maupun di luar kampus, yang disumbangkan dengan peran aktif di Organisasi Forum Komunikasi M3NER-ITS 2013-2016 sebagai anggota dan staf inti.

BIODATA PENULIS

Penulis bernama lengkap Agung Chandra Novita, dilahirkan dari keluarga sederhana di Madiun, 07 November 1994, merupakan anak Kedua dari dua bersaudara pasangan Bapak Alm. Suparni dan Ibu Supiah. Yang beralamat di Jalan Kendalisodo 30 Taman, Madiun. Pendidikan formal pertama adalah SDN 2 Josenan, SMPN 1 Madiun, dan SMAN 5 Madiun. Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2013 dan terdaftar dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 2111039036.

Di jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Penulis dikenal aktif mengikuti kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa ITS pada tahun 2014, dan 2015. Penulis sempat merasakan magang di PT Karya Tugas Anda. Selain itu, ketertarikan penulis terhadap dunia manufaktur mendorongnya berperan aktif untuk menerapkan keterampilannya di dalam maupun di luar kampus, yang disumbangkan dengan peran aktif di Organisasi Forum Komunikasi M3NER-ITS 2013-2016 sebagai anggota dan staf inti.