

# **LAPORAN TUGAS AKHIR**

**MILIK  
PERPUSTAKAAN  
ITN MALANG**

## **PERENCANAAN TRANSMISI MESIN PEMARUT GANYONG DENGAN KAPASITAS PRODUKSI 100 Kg/Jam**



**Disusun Sebagai Salah Satu Syarat Menyelesaikan Studi  
Pada Jurusan Teknik Mesin Diploma III  
Fakultas Teknologi Industri  
Institut Teknologi Nasional Malang**

**Disusun oleh:**

**Nama : Ribut Darmiko Setyawan  
NIM : 00.51.089**

**INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
JURUSAN TEKNIK MESIN D III**

**AGUSTUS 2005**

**LEMBAR PERSETUJUAN  
TUGAS AKHIR**

**PERENCANAAN  
TRANSMISI MESIN PEMARUT GANYONG DENGAN  
KAPASITAS PRODUKSI 100Kg/Jam**

**Di Susun Oleh :**

**Ribut Darmiko Setyawan**

**00.51.089**

Mengetahui  
Ketua Jurusan Teknik Mesin



**( Ir. Drs. Moch. Trisno, MT. )**  
NIP.: 130 936 652

Diperiksa/Disetujui  
Dosen pembimbing

**( Ir. Wawan Sujana, MT )**  
NIP.: 131 861 510 *JW*

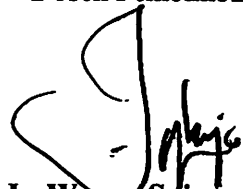
## LEMBAR ASISTENSI

Nama : Ribut Darmiko Setyawan  
NIM : 00.51.089  
Fakultas : Teknik Industri  
Dosen pembimbing : Ir. Wayan Sujana, MT  
Judul : Perencanaan Mekanis Transmisi Mesin Pamarut Bahan  
Tepung Ganyong  
Nilai : 90 (A)

No	Tanggal	Keterangan	Paraf
01	02 - 07 - 2005	Konsultasi proposal/ ACC proposal	
02	10 - 07 - 2005	Konsultasi BAB I	
03	23 - 07 - 2005	ACC BAB I, konsultasi BAB II	
04	25 - 07 - 2005	ACC BAB II, Konsultasi BAB III	
05	5 - 08 - 2005	ACC BAB III, Konsultasi BAB IV	
06	8 - 08 - 2005	ACC BAB IV	
07	10 - 8 - 2005	ACC Tugas Akhir	
08			

Malang, 05 September 2004

Dosen Pembimbing

  
Ir. Wayan Sujana, MT



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG  
**INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG**

**FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI**  
**FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN**  
**PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK**

T. BNI (PERSERO) MALANG  
BANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting), Fax. (0341) 553015 Malang 65145  
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

**KARTU BIMBINGAN TUGAS AKHIR**  
**FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI**

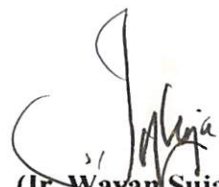
1. Nama Mahasiswa : Ribut Darmiko Setyawan
2. NIM / NIRM : 00.51.089 / 00.7.061.40011.05188
3. Jurusan : Teknik Mesin D III
4. Program Studi : Teknik Mesin
5. Judul Tugas Akhir : Perencanaan Transmisi Mesin Pamarut Ganyong Dengan  
Kapasitas Produksi 100 Kg/Jam
6. Pengajuan Tugas Akhir : 02 Juli 2005
7. Selesai Menulis Tugas Akhir : 10 Agustus 2005
8. Dosen Pembimbing : Ir. Wayan Sujana, MT.
9. Keterangan Nilai Bimbingan : 90.00 (A)

Mengetahui  
Dekan Fakultas Teknologi Industri



**(Ir. Mochtar Asroni, MSME)**  
NIP.: 101 81 000 36

Malang, 24 September 2005  
Dosen Pembimbing



**(Ir. Wayan Sujana, MT)**  
NIP.: 131 861 510





PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG  
**INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG**

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN  
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK

PT. BNI (PERSERO) MALANG  
BANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting), Fax. (0341) 553015 Malang 65145  
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417636 Fax. (0341) 417634 Malang

**BERITA ACARA UJIAN TUGAS AKHIR**  
**FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI**

Nama Mahasiswa : Ribus Darmiko Setyawan  
NIM / NIRM : 00.51.089 / 00.7.061.40011.05188  
Jurusan / Program Studi : Teknik Mesin Diploma Tiga (D III)  
Judul Tugas Akhir : Perencanaan Transmisi Mesin Pamarut Ganyong Dengan Kapasitas Produksi 100 Kg/Jam

Dipertahankan di Hadapan Team Penguji Ujian Tugas Akhir Jenjang Program Diploma Tiga (D III) Pada :

Hari / Tanggal : Rabu / 14 September 2005

Dengan Nilai / Hasil Ujian : 80.40

**PANITIA UJIAN TUGAS AKHIR**



**(Ir. Mochtar Asroni, MSME)**

**NIP.:101 81 000 36**

Sekretaris

**(Ir. Drs. Moch Trisno, MT)**

**NIP.: 130 936 652**

ANGGOTA

**(Ir. H. Widjatmoko, MT)**

**NIP.: 101 83 000 57**

**(Ir. Teguh Rahardjo, MT)**

**NIP.: 131 99 11 84**



PERKUMPULAN PENGELOLA PENDIDIKAN UMUM DAN TEKNOLOGI NASIONAL MALANG  
**INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG**

**FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN  
PROGRAM PASCASARJANA MAGISTER TEKNIK**

PT. BNI (PERSERO) MALANG  
BANK NIAGA MALANG

Kampus I : Jl. Bendungan Sigura-gura No. 2 Telp. (0341) 551431 (Hunting), Fax. (0341) 553015 Malang 65145  
Kampus II : Jl. Raya Karanglo, Km 2 Telp. (0341) 417638 Fax. (0341) 417634 Malang

Nomor : ITN-052/I.TA/8/05  
Lampiran : -----  
Perihal : *Bimbingan Tugas Akhir.*

Malang 5 Juli 2005

Kepada : Yth. Sdr/ Ir. I. Wayan Sujana, MT  
Dosen Institut Teknologi Nasional  
Di  
Malang.

Dengan hormat.

Sesuai dengan permohonan dan persetujuan Tugas Akhir untuk mahasiswa:

Nama : Ribut Darmiko Setyawan  
NIM : 0051089  
Semester : X (Sepuluh)  
Jurusan : Teknik Mesin Diploma Tiga (D. III)  
Fakultas : Teknologi Industri

Maka dengan ini pembimbingan Tugas Akhir tersebut kami serahkan sepenuhnya kepada 052saudara/i sebagai Dosen pembimbing Kesatu / kedua selama 1 (Satu) Semester, terhitung mulai tanggal 5 Juli s/d 5 Desember 2005

Adapun tugas tersebut untuk memenuhi persyaratan di dalam menempuh Ujian Tugas Akhir Diploma Tiga.

Demikian agar maklum, dan atas perhatian serta bantuannya kami ucapkan banyak terima kasih.

Jurusan Teknik Mesin Diploma Tiga (D. III)

Ketua

  
Ir. Drs. Moch. Trisno, MT  
NIP.: 130 936 652

Tembusan kepada Yth.:

1. Mahasiswa yang bersangkutan.
2. Arsip.

## ***ABSTRAKSI***

**Ribut Darmiko Setyawan, Perencanaan Transmisi Mesin Pamarut Ganyong Dengan Kapasitas Produksi 100 Kg/Jam. Jurusan Teknik Mesin Diploma III, Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Nasional Malang.**

Perencanaan Transmisi Mesin Pamarut Ganyong ini bertitik tolak pada kondisi dilapangan khususnya pada kawasan industri pamarut ganyong. Pada kawasan industri pamarut ganyong, dimana didalam penggunaan mesin pamarut banyak yang kurang efisien ataupun kurang mengerti secara langsung pengadaan mesin pamarut mana yang baik dan efisien yang dapat digunakan secara tepat dan efisien. Dengan terciptanya mesin pamarut ganyong ini, diharapkan pada lingkungan perindustrian untuk menggunakannya serta dapat memahami proses dari motor listrik sebagai tenaga penggeraknya.

Selain itu saya berharap pada kalangan luas mendapatkan solusi dan pengetahuan tentang mesin pamarut ini serta system dari motor listrik yang digunakan sebagai tenaga penggeraknya.

## *PERSEMBAHAN*

Puji syukur kehadirat Allah SWT, akan rahmad serta hidayahnya sehingga dapat terselesaikannya Tugas Akhir ini dengan tetap mengindahkan aturannya. Persembahan ini saya ucapkan kepada orang yang selama ini membantu saya dalam mengerjakan laporan tugas akhir ini, sebagai rasa terima kasih saya pada peran beliau dalam membantu saya selama ini.

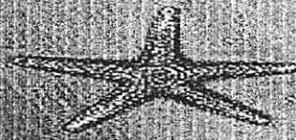
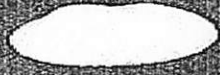
Yang pertama saya ucapkan kepada kedua orang tuaku tercinta, yang selalu melindungi, membimbing, mengajar ke arah yang benar, serta yang selalu mendoakan putranya yang tersayang ini. Kepada kakaku yang ada di Malang ini. Nuning, terima kasih atas bantuannya, kakaku Dewi dan keponakanku Sekar dan Bima yang lucu terima kasih atas dorongan dan bantuannya. Untuk yang tersayang + pacarku Ida terima kasih atas bantuan, dorongan dan cemberutnya sekaligus yang telah meminjamkan buku dari perpustakaan Brawijaya dan kasih sayangnya kepadaku. Teman-temanku di Malang (Ridwan ; terima kasih atas pinjaman bukunya, mengantarkan ke tempat yang membuat alat dan tumpangannya ; Iyong, Natal, Dotty, Ali, Farid, Tomi ; terima kasih atas doa dan dorongannya ; Mas Jhon ; terima kasih atas Scan-Scanannya yang telah menyecan gambar-gambar Tugas Akhirku).

Kepada semua yang namanya tersebut diatas, semoga mendapatkan berkah dan hidayahnya atas bantuannya.

Sekali lagi saya ucapkan banyak terima kasih kepada semuanya, Amin.



# MOLTO



*Asterias rubens*

terlihat seperti tumbuhan yang akan mati karena tidak ada akar

tersebut



tidak ada cangkang, sehingga bisa-cia hingga

terbentuk cangkang baru

halaman pengorbanan

panjang hidup bisa 50 tahun

hanya di air sendiri yang dapat menjangkau arah tujuan

hidup kira sendiri

hanya orang yang mempunyai hati bersih dan suci saja

yang dapat menyaksikan ujian hidup yang sangat lengkap

Tidak ada orang lain yang boleh

Kecuali kita sendiri selama kita masih ada di dalamnya



tidak ada apa-apa

Alam itu adalah

Berapa

apa saja

## **KATA PENGANTAR**

Segala Puja dan Puji syukur kami panjatkan kepada Allah SWT Tuhan semesta alam, atas Rahmat dan Hidayah-Nya sehingga penyusun dapat menyelesaikan Tugas Akhir dengan judul: “Perencanaan Mekanis Transmisi Mesin Pamarut Bahan Tepung Ganyong”. Sholawat serta salam tetap terlimpahkan kepada junjungan kita Nabi Besar Muhammad SAW.

Tujuan dari penyusunan laporan Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat untuk kelulusan mahasiswa yang menempuh studi di Institut Teknologi Nasional Malang.

Laporan tugas akhir ini terselesaikan berkat adanya semua pihak yang telah membantu penyusun. Oleh sebab itu dalam kesempatan ini penyusun tak lupa mengucapkan terima kasih yang tak terhingga atas bantuannya tersebut kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Abraham Lomi, MSEE selaku Rektor Institut Teknologi Nasional Malang
2. Bapak Ir. Mochtar Asroni, MSME selaku Dekan Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Nasional Malang.
3. Bapak Ir. Drs. Moch Trisno, MT selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Diploma III Institut Teknologi Nasional Malang
4. Bapak Ir. Wayan Sujana, MT selaku Dosen Pembimbing dalam penyusunan Tugas Akhir ini
5. Bapak Tim Penguji Laporan Tugas Akhir ini

6. Serta semua pihak baik secara langsung maupun tidak langsung yang turut membantu dalam penyusunan laporan Tugas Akhir ini.

Penyusun menyadari adanya keterbatasan, kemampuan, dan pengetahuan dalam mengerjakan laporan ini, sehingga tak lepas dari kesalahan dalam penyusunan laporan yang penyusun sadari maupun tidak, oleh sebab itu penyusun sangat mengharapkan adanya saran dan kritik yang bersifat membangun.

Akhir kata penyusun berharap semoga laporan ini dapat bermanfaat bagi penyusun khususnya serta semua pihak. Amin.

Malang, Juli 2005

Penyusun

## DAFTAR ISI

<b>LEMBAR PERSETUJUAN TUGAS AHKIR.....</b>	<b>i</b>
<b>LEMBAR ASISTENSI .....</b>	<b>ii</b>
<b>KARTU BIMBINGAN TUGAS AHKIR.....</b>	<b>iii</b>
<b>SURAT BIMBINGAN .....</b>	<b>iv</b>
<b>KATA PENGANTAR .....</b>	<b>v</b>
<b>DAFTAR ISI .....</b>	<b>vi</b>
<b>BAB I PENDAHULUAN</b>	
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Maksud dan Tujuan.....	2
1.3 Permasalahan.....	3
1.4 Batasan Masalah.....	4
1.5 Metode Penulisan .....	5
1.6 Sistematika Penulisan.....	5
<b>BAB II LANDASAN TEORI</b>	
2.1 Alat Pamarut Ganyong.....	7
2.1.1 Peralatan Konvensional.....	7
2.1.2 Alat Pamarut Yang Direncanakan.....	7
2.2 Bagian Utama Mesin Pamarut Ganyong Yang Direncanakan.....	11
2.2.1 Teori Dasar Poros.....	11
2.2.2 Teori Dasar Pasak .....	14
2.2.3 Teori Dasar Puli .....	18
2.2.4 Teori Dasar Transmisi Sabuk.....	19
2.2.5 Teori Dasar Bantalan.....	24
2.2.6 Teori Dasar Roda Gigi .....	28

## **BAB III PERHITUNGAN dan PERENCANAAN**

3.1 Sabuk (Belt) .....	37
3.1.1 Data Awal Perhitungan .....	37
3.1.2 Daya Rencana Yang Digunakan .....	37
3.1.3 Perbandingan Putaran Puli Motor dan Puli Besar.....	38
3.1.4 Kecepatan Linier Sabuk .....	38
3.1.5 Jarak Sumbu Poros .....	38
3.1.6 Panjang Sabuk.....	39
3.1.7 Sudut Kontak Puli Kecil.....	39
3.1.8 Gaya-gaya Yang Terjadi Pada Sabuk .....	40
3.1.9 Tegangan Sabuk.....	45
3.1.10 Tegangan Maksimum Sabuk.....	46
3.1.11 Umur Sabuk .....	46
3.1.12 Pengecekan Sabuk.....	47
3.2 Menentukan Kapasitas Mesin (Q).....	48
3.3 Puli .....	49
3.3.1 Diameter Luar Puli.....	49
3.3.2 Diameter Dalam Puli.....	50
3.3.3 Lebar Puli .....	50
3.3.4 Berat Puli.....	50
3.4 Poros.....	52
3.4.1 Data Awal Perhitungan .....	52
3.4.2 Daya Rencana.....	53
3.4.3 Momen Puntir Yang Terjadi .....	53
3.4.4 Tegangan Geser Yang Diijinkan.....	53
3.4.5 Diameter Poros.....	53
3.4.6 Berat Poros .....	54
3.4.7 Puli .....	55
3.5 Pasak .....	58
3.5.1 Tegangan Geser Yang Diijinkan.....	58
3.5.2 Besarnya Torsi .....	58



3.5.3	Besarnya Gaya Yang Terjadi .....	59
3.5.4	Panjang Pasak Yang Digunakan .....	59
3.5.5	Pengecekan Kekuatan Pasak .....	59
3.6	Bantalan.....	60
3.6.1	Beban Ekuivalen Dinamis.....	61
3.6.2	Faktor Kecepatan .....	61
3.6.3	Umur Bantalan .....	62
3.6.4	Umur Nominal Bantalan .....	62
3.6.5	Faktor Keandalan Umur Bantalan.....	62
3.6.6	Pengecekan Bantalan .....	62
3.7	Perencanaan Roda Gigi Penggerak dan Roda Gigi Diam.....	63
<b>BAB IV PENUTUP</b>		
4.1	Kesimpulan .....	69
4.2	Saran.....	74

#### **DAFTAR PUSTAKA**

#### **LAMPIRAN**

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Gambar Penampang Tampak Depan Mesin Pamarut Ganyong .....	8
Gambar 2.2	Gambar Penampang Tampak Samping Mesin Pamarut Ganyong .....	9
Gambar 2.3	Macam-macam pasak.....	15
Gambar 2.4	Gaya Geser Pada Pasak.....	16
Gambar 2.5	Konstruksi Puli.....	18
Gambar 2.6	Ukuran Penampang Sabuk – V .....	21
Gambar 2.7	Pemilihan Sabuk – V.....	21
Gambar 2.8	Konstruksi Sabuk V .....	22
Gambar 2.9	Jenis-jenis Bantalan Gelinding.....	25
Gambar 2.10	Roda Gigi Lurus.....	28
Gambar 2.11	Nama-nama Bagian Roda Gigi .....	29
Gambar 2.12	Diagram Pemilihan Modul Pada Roda Gigi Lurus .....	30
Gambar 3.1	Sabuk V Tipe A.....	37
Gambar 3.2	Gaya Tegang Pada Sabuk.....	41
Gambar 3.3	Gaya Vertikal Sabuk .....	43
Gambar 3.4	Gaya Horisontal Sabuk .....	44
Gambar 3.5	Puli Pada Motor Yang Direncanakan.....	51
Gambar 3.6	Puli Pada Mesin Yang Direncanakan.....	52
Gambar 3.7	Poros Yang Direncanakan.....	54
Gambar 3.8	Gaya-gaya yang bekerja Pada Poros.....	55
Gambar 3.9	Momen Lentur Gabungan .....	58
Gambar 3.10	Pasak Yang Direncanakan.....	60
Gambar 3.11	Bantalan Pada Poros Yang Direncanakan.....	63
Gambar 3.12	Garis Tekanan, Sudut Datang, dan Sudut Undur .....	67

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Faktor Koreksi Daya .....	13
Tabel 2.2	Harga Faktor Keandalan .....	27
Tabel 2.3	Tegangan Lentur yang diijinkan $\sigma$ Pada Roda Gigi .....	32
Tabel 2.4	Faktor Tegangan Kontak Pada Bahan Roda Gigi .....	33
Tabel 2.5	Faktor Tegangan Kontak Pada Bahan Roda Gigi .....	34
Tabel 2.6	Faktor Bentuk Gigi.....	35

# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Seiring dengan perkembangan jaman yang semakin maju, maka manusia akan cenderung mencari kemudahan-kemudahan dalam berbagai hal dalam artian yang positif. Salah satu didalamnya adalah pengusaha tepung yang membutuhkan suatu cara yang dapat meringankan pekerjaan mereka dalam berwirausaha. Tanaman yang biasanya digunakan untuk makanan. Salah satu jenis dari tanaman ubi-ubian adalah ganyong.

Dewasa ini ilmu pengetahuan dan teknologi sudah berkembang dengan sangat pesat. Ini dibuktikan dengan adanya penemuan-penemuan baru dengan kecanggihan teknologi yang luar biasa. Alat-alat yang ditemukan ini sangat berguna bagi kehidupan manusia karena bisa memudahkan pekerjaan manusia. Kalau dulunya suatu pekerjaan harus dikerjakan secara manual menggunakan tenaga manusia, sekarang pekerjaan tersebut bisa dikerjakan dengan mesin yang ditambah automatisasi, sehingga manusia hanya berfungsi sebagai pemrogram dan pengontrol saja.

Demikian juga didunia industri. Dengan diciptakannya alat-alat produksi yang baru pekerjaan proses produksi menjadi lebih mudah dan cepat, dengan hasil yang kualitasnya lebih baik dari pada yang dikerjakan secara manual itulah sebabnya didunia industri perlu diterapkan perkembangan teknologi yang ada,

apalagi di Indonesia, sebagai negara yang sedang berkembang ke arah kemajuan, harus selalu mengikuti perkembangan teknologi dan ilmu pengetahuan dari negara-negara yang sudah lebih maju, dan mencoba untuk mengaplikasikannya dalam dunia industri. Untuk bisa melakukan hal ini harus didukung dengan adanya tenaga sumber daya manusia yang memadai, yang punya kemampuan untuk melihat masalah yang timbul dalam dunia industri dan kemudian berusaha mencari pemecahannya atau jalan keluarnya dengan menggali ilmu pengetahuan yang ada.

Berangkat dari masalah tersebut diatas, Institut Teknologi Nasional Malang sebagai salah satu lembaga pendidikan di Indonesia diharapkan bisa menjadi pencetak tenaga kerja manusia yang mempunyai kemampuan dan ketrampilan kerja yang bisa berperan dalam program pembangunan nasional sesuai dengan bidangnya masing-masing. Untuk itulah sebagai syarat kelulusan mahasiswa diminta untuk membuat tugas akhir yang bisa diterapkan dalam dunia kerja/industri. Maka selaku mahasiswa kami mengambil tugas akhir dengan judul “PERENCANAAN TRANSMISI MESIN PEMARUT GANYONG DENGAN KAPASITAS PRODUKSI 100 KG/JAM”, dengan harapan menjadi alternatif baru dibidang teknologi tepat guna yang bisa bermanfaat bagi industri-industri kecil di Indonesia.

## **1.2 Maksud dan Tujuan**

Maksud dari penyusunan tugas akhir ini adalah untuk merancang dan membuat alat/mesin yang berguna bagi industri kecil, terutama industri dan



menengah yang bergerak dalam pembuatan tepung, yakni alat untuk memarut bahan tepung ganyong. Adapun tujuannya adalah sebagai berikut :

- a. Memenuhi syarat kelulusan pada jurusan Teknik Mesin D III di Institut Teknologi Nasional Malang.
- b. Penerapan ilmu yang diterima dibangku kuliah didunia kerja yang sebenarnya.
- c. Pemanfaatan teknologi tepat guna.
- d. Membantu memecahkan masalah yang dihadapi industri kecil yang memproduksi tepung dengan skala besar. Dengan alat yang dibuat diharapkan dapat meningkatkan efisiensi kerja, kualitas dan kuantitas produksi sehingga derajat dan taraf industri kecil tepung ikut meningkat atau membaik.

### **1.3 Permasalahan**

Selama ini pembuatan tepung masih dilakukan dengan cara manual, yaitu menggunakan tenaga manusia. Cara ini kurang efisien karena membutuhkan waktu yang lama dan tenaga kerja yang banyak, serta hasil produksi yang kuantitasnya tidak dapat memenuhi kebutuhan konsumen. Ada juga perusahaan-perusahaan besar yang menggunakan peralatan modern dengan teknologi yang serba canggih, akan tetapi alat tersebut tentu harganya mahal sehingga tidak dapat dijangkau oleh kalangan industri kecil.

Berdasarkan keadaan di atas timbul pemikiran bagaimana menciptakan alat pembuat tepung yang efisien, praktis namun dapat dijangkau oleh kalangan

industri kecil sehingga dapat meningkatkan produktifitas untuk memenuhi kebutuhan konsumen.

#### **1.4 Batasan Masalah**

Dalam perencanaan dan pembuatan mesin pamarut ganyong dengan penggerak motor listrik menggunakan mekanisme pamarut terbagi dalam tiga pokok bahasan yaitu:

1. Perencanaan mekanisme penggerak
2. Perencanaan konstruksi pemeran
3. Perencanaan konstruksi body

Dari tiga pokok bahasan di atas, penulis mengambil pokok bahasan yang pertama yaitu perencanaan mekanisme penggerak. Agar pembahasan bisa lebih fokus dan tidak melebar, penyusun membatasi hal-hal yang akan dibahas sebagai berikut:

1. Perhitungan perencanaan poros
2. Perhitungan perencanaan bantalan
3. Perhitungan perencanaan puli
4. Perhitungan perencanaan transmisi sabuk
5. Perhitungan perencanaan pasak
6. Perhitungan perencanaan roda gigi

## **1.5 Metode Penulisan**

Dalam penyusunan Laporan Tugas Akhir ini, penulis mengacu pada :

a) **Metode literatur**

Merupakan suatu cara pengumpulan data berdasarkan data dari buku-buku atau referensi yang memuat gambaran umum mengenai permasalahan yang dihadapi serta analisa teknisnya dan mengkaji teori serta rumusan yang berkaitan dengan masalah.

b) **Metode Observasi**

Merupakan suatu cara pengambilan data kepada para ahli teknik. Dalam hal ini dilakukan melalui dosen pembimbing serta orang-orang yang telah berpengalaman dalam hal perancangan teknik.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

### **BAB I PENDAHULUAN**

Berisi tentang latar belakang, tujuan penulisan, permasalahan, batasan masalah, metodologi penulisan, dan sistematika penulisan.

### **BAB II LANDASAN TEORI**

Berisi dasar-dasar teori yang akan dijadikan bahan referensi dan sebagai bahan dasar perencanaan mekanisme alat pamarut ganyong.

### **BAB III PERHITUNGAN DAN PERENCANAAN**

Berisi tentang perhitungan dan perencanaan mekanisme alat pamarut ganyong dengan penggerak motor listrik.

#### BAB IV PENUTUP

Pada bab ini berisikan kesimpulan dan saran yang diambil dari laporan yang dibahas oleh penulis pada bab-bab sebelumnya.

## **BAB II**

### **LANDASAN TEORI**

#### **2.1 Alat Pamarut Ganyong**

##### **2.1.1 Peralatan konvensional**

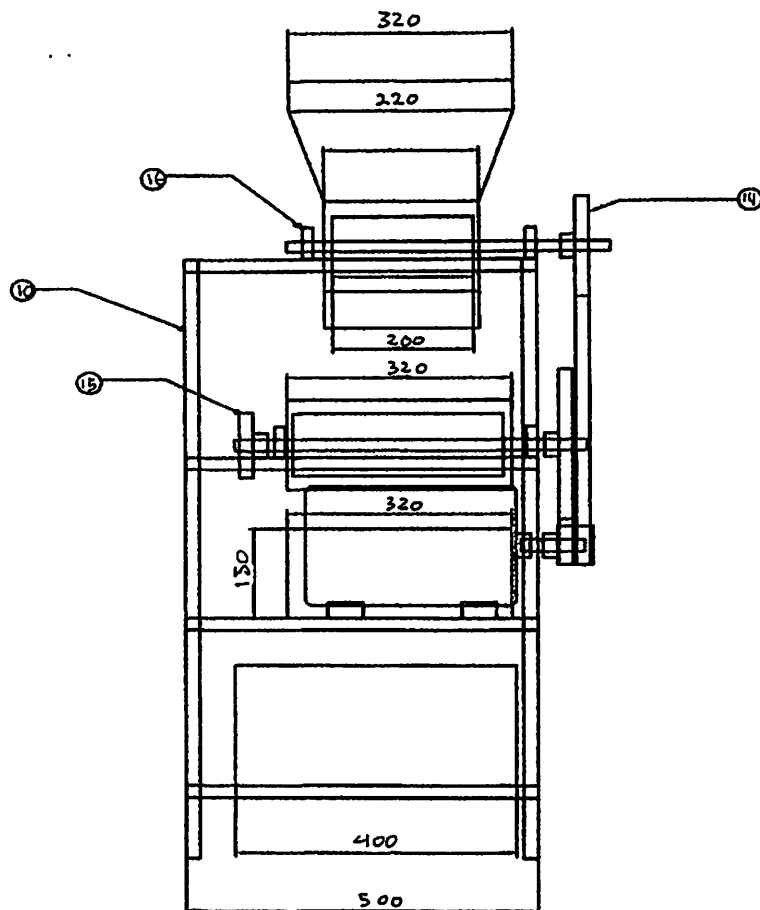
Pada umumnya tepung ganyong hanya diproduksi secara manual, di banyak perusahaan kecil yang masih tradisional pengambilan sari ganyong masih menggunakan alat-alat yang sangat sederhana, antara lain ; Pisau, parut, tempat untuk menumbuk beserta penumbuknya, penyaring untuk menyaring hasil dari ganyong tersebut. Adapun yang telah menggunakan alat pamarut namun untuk tenaga putar dari alat pamarut tersebut masih menggunakan tenaga manusia begitu juga cara menyaring hasil parutan ganyong tersebut masih menggunakan jemari tangan.

##### **2.1.2 Alat pamarut yang direncanakan**

Pengambilan sari ganyong secara manual tentu saja menghambat perkembangan usaha karena banyak kelemahan yang didapat, terutama adalah membutuhkan waktu yang lama, produktifitas rendah, ongkos produksi semakin mahal untuk produksi masal. Salah cara untuk memecahkan permasalahan tersebut adalah menggunakan peralatan mekanis transmisi yang dapat bekerja secara cepat, tepat serta harganya relatif murah dan terjangkau oleh pengusaha menengah kebawah. Berdasarkan kekurangan yang ada baik itu secara manual maupun pamarut dengan tenaga manusia, penyusun mencoba merencanakan dan







Gambar 2.2 Gambar Penampang Tampak Samping Mesin Pamarut Ganyong

Keterangan :

- |                    |                            |                           |
|--------------------|----------------------------|---------------------------|
| 1. Corong masuk    | 7. Bak/kotak pemeras       | 13. Puli motor            |
| 2. Poros pamarut   | 8. Penyaring/saringan      | 14. Puli pamarut          |
| 3. Corong keluar   | 9. Bak penampung           | 15. Roda gigi             |
| 4. Poros 1 pemeras | 10. Kerangka mesin pamarut | 16. Bantalan atau Bearing |
| 5. Poros 2 pemeras | 11. Sabuk 'V'              |                           |
| 6. Puli pemeras    | 12. Motor                  |                           |

Adapun spesifikasi data dari mesin pamarut ganyong adalah sebagai berikut :

1. Daya motor 0,5 HP
2. Putaran motor 1400 rpm
3. Putaran mesin 300 rpm

Cara kerja dari alat tersebut adalah sebagai berikut :

Prinsip kerja dari mesin pamarut ganyong ini adalah ganyong dibersihkan dulu menggunakan air, kemudian ganyong yang sudah dibersihkan dimasukkan ke dalam corong masuk. Akibat berputarnya poros bergigi maka ganyong akan tergilas dan tertekan untuk selanjutnya hasil gilasan terpotong secara lembut dan keluar melalui celah antara parutan dan saringan potong. Selanjutnya hasil ganyong yang telah lembut jatuh ke dalam rol pemeras. Karena rol pemeras penuh oleh ganyong, maka ganyong akan berputar sehingga sarinya keluar lewat saringan dan airnya masuk ke dalam bak penampung.

Keuntungan dari alat ini adalah:

1. Biaya yang dikeluarkan untuk pembuatan alat ini relative murah sehingga dapat dijangkau oleh kalangan menengah ke bawah dengan tujuan menciptakan lapangan pekerjaan (home industri).
2. Meningkatkan produktifitas, efisiensi waktu dalam pembuatan tepung ganyong.
3. Cerobong keluar terdiri dari satu bagian yaitu untuk keluarnya tepung ganyong.
4. Dengan daya yang lebih ringan dan torsi yang besar, maka putaran dapat direncanakan sedikit lebih tinggi. Hal ini akan mengakibatkan kapasitas produksi meningkat.

## **2.2 Bagian Utama Mesin Pamarut Ganyong yang direncanakan**

Secara umum mesin pamarut ganyong ini terdiri dari pully, sabuk, poros, pasak, bantalan, corong, motor penggerak, rangka, saringan, saluran keluar, roda gigi.

### **2.2.1 Teori dasar poros**

Poros adalah sebuah elemen mesin yang digunakan untuk memindahkan tenaga dari suatu tempat ke tempat lain. Poros sendiri merupakan salah satu bagian yang terpenting dalam mesin, jadi bagian-bagian mesin yang sudah dirakit atau terpasang ini tidak terlepas dari komponen poros. Poros itu sendiri mempunyai peran untuk meneruskan daya, jadi peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros (Sularso,1997:1).

#### **2.2.1.1 Macam-macam poros**

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut perbedaannya sebagai berikut :

a. Poros transmisi

Poros ini berfungsi untuk memindahkan tenaga dari sumbernya ke bagian yang lain yang menyerap tenaga tersebut.

b. Poros mesin

Bentuk poros ini adalah sebuah bagian integral dari mesin itu sendiri.

#### **2.2.1.2 Bahan poros**

Bahan untuk poros umumnya dibuat dari baja lunak. Ketika kekuatan tinggi dibutuhkan, maka paduan baja seperti nikel, nikel kromium, atau baja krom-vanadium digunakan.

Pada poros umumnya dibentuk pada proses pengerolan panas dan finishing. Untuk membentuk ukuran yang diinginkan, dilakukan dengan penarikan dingin atau penyetelan dan penggerindaan. Poros yang dirol dingin lebih kuat daripada poros yang dirol panas tetapi mengakibatkan munculnya tegangan sisa. Tegangan sisi dapat mengakibatkan distorsi pada poros ketika dipakai pada proses permesinan. Untuk poros yang ukurannya lebih besar, biasanya ditempa dan dibubut sesuai dengan ukuran yang dibutuhkan. Didalam perencanaan poros yang baik tidak dianjurkan untuk memilih baja atas dasar klasifikasi yang terlalu umum, sebaiknya pemilihan dilakukan atas dasar standart-standart yang ada.

### **2.2.1.3 Poros dengan beban puntir**

Perencanaan sebuah poros yang mendapat pembebanan utama berupa torsi, seperti pada poros motor dengan buah kopling. Jika diketahui bahwa poros yang akan direncanakan tidak mendapat beban lain kecuali torsi, maka diameter poros tersebut dapat lebih kecil dari yang dibayangkan. Meskipun demikian diperkirakan akan juga terjadi pembebanan berupa kelenturan, tarikan, dan tarikan.

Daya yang besar pada sebuah motor mungkin diperlukan pada saat start, atau mungkin beban yang besar terus bekerja setelah start. Dengan demikian sering kali diperlukan koreksi pada daya rata-rata yang diperlukan dengan menggunakan faktor koreksi pada perencanaan. Sehingga daya rencana ( $P_d$ ) dapat dirumuskan sebagai berikut:

$$P_d = F_c \cdot P \text{ (KW)} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:7})$$

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

Tabel 2.1 faktor koreksi daya (Sularso,1997:7)

Jika daya yang diberikan dalam daya kuda (PK), maka harus dikalikan dengan 0,735 untuk mendapatkan daya dalam satuan (KW). Sedangkan momen puntir timbul karena putaran dari poros daya yang ditransmisikan. Sehingga besarnya momen rencana (T) adalah:

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \text{ (Kg. Mm) .....(Sularso,1997:7)}$$

Tegangan geser yang diijinkan  $\tau_a$  (Kg / mm<sup>2</sup>) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh atas dasar beberapa hal:

- Kelelahan puntir
- Pengaruh massa dan baja paduan, faktor ini dinyatakan dengan ( $Sf_1$ ).
- Pengaruh alur pasak dan kekerasan permukaan, faktor ini dinyatakan dengan ( $Sf_2$ ) dengan harga sebesar 1,3 – 3,0. Sehingga besarnya tegangan geser ijin ( $\tau_a$ ) dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \text{ (Kg/mm}^2\text{) .....(Sularso,1997:8)}$$

dimana:

$\tau_a$  = tegangan geser ijin (Kg / mm<sup>2</sup>)

$\sigma_b$  = kekutan tarik bahan (Kg / mm<sup>2</sup>).

#### **2.2.1.4 Poros dengan beban berfluktuasi**

Poros selalu mendapat beban torsi dan momen bending konstan, namun dalam praktik yang sebenarnya poros mendapat torsi dan momen bending secara berulang (berfluktuasi), oleh karena itu harus memperhatikan faktor-faktor kombinasi tumbukan atau kejutan dengan kelelahan dalam menghitung momen torsi (T) dan momen bending (M).

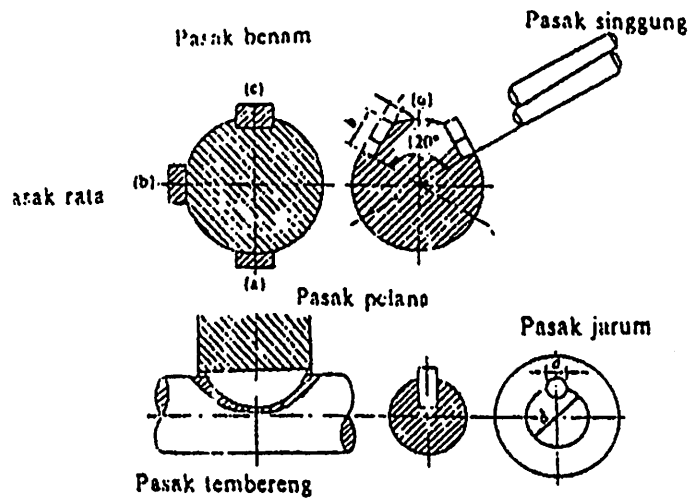
Pemeriksaan pada tegangan geser yang perlu diperhatikan adalah bahwa besarnya harga tegangan geser maksimum ( $\tau$  maks) yang terjadi harus lebih kecil dari tegangan geser ijin ( $\tau_a$ ).

### **2.2.2 Teori dasar pasak**

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk mengikat dan meneruskan momen putar pada bagian-bagian mesin seperti pully, roda gigi dan kopling. Sebab dengan pasak ini merupakan cara yang paling aman untuk meneruskan momen puntir dan tidak akan terjadi selip pada bagian yang berputar (poros) dengan bagian lain seperti pully, roda gigi, kopling dan sebagainya (Sularso, 1997:23).

#### **2.2.2.1 Macam-macam pasak**

Pasak pada umumnya dapat digolongkan atas beberapa macam sebagai berikut : menurut letaknya pada poros dapat dibedakan atas pasak pelana, pasak rata, pasak benam dan pasak singgung, yang umumnya berpenampang segi empat.



Gambar 2.3 Macam macam pasak (Sularso, 1997:24)

Jenis pasak yang dipakai pada mesin pamarut bahan tepung ganyong adalah pasak yang berbentuk rata.

#### 2.2.2.2 Hal-hal penting dalam perencanaan pasak

Dalam perencanaan pasak ini hal-hal yang akan diperhitungkan untuk mendapatkan pasak yang tepat adalah :

- a. Gaya tangensial ( $F_t$ )

$$F_t = \frac{T}{ds/2} \text{ (kg)} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:25})$$

Dimana :

$T$  = Momen torsi rencana (Kg.mm)

$ds$  = diameter poros (mm)



b. Tegangan geser pasak ( $\tau_k$ )

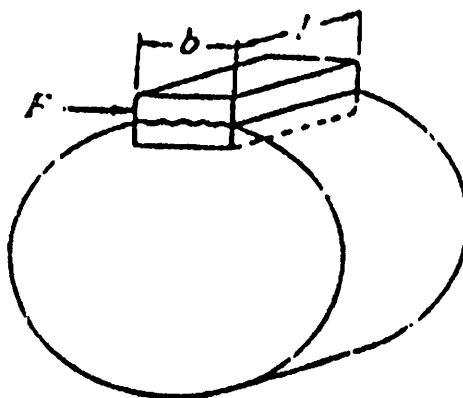
Tegangan yang bekerja pada penampang  $b.l$  ( $\text{mm}^2$ ) ditimbulkan oleh gaya  $F_t$  (Kg), sehingga :

$$\tau_k = \frac{F_t}{b.l} \text{ (Kg / mm}^2\text{)} \dots\dots\dots\text{(Sularso, 1997:25)}$$

Dimana :

$b$  = Lebar pasak (mm)

$l$  = Panjang pasak (mm)



Gambar 2.4 Gaya geser pada pasak (Sularso, 1997:25)

c. Panjang pasak ( $l$ )

Dari tegangan geser yang diijinkan  $\tau_{ka}$  ( $\text{Kg / mm}^2$ ), panjang pasak  $l$  (mm) dapat diperoleh dari :

$$l \geq \frac{F_t}{\tau_{ka} \cdot b} \text{ (mm)} \dots\dots\dots\text{(Sularso, 1997:25)}$$

Sedangkan untuk tegangan geser yang diijinkan  $\tau_{ka}$  itu sendiri dapat diperoleh dengan rumus sebagai berikut :

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_b}{Sfk_1 \cdot Sfk_2} \text{ (Kg / mm}^2\text{)} \dots\dots\dots\text{(Sularso, 1997:25)}$$

Dimana :

$\sigma_b$  = Tegangan tarik (Kg / mm<sup>2</sup>)

$Sfk_1$  = Harga yang diambil (6)

$Sfk_2$  = Untuk beban yang dikenakan dengan berlahan-lahan (1 sampai 1,5),  
untuk beban dengan tumbukan ringan (1,5 - 3), dan untuk  
pembebanan dengan tumbukan tiba-tiba (2 - 5).

g. Tekanan permukaan (P)

Untuk menghindari kerusakan bidang samping pasak akibat tekanan bidang maka diperhitungkan tekanan dalam satuan (Kg mm<sup>2</sup>)

$$P = \frac{F_i}{l(t_1 \text{ atau } t_2)} \text{ (Kg / mm}^2\text{)} \dots\dots\dots\text{(Sularso, 1997:27)}$$

Dimana :

$t_1$  = kedalaman alur pasak pada poros (mm)

$t_2$  = kedalaman alur pasak pada naf (mm)

Dari harga tekanan permukaan yang diijinkan  $P_a$  sebesar 8 (Kg / mm<sup>2</sup>) untuk diameter kecil dan 10 (Kg / mm<sup>2</sup>) untuk poros dengan diameter besar. Sehingga panjang pasak yang diperlukan dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$P \geq \frac{F_i}{l(t_1 \text{ atau } t_2)} \text{ (Kg / mm}^2\text{)} \dots\dots\dots\text{(Sularso, 1997:27)}$$

Dimana :

$l$  = panjang pasak antara 0,75 sampai 1,5 dari diameter poros.

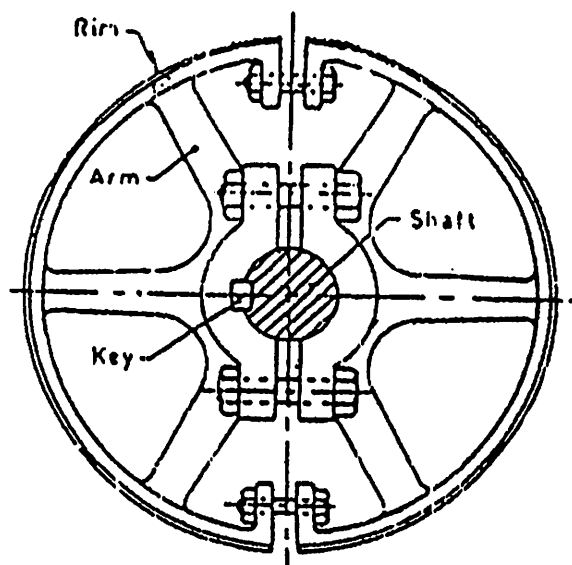
### 2.2.3 Teori dasar puli

Seperti kita ketahui bahwa puli berfungsi untuk meneruskan putaran dari poros yang satu ke poros yang lain. Sebagai alat bantu adalah menggunakan sabuk (*belt*), pada konstruksi puli dapat dihubungkan melalui pengikat baut di dua bagian puli dan ada yang melalui pengecoran satu sama lainnya. Diameter luar puli digunakan untuk alur sabuk dan diameter dalam untuk pemasangan pada poros. (Khurmi, R.S., 1980:691)

#### 2.2.3.1 Jenis-jenis dari konstruksi puli

Konstruksi dari puli dapat dibedakan menjadi tiga jenis yaitu :

- a. Jenis alur puli
- b. Jenis tingkat puli
- c. Jenis pengunci puli



Gambar 2.5 Konstruksi puli (Khurmi,R.S., 1980:692)

### 2.2.3.2 Hal-hal penting dalam perencanaan puli

Dalam perencanaan konstruksi puli pada transmisi mesin pamarut bahan tepung ganyong, ada beberapa perhitungan dimensi puli. Dalam melakukan perhitungan tersebut penulis mengambil data-data perencanaan yang didapat dari analisa benda kerja. Data-data tersebut meliputi :

- a. Diameter puli motor ( $d_1$ )
- b. Diameter puli pada poros ( $d_2$ )
- c. Putaran motor ( $n_1$ )
- d. Putaran poros ( $n_2$ )

### 2.2.4 Teori dasar transmisi sabuk

Yang dimaksud dengan transmisi yaitu suatu mekanisme yang dipergunakan untuk memindahkan gerakan elemen mesin yang satu ke gerakan elemen mesin yang kedua serta poros yang kedua (yang digerakkan) kebanyakan akan memperoleh jumlah perputaran yang lain dari pada poros yang pertama (yang menggerakkan).

Pada dasarnya transmisi digolongkan menjadi menjadi tiga, yaitu :

- a. Roda gigi

Jika dua buah roda bergigi berbentuk silinder maupun kerucut yang saling bersinggungan pada kelilingnya sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi-gigi kedua roda yang saling berkaitan dan bila salah satu diputar maka yang lain akan ikut berputar pula. Alat yang menggunakan cara kerja semacam ini untuk mentransmisikan daya disebut roda gigi. Transmisi

roda gigi mempunyai keunggulan dibandingkan dengan sabuk atau rantai karena lebih ringkas, putaran lebih tinggi dan tepat, serta daya lebih besar namun dalam pembuatan, pemasangan, maupun pemeliharaannya memerlukan ketelitian yang tinggi disamping cara yang lain.

b. Rantai

Rantai transmisi daya biasanya dipergunakan dimana jarak poros lebih besar dari pada transmisi roda gigi tapi lebih pendek dari pada transmisi sabuk. Rantai mengait pada gigi sproket dan meneruskan daya tanpa slip, jadi menjamin perbandingan putaran yang tepat. Rantai sebagai transmisi mempunyai keuntungan-keuntungan sebagai berikut : mampu meneruskan daya yang besar karena kekuatannya besar, tidak memerlukan tegangan awal, keausan kecil pada bantalan, dan mudah memasangnya. Karena keuntungan tersebut rantai mempunyai keuntungan yang luas seperti halnya roda gigi dan sabuk. Di sisi lain rantai mempunyai beberapa kekurangan, yaitu: suara dan getaran karena tumbukan antara rantai dan dasar kaki gigi sproket, perpanjangan rantai karena keausan pena dan bus yang diakibatkan oleh gesekan dengan sproket.

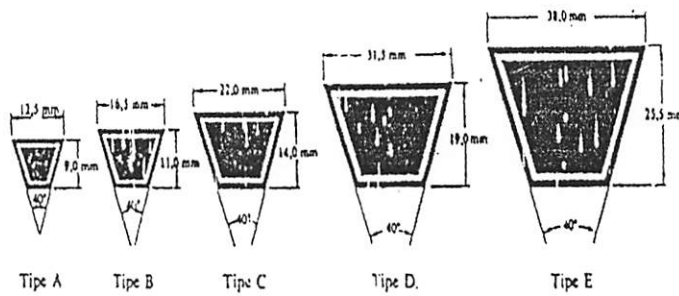
c. Sabuk

Jarak yang jauh antara dua buah poros sering tidak memungkinkan transmisi langsung dengan roda gigi. Dalam hal demikian, cara transmisi putaran atau daya lain dapat diterapkan, dimana sebuah sabuk luwes dibelitkan disekeliling puli pada poros. Sebagian besar transmisi sabuk

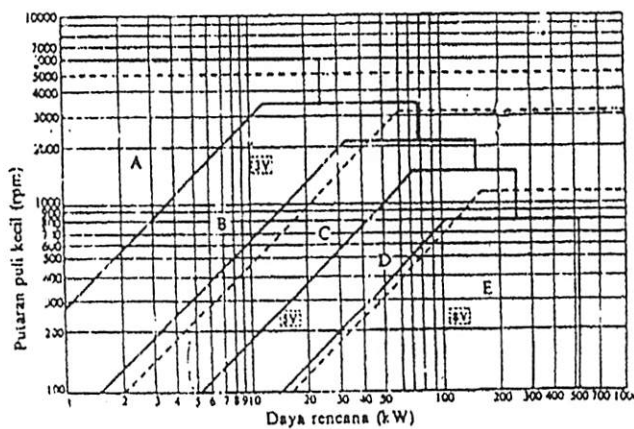
menggunakan sabuk-V karena mudah pemasangannya dan harganya pun murah.

Sabuk (*belt*) berfungsi untuk memutar suatu poros penggerak yang lain melalui alat bantu yang disebut puli. Jumlah daya yang dipindahkan tergantung faktor-faktor sebagai berikut :

1. Kecepatan sabuk
2. Tegangan sabuk dimana kedudukannya pada puli
3. Sudut kontak sabuk dengan puli
4. Kondisi sabuk yang digunakan .....(Sularso, 1997:163)



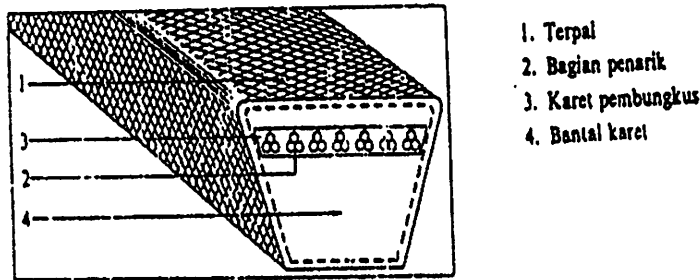
Gambar 2.6 Ukuran penampang sabuk-V (Sularso, 1997:164)



Gambar 2.7 Pemilihan sabuk-V (Sularso, 1997:164)

Disini dapat dikemukakan tipe dari sabuk (*belt*) yaitu:

1. *Flat belt*
2. *V belt*
3. *Circular belt*



Gambar 2.8 Konstruksi sabuk-V (Sularso, 1997:164)

Untuk transmisi mesin pematut ganyong ini sabuk yang digunakan bertipe V Belt.

#### 2.2.4.1 Transmisi Sabuk V

Sabuk V terbuat dari karet yang mempunyai penampang trapesium tenunan atau tali yang digunakan sebagai inti sabuk untuk membawa beban ini dibelitkan pada puli yang mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan menghasilkan trapesium daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah.

Berdasarkan atas daya rencana dan putaran poros penggerak, penampang sabuk-V yang sesuai dapat diperoleh dari gambar 2.6. Setelah penampang sabuk diketahui maka diameter puli poros yang digerakkan dapat ditentukan.

#### 2.2.4.2 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Sabuk

- a. Panjang sabuk untuk sistem terbuka

$$L = \pi(r_1 + r_2) + 2.C + \frac{(r_1 + r_2)^2}{C} \text{ (mm)} \dots\dots\dots(\text{Khurmi,R.S., 1980: 661})$$

Dimana:

$r_1$  = jari-jari puli motor (mm)

$r_2$  = jari-jari puli poros yang digerakkan

$C$  = jarak antara sumbu poros (mm)

- b. Sudut kontak sabuk pada puli yang digerakkan dapat dicari dengan rumus:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{(D_p - d_p)}{C} (60^\circ) \dots\dots\dots(\text{Dobrovolsky, tt :242})$$

atau

$$\text{Sin} \alpha = \frac{r_2 - r_1}{C} \dots\dots\dots(\text{Khurmi,R.S., 1980: 666})$$

Maka sudut kontak sabuk pada puli penggerak ( $\theta_1$ ) dapat ditentukan:

$$\theta_1 = (180^\circ - 2.\alpha) \frac{\pi}{180^\circ} \dots\dots\dots(\text{Khurmi,R.S., 1980: 666})$$

- c. Kecepatan sabuk

$$v = \frac{d_1 . n_1}{60.1000} \text{ (m / det)} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:166})$$

Dimana:  $d_1$  = diameter puli motor (mm)

$n_1$  = putaran puli motor (rpm)

- d. Daya Sentrifugal Sabuk

$$T_c = \frac{W . v^2}{g} \text{ (kg)} \dots\dots\dots(\text{Khurmi,R.S., 1980: 669})$$

Dimana:

$W$  = berat sabuk (kg)



$g = \text{percepatan gravitasi (9,81 m/det}^2\text{)}$

### **2.2.5 Teori Dasar Bantalan**

Bantalan merupakan bagian dari elemen mesin yang berfungsi untuk menumpu poros berbeban, sehingga proses dari putaran tersebut dapat berlangsung secara halus, panjang umur dan aman.

Selain itu bantalan dapat juga mempunyai peranan sebagai pembatas gerak dari poros agar poros selalu berada tepat pada posisi yang semestinya. (Sularso, 1997:103)

#### **2.2.5.1 Klasifikasi Bantalan**

Pada dasarnya macam dari bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

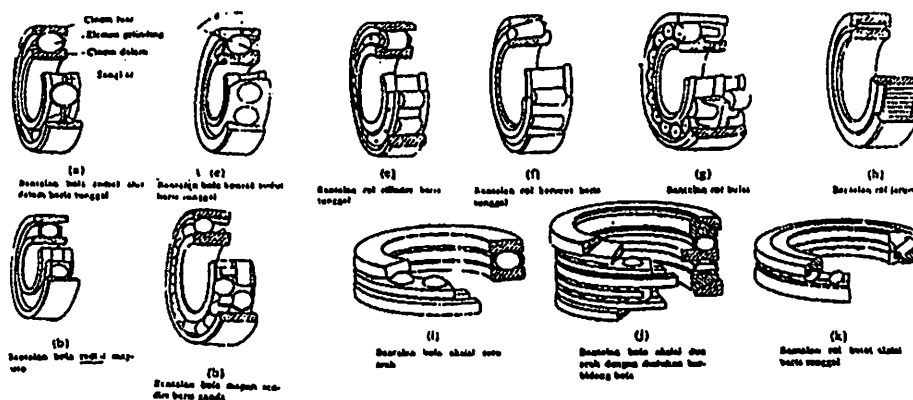
- a. Menurut gesekan terhadap poros terdiri dari:
  - Bantalan luncur
  - Bantalan gelinding
- b. Menurut arah beban terhadap poros terdiri dari:
  - Bantalan radial
  - Bantalan aksial
  - Bantalan kombinasi

#### **2.2.5.2 Pemilihan Bantalan**

Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil dari pada beban luncur, maka bantalan ini akan menumpu poros dari mesin pemarut bahan tepung ganyong pada perencanaan yang akan dilaksanakan. Adapun dasar

pertimbangan yang dipakai dalam menentukan bantalan gelinding sebagai bantalan untuk mesin pematut bahan tepung ganyong adalah sebagai berikut:

- a. Bantalan gelinding memiliki ketelitian pemasangan yang lebih baik dibanding bantalan luncur.
- b. Faktor gesekan bantalan gelinding relatif lebih kecil dari bantalan luncur.
- c. Perawatan pada bantalan gelinding lebih sederhana
- d. Bantalan gelinding banyak tersedia di pasaran



Gambar 2.9 Jenis-jenis bantalan gelinding (Sularso, 1997:129)

**2.2.5.3 Rumus Perhitungan dalam Perencanaan Bantalan**

- a. Perhitungan beban ekuivalen

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa sehingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi putaran sebenarnya disebut beban ekuivalen. Sebuah bantalan yang membawa beban radial  $F_r$  (kg) dan beban aksial  $F_a$  (kg), maka beban ekuivalen dinamis  $P_r$  (kg) adalah: Untuk beban radial

$$P_r = (X.VF_r) + (Y.F_a) \quad (\text{kg}) \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:135})$$

Dimana:

$P_r$  = beban ekuivalen dinamis bantalan radial (kg)

$F_r$  = beban radial (kg)

$F_a$  = beban aksial (kg)

$V$  = faktor pembebanan pada cincin dalam adalah 1 dan cincin luar adalah 1,2 yang berputar.

$X, Y$  = faktor susunan elemen gelinding

b. Perhitungan umur nominal

Umur nominal bantalan  $L_h$  ( 90 % dari jumlah sampel, setelah berputar satu juta putaran tidak melihat kerusakan karena kelelahan gelinding). Dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$L_h = f_n \cdot f_h^3 \quad (\text{jam}) \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:136})$$

Dimana:

$f_n$  = faktor kecepatan

$f_h$  = faktor umur bantalan

Faktor umur bantalan dapat dicari dengan rumus sebagai berikut:

$$f_h = f_n \cdot \frac{C}{P} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:136})$$

Untuk bantalan bola:

$$f_n = \left[ \frac{33,3}{n} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:136})$$

Dimana:

$n$  = kecepatan putaran bantalan (rpm)

C = beban nominal dinamis spesifik (Kg)

P = beban ekuivalen dinamis (Kg)

c. Keandalan umur bantalan

Dengan bertambah panjangnya umur bantalan karena adanya perbaikan pada bagian bahan bantalan dan tututan bantalan yang lebih tinggi, maka umur suatu bantalan (LH) dikalikan dengan faktor koreksi.

Besarnya keandalan umur bantalan dapat dihitung dengan rumus:

$$L_n = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h \text{ (jam) .....(Sularso, 1997:136)}$$

Dimana:

$a_1$  = faktor keandalan (lihat tabel 2.2)

$a_2$  = faktor bahan, untuk bahan bantalan baja yan dicairkan terbuka  $a_2 = 1$ ,  
untuk bahan dengan gas hampa  $a_2 = 2$

$a_3$  = faktor kerja  $a_3 = 1$  (untuk kondisi kerja normal)

Faktor keandalan (%)	$L_n$	$a_1$
90	$L_{10}$	1
95	$L_5$	0,62
96	$L_4$	0,53
97	$L_3$	0,44
98	$L_2$	0,33
99	$L_1$	0,21

Tabel 2.2 Harga faktor keandalan (Sularso, 1997:137)

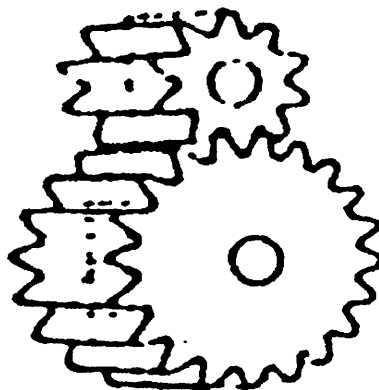
### 2.2.6 Teori Dasar Roda Gigi

Apabila dua buah roda gigi yang berbentuk silinder atau kerucut yang saling bersinggungan pada kelilingnya, salah satunya berputar maka yang lainnya berputar pula. Alat yang menggunakan dengan cara seperti ini untuk mentransmisikan gaya disebut gaya gesek. Cara ini cukup baik untuk meneruskan daya yang kecil dengan putaran yang tidak terlalu cepat.

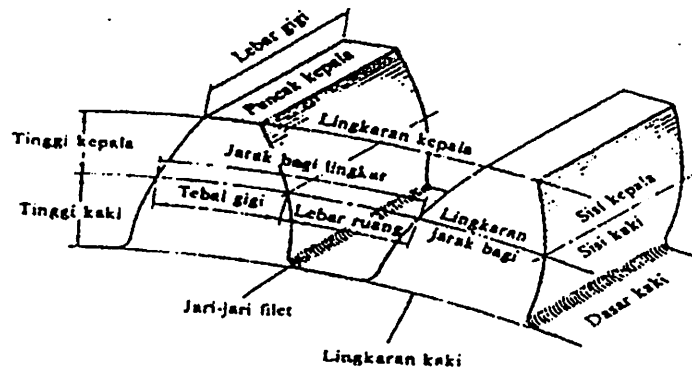
Guna mentransmisikan daya yang besar dengan putaran yang tepat, tidak dapat digunakan dengan roda gesek, maka dari itu kedua roda gigi itu harus dibuat bergigi pada kelilingnya, sehingga penerusan daya dilakukan oleh gigi-gigi yang saling berkaitan. Roda gigi semacam ini dapat berupa silinder atau kerucut dibandingkan dengan cara yang lainnya, roda gigi mempunyai keunggulan yaitu :

- Lebih ringkas
- Putarannya lebih tinggi dan cepat
- Daya lebih besar

Dalam perencanaan mekanis transmisi mesin pamarut bahan tepung ganyong ini untuk roda gigi yang digunakan adalah roda gigi lurus.



Gambar 2.10 Roda Gigi Lurus (Sularso, 1997 : 213)



Gambar 2.11 Nama-Nama Bagian roda Gigi (Sularso, 1997 : 214)

Dasar perhitungan :

Dalam perencanaan mesin pematut roda gigi ini yang direncanakan :

Reduksi ( $i$ ) = 1,25

Jarak poros sementara ( $a$ ) = 46 mm

Maka diameter lingkaran jarak bagi untuk pinion dan whell

$$d_p = \frac{2.a}{1+i} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:216})$$

$$d_w = \frac{2.a.i}{1+i} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:216})$$

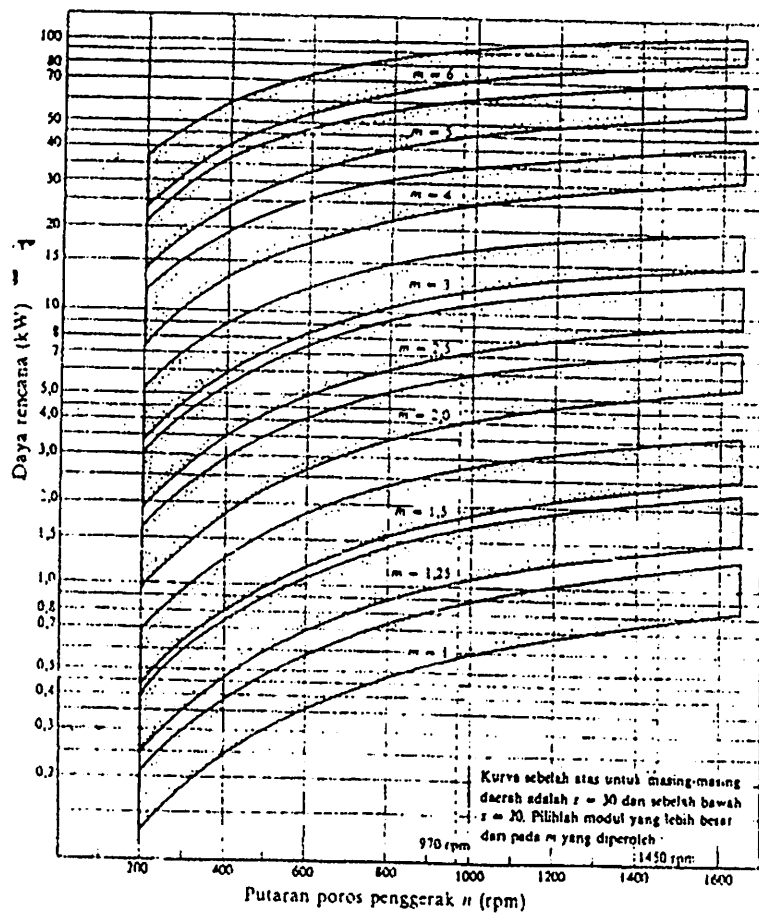
Dimana :  $d_p$  = Diameter lingkaran jarak bagi pinion (mm)

$d_w$  = Diameter lingkaran jarak bagi whell (mm)

$a$  = Jarak sumbu poros (mm)

$i$  = Reduksi

Untuk mengetahui jumlah roda gigi pinion dan whell maka harus diketahui suatu ukuran yang disebut modul ( $m$ )



Gambar 2.12 Diagram Pemilihan Modul Pada Roda Gigi Lurus

(Sumber : Sularso Elemen Mesin, hal 245)

Sehingga :

$$Z_p = d_p/m$$

$$Z_w = d_w/m$$

Dimana :  $Z_p$  = Jumlah gigi pinion

$Z_w$  = Jumlah gigi whell

- Menentukan jarak sumbu poros (A) :

$$A = \frac{(dp + dw)}{2} (mm) \dots\dots\dots (Sularso, 1997 : 216)$$

- Menentukan tinggi gigi (H) :

$$H = 2.m + ck \dots\dots\dots (Sularso, 1997 : 234)$$

Dimana ck = Kelonggaran puncak = 0,5

- Kecepatan keliling (V) :

$$V = \frac{\pi.dp.n}{60.1000} (m/s) \dots\dots\dots (Sularso, 1997 : 238)$$

- Faktor dinamis (fv) :

$$fv = \frac{3}{3+v} \dots\dots\dots (Sularso, 1997 : 240)$$

Dimana : fv = Faktor dinamis (kg)

v = Kecepatan keliling (m/s)

- Gaya tangensial

$$ft = \frac{102.n}{v} (kg) \dots\dots\dots (Sularso, 1997 : 238)$$

Dimana N = Daya motor (kW)

Untuk menentukan beban lentur kekuatan, bahan dari roda gigi harus diketahui. Untuk bahan roda gigi pinion menggunakan SNC 21 (JIS G 4102)

- Kekuatan tarik  $\sigma_{b1} = 80 \text{ kg/mm}^2$
- Kekuatan lentur  $\sigma_{a1} = 35 - 40 \text{ kg/mm}^2$
- Kekerasan  $Hb = 600$  (dicelupkan dingin dalam air)

Untuk roda gigi bahan wheel menggunakan S 15 CK



- Kekuatan tarik  $\sigma_{b2} = 50 \text{ kg/mm}^2$
- Kekuatan lentur  $\sigma_{a2} = 30 \text{ kg/mm}^2$
- Kekerasan  $H_b = 400$  (dicelupkan dingin dalam air)

Untuk faktor tegangan kontak = 0,348

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik $\sigma_B$ (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekerasan (Brinell) $H_B$	Tegangan lentur yang diijinkan $\sigma_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Besi cor	FC 15	15	140 – 160	7
	FC 20	20	160 – 180	9
	FC 25	25	180 – 240	11
	FC 30	30	190 – 240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C	45	123 – 183	21
	S 35 C	52	149 – 107	26
	S 45 C	58	167 – 229	30
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400 (dicelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21	80	600 (dicelup dingin dalam air)	35 – 40
	SNC 22	100		40 – 55
Baja khrom nikel	SNC 1	75	212 – 255	35 – 40
	SNC 2	85	248 – 302	40 – 60
	SNC 3	95	269 – 321	40 – 60

Tabel 2.3 Tegangan lentur yang diijinkan  $\sigma_a$  pada roda gigi

(Sumber, Sularso Elemen Mesin, hal 241)

Bahan roda gigi (kekerasan $H_B$ )		$K_H$ ( $\text{kg/mm}^2$ )	Bahan roda gigi (kekerasan $H_B$ )		$K_H$ ( $\text{kg/mm}^2$ )
Pinyon	Roda gigi besar		Pinyon	Roda gigi besar	
Baja (150)	Baja (150)	0,027	Baja (400)	Baja (400)	0,311
Baja (200)	Baja (150)	0,039	Baja (500)	Baja (400)	0,329
Baja (250)	Baja (150)	0,053	Baja (600)	Baja (400)	0,348
Baja (200)	Baja (200)	0,053	Baja (500)	Baja (500)	0,389
Baja (250)	Baja (200)	0,069	Baja (600)	Baja (600)	0,569
Baja (300)	Baja (200)	0,086	Baja (150)	Besi cor	0,039
Baja (250)	Baja (250)	0,086	Baja (200)	Besi cor	0,079
Baja (300)	Baja (250)	0,107	Baja (250)	Besi cor	0,130
Baja (350)	Baja (250)	0,130	Baja (300)	Besi cor	0,139
Baja (300)	Baja (300)	0,130	Baja (150)	Perunggu fosfor	0,041
Baja (350)	Baja (300)	0,145	Baja (200)	Perunggu fosfor	0,082
Baja (400)	Baja (300)	0,168	Baja (250)	Perunggu fosfor	0,135
Baja (350)	Baja (350)	0,182	Besi cor	Besi cor	0,188
Baja (400)	Baja (350)	0,210	Besi cor nikel	Besi cor nikel	0,186
Baja (500)	Baja (350)	0,226	Besi cor nikel	Perunggu fosfor	0,155

Tabel 2.4 Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi

(Sumber, Sularso Elemen Mesin, hal 343)

Bahan roda gigi (kekerasan $H_B$ )		$K_H$ ( $\text{kg/mm}^2$ )	Bahan roda gigi (kekerasan $H_B$ )		$K_H$ ( $\text{kg/mm}^2$ )
Pinyon	Roda gigi besar		Pinyon	Roda gigi besar	
Baja (150)	Baja (150)	0,027	Baja (400)	Baja (400)	0,311
Baja (200)	Baja (150)	0,039	Baja (500)	Baja (400)	0,329
Baja (250)	Baja (150)	0,053	Baja (600)	Baja (400)	0,348
Baja (200)	Baja (200)	0,053	Baja (500)	Baja (500)	0,389
Baja (250)	Baja (200)	0,069	Baja (600)	Baja (600)	0,569
Baja (300)	Baja (200)	0,086	Baja (150)	Besi cor	0,039

Baja (250)	Baja (250)	0,086	Baja (200)	Besi cor	0,079
Baja (300)	Baja (250)	0,107	Baja (250)	Besi cor	0,130
Baja (350)	Baja (250)	0,130	Baja (300)	Besi cor	0,139
Baja (300)	Baja (300)	0,130	Baja (150)	Perunggu fosfor	0,041
Baja (350)	Baja (300)	0,145	Baja (200)	Perunggu fosfor	0,082
Baja (400)	Baja (300)	0,168	Baja (250)	Perunggu fosfor	0,135
Baja (350)	Baja (350)	0,182	Besi cor	Besi cor	0,188
Baja (400)	Baja (350)	0,210	Besi cor nikel	Besi cor nikel	0,186
Baja (500)	Baja (350)	0,226	Besi cor nikel	Perunggu fosfor	0,155

Tabel 2.5 Faktor tegangan kontak pada bahan roda gigi

(Sumber, Sularso Elemen Mesin, hal 243)

- Beban lentur yang diijinkan persatuan lebar :  $F'_b$

$$F'_{b1} = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_p \cdot f_v \text{ (kg/mm)} \dots\dots\dots \text{(Sularso, 1997:240)}$$

$$F'_{b2} = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_w \cdot f_v \text{ (kg/mm)} \dots\dots\dots \text{(Sularso, 1997:240)}$$

Dimana :  $F'_{b1}$  = Beban lentur yang diijinkan pinion (kg/mm)

$F'_{b2}$  = Beban lentur yang diijinkan whell (kg/mm)

$\sigma_{a1}$  = Tegangan lentur bahan pinion (kg/mm<sup>2</sup>)

$\sigma_{a2}$  = Tegangan lentur bahan whell (kg/mm<sup>2</sup>)

m = Modul

$Y_p$  = Faktor bentuk gigi pinion

$f_v$  = Faktor dinamis

- Untuk mencari faktor bentuk gigi  $Y_p$  dan  $Y_w$  dapat dicari dalam tabel berikut :

Jumlah gigi Z	Y	Jumlah gigi Z	Y
10	0,201	25	0,339
11	0,226	27	0,349
12	0,245	30	0,358
13	0,261	34	0,371
14	0,276	38	0,383
15	0,289	43	0,396
16	0,295	50	0,408
17	0,302	60	0,421
18	0,308	75	0,434
19	0,314	100	0,446
20	0,320	150	0,459
21	0,327	300	0,471
23	0,333	batang gigi	0,484

Tabel 2.6 Faktor bentuk gigi  
(Sumber, Sularso Elemen Mesin, hal 240)

- Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar :  $F'h$

$$F'h = K_h \cdot F_v \cdot dp \cdot \frac{2 \cdot Z_w}{Z_p + Z_w} \dots\dots\dots (Sularso, 1997:244)$$

Dimana :

$F'h$  = Beban permukaan ijin persatuan lebar

$K_h$  = Faktor tegangan kontak ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

$F_v$  = Faktor dinamis

$dp$  = Diameter pinion (mm)

$Z_p$  = Jumlah gigi pinion

$Z_w$  = Jumlah gigi whell

- Lebar gigi (b)

$$b = ft/F'h \dots\dots\dots (Sularso, 1997 : 240)$$

Dimana :

b = Lebar gigi (mm)

ft = Gaya tangensial (kg)

F'h = Beban permukaan yang diijinkan (kg)

- Diameter lingkaran kepala puncak untuk pinion atau whell

$$D_{kp} = (Z_p + 2) \cdot m - 2 \cdot c_k \dots\dots\dots (Sularso, 1997 : 233)$$

$$D_{fw} = (Z_p + 2) \cdot m - 2 \cdot c_k \dots\dots\dots (Sularso, 1997 : 233)$$

Dimana  $c_k$  = Puncak kelonggaran 0,5

## BAB III

### PERHITUNGAN dan PERENCANAAN

#### 3.1 Sabuk (belt)

Sabuk yang digunakan dalam perencanaan mesin pematut bahan tepung ganyong ini berfungsi/memiliki fungsi untuk menghubungkan dan memindahkan putaran dari motor penggerak ke puli besar yang terletak pada poros. Adapun perhitungan sabuk yang digunakan adalah :

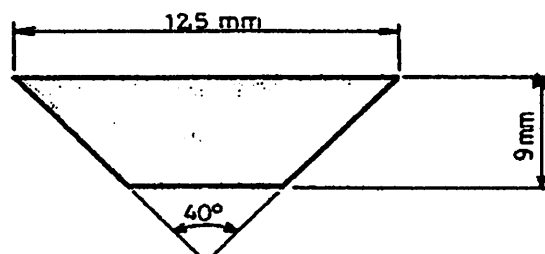
##### 3.1.1 Data awal perhitungan

- Daya Motor = 0,5 Hp = 0,367 KW
- Diameter Puli Motor = 65 mm
- Diameter Puli Besar = 303 mm
- Putaran Puli Penggerak = 1400 Rpm

##### 3.1.2 Daya rencana yang digunakan

$$P_d = P \cdot F_c$$

Dari perhitungan daya rencana diatas maka sabuk V yang digunakan bertipe A dengan ukuran standar sebagai berikut:



Gambar 3.1 Sabuk V tipe A

### 3.1.3 Perbandingan putaran puli motor dan puli besar

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_2} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:166})$$

$$n_2 = \frac{1400 \cdot 65}{303}$$

$$= 300 \text{ rpm}$$

sedangkan perbandingan reduksinya (i) adalah:

$$i = \frac{D_p}{d_p} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:166})$$

$$= \frac{303}{65}$$

$$= 4,6$$

### 3.1.4 Kecepatan linier sabuk V ( $v_b$ )

$$v_b = \frac{d_p \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:166})$$

$$= \frac{65 \cdot 1400}{60 \cdot 1000}$$

$$= 1,5 \text{ m/det}$$

### 3.1.5 Jarak sumbu poros

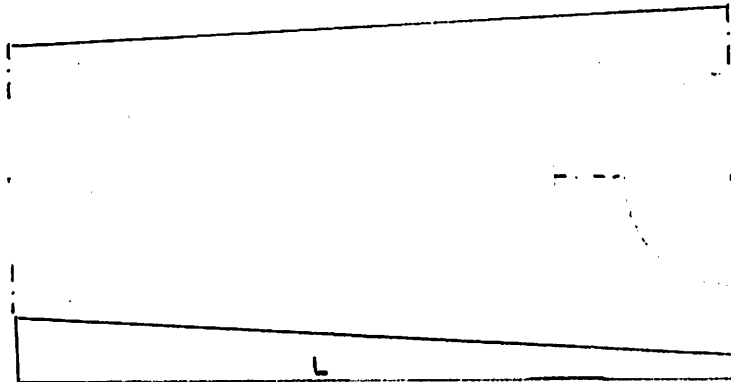
Untuk jarak sumbu poros dipakai konstanta (1,5 – 2) dikalikan dengan diameter puli besar sehingga jarak antara puli besar dengan puli kecil adalah:

$$C = 2 \cdot D_p \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:166})$$

$$= 2 \cdot 303$$

$$= 606 \text{ mm}$$

### 3.1.6 Panjang sabuk untuk sistem terbuka adalah



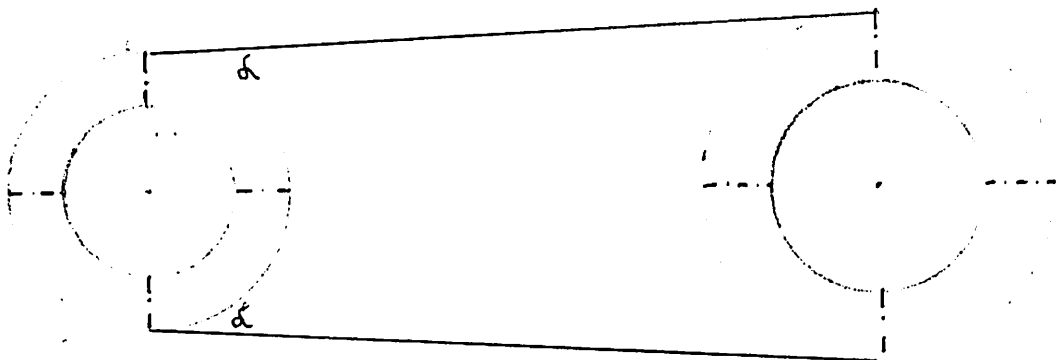
$$L = \pi (r_1 + r_2) + 2 \cdot C + \frac{(r_1 + r_2)^2}{C} \dots\dots\dots(\text{Khurmi, R.S., 1980:661})$$

$$= 3,14 (32,5 + 151,5) + 2 \cdot 606 + \frac{(32,5 + 151,5)^2}{606}$$

$$= 1813,13 \text{ mm, karena di pasaran tidak ada maka diambil harga}$$

terdekat yaitu 1829 mm = 72 inchi.

### 3.1.7 Sudut kontak puli kecil



$$\alpha = 180^\circ - \frac{(D_p - d_p)}{C} (60^\circ) \dots\dots\dots(\text{Dobrovolsky, tt :242})$$

$$= 180^\circ - \frac{(303 - 65)(60)}{606}$$

$$= 156,4^\circ$$



### 3.1.8 Gaya-gaya yang terjadi pada sabuk

#### a. Gaya keliling ( $P_k$ )

$$P_k = \frac{102 \cdot P_s}{v_s} \dots\dots\dots(\text{Dobrovolsky, tt:252})$$

Dimana:

$$P_s = \text{daya motor} = 0,367 \text{ KW}$$

$$v_s = \text{kecepatan linier sabuk} = 1,5 \text{ m/det}$$

maka: . . .

$$P_k = \frac{102 \cdot 0,367}{1,5} = 24,96 \text{ Kg}$$

#### b. Gaya sentrifugal sabuk ( $T_c$ )

$$T_c = \frac{W_s \cdot v_s^2}{g} \dots\dots\dots(\text{Khurmi, 1987:669})$$

Dimana:

$$v_s = \text{kecepatan linier sabuk} = 1,5 \text{ m/det}$$

$$g = 9,8 \text{ m/det}$$

$$W_s = a \cdot l \cdot \rho \dots\dots\dots(\text{Khurmi, 1987:671})$$

Dimana:

$$l = \text{panjang sabuk} = 1829 \text{ mm}$$

$$\rho = \text{massa jenis sabuk} = 1,17 \text{ gram/cm}^3 \dots\dots\dots(\text{Khurmi, 1987:650})$$

maka:

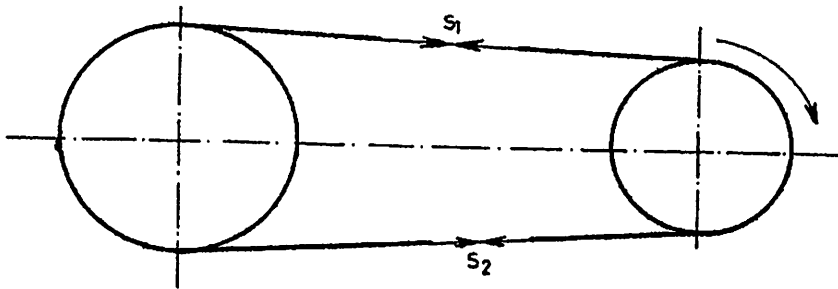
$$\begin{aligned} W_s &= 0,5835 \cdot 9 \cdot 182 \cdot 1,17 \\ &= 0,1 \text{ Kg} \end{aligned}$$

sehingga:

$$T_c = \frac{0,1 \cdot (1,5)^2}{9,81}$$

$$= 0,015 \text{ Kg}$$

c. Gaya tegang pada sabuk sisi kembang ( $S_1$ )



Gambar 3.2 Gaya tegang pada sabuk

$$S_1 = P_k \cdot \frac{e^{\mu \cdot \theta}}{e^{\mu \cdot \theta} - 1} + T_c \dots \dots \dots (\text{Sularso, 1997:171})$$

Dimana:

$P_k$  = gaya keliling pada sabuk = 24,96 Kg

$\epsilon$  = bilangan logaritma = 2,718

$\mu$  = koefisien gesek antara sabuk dengan puli = 0,3.....(Sularso, 1997:171)

$\theta$  = sudut kontak =  $156,4^\circ$

$$= \left( \frac{156,4}{180} \right) \cdot \pi \cdot \text{rad}$$

$$= 2,7 \text{ rad}$$

$T_c$  = gaya sentrifugal sabuk 0,015 Kg

maka:

$$S_1 = 24,96 \cdot \frac{2,718^{0,3 \cdot 2,7}}{2,718^{0,3 \cdot 2,7} - 1} + 0,015$$

$$= 44,89 \text{ Kg}$$

d. Gaya tegang pada sabuk sisi kendor ( $S_2$ )

$$S_2 = P_k \cdot \frac{1}{e^{\mu \cdot \theta}} + T_c$$

$$= 24,96 \cdot \frac{1}{2,718^{0,3 \cdot 2,7} - 1} + 0,015$$

$$= 19,98 \text{ Kg}$$

sedangkan pada prinsipnya gaya yang bekerja pada sabuk dikelompokkan menjadi dua yaitu gaya vertikal dan gaya horisontal, untuk perhitungannya digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\sin \alpha = \frac{r_2 - r_1}{C} \dots\dots\dots(\text{Khurmi, 1984:660})$$

Dimana:

$r_1$  = jari-jari puli penggerak = 32,5 mm

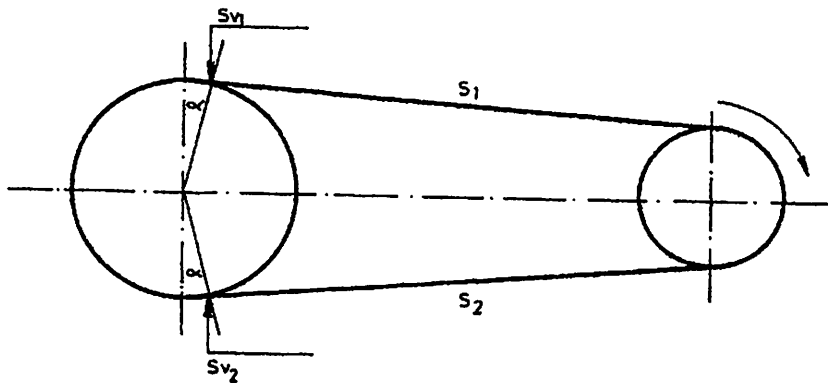
$r_2$  = jari-jari puli besar = 151,5 mm

$C$  = jarak kedua puli = 660 mm

$$\sin \alpha = \frac{151,5 - 32,5}{660} = 0,196$$

$$\alpha = 11,32^\circ$$

- Gaya vertikal



Gambar 3.3 Gaya vertikal sabuk

1

$$S_{v1} = S_1 \cdot \cos \alpha$$

Dimana:

$T_1$  = gaya tegang pada sabuk sisi kancang = 44,89 Kg

Maka:

$$\begin{aligned} S_{v1} &= 44,89 \cdot \cos 11,32^\circ \\ &= 44,02 \text{ Kg} \end{aligned}$$

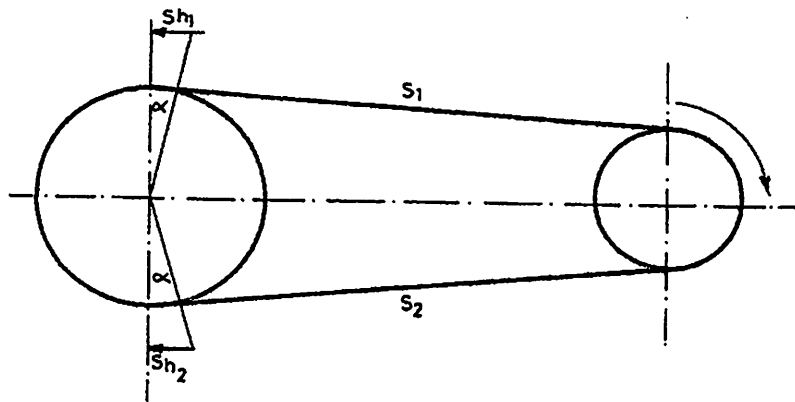
Dimana:

$S_2$  = gaya tegang pada sabuk sisi kendur = 19,98 Kg

Maka:

$$\begin{aligned} S_{v2} &= 19,98 \cdot \cos 11,32^\circ \\ &= 19,50 \text{ Kg} \end{aligned}$$

- Gaya horisontal



Gambar 3.4 Gaya horisontal sabuk

$$\begin{aligned}
 S_{h1} &= S_1 \cdot \sin \alpha \\
 &= 44,89 \cdot \sin 11,32^\circ \\
 &= 8,8 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 S_{h2} &= S_2 \cdot \sin \alpha \\
 &= 19,98 \cdot \sin 11,32^\circ \\
 &= 3,9 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

- Gaya total vertikal

$$\begin{aligned}
 F_v &= S_{v1} - S_{v2} \\
 &= 44,02 - 19,50 \\
 &= 24,42 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

- Gaya total horisontal

$$\begin{aligned}
 F_h &= S_{h1} - S_{h2} \\
 &= 8,8 - 3,9 \\
 &= 12,7 \text{ Kg}
 \end{aligned}$$

### 3.1.9 Tegangan pada sabuk

- a. Tegangan yang terjadi akibat gaya keliling (K)

$$K = 2 \cdot \psi \cdot \sigma_0 \dots\dots\dots(\text{Dobrovolsky, tt:245})$$

Dimana:

$$\psi = \text{faktor tarikan sabuk } V = 0,7 \dots\dots\dots(\text{Dobrovolsky, tt:217})$$

$$\sigma_0 = \text{tegangan awal sabuk} = 12 \text{ Kg/cm}^2 \dots\dots\dots(\text{Dobrovolsky, tt:245})$$

Maka:

$$\begin{aligned} K &= 2 \cdot 0,7 \cdot 12 \\ &= 16,8 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

- b. Jumlah sabuk (Z)

$$Z = \frac{P_k}{K \cdot f} \dots\dots\dots(\text{Dobrovolsky, tt:247})$$

Dimana:

$$P_k = \text{gaya keliling sabuk} = 24,96 \text{ kg}$$

$$K = \text{tegangan akibat keliling} = 16,8 \text{ kg}$$

f = luas penampang sabuk

$$= \frac{1}{2} \cdot b \cdot (b - 2 \cdot \text{tg } 20^\circ \cdot t) \dots\dots\dots(\text{Khurmi, 1987:669})$$

$$= \frac{1}{2} \cdot 12,5 + (12,5 - 2 \cdot \text{tg } 20^\circ \cdot 9) \cdot 9$$

$$= 58,35 \text{ mm}^2$$

$$= 0,5835 \text{ cm}^2$$

Maka:

$$Z = \frac{24,96}{16,8 \cdot 0,5835}$$

$$= 1,4 \text{ buah} \approx 1 \text{ buah}$$

### 3.1.10 Tegangan maksimum sabuk ( $\sigma_{\text{mak}}$ )

$$\sigma_{\text{mak}} = \sigma_0 + \frac{P_k}{2 \cdot Z \cdot f} + T_c + E_b \cdot \frac{h}{d_p} \dots\dots\dots(\text{Dobrovolsky, tt:253})$$

Dimana:

$$\sigma_0 = \text{tegangan tarik awal sabuk} = 12 \text{ kg/cm}^2$$

$$P_k = \text{gaya keliling sabuk} = 24,96 \text{ kg}$$

$$Z = \text{jumlah sabuk} = 1 \text{ buah}$$

$$f = \text{luas penampang sabuk} = 0,5835 \text{ cm}^2$$

$$E_b = \text{modulus elastisitas bahan} = 350 \text{ kg/cm}^2$$

$$h = \text{tinggi penampang sabuk} = 9 \text{ mm}$$

$$d_p = \text{diameter puli motor} = 65 \text{ mm}$$

$$T_c = \text{gaya sentrifugal sabuk} = 0,015 \text{ kg}$$

Maka:

$$\begin{aligned} \sigma_{\text{mak}} &= 12 + \frac{24,96}{2 \cdot 1 \cdot 0,5835} + 0,015 + 350 \cdot \frac{0,9}{6,5} \\ &= 60,78 \text{ kg/cm}^2 \end{aligned}$$

### 3.1.11 Umur sabuk (H)

$$H = \frac{N_{\text{base}}}{3600 \cdot \mu \cdot X} \cdot \left( \frac{\sigma_{\text{fat}}}{\sigma_{\text{mak}}} \right)^m \dots\dots\dots(\text{Dobrovolsky, tt:249})$$

Dimana:

$$N_{\text{base}} = \text{batas kelelahan fatigue} = 1 \cdot 10^7$$

$$\mu = \text{Jumlah putaran sabuk per detik}$$

,

$$= \frac{v_s}{l} = \frac{1,5}{1829} = 0,0008 \text{ put/det}$$

$x$  = jumlah puli dalam satu rangkaian = 2 buah

$\sigma_{fat} = 90 \text{ kg/cm}^2$  .....(Dobrovolsky, tt:249)

$\sigma_{mak} =$  tegangan maksimal sabuk =  $60,78 \text{ kg/cm}^2$

$m =$  rasio tegangan sabuk  $V = 8$  .....(Dobrovolsky, tt:249)

$$H = \frac{10^7}{3600 \cdot 0,0008 \cdot 1} \cdot \left( \frac{90}{60,78} \right)^8$$

$$= 17834,03061 \text{ jam}$$

### 3.1.12 Pengecekan sabuk

#### a. Pengecekan terhadap putaran

Dari perhitungan sabuk adalah 1,5 m/det, sedangkan menurut (Sularso, 1997:163) menyatakan bahwa syarat maksimal kecepatan sabuk harus lebih kecil atau sama dengan 25 m/det, jadi memenuhi syarat.

#### b. Pengecekan terhadap sudut kontak

Dari perhitungan didapat sudut kontak  $156,4^\circ$ , sedangkan syarat yang harus dipenuhi adalah sudut kontak harus lebih besar atau sama dengan  $120^\circ$  hal ini untuk menghindari slip antara puli dan sabuk.

#### c. Pengecekan terhadap tegangan yang terjadi

Bahan sabuk terbuat dari solid woven cotton  $\sigma_{ijin} = 350 \text{ kg/cm}^2$  (Dobrovolsky, tt:222) dari hasil perhitungan  $\sigma_{mak} = 60,78 \text{ kg/cm}^2$ , jadi memenuhi syarat.



### 3.2 Menentukan kapasitas mesin (Q)

Menentukan jumlah ganyong yang dihasilkan tiap detik. Dalam perencanaan mesin pamarut ganyong ini direncanakan kapasitas mesin 100 kg/jam.

Rumus :

$$Q = (Jt \cdot 3600) \cdot m \cdot v$$

Maka untuk jumlah ganyong tiap detik

$$Jt = \frac{Q}{3600 \cdot m \cdot v}$$

Dimana :

Q = kapasitas mesin 100 kg/jam

Jt = jumlah ganyong yang dihasilkan tiap detik

M = massa jenis ganyong setiap 1 biji ganyong =  $3,12 \cdot 10^{-7} \text{ kg/mm}^3$

d = diameter ganyong 5 – 7 mm

wj = berat ganyong setiap 1 biji ganyong =  $2,66 \times 10^{-4} \text{ kg}$

Sehingga didapat :

$$\begin{aligned} V &= \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot d^3 \\ &= \frac{4}{3} \cdot 3,14 \cdot (6)^3 \\ &= 902,05 \text{ mm}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Maka : } Jt &= \frac{Q}{3600 \cdot m \cdot v} \\ &= \frac{100}{3600 \cdot 3,12 \cdot 10^{-7} \cdot 902,05} \end{aligned}$$

$$= 98,799 \text{ butir (biji)}$$

Berat ganyong yang dihasilkan tiap detik :

$$\begin{aligned} W_k &= J_t \cdot w_j \\ &= 99 \cdot 2,66 \cdot 10^{-4} \\ &= 0,027 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jadi berat ganyong yang dihasilkan tiap jam

$$\begin{aligned} Q &= 0,027 \times 60 \text{ (menit)} \\ &= 1,62 \times 60 \text{ (jam)} \\ &= 97,2 \approx 100 \text{ Kg/jam} \end{aligned}$$

### 3.3 Puli (pulley)

Bahan puli adalah besi cor kelabu (FC 20) dengan massa jenis  $7,2 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$ , dari tabel ukuran puli (Dobrovolsky, tt:216) untuk sabuk tipe A didapat ukuran puli sebagai berikut:  $\varepsilon = 12,5$   $c = 3,5$   $t = 16$   $s = 10$   $\theta = 34 - 40$  diambil 40, ..... (Dobrovolsky, tt:226)

#### 3.3.1 Dimeter luar puli ( $D_{out}$ )

$$D_{out} = D_1 + 2 \cdot c \text{ .....(Dobrovolsky, tt:243 dan 254)}$$

Sehingga:

- a. Diameter puli penggerak

$$\begin{aligned} D_{out1} &= D_1 + 2 \cdot c \\ &= 65 + 2 \cdot 3,5 \\ &= 72 \text{ mm} \end{aligned}$$

- b. Diameter puli besar

$$D_{out2} = D_2 + 2 \cdot c$$

$$= 303 + 2 \cdot 3,5$$

$$= 310 \text{ mm}$$

### 3.3.2 ,Diameter dalam puli ( $D_{in}$ )

$$D_{in} = D_{out} - 2 \cdot \epsilon \dots\dots\dots(\text{Dobrovolsky, tt:244})$$

Sehingga:

- a. Diameter dalam puli penggerak

$$D_{in1} = D_{out1} - 2 \cdot \epsilon$$

$$= 72 - 2 \cdot 12,5$$

$$= 47 \text{ mm}$$

- b. Dimeter dalam puli yang digerakkan

$$D_{in2} = D_{out2} - 2 \cdot \epsilon$$

$$= 310 - 2 \cdot 12,5$$

$$= 285 \text{ mm}$$

### 3.3.3 Lebar puli

$$B = (Z - 1) t + 2 \cdot s$$

$$= (1 - 1) 16 + 2 \cdot 10$$

$$= 20 \text{ mm}$$

### 3.3.4 Berat Puli ( $W_p$ )

$$W_p = \rho \cdot V_p$$

Dimana:

$$\rho = \text{massa jenis puli} = 7,2 \times 10^{-6} \text{ kp/mm}^3$$

$V_p$  = Volume puli

$$= \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot D^2 \cdot h$$

$h$  = tebal sabuk (2,5 – 3,5) diambil 9 .....(Dobrovolsky, tt:213)

Sehingga: . .

$$W_p = \rho \cdot \frac{9}{4} \cdot \pi \cdot D^2$$

a. Berat puli penggerak

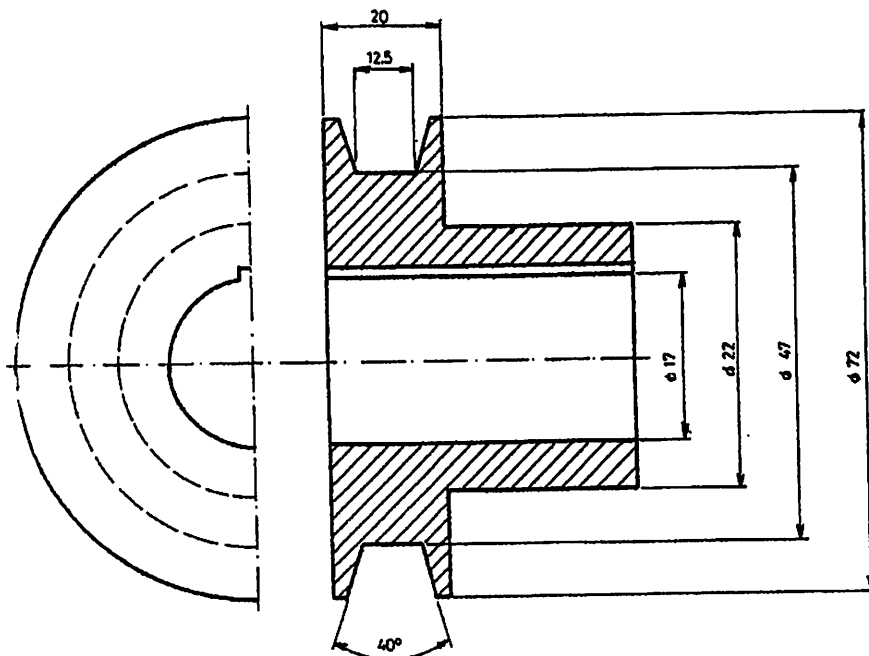
$$W_p = 7.2 \times 10^{-6} \cdot \frac{9}{4} \cdot 3,14 \cdot 65^2$$

$$= 2,14 \text{ kg}$$

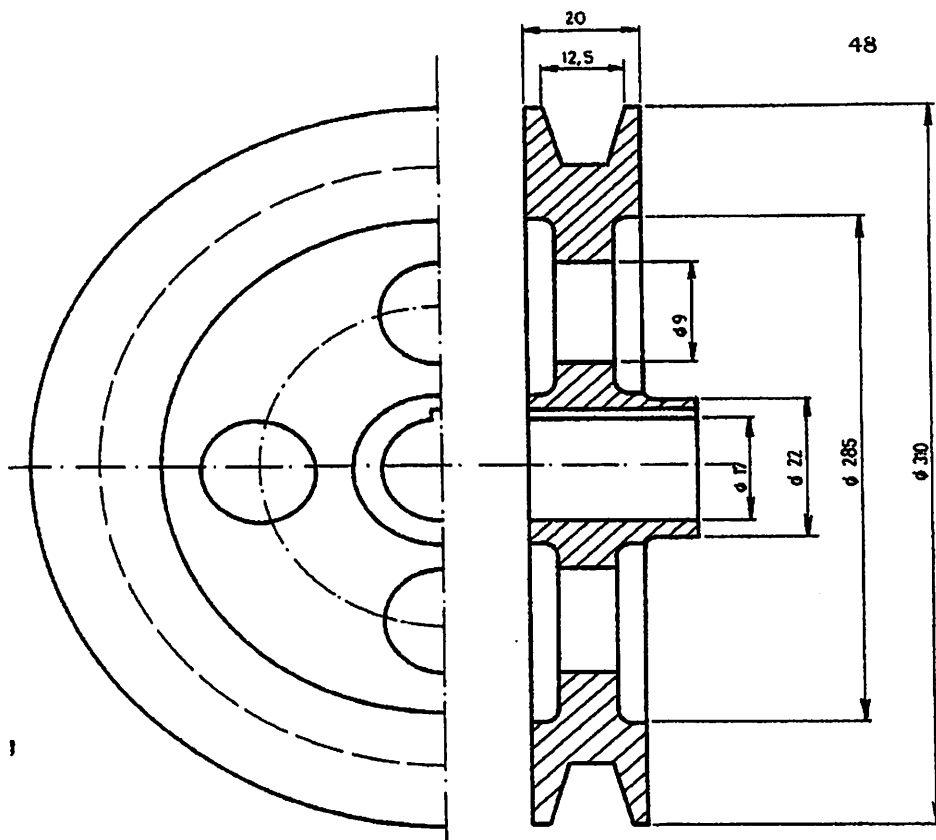
b. Berat yang digerakkan

$$W_p = 7.2 \times 10^{-6} \cdot \frac{9}{4} \cdot 3,14 \cdot 303^2$$

$$= 4,7 \text{ kg}$$



Gambar 3.5 Puli pada motor yang direncanakan



Gambar 3.6 Puli pada mesin yang direncanakan

### 3.4 Poros

Poros yang dimaksud di sini adalah poros dimana puli besar di tempatkan. Perencanaan perhitungan poros adalah sebagai berikut:

#### 3.4.1 Data awal perhitungan

- daya motor ( $P$ ) = 0,5 Hp = 0,367 KW
- putara motor = 1400 rpm
- putaran mesin = 300 rpm
- bahan poros yaitu S 30C, faktor koreksi yang digunakan adalah 0,4 (Sularso, 1997:7), kekuatan tarik ( $\sigma_b$ ) = 48 kg/mm<sup>2</sup>.  $Sf_1$  merupakan faktor keamanan untuk poros bahan SC sebesar 6 dan  $Sf_2$  merupakan faktor

keamanan yang diperhitungkan untuk poros bertingkat atau diberi alur pasak sebesar 2.

### 3.4.2 Daya rencana

$$\begin{aligned} P_d &= P \cdot f_c \\ &= 0,367 \cdot 1,4 \\ &= 0,5145 \text{ KW} \end{aligned}$$

### 3.4.3 Momen puntir yang terjadi

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{P_d}{n} \\ &= 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{0,5145}{300} \\ &= 1670 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

### 3.4.4 Tegangan geser yang diijinkan

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= \frac{\sigma_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \\ &= \frac{48}{6 \cdot 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

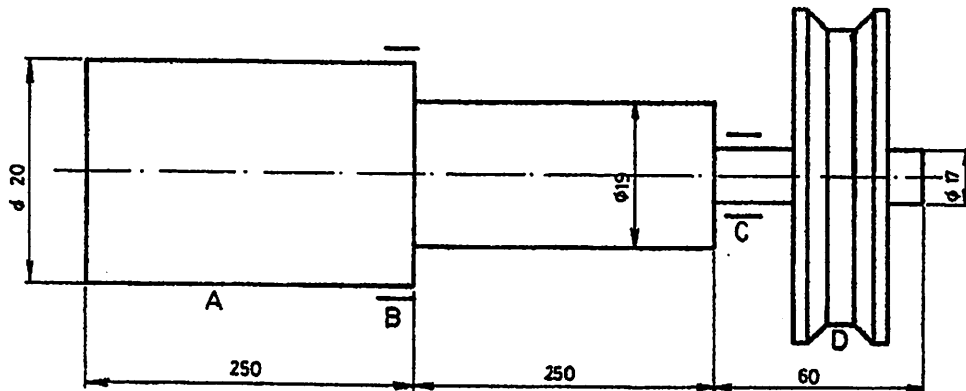
Faktor koreksi untuk momen lentur ( $K_t$ ) karena adanya beban dengan sedikit tumbukan sebesar 1,5 dan faktor keamanan terhadap beban lentur ( $C_b$ ) sebesar 2,0.

### 3.4.5 Diameter poros ( $d_s$ )

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

$$= \left[ \frac{5,1}{4} \cdot 1,5 \cdot 2 \cdot 1670 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 17,2 \text{ mm} \approx 17 \text{ mm}$$



Gambar 3.7 Poros yang direncanakan

Keterangan:

- A. Bantalan
- B. Bantalan
- C. Puli besar

### 3.4.6 Berat poros

$$W = \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot L \cdot \rho$$

Dimana:

d = diameter poros

L = panjang poros

$\rho$  = massa jenis poros =  $7,8 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$

Untuk diameter 17 mm, maka:

$$W = \frac{3,14}{4} \cdot 17^2 \cdot 250 \cdot 7,8 \times 10^{-6}$$

$$= 4,42 \text{ kg}$$

Untuk diameter 19 mm, maka:

$$W = \frac{3,14}{4} \cdot 19^2 \cdot 250 \cdot 7,8 \times 10^{-6}$$

$$= 5,52 \text{ kg}$$

Untuk diameter 20 mm, maka:

$$W = \frac{3,14}{4} \cdot 20^2 \cdot 250 \cdot 7,8 \times 10^{-6}$$

$$= 6,12 \text{ kg, jadi berat poros total} = 4,42 + 5,52 + 6,12 = 16,06 \text{ kg}$$

### 3.4.7 Puli

- a. Gaya horizontal akibat tegangan sabuk ( $F_{h1}$ )

$$F_{h1} = 12,7 \text{ kg}$$

- b. Gaya vertikal akibat tegangan sabuk ( $F_{v1}$ )

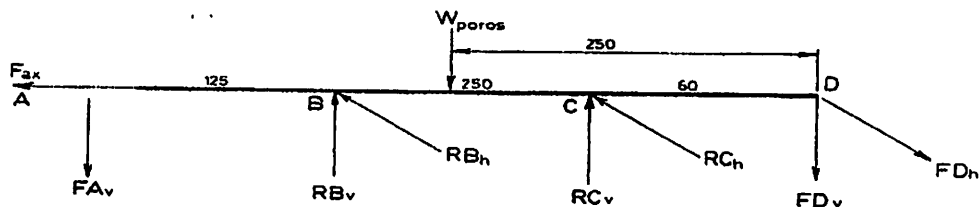
$$F_{v1} = 24,43 + W_p$$

Dimana:  $W_p$  = berat puli = 4,7 kg

$$F_{v1} = 24,43 + 4,7$$

$$= 29,13 \text{ kg}$$

#### 3.4.7.1 Gaya-gaya yang bekerja pada poros



Gambar 3.8 Gaya-gaya yang bekerja pada poros



a. Gaya reaksi vertikal

$$\Sigma MB_v = 0$$

$$-F_{A_v} \cdot 125 - RC_v(-250) + F_{d_v} \cdot 310 + W_{poros} \cdot 30 = 0$$

$$RC_v \cdot 250 = -0,6 \cdot 125 + 29,13 \cdot 310 + 1,2 \cdot 30$$

$$RC_v = 35,9 \text{ kg}$$

$$\Sigma MC_v = 0$$

$$-F_{A_v} \cdot 375 + RB_v \cdot 250 + F_{D_v} \cdot 60 - W_{poros} \cdot 220 = 0$$

$$RB_v \cdot 250 = 0,6 \cdot 375 - 29,13 \cdot 60 - 1,2 \cdot 220$$

$$RB_v = -5 \text{ kg}$$

b. Gaya reaksi horisontal

$$\Sigma MB_h = 0$$

$$-F_{a_h} \cdot 125 - RC_h \cdot 250 + F_{d_h} \cdot 310 + W_{poros} \cdot 30 = 0$$

$$RC_h \cdot 250 = 12,7 \cdot 310 - 55,5 \cdot 125$$

$$RC_h = -12 \text{ kg}$$

$$\Sigma MC_h = 0$$

$$-F_{a_h} \cdot 250 + RB_h \cdot 250 + F_{D_h} \cdot 60 = 0$$

$$RB_h \cdot 250 = 55,5 \cdot 375 - 12,7 \cdot 60$$

$$RB_h = 80,2 \text{ kg}$$

c. Momen lentur vertikal

$$MA_v = 0$$

$$MB_v = F_{a_v} \cdot 125$$

$$= 0,6 \cdot 125$$

$$= 75 \text{ kg. mm}$$

$$\begin{aligned}
 MC_v &= FD_v \cdot 60 \\
 &= 29,13 \cdot 60 \\
 &= 1747,8 \text{ kg. mm}
 \end{aligned}$$

$$MD_v = 0$$

d. Momen lentur horisontal

$$MA_h = 0$$

$$\begin{aligned}
 MB_h &= FA_h \cdot 125 \\
 &= 55,5 \cdot 125 \\
 &= 6937,5 \text{ kg. mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 MC_h &= FD_h \cdot 60 \\
 &= 12,7 \cdot 60 \\
 &= 762 \text{ kg. mm}
 \end{aligned}$$

$$MD_h = 0$$

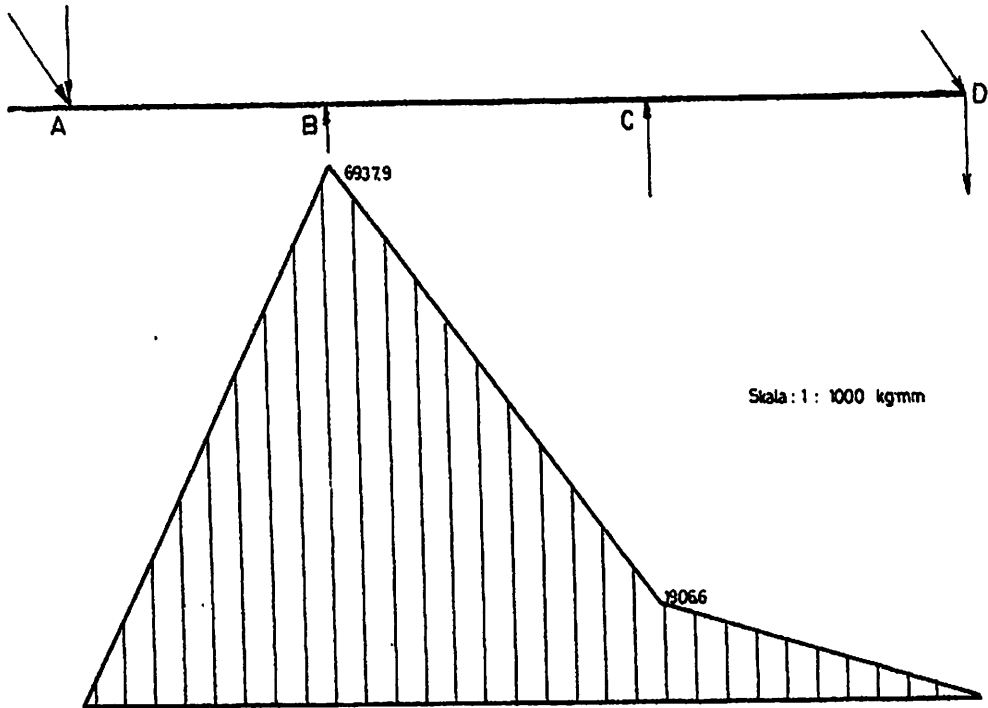
e. Momen lentur gabungan

$$MA_{gab} = 0$$

$$\begin{aligned}
 MA_{gab} &= \sqrt{(MB_h)^2 + (MB_v)^2} \\
 &= \sqrt{(6937,5)^2 + (75)^2} \\
 &= 6937,9 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 MC_{gab} &= \sqrt{(MC_h)^2 + (MC_v)^2} \\
 &= \sqrt{(762)^2 + (1747,8)^2} \\
 &= 1906,6 \text{ kg.mm}
 \end{aligned}$$

$$MD_{gab} = 0$$



Gambar 3.9 Momen lentur gabungan

### 3.5 Pasak

Dalam perencanaan mesin pemarut ganyong ini pasak yang direncanakan terbuat dari bahan ST 37 dengan kekuatan tarik  $\sigma_t = 37 \text{ kg/mm}^2$ ,  $Sfk_1 = 6$ ,  $Sfk_2 = 2$ .

#### 3.5.1 Tegangan geser yang diijinkan

$$\begin{aligned} \sigma_{ij} &= \frac{\sigma_t}{Sfk_1 \cdot Sfk_2} \\ &= \frac{37}{6 \cdot 2} \\ &= 3,08 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

#### 3.5.2 Besarnya torsi

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

$$= 9,74 \times 10^5 \cdot \frac{0,5145}{300}$$

$$= 1670 \text{ kg.mm}$$

### 3.5.3 Besarnya gaya yang terjadi

$$F = \frac{T}{c \cdot d_s}$$

Dimana:

$$T = \text{torsi} = 1670 \text{ kg.mm}$$

$$c = \text{radius pasak} = 0,3 \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:10})$$

$$d_s = \text{diameter poros} = 17 \text{ mm}$$

maka:

$$F = \frac{1670}{0,3 \cdot 17}$$

$$= 309,2 \text{ kg}$$

jika diameter poros 17 mm dari tabel dimensi pasak diketahui:

$$b \times h \times l = 6 \times 6 \times 1 \quad t_1 = 3,5 \quad t_2 = 2,8$$

### 3.5.4 Panjang pasak yang digunakan

$$(0,75 - 1,5) d_s \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:27})$$

$$1,5 \cdot 17 = 25,5 \text{ mm}$$

### 3.5.5 Pengecekan kekuatan pasak

$$\tau \geq \frac{F}{b \cdot l}$$

Dimana:

$$\tau_{ij} = \text{tengangan geser yang diijinkan} = 308 \text{ kg/mm}^2$$

$F = \text{gaya yang terjadi} = 309,2 \text{ kg}$

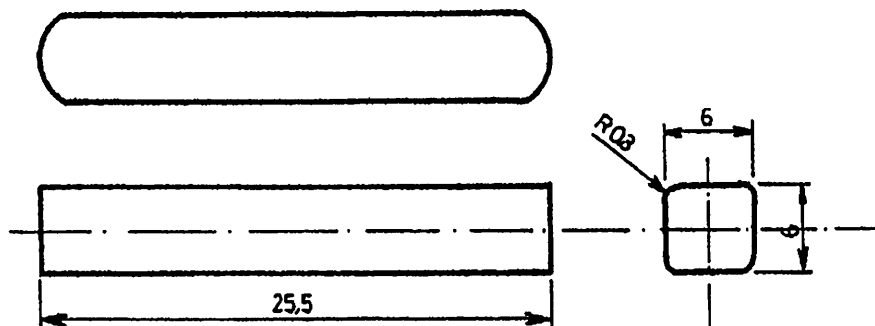
$b = \text{lebar pasak} = 6 \text{ mm}$

$l = \text{panjang pasak} = 25,5 \text{ mm}$

maka:

$$3,08 \geq \frac{309,2}{6 \cdot 25,5}$$

$3,08 \geq 2,29$ , memenuhi syarat



Gambar 3.10 Pasak yang direncanakan

### 3.6 Bantalan

Diameter poros pada mesin pematut ganyong ini adalah 17 mm. Dengan demikian maka dipilih nomor bantalan 6003 ZZ dengan ukuran sebagai berikut: .....(Sularso, 1997:143)

- Diameter luar (D) = 35 mm
- Diameter dalam (d) = 17 mm
- Jari-jari = 0,5 mm
- Lebar (B) = 10 mm
- Kapasitas nominal dimensi spesifik (c) = 470 kg

Untuk bantalan yang bekerja setiap hari, terus-menerus dengan keandalan tinggi umur bantalan ( $L_n$ ) = 40000 – 60000 jam. Untuk menghitung bantalan gelinding ini gaya yang bekerja pada poros diambil yang terbesar yaitu  $RB_h$  dan  $RC_v$  sehingga jumlah gaya tersebut =  $80,2 + 35,9 = 116,1$  kg

### 3.6.1 Beban ekivalen dinamis ( $P_r$ )

$$P_r = x \cdot V + Y \cdot F_{ad} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:135})$$

Dimana:

$x$  = faktor beban radial, untuk bantalan bola alur dalam = 0,56

$Y$  = faktor beban aksial

$V$  = faktor beban putaran = 1

$F_{ad}$  = gaya radial

Sehingga:

$$\begin{aligned} P_r &= 0,56 \cdot 1 + 0 \cdot 116,1 \\ &= 1,56 \text{ kg} \end{aligned}$$

### 3.6.2 Faktor kecepatan ( $F_n$ )

$$F_n = \left[ \frac{33,3}{n} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:136})$$

Dimana:

$n$  = putaran poros = 300 rpm

Maka:

$$\begin{aligned} F_n &= \left[ \frac{33,3}{300} \right]^{\frac{1}{3}} \\ &= 0,5 \end{aligned}$$

### 3.6.3 Umur bantalan ( $F_h$ )

$$F_h = F_n \cdot \frac{C}{P_r} \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:136})$$

Maka:

$$\begin{aligned} F_h &= 0,5 \cdot \frac{470}{1,56} \\ &= 150,64 \text{ kg} \end{aligned}$$

### 3.6.4 Umur nominal bantalan ( $L_h$ )

$$\begin{aligned} L_h &= 500 \cdot F_h^3 \\ &= 500 \cdot 3,6^3 \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:136}) \\ &= 23328 \text{ jam} \end{aligned}$$

### 3.6.5 Faktor keandalan umur bantalan ( $L_n$ )

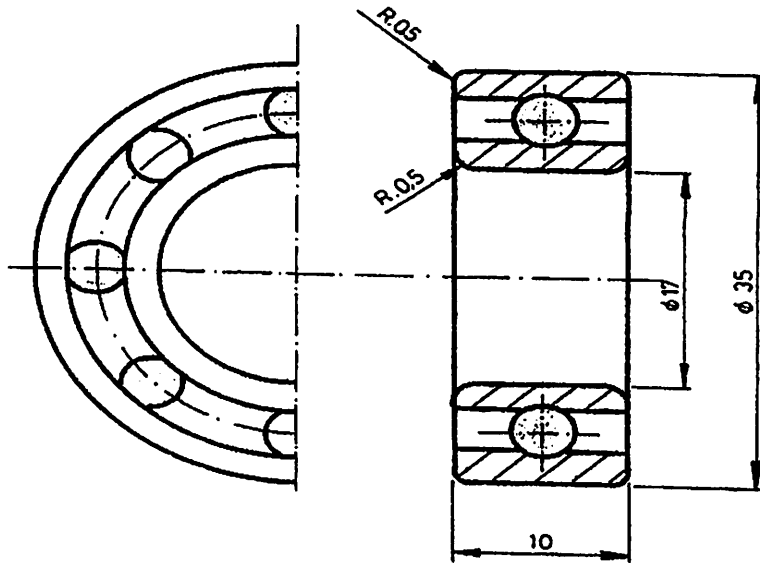
$$L_n = a_1 \cdot a_2 \cdot a_3 \cdot L_h \dots\dots\dots(\text{Sularso, 1997:136})$$

Maka:

$$\begin{aligned} L_n &= 0,62 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 23328 \\ &= 144633,6 \text{ jam} \end{aligned}$$

### 3.6.6 Pengecekan bantalan

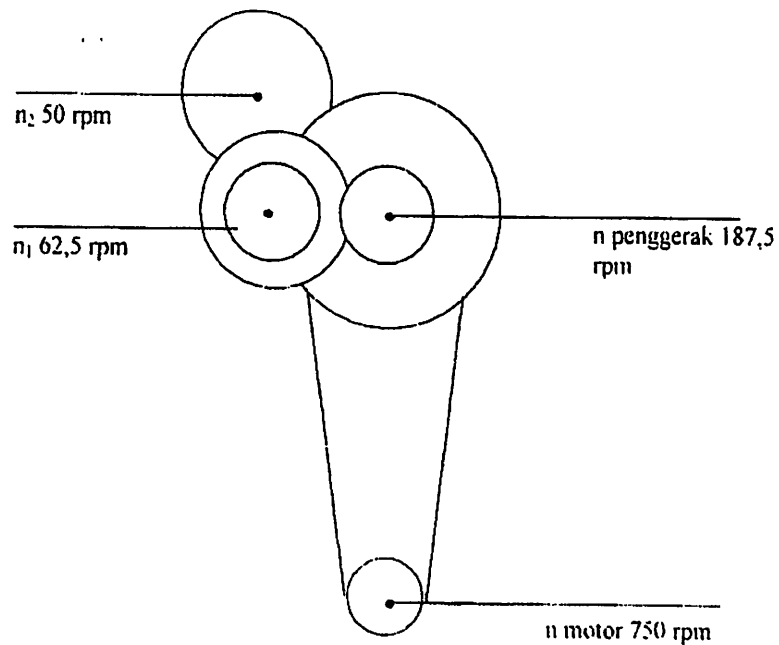
Untuk bantalan yang bekerja tiap hari terus-menerus dengan keandalan tinggi,  $L_n = 40000 - 60000$  jam dikehendaki sebesar 60000 jam, karena  $L_n = 144633,6$  jam maka masih memenuhi syarat.



Gambar 3.11 Bantalan pada poros yang direncanakan

### 3.7 Perencanaan Roda Gigi Penggerak dan Roda Gigi Diam

- Daya motor = 0,5 Hp =  $0,5 \cdot 0,375 = 0,3675$  Kw
- Putaran roda gigi ( $n_1$ ) = 62,5 Rpm
- Reduksi ( $i$ ) = 1,25
- Putaran roda gigi ( $n_2$ ) =  $62,5 / 1,25 = 50$  Rpm
- Jarak poros sementara ( $a$ ) = 46 mm





Diameter sementara lingkaran jarak bagi :  $dp'$ ,  $dw'$

$$- dp' = \frac{2 \cdot a}{1 + i} \quad (\text{mm}) \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:216})$$

$$- dp' = \frac{2.46}{1+1,25} \quad (\text{mm})$$

$$= 40,89 \text{ mm}$$

$$- dw' = \frac{2 \cdot a \cdot i}{1 + i} \quad (\text{mm}) \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:216})$$

$$- dw' = \frac{2.46.1,25}{1+1,25} \quad (\text{mm})$$

$$= 51,11 \text{ mm}$$

$$\text{Modul (m)} = 2 \quad ; \text{ Sudut tekan} = 20^{\circ}$$

Jumlah gigi :  $Z_p$ ,  $Z_w$

$$- Z_p = \frac{dp'}{m} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:230})$$

$$- Z_p = \frac{40,89}{2}$$

$$= 20,45 \text{ diambil } 20 \text{ buah}$$

$$- Z_w = \frac{dw'}{m} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997:230})$$

$$- Z_w = \frac{51,11}{2}$$

$$= 25,56 \text{ diambil } 25 \text{ buah}$$

Diambil lingkaran jarak bagi :  $dp$ ,  $dw$

$$- dp = Z_p \cdot m \quad (\text{mm})$$

$$= 20 \cdot 2 = 40 \text{ mm}$$

$$\begin{aligned}
 - \quad dw &= Z_w \cdot m \text{ (mm)} \\
 &= 25 \cdot 2 = 50 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Jarak sumbu poros :  $a_o$

$$\begin{aligned}
 a_o &= (d_p + d_w) / 2 \\
 &= (40 + 50) / 2 \\
 &= 45 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Faktor bentuk gigi :  $Y_p, Y_w$

$$Z_p = 20 \quad \longrightarrow \quad Y_p = 0,320$$

$$Z_w = 25 \quad \longrightarrow \quad Y_w = 0,339$$

Kecepatan Keliling :  $V$

$$\begin{aligned}
 V &= \frac{\pi \cdot d_p \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (\text{m/s}) \quad \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997 : 238}) \\
 &= \frac{3,14 \cdot 40 \cdot 62,5}{60 \cdot 1000} \\
 &= 0,1047 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Faktor dinamis :  $F_v$

$$\begin{aligned}
 f_v &= \frac{3}{3 + V} \quad \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997 : 240}) \\
 &= \frac{3}{3 + 0,1047} \\
 &= 0,966
 \end{aligned}$$

Gaya tangensial :  $F_t$

$$F_t = \frac{102 \cdot N}{V} \quad \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997 : 238})$$

$$= \frac{102.0,3675}{0,1047}$$

$$= 358,02 \text{ kg}$$

Bahan roda gigi :

- Roda gigi pinion = SNC 21
- Kekuatan tarik ( $\sigma_{b1}$ ) = 80 kg/mm<sup>2</sup>
- Kekuatan lentur ( $\sigma_{a2}$ ) = 35 kg/mm<sup>2</sup>
- Kekerasan (Hb) = 600 dicelupkan dingin dalam air
- Faktor tegangan kontak (Kh) = 0,348 kg/mm<sup>2</sup>
- Roda gigi whell = S 15 CK
- Kekuatan tarik ( $\sigma_{b2}$ ) = 50 kg/mm<sup>2</sup>
- Kekuatan lentur ( $\sigma_{a2}$ ) = 30 kg/mm<sup>2</sup>
- Kekerasan (Hb) = 400 dicelupkan dingin dalam air
- Faktor tegangan kontak (Kh) = 0,348 kg/mm<sup>2</sup>

Bahan lenturan yang diijinkan persatuan lebar : F'b

$$F'b_1 = \sigma_{a1} \cdot m \cdot Y_p \cdot F_v \text{ (kg/mm)} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997 : 240})$$

$$= 35 \cdot 2 \cdot 0,320 \cdot 0,966$$

$$= 21,64 \text{ kg/mm}$$

$$F'b_2 = \sigma_{a2} \cdot m \cdot Y_w \cdot F_v \text{ (kg/mm)} \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997 : 240})$$

$$= 30 \cdot 2 \cdot 0,339 \cdot 0,966$$

$$= 19,65 \text{ kg/mm}$$

Beban permukaan yang diijinkan persatuan lebar : F'h

$$F'h = K_h \cdot F_v \cdot d_p \cdot \frac{2 \cdot Z_w}{Z_p + Z_w} \text{ (kg / mm)}$$

$$= 0,348 \cdot 0,966 \cdot 40 \cdot \frac{2,25}{20 + 25}$$

$$= 14,94 \text{ kg/mm}$$

Lebar gigi : b

Untuk roda gigi penggerak :

$$b = \frac{Ft}{F'h}$$

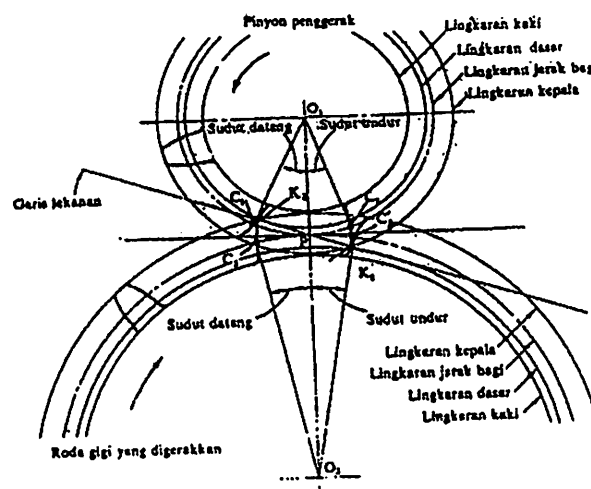
$$b = \frac{358,02}{14,94} = 23,96 \text{ mm diambil } 24 \text{ mm}$$

$$b/m = 23,95/2$$

$$= 11,98$$

dinyatakan baik karena harga b terletak diantara (10 – 16) m (mm)

Untuk roda gigi diam, lebar gigi ditentukan 10 mm



GAMBAR 3.12 Garis Tekanan, Sudut Datang, dan Sudut Undur

(Sularso, 1997 : 222)

Diameter lingkaran kepala puncak :  $d_{kp}$ ,  $D_{kw}$

$$\begin{aligned} D_{kp} &= (Z_p + 2) \cdot m \\ &= (20 + 2) \cdot 2 \\ &= 44 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{kw} &= (Z_w + 2) \cdot m \\ &= (25 + 2) \cdot 2 \\ &= 54 \text{ mm} \end{aligned}$$

Kelonggaran puncak :  $C_k$

$$\begin{aligned} C_k &= 2 \cdot 0,25 \\ &= 0,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Diameter kaki :  $D_{fp}$ ,  $D_{fw}$

$$\begin{aligned} D_{fp} &= (Z_p - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (20 - 2) \cdot 2 - 2 \cdot 0,5 \\ &= 35 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} D_{fw} &= (Z_w - 2) \cdot m - 2 \cdot C_k \\ &= (25 - 2) \cdot 2 - 2 \cdot 0,5 \\ &= 45 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tinggi gigi :  $H$

$$\begin{aligned} H &= (2 \cdot m) + C_k \dots\dots\dots (\text{Sularso, 1997 : 234}) \\ &= (2 \cdot 2) + 0,5 \\ &= 4,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

## BAB IV

### PENUTUP

#### 4.1 Kesimpulan

Setelah memperhatikan dan & melakukan semua langkah penting dalam merancang dan membuat mesin pamarut bahan tepung ganyong, maka penyusun dapat memberikan kesimpulan sebagai berikut:

1. Dengan adanya mesin pamarut bahan tepung ganyong ini dapat membantu meningkatkan produktifitas pengusaha tepung.
2. Pengoperasian mesin pamarut bahan tepung ganyong ini relatif mudah karena tidak memerlukan keterampilan khusus, dan dapat dilakukan oleh satu orang.
3. Perawatan mesin pamarut bahan tepung ganyong ini relatif mudah karena konstruksinya sederhana dan hanya bagian-bagian yang berputar memerlukan pelumasan.
4. Dalam menentukan dimensi komponen-komponen mesin tidaklah mudah sebab perlu pertimbangan khusus, antara lain: faktor keamanan, kekuatan dan proses pengerjaan bagian mesin itu sendiri.
5. Dari perhitungan dari BAB III, maka diperoleh dimensi komponen mesin sebagai berikut:
  - a. Daya motor = 0,5 Hp = 0,367 KW, putaran 1400 rpm
  - b. Diameter puli penggerak = 65 mm
  - c. Diameter puli mesin = 303 mm

- d. Putaran mesin = 3000 rpm
- e. Diameter poros = 17 mm
- f. Sabuk yang digunakan sabuk V tipe A
- g. Produksi ganyong parut dalam 1 hari = 25 kg/hari
- h. Menggunakan mesin produksi bertambah meningkat menjadi  
= 100 Kg/jam
- i. Pasak = ST 37 dengan dimensi = 6 x 6 x 25,5
- j. Bantalan =
  - Bantalan bola 6000 ZZ
  - Bantalan bola sudut 7304. A. DB

## 4.2 REKAPITULASI

### ➤ , Perhitungan Produksi Mesin

- Kapasitas produksi mesin = 100 Kg/jam

### ➤ Sabuk (Belt)

- Umur sabuk = 17834,03061 jam

### ➤ Pulli

- Diameter puli penggerak  $D_{out 1}$  = 72 mm

- Diameter puli besar  $D_{out 2}$  = 310 mm

- Diameter dalam puli penggerak  $D_{in 1}$  = 47 mm

- Diameter dalam puli yang digerrakan  $D_{in 2}$  = 285 mm

- Lebar pulli B = 20 mm





- Umur nominal bantalan  $L_h$  = 23328 jam
- Faktor keandalan umur bantalan  $L_n$  = 144633,6 jam

➤ **Roda Gigi**

- Diameter sementara lingkaran jarak bagi  $dp'$  = 19 mm
- $dw'$  = 19 mm
- Lebar gigi untuk roda gigi penggerak b = 24 mm
- Diameter lingkaran kepala puncak  $D_{kp}$  = 44 mm
- $D_{kw}$  = 54 mm
- Diameter kaki  $D_{fp}$  = 35 mm
- $D_{fw}$  = 45 mm
- Lebar gigi b = 24 mm

## 4.2 Saran

Berdasarkan kesimpulan tersebut penyusun menyampaikan saran-saran sebagai berikut:

1. Bagi pengguna mesin diharapkan memperhatikan cara pengoperasian dan perawatan agar mesin dapat beroperasi dengan baik
2. Apabila telah selesai menggunakan mesin sebaiknya membersihkan kotoran-kotoran yang menempel pada mesin dan melumasi bagian-bagian yang berputar seperti bantalan
3. Untuk menjaga agar pamarut tetap tajam sebaiknya pisau diasah minimal dua bulan sekali

4. Semoga bermanfaat bagi pengguna serta bagi mahasiswa, lembaga ataupun pengembang selanjutnya diharapkan melakukan penyempurnaan atau ide-ide baru yang dapat melengkapi kekurangan dari mesin ini.

## DAFTAR PUSTAKA

- Dobrovolsky, tt. Machine Elements, Moscow Peace, Publishers.
- Khurmi, R.S dan Gupta, J.S. 1987. A Text Book of Machine Design, New Delhi, Ram Nagar.
- Nieman, G. 1950. Elemen Mesin (Jilid I), Berlin, Spinge Verlag.
- Sato, Takesi. G dan Sugiharto. 1994. Menggambar Mesin Menurut Standar ISO, Jakarta, Pradnya Paramita.
- Stolk, J dan Kros, C. 1993. Elemen Mesin, Jakarta, Erlangga.
- Sularso dan Suga. 1997. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Jakarta, Pradnya Paramita.

# *LAMPIRAN-LAMPIRAN*

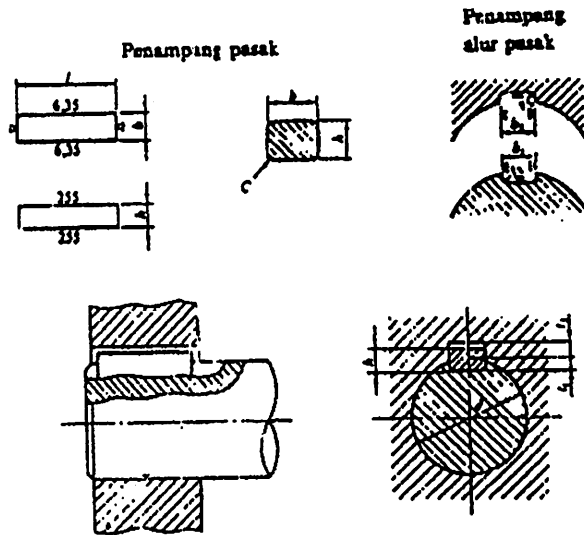
**Lampiran L. Diameter Poros (Sularso, 1997 : 9)**

(Satuan mm)

4	10	*22,4	40	100	*224	400
		24		(105)	240	
	11	25	42	110	250	420
					260	440
4,5	*11,2	28	45	*112	280	450
	12	30		120	300	460
		*31,5	48		*315	480
5	*12,5	32	50	125	320	500
				130	340	530
		35	55			
*5,6	14	*35,5	56	140	*355	560
	(15)			150	360	
6	16	38	60	160	380	600
	(17)			170		
*6,3	18		63	180		630
	19			190		
	20			200		
	22		65	220		
7			70			
7,1			71			
			75			
8			80			
			85			
9			90			
			95			

- Keterangan :*
1. Tanda \* menyatakan bahwa bilangan yang bersangkutan dipilih dari bilangan standar.
  2. Bilangan didalam kurung hanya dipakai untuk bagian dimana akan dipasang bantalan gelinding.

## Lampiran II. Ukuran Pasak dan Alur Pasak (Sularso, 1997 : 10)



Ukuran-ukuran utama

(Satuan : mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan $b_2$	Ukuran standar $h$		C	$f^*$	Ukuran Standar $t_1$	Ukuran standar $t_2$			$r_1$ dan $r_2$	Referensi
		Pasak prismatis Pasak lurus	Pasak tirus				Pasak prismatis	Pasak lurus	Pasak tirus		Diameter poros yang dapat dipakai $d^{**}$
2 x 2	2	2		0,16- 0,25	6-20	1,2	1,0		0,5	0,08- 0,16	Lebih dari 6-8
3 x 3	3	3			6-36	1,8	1,4		0,9		8-10
4 x 4	4	4		0,25- 0,40	8-45	2,5	1,8		1,2	0,16- 0,25	10-12
5 x 5	5	5			10-56	3,0	2,3		1,7		12-17
6 x 6	6	6			14-70	3,5	2,8		2,2		17-22
(7 x 7)	7	7	7,2		16-80	4,0	3,0	3,5	3,0		20-25
8 x 7	8	7		0,40- 0,60	18-90	4,0	3,3		2,4	0,25- 0,40	22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		30-38
12 x 8	12	8			28-140	5,0	3,3		2,4		38-44
14 x 9	14	9			36-160	5,5	3,8		2,9		44-50
(15 x 10)	15	10	10,2	0,60- 0,80	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,40- 0,60	50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		50-58
18 x 11	18	11			50-200	7,0	4,4		3,4		58-65
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		65-75
22 x 14	22	14		63-250	9,0	5,4		4,4	75-85		
(24 x 16)	24	16	16,2	0,60- 0,80	70-280	8,0	8,0	8,5	8,0	0,40- 0,60	80-90
25 x 14	25	14			70-280	9,0	5,4		4,4		85-95
28 x 16	28	16			80-320	10,0	6,4		5,4		95-110
32 x 18	32	18			90-360	11,0	7,4		6,4		110-130

\*  $f$  harus dipilih dari angka-angka berikut sesuai dengan daerah yang bersangkutan dalam tabel.  
6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320, 360, 400.

**Lampiran III. Faktor-Faktor V, X, Y dan X<sub>0</sub>, Y<sub>0</sub>**  
**(Sularso, 1997 : 135)**

Jenis bantalan		Beban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				e	Baris tunggal		Baris ganda	
				$F_s/VF_r > e$		$F_s/VF_r \leq e$					$F_s/VF_r > e$			
				X	Y	X	Y	X	Y		X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>	X <sub>0</sub>	Y <sub>0</sub>
Bantalan bola alur dalam	$F_s/C_0 = 0,014$	1	1,2		2,30				2,30	0,19				
	$= 0,028$				1,99				1,90	0,22				
	$= 0,056$				1,71				1,71	0,26				
	$= 0,084$				1,55				1,55	0,28				
	$= 0,11$			0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	0,30	0,6	0,5	0,6	0,5
	$= 0,17$				1,31				1,31	0,34				
	$= 0,28$				1,15				1,15	0,38				
$= 0,42$		1,04				1,04	0,42							
$= 0,56$		1,00				1,00	0,44							
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$	1	1,2	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57		0,42		0,84	
	$= 25^\circ$			0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68		0,38		0,76	
	$= 30^\circ$			0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80	0,5	0,33	1	0,66
	$= 35^\circ$			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95		0,29		0,58
	$= 40^\circ$			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14		0,26		0,52

Untuk bantalan baris tunggal, bila  $F_s/VF_r \leq e$ ,  $X = 1$ ,  $Y = 0$

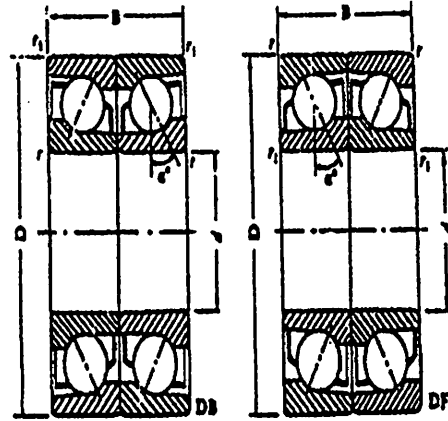
Lampiran IV. Bantalan Bola (Sularso, 1997 : 143)

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas	Kapasitas
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	nominal dinamis spesifik <i>C</i> (kg)	nominal statis spesifik <i>C</i> <sub>0</sub> (kg)
6000			10	26	8	0,5	360	196
6001	6001ZZ	6001VV	12	28	8	0,5	400	229
6002	02ZZ	02VV	15	32	9	0,5	440	263
6003	6003ZZ	6003VV	17	35	10	0,5	470	296
6004	04ZZ	04VV	20	42	12	1	735	465
6005	05ZZ	05VV	25	47	12	1	790	530
6006	6006ZZ	6006VV	30	55	13	1,5	1030	740
6007	07ZZ	07VV	35	62	14	1,5	1250	915
6008	08ZZ	08VV	40	68	15	1,5	1310	1010
6009	6009ZZ	6009VV	45	75	16	1,5	1640	1320
6010	10ZZ	10VV	50	80	16	1,5	1710	1430
6200	6200ZZ	6200VV	10	30	9	1	400	236
6201	01ZZ	01VV	12	32	10	1	535	305
6202	02ZZ	02VV	15	35	11	1	600	360
6203	6203ZZ	6203VV	17	40	12	1	750	460
6204	04ZZ	04VV	20	47	14	1,5	1000	635
6205	05ZZ	05VV	25	52	15	1,5	1100	730
6206	6206ZZ	6206VV	30	62	16	1,5	1530	1050
6207	07ZZ	07VV	35	72	17	2	2010	1430
6208	08ZZ	08VV	40	80	18	2	2380	1650
6209	6209ZZ	6209VV	45	85	19	2	2570	1880
6210	10ZZ	10VV	50	90	20	2	2750	2100
6300	6300ZZ	6300VV	10	35	11	1	635	365
6301	01ZZ	01VV	12	37	12	1,5	760	450
6302	02ZZ	02VV	15	42	13	1,5	895	545
6303	6303ZZ	6303VV	17	47	14	1,5	1070	660
6304	04ZZ	04VV	20	52	15	2	1250	785
6305	05ZZ	05VV	25	62	17	2	1610	1080
6306	6306ZZ	6306VV	30	72	19	2	2090	1440
6307	07ZZ	07VV	35	80	20	2,5	2620	1840
6308	08ZZ	08VV	40	90	23	2,5	3200	2300
6309	6309ZZ	6309VV	45	100	25	2,5	4150	3100
6310	10ZZ	10VV	50	110	27	3	4850	3650



Lampiran V. Bantalan Bola Sudut (Sularso, 1997 : 145)

$\alpha^\circ$	15°					30°	40°	
$C_0/F_a$	5	10	15	20	25	—	—	
$F_a/VF_t \leq e$	X	1					1	1
	Y	1,23	1,36	1,43	1,48	1,52	0,78	0,55
$F_a/VF_t > e$	X	0,72					0,63	0,57
	Y	1,79	1,97	2,08	2,14	2,21	1,24	0,93
$e$	0,51	0,47	0,44	0,42	0,41	0,80	1,14	



Kontak permukaan belakang      Kontak permukaan depan

Nomor bantalan		Ukuran luar (mm)				
		$d$	$D$	$B$	$r$	$r_1$
7303 A DB	7303 B DB	17	47	28	1,5	0,8
7304 A DB	04 B DB	20	52	30	2	1
7305 A DB	05 B DB	25	62	34	2	1
7306 A DB	7306 B DB	30	72	38	2	1
7307 A DB	07 B DB	35	80	42	2,5	1,2
7308 A DB	08 B DB	40	90	46	2,5	1,2
7309 A DB	7309 B DB	45	100	50	2,5	1,2
7310 A DB	10 B DB	50	110	54	3	1,5
7311 A DB	11 B DB	55	120	58	3	1,5

Nomor nominal A menyatakan  $\alpha = 30^\circ$ , B menyatakan  $\alpha = 40^\circ$  dan C (ditiadakan dari tabel) menyatakan  $\alpha = 15^\circ$

Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik $C_0$ (kg)	Nomor bantalan	Kapasitas nominal dinamis spesifik C (kg)	Kapasitas nominal statis spesifik $C_0$ (kg)
7303 A DB	2030	1660	7303 B DB	1890	1500
7304 A DB	2390	1990	7304 B DB	2230	1790
7305 A DB	3350	3000	7305 B DB	3100	2680
7306 A DB	4250	3900	7306 B DB	3900	3600
7307 A DB	5100	4900	7307 B DB	4700	4400
7308 A DB	6200	6100	7308 B DB	5700	5450
7309 A DB	8050	8200	7309 B DB	7500	7000
7310 A DB	9400	9700	7310 B DB	8700	8700
7311 A DB	11000	11400	7311 B DB	10100	10300

**Lampiran VI. Ukuran Puli V (Sularso, 1997 : 166)**

Penampang sabuk-V	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi $d_p$ )	$\alpha(^{\circ})$	$W^*$	$L_o$	$K$	$K_o$	$e$	$f$
A	71 - 100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101 - 125	36	12,12					
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125 - 160	34	15,86	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	161 - 200	36	16,07					
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200 - 250	34	21,18	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	251 - 315	36	21,45					
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355 - 450	36	30,77	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
	451 atau lebih	38	31,14					
E	500 - 630	36	36,95	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0
	631 atau lebih	38	37,45					

\* Harga-harga dalam kolom  $W$  menyatakan ukuran standar.

Lampiran VII. Panjang Sabuk V Standart (Sularso, 1997 : 168)

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

**Lampiran VIII. Diameter Minimum Puli yang diijinkan dan dianjurkan (Sularso, 1997 : 169)**

Penampang	A	B	C	D	E
Diameter min. yang diizinkan	65	115	175	300	450
Diameter min. yang dianjurkan	95	145	225	350	550

Tipe sabuk sempit	3V	5V	8V
Diameter minimum	67	180	315
Diameter minimum yang dianjurkan	100	224	360

Lampiran IX. Tegangan Lentur yang diijinkan  $\sigma_a$  Pada Bahan Roda Gigi  
(Sularso, 1997 : 241)

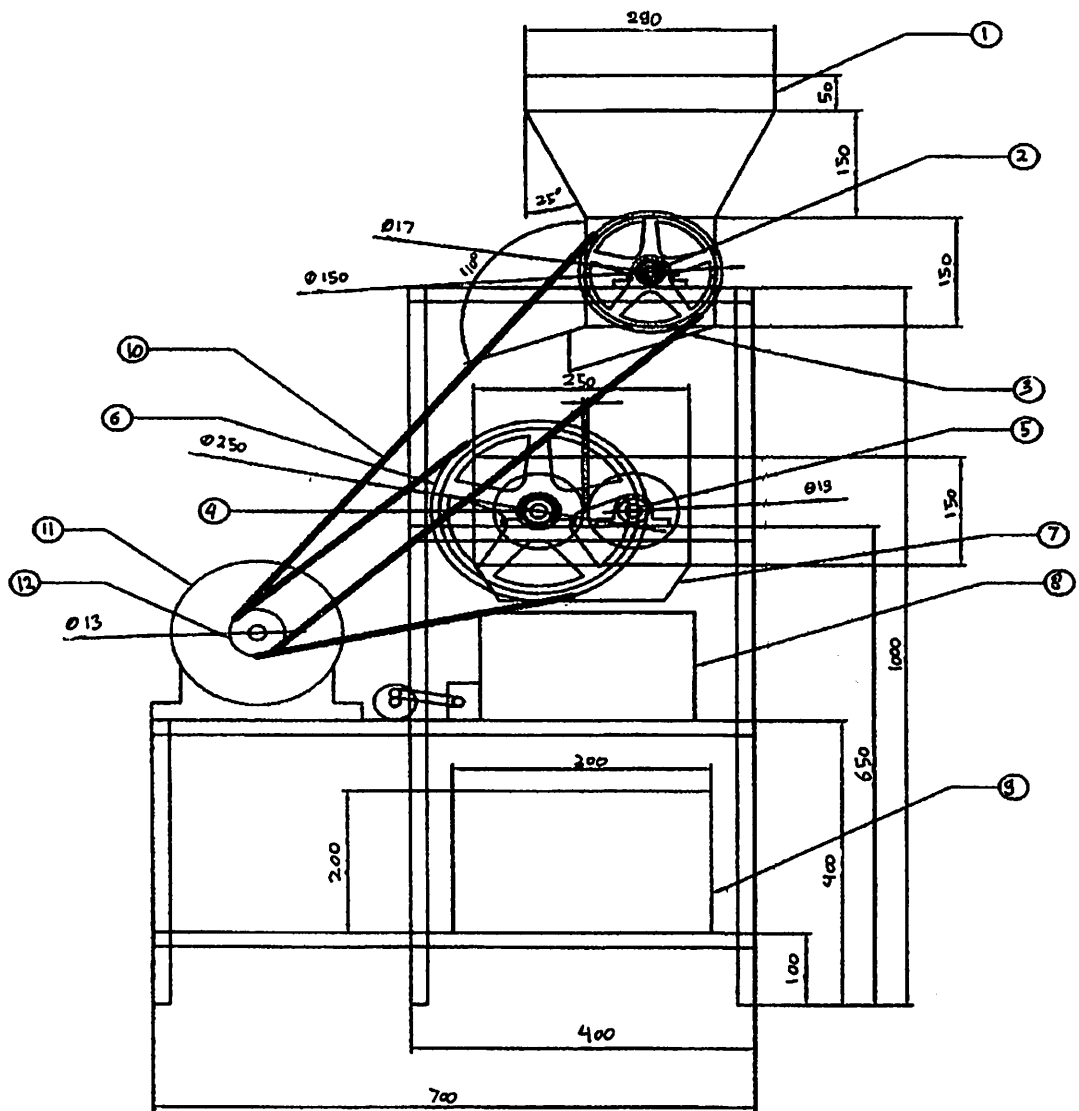
Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik $\sigma_B$ (kg/mm <sup>2</sup> )	Kekerasan (Brinell) $H_B$	Tegangan lentur yang diizinkan $\sigma_a$ (kg/mm <sup>2</sup> )
Besi cor	FC 15	15	140-160	7
	FC 20	20	160-180	9
	FC 25	25	180-240	11
	FC 30	30	190-240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC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

**FOTO ALAT TAMPAK DEPAN**

**FOTO ALAT TAMPAK SAMPING**

**FOTO ALAT TAMPAK ATAS**

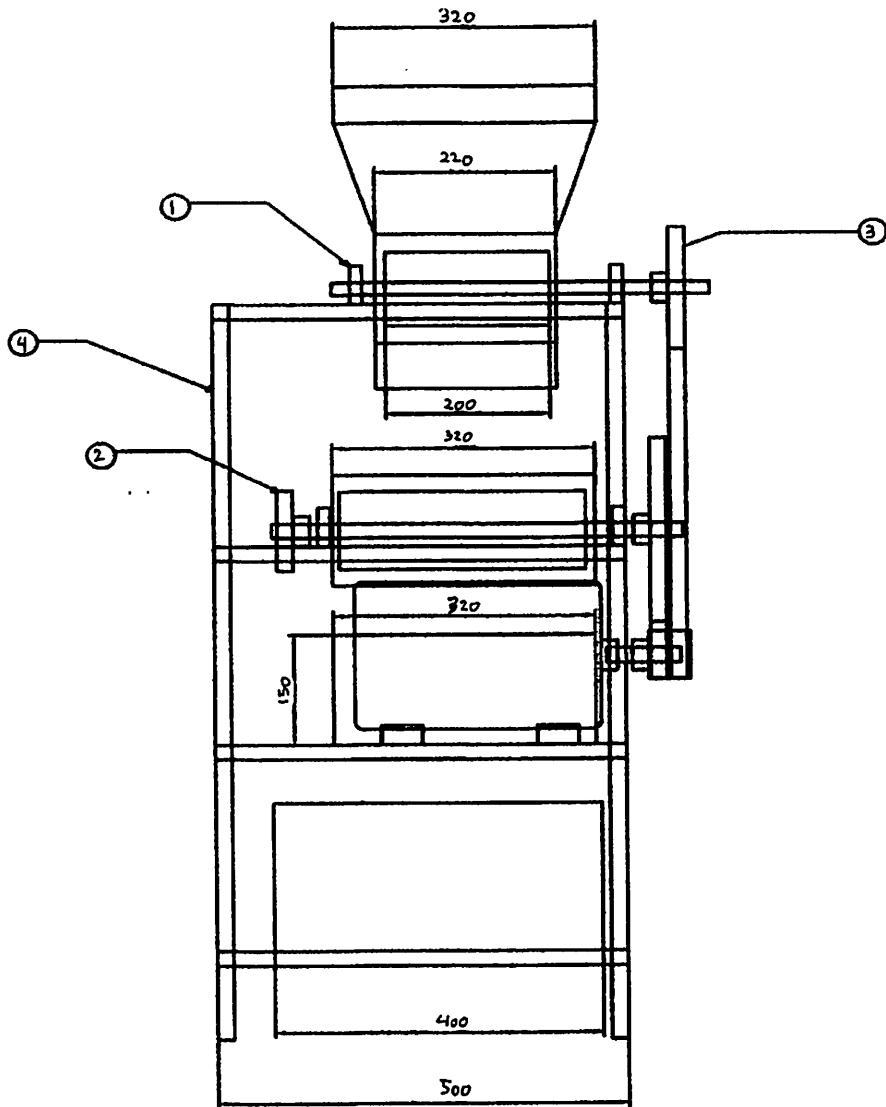




**KETERANGAN :**

- |  |  |
|--|--|
| 1. Corong masuk                        | 7. Bak/kotak pemeras ganyong           |
| 2. Poros pamarut ganyong               | 8. Penyaring hasil perasan ganyong     |
| 3. Corong keluar hasil pamarut ganyong | 9. Bak penampung hasil perasan ganyong |
| 4. Poros 1 pemeras ganyong             | 10. Sabuk 'V'                          |
| 5. Poros 2 pemeras ganyong             | 11. Motor                              |
| 6. Puli pemeras                        | 12. Puli motor                         |

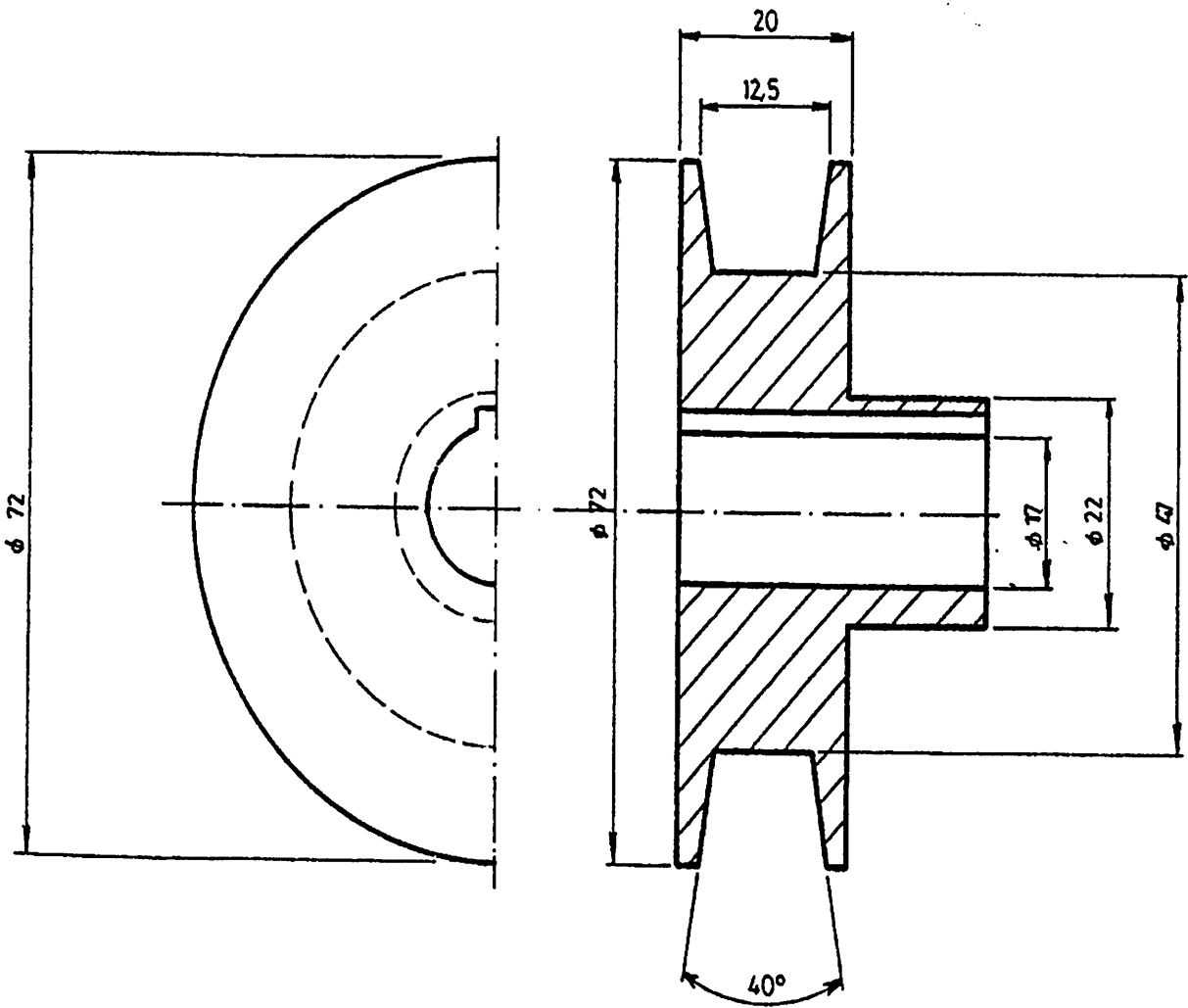
PROYEKSI A 	SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR: RIBUT DARMIKO S.	KETERANGAN
	UKURAN : mm	KELAS : MESIN D - III	
	TANGGAL: 02 - 08 - 2005	DILIHAT : Ir. WAYAN SUJANA, MT	
<b>ITN MALANG</b>	<b>GAMBAR PENAMPANG TAMPAK SAMPING</b>		<b>01</b> <b>A4</b>

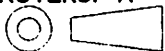


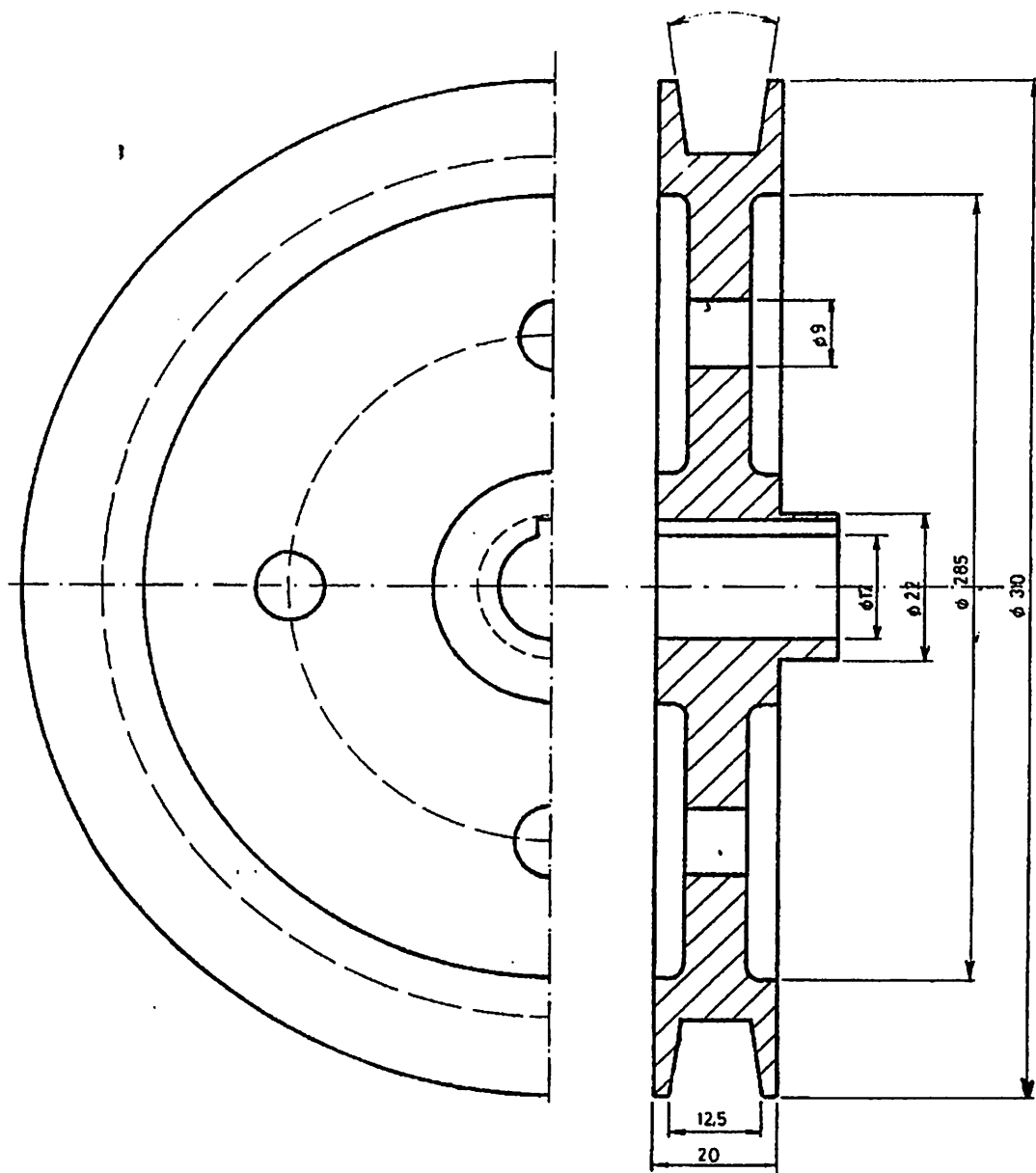
**KETERANGAN :**

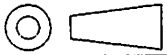
1. Bantalan/Bearing
2. Roda gigi
3. Puli pamarut
4. Kerangka mesin pamarut

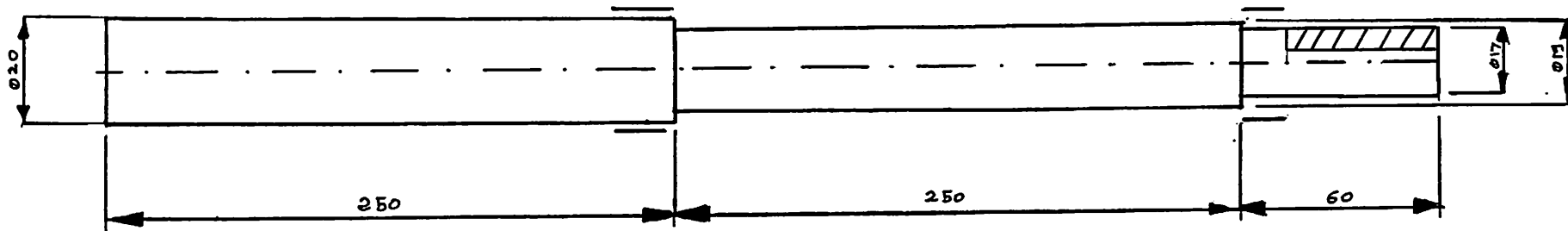
PROYEKSI A 	SKALA : 1 : 2	DIGAMBAR: RIBUT DARMIKO S.	KETERANGAN
	UKURAN : mm	KELAS : MESIN D - III	
	TANGGAL: 02 - 08 - 2005	DILIHAT : Ir. WAYAN SUJANA, MT	
<b>ITN MALANG</b>	<b>GAMBAR PENAMPANG TAMPAK DEPAN</b>		<b>02</b> <b>A<sub>4</sub></b>

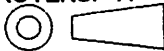


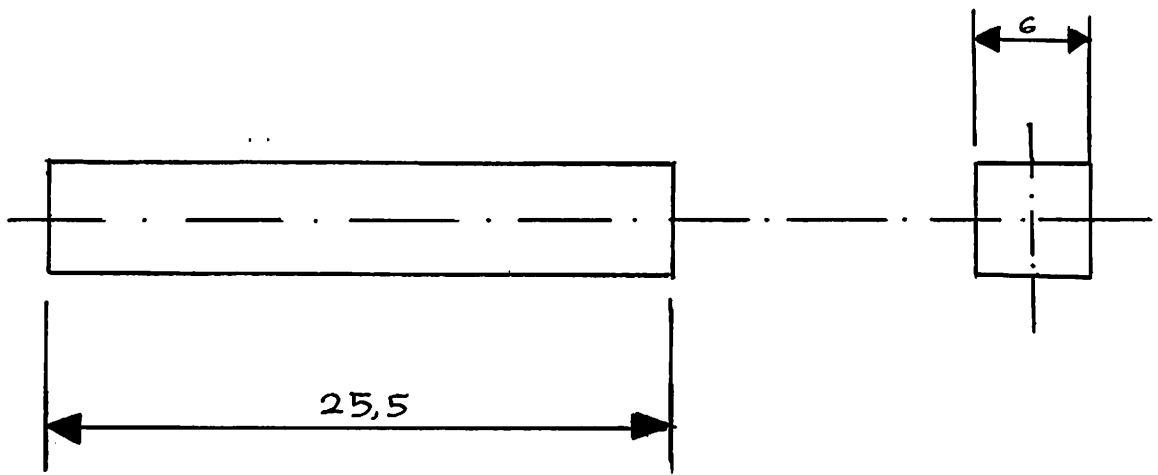
PROYEKSI A 	SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR: RIBUT DARMIKO .S	KETERANGAN
	UKURAN : mm	KELAS : MESIN D - III	
	TANGGAL : 02 - 08 - 2005	DILIHAT : Ir. WAYAN SUJANA, MT	
<b>ITN MALANG</b>	<b>PULI PENGGERAK</b>		<b>03</b> <b>A<sub>4</sub></b>




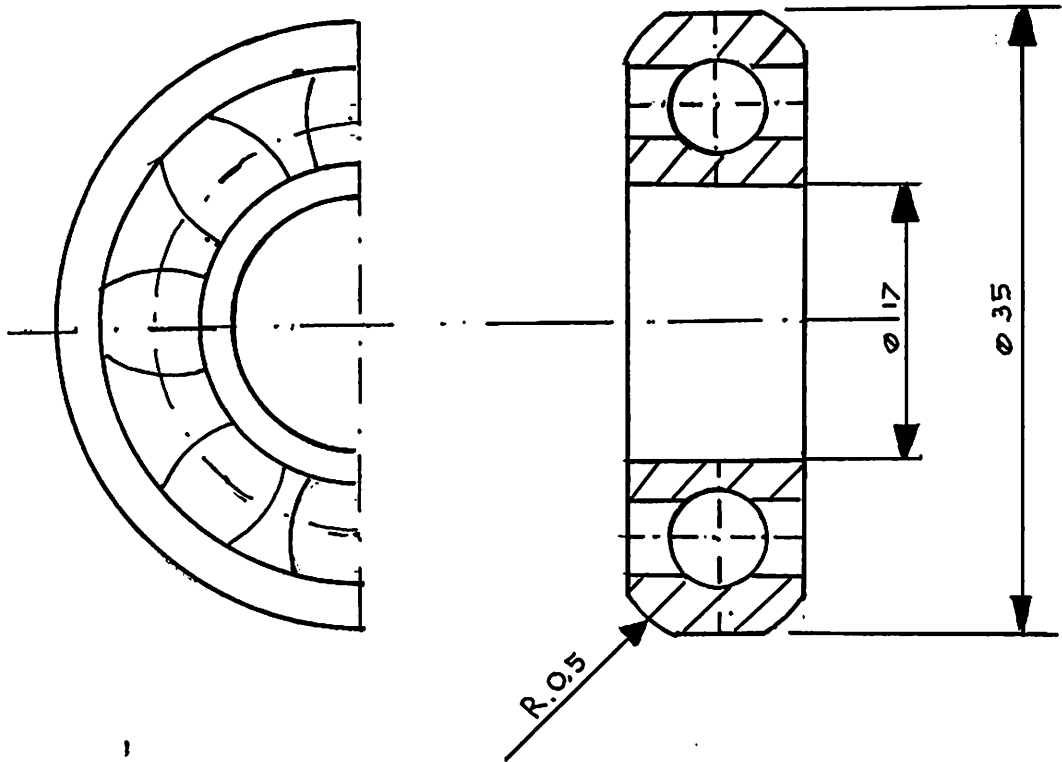
PROYEKSI A 	SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR : RIBUT DARMIKO S.	KETERANGAN
	UKURAN : mm	KELAS : MESIN D - III	
	TANGGAL : 02 - 08 - 2005	DILIHAT : Ir. WAYAN SUJANA, MT	
<b>ITN MALANG</b>	<b>PULI YANG DIGERAKKAN</b>		<b>04 A<sub>4</sub></b>




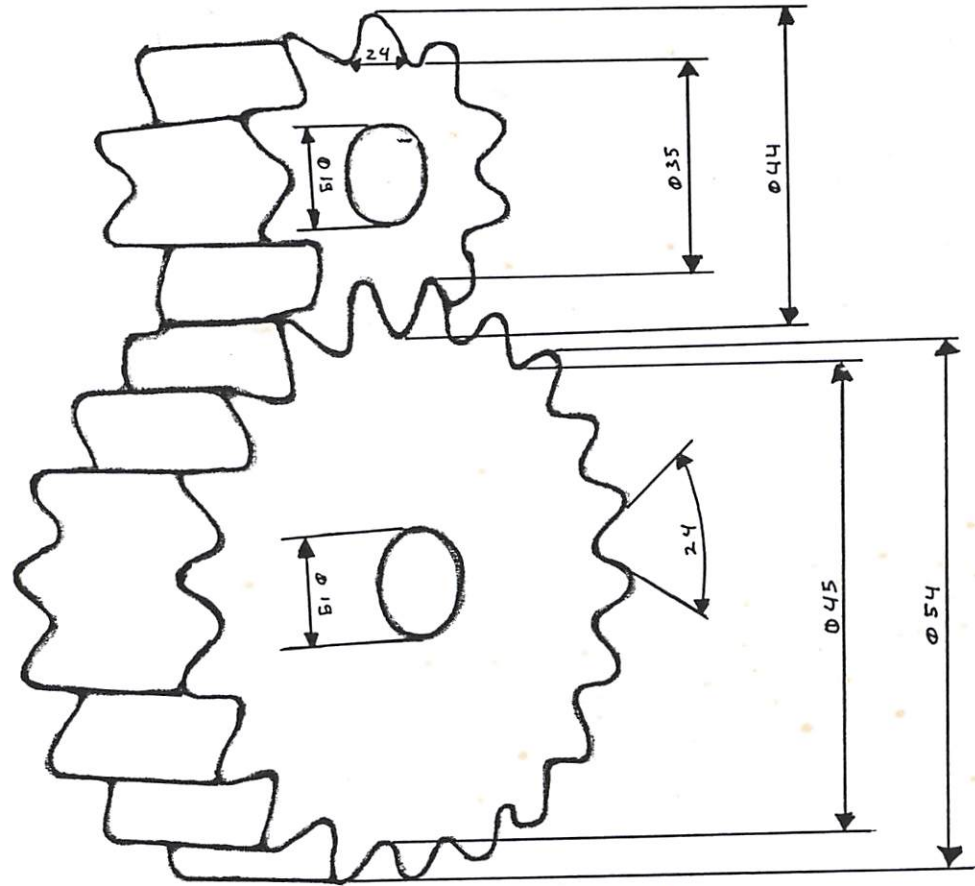
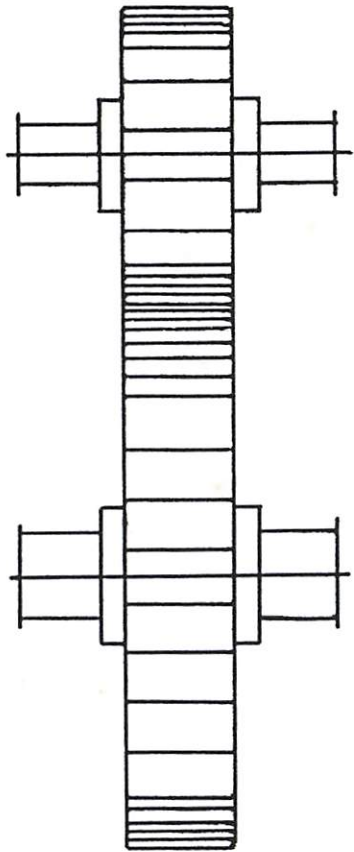
PROYEKSI A 	SKALA : 1 : 3	DIGAMBAR: RIBUT DARMIKO S.	KETERANGAN
	UKURAN : mm	KELAS : MESIN D - III	
	TANGGAL : 02 - 08 - 2005	DILIHAT : Ir. WAYAN SUJANA, MT	
ITN MALANG	POROS		05 A <sub>4</sub>



PROYEKSI A 	SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR : RIBUT DARMIKO S.	KETERANGAN	
	UKURAN : mm	KELAS : MESIN D - III		
	TANGGAL : 02 - 08 - 2005	DILIHAT : Ir. WAYAN SUJANA, MT		
ITN MALANG	PASAK		06	A <sub>4</sub>



PROYEKSI A 	SKALA : 1 : 1	DIGAMBAR : RIBUT DARMIKO S.	KETERANGAN
	UKURAN : mm	KELAS : MESIN D - III	
	TANGGAL : 02 - 08 - 2005	DILIHAT : Ir. WAYAN SUJANA, MT	
ITN MALANG	BANTALAN PADA POROS		07 A <sub>4</sub>



PROYEKSI A 	SKALA : 1 : 3	DIGAMBAR: RIBUT DARMIKO S.	KETERANGAN
	UKURAN : mm	KELAS : MESIN D - III	
	TANGGAL: 02 - 08 - 2005	DILIHAT : Ir. WAYAN SUJANA, MT	
<b>ITN MALANG</b>	<b>GAMBAR RODA GIGI TAMPAK SAMPING DAN TAMPAK DEPAN</b>		<b>08</b> <b>A<sub>4</sub></b>