



**PROYEK AKHIR - VM 191774**

**RANCANG BANGUN MESIN AYAKAN TEPUNG  
SORGUM DENGAN SISTEM GOYANG MEMUTAR  
KAPASITAS 36 KG/JAM UNTUK PETANI SORGUM  
NUSANTARA**

**ADITYA PRATAMA  
10211710013024**

**Dosen Pembimbing  
Ir. Nur Husodo, M.S  
NIP. 196110421 198701 1 001**

**Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
2022**



**PROYEK AKHIR – VM**

**RANCANG BANGUN MESIN PENGAYAK TEPUNG  
SORGUM DENGAN SISTEM GOYANG MEMUTAR  
KAPASITAS 36 KG/JAM UNTUK PETANI  
SORGUM NUSANTARA**

**ADITYA PRATAMA  
10211710013024**

**Dosen Pembimbing  
Ir. Nur Husodo, M.S  
NIP. 196110421 198701 1 001**

**Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
2022**



**PROYEK AKHIR - VM**

**DESIGN AND CONSTRUCTION OF SORGUM FLOUR  
SEATHER MACHINE WITH 36 KG/JAM ROCKING SYSTEM  
FOR SORGUM FARMERS NUSANTARA**

**ADITYA PRATAMA  
10211710013024**

**Counselor Lecture  
Ir. Nur Husodo, M.S  
NIP. 196110421 198701 1 001**

**Department of Industrial Mechanical Engineering  
Faculty of Vocational  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
2022**

## LEMBAR PENGESAHAN

# RANCANG BANGUN MESIN AYAKAN TEPUNG SORGUM DENGAN SISTEM GOYANG MEMUTAR KAPASITAS 36 KG/JAM UNTUK PETANI SORGUM NUSANTARA

### PROYEK AKHIR

Diajukan untuk memenuhi salah satu syarat  
Memperoleh gelar Sarjana Terapan pada  
Program Studi D-4 Teknologi Rekayasa Manufaktur  
Departemen Teknik Mesin Industri  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh : **ADITYA PRATAMA**

NRP. 10211710013024

Disetujui oleh Tim Penguji Tugas Akhir :

#### **Pembimbing:**

1. **Ir. Nur Husodo, MS**

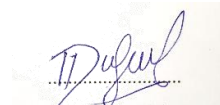
NIP 196110421 198701 1 001



#### **Penguji:**

1. **Dedy Zulhidayat Noor ST.,MT.,Ph.D.**

(NIP. 19751206 200501 1 002)



2. **Ir.Suhariyanto .M,Sc**

(NIP. 19620424 198903 1 005)



3. **Dr.Ir.Bambang Sampurno,MT**

(NIP. 19650919 199003 1 003)



## PERNYATAAN ORISINALITAS

Yang bertanda tangan di bawah ini:

Nama mahasiswa / NRP : Aditya Pratama / 10211710013024

Departemen : Teknik Mesin Industri

Dosen Pembimbing / NIP : Ir.Nur Husodo M,S / 196110421 198701 1 001

Dengan ini menyatakan bahwa Tugas Akhir dengan judul “RANCANG BANGUN MESIN PENGAYAK TEPUNG SORGUM DENGAN SISTEM GOYANG MEMUTAR KAPASITAS 36 KG/JAM UNTUK PETANI SORGUM NUSANTARA” adalah hasil karya sendiri, bersifat orisinal, dan ditulis dengan mengikuti kaidah penulisan ilmiah.

Bilamana di kemudian hari ditemukan ketidaksesuaian dengan pernyataan ini, maka saya bersedia menerima sanksi sesuai dengan ketentuan yang berlaku di Institut Teknologi Sepuluh Nopember.

Mengetahui


Dosen Pembimbing



Ir.Nur Husodo M,S  
NIP. 196110421 198701 1 001

Mengetahui

Mahasiswa,



Aditya Pratama  
NRP. 10211710013024

**ABSTRAK**  
**RANCANG BANGUN MESIN PENGAYAK TEPUNG SORGUM**  
**DENGAN SISTEM GOYANG MEMUTAR KAPASITAS 36**  
**KG/JAM UNTUK PETANI SORGUM NUSANTARA**

**Nama Mahasiswa** : Aditya Pratama  
**NRP** : 10211710013024  
**Departemen** : Teknik Mesin Industri FV-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Nur Husodo, MS

**ABSTRAK**

Petani sorgum nusantara saat ini masih menggunakan cara manual dalam mengayak tepung sorgum lebih tepatnya petani sorgum di Tembelang Jombang Jawa Timur. Hasil pengayakan tepung sorgum masih meninggalkan masalah yaitu kehalusan dari tepung sorgum sendiri masih kasar dan memerlukan waktu yang lama. Perlu dilakukan beberapa kali proses ayakan agar menghasilkan tepung yang halus yaitu 200 mesh. Dari permasalahan tersebut dirancang mesin pengayak tepung sorgum dengan menggunakan sistem gancang memutar.

Proses pembuatan mesin diawali dari merancang desain mesin dan mekanisme saringan pengayak. Kemudian dilakukan perhitungan, dimulai dengan mencari gaya dan daya yang terdapat pada sistem transmisi dan menghitung perencanaan poros, pasak dan bearing. Setelah pembuatan mesin kemudian melakukan pengujian kapasitas yang dapat dihasilkan oleh mesin pengayak tepung sorgum.

Dari hasil perhitungan dan uji coba mesin, didapatkan data yaitu gaya yang dihasilkan sebesar 12,1 kgf dan daya sebesar 0,21 kW. Dengan daya perencanaan sebesar 0,279 kW. Bahan poros yang digunakan standar baja AISI 1117 dengan diameter 25mm, bahan pasak yaitu standart bajan 1117 dengan lebar 5mm dan panjang 4 mm, serta bearing tipe pillow blok bearing dengan prediksi umur bearing A = 232668566 jam kerja dan prediksi umur bearing B = 13611111 jam kerja. Setelah dilakukan percobaan, didapatkan hasil ayakan tepung mencapai 36 kg/jam.

**Kata Kunci** : *petani sorgum, saringan, sorgum, poros, pasak dan bearing.*

## **ABSTRACT**

### **DESIGN AND CONSTRUCTION OF SORGUM FLOUR SEATHER MACHINE WITH 36 KG/JAM ROCKING SYSTEM FOR SORGUM FARMERS NUSANTARA**

**Student Name : Aditya Pratama**

**NRP : 10211710013024**

**Department : Industrial Mechanical Engineering FV-ITS**

**Supervisor : Ir. Nur Husodo, MS**

#### **ABSTRACT**

Currently, Indonesian sorghum farmers are still using manual methods to sift sorghum flour, more precisely sorghum farmers in Tembelang Jombang, East Java. The sieve process needs to be done several times to produce a fine flour that is 200 mesh. From these problems, a sorghum flour sieving machine was designed using a rotating shake system.

The process of making the machine begins with designing the engine design and the sieving filter mechanism. Then the calculation is carried out, starting with finding the force and power contained in the transmission system and calculating the design of the shaft, key and bearing. After making the machine then testing the capacity that can be produced by the sorghum flour sieving machine.

From the results of calculations and machine testing, data obtained are the resulting force of 12.1 kgf and power of 0.21 kW. With a planning power of 0.279 kW. The shaft material used is AISI 1117 steel standard with a diameter of 25mm, the peg material is standard steel 1117 with a width of 5mm and a length of 4 mm, as well as a pillow block bearing type bearing with a prediction of bearing life A = 232668566 working hours and bearing life prediction B = 13611111 working hours. After the experiment, the results of the flour sieve reached 36 kg/hour.

**Keywords:** sorghum farmers, sieves, sorghum, shafts, pegs and bearings.

## KATA PENGANTAR

AlhamdulillahRobbi'Alamin, Segala puji dan syukur dipanjatkan kehadirat Tuhan Yang Maha Esa yang telah melimpahkan rahmat-Nya, sehingga penyusunan Tugas Akhir yang berjudul " RANCANG BANGUN MESIN PENGAYAK TEPUNG SORGUM DENGAN SISTEM GOYANG MEMUTAR KAPASITAS 36 KG/JAM UNTUK PETANI SORGUM NUSANTARA

".

Penyelesaian Tugas Akhir ini merupakan syarat kelulusan akademis dan memperoleh gelar Sarjana Terapan dalam menempuh perkuliahan di Program Studi Sarjana Terapan Teknologi Rekayasa Konversi Energi, Departemen Teknik Mesin Industri, Fakultas Vokasi, Institut Teknologi Sepuluh Nopember, Surabaya.

Dalam terselesaikannya tugas akhir ini, penulis ingin menyampaikan terimakasih kepada semua pihak yang telah membantu secara moral maupun materi, yakni:

1. Bapak Ir. Nur Husodo, M.S. Selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir yang telah banyak memberikan bimbingan kepada penulis sehingga penulis mampu menyelesaikan tugas akhir ini.
2. Kedua orang tua serta kakak dan adek kandung atas kasih sayang, doa dan dukungannya yang tiada hentinya kepada penulis.
3. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. Selaku Kepala Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
4. Bapak Ir. Suhariyanto, M.T., Selaku dosen wali selama kuliah di Departemen Teknik Mesin Industri FV ITS.
5. Seluruh Dosen dan Karyawan yang telah banyak membimbing penulis dalam menggali ilmu di Departemen Teknik Mesin Industri FV-ITS.
6. Seluruh keluarga D3MITS Angkatan 2017 yang selalu membantu dan memberikan semangat untuk menyelesaikan tugas akhirnya kepada penulis.
7. Semua pihak yang belum disebutkan di atas yang telah memberikan do'a, bantuan, dan dukungannya bagi penulis hingga tugas akhir ini dapat terselesaikan dengan baik dan tepat waktu.

Penulis mengharapkan kritik dan saran demi kesempurnaan tugas akhir ini, Akhirnya, penulis berharap semoga tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pengembangan ilmu pengetahuan di masa depan.

Surabaya, Juni 2022



# DAFTAR ISI

PERNYATAAN ORISINALITAS .....	ii
ABSTRAK .....	iii
DAFTAR GAMBAR .....	iii
DAFTAR TABEL .....	iv
BAB I .....	1
PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Rumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan .....	3
1.4 Batasan Masalah .....	3
1.5 Manfaat .....	3
1.6 Sistematika Penulisan .....	3
BAB II .....	5
DASAR TEORI .....	5
2.1 Rancangan Terdahulu .....	5
2.2 Sorgum .....	7
2.2.1 Sorgum Sebagai Bahan Pangan .....	7
2.5 Poros .....	9
2.5.4 Bidang Horizontal dan vertikal .....	17
2.5.5 Resultan Pada Poros .....	17
2.5.6 Bahan poros .....	18
2.6 Torsi .....	18
2.7 Pasak .....	18
2.7.1 Tinjauan Terhadap tegangan geser .....	19
2.7.2 Tegangan Kompresi Pada Pasak .....	20
2.8 Perencanaan Belt dan Pulley .....	20
2.8.1 Perhitungan Diameter .....	21
2.8.2 Kecepatan Keliling Pulley .....	21
2.8.3 Menghitung Panjang Belt .....	22
2.8.4 Sudut Kontak .....	22
2.8.5 Menghitung Jumlah Belt .....	23
2.8.6 Menghitung gaya Efektif .....	23
2.8.7 Tegangan Maksimum pada Belt .....	24

2.8.8 Umur belt .....	24
2.9 Bearing.....	25
2.9.1 Gaya Radial Bantalan.....	26
2.9.2 Beban Ekivalensi.....	27
2.9.3 Umur Bantalan .....	28
2.10 Poros Engkol.....	28
2.10.1 Macam – macam Poros Engkol .....	29
2.10.2 Komponen Poros Engkol .....	30
BAB III .....	31
METODOLOGI.....	31
3.1 Diagram Alir .....	31
3.2 Tahapan proses pembuatan.....	32
3.3 Dessain Mesin.....	35
3.4 Prosedur Pengoperasian Mesin .....	37
3.5 Mekanisme Kerja Mesin .....	38
BAB IV .....	39
PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN .....	39
4.1 Data .....	39
4.2 Gaya dan Daya.....	39
4.3 Perencanaan Poros .....	41
4.3.1 Bahan Poros .....	41
4.3.2 Perhitungan Daya Desain.....	41
4.3.3 Perencanaan Poros Mendapat Momen Bending dan Puntir .....	42
4.3.3.1 Perhitungan Gaya dan Momen Pada Poros .....	42
4.3.4 Perencanaan Diameter Poros.....	51
4.4 Perencanaan Pasak .....	51
4.4.1 Perhitungan Lebar dan Tinggi Pasak .....	52
4.4.2 Perhitungan Panjang Minimal Pasak .....	53
4.5 Perencanaan Bearing.....	53
4.5.1 Beban Radial Bantalan.....	54
4.5.2 Beban Ekivalen Bantalan .....	55
4.5.3 Menghitung Prediksi Umur Bearing .....	55
4.6 Pengujian Mesin.....	56
4.6.1 Mesin Pengayak Tepung Sorgum .....	56
4.6.2 Waktu Pengujian Kapasitas.....	57
4.6.3 Hasil Pengujian Ayakan Tepung Sorgum .....	57

4.7 Pembahasan.....	59
BAB V .....	61
KESIMPULAN.....	61
5.1 Kesimpulan .....	61
5.2 Saran .....	62
DAFTAR PUSTAKA .....	63
LAMPIRAN.....	64
BIODATA PENULIS .....	75

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Rancangan Mesin Ayakan Tepung Jagung (irsyad Maulana, 2018) .....	5
Gambar 2.2 Mesin Pengayak Pasir .....	6
Gambar 2.3 Perbandingan sorgum dan beras .....	7
Gambar 2.4 Pasak .....	18
Gambar 2.5 Pulley .....	21
Gambar 2.6 Sudut Kontak.....	22
Gambar 2.7 Bearing .....	25
Gambar 2.8 Bantalan Gelinding .....	26
Gambar 2.9 Bantalan Luncur .....	26
Gambar 2.10 Poros Engkol.....	29
Gambar 2.11 Poros Engkol Tunggal.....	29
Gambar 2.12 Poros Engkol Ganda.....	30
Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi.....	32
Gambar 3.2 3D Mesin Ayakan Tepung Sorgum .....	33
Gambar 4.1 Pengujian dengan neraca pegas.....	40
Gambar 4.2 Tinjauan gaya crank shaft terhadap arah horizontal dan vertikal.....	42
Gambar 4.3 Potongan 1 pada arah horizontal horisontal.....	43
Gambar 4.4 Potongan 2 pada arah horizontal.....	44
Gambar 4.5 Potongan 3 pada arah horizontal .....	45
Gambar 4.6 Tinjauan momen pada arah vertikal.....	46
Gambar 4.7 Potongan 1 pada arah vertikal.....	47
Gambar 4.8 Potongan 2 pada arah vertikal.....	48
Gambar 4.9 Potongan 3 pada arah vertikal.....	59
Gambar 4.10 Dimensi pasak.....	51
Gambar 4.11 FBD Pasak.....	51
Gambar 4.12 Mesin pengayak tepung sorgum.....	56
Gambar 4.13 Tepung hasil penggilingan dengan tingkat kehalusan 30 mesh.....	57
Gambar 4.14 Tepung sisa ayakan.....	58
Gambar 4.15 Hasil ayakan.....	58

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Standar Baja.....	12
Tabel 2.2 Faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan .....	12
Tabel 4.1 Spesifikasi mesin.....	39
Tabel 4.2 Hasil pengujian dengan neraca pegas.....	39
Tabel 4.3 Faktor koreksi daya.....	41
Tabel 4.4 Hasil Percobaan Mesin Pengayak Tepung.....	56

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Sorgum adalah bahan pangan yang juga mengandung karbohidrat seperti beras, terigu dan jagung. Tepung sorgum memiliki keunggulan yaitu bahan pangan dengan non gluten, rendah gula. Tentunya olahan sorgum memiliki kaya manfaat sebagai makanan yang sangat baik untuk kesehatan. Hal ini tentunya menjadikan sorgum sebagai makanan alternatif untuk penyandang penyakit diabetes meletus.

Pak ramadhan adalah salah satu pelopor petani sorgum asal kecamatan tembelang jombang. Pak ramadhan memulai bercocok tanam biji sorgum mulai 2017. Lahan yang dimiliki oleh pak Ramadhan sekitar 3 Hektar. 3 hektar membutuhkan tenaga kerja 10 orang. Tenaga kerja yang dimiliki oleh pak Ramadhan berasal dari warga sekitar yang ada di Kecamatan Tembelang sehingga bisa meningkatkan perekonomian masyarakat di daerah tersebut. Waktu yang dibutuhkan untuk menanam sorgum adalah sekitar 90 sampai dengan 100 hari, dalam sekali panen bisa mencapai 5 sampai 5,5 ton. Pak Ramdhan juga memproduksi tepung sorgum yang dijual seharga Rp.20.500/kg.

Diabetes Mellitus (DM) merupakan salah satu penyakit yang prevalensinya terus mengalami peningkatan di dunia, baik pada negara maju ataupun negara berkembang, sehingga dikatakan bahwa DM sudah menjadi masalah kesehatan atau penyakit global pada masyarakat. Organisasi kesehatan dunia atau WHO memperkirakan bahwa lebih dari 346 juta orang diseluruh dunia mengidap DM. Jumlah ini kemungkinan akan lebih dari dua kalilipat pada tahun 2030 tanpa intervensi. Hampir 80% kematian DM terjadi dinegara berpenghasilan rendah dan menengah (Suiraoaka,2012).

Sorgum adalah tanaman sereal yang umumnya tumbuh di daerah Tropis khususnya Afrika dan Asia dan di daerah marginal yang umumnya memiliki toleransi terhadap kekeringan (Fadlallah dkk., 2010; Elkhalifa dkk., 2005).

Berdasarkan produktivitasnya sorghum merupakan sereal terbesar kelima di dunia (Schons dkk., 2012). Komposisi asam amino sorghum cukup lengkap baik asam amino esensial maupun non esensial dan juga mengandung vitamin penting seperti vitamin A, vitamin K, vitamin B6, vitamin B12 dan choline (Etuk dkk., 2012). Selain mengandung nutrien, sorghum juga memiliki anti-nutrien antara lain tanin, asam fitat, proteinase inhibitor dan cyanogenic glycosides. Tanin merupakan anti-nutrien aktif alami pada tanaman (metabolit sekunder) yang termasuk dalam golongan polifenol. Tanin dapat berinteraksi dengan protein (baik enzim maupun non enzim) untuk membentuk kompleks tanin-protein sehingga dapat menghambat kerja enzim-enzim pencernaan (Rahman dan Osman, 2011).

Tepung sorgum yang dihasilkan Pak Ramadhan masih memiliki banyak kekurangan. Tekstur tepungnya masih kasar dan belum memenuhi standar, sehingga membutuhkan ayakan manual agar hasilnya sesuai yang diinginkan . Maka dari itu, cara ini bisa dibilang kurang efisien dan membutuhkan waktu yang lama yang mengakibatkan produksi petani sorgum kurang maksimal.

Berdasarkan uraian diatas maka melalui tugas akhir ini dibuat “Rancang Bangun Mesin Pengayak Tepung Sorgum dengan Sistem Rotary”. Mesin pengayak tepung sorgum ini memiliki 2 tahapan penyaringan, yaitu plat saringan 120 mesh dan 200 mesh. Sehingga menghasilkan tepung dengan tingkat kehalusan yang diinginkan. Oleh karena itu, dengan alat ini saya harapkan petani sorgum dapat meningkatkan hasil produksi tepung sorgum yang berkualitas.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Permasalahan yang akan diselesaikan dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Bagaimana membuat dan merancang mesin ayakan tepung sorgum yang dapat memberikan hasil tepung yang halus?
2. Bagaimana melakukan perhitungan elemen mesin, daya, dan putaran untuk menentukan dan merancang mesin ayakan tepung sorgum ?
3. Bagaimana mencari kapasitas produksi mesin ayakan tepung sorgum?

### **1.3 Tujuan**

Tujuan yang akan dicapai dari tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Mewujudkan mesin ayakan tepung sorgum yang dapat menghasilkan tepung yang halus dan mudah untuk pengoperasiannya.
2. Melakukan perhitungan poros ,pasak ,umur bearing untuk menentukan dan merancang mesin ayakan tepung sorgum.
3. Melakukan perhitungan kapasitas produksi mesin ayakan tepung sorgum.

### **1.4 Batasan Masalah**

Batasan masalah akan diambil untuk mencapai tujuan perancangan mengenai “Rancang Bangun Mesin Ayakan Tepung Sorgum”. Dimana batasan masalah ini berisi parameter –parameter yang nantinya dijadikan sebagai acuan dalam perancangan. Parameter –parameter tersebut meliputi :

1. Analisa perancangan kerangka diasumsikan aman
2. Kekuatan rangka mesin (sambungan las), dan keseimbangan rangka pada mesin tidak dihitung atau dinyatakan aman.
3. Getaran yang terjadi pada mesin tidak dilakukan perhitungan
4. Kelistrikan pada mesin tidak dilakukan perhitungan

### **1.5 Manfaat**

Manfaat dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut :

1. Meningkatkan produktivitas petani sorgum nusantara
2. Mampu menghasilkan produk yang lebih berkualitas
3. Menjadikan mahasiswa pembelajaran sebelum masuk ke dunia kerja

### **1.6 Sistematika Penulisan**

Sistematika yang digunakan dalam penulisan Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:



## **BAB I PENDAHULUAN**

Berisi tentang latar belakang penulisan, permasalahan yang diangkat, tujuan penulisan, pembatasan masalah, metodologi, sistematika penulisan, dan relevansi.

## **BAB II DASAR TEORI**

Membahas tentang teori serta konsep sistem rotary dan komponen-komponen yang berkaitan dengan mesin ayakan tepung sorgum

## **BAB III METODOLOGI**

Membahas tentang diagram alir beserta penjelasan, dan menjelaskan prinsip kerja mesin ayakan tepung sorgum

## **BAB IV PERANCANGAN DAN PERHITUNGAN**

Membahas tentang perencanaan dan perhitungan gaya

## **BAB V KESIMPULAN DAN SARAN**

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis.

## **DAFTAR PUSTAKA**

Daftar pustaka berisi seluruh daftar literatur yang digunakan pada penulisan penelitian.

## **LAMPIRAN-LAMPIRAN**

## BAB II

### DASAR TEORI

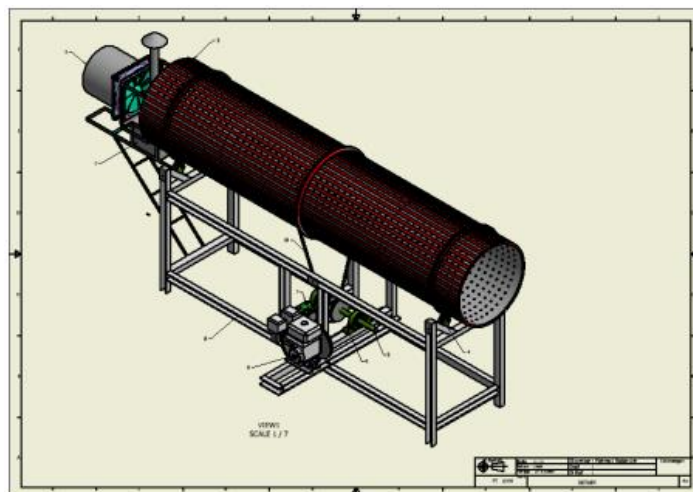
Dalam bab ini akan dibahas mengenai informasi tentang sorgum, teori-teori dasar, rumusan dan konsep yang melatarbelakangi perencanaan ini yang nantinya digunakan dalam perhitungan yang berdasarkan referensi yang meliputi perencanaan elemen mesin yaitu pulley, belt, poros, pasak dan bearing.

#### 2.1 Rancangan Terdahulu

##### 2.1.1 Rancangan Mesin Ayakan Tepung Jagung

*(Irsyad Maulana, 2018 Universitas Muhammadiyah Malang)*

“Perancangan Mesin Pengayak Tepung Jagung Menggunakan Sistem Rotary Screen telah memenuhi fungsi dan spesifikasi perancangan yang ditetapkan dengan dimensi mesin adalah panjang 150 cm, lebar 50 cm, dan tinggi 100 cm dan berat 15 kg. Berikut ini desain 3d beserta komponen-komponennya. Pada mesin pengayak ini ada beberapa kekurangan yaitu tidak adanya hopper agar mudah untuk memasukkan bahan yang akan diayak, dan blower sebagai pendorong terlihat kurang efisien.



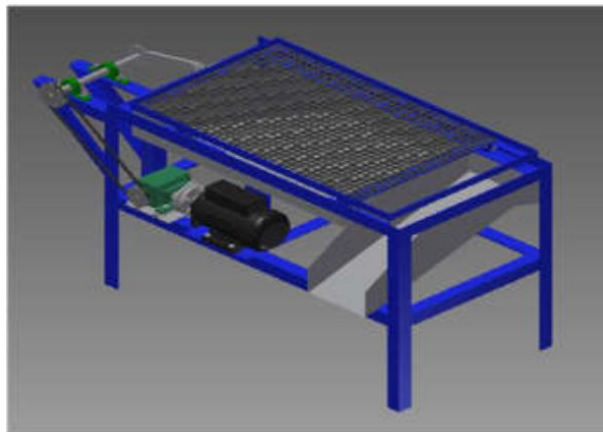
Gambar2.1 Rancangan Mesin Ayakan Tepung Jagung (irsyad Maulana, 2018)

Komponen Mesin Ayakan Tepung Jagung :

1. Motor Penggerak
2. Silinder Rotary
3. Bantalan penyangga rotary
4. Poros Pulley
5. Sreen Gear Box
6. Kerangka Rotary
7. Bantalan Duduk
8. V-Belt
9. Blower

### 2.1.2 Mesin Pengayak Pasir

Pada sub bab ini akan dibahas tentang Mesin Pengayak Pasir hasil karya dari mahasiswa Jurusan Teknik Mesin Politeknik Manufaktur Negeri Bangka Belitung ( Angga Sateria, Eko Yudo, Zulfitriyanto, Sugiyarto, Rina Melati, Bima E. Saputra, Ikhya Naufal ) tahun 2019 sebagai Jurnal Teknologi Manufaktur. Mesin ini mempunyai bentuk pengayak seperti ayakan pasir pada umumnya yang diletakkan horizontal, seperti pada gambar di bawah ini.



Gambar 2.2 Mesin Pengayak Pasir

Mesin Pengayak Pasir ini mampu mengayak pasir dengan kapasitas 5 – 10 kg, waktu yang dibutuhkan untuk mengayak pasir dengan kapasitas 5 kg adalah 1,02 menit dan kapasitas 10 kg adalah 1,37 menit. Daya motor pada mesin pengayak pasir sebesar  $P = 128,112$  watt dan Momen Torsi ( $T$ ) = 519 kg/mm. Pada mesin ini

ada beberapa kekurangan yaitu wadah output kurang efisien. lebih baiknya didesain dengan kemiringan dan mengerucut pada posisi tengah.

## 2.2 Sorgum

Sorgum (*Sorghum bicolor* L. Moench) merupakan tanaman pangan penting kelima setelah padi, gandum, jagung, dan menjadi makanan utama lebih dari 750 juta orang di daerah tropis setengah kering di Afrika, Asia, dan Amerika Latin (FSD 2003, Reddy et al. 2007). Di Afrika, biji sorgum dikonsumsi dalam bentuk olahan roti, bubur, minuman, berondong, dan kripik (Dicko et al. 2006). Di Indonesia sorgum merupakan tanaman sereal pangan ke tiga setelah padi dan jagung. Walaupun potensi sorgum di Indonesia cukup besar dengan beragam varietas, baik lokal maupun introduksi, tetapi pengembangannya bukan hal mudah. Banyak masalah dihadapi termasuk sosial, budaya, dan psikologis di mana beras merupakan pangan bergengsi (superior food) sedang sorgum kurang bergengsi (inferior food), sementara gandum adalah bahan pangan impor yang sangat bergengsi. Sorgum merupakan bahan pangan pendamping beras yang mempunyai keunggulan komparatif terhadap sereal lain seperti jagung, gandum, dan beras.

Berikut perbandingan kandungan yang terdapat pada beras dan sorgum

PERBANDINGAN KANDUNGAN ANTARA SORGUM DAN BERAS		
Kandungan (ukuran)	SORGUM	BERAS
Kalori (kal)	332	360
Protein (g)	11	7
Lemak (g)	3,30	6,70
Karbohidrat (g)	73	79
Air (%)	11,20	9,80
Serat (%)	2,30	1
Kalsium (mg)	28	6
Fosfor (mg)	287	147
Zat besi (mg)	4,40	0,80



Gambar 2.3 Perbandingan sorgum dan beras

(Sumber: Wikipedia.com)

### 2.2.1 Sorgum Sebagai Bahan Pangan

Sorgum mempunyai potensi cukup besar sebagai bahan pangan, dengan keunggulan non gluten dan sebagai penyandang penyakit diabetes melitus. Di Indonesia, biji sorgum digunakan sebagai bahan makanan substitusi beras, namun karena kandungan taninnya cukup tinggi (0,40–3,60%), hasil

olahannya kurang maksimal. Menurut Sudaryono (1996), masalah ini telah dapat diatasi dengan memperbaiki teknologi pengolahan. Tepung sorgum yang awal di ayak dengan manual kini sudah terdapat mesin pengayak tepung dengan sistem rotary dengan dua tingkatan saringan 120 mesh dan 200 mesh yang akan membuat kualitas tepung yang bagus dan tingkat kehalusan yang sesuai dengan standar. Kandungan nutrisi sorgum juga cukup tinggi dibanding bahan pangan lainnya, sehingga cukup potensial sebagai bahan pangan substitusi beras. Begitu pula kandungan asam aminonya tidak kalah dengan bahan makanan lainnya. Beberapa jenis makanan dari sorgum berdasarkan cara pengolahannya yaitu (Vogel dan Graham 1979; Reddy et al 1995):

- a. Makanan sejenis roti tanpa ragi, misalnya chapati, tortila.
- b. Makanan sejenis roti dengan ragi, misalnya injera, kisia, dosai. Makanan bentuk bubur kental, misalnya to, tuwu, ugali, bagobe, sankati.
- c. Makanan camilan, misalnya pop sorgum, tape sorgum, emping sorgum.
- d. Sorgum rebus, misalnya: urap sorgum

Permintaan beras yang semakin meningkat sedang ketersediaannya yang semakin berkurang membuat Indonesia kesulitan dalam mencukupi kebutuhan masyarakatnya. Hal ini membuat Indonesia harus mencari alternatif pangan di tengah krisis pangan yang sedang melanda. Oleh karena itu pemerintah mengeluarkan undang-undang yang membahas tentang diversifikasi pangan (keragaman pangan). Sorgum sebagai tanaman serelia yang hampir sama dengan tanaman padi menjadikan salah satu alternatif pangan yang mampu menjadi solusi permasalahan ini.

### **2.3 Daya**

Daya merupakan kecepatan dalam melakukan kerja, atau laju energi yang disalurkan selama melakukan suatu usaha dalam periode waktu tertentu. Menghitung gaya bisa menggunakan rumus sebagai berikut :

$$P = \frac{W}{t}$$

Dimana :

P = Daya ( satuannya J/s atau Watt )

W = Usaha ( Satuannya Joule [ J ] )

t = Waktu ( satuannya sekon [ s ] )

## 2.4 Gaya

Gaya (F) merupakan sebuah besaran turunan dari hasil perkalian antara massa (m) dengan percepatan (a). Sehingga rumus yang dihasilkan adalah  $F = m \times a$ . Sehingga satuan dari gaya adalah kilogram meter per sekon kuadrat ( $\text{kg m/s}^2$ ) dan akhirnya disebut dengan satuan N (Newton).

## 2.5 Poros

Poros adalah bagian atau elemen dari mesin yang penggunaannya dapat berfungsi sebagai alat untuk meneruskan tenaga dan sebagai penghubung yang dalam hal ini penghubung antara kedudukan pisau. Pada perhitungan poros yang akan ditentukan adalah diameter poros, dan yang akan dicari adalah tegangan yang diterima atau ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros, yaitu melalui perhitungan mekanika teknik mengenai gaya-gaya bekerja dan momen yang terjadi pada poros yaitu :

F<sub>h</sub> : gaya horizontal yang diterima oleh poros (N)

F<sub>v</sub> : gaya vertical yang diterima oleh poros (N)

F<sub>r</sub> : gaya akibat tarikan pada pulley V-belt (N)

W<sub>p</sub> : gaya berat pulley (N)

Dengan data-data diatas, maka gaya yang bekerja pada poros untuk arah horizontal dan vertical dapat dihitung. Disamping itu juga dapat dihitung momen bending yang terjadi pada poros.

### **2.5.1 Hal-Hal Penting Dalam Perencanaan Poros**

Untuk merencanakan sebuah poros, hal – hal berikut ini perlu diperhatikan : (Sularso, 2004 Halaman 1)

#### **1. Kekuatan poros**

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll. Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

#### **2. Kekakuan poros**

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu, disamping kekuatan poros, kekakuannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam 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 sebab 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 dan pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

Tabel 2.1 Standar Baja  
(Sularso, 2004)

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

Jika  $P$  adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka berbagai macam faktor keamanan biasanya dapat diambil dalam perencanaan, sehingga koreksi pertama dapat diambil kecil. Jika faktor koreksi adalah  $f_c$  (Table 2.3) maka daya rencana  $P_d$  (kW) sebagai patokan adalah

$$P_d = f_c \cdot P \text{ (kW)} \quad (2.1)$$



Tabel 2.2 Faktor-faktor koreksi daya yang akan ditransmisikan,  $f_c$

Daya yang akan ditransmisikan	$f_c$
Data rata – rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya normal	1,0 – 1,5

### 2.5.2 Macam-Macam Poros

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut:

#### 1. Poros Transmisi ( line shaft )

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

#### 2. Spindle

Poros yang pendek seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus di penuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

#### 3. Gandar ( axle )

Poros ini dipasang antara roda – roda kereta api, tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar hanya mendapat beban lentur.

#### 4. Poros ( shaft )

Yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban punter murni dan lentur.

#### 5. 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.

#### 6. Jack shaft

Merupakan poros pendek, biasanya dipakai pada dongkrak ”jack” mobil. (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 1)

### 2.5.3 Poros Dengan Beban Puntir dan Bending

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui sabuk, roda gigi dan rantai. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan bending sehingga permukaan poros akan terjadi tegangan geser ( $\tau = T/Z_p$ ) karena momen puntir T dan tegangan ( $\sigma = M/Z$ ) karena momen bending.

Untuk bahan yang liat seperti pada poros, dapat dipakai teori tegangan geser maksimum

$$\tau_{max} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}}{2} \quad (2.2)$$

Pada poros yang pejal dengan penampang bulat,  $\sigma = 32 M/\pi d_s^3$  dan  $\tau = 16 T/\pi d_s^3$  sehingga

$$\tau_{max} = (5,1/d_s^3)\sqrt{M^2 + T^2} \quad (2.3)$$

Beban yang bekerja pada poros pada umumnya adalah beban berulang. Jika poros tersebut mempunyai roda gigi untuk meneruskan daya besar maka kejutan berat akan terjadi pada saat mulai atau sedang berputar.

Dengan mengingat macam beban, sifat beban, dll, ASME menganjurkan suatu rumus untuk menghitung diameter poros secara sederhana dimana sudah dimasukkan pengaruh kelelahan karena beban berulang. Disini faktor koreksi  $K_t$  untuk momen puntir seperti terdapat dalam persamaan.

$$d_s = \left[ \frac{5,1}{\tau_a} K_t C_b T \right]^{1/3} \quad (2.4)$$

Faktor lenturan  $C_b$  dalam perhitungan ini tidak akan dipakai, dan sebagai gantinya dipergunakan faktor koreksi  $K_m$  untuk momen bending yang dihitung. Harganya adalah sebagai berikut: ( Sularso, 2004 )

$K_m$  dengan pembebanan bending yang tetap = 1,5

$K_m$  dengan tumbukan ringan = 1,5 – 2,0

$K_m$  dengan tumbukan besar = 2 – 3

Dengan demikian persamaan (2.3) menjadi

$$\tau_{max} = (5,1/d_s^3)\sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \quad (2.5)$$

Besarnya  $\tau_{max}$  yang dihasilkan harus lebih kecil dari tegangan geser yang diizinkan  $\tau_a$ .  $K_t$  adalah faktor koreksi momen torsi yang dianjurkan oleh ASME, harganya adalah sebagai berikut:

$K_t$ dengan beban yang dikenakan secara halus	= 1,0
$K_t$ dengan beban sedikit kejutan atau tumbukan	= 1,0 – 1,5
$K_t$ dengan beban besar kejutan atau tumbukan	= 1,5 – 3,0

Ada suatu cara perhitungan yang populer dimana dicari lebih dahulu momen puntir ekuivalen yang dihitung menurut teori tegangan geser maksimum, dan momen lentur ekuivalen yang diperoleh dengan teori tegangan normal maksimum. Selanjutnya diameter poros ditentukan dengan menganggap bahwa kedua momen di atas seolah-olah dibebankan pada poros secara terpisah. Dari kedua hasil perhitungan ini kemudian dipilih harga diameter yang terbesar. Namun demikian, pemakaian rumus ASME lebih dianjurkan dari pada metoda ini.

Dari persamaan (2.4)

$$d_s \geq [(5,1/\tau_a)\sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2}]^{1/3} \quad (2.6)$$

Dimana:

- $D_s$  = Diameter poros (mm)
- $K_m$  = Faktor koreksi momen puntir
- $K_t$  = Faktor koreksi momen torsi
- $T$  = Momen puntir (kg.mm)

(Sularso, 2004)

Besarnya deformasi yang disebabkan oleh momen puntir pada poros harus dibatasi juga. Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam

kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25 atau 0,3 derajat. Untuk poros panjang atau poros yang mendapat beban kejutan atau berulang, harga tersebut harus dikurangi menjadi 1/2 dari harga di atas. Sebaliknya dapat terjadi, pada poros transmisi di dalam suatu pabrik, beberapa kali harga di atas tidak menimbulkan kesukaran apa-apa.

Jika  $d_s$  adalah diameter poros (mm),  $\theta$  defleksi puntiran ( $^\circ$ ),  $l$  panjang poros (mm),  $T$  momen puntir (kg.mm), dan  $G$  modulus geser ( $\text{kg/mm}^2$ ), maka

$$\theta = 584 \frac{Tl}{Gd_s^4} \quad (2.7)$$

Dalam hal baja  $G = 8,3 \times 10^3$  ( $\text{kg / mm}^2$ ). Perhitungan  $\theta$  menurut rumus di atas dilakukan untuk memeriksa apakah harga yang diperoleh masih di bawah batas harga yang diperbolehkan untuk pemakaian yang bersangkutan. Bila  $\theta$  dasar sampai  $0,25^\circ$  untuk setiap meter panjang poros, maka dapat diperoleh persamaan

$$d_s \geq 4,1 \sqrt[4]{T} \quad (2.8)$$

Kekakuan poros terhadap lenturan juga perlu diperiksa. Bila suatu poros baja ditumpu oleh bantalan yang tipis atau bantalan yang mapan sendiri, maka lenturan poros  $y$  (mm) dapat ditentukan dengan rumus berikut.

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{Fl_1^2 l_2^2}{d_s^4 l} \quad (2.9)$$

di mana  $d_s$  = diameter poros (mm),  $l$  = jarak antara bantalan penumpu (mm),  $F$  = beban (kg),  $l_1$  dan  $l_2$  = jarak dari bantalan yang berhubungan ke titik pembebanan (mm).

Perlu dicatat bahwa termasuk beban  $F$  dalam rumus di atas adalah gaya-gaya luar seperti gaya dari roda gigi, tegangan dari sabuk dan berat puli beserta sabuk, berat poros sendiri, dll. Jika beberapa gaya-gaya tersebut bekerja di antara bantalan atau di luarnya, maka perhitungan harus didasarkan pada gaya resultaninya. Bila gaya bekerja dalam berbagai arah, perlu ditentukan komponen vertikal dan horizontal dari resultaninya, dan

selanjutnya dihitung lenturan yang akan terjadi dalam arah vertikal dan horizontal. Jika poros berat itu sendiri tidak dapat diabaikan, maka penambahan gaya vertikal dengan 1/2 berat poros tersebut dapat dianggap cukup.

Bila suatu poros yang panjang ditumpu dengan kaku dengan bantalan atau dengan cara lain, maka lenturannya dapat dinyatakan dengan rumus berikut.

$$y = 3,23 \times 10^{-4} \frac{Fl_1^3 l_2^3}{d_s^4 l^3} \quad (2.10)$$

Gaya F dihitung dengan cara seperti diutarakan di atas.

Dalam persamaan (2.22) lenturan yang terjadi perlu membangun sampai 0,3-0,35 (mm) atau kurang untuk setiap 1 (m) jarak bantalan, untuk poros transmisi umum dengan beban terpusat. Syarat ini bila tidak dipenuhi akan memperburuk hubungan antara pasangan roda gigi yang teliti. Bila celah antara rotor dan rumah merupakan masalah, seperti pada turbin, maka batas tersebut tidak boleh lebih dari 0,03-0,15 (mm /m).

Untuk putaran putaran tinggi, putaran kritis sangat penting untuk diperhitungkan. Pada mesin-mesin yang dibuat secara baik, putaran kerja di dekat atau di atas putaran kritis tidak terlalu berbahaya. Tetapi, demi keamanan dapat diambil secara umum bahwa putaran kerja poros maksimum tidak boleh melebihi 80 (%) putaran kritisnya.

Misalkan ada suatu beban terpusat yang berasal dari berat rotor, dll yang bekerja di suatu titik pada sebuah poros. Jika berat beban tersebut dinyatakan dengan W (kg), jarak antara bantalan l (mm), dan diameter poros yang seragam  $d_s$  (mm), serta penumpunya terdiri atas bantalan tipis atau mapan sendiri, maka pada putaran kritis poros tersebut  $N_c$  (rpm) adalah

$$N_c = 52700 \frac{d_s^2}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{l}{W}} \quad (2.11)$$

Perlu diperhatikan bahwa dalam putaran kritis, gaya yang dihitung

hanya gaya berat dari masa berputar yang berputar-putar, sedangkan gaya luar seperti yang terdapat dalam persamaan (2.22) dan (2.23) tidak ada sangkut-pautnya. Berat poros sendiri dapat diabaikan jika cukup kecil. Tetapi jika dirasa cukup besar dibandingkan dengan berat masa yang membebaninya, maka 1/2 dari berat poros tersebut dapat ditambahkan pada berat beban yang ada.

Jika bantalan cukup panjang dan poros ditumpu secara kaku, maka putaran kritisnya adalah

$$N_c = 52700 \frac{d_s^2 l}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{l}{w l_1 l_2}} \quad (2.12)$$

#### 2.5.4 Bidang Horizontal dan vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan 16 mengacu persamaan  $\Sigma M = 0$  dan  $\Sigma F = 0$ , maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertical dapat diketahui. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui apakah perhitungan diatas sudah benar dan juga agar mudah membuat diagram bidang momen.

#### 2.5.5 Resultan Pada Poros

Mencari resultan pada poros menggunakan rumus sebagai berikut :

$$M_r = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2} \text{ (Nm)} \quad (2.13)$$

Dimana :

$M_r$  = Momen resultan pada poros (Nm)

$M_h$  = Momen pada bidang horizontal (Nm)

$M_v$  = Momen pada bidang vertical (Nm)

### 2.5.6 Bahan poros

Dari data diatas yaitu bahan poros yang diketahui, makadiperoleh strength ield point (Syp) pada lampiran ,dengan datatersebut dapat dihitung tegangan yang terjadi pada poros dengan rumus : (Aaron, Deutschman, 1975.Hal 90)

$$\tau_{\max} = \frac{0,58syp}{N} \text{ (Psi)} \quad (2.14)$$

Dimana :

$\tau_{\max}$  = Tegangan geser maksimum pada poros (psi)

Syp = Strength Yield Point (Psi)

N = angka keamanan

### 2.6 Torsi

Menentukan torsi pada roll dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$T = F \times r \quad (2.15)$$

Dimana :

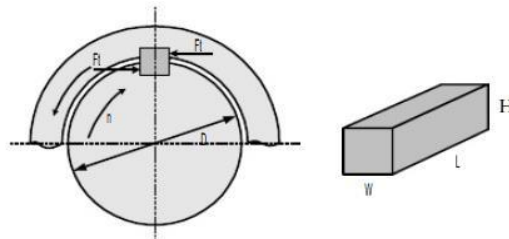
T = Torsi (Nm)

F = Gaya Pengupasan Sorgum (N)

R = Jari – Jari roll (m)

### 2.7 Pasak

Pasak adalah elemen pengikat sementara dan dapat dilakuakn pembongkaran tanpa merusak komponen utama yang terhubung. Pasak akan memiliki ketentuan pada kedua poros dan elemen mesin yang perlu dihubungkan atau disebut dengan (Keyway).



Gambar 2.4 Pasak

(Sularso,2004)

Keterangan : H : Tinggi pasak  
W : Lebar pasak  
L : Panjang pasak  
Fs : gaya geser  
Fc : Gaya kompresi

Bila poros berputar dengan torsi yang besarnya T (N.m) akan menghasilkan gaya F yang bekerja pada diameter luar dari poros dan gaya F inilah yang bekerja pada pasak. Karena panjang minimum pasak harus lebih dari 25% sehingga dapat digunakan rumus :

$$F = \frac{T}{D} \text{ (kg)} \quad (2.16)$$

Dimana :

F = Gaya tangensial pada permukaan poros

T = Torsi poros

D = Diameter (mm)

### 2.7.1 Tinjauan Terhadap tegangan geser

Untuk mendapatkan besarnya tegangan geser pada pasak dapat digunakan persamaan sebagai berikut

$$\tau_s = \frac{F}{A} \quad (2.17)$$
$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D}$$

Dimana :

$\tau_s$  = Tegangan geser pada pasak

T = Torsi

L = Panjang Pasak

W = Lebar Pasak



D = Diameter Poros

Syarat pasak harus memenuhi :

$$\sigma_S = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{ssyp}{N} \quad (2.18)$$

Dimana :

Ssyp = Shear Strength Yield Point

N = Angka Keamanan

### 2.7.2 Tegangan Kompresi Pada Pasak

Untuk mendapatkan besarnya tegangan kompresi pada pasak dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\sigma_C = \frac{F}{A} = \frac{2T}{D.0.5.W.L} \quad (2.19)$$

$$\sigma_C = \frac{4T}{L.W.D}$$

Syarat pasak harus memenuhi :

$$\sigma_C = \frac{4T}{L.W.D} \leq \frac{ssyp}{N} \quad (2.20)$$

Dimana :

W = Sisi Pasak

Syp = Tegangan Ijin Material

N = Angka keamanan

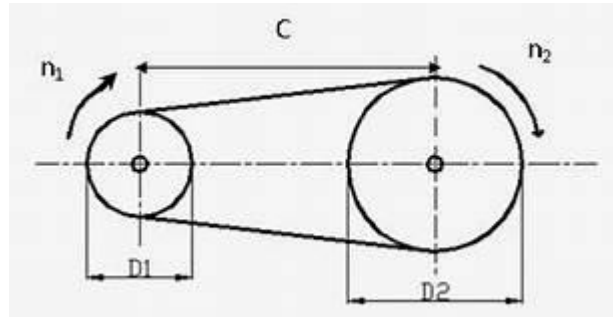
T = Torsi

D = Diameter Poros

## 2.8 Perencanaan Belt dan Pulley

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana dibandingkan rantai dan roda gigi. Belt terpasang pada dua buah puli atau lebih, puli pertama sebagai penggerak sedangkan puli kedua sebagai puli yang digerakkan. Belt yang sering digunakan adalah jenis V-belt karena mudah dalam penanganannya. Mempunyai daya gesek yang lebih besar dari belt datar, dan murah harganya. (Sumber :

Sularso, 2002 : 168)



Gambar 2.5 Pulley

(Sularso, 2004)

### 2.8.1 Perhitungan Diameter

Menghitung besarnya diameter pulley, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran (i). (Sumber : Sularso, 2002 : 166)

$$i = \frac{D_1}{D_2} = \frac{n_2}{n_1} \quad (2.21)$$

Dimana :

$D_1$  = Diameter pulley penggerak ; mm

$D_2$  = Diameter pulley yang digerakan ; mm

$n_1$  = Putaran motor ; rpm

$n_2$  = Putaran motor setelah di transmisikan ; rpm

### 2.8.2 Kecepatan Keliling Pulley

Besarnya kecepatan keliling pulley dapat dinyatakan dengan rumus :  
(Diktat Elemen Mesin II, 2012 : 73)

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60.1000} \text{ (m/s)} \quad (2.22)$$

Dimana :

V = Kecepatan keliling pulley (m/s)

D = Diameter Pulley (mm)

N = Putaran Motor (rpm)

### 2.8.3 Menghitung Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dipakai digunakan rumus :  
(K.Lingaiah Design Data Handbook, 1994, Bab 21.35)

$$L = 2 \cdot \alpha + \frac{\pi}{2} (D2 + D1) + \frac{(D2 - D1)^2}{4 \cdot \alpha} \text{ (mm)} \quad (2.23)$$

Dimana :

L = Kecepatan Keliling Pulley

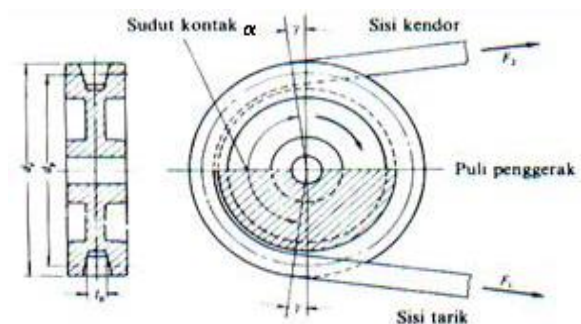
$\alpha$  = Jarak antar Poros (mm)

D2 = Diameter Pulley yang digerakkan (mm)

D1 = Diameter Pulley penggerak (mm)

### 2.8.4 Sudut Kontak

Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus: (K.Lingaiah Design Data Handbook, 1994, Bab 21.35)



Gambar 2.6 Sudut Kontak

(Sularso, 2004)

$$\alpha = 180 - \frac{D_2 - D_1}{\alpha} 60^\circ \quad (2.24)$$

Dimana :

$\alpha$  = Sudut Kontak ( $^\circ$ )

D2 = Diameter Pulley yang digerakkan (mm)

D1 = Diameter Pulley penggerak (mm)

### 2.8.5 Menghitung Jumlah Belt

Untuk Mengitung jumlah belt yang akan digunakan dapat dicari menggunakan rumus : (*K.Lingaiah Design Data Handbook, 1994, Bab 21.34*)

$$Z = \frac{P \cdot Fa}{p^* \cdot Fc \cdot Fd} \text{ (buah)} \quad (2.25)$$

Dimana :

Z = Jumlah belt (buah)

P = daya yang ditransmisikan (hp)

Fa = Servis Faktor

$p^*$  = Daya Sebenarnya

Fc = Faktor koreksi panjang belt

Fd = Faktor koreksi sudut kontak

### 2.8.6 Menghitung gaya Efektif

Pada Belt memiliki 2 gaya pada saat berputar yaitu gaya disisi tarik (F1) dan gaya disisi kendur (F2) gaya yang timbul pada F1 lebih besar dari F2

$$F_e = F_1 - F_2 \text{ (N)} \quad (2.26)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot a}$$

Dimana :

F1 = Gaya yang menarik belt (N)

F2 = Gaya pada belt yang kendur (N)

(Aaron, Deutschman, 1975.Hal 665)

### 2.8.7 Tegangan Maksimum pada Belt

Tegangan yang timbul ketika belt sedang bekerja dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$\sigma_{\max} = \frac{F_0}{A} + \frac{F_e}{2.A} + \frac{\gamma.v^2}{10.g} + E_b \frac{h}{D_{\min}} \quad (2.27)$$

Dimana :

F<sub>0</sub> = gaya awal (kg/cm)<sup>2</sup>

A = luas penampang belt

b.h ( b = lebar belt, h = tebal belt)

F<sub>e</sub> = Gaya efektif

γ = Berat spesifik

V = Kecepatan keliling (m/s)

G = Gaya gravitasi

E<sub>b</sub> = Modulus elastic bahan belt

D = Diameter pule yang kecil

### 2.8.8 Umur belt

Umur belt dapat dihitung dengan rumus – rumus sebagai berikut :

$$H = \frac{N \text{ base}}{3600 . u . X} \left( \frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right) \quad (2.28)$$

Dimana :

H = Umur belt (jam)

N base = Basis dari fatigue test yaitu 10<sup>7</sup> cycle

σ<sub>max</sub> = Tegangan maksimum yang timbul

u = Jumlah putaran per detik, atau V/L

x = Jumlah belt yang berputar

Nilai  $\sigma_{fat}$  dan  $m$  ditentukan berdasarkan bahan dan tipe belt

- Untuk belt datar nilai  $m = 5$  dan untuk V-belt nilai  $m = 8$
- $N_{base} = 10^7$  cycle, maka harga  $\sigma_{fat}$  adalah :  
Untuk V-Belt :  $\sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2$

## 2.9 Bearing

Bearing adalah sebuah elemen mesin yang berfungsi untuk membatasi gerak relatif antara dua atau lebih komponen mesin agar selalu bergerak pada arah yang diinginkan. Bearing menjaga poros agar selalu berputar terhadap sumbu porosnya, atau juga menjaga suatu komponen yang bergerak linier agar selalu berada pada jalurnya. Alasan saya memakai bearing duduk karena lebih efisien karena cocok untuk menahan poros agar tidak kocak pada saat mesin berjalan.



Gambar 2.7 Bearing

(Sumber Wikipedia.com)

Klasifikasi bantalan (bearing) berdasarkan gerakan :

### 1. Bantalan gelinding

Bantalan gelinding menggunakan elemen rolling untuk mengatasi gesekan antara dua komponen yang bergerak. Diantara kedua permukaan elemen geiding misalnya bola, rol taper dan lain-lain. Kontak gelinding terjadi anantara elemen ini dengan komponen lain berarti pada permukaan kontak tidak ada gerakan relative.



Gambar 2.8 Bantalan Gelinding

(Sumberr : <https://www.tracepartsonline.net/partdetails.aspx>)

## 2. Bantalan luncur

Bantalan luncur yang biasa disebut slider bearing atau plain bearing menggunakan mekanisme sliding, dimana dua permukaan komponen mesin saling bergerak relatif. Diantara kedua permukaan terdapat pelumas yang berfungsi untuk mengurangi gesekan antara kedua permukaan.



Gambar 2.9 Bantalan Luncur

(Sumber: <https://www.indiamart.com/bearings.html>)

### 2.9.1 Gaya Radial Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$FR = \sqrt{(Fh)^2 + (Fv)^2} \quad (2.29)$$

Dimana :

FR = Beban radial dalam (lb)

Fh = Gaya sumbu horizontal (lb)

Fv = Gaya sumbu vertical (lb)

### 2.9.2 Beban Ekivalensi

Sesuai dengan efisiensi 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 baban equivalent pada bantalan dapat menggunakan rumus :

$$P = X \cdot V \cdot FR + Y \cdot Fa \quad (2.30)$$

Dimana :

P = Beban ekivalen (lb)

Fr = Beban radial (lb)

Fa = Beban aksial (lb)

V = Factor putaran konstanta

1,0 untuk ring dalam berputar

1,2 untuk ring luar berputar

X = Konstanta radial dari table

Y = Konstanta aksial dari table yang sama

Bila bantalan yang dipilih adalah single row bearing maka :

$$PA = Fs (X \cdot V \cdot FAr + Y \cdot Fa) \quad (2.31)$$

Karena : Fa = 0



$$\frac{Fa}{v.Fr} = 0$$

$$\frac{Fa}{v.Fr} \leq 1$$

Maka nilai  $X = 1$  dan  $Y = 0$

### 2.9.3 Umur Bantalan

Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot np} \left( \frac{C}{P} \right)^b \quad (\text{Jam}) \quad (2.32)$$

Dimana :

$L_{10}$  = Umur bantalan (jam kerja)

$C$  = diperoleh dari table bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui

$P$  = beban equivalent (lb)

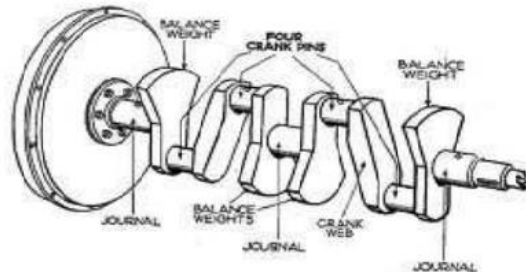
$b = 3$ , untuk bantalan bol ,  $10/3$  bila bantalan adalah bantalan rol

$N_p$  = putaran poros (rpm )

### 2.10 Poros Engkol

Poros engkol adalah sebuah bagian pada mesin yang mengubah gerak vertikal atau horizontal dari piston menjadi gerak rotasi (putaran). poros engkol juga berfungsi untuk meneruskan gaya putar yang menuju ke flywheel dan selanjutnya ke sistem pemindah tenaga. Poros engkol akan menerima beban dan tekanan yang sangat tinggi ketika mesin beroperasi, oleh sebab itu poros engkol harus terbuat dari

bahan yang sangat kuat dan tahan terhadap tekanan, seperti mesin pompa, generator, dan kompresor (Al-Jazari, 2013)



Gambar 2.10 Poros Engkol

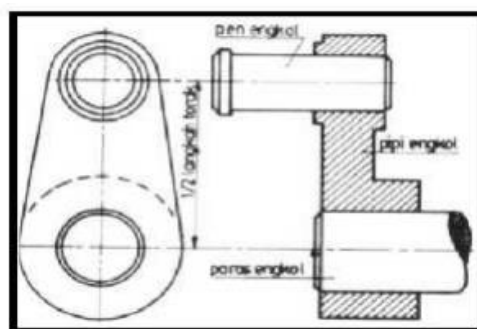
(Cindyantika, 2013)

### 2.10.1 Macam – macam Poros Engkol

Poros engkol dalam dunia praktek terbagi 2 macam, yaitu:

#### 1. Poros Engkol Tunggal

Poros ini terdiri dari sebuah poros engkol dan sebuah pen engkol. Kedua-duanya diikat menjadi satu oleh pipi engkol yang pemasangannya menggunakan cara pengingsutan. Pipi engkol biasanya dibuat dari baja tuang, sedangkan pen engkolnya dari baja st.50 atau st.60. jarak antara sumbu pen engkol dengan sumbu poros engkol adalah setengah langkah torak.

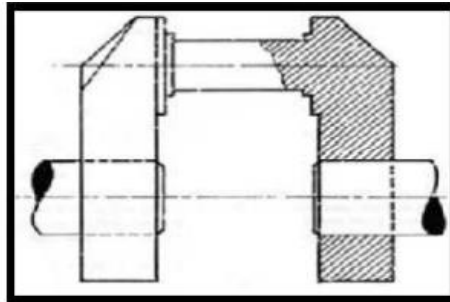


Gambar 2.11 Poros Engkol Tunggal

(Cindyantika, 2013)

## 2. Poros Engkol Ganda

Poros engkol ini mempunyai 2 buah pipi engkol terdiri dari satu bahan sedang pemasangan poros engkolnya adalah dengan sambungan insutan. Poros-poros engkol ini bahan dibuat dari besi tuang khusus. Disamping harga pembuatannya lebih ringan, besi tuang itu mempunyai sifat dapat menahan getaran-getaran.



Gambar 2.12 Poros Engkol Ganda

(Cindyantika, 2013)

### 2.10.2 Komponen Poros Engkol

Komponen-komponen yang terdapat pada poros engkol terdiri dari crank pin, crank journal, crank arm, crankshaft bearing, balance weight dan lubang oli.

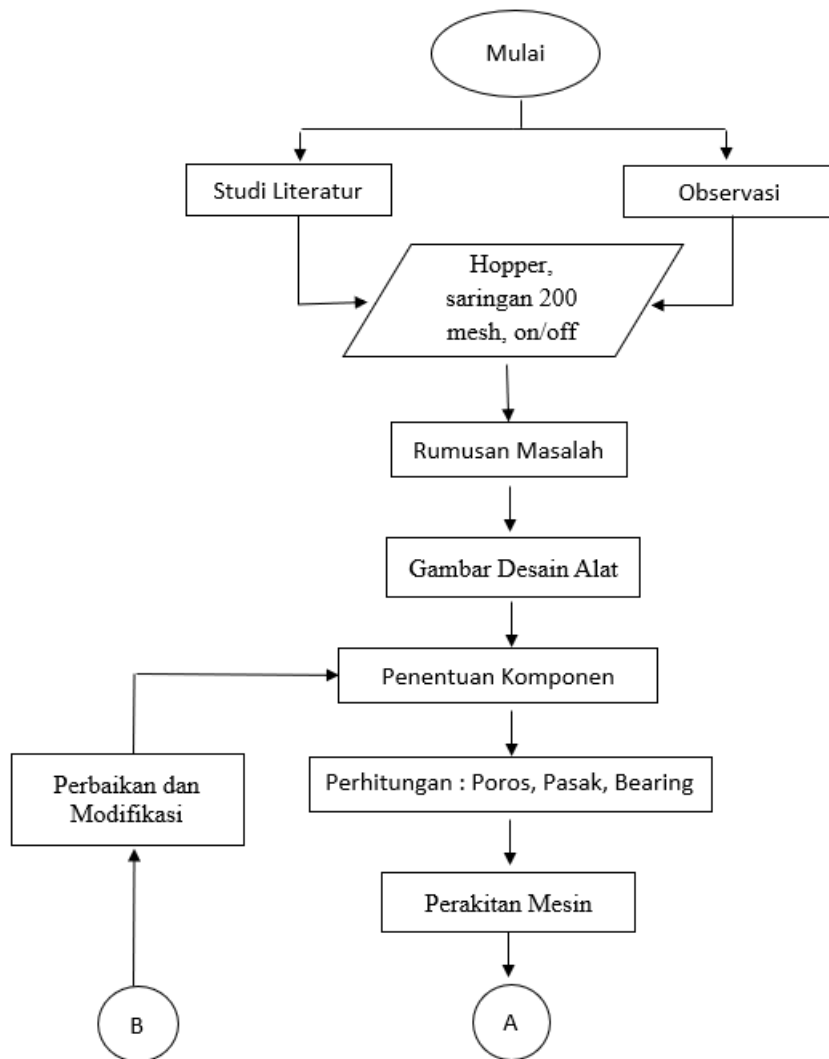
- Crank journal ditopang oleh bantalan luncur pada crankcase (ruangengkol) atau blok silinder dan poros engkol ini akan berputar pada journalnya. Masing-masing dari crank journal memiliki crank arm dan pada ujung crank arm terdapat crank pin.
- Crank pin merupakan bagian yang berhubungan dengan batang piston pada bagian big end (ujung yang besar). Posisi antara crank pin dengan crank journal dibuat tidak sejajar melainkan dibuat offset.
- Balance weight pada poros engkol digunakan untuk menjamin keseimbangan putaran dari poros engkol ketika beroperasi.
- Lubang oli di poros engkol digunakan untuk menyalurkan oli pelumas ke crank journal, crank pin, batang piston, pena piston dan lain-lain.

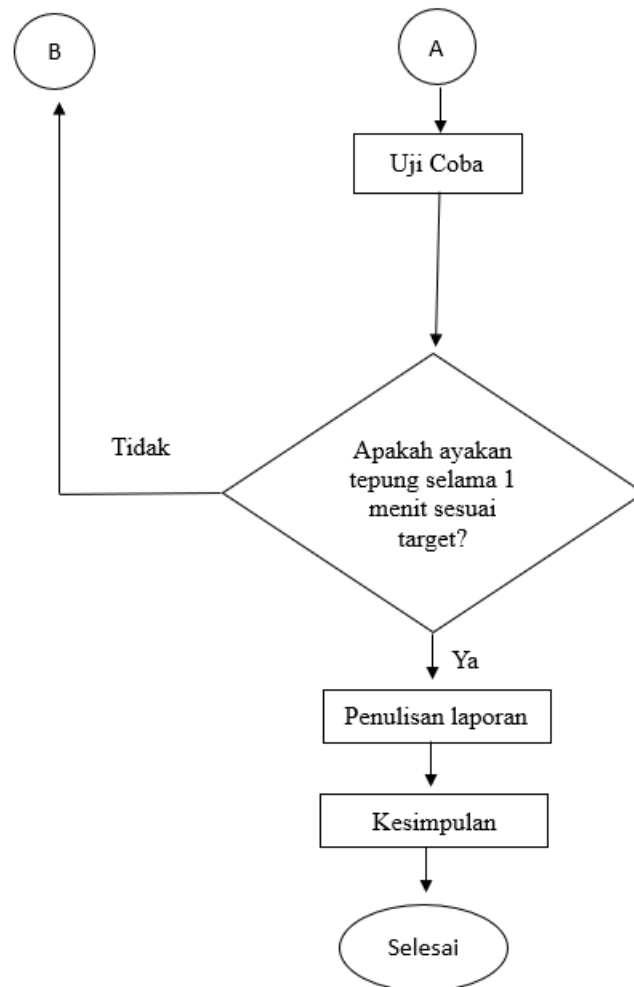
# BAB III

## METODOLOGI

### 3.1 Diagram Alir

Proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir ini digambarkan dalam diagram alir atau flow chart di bawah ini





Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi

### 3.2 Tahapan proses pembuatan

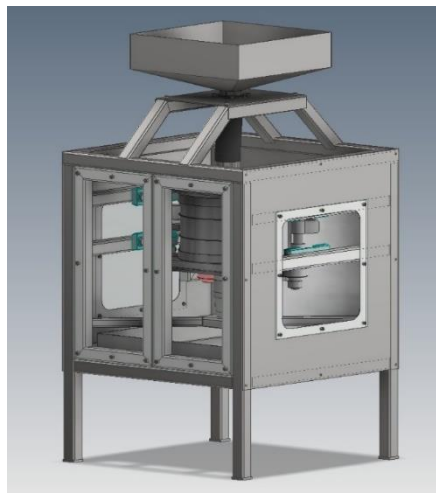
Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut :

1. Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survey langsung ke Petani sorgum yang ada di Kecamatan Tembelang Jombang yaitu Pak Ramadhan. Dari hasil observasi didapatkan permasalahan yaitu proses pengayakan tepung masih menggunakan ayakan manual mengakibatkan ketidakefiesien pada waktu.
2. Studi Literatur Melakukan studi pustaka melalui internet, buku/text book, jurnal, dan tugas akhir yang berkaitan. Proses perencanaan menggunakan

data-data untuk mengetahui prinsip mekanisme alat dengan permasalahan perencanaan. Dengan tujuan untuk mengetahui kelebihan dan kekurangan mesin-mesin terdahulu sebagai bahan referensi perancangan mesin yang lebih baik dan mudah dioperasikan. Selain itu untuk mengetahui literatur yang sesuai dalam perhitungan dan perencanaan komponen yang digunakan dalam pembuatan mesin pengupas kulit biji sorgum.

### 3. Perencanaan Desain

Dalam perancangan desain dilakukan perencanaan bahan dan dimensi mesin.



Gambar 3.2 3D Mesin Ayakan Tepung Sorgum

### 4. Perhitungan

Setelah perencanaan dibuat, maka dilakukan perhitungan untuk mendapatkan kesesuaian dari dimensi yang telah ditentukan dengan gambar 3D mesin yang telah dibuat. Perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan:

- a) Gaya untuk pengupasan biji pada proses pengupasan agar didapatkan daya motor yang sesuai.
- b) Perencanaan elemen mesin seperti Belt dan pulley, poros, pasak, dan bearing yang sesuai dengan perhitungan perencanaan.

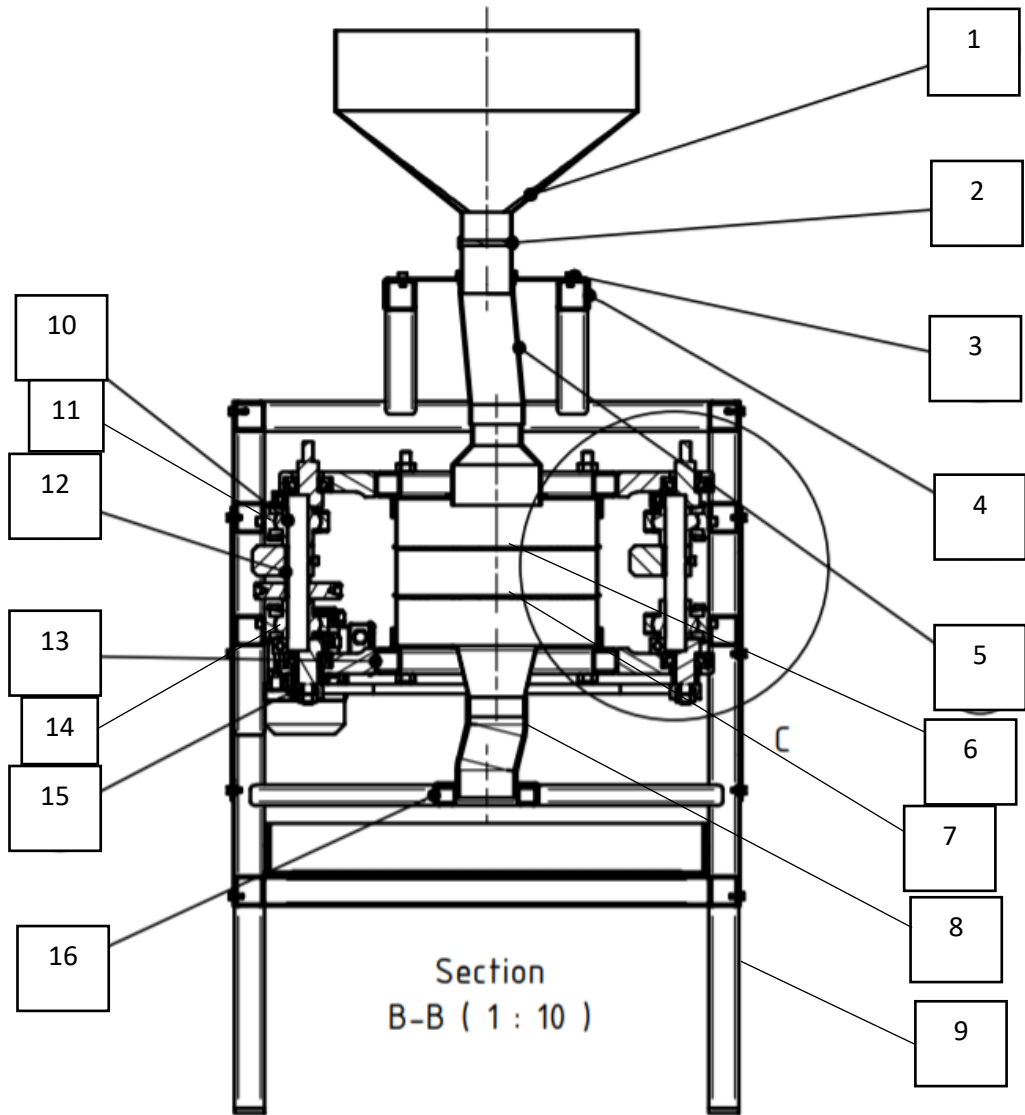
### 5. Pembuatan Mesin

Dari design dan perhitungan, dapat diketahui dimensi mesin beserta dimensi komponen-komponen yang ada. Proses pembuatan dilakukan secara

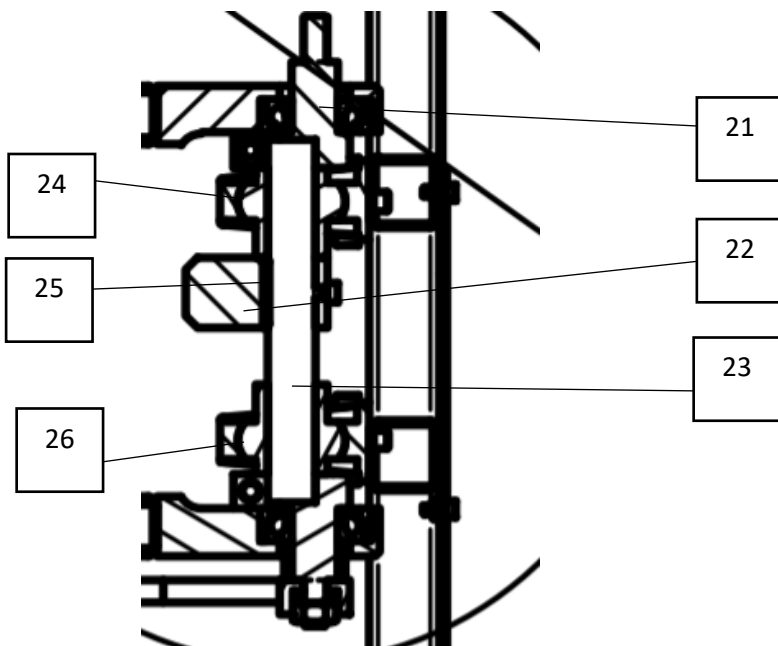
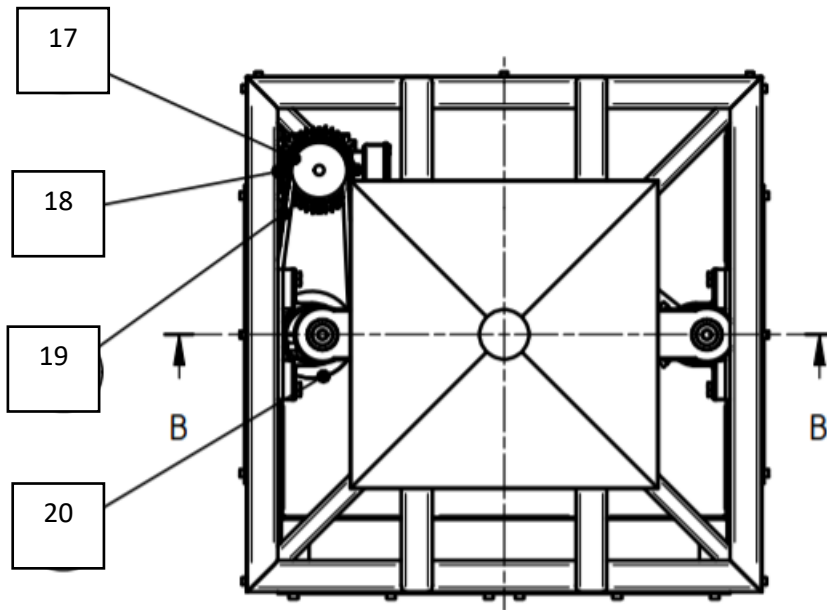
berurutan dari melihat design, pembuatan rangka hingga pemasangan komponen yang dibutuhkan sesuai dengan design yang dibuat.

6. Pengujian mesin Setelah alat selesai dibuat maka dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian ini nantinya akan dilihat apakah mesin sudah beroperasi secara baik, serta akan dibandingkan hasil dari benda yang dihasilkan oleh proses pemotongan manual dengan alat yang dirancang saat ini.
7. Analisa hasil Dari analisa hasil pengujian didapatkan data data yang nantinya digunakan sebagai pembuatan dan penyusunan laporan.
8. Penyusunan Laporan Penyusunan laporan merupakan proses akhir dalam pengerjaan tugas akhir ini. Dalam penyusunan laporan dilampirkan mengenai proses perencanaan sampai pada hasil yang dicapai

### 3.3 Dessain Mesin







Keterangan :

1. Hopper
2. Slider stopper
3. Plat penyangga slider stopper
4. Rangka penyangga hopper

5. Selang rubber 1
6. Saringan 120 mesh
7. Saringan 200 mesh
8. Selang rubber 2
9. Rangka
10. Shaft 1
11. Bearing 1
12. Keyway 1
13. Sieving machine
14. Bearing 2
15. stabilizer
16. Plat output
17. Pulley 1
18. Motor
19. Belt
20. Pulley 2
21. Crankshaft
22. Balancer
23. Shaf 2
24. Bearing 3
25. Keyway 2
26. Bearing 4

### **3.4 Prosedur Pengoperasian Mesin**

Proses pengayakan tepung sorgum dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Masukkan tepung ke dalam hopper
2. Tekan tombol on untuk menyalakan mesin
3. Buka secara perlahan penutup bagian bawah hopper
4. Ulangi langkah 3 sesuai kebutuhan
5. Tekan tombol off untuk mematikan mesin

### **3.5 Mekanisme Kerja Mesin**

Pastikan mesin dalam kondisi mati. Siapkan tepung sorgum, dan masukan kedalam hopper (1), nyalakan mesin dengan menekan tombol on ( ), maka motor listrik (18), akan menggerakkan pulley 1 (17), supaya pulley berputar digunakan pasak sebagai pengunci antara pulley dan poros motor listrik (12), dan pulley 1 akan menggerakkan belt (19), belt akan mentransmisikan daya dan putaran ke pulley 2 (20), dimana pulley 2 yang menggerakkan poros yang dimana pasak digunakan sebagai pengunci antara pulley 2 dan poros engkol (25), dan terdapat bearing sebagai penyangga poros engkol (11), buka plat penahan pada hopper (2), tepung akan turun menuju pipa rubber 1 (5), dan akan masuk ke dalam loyang atas dengan saringan 120 mesh (6), dan yang lolos dari ayakan 120 mesh akan diayak disaringan 200 mesh (7), yang akan masuk kedalam pipa rubber 2 (8), dan hasil tepung sorgum yang sudah diayak akan ditampung di plat bagian bawah (16), semua komponen-komponen ini berkedudukan disebuah rangkaian kerangka (9).

## BAB IV

### PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN

Dalam bab ini membahas tentang perhitungan dalam merencanakan alat mesin pengayak tepung sorgum dimana tepung akan dituangkan kedalam saringan pengayak secara terus menerus. Diperhitungkan daya dan gaya yang ditransmisikan ke komponen komponen elemen mesin seperti poros, pasak, bearing yang digunakan untuk menggerakkan saringan pengayak tepung sorgum. Untuk dapat mengetahui perhitungan mesin pengayak tepung sorgum, maka dilakukan pembahasan sebagai berikut.

#### 4.1 Data

Tabel 4.1 Spesifikasi mesin

No	Benda	Spesifikasi
1	N	2860 rpm
2	Daya Motor Listrik	½ HP
3	Diameter saringan	200 mm
4	ØPulley 1	2 in
5	ØPulley 2	8 in

Pada tabel 4.1 menunjukkan spesifikasi Mesin pengayak tepung sorgum dengan kapasitas 36kg/jam.

#### 4.2 Gaya dan Daya

Gaya adalah interaksi apapun yang dapat menyebabkan sebuah benda bermassa mengalami perubahan gerak, baik dalam bentuk arah, maupun konstruksi geometris. Pada tabel 4.2 dan gambar 4.1 telah dilakukan uji coba untuk menentukan gaya dengan neraca pegas.

Tabel 4.2 Hasil pengujian dengan neraca pegas

No	Percobaan	Gaya (N)
1	I	10,5
2	II	10,8
3	III	14,3
4	IV	12
5	V	12,6



Gambar 4.1 Pengujian dengan neraca pegas

Hasil dari pengujian beban pada mesin pengayak tepung dilihat dari gambar 4.1 diketahui gaya atau beban terbesar 14,3 N atau 1,458 Kgf. Setelah gaya diketahui maka Torsi yang digunakan untuk mesin pengayak tepung sorgum dapat ditentukan dari perhitungan berikut:

$$T = Fr$$

Dimana :

$$F = 14,3 \text{ N} = 1,458 \text{ kgf (Didapat saat pengujian)}$$

$$r = 101,5 \text{ mm (r pulley)}$$

$$T = F.r$$

$$= 1,458 \text{ kgf} \times 101,5 \text{ mm}$$

$$= 147,98 \text{ kgf.mm}$$

Sehingga daya didapat dengan rumus :

$$P = \frac{T n}{9,74 \cdot 10^5}$$

$$P = \frac{147,98 \text{ kg} \cdot \text{mm} \cdot 1400 \text{ rpm}}{9,74 \cdot 10^5}$$

$$P = 0,21 \text{ kW} = 210 \text{ Watt} = 0,28 \text{ HP}$$

Sehingga memilih motor AC dengan daya 0,5 HP putaran 2860 rpm

### 4.3 Perencanaan Poros

Bagian penggerak ayakan terdapat 1 poros, 1 engkol, 2 bearing dan 1 pulley yang digerakkan, dimana berat pulley 0,64 kgf.

#### 4.3.1 Bahan Poros

Sebelum perencanaan poros, terlebih dahulu ditentukan bahan poros yang digunakan dan daya motor yang digunakan dan putaran yang diperlukan oleh poros. Adapun bahan poros yang dipilih yaitu standar baja AISI 1117 dan kekuatan tarik sebesar 279 Mpa.

#### 4.3.2 Perhitungan Daya Desain

Daya nominal motor penggerak adalah  $1/4 \text{ HP} = 0,186 \text{ kW}$ . Dan putaran motor = 2860 rpm. Maka daya rencana  $P_d$  adalah (2.12) :

$$P_d = f_c \cdot P \text{ (kW)}$$

Diket:

$$P_d = \text{Daya Rencana}$$

$$P = \text{Daya Motor}$$

$$f_c = \text{Faktor Koreksi Daya}$$

Tabel 4.3 Faktor koreksi daya

Daya yang akan ditransmisikan	$f_c$
Data rata – rata yang diperlukan	1,2 – 2,0
Daya maksimum yang diperlukan	0,8 – 1,2
Daya normal	1,0 – 1,5

Dari tabel 4.3 diperoleh bahwa  $f_c = 1,5$ , maka:

$$P_d = f_c \cdot P \text{ (kW)}$$

$$P_d = 1,5 \cdot 0,186 \text{ kW}$$

$$P_d = 0,279 \text{ kW}$$

Torsi perencanaan (Mt) mesin yang digunakan untuk merencanakan poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

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

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{0,558 \text{ kW}}{560 \text{ rpm}}$$

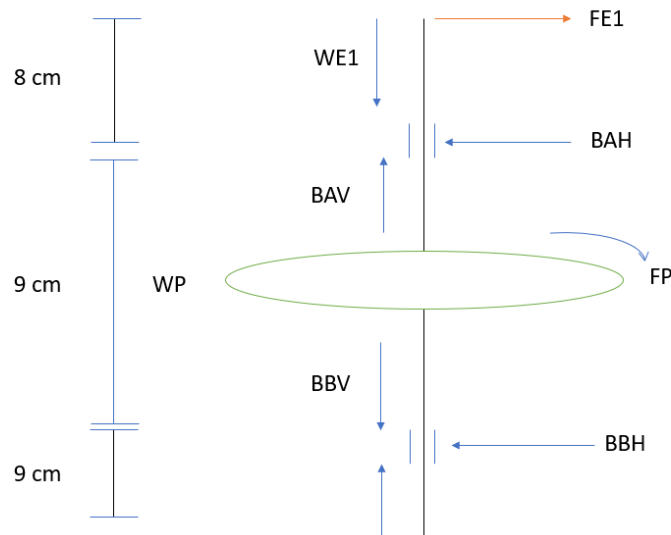
$$T = 970,52 \text{ kgf.mm}$$

Jadi, untuk menghitung perencanaan poros menggunakan data putaran pada poros sebesar (n) 560 rpm, daya perencanaan sebesar (Pd) 0,558 kW, dan Torsi Perencanaan (Mt) sebesar 970,52 kgf.mm

### 4.3.3 Perencanaan Poros Mendapat Momen Bending dan Puntir

#### 4.3.3.1 Perhitungan Gaya dan Momen Pada Poros

Pada gambar 4.2 dibawah menjelaskan bahwa FBD poros arah horisontal dan vertikal .Sebelum menghitung diameter poros, perlu mencari besar momen bending yang terjadi pada poros. Untuk mendapatkan besarnya momen bending (Mb), maka terlebih dahulu mencari momen bending pada arah horisontal (Mbh)



Gambar 4.2 Tinjauan gaya crank shaft terhadap arah horisontal dan vertikal

$$\uparrow + \sum M = 0$$

$$FE_1 (80) - BAH (170) - BBH (270) + FP (270)$$

$$1,73 (80) + 1,83 (270) = BAH (170)$$

$$1,73 \text{ Kgf} + 494,1 \text{ Kgf} = BAH (170)$$

$$\frac{6325,5}{170} = BBH$$

$$3,72 \text{ Kgf} = BBH$$

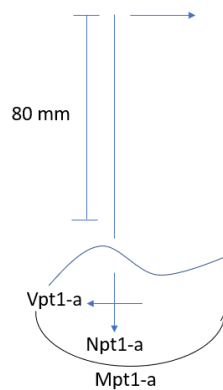
$$\uparrow + \sum F = 0$$

$$FE_1 - BAH + FP - BBH = 0$$

$$1,73 - 3,72 + 1,83 - BBH = 0$$

$$- 0,16 = BBH$$

### Reaksi Potongan 1 Pada Sumbu Horizontal



Gambar 4.3 Potongan 1 pada arah horizontal

Pada gambar diatas terjadi potongan 1-a horizontal dengan jarak 80 mm. Untuk menghitung  $\sum F$  dan  $\sum M$  dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\uparrow + \sum F = 0$$

$$FE_1 - (V_{pt1-a}) = 0$$

$$V_{pt1-a} = FE_1$$

$$= 1,73 \text{ Kgf} (X_1)$$

$$\curvearrowright \sum M = 0$$

$$0 \leq X_1 \leq 80$$

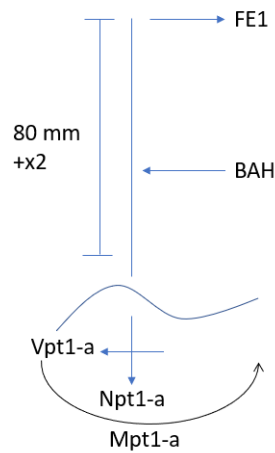
$$FE_1 (X_1) = 0$$

$$1,73 (X_1) = 0$$



$X_1 = 0$	$M_1 = 0$
$X_1 = 20$	$M_1 = 34,6$
$X_1 = 40$	$M_1 = 69,2$
$X_1 = 60$	$M_1 = 103,8$
$X_1 = 80$	$M_1 = 138,4$

### Reaksi Potongan 2 Pada Sumbu Horizontal



Gambar 4.4 Potongan 2 pada arah horizontal

Pada gambar diatas terjadi potongan 2-a horizontal dengan jarak 80 mm+x2. Untuk menghitung  $\sum F$  dan  $\sum M$  dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 \uparrow +\sum F &= 0 \\
 FE_1 - BAH - (V_{pt2-a}) &= 0 \\
 V_{pt2-a} &= FE_1 - BAH \\
 V_{pt2-a} &= 1,73 \text{ Kgf} - 3,72 \text{ Kgf} \\
 &= -1,99 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

$$\curvearrowright \sum M = 0$$

$$FE_1 (80 + X_2) - BAH(X_2) = 0$$

$$1,73 (80 + X_2) - 3,72 (X_2) = 0$$

$$0 \leq X_1 \leq 170$$

$$X_2 = 0 \quad M_{pt2-a} =$$

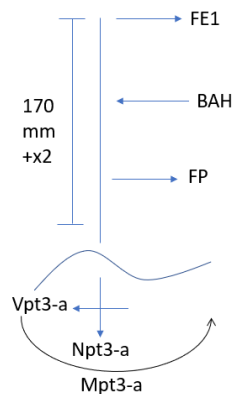
$$X_2 = 22,5 \quad M_{pt2-a} = 93,62$$

$$X_2 = 45 \quad M_{pt2-a} = 48,85$$

$$X_2 = 67,5 \quad M_{pt2-a} = 4,07$$

$$X_2 = 90 \quad M_{pt2-a} = -40,7$$

### Reaksi Potongan 3 Pada Sumbu Horizontal



Gambar 4.5 Potongan 3 pada arah horizontal

Pada gambar diatas terjadi potongan 3-a horizontal dengan jarak 170 mm+x2. Untuk menghitung  $\sum F$  dan  $\sum M$  dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\uparrow + \sum F = 0$$

$$FE_1 - BAH + FP - (V_{pt3-a}) = 0$$

$$V_{pt3-a} = FE_1 - BAH + FB$$

$$V_{pt3-a} = 1,73 \text{ Kgf} - 3,72 \text{ Kgf} + 1,83 \text{ Kgf}$$

$$= -0,16 \text{ Kgf}$$

$$\curvearrowright \Sigma M = 0$$

$$FE1 (170 + X_3) - BAH (80 + X_3) + FP (170 + X_3) = 0$$

$$1,73 (170 + X_3) - 3,72 (80 + X_3) + 1,83 (170 + X_3) = 0$$

$$(0 \leq X_1 \leq 260)$$

$$X_3 = 0$$

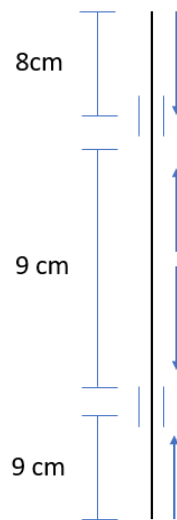
$$X_3 = 22,5 \quad \text{Mpt-a} = 304$$

$$X_3 = 45 \quad \text{Mpt-a} = 300,4$$

$$X_3 = 67,5 \quad \text{Mpt-a} = 296,8$$

$$X_3 = 90 \quad \text{Mpt-a} = 307,6$$

### Tinjauan Momen dan Gaya terhadap arah Vertikal



Gambar 4.6 Tinjauan momen pada arah vertikal

Dimana :

FPV = Gaya yang terjadi pada Pulley

FEV = Gaya yang terjadi pada Engkol

BAV = Gaya pada bearing 1

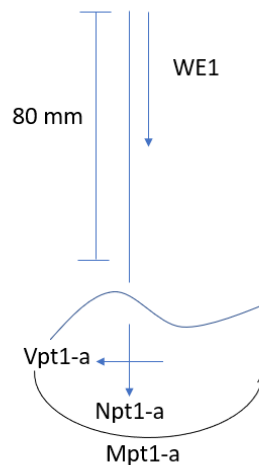
BBV = Gaya pada bearing 2

Maka reaksi tumpuan pada bidang vertikal :

$$\begin{aligned} \curvearrowright \Sigma M &= 0 \\ WE1 (80) + WP (170) &= BBV (260) \\ 2,98 (80) + 0,64 (170) &= BBV (260) \\ 238,4 + 108,8 &= BBV (260) \\ \frac{347,2}{260} &= BBV \\ 1,33 &= BBV \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rightarrow \Sigma F &= 0 \\ WE - BAV + WP - BBV &= 0 \\ 2,98 + 0,64 - 1,33 &= BAV \\ 2,29 &= BAV \end{aligned}$$

### Reaksi Potongan 1 Pada Sumbu Vertikal



Gambar 4.7 Potongan 1 pada arah vertikal

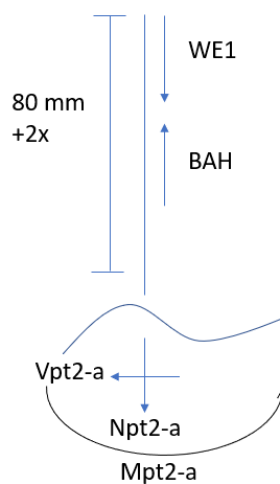
Pada gambar diatas terjadi potongan 1-a vertikal dengan jarak 80 mm. Untuk menghitung  $\Sigma F$  dan  $\Sigma M$  dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
 + \rightarrow \sum F &= 0 \\
 WE - (V_{pt1-a}) &= 0 \\
 V_{pt1-a} &= WE \\
 &= 2,98 \text{ Kgf}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright \sum M &= 0 \\
 0 \leq X_1 &\leq 80 \\
 WE_1 (X_1) &= 0 \\
 2,98 (X_1) &= 0
 \end{aligned}$$

$X_1 = 0$	$M_{pt-a} = 0$
$X_1 = 20$	$M_{pt-a} = 59,6$
$X_1 = 40$	$M_{pt-a} = 119,2$
$X_1 = 60$	$M_{pt-a} = 178,8$
$X_1 = 80$	$M_{pt-a} = 238,4$

### Reaksi Potongan 2 Pada Sumbu Vertikal



Gambar 4.8 Potongan 2 pada arah vertikal

Pada gambar diatas terjadi potongan 2-a vertikal dengan jarak 80 mm + x2. Untuk menghitung  $\sum F$  dan  $\sum M$  dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$+ \rightarrow \sum F = 0$$

$$WE - BAV + (V_{pt2-a}) = 0$$

$$V_{pt2-a} = -WE + BAV$$

$$V_{pt2-b} = 2,98 \text{ Kgf} - 2,29 \text{ Kgf}$$

$$= -0,69 \text{ Kgf}$$

$$\curvearrowright \sum M = 0$$

$$WE (80 + X_2) - BAV (X_2) = 0$$

$$2,98 (80 + X_2) - 2,29 (X_2) = 0$$

$$0 \leq X_1 \leq 170$$

$$X_2 = 0 \quad M_{pt-b} = 238,4$$

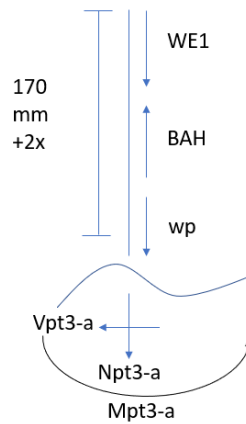
$$X_2 = 22,5 \quad M_{pt-b} = 253,92$$

$$X_2 = 45 \quad M_{pt-b} = 269,45$$

$$X_2 = 67,5 \quad M_{pt-b} = 284,97$$

$$X_2 = 90 \quad M_{pt-b} = 300,5$$

### Reaksi Potongan 3 Pada Sumbu Vertikal



Gambar 4.9 Potongan 3 pada arah vertikal

Pada gambar diatas terjadi potongan 3-a vertikal dengan jarak 170 mm + x2. Untuk menghitung  $\sum F$  dan  $\sum M$  dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$\begin{aligned}
+ \rightarrow \sum F &= 0 \\
WE - BAV + WP - (V_{pt3-a}) &= 0 \\
V_{pt3-a} &= WE - BAV + WP \\
&= 2,98 \text{ Kgf} - 2,29 \text{ Kgf} + 0,64 \text{ Kgf} \\
&= -4,63 \text{ Kgf}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\curvearrowright \sum M &= 0 \\
WE (170 + X_3) - BAV (170 + X_3) + WP (80 + X_3) &= 0 \\
2,98 (170 + X_3) - 2,29 (170 + X_3) + 0,64 (X_3) &= 0
\end{aligned}$$

$$0 \leq X_1 \leq 260$$

$X_2 = 0$	Mpt-b = 300,5 kgf.mm
$X_2 = 22,5$	Mpt-b = 147,22 kgf.mm
$X_2 = 45$	Mpt-b = 177,15 kgf.mm
$X_2 = 67,5$	Mpt-b = 207,07 kgf.mm
$X_2 = 90$	Mpt-b = 237 kgf.mm

Setelah menghitung besar momen bending terhadap arah horizontal dan vertikal, selanjutnya mencari besar momen bending total pada setiap titik. Menghitung besar momen bending dapat menggunakan persamaan sebagai berikut (2.13) :

$$M_b = \sqrt{(M_{Bh})^2 + (M_{Bv})^2}$$

Dimana :  $M_{Bh}$  = momen bending pada arah horizontal

$M_{Bv}$  = momen bending pada arah vertikal

Maka,

$$M_b = \sqrt{(307,6 \text{ Kgf} \cdot \text{mm})^2 + (300,5 \text{ Kgf} \cdot \text{mm})^2}$$

$$M_b = 430,02 \text{ Kgf} \cdot \text{mm}$$

#### 4.3.4 Perencanaan Diameter Poros

Dari gaya-gaya yang timbul di atas, dari gaya puntiran yang bekerja makadimeter poros dapat dihitung dengan rumus (2.18) :

$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 M b^2 + 16^2 M t^2)}{\pi^2 \left(\frac{k_s \cdot s_{yp}}{s_f}\right)^2}}$$

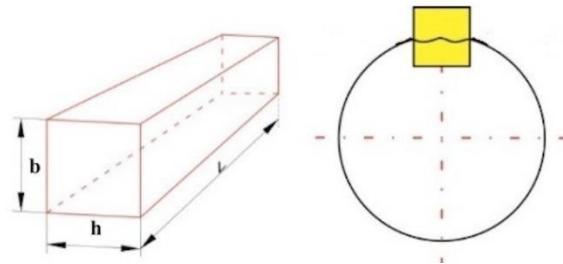
$$ds \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 \cdot 430,02^2 + 16^2 \cdot 147,98^2)}{\pi^2 \left(\frac{0,5 \cdot 28,42}{2}\right)^2}}$$

$$D \geq 25 \text{ mm}$$

$$D \geq 6,8$$

Poros yang direncanakan adalah sebesar 25 mm atau 2,1 in (lebih besar dari hasil perhitungan)

#### 4.4 Perencanaan Pasak



Gambar 4.10 Dimensi Pasak

Pada perencanaan pasak data awal yang diperlukan adalah sebagai berikut :

Diameter poros = 25mm=0,98 in

Torsi = 147,98 kgf.mm

Ketebalan pasak =  $\frac{3}{4}$  in

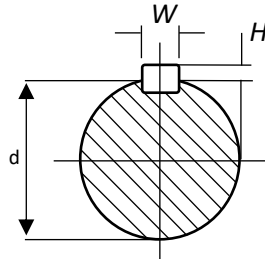
Safety faktor = 2

Pasak yang digunakan dalam perencanaan ini adalah pasak datar



segiempat dengan bahan pasak lebih rendah dari poros adalah standar baja sama dengan AISI 1117 .

#### 4.4.1 Perhitungan Lebar dan Tinggi Pasak



Gambar 4.11 FBD Pasak

Perhitungan Lebar dan Tinggi Pasak menggunakan rumus sebagai berikut :

Lebar Pasak ( $W$ )

$$W = \frac{Dp}{4}$$

$$W = \frac{25 \text{ mm}}{4}$$

$$W = 6,25 \text{ mm}$$

Tinggi Pasak ( $H$ )

$$H = \frac{3}{4}(W)$$

$$H = \frac{3}{4} \times 6,25 \text{ mm}$$

$$H = 4,68 \text{ mm}$$

#### 4.4.2 Perhitungan Panjang Minimal Pasak

Tinjauan terhadap tegangan geser ( $\tau_s$ )

1. Tinjauan terhadap tegangan geser (*shear stress*), dengan besarnya gaya yang terjadi :

$$F = \frac{T}{(D/2)}$$

$$\tau = \frac{F}{A_s} = \frac{T}{\left(\frac{Dp}{2}\right)(WL)} = \frac{2T}{DpWL}$$

2. Maksimum tegangan geser (*shear stress*) menggunakan rumus :

$$\tau_s = 0,5 S_y / N$$

3. Dapat dihitung panjang pasak minimal terhadap tegangan geser (*shear stress*) (2.21) :

$$L \geq \frac{2 \times 147,98 \text{ kgf.mm} \times 2 \text{ lbf.in}}{\frac{1}{2} \text{ in} \times 0,98 \text{ in} \times 58015,09 \text{ lbf/in}^2}$$

$$L \geq 0,02$$

Tinjauan terhadap tegangan kompresi ( $\sigma_c$ )

1. Tinjauan terhadap tegangan kompresi (*compressive stress*), dengan besarnya gaya yang terjadi :

$$F = \frac{T}{(D/2)}$$

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{T}{\left(\frac{Dp}{2}\right)(L)\left(\frac{H}{2}\right)} = \frac{4T}{DpLH}$$

2. Tegangan kompresi (*compressive stress*) menggunakan rumus :

$$\sigma_c = S_y / N$$

3. Dapat dihitung panjang pasak minimal terhadap tegangan kompresi (*compressive stress*) (2.22) :

$$\frac{4T}{DpLH} \leq \frac{S_y}{N}$$

$$L \geq \frac{4T N}{Dp H S_y}$$

$$L \geq \frac{4 \times (147,98 \text{ Kgf mm}) \times 2}{(25 \text{ mm}) \times (6,25 \text{ mm}) \times 28,45 \text{ Kgf/mm}^2}$$

$$L \geq 0,26 \text{ mm}$$

Sesuai dengan perhitungan minimal panjang pasak ( $L$ ) terhadap tegangan geser dan tegangan kompresi, maka panjang pasak ( $L$ ) yang dipilih sebesar 4 mm (0,4 cm)

#### 4.5 Perencanaan Bearing

Pada perencanaan bearing data awal yang diperlukan adalah sebagai berikut :

Diameter bearing = 25 mm

Putaran = 560 rpm

Factor putaran (V) ring dalam= 1,0

Gaya Pada Bearing A =  $F_{AH} = 3,72$  Kgf (sub bab 4.3.3)

$$F_{AV} = 2,29 \text{ Kgf (sub bab 4.33)}$$

Gaya Pada Bearing B =  $F_{BH} = -0,16$  Kgf (sub bab 4.3..3)

$$=F_{BV} = 1,33 \text{ Kgf (sub bab 4.3.3)}$$

Kgf (sub Bab 4.3.3)

Bearing yang digunakan adalah *pillow block* bearing dengan diameter dalam 25 mm didapatkan nilai  $C_0=7800$  Kgf dan  $C=14000$  Kgf. Dan beban bantalan hanya terdapat pada beban radial sehingga beban axial = timbang berat poros dan ayakan

#### 4.5.1 Beban Radial Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan persamaan :

$$F_A = \sqrt{(F_{AX})^2 + (F_{AY})^2}$$

Dimana  $F_r$  = Beban radial dalam (Kgf)

$F_h$  = Gaya sumbu horizontal (Kgf)

$F_v$  = Gaya sumbu vertical (Kgf)

Beban radial bearing A

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

$$F_A = \sqrt{3,72 \text{ Kgf}^2 + 2,29 \text{ Kgf}^2}$$

$$F_A = 2,45 \text{ Kgf}$$

Beban radial bearing B

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

$$F_B = \sqrt{-0,16 \text{ Kgf}^2 + 1,33 \text{ Kgf}^2}$$

$$F_B = 1,08 \text{ Kgf}$$

#### 4.5.2 Beban Ekuivalen Bantalan

Beban ekuivalen bantalan dapat dihitung menggunakan persamaan berikut :

$$P = F_s ( X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a )$$

Dimana	P	= Beban ekuivalen (lb)
	Fr	= Beban radial (lb)
	Fa	= Beban aksial (lb)
	Fs	= Konstanta kondisi beban
	V	= Factor 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

Pada Bearing A

$$\begin{aligned} P_A &= F_s (V \cdot X \cdot F_r + y \cdot F_A) \\ &= 1 (1 \times 0,56 \times 2,45 + 0) \\ &= 3,51 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

Pada Bearing B

$$\begin{aligned} P_B &= F_s (V \cdot X \cdot F_r + y \cdot F_A) \\ &= 1 (1 \times 0,56 \times 1,08 + 0) \\ &= 0,60 \text{ Kgf} \end{aligned}$$

#### 4.5.3 Menghitung Prediksi Umur Bearing

Dengan asumsi putaran konstan, nilai b pada ball bearing adalah 3 (sub bab 2.5.3) dan beban ekuivalen yang bekerja pada bantalan, maka umur bearing dapat di prediksi sebagai berikut (2.3) :

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

- Dimana,
- $L_{10h}$  = Umur bearing, jam-kerja
  - C = Beban dinamis ( dapat dilihat dari table)  
,Kgf
  - n = putaran poros, rpm
  - P = Beban Ekivalen (equivalent load)
  - b = konstanta yang tergantung tipe beban. ( b = 3 untuk ball bearing dan b = 3,33 untuk roller bearing)

Pada bearing A

$$L_{10} = \left(\frac{14000 \text{ Kgf}}{3,51 \text{ Kgf}}\right)^3 \frac{10^6}{60 \times 560 \text{ rpm}}$$

$$= 232668566 \text{ jam kerja}$$

Pada Bearing B

$$L_{10} = \left(\frac{14000 \text{ Kgf}}{0,60 \text{ Kgf}}\right)^3 \frac{10^6}{60 \times 560 \text{ rpm}}$$

$$= 136111111 \text{ jam kerja}$$

## 4.6 Pengujian Mesin

### 4.6.1 Mesin Pengayak Tepung Sorgum

Dibawah merupakan foto Mesin Pengayak Tepung Sorgum dengan sistem goyang memutar kapasitas 36 kg/jam



Gambar 4.12 Mesin pengayak tepung sorgum

#### 4.6.2 Waktu Pengujian Kapasitas

Setelah mesin pengayak tepung sorgum jadi, langkah selanjutnya adalah melakukan percobaan memisahkan tepung berbeda ukuran. Pada tabel dibawah ini adalah hasil percobaan dengan memasukan tepung seberat 1 kg menggunakan mesin tersebut.

Tabel 4.4 Hasil Percobaan Mesin Pengayak Tepung dengan 200 mesh

No	Waktu Percobaan (min)	Hasil Ayakan Tepung (kg)
1.	2 menit	0,8 kg
2.	2 menit	1,4 kg
3.	2 menit	1,5 kg
4.	2 menit	1,1 kg
Rata-rata		1,2 kg

Untuk rata-rata dari ayakan tepung hasil percobaan:

$$Q = \frac{1,2 \text{ kg}}{2 \text{ menit}}$$

$$Q = 0,6 \text{ kg}/\text{min} = 36 \text{ kg}/\text{jam}$$

#### 4.6.3 Hasil Pengujian Ayakan Tepung Sorgum



Gambar 4.13 Tepung hasil penggilingan dengan tingkat kehalusan 30 mesh

Pada gambar 4.13 merupakan tepung setelah proses penggilingan

yang mempunyai kehalusan 30 mesh-60 mesh dengan butiran terbesar.



Gambar 4.14 Tepung sisa ayakan

Pada gambar 4.14 merupakan tepung sisa yang tidak melewati ayakan dengan tingkat kehalusan 80 mesh ataupun 200 mesh.



Gambar 4.15 Hasil ayakan 200 Mesh

Pada gambar 4.15 merupakan hasil dari ayakan yang memiliki tingkat kehalusan 200 mesh.

Faktor yang mempengaruhi hasil ayakan antara lain :

1. Saringan yang digunakan
2. Kecepatan Plat saringan ketika mengayak
3. Mekanisme pengayakan

#### 4.7 Pembahasan

Terciptanya Mesin Ayakan Tepung Sorgum dengan Sistem Goncang Memutar dengan menghasilkan tingkat kehalusan tepung 200 mesh sesuai dengan permintaan mitra. Mesin ini mempunyai spesifikasi panjang = 110 cm, lebar = 60 cm, dan tinggi 165 cm. Dengan diameter saringan 20 cm.

Kelebihan Mesin Pengayak Tepung Sorgum dibanding dengan mesin pengayak tepung sorgum lainnya yaitu :

1. Tepung yang dihasilkan lebih halus (200 mesh)
2. Design yang simple
3. Maintenance yang mudah dilakukan

Dengan adanya Mesin Pengayak Tepung Sorgum ini, diharapkan dapat diaplikasikan oleh para petani biji sorgum untuk meningkatkan omzet penjualan dan kualitas tepung biji sorgum di pasaran serta bisa menambah variasi produk dari olahan biji sorgum. Dengan menggunakan Mesin Pengayak Tepung Sorgum hasil tepung yang dihasilkan lebih baik dan halus sehingga produk olahan dari tepung biji sorgum akan lebih digemari karena hasilnya yang lebih lembut tekstur dan meningkatkan citra rasa.

Mesin Pengayak Tepung Sorgum menggunakan motor listrik 2860 rpm dengan daya ½ HP. Dan membutuhkan daya sebesar 0,21 kW dan Gaya sebesar 12,1Kgf untuk dapat menggerakkan mesin tersebut sehingga di perlukan daya motor perencanaan sebesar 0,279 kW supaya mesin dapat berjalan dengan baik.

Bahan poros yang digunakan adalah standart baja AISI 1117 kekuatan tarik sebesar 279 Mpa dengan panjang 300 mm, dan diameter 25mm atau lebih besar 2,1 inchi dari perencanaan.

Pasak yang digunakan dalam perencanaan ini adalah pasak datar segiempat dengan bahan pasak lebih rendah dari poros dengan standar baja dengan AISI 1117 dengan ketebalan pasak 3/4 inchi, lebar pasak 5 mm, panjang pasak 4 mm.

Bearing yang digunakan adalah *Pillow block bearing* dengan diameter dalam 25 mm dan didapatkan nilai  $C_0=7800$  Kgf dan  $C=14000$  Kgf. Dengan prediksi umur bearing A 232668566 jam kerja dan prediksi umur bearing B 13611111 jam kerja.

Setelah dilakukan percobaan menggunakan tepung yang masih kasar atau dari penggilingan yang tingkat kehalusannya masih 30 mesh, Kapasitas mesin pengayak tepung sorgum yang dihasilkan mencapai 36 kg/jam. Hal ini membuat mesin pengayak tepung sorgum mempunyai kinerja lebih efisien dan kapasitas yang lebih besar daripada ayakan manual. Hal tersebut didasari dari uji coba ayakan manual yang hanya dapat menghasilkan 15-20 kg/jam dikarenakan keterbatasan tenaga.



Akan tetapi, mesin pengayak tepung sorgum ini mempunyai kekurangan. Tepung hasil ayakan di mesh 200 terlalu halus sehingga mengurangi kapasitas dari mesin dan berdampak dari berkurangnya olahan dari produk biji sorgum. Untuk itu, mitra saya Pak Ramadhan Petani Sorgum di Jombang Jawa Timur menyarankan untuk saringan atas diganti 80 mesh dan saringan bawah diganti 120 mesh. Karena menurut beliau, hasil tepung ayakan 120 mesh sudah cukup halus dan bagus untuk dioleh menjadi aneka produk dari tepung sorgum.

## BAB V

### KESIMPULAN

#### 5.1 Kesimpulan

Berdasarkan hasil perhitungan yang telah dilakukan maka dapat disimpulkan bahwa :

1. Terciptanya Mesin Pengayak Tepung Sorgum dengan Sistem Gancang Memutar dan menghasilkan tepung dengan tingkat kehalusan 200 mesh, yaitu dengan kehalusan 200 mesh sesuai dengan permintaan mitra yaitu Pak Ramadhan asal Jombang
2. Mesin Pengayak Tepung Sorgum membutuhkan poros dengan diameter 25 mm dengan bahan poros baja AISI 1117 dan panjang poros 300 mm. Dimana perencanaan poros yang dihitung sebesar 6,8 mm.
  - Pasak yang direncanakan sebesar  $\frac{3}{4}$  in dengan tinggi pasak 4,68 mm dan lebar pasak 6,25 mm
  - Umur bearing yang direncanakan sebesar  
Bearing A = 232668566 jam kerja  
Bearing B = 13611111 jam kerja
3. Hasil dan Pembahasan Percobaan  
Setelah dilakukan percobaan menggunakan tepung yang masih kasar. Kapasitas mesin pengayak tepung sorgum yang dihasilkan mencapai 36 kg/jam.

## **5.2 Saran**

Dari proses pengujian mesin pengayak tepung sorgum yang telah dilakukan, maka ada beberapa saran

1. Disarankan menggunakan saringan ayakan 80-120 mesh untuk mendapatkan kapasitas yang lebih besar.
2. Diharapkan untuk pengembangan alat yang selanjutnya lebih memperhatikan material yang digunakan pada pembuatan rangka
3. Diharapkan untuk pengembangan tutup/cover dari Mesin Pengayak Tepung Sorgum, agar kondisi mesin, tepung yang diayak tetap terjaga kebesihannya
4. Disarankan penambahan alat pengunci pada kaki-kaki mesin. Apabila ketika mesin digunakan, tidak terlalu goyang/bergetar.

## DAFTAR PUSTAKA

- Reddy et al . (2007). The nomenclatur of *Sorghum bicolor* (L.) Moench (Gramineae)
- Sateria Angga, Yudo Eko, Zulfitriyanto, Sugiyarto, Melati Rina, Saputra E. Bima dan Naudal Ikhya. (2019). Rancang Bangun Mesin Pengayak Pasir Untuk Meningkatkan Produktivitas Pengayakan Pasir Pada Pekerja Bangunan.
- Elkhalifa dkk, . (2010). KARAKTERISTIK FISIKOKIMIA TEPUNG BIJI SORGHUM. *KARAKTERISTIK FISIKOKIMIA TEPUNG BIJI SORGHUM*.
- Fadlallah, O.E., El Tinay, A.H dan Babiker, E.E. (2010). Biochemical characteristics of sorghum flour fermented and/or supplemented with chickpea flour. *International Journal of Biological and Life Sciences*
- Etuk, E. B., Ifeduba, A.V., Okata, U.E., Chiaka, I., Okoli, Ifeanyi, C., Okeudo, N.J., Esonu, B.O., Udedibie, A.B.I. dan Moreki, J.C. (2012). Nutrient composition and feeding value of sorghum for livestock and poultry: a review. *Journal of Animal Science Advances* 2: 510 – 524
- Rahman, I.E.A. dan Osman, M.A.W. (2011). Effect of sorghum type (*Sorghum bicolor*) and traditional fermentation on tannins and phytic acid contents and trypsin inhibitor activity. *Journal of Food, Agriculture and Environment* 9: 163 – 166
- Dicko et al (2006) Sorghum grain as human food in Africa: relevance of content of starch and amylase activities
- Turmudi, E. 2003. Respons Pertumbuhan dan Hasil Tanaman Sorgum (*Sorghum bicolor* L. Moench) Terhadap Frekuensi dan Dosis Pupuk Nitrogen. Laporan Penelitian. Universitas Bengkulu.
- Hendroko, P. d. (2006). *Petunjuk Budi Daya Jarak Pagar*. Jakarta: Agromedia Pustaka.
- Maulana, I. (2018). Perancangan mesin pengayak tepung jagung sistem rotary UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH MALANG.
- Schons, P.F., Battestin, V. dan Macedo, G.A. (2012). Fermentation and enzyme treatments for sorghum. *Brazilian Journal of Microbiology* 43(1): 89 – 97.
- Suiraoaka, I. (2012). Penyakit Degeneratif: Mengenal, Mencegah dan Mengurangi Faktor Risiko 9 Penyakit Degeneratif (Pertama). Yogyakarta: Nuha Medika.
- Vogel, S. and M. Graham. (1979). *Sorghum and Millet: Food Production and Use*. Int. Dev. Res. Cent. Pub. IDRC, Canada.

# LAMPIRAN

## Lampiran Dimensi Bearing

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing

(  $C_o$  = 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														
			Width		Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing				
			B mm	C mm	$C_o$	$C$	$C_o$	$C$	$C_o$	$C$	$C_o$	$C$	$C_o$	$C$			
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 : Deuschmänn, 1975

Lampiran nilai Factor X dan Y Bearing

Bearing type	Inner ring		Single row		Double row				e	
	Rotating	Stationary	$F_a/VF_r > e$		$F_a/VF_r \leq e$		$F_a/VF_r > e$			
Deep groove ball bearing	$F_a/C_0$	V	V	X	Y	X	Y	X	Y	
	.014	1	1.2	0.56	2.30	1	0	0.56	2.30	.19
	.028				1.99				1.99	.22
	.056				1.71				1.71	.26
	.084				1.55				1.55	.28
	.11				1.45				1.45	.3
	.17				1.31				1.31	.34
	.28				1.15				1.15	.38
	.42				1.04				1.04	.42
.56				1.00				1.00	.44	
Angular contact ball bearing	20	1	1.2	.43	1.0	1	1.09	.70	1.63	.57
	25			.41	.87		.92	.67	1.44	.68
	30			.39	.76		.78	.63	1.24	.80
	35			.37	.66		.66	.60	1.07	.95
	40			.35	.57		.55	.57	.93	1.14
Self aligning ball bearing		1	1	.4	.4 cot $\alpha$	1	.42 cot $\alpha$	.65 cot $\alpha$	.65 cot $\alpha$	1.5 tan $\alpha$

Sumber : Deutschman, 1975

Lampiran service factor bearing

No	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

# Lampiran Satndar Baja

**TABLE 1-8**  
Mechanical properties of selected carbon and alloy steels (Cont.)

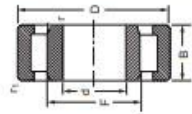
AISI <sup>a</sup> no.	UNS no.	Treatment	Austenitizing temperature		Tensile strength, $\sigma_u$		Yield strength, $\sigma_y$		Elongation in 50 mm (2 in), %	Reduction in area, %	Brinell hardness, $H_B$	Iod impact strength	
			°C	°F	MPa	kp/ks	MPa	kp/ks				J	ft-lbf
3140	G31400	Normalized Annealed	870	1600	891.5	129.3	599.8	87.0	19.7	57.3	262	53.6	39.5
			815	1500	689.5	100.0	422.6	61.3	24.5	50.8	197	46.4	34.2
4130	G41300	Normalized Annealed	870	1600	668.8	97.0	436.4	63.3	25.2	59.5	197	86.4	63.7
			865	1585	560.5	81.3	360.6	52.3	28.2	55.6	156	61.7	45.5
4150	G41500	Normalized Annealed	870	1600	1154.9	167.5	734.3	106.5	11.7	30.8	321	11.5	8.5
			815	1500	729.5	105.8	379.2	55.0	20.2	40.2	197	24.7	18.2
4320	G43200	Normalized Annealed	895	1640	792.9	115.0	464.0	67.1	20.8	50.7	235	72.9	53.8
			850	1560	579.2	84.0	609.5	61.6	29.0	58.4	163	109.8	81.0
4340	G43400	Normalized Annealed	870	1600	1279.0	185.5	861.8	125.0	12.2	36.3	363	15.9	11.7
			810	1490	744.6	108.0	472.3	68.5	22.0	49.9	217	51.1	37.7
4620	G46200	Normalized Annealed	900	1650	574.3	83.3	366.1	53.1	29.0	66.7	174	132.9	98.0
			855	1575	512.3	74.3	372.3	54.0	31.3	60.3	149	93.6	69.0
4820	G48200	Normalized Annealed	860	1580	750.0	109.5	484.7	70.3	24.0	59.2	229	109.8	81.0
			815	1500	681.2	98.8	464.0	67.3	22.3	58.8	197	92.9	68.5
5150	G51500	Normalized Annealed	870	1600	870.8	126.3	529.5	76.8	20.7	58.7	255	31.5	23.2
			825	1520	675.7	98.0	357.1	51.8	22.0	43.7	197	25.1	18.5
6150	G61500	Normalized Annealed	870	1600	939.8	136.3	615.7	89.3	21.8	61.0	269	35.5	26.2
			815	1500	667.4	96.8	412.3	59.8	23.0	48.4	197	27.4	20.2
8630	G86300	Normalized Annealed	870	1600	650.2	94.3	429.5	62.3	23.5	53.5	187	94.6	69.8
			845	1550	564.0	81.8	372.3	54.0	29.0	58.9	156	95.2	70.2
8740	G87400	Normalized Annealed	870	1600	929.4	134.8	606.7	88.0	16.0	47.9	269	17.6	13.0
			815	1500	695.0	100.8	415.8	60.3	22.2	46.4	201	40.0	29.5
9255	G92550	Normalized Annealed	900	1650	932.9	135.3	579.2	84.0	19.7	43.4	269	13.6	10.0
			845	1550	774.3	112.3	486.1	70.5	21.7	41.1	229	8.8	6.5
9310	G93100	Normalized Annealed	890	1630	906.7	131.5	570.9	82.8	18.8	58.1	269	119.3	88.0
			845	1550	820.5	119.0	439.9	63.8	17.3	42.1	241	78.6	58.0

<sup>a</sup> All grades are fine-grained except for those 1100 series, which are coarse-grained. Heat-treated specimens were oil-quenched unless otherwise indicated. Values tabulated were averaged and obtained from specimen 12.75 mm (0.505 in) in diameter which were machined from 25 mm (1 in); rounded gauge lengths were 50 mm (2 in). Source: ASM Metals Handbook, American Society for Metals, Metals Park, Ohio, 1988.

Lampiran Tabel C dan C0 Bearing

TABLE 23-74  
Cylindrical roller bearings—Dimensions Series NU23

Bearing No.	Dimensions, mm					Basic load rating capacity						Permissible speed, <sup>a</sup>		Mass FAG SKF	
	FAG					Static, C <sub>s</sub>			Dynamic, C			Kinematically			
	SKF	d	D	B	r <sub>1</sub>	F	KN	SKF	KN	N	rpm	rpm			
NU2304E	NU2304EC	20	52	21	1.1	0.6	27.5	39.0	38000	41.5	41300	4300	14000	11000	0.215
NU2305E	NU2305EC	25	62	24	1.1	1.1	34.0	56.0	55000	57.0	56100	6950	12000	9000	0.348
NU2306E	2306EC	30	72	27	1.1	1.1	40.5	75.0	75000	73.5	73700	9650	10000	8000	0.430
NU2307E	2307EC	35	80	31	1.5	1.1	46.2	98.0	98000	91.5	91300	12700	9000	7000	0.721
NU2308E	NU2308EC	40	90	33	1.5	1.5	52.0	120.0	120000	112.0	112000	15300	7500	6300	0.959
NU2309E	2309EC	45	100	36	1.5	1.5	58.5	153.0	153000	137.0	136000	20000	6700	5600	1.300
NU2310E	2310EC	50	110	40	2	2	65.0	186.0	186000	163.0	161000	24500	6300	5000	1.740
NU2311E	NU2311EC	55	120	43	2	2	70.5	228.0	232000	200.0	201000	30500	5600	4600	2.240
NU2312E	2312EC	60	130	46	2.1	2.1	77.0	260.0	265000	224.0	224000	34500	5000	4300	2.780
NU2313E	2313EC	65	140	48	2.1	2.1	82.5	285.0	290000	243.0	251000	35000	4800	4000	3.320
NU2314E	NU2314EC	70	150	51	2.1	2.1	89.0	325.0	325000	275.0	275000	41500	4500	3600	4.030
NU2315	2315	75	160	55	2.1	2.1	95.0	390.0	400000	325.0	330000	50000	4000	3400	4.93
NU2316	2316	80	170	58	2.1	2.1	101.0	425.0	440000	355.0	358000	55000	3800	3200	5.88
NU2317	NU2317EC	85	180	60	3	3	108.0	450.0	490000	365.0	396000	60000	3600	3000	6.57
NU2318	2318EC	90	190	64	3	3	113.5	530.0	540000	430.0	440000	65500	3400	2800	7.84
NU2319	2319EC	95	200	67	3	3	121.5	585.0	565000	455.0	468000	69000	3400	2600	9.21
NU2320	NU2320EC	100	215	73	3	3	127.5	720.0	735000	570.0	583000	85000	3200	2400	12.00
NU2322	2322EC	110	240	80	3	3	143.0	800.0	900000	630.0	682000	102000	2800	2000	16.80
NU2324	2324EC	120	260	86	3	3	154.0	1020.0	1040000	780.0	792000	116000	4300	1900	23.20
NU2326MI	NU2326EC	130	280	93	4	4	167.0	1220.0	1250000	915.0	935000	137000	3800	1800	26.10
NU2328MI	NU2328EC	140	300	102	4	4	180.0	1400.0	1430000	1020.0	1050000	150000	3600	1800	36.40
NU2330MI	2330EC	150	320	108	4	4	193.0	1600.0	1630000	1160.0	1190000	170000	3200	1700	43.90
NU2332MI	2332EC	160	340	114	4	4	204.0	1830.0	1860000	1320.0	1320000	190000	3000	1500	46.70
NU2334M	NU2334	170	360	120	4	4	220.0	1760.0	1800000	1220.0	1290000	180000	2900	1400	61.00
NU2336M	NU2336	180	380	126	5	4	232.0	2000.0	2040000	1370.0	1400000	204000	2800	1300	65.40
NU2338M	NU2338EC	190	400	132	5	5	245.0	2280.0	2550000	1500.0	1830000	236000	2800	1200	83.40
NU2340	NU2340EC	200	420	138	5	5	260.0	2280.0	2650000	1500.0	2050000	260000	2600	1200	95.70



<sup>a</sup> Oil lubrication.  
Source: 1. Extracted with permission from "FAG Rolling Bearings", Catalogue WL41520E1, 1995 Edition; FAG Precision Bearings Ltd., Manjesh, Vadodara, India.  
2. Courtesy: Extracted from SKF Rolling Bearings, Catalogue 400E, 1989, SKF Rolling Bearings India Ltd., Mumbai, India.



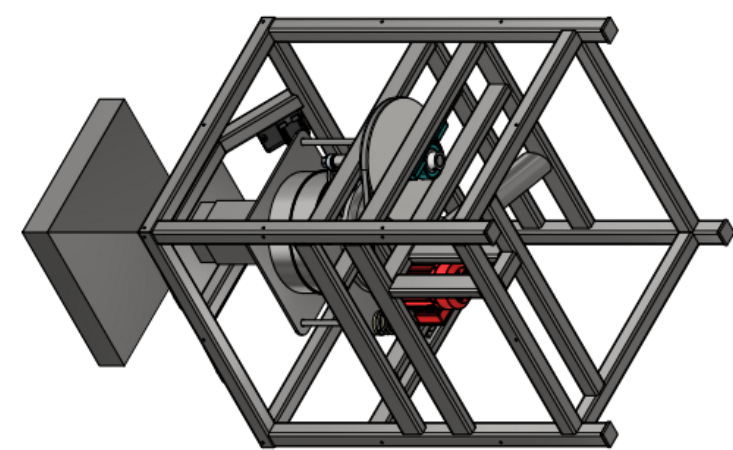
Lampiran Tabel Pasak

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $w^*$	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, $s$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $w^*$	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, $s$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $w^*$	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, $s$	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, $w^*$	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, $s$
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$1\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$2\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$\frac{3}{8}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.289	$2\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$3\frac{15}{16}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.517	$1\frac{9}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$2\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$1\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$2\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$4\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{3}{16}$	0.644	$1\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$4\frac{7}{16}$	1	3.881
$1\frac{1}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$2\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$4\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$1\frac{13}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.527	$2\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$4\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.042
$1\frac{5}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$1\frac{7}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$4\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$1\frac{15}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.655	$3\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$1\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$\frac{1}{2}$	1.718	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$5\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.782	$3\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$5\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$2\frac{1}{8}$	$\frac{1}{2}$	1.845	$3\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	4.803
$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$2\frac{3}{16}$	$\frac{1}{2}$	1.909	$3\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$5\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$2\frac{1}{4}$	$\frac{1}{2}$	1.972	$3\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$5\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$2\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$1\frac{1}{2}$	5.155

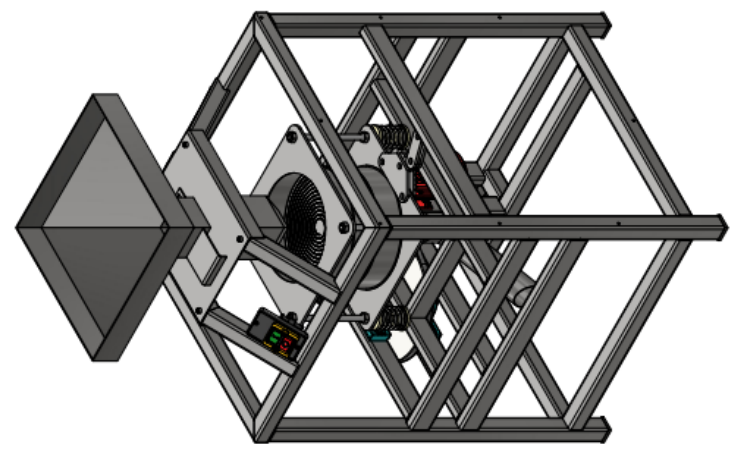
SOURCE: ASME, ANSI Standard B17.1-1967.

\*Tolerance on  $w$  is  $-0.0020$  in. for shafts  $\frac{1}{2}$  to  $1\frac{1}{4}$  in., inclusive;  $-0.0025$  in. for shafts  $1\frac{1}{4}$  to  $3\frac{1}{2}$  in., inclusive;  $-0.0030$  in. for shafts  $3\frac{1}{2}$  to 6 in., inclusive.

3D Isometric View



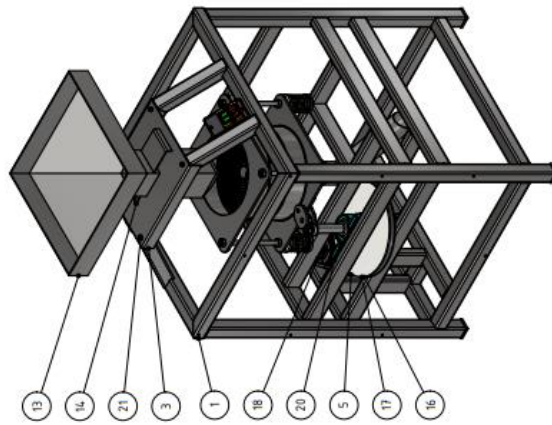
Back, Bottom, And Left Side View



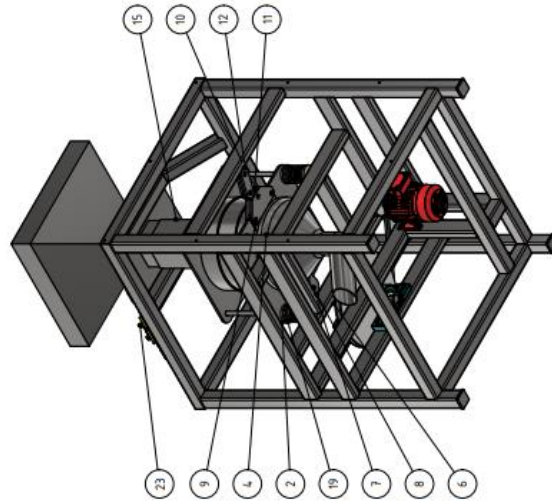
Front, Top, And Right Side View

Module :	PT. 190	Units :	mm
Name :	Mechanical Fabrication	Time :	2 Day
Project :	3D Isometric	Page :	7/6
		Scale :	1 : 6
		Sheet :	A3

Departemen Teknik Mesin Industri – FV ITS



3D Isometric



3D Isometric

Item	Quantity	Part Name	Description
23	1	Switch	
22	1	SD 4032 - M10	
21	1	SD 4032 - M10	
20	2	Hexagon nuts, d16 x 8	Hexagon nuts, d16 x 8 - Product grades A and B
19	2	Hexagon head Cap Screw	Hexagon head Cap Screw
18	4	Compress Springs	
17	1	Grooved Pulley2	
16	1	Grooved Pulley1	
15	1	V-Belt	
14	1	Extend Funnel	
13	1	Valve	
12	1	Support New	
11	1	Support Plate 3	
10	2	Slot Plate 2	
9	2	Support Plate	
8	2	Support Plate 2	
7	1	Ball Joint	
6	1	Shaft New	
5	1	Motor	
4	1	Support	
3	1	Cap Top	
2	1	Screws Mechanism Assy 11	
1	1	Frame	

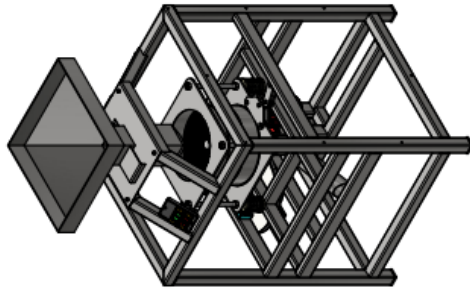
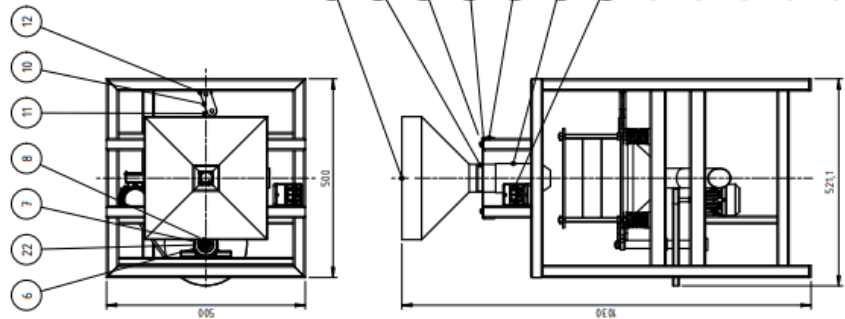
Departemen Teknik Mesin Industri – FV ITS

Module		Name	PT. TBO	Units	mm
Project		Time	2 Day	Page	2/6
		Scale	1 : 1	Sheet	A3

Mechanical Fabrication

3D Isometric View

### Sieving Flour Machine

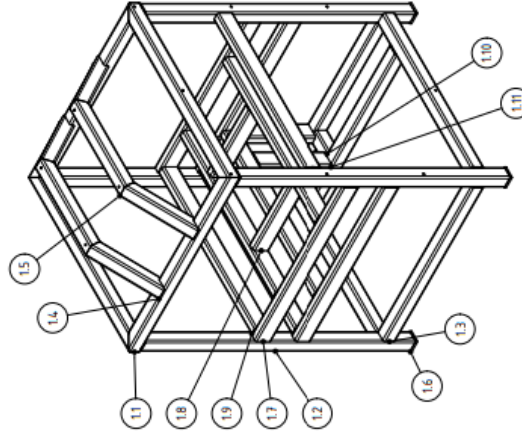
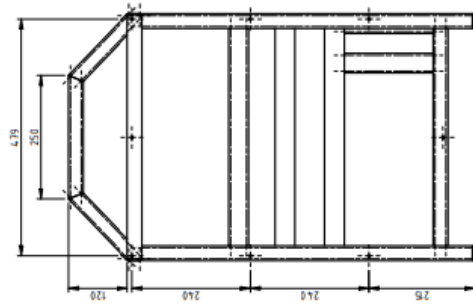
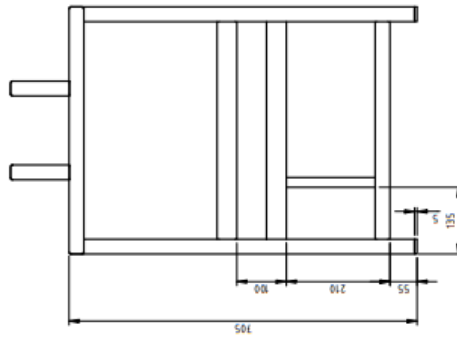
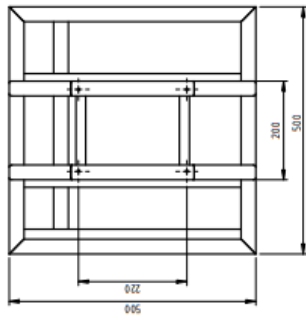


3D Isometric

Item	Quantity	Part Name	Description
23	1	Switch	
22	1	50 A332 - M10	Hexagon nuts, size 1 - Product grade: A and B
21	4	DIN 912 - M5 x 8	Cylindrical Head Cap Screw
20	2	LCP 25A	
19	4	Compress Spring1	
18	1	Grooved Pulley2	
17	1	Grooved Pulley1	
16	1	V-Belt	
15	1	Extend Funnel	
14	1	Valve	
13	1	Hopper New	
12	1	Support Plate 3	
11	1	SLOT PLATE 2	
10	1	SLOT PLATE 1	
9	2	Support Plate	
8	2	Support Plate 2	
7	1	Ball Joint	
6	1	Shaft New	
5	1	Motor	
4	4	Strapper	
3	1	Cap Top	
2	1	Sieving Mechanism Assy 11	
1	1	Frame	

Department Teknik Mesin Industri - FV ITS			
Module :	Mechanical Fabrication		
Project :	2D Assembly		
Name :	PT. TR0	Units :	mm
Time :	2 Day	Page :	3/6
Scale :	1 : 10	Sheet :	A3

### 1. Frame



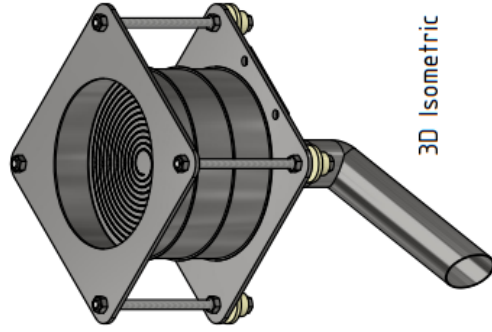
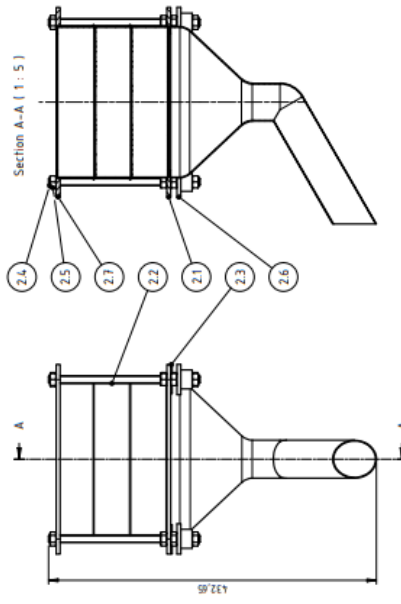
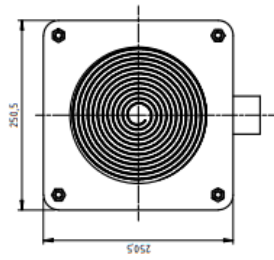
### 3D Isometric

Item	Quantity	Part Name	Description
1.11	2	ISO 4078 - 40x20x2 - 180	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections
1.10	1	ISO 4078 - 30x30x2 - 60	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections
1.9	5	ISO 4078 - 40x20x2 - 460	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections
1.8	2	ISO 4078 - 40x20x2 - 190	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections
1.7	5	ISO 4078 - 40x20x2 - 440	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections
1.6	4	Plate Sharp Corners (mm) 30 x 30 x 5	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections
1.5	2	ISO 4078 - 30x30x2 - 250	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections
1.4	4	ISO 4078 - 30x30x2 - 173,28	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections
1.3	5	ISO 4078 - 30x30x2 - 440	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections
1.2	4	ISO 4078 - 30x30x2 - 070	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections
1.1	1	ISO 4078 - 30x30x2 - 300	Structural steels - Cold-formed welded, structural hollow sections

### Departemen Teknik Mesin Industri - FV ITS

Name	: PT. TRD	Units	: mm
Time	: 2 Day	Page	: 4/6
Scale	: 1 : 1	Sheet	: A3
Mechanical Fabrication			
Working Drawing			

## 2. Sieving Mechanism Assy 1.1



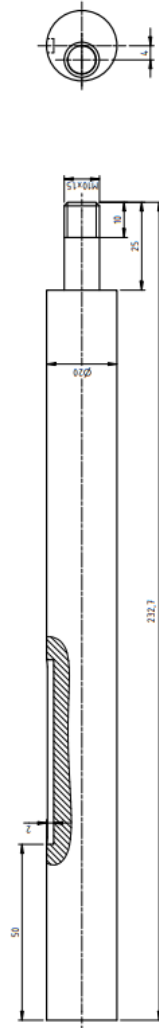
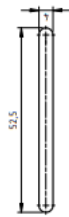
3D Isometric

Item	Quantity	Part Name	Description
2.7	1	Flange 1.1	
2.8	1	Support	
2.9	4	Support	
2.10	4	Support	
2.11	4	Support	
2.12	4	Support	
2.13	1	Funnel Bottom	
2.2	3	Sieving Funnel	
2.1	1	Flange	

Departemen Teknik Mesin Industri - FV ITS	
Module :	Name : PT. TRG Units : mm
Project :	Time : 2 Day Page : 5/6
	Scale : 1 : 5
	Sheet : A3

## 6. Shaft New



- General Notes:
1. Deburr All Sharp Edges 0.3x45° or R0.3
  2. Unspecified Chamfer 3x45°
  3. Unspecified Radii Or Fillet R6
  4. General Tolerance:
    - Dimensioned Surfaces Principle ISO 8185
    - Machining = ISO 2768 - mK
    - Geometrical Tolerance = ISO 1101
  5. Side Angle 1°
  6. Surface Roughness  $\sqrt{Ra 16}$

6	1	Shaft New	Part Name	Description
Item	Quantity			
<b>Departemen Teknik Mesin Industri - FV ITS</b>				
Module	Mechanical Fabrication			Name : PT. TRD
Project	Working Drawing			Time : 2 Day
				Page : 6/6
				Scale : 1:1
				Sheet : A3



## BIODATA PENULIS



Penulis bernama lengkap Aditya Pratama, lahir di Tuban, 7 Maret 1999. Merupakan anak pertama dari 2 bersaudara, yang beralamat di Jalan Mbah Mahbub Desa Kembangbilo RT 01 RW 06, Kecamatan Tuban, Kabupaten Tuban, Jawa Timur. Pendidikan pertama adalah SDN Kembangbilo 1 Tuban, SMPN 7 Tuban dan SMAN 4 Tuban. Setelah lulus, penulis diterima di Departemen Teknik Mesin Industri Prodi Konversi Energi Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 10211710013024.

Selama masa perkuliahan penulis pernah mengikuti beberapa kegiatan dan organisasi seperti menjadi Staf Ahli Departemen Minat dan Bakat HMDM-ITS Periode 2018-2019, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir Puslatpur Purboyo pada tahun 2017, LKMM Pra-TD ITS 2017. Penulis juga pernah melaksanakan Kerja Praktek di PT. Semen Indonesia Tbk Pabrik Tuban dan Magang di PT. Semen Indonesia Tbk Pabrik Tuban.