

TUGAS AKHIR

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI ALAT PENGIRIS BAWANG MERAH



**Disusun Oleh :
ANANG PURWANTO
NIM : 00 51 247**

**JURUSAN TEKNIK MESIN DIII
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL
MALANG
2005**

2009

INDONESIA

INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
JURUSAN TEKNIK MESIN DAN

NO : 00 21 341

INDONESIA

Disusun oleh :



REKORD PERENCANAAN SISTEM MANAJEMEN
OPERASIONAL

AKHIR

LEMBAR PERSETUJUAN

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI ALAT PENGIRIS BAWANG MERAH

Disusun Oleh:

Nama : ANANG PURWANTO

NIM : 00 51 247

Jurusan : Teknik Mesin DIII

Mengetahui,

Ketua Jurusan
Teknik Mesin DIII


(Ir. Drs. Moch. Trisno, MT) 20/08

Dosen Pembimbing


(Ir. Lalu Mustiadi, 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**

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

**KARTU BIMBINGAN TUGAS AKHIR
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI**

Nama Mahasiswa : Anang Purwanto
N I M : 00 51 247
Jurusan : Teknik Mesin D III
Judul Tugas Akhir : Perencanaan Sistem Transmisi Alat Pengiris Bawang Merah

Pengajuan Tugas Akhir : 19 Maret 2005
Dosen Pembimbing : Ir. Lalu Mustiadi, MT
Keterangan Nilai Bimbingan : 85 (A)

Mengetahui :

Dekan FTI



Ir. Mochtar Asroni, MSME
NIP. : 101 810 005 6

Malang, 26 Maret 2005

Dosen Pembimbing

Ir. Lalu Mustiadi, 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**

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 : Anang Purwanto
 NIM / Nirm : 00.51.247
 Jurusan : Teknik Mesin D-III
 Judul : Perencanaan Sistem Transmisi Alat Pengiris Bawang Merah.

Dipertahankan dihadapan Team Penguji Ujian Tugas Akhir Jenjang Program
 Diploma Tiga (D-III), pada :

Hari / Tanggal : Sabtu / 26 Maret 2005.
 Dengan Nilai Hasil Ujian : 58,00

PANITIA UJIAN TUGAS AKHIR


Ketua
Ir. Mochtar Asroni, MSME
 Nip. : 101 810 005 6

Sekretaris



Ir. Teguh Rahardjo, MT
 Nip. : 131 991 184


ANGGOTA
 Sibut, ST



Ir. Teguh Rahardjo, MT
 NIP. : 131 991 184



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

FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
FAKULTAS TEKNIK SIPIL DAN PERENCANAAN
PROGRAM PASCA SARJANA 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) 417836 Fax. (0341) 417634 Malang

Nomor : ITN-2023/I.TA/8/05
Lampiran : _____
Perihal : *Bimbingan Tugas Akhir Program Kelas*

Malang 19 Februari 2005

Kepada : Yth. Sdr/i. Ir. Lalu Mustiadi, MT
Dosen Institut Teknologi Nasional
Di
Malang.

Dengan hormat.

Sesuai dengan permohonan dan persetujuan Tugas Akhir untuk mahasiswa:

Nama : Anang Purwanto
NIM : 0051247
Semester : IX (Sepuluh)
Jurusan : Teknik Mesin Diploma Tiga (D. III)
Fakultas : Teknologi Industri

Maka dengan ini pembimbingan Tugas Akhir tersebut kami serahkan sepenuhnya kepada saudara/i selama 1 (Satu) bulan, terhitung mulai tanggal, 19 Februari s/d 19 Maret 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)



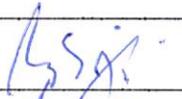
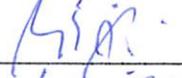
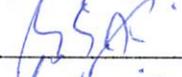
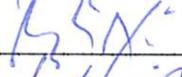
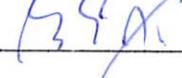
Ir. TEGUH RAHARDJO, MT
NIP. 131.991.184

Tembusan kepada Yth.:

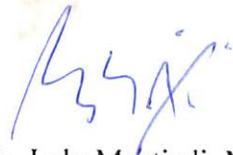
1. Mahasiswa yang bersangkutan.
2. Arsip.

DAFTAR ASISTENSI

1. NAMA : ANANG PURWANTO
2. NIM : 00 51 247
3. Jurusan : Teknik Mesin D-III
4. Judul Tugas Akhir : PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI
ALAT PENGIRIS BAWANG MERAH
5. Dosen Pembimbing : Ir. Lalu Mustiadi, MT.
6. Telah Disetujui Oleh :

No	Tanggal	Materi Konsultasi	Paraf
1		Pengajuan Proposal Tugas Akhir	
2		BAB I Pendahuluan	
3		BAB II Landasan Teori	
4		BAB III Perhitungan	
5		BAB IV Penutup	

Malang, April 2005


(Ir. Lalu Mustiadi, MT)

KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kehadirat Allah SWT atas anugerah yang telah diberikan kepada penyusun untuk dapat menyelesaikan penyusunan Tugas Akhir (TA) ini.

Penyusunan Tugas Akhir ini merupakan salah satu syarat dalam menyelesaikan studi guna memperoleh Gelar Ahli Madya Mesin di Fakultas Teknik Industri Jurusan Teknik Mesin DIII pada Institut Teknologi Nasional Malang.

Dalam penyusunan Tugas Akhir ini, penyusun telah banyak mendapat bantuan dari berbagai pihak. Pada kesempatan ini penyusun ingin menyampaikan ucapan rasa terima kasih kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Abraham Lomi, MSEE selaku Rektor Institut Teknologi Nasional Malang.
2. Bapak Ir. Mochtar Asroni, MSME, selaku Dekan Fakultas Teknik Industri ITN Malang
3. Bapak Ir. Teguh Rahardjo, MT, selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin DIII ITN Malang
4. Bapak Ir. Lalu Mustiadi, MT selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir
5. Rekan-rekan dan semua pihak yang telah membantu dalam penyusunan Tugas Akhir ini.

Penyusun menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih jauh dari sempurna, oleh karena itu penyusun mengharapkan kritik dan saran-saran yang bersifat membangun dari pembaca guna kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Akhir kata penyusun berharap semoga Tugas Akhir ini dapat dijadikan bahan wacana yang bermanfaat bagi para pembaca.

Malang, Maret 2005

Penyusun

DAFTAR ISI

JUDUL	i
LEMBAR PERSETUJUAN	ii
KATA PENGANTAR	iii
DAFTAR ISI	v
DAFTAR GAMBAR	viii
DAFTAR TABEL	ix
BAB I PENDAHULUAN	
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah.....	2
1.4 Tujuan Penulisan.....	3
1.5 Sistematika Pembahasan	3
BAB II DASAR TEORI	
2.1 Kapasitas Mesin	5
2.2 Penentuan Daya Motor.....	5
2.3 Pena Engsel	6
2.4 Pena Lengan Engkol	8
2.5 Lengan Engkol	9
2.6 Poros Engkol.....	10

2.6.1	Poros Engkel Tunggal	11
2.6.2	Poros Engkel Ganda	12
2.7	Sabuk dan Pulley	14
2.7.1	Pulley	14
2.7.2	Sabuk	14
2.8	Poros	18
2.8.1	Macam-macam poros Menurut Pembebanannya	19
2.8.2	Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros.....	19
2.9	Pasak.....	24
2.10	Baut Pengikat	26
2.11	Bantalan (Bearing)	28
2.11.1	Klafikasi Bantalan	29
2.11.1.1	Bantalan Luncur	29
2.11.1.2	Bantalan Gelinding	30
2.11.2	Perbedaan antara Bantalan Luncur dan Bantalan Gelinding	31

BAB III PERHITUNGAN

3.1	Kapasitas Mesin	33
3.2	Daya Motor	33
3.3	Pena Engkel.....	37
3.4	Pena Lengan Engkol.....	38
3.5	Lengan Engkol	39
3.6	Poros Engkol	41
3.7	Sabuk dan Pulley	42

3.7.1 Pulley	42
3.7.2 Sabuk	43
3.8 Posos.....	48
3.8.1 Poros Utama	48
3.8.2 Poros Reduksi.....	56
3.9 Pasak.....	66
3.10 Baut Pengikat	67
3.11 Bantalan (Bearing)	69
3.11.1 Banatalan pada Poros utama.....	69
3.11.2 Bantalan pada poros reduksi.....	72

BAB IV KESIMPULAN

DAFTAR TABEL

LAMPIRAN

1. Rekapitulasi
2. Gambar mesin

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1 Poros Engkol Tunggal	11
Gambar 2.2 Poros Engkol Ganda	12
Gambar 2.3 Ukuran Penampang Sabuk –V.....	15
Gambar 2.4 Macam-macam pada Pasak	24
Gambar 2.5 Kerusakan pada Baut.....	27
Gambar 2.6 Macam-macam Bantalan Luncur	29
Gambar 2.7 Macam-macam Bantalan Gelinding	30

DAFTAR TABEL

Tabel 1 Daftar tegangan lentur untuk bahan poros	78
Tabel 2 Tabel tekanan Bidang untuk logam	78
Tabel 3 Faktor Koreksi (Ko).....	78
Tabel 4 Daftar Koefisien gesek sabuk	79
Tabel 5 Panjang Sabuk – V Standart.....	80
Tabel 6 Kapasitas daya yang dapat ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal	81
Tabel 7(a) Faktor-faktor V,X,Y dan Xo, Yo Bantalan	81
Tabel 7 (b) Nomor Bantalan	82
Tabel 7 (c) Sifat Bantalan Luncur	83
Tabel 8 (a) Ukuran standart ulir kasar metris.....	84
Tabel 8 (b) Ukuran standart ulir kasar metris (JIS B 0205).....	85

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Tantangan besar yang kita hindari adalah era globalisasi kemajuan teknologi dan pasar bebas. Pada saat ini dunia sudah menjadi tempat yang seolah-olah sangat dekat sehingga produk local dengan produk luar negeri semakin jelas. Sementara disisi lain kita masih dalam rangka mengangkat kualitas pengusaha kecil, supaya dapat dikembangkan ditengah situasi dan kondisi yang kurang menguntungkan bagi posisi usahannya, karena kurangnya permodalan pemasaran dan jiwa kewirausahaan secara umum.

Sementara itu didalam dunia pendidikan, kurang tertarik terhadap dunia kewirausahaan dan lebih senang memiliki posisi dan status social sebagai karyawan disuatu perusahaan terutama yang bonafit. Melihat kondisi itu, institut Teknologi Nasional Malang yang merupakan pusat pendidikan teknologi dengan mahasiswa yang memiliki cita-cita tinggi, akan membuat pengusaha kecil semakin tidak tersentuh dengan perkembangan dan aplikasi teknologi yang sangat terikat erat dengan kualitas dan efisien produk. Kedua hal tersebut inilah yang sesungguhnya merupakan pangkal tolak untuk berhasil dalam era pasar global yang akan datang.

.Berpangkal semangat aplikasi dan keinginan untuk membuat para pengusaha kecil mengembangkan usahanya, maka saya mencoba mengambil judul "Perancangan Mesin Pengiris Bawang Dengan Pengerak Motor Listrik

Kapasitas 106 Potong/Menit". Hal ini kami lakukan, agar perajangan yang dilakukan secara manual/tradisional dapat diganti dengan menggunakan mesin sehingga kualitas yang diproduksi dapat ditingkatkan

1.2 Rumusan Masalah

Dalam proses perancangan ini penyusun membatasi masalah yang dibahas yaitu yang berkaitan dengan bagaimana merencanakan konstruksi mesin pengiris bawang yang kokoh, praktis dan efisien dengan merealisasikan dalam perencanaan bentuk sederhana.

Disini penulis hanya membahas system transmisi dan kopling dari mesin pengiris bawang agar bawang yang dihasilkan nanti bermutu dan berkualitas. Sehingga diperlukan suatu perencanaan yang benar-benar memperhitungkan dimensi dari masing tersebut. Didalam suatu perencanaan baik itu kondisi maupun transmisi yang perlu diperhatikan adalah faktor keamanan dan ketangguhan dari dari konstruksi atau kerangka yang dirancang, agar dapat menerima beban atau gaya yang bekerja pada mesin tersebut.

Berpijak dari masalah diatas maka penulis dengan keterbatasan kemampuan berusaha memberanikan untuk merencanakan suatu transmisi mesin yang baik dan permanen.

1.3 Batasan Masalah

Mengingat luas ruang lingkup pembahasan dari pokok permasalahan yang ada, supaya pembahasan dan penarikan kesimpulan, mempunyai arah yang

jelas, maka dalam laporan akhir ini penulis membatasi dalam beberapa hal sebagai berikut :

1. Perhitungan Transmisi Pulley, Sabuk –V, Poros, Bantalan, Poros Engkol, lengan Engkol.
2. Perhitungan Dimensi Pulley, Sabuk-V, Poros dan bantalan

1.4 Tujuan Penulisan

Penulis Tugas Akhir ini bertujuan sebagai berikut :

1. Merancang sistem transmisi yang dipergunakan pada alat pengiris bawang merah.
2. Merencanakan dimensi dan kekuatan tiap komponen pada sistem transmisi dari alat pengiris bawang merah.

1.5 Sistematika Pembahasan

Untuk mempermudah pembahasan dari pemahaman laporan akhir ini maka penulisan dalam beberapa bab sistematika penulisan sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisis tentang latar belakang masalah, tujuan penulisan, batasan masalah, metode penulisan dan sistematika penulisan.

BAB II DASAR TEORI

Pada bab ini dibahas teori-toeri yang dipakai untuk diperhitungan komponen yang akan dibuat pada mesin pengiris bawang merah.

BAB III PERHITUNGAN

Pada bab ini dibahas mengenai perhitungan komponen yang akan dibuat pada mesin pengiris bawang berdasarkan teori-teori yang telah ada

BAB IV KESIMPULAN

Pada bab ini berisi kesimpulan dari perhitungan dan saran-saran

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II

DASAR TEORI

Dalam penyusunan laporan akhir ini didasarkan pada teori dan praktek mahasiswa selama perkuliahan maupun dan literatur yang tertulis pada daftar pustaka. Namun demikian masih mendapat pertimbangan dan dosen pembimbing maupun dan dosen yang lain atau teman-teman. Untuk lebih jelasnya akan dibahas pada sub bab-bab berikut ini.

2.1. Kapasitas Mesin

Pada perencanaan mesin ini kapasitas yang diharapkan adalah pengirisan bawang secara cepat. Dalam satu kali putaran terjadi dua kali pemotongan dengan jumlah bawang sekali pemotongan satu buah. Hal ini secara tidak langsung telah menetapkan bahwa untuk menghasilkan kapasitas tersebut putaran mesin yakni setengah dari kapasitas mesin.

2.2. Penentuan Daya Motor

Untuk memperoleh daya motor, diperlukan perhitungan yang cukup rumit. Hal ini dipengaruhi oleh beberapa faktor yang ada. Dari kapasitas yang ditentukan masih belum cukup. Hal ini karena tegangan geser dari bawang yang belum diketahui. Namun demikian untuk memberikan asumsi gaya potong perancang

melakukan percobaan pemotongan terhadap bawang dengan memberikan beban pada pisau perajang sampai gelondongan kentang terpotong. Dari sini kemudian diketahui gaya potong terhadap gelondongan bawang. Sehingga torsi yang terjadi dapat dihitung dengan adanya jarak antara sumbu poros terhadap titik pusat gaya potong pisau yang telah ditentukan. Adapun torsi yang dihasilkan adalah:

$$T = F_g \times l$$

Dimana: T : Torsi yang dihasilkan (kg.mm)

F_g : Gaya potong pisau terhadap gelondongan (kg)

l : Jarak gaya potong vertikal terhadap sumbu poros/pena (mm)

Dari rumusan diatas maka daya motor dapat diketahui dengan perhitungan sebagai berikut:

$$P_d = \frac{(T/1000)(2\pi n_1/60)}{102} \dots\dots\dots (\text{Sularso, Hal 7})$$

Dimana : P_d : Daya rencana (Kw)

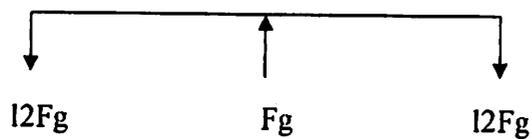
T : Momen rencana (Kg. mm)

n_1 : Putaran motor (rpm)

2.3. Pena Engsel

Pada perencanaan alat pengiris bawang ini, komponen yang tidak kalah pentingnya adalah pena. Pena ini dipasang pada salah satu bagian pisau potong dan pada bagian tengahnya dipasang bantalan. Sehingga pada waktu gerakan pemotongan

membentuk sudut sebesar 18° pada kedudukan tertinggi dan sudut 36° pada kedudukan poros engkol sejajar dengan sumbu horizontal. Untuk menentukan diameter pena perlu diketahui gaya-gaya yang bekerja pada pena. Hal ini dimaksudkan agar pena mampu menahan gaya-gaya akibat gerakan pembawa pisau.



Dimana: F_g : Gaya oleh pisau (kg).

$12F_g$: Gaya perlawanan pena akibat gaya pisau (kg)

Selain itu penentuan diameter pena juga perlu memperhatikan tegangan geser (τ) dan ketebalan pisau (t) yang digunakan untuk memotong gelondongan.

Sehingga diperoleh rumusan sebagai berikut:

$$\tau = \frac{F}{d \times t}$$

Dimana: τ : Tegangan geser (kg/mm^2)

F: Gaya yang bekerja pada pena (kg)

t: Tebal pisau (mm)

d: Diameter Pena (mm)

Pada penentuan diameter pena ini, defleksi yang terjadi dapat diabaikan, hal ini karena pena yang diperlukan tidak panjang dan dapat dicari sebagai berikut:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\tau b}{5x\pi}} \dots\dots\dots (\text{Umar Sukrisno, hal 190})$$

Dimana: l : Panjang pena (mm)

d : Diameter pena (mm)

τb : Kekuatan tarik bahan (kg/mm^2)

τ_0 : Tegangan geser ijin (kg/mm^2)

2.4 Pena Lengan Engkol

Pena lengan engkol ini dipakai untuk menghubungkan antara lengan engkol dan pembawa pisau. Untuk menentukan pena ini yang perlu diperhatikan selain gaya potong (F_g), dan tegangan geser (τ) adalah efisiensi mekanis (η_m) dan faktor keamanan dan pena yang direncanakan (sf). Sehingga di peroleh sebagai berikut:

$$F = \frac{F_g}{\eta_m} \dots\dots\dots (\text{Umar Sukrisno, hal 197})$$

Dimana: F : Gaya yang harus dimiliki oleh pena (kg)

F_g : Gaya potong terbesar (kg)

η_m : Efisiensi mekanis

Setelah gaya yang harus dimiliki oleh pena diketahui maka untuk menentukan diameter pena lengan engkol dapat dilakukan sebagai berikut:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\tau b}{(5x\tau_0)}} \dots\dots\dots (\text{Umar Sukrisno, hal 197})$$

Dimana: l: Panjang pena (mm)

d : Diameter pena (mm)

τb : Tegangan bahan (kg/mm^2)

τ_0 : Tegangan ijin (kg/mm^2)

Dari rumusan diatas maka diameter pena engkol dapat diketahui.

2.5 Lengan Engkol

Lengan engkol ini merupakan pentransmisi gerakan dan poros engkol ke pembawa pisau (sloper), yakni merubah gerakan putar dan poros engkol menjadi gerakan naik turun pada pembawa pisau (striaper). Akibat dari gerakannya itu lengan engkol akan mengalami buckling. Gaya buckling dapat dihitung sebagai berikut:

$$P = \frac{\pi^2 EI}{Cl^2} \dots\dots\dots (\text{PEDC Bandung, hal 12 - 2})$$

Dimana: P: Gaya yang bekerja pada ujung batang (kg)

E: Modulus Elastisitas bahan (n/mm)

L: Panjang batang (mm)

I: Momen inersia (kg/mm^4)

C: Angka Kelangsingan (C: 1,2,3...)

Selain itu demi keamanan dari lengan engkol, maka perlu diperhatikan juga faktor keamanan (v). Selain itu tegangan buckling ijin adalah sebagai berikut:

$$F_{cr} = \frac{F_c}{v}$$

Dimana: F_{cr} : Tegangan buckling ijin (kg)

F_c : Gaya Buckling (kg)

v : Faktor keamanan (3 - 10)

Sedangkan tegangan buckling dan bahan (τ_b) adalah sebagai berikut:

$$\tau_b = \frac{E I \cdot \pi^2}{L^2 \cdot v \cdot A} \dots\dots\dots \text{(PEDC Bandung, hal 12 - 4)}$$

Dimana: τ_b : Tegangan buckling bahan (kg)

I : Momen inersia (kg/mm)

L : Panjang bahan (mm)

A : Luas penampang bahan (mm)

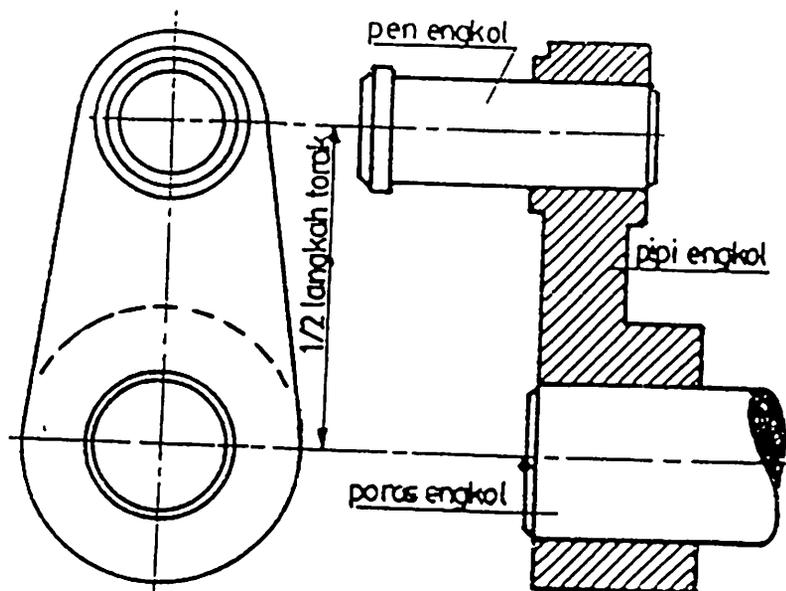
2.6 Poros Engkol

Poros engkol merupakan bagian dari mesin yang digunakan untuk mengubah naik turun dari torak menjadi gerakan putar. Tapi dalam perencanaan alat perajang bawang ini poros engkol untuk mengubah gerakan berputar menjadi gerakan naik turun dari pisau potong.

Di dalam praktek dikenal dua macam poros engkol, yaitu:

2.6.1. Poros Engkol Tunggal

Poros engkol tunggal terdiri dari sebuah poros engkol dan sebuah pena engkol. Kedua-duanya diikat menjadi satu oleh pipi engkol yang pemasangannya menggunakan cara pengingsutan. Pipi engkol biasanya terbuat dari baja tuang, sedangkan pena engkolnya dibuat dari baja ST 50 atau ST 60. Dan jarak antara sumbu pena engkol dengan sumbu poros engkol adalah setengah langkah torak ($1/2$ s).

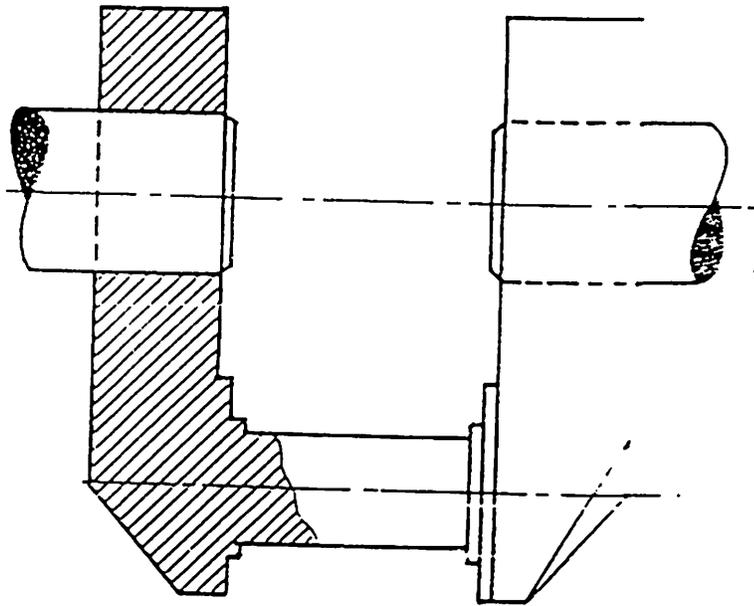


Gambar 2.1 Poros engkol tunggal
Sumber : Bagian-Bagian Mesin dan Merencana, Umar Sukrisno, halaman 195

2.6.2 Poros Engkol Ganda

Poros engkol ganda adalah poros engkol yang mempunyai dua pipi engkol dan sebuah pena. Kedua pipi-pipi engkolnya dan pena engkol terbuat dari satu bahan yang pemasangannya secara sambungan insutan.

Dewasa ini yang seluruhnya dibuat dari besi tuang khusus. Hal ini karena biaya pembuatan yang lebih murah, juga karena besi tuang mempunyai sifat dapat menahan getaran-getaran.



Gambar 2.2 Poros engkol ganda

Sumber : Bagian-Bagian Mesin dan Merencana, Umar Sukrisno, halaman 196

Hal ini yang perlu diperhatikan dalam menentukan dimensi dari poros engkol adalah gaya yang bekerja pada tekanan bidang pena engkol (F) dan momen yang terjadi baik ini, momen sproket (M_w) maupun momen bengkok (M_b). Untuk menentukan gaya terhadap bidang ini adalah sebagai berikut:

$$F = \frac{Fl}{\eta m} \dots\dots\dots (\text{Umar Sukrisno, hal 190})$$

Dimana: F : Gaya tekan pada pen poros engkol (kg)

Fl: Gaya dorong (kg)

M: Rendemen Mekanis

Sedangkan untuk momen (M) secara umum adalah sebagai berikut:

$$M = F \times \tau$$

Dimana: M: Momen yang terjadi (Bengkok atau Lentur)

F : Gaya yang bekerja pada bidang (kg)

τ : Tegangan geser ijin (kg/mm^2)

Setelah gaya dan momen yang terjadi didapatkan maka dimensi dan poros engkol dapat ditentukan dengan cara sebagai berikut:

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\tau b}{(5 \times \tau_0)}} \dots\dots\dots (\text{Umar Sukrisno, hal 190})$$

Dimana: l : Panjang pen yang digunakan (mm)

d : Diameter pen pada poros engkol (mm)

τb : Gaya yang harus dimiliki pena (kg)

τ_0 : Tegangan pada bidang yang diijinkan (kg/mm^2)

2.7. Sabuk dan Pulley

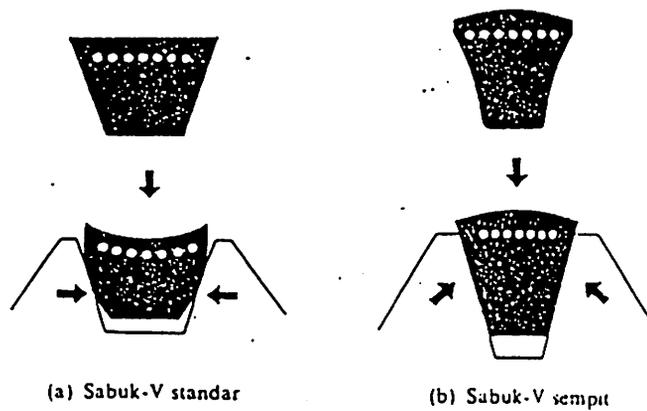
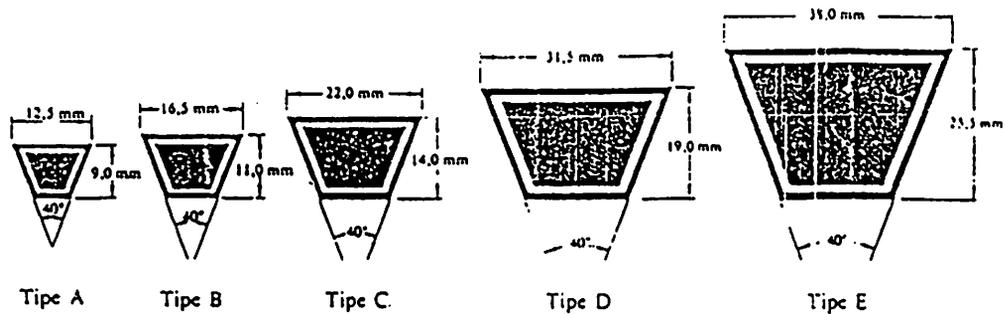
2.7.1. Pulley

Pada perencanaan alat ini putaran rencana mesin adalah 53 (rpm). Untuk mendapatkan putaran tersebut penulis menggunakan pulley sebagai reduksinya. Jika putaran pulley penggerak n_1 (rpm) dan yang digerakkan n_2 (rpm) dengan diameter nominal masing-masing adalah d_p (mm) dan D_p (mm) serta perbandingan putaran dinyatakan dengan n_1/n_2 atau d_p/D_p , maka untuk mendapatkan putaran yang diinginkan adalah sebagai berikut:

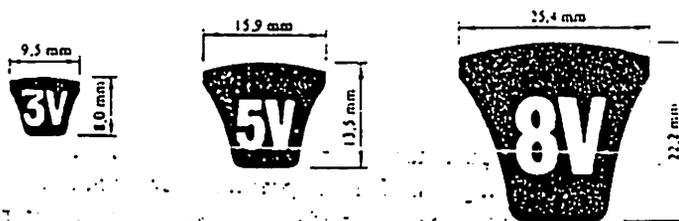
$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_p}{d_p} = \frac{1}{u}; u = \frac{1}{i} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 166})$$

2.7.2. Sabuk

Jarak yang jauh antara dua buah poros sering tidak memungkinkan transmisi langsung dengan roda gigi. Dalam hal demikian, cara transmisi putaran atau daya yang lain diterapkan, dimana sebuah sabuk luwes atau rantai yang dibelitkan sekeliling pulley atau sproket pada poros. Sebagian besar transmisi sabuk menggunakan sabuk V karena mudah penanganannya dan harganya pun murah. Pada umumnya kecepatan sabuk direncanakan antara 10 sampai 20 (m/s) dan daya maksimum yang ditransmisikan kurang lebih sampai 500 (Kw).



Persinggungan antara sisi sabuk dan alur puli.



Gambar 2.3 Ukuran penampang sabuk V

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, halaman 164, 172

Untuk menentukan jenis dan ukuran sabuk, banyak hal yang harus diperhatikan. Atas dasar daya rencana dan putaran penggerak, penampang sabuk-V yang pas dapat diperoleh sesuai gambar diatas. Untuk kecepatan keliling sabuk (v) adalah sebagai berikut:

$$v = \frac{\pi \cdot dp \cdot n}{60 \times 1000} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 166})$$

Dimana: v : Kecepatan keliling sabuk (m.s^{-1})

D_p : Diameter pulley penggerak (mm)

n : Putaran pulley penggerak (rpm)

Sedangkan untuk mengetahui panjang sabuk yang akan dipakai adalah sebagai berikut:

$$L = 2C + \Pi/2 (dp + Dp) + \frac{1}{4C} (Dp - dp)^2 \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 170})$$

Dimana: L : Panjang sabuk (mm)

C : Jarak sumbu penggerak dengan yang digerakkan (mm)

dp : Diameter pulley penggerak (mm)

Dp : Diameter pulley yang digerakkan (mm)

Selain itu juga perlu dihitung terlebih dahulu tegangan tarik sabuk yang terjadi yakni sebagai berikut :

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu\alpha} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 171})$$

Dimana: F_1 : Gaya tarik sabuk sisi kancang (kg)

F_2 : Gaya tarik sabuk sisi kendur (kg)

e : konstanta 2,718

μ : Koefisien gesek sabuk (lihat tabel)

α : $((180 - 2\gamma)/2C)$

Sedangkan: $\gamma = \arcsin (D_p - d_p)/2C$ (Sularso, hal 170)

Selain itu perbandingan reduksi yang besar dan sudut kontak lebih kecil dan 180° maka sudut kontak adalah sebagai berikut:

$$\theta = 180^\circ - \frac{57(D_p - d_p)}{C} \dots\dots\dots (Sularso, hal 173)$$

Dimana: θ : Besar sudut kontak (derajat)

D_p : Diameter pulley yang digerakkan (mm)

d_p : Diameter pulley penggerak (mm)

C : Jarak sumbu poros (mm)

Untuk mengetahui daya yang ditransmisikan oleh satu sabuk (P_o) adalah sebagai berikut:

$$P_o = \frac{F_e \cdot v}{102} \dots\dots\dots (Sularso, hal 171)$$

Dimana: P_o : Daya yang direncanakan (Kw)

F_e : Gaya tangensial efektif (kg)

v : Kecepatan linier sabuk-V (m/s^1)

Sehingga untuk mengetahui jumlah sabuk (N) yang digunakan adalah sebagai berikut:

$$N = \frac{P_d}{P_o \cdot K_o} \frac{F_e \cdot v}{102} \dots\dots\dots \text{(Sularso, hal 173)}$$

Dimana: N : Jumlah sabuk yang digunakan (buah)

P_d : Daya rencana (Kw)

K_o : Faktor koreksi sudut kontak

P_o : Kapasitas daya yang ditransmisikan satu sabuk (Kw)

Maka dengan cara urutan perhitungan seperti di atas maka jumlah sabuk yang akan digunakan dapat diketahui.

2.7. Poros

Dalam suatu mesin, poros memegang peranan yang sangat penting dalam meneruskan daya bersama-sama dengan putaran. Namun ada juga poros yang dalam sistem kerjanya tidak berputar atau bahkan memang tidak diperbolehkan berputar.

2.7.1. Macam-macam Poros Menurut Pembebanannya

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya adalah sebagai berikut:

1. Poros Transmisi

Poros macam ini mendapat beban system murni atau system dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini umumnya melalui kopling, roda gigi, pulley sabuk atau system rantai, dan lain-lain.

2. Spindel

Poros transmisi yang system pendek, seperti poros utama mesin perkakas, dimana beban utamanya puntiran, disebut system. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasi harus kecil dan bentuk ukurannya harus teliti.

3. Gandar

Gandar adalah dimana poros tidak mendapatkan beban \square system bahkan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandat hanyalah mendapatkan beban lentur, namun gesekan antara bagian sliding atau bantalannya. Maka gandar juga mendapatkan beban puntir, meskipun relative lebih kecil sekali.

2.7.2. Hal-hal Penting Dalam Perencanaan Poros

Hal-hal yang perlu diperhatikan dalam perencanaan poros adalah sebagai berikut:

1. Kekuatan Poros

Dalam merencanakan sebuah poros transmisi harus memperhatikan jenis putaran yang harus ditanggung oleh poros tersebut. Beban-beban yang ada antara momen puntir, lentur atau gabungan dari keduanya yakni tarik dan tekan. Kelemahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan.

2. Kekuatan Poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak telitian (pada mesin Perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kontak roda gigi). Karena itu, disamping kekuatan poros, kekuatannya harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3. Putaran Kritis

Putaran kritis adalah putaran tinggi dimana pada putaran tersebut terjadi getaran yang luar biasa. Hal ini dapat terjadi pada turbin, motor bensin, motor listrik, dan lain-lain. Putaran tersebut dapat mengakibatkan kerusakan pada poros dan bagian-bagian lainnya. Jika mungkin, poros harus direncanakan sedemikian rupa hingga putaran kerjanya lebih rendah dari putaran kritisnya.

4. Korosi

Untuk memperpanjang usia pakai dari poros yang direncanakan, perlu juga diperhatikan masalah korosi. Lingkungan yang korotif dapat mempercepat proses korosi terhadap poros tersebut. Oleh karena itu perlindungan poros dari korosi mendapat perhatian yang khusus.

5. Bahan Poros

Untuk menentukan bahan poros yang akan di pakai, hal yang perlu dijadikan sebagai bahan pertimbangan selain faktor-faktor diatas adalah bahan untuk poros. Umumnya untuk kontruksi mesin, bahan yang sering digunakan adalah baja yang ditarik dingin definis (disebut bahan S-C). Poros-poros yang dipakai untuk putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan lengan pengerasan kulit yang sangat tahan terhadap keausan.

Untuk menghitung diameter dari poros (d_s) dengan terlebih dahulu mengetahui besarnya gaya-gaya yang bekerja terhadap poros dan besarnya momen yang ditimbulkan akibat gaya-gaya tersebut. Sebelum menentukan besarnya diameter poros terlebih dahulu dihitung sebagai berikut:

- Torsi yang terjadi (T)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 7})$$

Dimana: Pd: Daya rencana (KW)

n : Putaran pulley penggerak (rpm)

- Tegangan geser ijin (τ_a)

$$\tau_a = \frac{\sigma_b}{sf_1 \times sf_2} \dots\dots\dots \text{(Sularso, hal 8)}$$

Dimana: τ_a : Tegangan geser ijin (kg/mm^2)

σ_b : Kekuatan tarik bahan (kg/mm^2)

sf_1 : Faktor keamanan untuk bahan SF 5,6 dan S-C 6,0)

sf_2 : Faktor keamanan (yang besarnya antara 1,3 - 3,0)

Setelah itu menentukan dimensi poros dapat dihitung sebagai berikut:

$$ds = \left[\left\{ \frac{5,1}{\tau_a} \right\} \sqrt{(K_m.M)^2 + (K_t.T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots \text{(Sularso, hal 18)}$$

Dimana: ds : Diameter poros (mm)

τ_a : Tegangan geser yang diijinkan (kg/mm^2)

K_m : Faktor koreksi untuk momen lentur

K_t : Faktor koreksi untuk momen puntir

T : Torsi yang terjadi (kg.mm)

M : Momen gabungan terbesar (kg.mm)

Sehingga dari cara perhitungan seperti diatas maka diameter poros dapat ditentukan.

Besarnya deformasi yang disebabkan oleh momen puntir harus dibatasi. Untuk poros yang dipasang pada mesin umumnya dalam kondisi kerja normal,

besarnya defleksi puntiran dibatasi 0,25 - 0,3 derajat. Untuk poros panjang atau poros yang mendapat beban kejutan atau berulang, harga tersebut harus dikurangi menjadi setengah dari harga diatas. Sebaliknya dapat terjadi pada transmisi di dalam suatu pabrik, beberapa kali harga diatas tidak menimbulkan kesukaran apa-apa. Jika d_s adalah diameter poros (mm), θ defleksi puntiran ($^{\circ}$), l panjang poros (mm) T momen puntir (kg/mm), dan G modulus geser (kg/mm^2), maka defleksi puntiran poros adalah sebagai berikut:

$$\theta = 584 \frac{T.l}{G.d_s^4} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 18})$$

Selain itu untuk poros putaran tinggi, putaran kritis sangat penting untuk dipertimbangkan. Demi keamanan dapat diambil pedoman secara umum bahwa putaran kerja poros maksimum tidak boleh lebih 80 % putaran kritisnya. Jika W (kg) adalah berat beban, l (mm) jarak antara bantalan, dan d_s (mm) diameter poros maka putaran kritis N_c (rpm) adalah sebagai berikut:

$$N_c = 52700 \frac{d_s^2}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{l}{W}} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 19})$$

Dan bila terdapat beberapa benda berputar pada satu poros, maka dihitung terlebih dahulu putaran-putaran kritis N_{c1} , N_{c2} , N_{c3} , dari masing-masing benda tersebut yang seolah-olah berada sendiri pada poros. Kritis keseluruhan dari sistem

Kritis keseluruhan dari system (N_{co}) adalah sebagai berikut:

$$\frac{1}{N_{co}^2} = \frac{1}{N_{c_1}^2} + \frac{1}{N_{c_2}^2} + \frac{1}{N_{c_3}^2} + \dots \quad (\text{Sularso,}$$

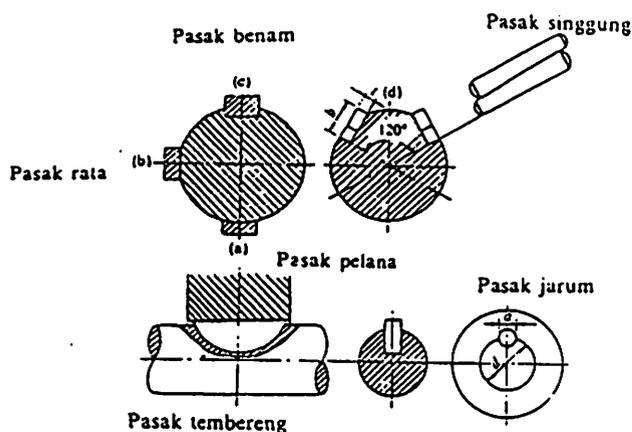
hal 19)

Harga N_{co} dari rumus ini kemudian dibandingkan dengan putaran maximum sesungguhnya yang akan dialami oleh poros.

2.8. Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk memantapkan bagian-bagian mesin seperti roda gigi, sproket, pulley, kopling, dan lain-lain pada poros. Momen diteruskan poros ke naf atau naf ke poros.

Pasak pada umumnya dapat digolongkan atas beberapa macam, menurut pasaknya dapat dibedakan antara lain pasak pelana, pasak rata, pasak benam dan pasak singgung, yang umumnya berpenampang segi empat. Dalam arah memanjang, berbentuk tirus atau prismatis. Pasak benam prismatis ada yang khusus dipakai sebagai pasak lurus. Selain ada pula pasak tembereng dan pasak jarum.



Gambar 2.4 Macam-macam pasak

Sumber : Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Sularso, halaman 24

Dalam perencanaan ini, pasak diganti oleh set screw. Set screw digunakan untuk mencegah gerakan relatif dengan menggunakan tahanan yang diberikan pada ujungnya. Holding power dan set screw adalah tahanan gesek, yang bekerja pada ujungnya. Sebagai contoh adalah instalasi pada naf dari gear atau pulley yang menggunakan set screw, sehingga dengan tekanannya pada poros, gear dan pulley menjadi berputar bersamaan dengan poros. Menurut eksperimen yang dipimpin oleh Mr. Pinkey, holding power dari set screw adalah:

Diameter of set screw (mm)	Holding Power in Kg	Diameter of set screw (mm)	Holding Power in Kg
6.0	45	15.0	390
7.7	75	18.5	585
9.0	11.6	21.0	835
10.5	16.5	25.0	1140
12.5	225	28	1500
13.5	300	31.0	1910

Untuk menentukan diameter set screw yang akan digunakan adalah sebagai berikut:

$$d = 0,125D - 7, \text{ mm} \dots\dots\dots (\text{P.C Sharma, D.K Aggarwal, Katson, hal 225})$$

Dimana: d : Diameter set screw (mm)

D : Diameter poros (mm)

Tahanan gesek yang bekerja pada poros dapat diketahui jika torsi pada poros dihitung, yakni sebagai berikut:

$$F_t \times R = T \dots\dots\dots (P.C Sharma, D.K Aggarwal, Katson, hal 225)$$

Dimana: F_t : Gaya tangensial (tahanan gesek)

R : Radius Poros (mm)

T : Torsi pada poros (kg.mm)

Jika F_t (tahanan gesek) diketahui maka Holding Power yang dapat ditransmisikan oleh set screw dapat ditentukan sebagai berikut:

$$Hp = \frac{F_t \cdot 2\pi \cdot 2}{4500} \dots\dots\dots (P.C Sharma, D.K Aggarwal, Katson, hal 225)$$

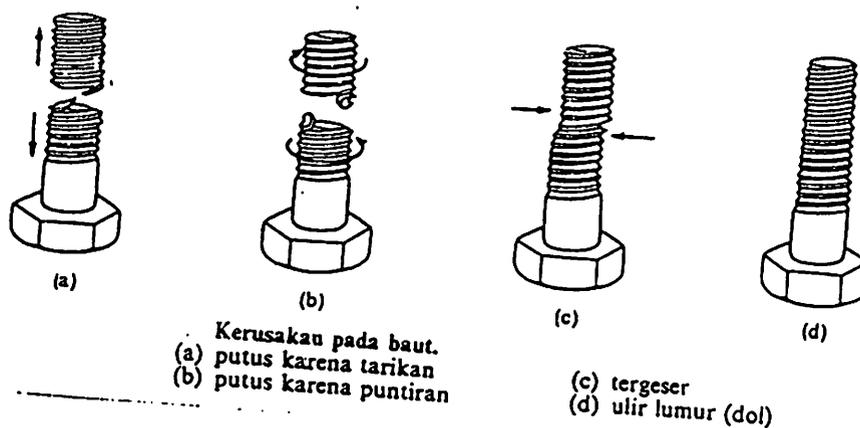
Dimana: n adalah putaran per menit dari poros.

Syarat set screw aman dipakai jika Holding Power yang dapat ditransmisikan harus lebih besar dari daya rencana.

2.7. Baut Pengikat

Untuk memasang mesin, berbagai bagian harus disambung atau diikat untuk menghindari gerakan terhadap sesamanya. Baut, pena, pasak dan paku keling banyak dipakai untuk maksud ini. Dalam perencanaan ini pengikat yang dipakai pada pisau adalah baut. Baut digolongkan menurut kepalanya, yaitu segi enam, soket segi enam dan kepala persegi.

Baut dan mur merupakan alat pengikat yang paling penting. Untuk mencegah kecelakaan, atau kerusakan pada mesin, pemilihan baut dan mur sebagai alat pengikat harus dilakukan secara seksama untuk mendapatkan ukuran yang sesuai.



Gambar 2.5 Kerusakan pada baut
 Sumber : Dasar Pemilihan dan Perencanaan Elemen Mesin, Sularso, halaman 296

Untuk menentukan ukuran baut sebagai sistem harus diperhatikan seperti sifat gaya yang bekerja pada baut, syarat kerja, kekuatan bahan, kelas ketelitian dan lain-lain. Jika W (Kg) adalah beban tank pada baut σ adalah tegangan tank yang terjadi dibagian yang berulir pada diameter inti d_1 (mm). Pada sekrup atau baut yang mempunyai diameter luar $d \geq 3$ (mm), umumnya besar diameter inti $d_1 \approx 0,8 d$, sehingga $(d_1/d)^2 \approx 64$. Jika σ_a (Kg)

adalah tegangan yang diijinkan maka:

$$\sigma_t = \frac{W}{A} = \frac{W}{(\pi/4)d_1^2} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 296})$$

Sehingga tegangan geser ijin

$$\sigma_t = \frac{W}{A} = \frac{W}{(\pi/4)(0,8d)^2} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 296})$$

Sehingga diameter baut dapat dihitung sebagai berikut:

$$d \geq \sqrt{\frac{4W}{\pi \cdot \sigma_a \cdot 0,64}} \text{ atau } d \geq \sqrt{\frac{2W}{\sigma_a}} \dots\dots\dots (\text{Sularso, hal 296})$$

Dimana harga tergantung pada macam bahan yaitu SS, SC, atau SE. Jika difinid tinggi, faktor keamanan dapat diambil 6 - 8, dan jika difinid biasa, besarnya antara 8 - 10. Untuk baja liat yang mempunyai kadar karbon 0,2 - 0,3 (%), tegangan yang diijinkan umumnya adalah 6 (kg/mm²) jika difinid tinggi, dan 4,8 (kg/mm²) jika biasa.

2.11. Bantalan (Bearing)

Bantalan merupakan bagian penting dalam konstruksi mesin. Fungsinya adalah menumpu poros berbeban sekaligus mengurangi gesekan antara poros, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung halus, aman dan panjang umurnya. Jika bantalan tidak dapat bekerja dengan baik, maka efeknya akan mempengaruhi seluruh sistem kerja mesin akibatnya efisiensi dari mesin tersebut akan berkurang. Namun demikian bila terjadi kecelakaan atau gangguan

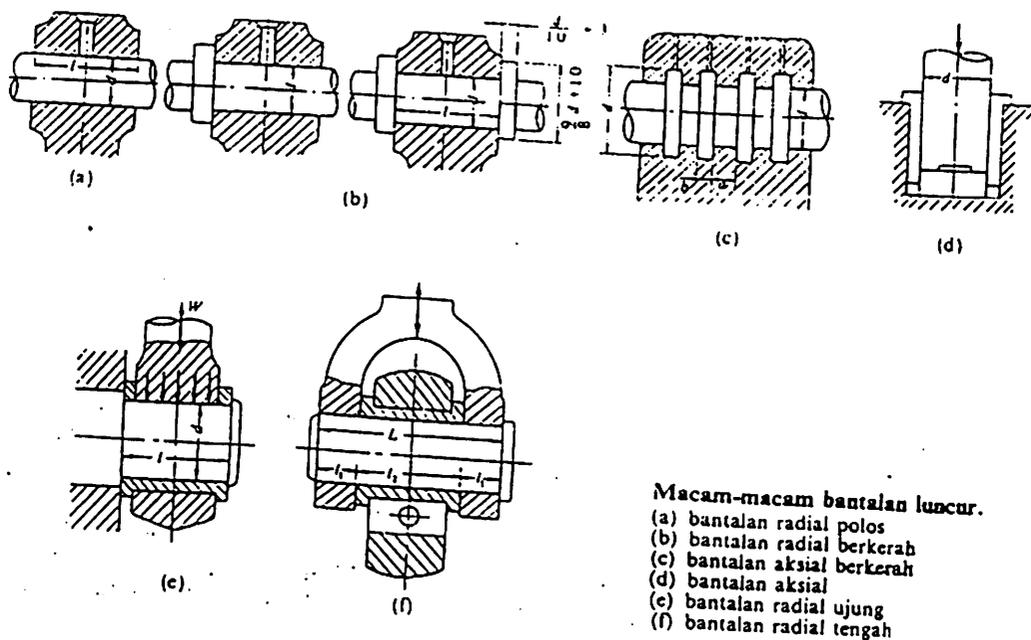
demikian bila terjadi kecelakaan atau gangguan yang mendadak diharapkan bantalan akan rusak lebih dahulu dibandingkan dengan elemen yang lain.

2.10.1. Klasifikasi Bantalan

Berdasarkan gerakan bantalan terhadap poros bantalan dapat diklasifikasikan menjadi dua macam yaitu sebagai berikut:

2.10.1.1. Bantalan Luncur

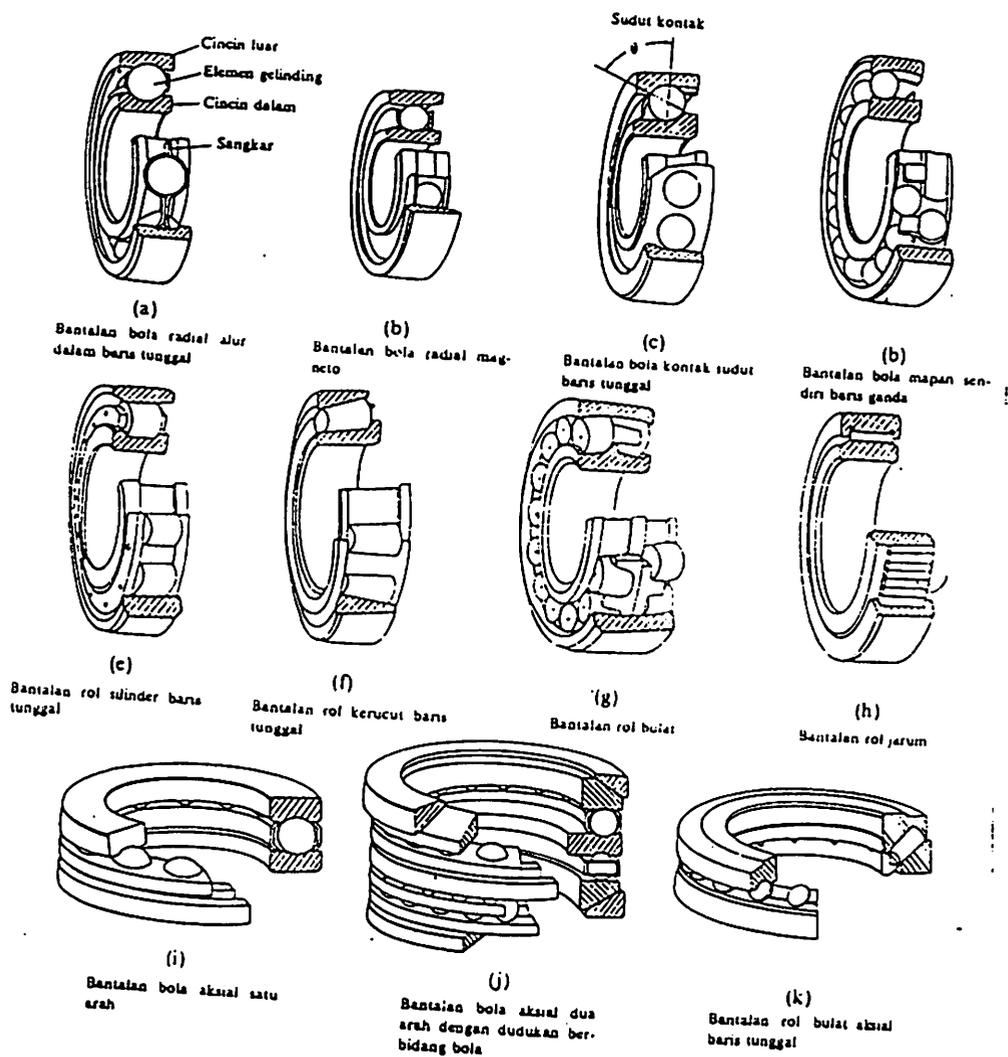
Bantalan ini menderita gesekan terhadap poros, karena permukaan poros ditumpu oleh bantalan tersebut. Karena permukaan yang bergesekan juga besar maka poros yang timbul juga besar. Namun demikian dengan adanya lapisan pelumas yang ada diantara poros dan bantalan, getaran maupun tumbukan yang terjadi dapat diredam.



Gambar 2.6 Macam-macam bantalan luncur
 Sumber : Dasar Pemilihan dan Perencanaan Elemen Mesin, Sularso, halaman 104

2.10.1.2. Bantalan Gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara elemen gelinding dengan elemen yang diam. Permukaan yang bergesekan relatif kecil bila dibandingkan dengan bantalan luncur. Oleh karena itu panas yang terjadi juga kecil.



Gambar 2.7 Macam-macam bantalan gelinding

Sumber : Dasar Pemilihan dan Perencanaan Elemen Mesin, Sularso, halaman 129

2.11.2. Perbedaan Antara Bantalan Luncur dan Bantalan Gelinding

Bantalan luncur mampu menumpu poros berputar tinggi dengan beban besar. Bantalan ini konstruksinya sederhana dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah. Pelumasan pada bantalan ini tidak sederhana seperti pada bantalan gelinding. Karena permukaan-permukaan gesekan yang begitu besar, maka diperlukan momen awal yang besar pada saat start. Untuk beban yang lebih rendah dapat dipakai bantalan gelinding. Putaran pada bantalan ini dibatasi dengan adanya gaya sentrifugal dari elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang begitu rumit dan ketelitiannya juga tinggi, maka bantalan ini hanya diproduksi oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Harganya pun juga relatif mahal, sedangkan pelumasan bantalan ini relatif lebih mudah, bahkan pada bantalan yang ada silnya akan memerlukan pelumasan lagi. Bantalan ini bila beroperasi pada putaran tinggi akan menimbulkan suara yang lebih gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur.

Ada dua macam kapasitas yaitu: kapasitas nominal dinamis dan kapasitas statis spesifik. Jika jumlah bantalan membawa beban tanpa variasi dalam arah yang tetap, jika bantalan tersebut bantalan radial, maka bebannya adalah radial murni dan jika bantalan aksial maka kondisi bebannya adalah aksial murni. Kedua macam beban tersebut merupakan faktor dasar pertama dalam pemilihan bantalan.

Misalkan sebuah bantalan membawa beban radial F_r (Kg) dan beban aksial F_a (Kg), maka beban dinamis P_r (Kg) adalah sebagai berikut: (Sularso, hal 135).

$$P_r = X.V.F_r + Y.F_a$$

Faktor V sama dengan 1 untuk pembebanan pada cincin dalam yang berputar dan 1,2 untuk pembebanan pada cincin luar yang berputar. Harga X dan Y terdapat dalam tabel.

Umur bantalan L (90%) dari jumlah sampel telah berputar 1 juta putaran, tidak memperlihatkan kerusakan karena kelelahan gelinding) dapat ditentukan sebagai berikut:

Jika C (Kg) menyatakan beban nominal dinamis spesifik dan P (Kg) beban ekivalen dinamis, maka:

- Faktor Kecepatan

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

- Faktor Umur

$$f_n = f_n \frac{C}{P} \dots\dots\dots \text{(Sularso, hal 136)}$$

- Faktor Nominal bantalan (L_h)

$$L_h = 500 \cdot f_h^3 \dots\dots\dots \text{(Sularso, hal 136)}$$

Sehingga berdasarkan perhitungan di atas maka tipe dan umur bantalan dapat diketahui.

BAB III

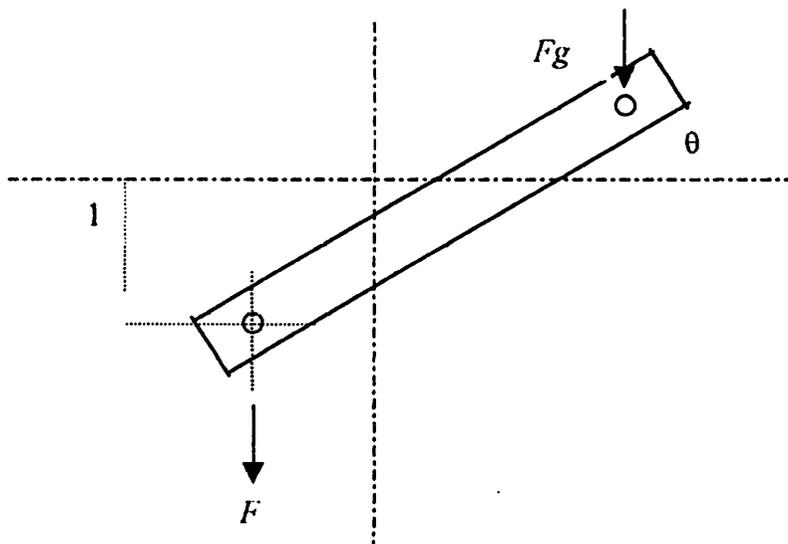
PERHITUNGAN

3.1 Kapasitas Mesin

Pada perencanaan pengiris bawang ini kapasitas produk yang diharapkan dapat mencapai semaksimal mungkin, dengan penggerak motor listrik. Sedangkan kemampuan mesin dalam sekali pemotongan bawang 4 gelondong bawang sekaligus. Hal ini sekaligus menetapkan putaran mesin rencana permenit yakni setengah dari kemampuan produk mesin. Jika kemampuan produksi yang diharapkan 106 / menit maka putaran rencana mesin adalah 53 putaran per menit.

3.2 Daya Motor

Untuk menentukan daya motor diperlukan terlebih dahulu gaya potong terhadap gelondongan, F_g . Untuk mengetahui besarnya gaya potong ini penulis melakukannya dengan percobaan yaitu sebesar 8 Kg untuk dua lajur butir bawang. Maka untuk empat lajur butir bawang, gaya potongnya 16 kg. Selain itu juga perlu diketahui momen besar yang terjadi saat pemotongan, yaitu sebagai berikut :



□ **Pada Saat Kedudukan Tertinggi Waktu Pemotongan**

Saat awal pemotongan lengan engkol membentuk sudut 18° terhadap garis horizontal atau sumbu horizontal dengan jarak, l adalah 2 mm terhadap pusat sumbu.

⇒ Gaya F_1 adalah:

$$\begin{aligned} F_1 &= \frac{F_g}{\sin 18^\circ} \\ &= \frac{16}{\sin 18^\circ} \\ &= 51,77 \text{ kg.} \end{aligned}$$

⇒ Torsi, T_1 :

$$\begin{aligned} T &= F.l \\ &= 51,77 \times 2 \\ &= 103,54 \text{ kg. Mm} \end{aligned}$$

□ **Pada Saat Kedudukan Poros Engkol Sesumbu Dengan Garis Sumbu Horizontal**

Saat kedudukan poros engkol sesumbu dengan garis horizontal, lengan engkol juga sesumbu dengan garis sumbu vertikal membentuk sudut 90, dengan jarak, l adalah 80 mm dari pusat sumbu.

⇒ Gaya F_2 adalah :

$$\begin{aligned} F_2 &= F \cdot g \\ &= 16 \text{ kg} \end{aligned}$$

⇒ Torsi T_2

$$\begin{aligned} T &= F \times l \\ &= 16 \times 80 \\ &= 1280 \text{ kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

□ **Pada saat kedudukan terendah pemotongan**

Saat terendah pada pemotongan ini lengan engkol membentuk sudut 36 terhadap sumbu vertikal, dengan jarak, l dan 4 mm dari pusat sumbu horizontal.

⇒ Gaya F_3

$$\begin{aligned} F_3 &= \frac{Fg}{\sin 36^\circ} \\ &= \frac{16}{\sin 36^\circ} \\ &= 27,22 \end{aligned}$$

⇒ Torsi, T_3

$$\begin{aligned} T &= F_3 \times l \\ &= 27,22 \times 4 \\ &= 108,88 \text{ kg. mm} \end{aligned}$$

Untuk menentukan daya motor rencana, dipakai torsi yang besar, T_2 sehingga daya rencana, P_d adalah:

$$\begin{aligned} P_d &= \frac{\left(\frac{T}{1000}\right)\left(\frac{2\pi.n'}{60}\right)}{102} \\ &= \frac{\left(\frac{1232}{1000}\right)\left(\frac{2\pi.53}{60}\right)}{102} \\ &= 0,67 \text{ kW} \end{aligned}$$

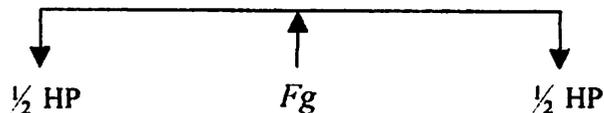
Karena saat pemotongan stoper membentuk sudut 18° sehingga daya motor yang sesungguhnya :

$$\begin{aligned} P &= \frac{18}{360} \times 0,67 \\ &= 0,00335 \text{ kW} \\ &= \frac{0,00335}{0,746} \\ &= 0,004 \text{ Hp} \quad \Rightarrow \quad \frac{1}{4} \text{ HP} \end{aligned}$$

Dilihat dari motor yang tersedia dipasaran bahwa daya penggerak sebesar $\frac{1}{4}$ HP mempunyai putaran motor 1430 rpm.

3.3. Pena Engsel

Pena engsel yang direncanakan ini harus mampu menahan beban yang terjadi akibat gerakan stoper saat terjadi pemotongan.



Untuk pena engkol ini bahan yang digunakan adalah ST 37 yang mempunyai kekuatan tarik, τ a 37 kg/mm^2 dengan faktor keamanan, sf_2 untuk bahan 2, maka tegangan geser τ_g adalah :

$$\begin{aligned}\tau_g &= \frac{\tau \cdot a}{sf_1 \cdot sf_2} \\ &= \frac{37}{6 \cdot 2} \\ &= 3,08 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

Jika rendemen mekanis, η_m diambil 0,88 maka gaya yang harus dimiliki oleh pena engsel adalah :

$$\begin{aligned}F &= F_g / \eta_m \\ &= 32 / 0,88 \\ &= 36,36 \text{ kg}\end{aligned}$$

tegal pisau, t yang digunakan untuk memotong butir kentang adalah 3 mm maka dimensi pena engsel, d adalah :

$$\tau = \frac{F}{d \cdot t}$$

$$d = \frac{36,36}{3,08 \times 2}$$

$$= 5,9 \text{ mm} \Rightarrow 6 \text{ mm}$$

Menurut standart diameter pena, dan untuk menjamin ketahanan pena engsel, maka diameter pena yang digunakan 8 mm.

3.4. Pena Lengan Engkol

Pena lengan engkol mendapat gaya terbesar, F_g saat terjadi pemotongan membentuk sudut 18° yaitu 51,77 kg. Jika efisiensi mekanis diambil, η_m 0,88 maka gaya yang harus dimiliki oleh pena lengan engkol adalah :

$$F = F_g / \eta_m$$

$$= 51,77 / 0,88$$

$$= 58,82 \text{ kg}$$

Bahan yang digunakan untuk pena ini adalah ST 41 yang mempunyai tegangan lentur, σ_b sebesar 400 kg/cm^2 dan tekanan bidang, σ_o adalah 150 kg/cm^2 sehingga:

□ Ukuran pena :

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{\tau_b}{(5 \times \tau_o)}}$$

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{400}{(5 \times 150)}}$$

$$l = 0,73 d$$

□ **Tekanan bidang :**

$$F = l \times d \times \sigma_0$$

$$58,62 = 0,73 d \times d \times 150$$

$$58,82 = 0,73 d^2 \times 150$$

$$d = \sqrt{\frac{58,82}{0,73 \times 150}} = 0,73 \text{ cm} \Rightarrow 10 \text{ mm}$$

Jadi diameter pena lengan engkol adalah 10 mm

3.5. Lengan Engkol

Akibat dari gerakannya, maka lengan engkol mengalami buckling. Jika lengan engkol yang direncanakan mempunyai panjang, l sebesar 205 mm, lebar, b sebesar 40 mm, dan tebal, h adalah 4 mm, maka untuk mencari gaya bucling F_{cr} adalah :

□ **Momen Inersia, I**

$$I = \frac{1}{12} b.h^3$$

$$= \frac{1}{12} 40.4^3$$

$$= 213,3 \text{ mm}^4$$

jika modulus elastis bahan adalah 2.10^5 N/mm^2 , dan angka kelangsingan, C diambil 1 maka :

$$F_{CR} = \frac{E.I.\pi}{(C.l)^2}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 213,3 \cdot \pi}{(1.205)^2} \\
 &= 3187,4 \text{ N} \quad = 318,7 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Jika faktor keamanan, v diambil 4

□ Gaya buckling yang diijinkan, F_{cr1}

$$\begin{aligned}
 F_{cr1} &= \frac{F_{cl}}{v} \\
 &= \frac{318,7}{4} \\
 &= 79,69 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

Untuk keamanan, maka tegangan buckling σ_b yang terjadi harus lebih kecil dari tegangan buckling ijinnya, F_{cr1} .

□ Tegangan buckling bahan τ_b

$$\tau_b = \frac{E \cdot I \cdot \pi}{L^2 \cdot v \cdot A}$$

Dimana : $A = P \times l$

$$\begin{aligned}
 A &= 205 \times 40 \\
 &= 8200 \text{ mm}^2
 \end{aligned}$$

$$\tau_b = \frac{2 \cdot 10^5 \cdot 313,3 \cdot \pi}{205^2 \cdot 4 \cdot 8200} = 0,12 \text{ N} = 0,012 \text{ kg}$$

Karena tegangan buckling yang terjadi lebih kecil dari tegangan buckling ijin maka aman dipakai. Bahan yang digunakan adalah ST 47.

3.6. Poros Engkol

Untuk menghitung poros engkol perlu diketahui gaya yang bekerja padanya.

Gaya F tersebut adalah :

$$\begin{aligned} F &= \text{Gaya pemotongan} + \text{Berat lengan engkol} \\ &= 51,77 = 7,85 \cdot 10^{-6} \times 205 \times 40 \times 4 \\ &= 52,02 \text{ kg} \end{aligned}$$

Jika rendemen mekanis, η m diambil 0,88, maka gaya yang harus dimiliki oleh poros engkol, F_p adalah :

$$\begin{aligned} F_p &= F / \eta \text{ m} \\ &= 52,02 / 0,88 \\ &= 59,11 \text{ kg} \end{aligned}$$

□ Ukuran pena engkol

Bahan yang dipakai adalah ST 41 dengan tegangan lentur bahan, σ_o adalah 150 kg/cm^2 sehingga:

$$\begin{aligned} \frac{l}{d} &= \sqrt{\frac{\tau \cdot b}{(5 \cdot \sigma \cdot a)}} \\ \frac{l}{d} &= \sqrt{\frac{400}{(5 \cdot 150)}} \\ &= 0,72 \text{ d} \end{aligned}$$

□ Tekanan bidang

$$\begin{aligned} F &= l \times d \times \sigma_o \\ 59,11 &= d \times 0,73 \text{ d} \times 150 \end{aligned}$$

$$d = \sqrt{\frac{59,11}{0,72 \cdot d^2 \cdot 150}}$$

$$d = 0,72 \text{ cm} = 10 \text{ mm}$$

Ukuran jarak sumbu engkol adalah $\frac{1}{2}$ langkah yaitu 90 mm.

□ **Momen puntir, M_w**

$$M_w = F \times a$$

$$= 59,11 \times 9$$

$$= 531,99 \text{ kg.cm}$$

□ **Diameter poros engkol, D**

$$M_w = W_w \times \sigma_w \quad \Rightarrow \quad W_w = 0,2 D^3$$

$$\sigma_w = 300 \text{ kg/cm}^2$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{531,99}{0,2 \cdot 300}}$$

$$= 2,06 \text{ cm} \approx 20 \text{ mm}$$

Jadi diameter poros engkol adalah 20 mm dan diameter pena 10 mm.

3.7. Sabuk dan Pully

3.7.1. Pully

Putaran rencana mesin adalah 53 rpm dan daya motor penggerak $\frac{1}{4}$ HP pada putaran 1430 rpm. Jika diameter untuk pulley penggeraknya $d_{p1,3}$ sebesar 180 mm, putaran penggerak $n_{1,3}$ dan putaran yang digunakan untuk mendapatkan putaran rencana mesin adalah:

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Dp_2}{dp_1}$$

$$n_2 = \frac{1430,60}{180}$$

$$= 476,6 \text{ rpm}$$

$$\frac{n_2}{n_3} = \frac{Dp_3}{dp_2}$$

$$n_3 = \frac{476,6}{180}$$

$$= 158,8 \text{ rpm}$$

Untuk putaran akhir dengan tingkat slip, s adalah 1,5% maka diameter pulley, Dp yang digunakan adalah :

$$\frac{n_3}{n_4} = (1 + s) \frac{Dp_4}{dp_3}$$

$$\frac{158,8}{53} = (1 + 0,015) \frac{Dp_4}{60}$$

$$Dp_4 = \frac{8374}{53,265} = 179,5 \text{ mm} \approx 180 \text{ mm}$$

Jadi diameter pully yang terakhir untuk mendapatkan putaran mesin adalah 180 mm.

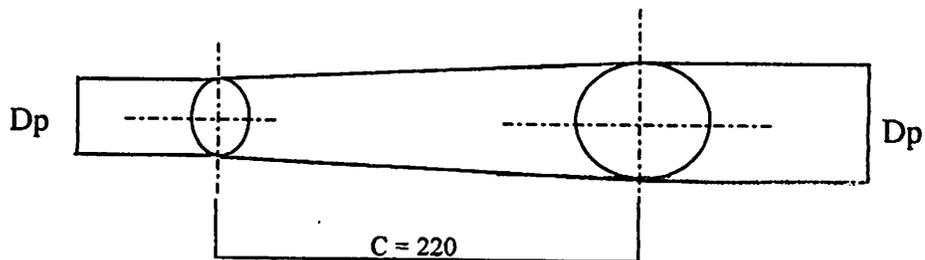
3.7.2. Sabuk

Pada perencanaan mesin ini sabuk reduksi yang direncanakan adalah sabuk V, hal yang perlu diperhitungkan adalah :

□ Kecepatan keliling, sabuk – V

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi \cdot dp \cdot n_1}{60 \cdot x \cdot 1000} \\
 &= \frac{\pi \cdot 60 \cdot 1430}{60 \cdot x \cdot 1000} \\
 &= 4,19 \text{ ms}^{-1}
 \end{aligned}$$

□ Panjang sabuk – V



$$\begin{aligned}
 L &= 2C + \Pi / 2 (dp + Dp) = \frac{1}{4} C \times (Dp - dp)^2 \\
 &= 2 \cdot 220 + \Pi / 2 (60 + 180) + 1 / 880 (180 - 60)^2 \\
 &= 833,16 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Dari tabel didapatkan panjang sebenarnya adalah $L = 838 \text{ mm}$ dengan nomor nominal 33, sehingga jarak kedua poros sebenarnya adalah :

$$C = \frac{b + \sqrt{(b^2 - 8\{Dp - dp\}^2)}}{8}$$

$$b = 2L - 3,14 (Dp + dp)$$

$$b = 2,838 - 3,14 (180 - 60)$$

$$= 922,4 \text{ mm}$$

$$C = \frac{922,4 + \sqrt{(922,4)^2 - 8\{180 - 60\}^2}}{8}$$

$$= 222,3 \text{ mm} \approx 223 \text{ mm}$$

Jadi jarak kedua sumbu poros sebenarnya adalah 223 mm

□ **Tegangan Tarik Sabuk – V**

$$P = F \times v$$

$$F = F_1 - F_2$$

Sehingga :

$$(F_1 - F_2) = \frac{0,25 \cdot x \cdot 75}{4,49}$$

$$= 4,17 \text{ kg} \dots\dots\dots (1)$$

□ **Besar Sudut kontak, θ**

$$\sin \gamma = \frac{(Dp - dp)}{2C}$$

$$= \frac{(180 - 60)}{2 \times 223} = 0,26$$

$$\gamma = 15,6^\circ$$

$$\alpha = \frac{(180 - 2\gamma)\pi}{180} \text{ rad}$$

$$= \frac{(180 - 2 \times 15,6)\pi}{180} \text{ rad}$$

$$= 2,59 \text{ rad}$$

Sehingga besarnya tegangan tarik sabuk – V

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \theta}$$

Dimana Koefisien gesek sabuk, μ diambil 0,30 (lihat tabel lampiran 4)

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,718^{0,3 \times 2,59} = 2,17$$

$$F_1 = 2,17 F_2 \dots\dots\dots (2)$$

Dari persamaan (1) dan (2)

$$(F_1 - F_2) = 4,49 \text{ kg}$$

$$(2,17F_2 - F_2) = 4,49 \text{ kg}$$

$$F_2 = 3,38 \text{ kg}$$

$$F_1 = 2,17 F_2$$

$$= 2,17 \times 3,38 \text{ kg}$$

$$= 8,31 \text{ kg}$$

□ **Jumlah sabuk, N**

Untuk menghitung jumlah sabuk dapat dicari sebagai berikut :

⇒ Sudut Kontak, θ

$$\theta = 180 - \frac{57(Dp - dp)}{C}$$

$$= 180 - \frac{57(180 - 60)}{223}$$

$$= 149,3^\circ$$

Pada sudut kontak $149,3^{\circ}$, maka faktor koreksi, K_o adalah 0,93 (lihat tabel lampiran 3)

⇒ Gaya tarik sabuk efektif, F_e :

$$\begin{aligned} F_e &= F_2 - F_1 \\ &= 8,31 - 3,83 \\ &= 4,48 \text{ kg} \end{aligned}$$

⇒ Kapasitas daya yang dapat ditransmisikan untuk satu sabuk, P_o adalah :

$$\begin{aligned} P_o &= 0,12 + (0,13 - 0,12) \left(\frac{30}{200} \right) + 0,15 + (0,18 - 0,15) \left(\frac{30}{200} \right) \\ &= 0,276 \text{ kW} \end{aligned}$$

Sehingga jumlah sabuk, N yang dipakai adalah :

$$\begin{aligned} N &= \frac{P_d}{P_o \cdot K_o} \\ &= \frac{0,25 \cdot 0,746}{0,27 \cdot 0,93} \\ &= 0,74 \approx 1 \text{ buah} \end{aligned}$$

Untuk mereduksi putaran berikutnya jumlah sabuk yang dipakai dianggap sama yaitu 1 buah.

3.8 Poros

3.8.1 Poros Utama

Untuk menentukan dimensi dari poros utama, sebenarnya harus dihitung terlebih dahulu gaya-gaya yang bekerja pada poros ini. Gaya yang bekerja adalah sebagai berikut :

□ **Berat Pulley, M**

$$\begin{aligned} M &= P \times V \\ &= 7,85 \cdot 10^{-6} \times \pi / 4 (180)^2 \times 20 \\ &= 3,99 \text{ Kg} \quad = 4 \text{ Kg} \end{aligned}$$

□ **Berat poros engkol, lengan engkol dan pena poros engkol**

Berat ketiganya diasumsikan seberat 7,6 Kg.

□ **Gaya tegangan tarik sabuk**

Untuk mengetahui tegangan tarik sabuk terlebih dahulu harus dihitung :

⇒ Kecepatan keliling, V sabuk – V

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{60 \cdot x \cdot 1000} \\ &= \frac{\pi \cdot x \cdot 60 \cdot x \cdot 158,8}{60 \cdot x \cdot 1000} \\ &= 0,49 \text{ ms}^{-1} \dots\dots\dots(1) \end{aligned}$$

⇒ Besarnya sudut kontak, θ

$$\begin{aligned} \text{Siny} &= \frac{(Dp - dp)}{2 \cdot C} \\ &= \frac{(180 - 60)}{2 \cdot x \cdot 223} = 0,26 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\theta &= \frac{(180 - 2\gamma)\pi}{180} \text{ rad} \\ &= \frac{(180 - 2 \cdot 15,6)\pi}{180} \text{ rad} \\ &= 2,59 \text{ rad}\end{aligned}$$

Sehingga besarnya tegangan tarik sabuk – V jika koefisien gesek, μ adalah 0,30

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \times \theta}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,718^{0,3 \times 2,59}$$

$$F_1 = 2,17 F_2 \dots \dots \dots (2)$$

Dari persamaan (1) dan (2)

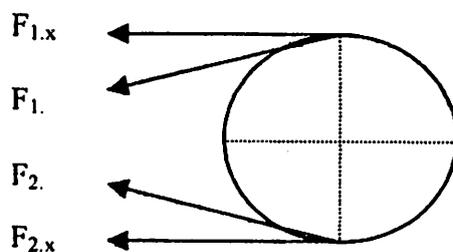
$$(2,17 F_2 - F_2) = 0,49 \text{ Kg}$$

$$F_2 = 0,22 \text{ Kg}$$

$$F_1 = 2,17 F_2$$

$$= 0,47 \text{ Kg}$$

□ Gaya tarik sabuk



W Berat Pulley

$$F_{1,y} = F_1 \sin \gamma$$

$$= 0,47 \sin 15,6^\circ$$

$$= 0,12 \text{ Kg}$$

$$F_{1,x} = F_1 \cos \gamma$$

$$= 0,47 \cos 15,6^\circ$$

$$= 0,45 \text{ Kg}$$

$$F_{2,y} = F_2 \sin \gamma$$

$$= 0,22 \sin 15,6^\circ$$

$$= 0,05 \text{ Kg}$$

$$F_{2,x} = F_2 \cos \gamma$$

$$= 0,22 \cos 15,6^\circ$$

$$= 0,21 \text{ Kg}$$

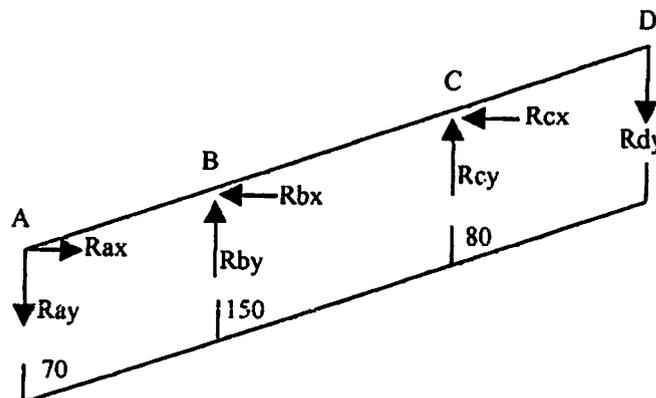
Jadi gaya tarik sabuk adalah :

$$\Sigma F = F_{1,x} + F_{2,x}$$

$$= 0,45 + 0,21$$

$$= 0,66 \text{ Kg}$$

Gaya-gaya yang bekerja pada poros utama dapat digambarkan dengan free body diagram sebagai berikut :



Dimana : Rax : gaya Tarik

Ray : Gaya berat pulley

Rdy : Berat poros engkol + berat lengan engkol + berat pena

□ **Gaya reaksi pada titik B dan C**

$$\Sigma M_{cy} = 0$$

$$= -R_{ay} \cdot 220 + R_{by} \cdot 150 + R_{dy} \cdot 80 = 0$$

$$= \frac{4 \cdot 220 - 1,6 \cdot 80}{150}$$

$$= 5,44 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_y = 0$$

$$= -R_{ay} + R_{by} + R_{cy} - R_{dy} = 0$$

$$R_{cy} = 4 + 1,6 - 5,44$$

$$= 0,59 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_{bx} = 0$$

$$= R_{ax} \cdot 70 - R_{cx} \cdot 150 = 0$$

$$R_{cx} = \frac{0,66 \cdot 70}{150}$$

$$= 0,30 \text{ Kg}$$

$$\Sigma F_x = 0$$

$$= R_{ax} - R_{bx} - R_{cx} = 0$$

$$R_{bx} = 0,66 - 0,30$$

$$= 0,36 \text{ Kg}$$

□ **Moment Horizontal dan Vertical**

$$M_{xb} = 0,36 \times 70 = 21 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

$$M_{yb} = 5,44 \times 70 = 350,7 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

$$M_{xc} = 0,30 \times 80 = 24 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

$$M_{yc} = 0,59 \times 80 = 47,2 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

- **Momen lentur gabungan, M_{RB}**

$$M_{RB} = \sqrt{(21)^2 + (350,7)^2} = 351,3 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

$$M_{RC} = \sqrt{(24)^2 + (47,2)^2} = 52,9 \text{ Kg} \cdot \text{mm}$$

- **Torsi yang terjadi, T**

Faktor keamanan, F_c diambil 1,4

$$\begin{aligned} T &= 9,74 \cdot x \cdot 10^5 \cdot \frac{Pd}{n} \\ &= 9,74 \cdot x \cdot 10^5 \cdot \frac{(0,25 \cdot x \cdot 0,476)}{158,8} \cdot 1,4 \\ &= 1558,4 \text{ Kg} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

- **Tegangan Geser ijin, τ_a**

Bahan untuk poros utama dipilih ST 42 yang mempunyai kekuatan tarik, σ_b sebesar 42 Kg/mm^2 dengan faktor keamanan, sf_2 sebesar 2

$$\begin{aligned} \tau_a &= \frac{\sigma_b}{(sf_1 \cdot x \cdot sf_2)} \\ &= \frac{42}{6 \cdot x \cdot 2} \\ &= 3,5 \text{ Kg}/\text{mm}^2 \end{aligned}$$

Sehingga dari data-data perhitungan diatas diameter poros, d_s dapat dihitung sebagai berikut :

$$ds = \left[\left(\frac{5,1}{\pi a} \right) \sqrt{(Km.M)^2 + (Kl.T)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Jika faktor koreksi untuk moment lentur, Km diambil 1,6 dan faktor koreksi untuk momen puntir, kt akibat tumbukan sedang diambil 1,6 maka :

$$ds = \left[\left(\frac{5,1}{4} \right) \sqrt{(1,6 \cdot 351,3)^2 + (1,6 \cdot 1558,4)^2} \right]^{\frac{1}{3}}$$

Untuk mengetahui aman tidaknya poros, maka perlu diadakan pengecekan terhadap tegangan geser maksimumnya, τ maks

$$\begin{aligned} \tau_{maks} &= \frac{5,1}{ds^3} \sqrt{(Km.M)^2 + (Kl.T)^2} \\ &= \frac{5,1}{20^3} \sqrt{(1,6 \cdot 351,3)^2 + (1,6 \cdot 1558,4)^2} \\ &= 2,23 \text{ Kg/mm}^2 \end{aligned}$$

Ternyata tegangan geser ijin lebih besar dari tegangan geser maksimumnya, $\tau_a > \tau$ maks. Ini berarti poros aman dipakai.

□ Perhitungan defleksi poros

Untuk mengetahui defleksi dari poros utama dapat dilakukan sebagai berikut :

$$\theta = 584 \frac{T.l}{G.ds^4}$$

Jika panjang poros rencana, l adalah 300 mm, modulus geser, G sebesar $8,3 \cdot 10^3 \text{ Kg/mm}^2$, maka besarnya defleksi adalah :

$$\theta = 584 \frac{1558,4 \cdot x \cdot 300}{8,3 \cdot x \cdot 10^3 \cdot x \cdot 18^4}$$

$$= 0,31^\circ$$

Defleksi poros akibat puntiran tidak boleh lebih dari $0,25^\circ/\text{m}$, dengan panjang poros 300mm adalah :

$$\theta = \frac{300}{1000} \cdot 0,25^\circ$$

$$= 0,075^\circ$$

Karena defleksi poros akibat puntiran $0,075^\circ < 0,31^\circ$ defleksi yang terjadi, maka poros aman dipakai.

□ **Perhitungan putaran kritis**

Selain hal-hal diatas untuk mengetahui aman tidaknya poros maka perlu dihitung juga putaran kritis dari poros. Jika diameter poros, d mm, jarak antara bantalan, l mm dan berat beban, W Kg maka putaran kritis adalah :

$$N_c = 52700 \frac{d^2}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{1}{W}}$$

⇒ Putaran Kritis jarak A – B :

$$D = 18 \text{ mm}$$

$$l = 150 \text{ mm}$$

$$l_1 = 70 \text{ mm}$$

$$W = R_a$$

$$l_2 = 230 \text{ mm}$$

$$= \sqrt{(0,66)^2 + (4)^2} = 4,05 \text{ Kg}$$

$$Nc_1 = 52700 \frac{18^2}{70 \cdot x \cdot 75} \sqrt{\frac{150}{0,59}}$$

$$= 6454,28rpm$$

⇒ .Putaran kritis poros jarak B – C

$$d = 18 \text{ mm}$$

$$l = 150 \text{ mm}$$

$$l_1 = 75 \text{ mm}$$

$$W = \text{Beret poros}$$

$$l_2 = 75 \text{ mm}$$

$$= 7,85 \cdot 10^{-6} \cdot \Pi / 4 (18)^2 \cdot 300$$

$$= 0,59 \text{ Kg}$$

$$Nc_2 = 52700 \frac{18^2}{75 \cdot x \cdot 75} \sqrt{\frac{150}{0,59}}$$

$$= 48400,82rpm$$

⇒ Putaran kritis poros jarak C – D

$$D = 18 \text{ mm}$$

$$l = 150 \text{ mm}$$

$$l_1 = 80 \text{ mm}$$

$$W = Rd$$

$$l_2 = 220 \text{ mm}$$

$$= 1,6 \text{ Kg}$$

$$Nc_3 = 52700 \frac{18^2}{80 \cdot x \cdot 75} \sqrt{\frac{150}{1,6}}$$

$$= 9393,52rpm$$

□ Putaran kritis total

Putaran kritis total dapat dihitung sebagai berikut :

$$\frac{1}{Nc^2} = \frac{1}{Nc_1^2} + \frac{1}{Nc_2^2} + \frac{1}{Nc_3^2} + \dots$$

$$\frac{1}{Nc^2} = \frac{1}{(6454,28)^2} + \frac{1}{(48400,82)^2} + \frac{1}{(9393,52)^2}$$

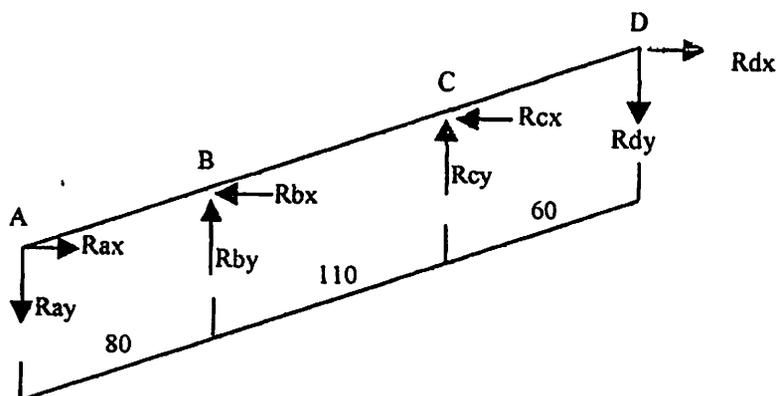
$$Nc = \sqrt{28571428,57}$$

$$= 5345,22rpm$$

Dari perhitungan diketahui bahwa putaran rencana lebih kecil dari putaran kritisnya, berarti poros aman.

3.8.2 Poros Reduksi

Untuk menentukan dimensi poros reduksi adalah dengan menghitung terlebih dahulu gaya yang bekerja padanya. Untuk menghitung gaya-gayanya tersebut dapat dilakukan dengan cara sebagai berikut :



□ **Berat Pulley**

⇒ Pulley diameter 180 mm

$$\begin{aligned} m &= P \cdot V \\ &= 7,85 \cdot 10^{-6} \cdot \pi/4 \cdot 180^2 \cdot 20 \\ &= 3,99 \text{ Kg} \rightarrow 4 \text{ Kg} \end{aligned}$$

⇒ Pulley diameter 60 mm

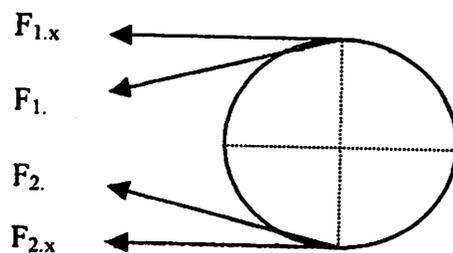
$$\begin{aligned} m &= P \cdot V \\ &= 7,85 \cdot 10^{-6} \cdot \pi/4 \cdot 60^2 \cdot 20 \\ &= 0,4 \text{ Kg} \end{aligned}$$

□ **Gaya tarik sabuk – V padatitik A**

Dari perhitungan didepan untuk sabuk yang menghubungkan motor dan pulley transmisi pertama diketahui bahwa tegangan tarik sabuk – V adalah ;

$$F_1 = 8,31 \text{ Kg}$$

$$F_2 = 3,83 \text{ Kg}$$



$W = \text{Berat Pulley}$

$$F_{1,y} = F_1 \sin \gamma$$

$$= 8,31 \sin 15,6^\circ$$

$$= 2,23 \text{ Kg}$$

$$F_{2,y} = F_2 \sin \gamma$$

$$= 3,83 \sin 15,6^\circ$$

$$= 1,02 \text{ Kg}$$

$$F_{1,x} = F_1 \cos \gamma$$

$$= 8,31 \cos 15,6^0$$

$$= 8 \text{ Kg}$$

$$F_{2,x} = F_2 \cos \gamma$$

$$= 3,83 \cos 15,6^0$$

$$= 3,68 \text{ Kg}$$

$$\text{Gaya tarik pulley} = F_{1,x} + F_{2,x}$$

$$= 8 + 3,68$$

$$= 11,68 \text{ Kg}$$

□ **Gaya tarik sumbu pada titik D**

⇒ Kecepatan keliling sabuk – V

$$v = \frac{\pi \cdot dp \cdot n_1}{60 \cdot x \cdot 1000}$$

$$= \frac{\pi \cdot x \cdot 60 \cdot x \cdot 476,6}{60 \cdot x \cdot 1000}$$

$$= 1,49 \text{ kg} \dots \dots \dots (1)$$

Karena jarak sumbu , C penggerak dan yang digerakkan direncanakan sama yaitu 233 mm, maka besarnya sudut kontak juga sama yaitu 2,59 rad.

⇒ Tegangan tarik sabuk – V

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \theta}$$

Jika koefisien gesek sabuk , μ diambil 0,30 maka :

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,718^{0,3 \cdot x \cdot 2,59}$$

$$F_1 = 2,17 F_2 \dots \dots \dots (2)$$

Dari persamaan (1) dan (2) didapatkan :

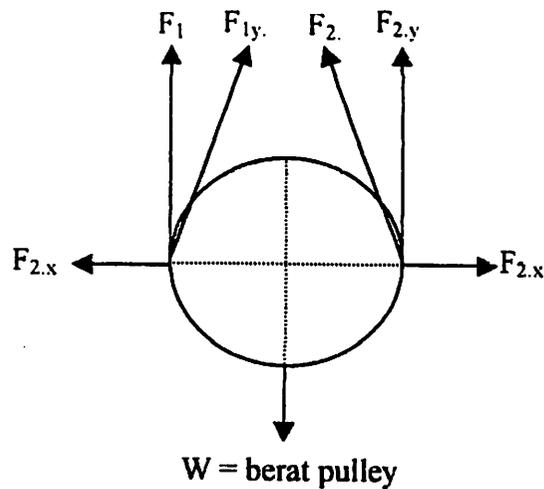
$$(2,17 F_2 - F_2) = 1,49 \text{ Kg}$$

$$F_2 = 1,27 \text{ Kg}$$

$$F_1 = 2,17 F_2$$

$$= 2,75 \text{ Kg}$$

⇒ Gaya tarik sabuk - V



$$F_{1,y} = F_1 \cos \gamma$$

$$= 2,75 \cos 15,6^\circ$$

$$= 2,64 \text{ Kg}$$

$$F_{1,x} = F_1 \sin \gamma$$

$$= 2,75 \sin 15,6^\circ$$

$$= 0,73 \text{ Kg}$$

$$F_{2,y} = F_2 \cos \gamma$$

$$= 1,27 \cos 15,6^\circ$$

$$= 1,22 \text{ Kg}$$

$$F_{2,x} = F_2 \sin \gamma$$

$$= 1,27 \sin 15,6^\circ$$

$$= 0,34 \text{ Kg}$$

sehingga data-data diatas diketahui sebagai berikut :

Ray = berat pulley + gaya sabukvertikal

$$= 7,85 \times 10^6 \times \frac{\pi}{4} 180^2 20 + (12,14 - 0,40)$$

$$= 11,74 \text{Kg}$$

Rax = gaya tarik sabuk hiorizontal

$$= 11,68 \text{ Kg}$$

Rdy = gaya tarik sabuk vertical

$$= 3,86 - 7,85 \times 10^6 \frac{\pi}{4} \times 60^2 20$$

$$= 3,46 \text{ Kg}$$

Rdx = Gaya tarik sabuk horizontal

$$= 1,04 - 0,4$$

$$= 0,64 \text{ Kg}$$

□ **Gaya reaksi pada titik D dan C**

$$\Sigma M_{YC} = 0$$

$$= R_{ay} 190 + R_{by} 110 - R_{dy} 60 = 0$$

$$R_{by} = \frac{11,74 \cdot x \cdot 190 + 3,46 \cdot x \cdot 60}{110}$$

$$= 18,39 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_{YC} = 0$$

$$= R_{ay} + R_{by} - R_{ey} - R_{dy} = 0$$

$$R_{ey} = -11,74 + 3,46 - 18,39$$

$$= -3,19 \text{ Kg}$$

$$\Sigma M_{XB} = 0$$

$$= -R_{ax} 80 - R_{ex} 110 + R_{dx} 60 = 0$$

$$R_{cx} = \frac{-11,64 \cdot x \cdot 80 + 0,64 \cdot x \cdot 60}{110}$$

$$\Sigma F_{XB} = 0$$

$$= -R_{ax} + R_{bx} + R_{cx} - R_{dx} = 0$$

$$R_{bx} = 11,68 + 0,64 + 8,84$$

$$= 21,16 \text{ Kg}$$

- **Momen Horizontal, M_x dan Vertikal, M_y**

$$M_{XB} = 21,16 \times 80 = 1692,8 \text{ Kg.mm}$$

$$M_{YB} = 18,39 \times 80 = 1471,2 \text{ Kg.mm}$$

$$M_{XC} = -8,84 \times 80 = -530,4 \text{ Kg.mm}$$

$$M_{YC} = -3,19 \times 60 = -191,4 \text{ Kg.mm}$$

- **Momen lenturgabungan, M_{RB}**

$$M_{RB} = \sqrt{(1692,8)^2 + (1471,2)^2} = 2242,16 \text{ Kg.mm}$$

$$M_{RC} = \sqrt{(-530,4)^2 + (-191,4)^2} = 563,87 \text{ Kg.mm}$$

- **Torsi yang terjadi, T**

Faktor keamanan, f_c diambil 1,4

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{Pd}{n_1}$$

$$= 9,74 \times 10^5 (0,25 \times 0,476) \frac{1,4}{1430}$$

$$= 177,84 \text{ kg.mm}$$

- **Tegangan geser ijin, τ_a**

Untuk bahan poros digunakan ST 42 yang mempunyai kekuatan tarik, $\sigma_b 42 \text{ kg/mm}^2$, dengan faktor keamanan, sf_2 diambil 2.

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_b}{sf_1 x sf_2} \\ &= \frac{42}{6 x 2} \\ &= 3,5 \text{ Kg/mm}^2\end{aligned}$$

□ **Diameter poros reduksi**

Dengan mempertimbangkan lenturan yang terjadi, faktor koreksi akibat lenturan, K_m diambil 1,6 dan tumbukan yang terjadi maka faktor koreksi untuk momen puntir, K_t diambil 1,6.

$$\begin{aligned}ds &= \left[\left(\frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m M)^2 + (K_t T)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \\ &= \left[\left(\frac{5,1}{3,5} \right) \sqrt{(1,6 x 2242,16)^2 + (1,6 x 117,84)^2} \right]^{\frac{1}{3}} \\ &= 17,36 \text{ mm} \approx 20 \text{ mm}\end{aligned}$$

□ **Pengecekan terhadap tegangan geser maksimum, τ maks.**

Untuk mengetahui aman tidaknya poros, maka tegangan geser maksimum harus diketahui. Dimana besarnya ijin harus lebih besar dari tegangan geser maksimum.

$$\begin{aligned}\tau_{maks} &= \frac{5,1}{ds^3} \sqrt{(Km.M)^2 + (Kl.T)^2} \\ &= \frac{5,1}{20^3} \sqrt{(1,6 \times 2242,16)^2 + (1,6 \times 117,84)^2} \\ &= 2,29 \text{ Kg/mm}^2\end{aligned}$$

Dari hasil perhitungan diketahui bahwategangan geser ijin, τa lebih besar dari tegangan geser maksimum, τ maks. ($\tau a < \tau$ maks)

□ **Perhitungan defleksi poros, θ**

Untuk poros reduksi panjang poros rencana, l adalah 250 mm, G modulus geser sebesar $3,3 \cdot 10^3$, dan T adalah torsi yang terjadi 1273 kg Mm.

$$\begin{aligned}\theta &= 584 \frac{T.l}{8,3 \times 10^3 \times ds^4} \\ &= 584 \frac{1273 \times 250}{8,3 \times 10^3 \times 20^4} \\ &= 0,24^\circ\end{aligned}$$

Defleksi akibat puntiran diobati 0,25/m dari panjang poros aman 250 mm

$$\begin{aligned}\theta &= \frac{250}{1000} \times 0,25^\circ \\ &= 0,085^\circ\end{aligned}$$

⇒ Karena defleksi akibat puntiran poros lebih besar maka poros aman dipakai.

❑ Perhitungan putaran kritis, N_c

Selain hal-hal diatas untuk mengetahui aman tidaknya poros, maka untuk mengetahui aman tidaknya poros, maka perlu dihitung juga putaran kritis dari poros. Jika diameter poros, d mm, jarak antara bantalan, l mm dan berat beban, W kg, maka putaran kritis adalah:

$$N_c = 52700 \frac{d^2}{l_1 l_2} \sqrt{\frac{l}{W}} \text{ rpm}$$

⇒ Putaran kritis jarak A –

$$d = 16 \text{ mm}$$

$$l = 110 \text{ mm}$$

$$l_1 = 80 \text{ mm}$$

$$W = R_a$$

$$L_2 = 170 \text{ mm}$$

$$= \sqrt{(11,74)^2 + (11,68)^2}$$

$$= 16,56 \text{ kg}$$

$$N_c = 52700 \frac{20^2}{80 \times 170} \sqrt{\frac{110}{16,56}}$$

$$= 3499,8 \text{ rpm}$$

⇒ Putaran kritis jarak B – C

$$d = 16 \text{ mm}$$

$$l = 110 \text{ mm}$$

$$l_1 = 55 \text{ mm}$$

$$W = \text{Berat poros}$$

$$L_2 = 55 \text{ mm}$$

$$= 7,85 \cdot 10^{-6} \pi / 4 \cdot 20^2 \cdot 20$$

$$= 0,5 \text{ kg}$$

$$N_c = 52700 \frac{20^2}{55 \times 55} \sqrt{\frac{110}{0,5}}$$

$$= 103360,9 \text{ rpm}$$

⇒ Putaran kritis jarak C - D

$$d = 16 \text{ mm}$$

$$l = 110 \text{ mm}$$

$$l_1 = 190 \text{ mm}$$

$$W = \text{Berat pulley}$$

$$L_2 = 60 \text{ mm}$$

$$= 0,4 \text{ kg}$$

$$N_c = 52700 \frac{20^2}{190 \times 60} \sqrt{\frac{110}{0,4}}$$

$$= 10351,6 \text{ rpm}$$

□ Putaran kritis total

Putaran kritis total dapat dihitung sebagai berikut:

$$\frac{1}{N_c^2} = \frac{1}{N_{c_1}^2} + \frac{1}{N_{c_2}^2} + \frac{1}{N_{c_3}^2} + \dots$$

$$\frac{1}{N_c^2} = \frac{1}{(3499,8)^2} + \frac{1}{(103360,9)^2} + \frac{1}{(1035)^2}$$

$$= \sqrt{\frac{1}{0,000000378}}$$

$$= 1007,074 \text{ rpm}$$

Dari perhitungan diketahui bahwa putaran kritis lebih besar dari putaran rencana berarti poros aman dipakai.

3.9 Pasak

Dalam perencanaan ini pasak yang digunakan diganti oleh set screw. Untuk mengetahui dimensi set screw yang akan digunakan adalah sebagai berikut:

□ Set screw pada poros diameter, D 20 mm

⇒ Diameter set screw, d

$$\begin{aligned} d &= 0,25 D + 7,5 \text{ mm} \\ &= 0,25 \cdot 20 + 7,5 \text{ mm} \\ &= 10 \text{ mm} \rightarrow 10,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Untuk set screw diameter 10,5 mm holding power F_t sebesar 165 kg

⇒ Daya yang dapat ditransmisikan oleh set screw.

$$\begin{aligned} Hp &= \frac{F_t \cdot 2\pi \cdot Rn}{4500} \\ &= \frac{165 \cdot 2\pi \cdot \frac{2}{2 \cdot 100} \cdot 53}{4500} \\ &= 0,12 Hp \end{aligned}$$

□ Set screw pada poros diameter, D 18 mm

⇒ Diameter set screw, d

$$\begin{aligned} d &= 0,25 D + 7,5 \text{ mm} \\ &= 0,25 \cdot 20 + 7,5 \text{ mm} \end{aligned}$$



$$= 9,75 \text{ mm} \rightarrow 10,5 \text{ mm}$$

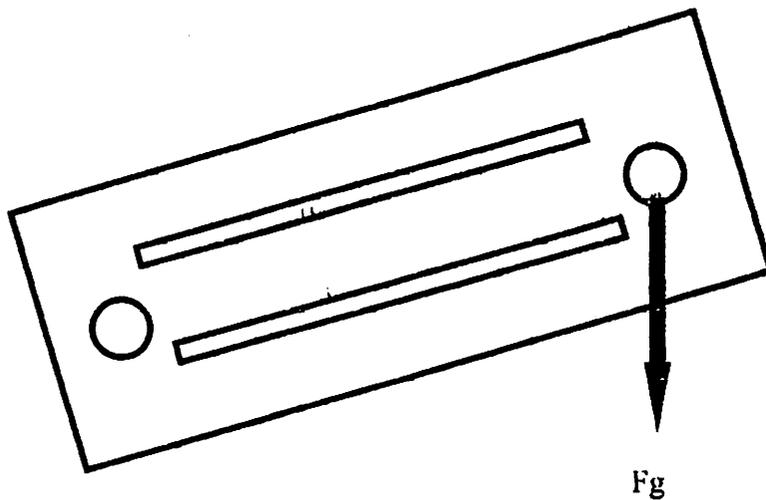
Untuk set screw diameter 18 mm, holding power F_t sebesar 165 kg

⇒ Daya yang dapat ditransmisikan oleh set screw.

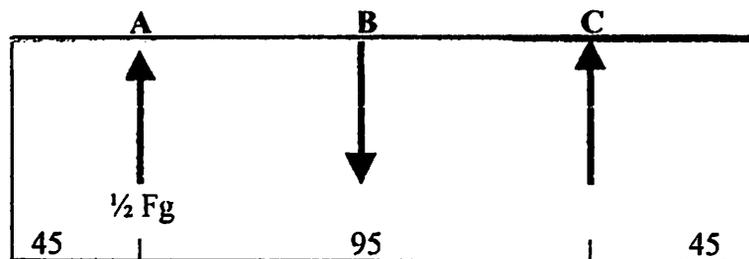
$$\begin{aligned}
 H_p &= \frac{F_t \cdot 2\pi \cdot R_n}{4500} \\
 &= \frac{165 \times 2\pi \cdot \frac{1,8}{2 \times 100} \cdot 476,6}{4500} \\
 &= 0,98 H_p
 \end{aligned}$$

Untuk poros reduksi yang lain digunakan set screw dengan diameter yang sama.

3.10 Baut pengikat Pisau



Gaya potong, F_g adalah 32 kg, adapun Free Body diagram



Pada titik A dan C merupakan tempat baut. Karena gaya yang terjadi akibat pemotongan dan jarak tumpuan antara keduanya sama maka besarnya gaya reaksi dititik A dan C sama.

$$R_a = R_b = \frac{1}{2} F_g$$

Bahan dari baut harus lebih lunak dari bahan alat potong. Untuk itu bahan baut dipilih ST 37 dengan kekuatan tarik, σ_b bahan 37 kg/mm^2 , faktor keamanan, s_f diambil 6.

□ Tegangan yang diijinkan, σ_a .

$$\sigma_a = \frac{\sigma_b}{S_f}$$

$$= \frac{37}{6}$$

$$= 5,28 \text{ kg/mm}^2$$

Tegangan geser yang diijinkan, τ_a .

$$\tau_a = 0,5 \cdot \sigma_a$$

$$= 0,5 \cdot 5,28$$

$$= 2,659 \text{ kg/mm}^2$$

Diameter inti baut, d_1 .

$$d_1 = \sqrt{\frac{4W}{\pi \cdot \sigma_a}}$$

$$= \sqrt{\frac{4 \times \frac{32}{2}}{\pi \times 2,64}}$$

$$= 4,5 \text{ mm}$$

Dari perhitungan diatas didapatkan data-data dari tabel sebagai berikut:

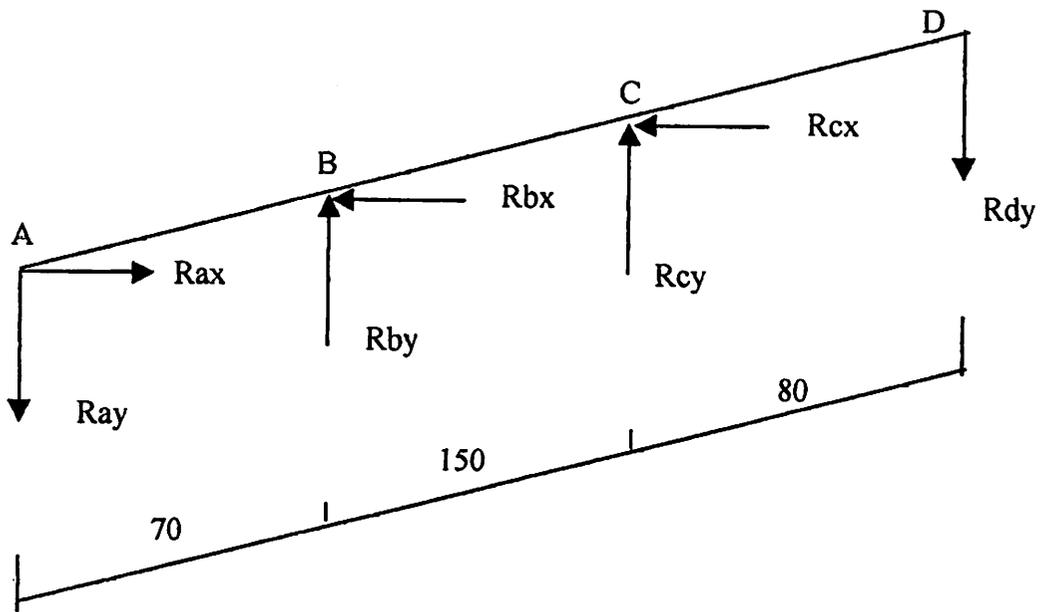
Diameter inti, D_1	= 4,526 mm
Diameter efektif, D_2	= 4,915 mm
Diameter luar, D	= 5,500 mm
Tinggi kaitan H_1	= 0,487 mm
Jarak bagi, p	= 0,9 mm

Berdasarkan data diatas maka baut pengikat adalah M5 x 0,

3.11 Bantalan (Bearing)

3.11.1 Bantalan pada poros utama

Data-data yang diperlukan untuk menghitung bantalan yang akan digunakan adalah sebagai berikut:



Dimana :

R_b = Gaya reaksi titik

$$R_b = \sqrt{(5,44)^2 + (0,36)^2}$$

$$= 5,46 \text{ kg}$$

R_c = Gaya reaksi titik C

$$R_c = \sqrt{(0,59)^2 + (0,30)^2}$$

$$= 0,68 \text{ kg}$$

Karena gaya terbesar ditumpu B, agar bantalan yang digunakan sama dan penyediannya juga lebih hemat, maka $F = R_b$

Berdasarkan poros yang ada, maka bantalan yang dipakai nomor 6003 dengan data-data sebagai berikut:

Diameter dalam, d	= 20 mm
Diameter luar, D	= 42 mm
Jari-jari, r	= 1 mm

• Tebal, B	= 12 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik C	= 735 kg
Kapasitas nominal statis spesifik, C ₀	= 465 kg

⇒ Bahan ekuivalen, Pr

$$Pr = X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa$$

Dimana :

$$\begin{aligned}
 Y &= \frac{Fa}{V \cdot Fr} \\
 &= \frac{0,1 \times 5,45}{1 \times 5,45} \\
 &= 0,1
 \end{aligned}$$

Ternyata nilai $0,1 < 0,19$ (lihat tabel lampiran 7) sehingga didapatkan:

$$V = 1$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 0$$

Jadi nilai Fa diambil 10% Fr, maka

$$\begin{aligned}
 Pr &= X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa \\
 &= 0,56 \cdot 1 \cdot 5,45 + 0 \cdot 0,1 \cdot 5,45 \\
 &= 3,052 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

⇒ Faktor kecepatan, fn

$$\begin{aligned}
 fn &= \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3} \\
 &= 0,85
 \end{aligned}$$

⇒ Faktor umur, f_h

$$f_h = f_n \frac{C}{P}$$

$$f_h = 0,85 \frac{735}{3,052}$$

$$= 204,7$$

⇒ Umur nominal bantalan, L_h

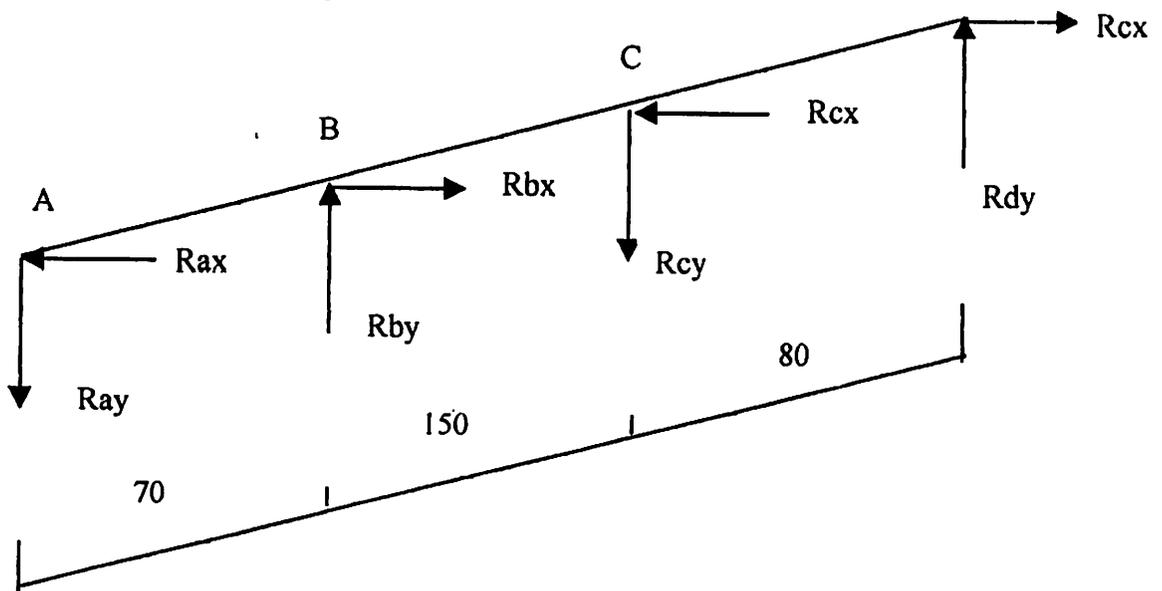
$$L_h = 500 f_h^3$$

$$= 500 (204)^3$$

$$= 4288678911 \text{ putaran}$$

Jadi bantalan yang digunakan nomor 6004 yang mempunyai umur 4288678911 putaran

3.11.2 Bantalan pada poros reduksi



Dimana:

R_b = Gaya reaksi dititik B

$$R_b = \sqrt{(18,39)^2 + (21,16)^2}$$

$$= 28,03 \text{ kg}$$

R_c = Gaya reaksi dititik C

$$R_c = \sqrt{(-8,84)^2 + (-3,19)^2}$$

$$= 9,39 \text{ kg}$$

Karena gaya terbesar ditumpu B, agar bantalan yang digunakan sama dan penyediannya juga lebih hemat, maka $F = R_b$

Berdasarkan poros yang ada, maka bantalan yang dipakai nomor 6003 dengan data-data sebagai berikut:

Diameter dalam, d	= 17mm
Diameter luar, D	= 35 mm
Jari-jari, r	= 0,5 mm
Tebal, B	= 10 mm
Kapasitas nominal dinamis spesifik C	= 470 kg
Kapasitas nominal statis spesifik, C_0	= 296 kg

⇒ Bahan ekivalen, P_r

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

Dimana :

$$\begin{aligned}
 Y &= \frac{Fa}{V.Fr} \\
 &= \frac{0,1 \times 28,03}{1 \times 28,03} \\
 &= 0,1
 \end{aligned}$$

Ternyata nilai $0,1 < 0,19$ (lihat tabel lampiran 7) sehingga didapatkan:

$$V = 1$$

$$X = 0,56$$

$$Y = 0$$

Jadi nilai F_a diambil 10% F_r , maka

$$\begin{aligned}
 Pr &= X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa \\
 &= 0,56 \cdot 1 \cdot 28,03 + 0 \cdot 0,1 \cdot 28,03 \\
 &= 15,65 \text{ kg}
 \end{aligned}$$

⇒ Faktor kecepatan, fn

$$fn = \left[\frac{33,3}{n} \right]^{1/3}$$

$$fn = \left[\frac{33,3}{476,6} \right]^{1/3}$$

$$= 0,41$$

⇒ Faktor umur, f_h

$$f_h = f_n \frac{C}{P}$$

$$f_h = 0,85 \frac{470}{15,65}$$

$$= 12,31$$

⇒ Umur nominal bantalan, L_h

$$L_h = 500 f_h^3$$

$$= 500 (12,31)^3$$

$$= 932704,69 \text{ putaran}$$

Jadi bantalan yang digunakan nomor 6004 yang mempunyai umur 932704,69 putaran dan supaya lebih hemat dalam penyediaan maka digunakan tipe bantalan yang sama.

BAB IV

PENUTUP

4.1 Kesimpulan

Berdasarkan bab-bab sebelumnya terutama dari bab II tentang tinjauan pustaka/dasar teori dan bab III tentang analisa perhitungan, maka dapat disimpulkan sebagai berikut :

1. Kapasitas dari alat pengiris bawang merah ini adalah 106 potong bawang merah per menit.
2. Daya motor yang digunakan ditentukan oleh momen yang digunakan dan putaran motor (Rpm) itu sendiri.
3. Komponen utama dari sistem transmisi pada alat pengiris bawang merah ini adalah pena engkol, pena lengan engkol, lengan engkol, poros engkol, sabuk (belt), pulley, poros pasak, baut pengikat, bantalan (bearing).
4. Tiap – tiap komponen tersebut dalam penggunaannya sebelumnya harus melalui perhitungan – perhitungan terlebih dahulu (pada bab III), sehingga nantinya di dapatkan sebuah sistem transmisi pada alat pengiris bawang merah yang berkualitas.
5. Dari perhitungan – perhitungan tiap komponen – komponen tersebut, maka sistem transmisi pada alat pengiris bawang merah ini adalah memenuhi persyaratan untuk layak di pakai dan berkualitas.

4.2 Saran - saran

Dari pembahasan – pembahasan di atas disarankan dalam pemilihan maupun penentuan komponen agar benar – benar sesuai dengan perhitungan – perhitungan

yang telah dilakukan. Hal ini dimaksudkan supaya tidak terjadi kejadian – kejadian fatal yang tidak di inginkan dalam sistem transmisi pada alat pengiris awang merah ini maupun biaya yang terlalu tinggi atau tidak ekonomis. Juga sebelum memasukkan bawang merah ke dalam alat ini pastikan bawang merah bersih dari benda lain yang artinya jangan sampai tercampur benda – benda yang lebih keras, misalnya kerikil atau kayu. Karena hal ini akan mengakibatkan kerusakan pada mata pisau bahkan juga pada komponen – komponen lainnya. Dan usahakan juga alat ini di jaga perawatannya, sehingga nantinya akan awet

DAFTAR TABEL

1. Daftar tegangan lentur untuk bahan poros

Bahan	σ_b dalam kg/cm ²
Baja keras pada baja keras	150
Baja keras pada kuningan/babit	90
Baja pada kuningan/babit	60
Besi tuang pada kuningan	30
Baja pada besi tuang	25

2. Tabel tekanan bidang untuk logam

Tabel $\bar{\sigma}_b$

Bahan	$\bar{\sigma}_b$ dalam kg/cm ²
Baja st 60 s/d st 70	600 s/d 800
Baja st 50	500 s/d 600
Baja st 41	400 s/d 500
Baja tuang stg 38 s/d s6g 45	250 s/d 400
Besi tuang Gy 22 s/d Gy 30	150 s/d 250

3. Faktor koreksi (K_0)

$\frac{D_2 - d_2}{C}$	Sudut kontak puli kecil $\theta(^{\circ})$	Faktor koreksi K_0
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	127	0,85
1,00	120	0,82
1,10	113	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

4. Daftar koefisien gesek sabuk (μ)

Belt material	Pulley material						
	Cast iron, steel			Wood	Compressed paper	Leather face	Rubber face
	Dry	Wet	Greasy				
1. Leather oak tanned	0.25	0.2	0.15	0.3	0.33	0.38	0.43
2. Leather elastic tanned	0.35	0.32	0.22	0.4	0.43	0.48	0.50
3. Canvas Stitched	0.25	0.15	0.12	0.23	0.25	0.27	0.30
4. Cotton Woven	0.22	0.15	0.12	0.25	0.28	0.29	0.31
5. Rubber	0.30	0.18	--	0.32	0.35	0.40	0.45
6. Balata	0.35	0.20	--	0.35	0.38	0.40	0.45

5. Panjang sabuk-V standart

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

6. Kapasitas daya yang dapat ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal (Po)

Putaran puli kecil (rpm)	Penampang-A								Penampang-B							
	Merek merah		Standar		Harga tambahan karena perbedaan putaran				Merek merah		Standar		Harga tambahan karena perbedaan putaran			
	67mm	100mm	67mm	100mm	1,25-1,34	1,35-1,41	1,42-1,49	2,00-	118mm	150mm	118mm	150mm	1,25-1,34	1,35-1,41	1,42-1,49	2,00-
200	0,15	0,31	0,12	0,26	0,01	0,02	0,02	0,02	0,31	0,77	0,43	0,67	0,04	0,05	0,05	0,07
400	0,26	0,53	0,21	0,46	0,04	0,04	0,04	0,05	0,50	1,28	0,74	1,18	0,09	0,10	0,12	0,13
600	0,35	0,77	0,27	0,67	0,05	0,06	0,07	0,07	1,24	1,93	1,00	1,64	0,13	0,15	0,18	0,20
800	0,44	0,98	0,33	0,84	0,07	0,08	0,09	0,10	1,36	2,43	1,25	2,07	0,18	0,20	0,23	0,26
1000	0,52	1,18	0,39	1,00	0,08	0,10	0,11	0,12	1,55	2,91	1,46	2,46	0,22	0,26	0,30	0,33
1200	0,59	1,37	0,43	1,16	0,10	0,12	0,13	0,13	2,11	3,35	1,65	2,82	0,26	0,31	0,35	0,40
1400	0,66	1,54	0,48	1,31	0,12	0,13	0,15	0,16	2,35	3,75	1,83	3,14	0,31	0,36	0,41	0,46
1600	0,72	1,71	0,51	1,45	0,15	0,15	0,18	0,20	2,67	4,12	1,91	3,42	0,35	0,41	0,47	0,53

7. (a) Faktor-faktor V, X, Y dan Xo, Yo, bantalan

Jenis bantalan	Deban putar pd cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal		Baris ganda				ε	Baris tunggal		Baris ganda			
			X	Y	F ₁ /VF ₂ >ε		F ₁ /VF ₂ ≤ε			X ₀	Y ₀	X ₀	Y ₀		
					X	Y	X	Y							
Bantalan bola alur dalam	F ₁ /C ₀ = 0,014 = 0,028 = 0,056 = 0,084 = 0,11 = 0,17 = 0,28 = 0,42 = 0,56	1	1,2	0,56	1,0	2,30			2,30	0,19	0,6	0,5	0,6	0,5	
						1,99	/		1,90	0,22					
						1,71			1,71	0,26					
						1,55			1,55	0,28					
						1,45			1,45	0,30					
						1,31			1,31	0,34					
						1,15			1,15	0,38					
1,04			1,04	0,42											
1,00			1,00	0,44											
Bantalan bola sudut	α = 20° = 25° = 30° = 35° = 40°	1	1,2	1	1	0,43	1,00	1,09	0,70	1,63	0,57	0,5	0,33	1	0,84
						0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68	0,38	0,76		
						0,39	0,76	0,78	0,63	1,24	0,80	0,29	0,66		
						0,37	0,66	0,66	0,60	1,07	0,95	0,29	0,59		
						0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14	0,26	0,52		

7. (b) Nomor bantalan

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas	Kapasitas
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa kontak	d	D	B	r	nominal dinamis spesifik C (kg)	nominal statis spesifik C ₀ (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

7. (c) Sifat bantalan luncur

Bahan bantalan	Kekerasan H_s	Tekanan maksimum yang diperbolehkan P_a (kg/mm ²)	Temperatur maks. yang diperbolehkan T_a (°C)
Besi cor	160-180	0,3-0,6	150
Perunggu	50-100	0,7-2,0	200
Kuningan	80-150	0,7-2,0	200
Perunggu fosfor	100-200	1,5-6,0	250
Logam putih berdasar Sn	20-30	0,6-1,0	150
Logam putih berdasar Pb	15-20	0,6-0,8	150
Paduan Cadmium	30-40	1,0-1,4	250
Kelmet	20-30	1,0-1,8	170
Paduan Aluminium	45-50	2,8	100-150
Perunggu timah hitam	40-80	2,0-3,2	220-250

8. Ukuran standart ulir kasar metris

Ulir			Jarak bagi P	Tinggi kaitan H_1	Ulir dalam		
					Diameter luar D	Diameter efektif D_2	Diameter dalam D_1
1	2	3			Ulir luar		
					Diameter luar d	Diameter efektif d_2	Diameter inti d_1
M 6			1	0,541	6,000	5,350	4,917
M 8		M 7	1	0,541	7,000	6,350	5,917
			1,25	0,677	8,000	7,188	6,647
		M 9	1,25	0,677	9,000	8,188	7,647
M 10			1,5	0,812	10,000	9,026	8,376
		M 11	1,5	0,812	11,000	10,026	9,376
M 12			1,75	0,947	12,000	10,863	10,106
M 16	M 14		2	1,083	14,000	12,701	11,835
			2	1,083	16,000	14,701	13,835
	M 18		2,5	1,353	18,000	16,376	15,294
M 20			2,5	1,353	20,000	18,376	17,294
	M 22		2,5	1,353	22,000	20,376	19,294
M 24			3	1,524	24,000	22,051	20,752
M 30	M 27		3	1,524	27,000	25,051	23,752
			3,5	1,894	30,000	27,727	26,211
	M 33		3,5	1,894	33,000	30,727	29,211
M 36			4	2,165	36,000	34,402	31,670
	M 39		4	2,165	39,000	36,402	34,670
M 42			4,5	2,436	42,000	39,077	37,129
M 48	M 45		4,5	2,436	45,000	42,077	40,129
			5	2,706	48,000	44,752	42,587
	M 52		5	2,706	52,000	48,752	46,587
M 56			5,5	2,977	56,000	52,428	50,046
	M 60		5,5	2,977	60,000	56,428	54,046
			6	3,248	64,000	60,103	57,505
M 64	M 68		6	3,248	68,000	64,103	61,505

Catatan: (1) Kolom 1 merupakan pilihan utama. Kolom 2 atau kolom 3 hanya dipilih jika terpaksa.

DAFTAR PUSTAKA

Ir. Sularso, MEME. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradya
Paramita, 1985

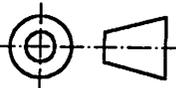
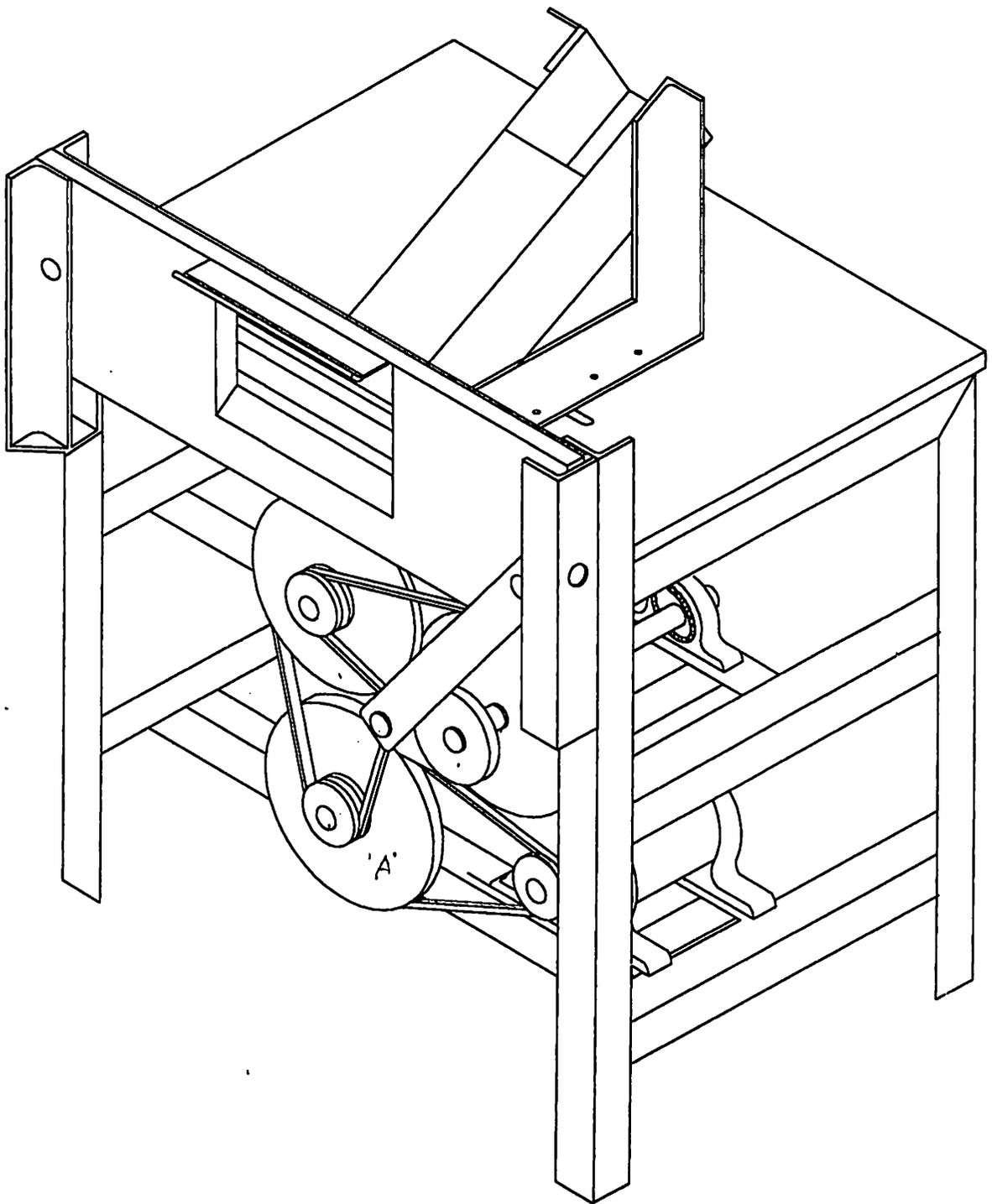
Umar Sukrisno, Bagian-bagian Mesin dan Merencana
PEDC Bandung, IKB jilid 2 Edisi 1983

P.C Sharma, D.K Aggarwal, Katson, "Machine Design "Publishing House New
Delhi

REKAPITULASI

Jenis/nama	Nilai	Satuan
Motor		
• Daya motor	0,25	Hp
• Putaran	1430	Rpm
Pena engsel		
• Diameter	8	mm
Lengan engkol		
• Gaya Bukling	318,7	Kg
• Gaya Bukling yang diijinkan	106,2	Kg
• Tegangan Bukling bahan	0,012	Kg
Poros engkol		
• Gaya (F)	52.02	Kg
• Diameter poros engkol	20	mm
Sabuk dan Pulley		
• Kecepatan keliling (v)	4,19	m/s
• Panjang sabuk	833	mm
• Jarak kedua poros	223	mm
• Tegangan tarik sabuk	8,31	Kg
• Jumlah sabuk	1	buah
• Berat pulley (M)	4	Kg
• Tebal Pulley	20	mm
• .Lebar alur luar	10	mm
• Lebar alur dalam	6	mm
• Gaya tarik sabuk	0,66	Kg
• Putaran kritis poros	5345,22	Rpm
• Diameter poros reduksi	20	mm

Pulley kecil		
• Diameter nominal (Dp)	60	mm
• Diameter nominal (dp)	30	mm
Pulley besar		
• Diameter nominal (Dp)	180	mm
• Diameter nominal (dp)	150	mm
Bantalan		
• Diameter dalam (d)	17	mm
• Diameter luar (D)	35	mm
• Tebal (B)	12	mm
• Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	735	Kg
• Kapasitas nominal statis spesifik (Co)	465	Kg
Poros		
• Diameter kecil	20	mm
• Diameter besar	25	mm
• Panjang	250	mm



SKALA 1 : 2

SATUAN : MM

TGL : 9-03-2005

NAMA : ANANG PURWANTO

NIM : 00.51.247

DIPERIKSA : Ir.LALU MUSTIADI, MT

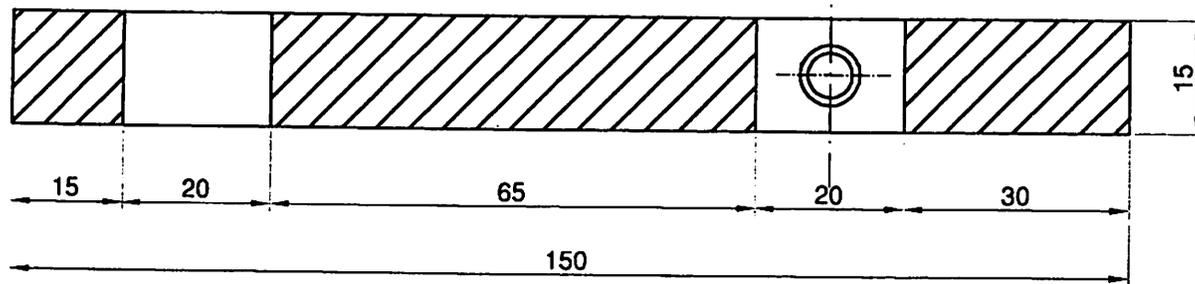
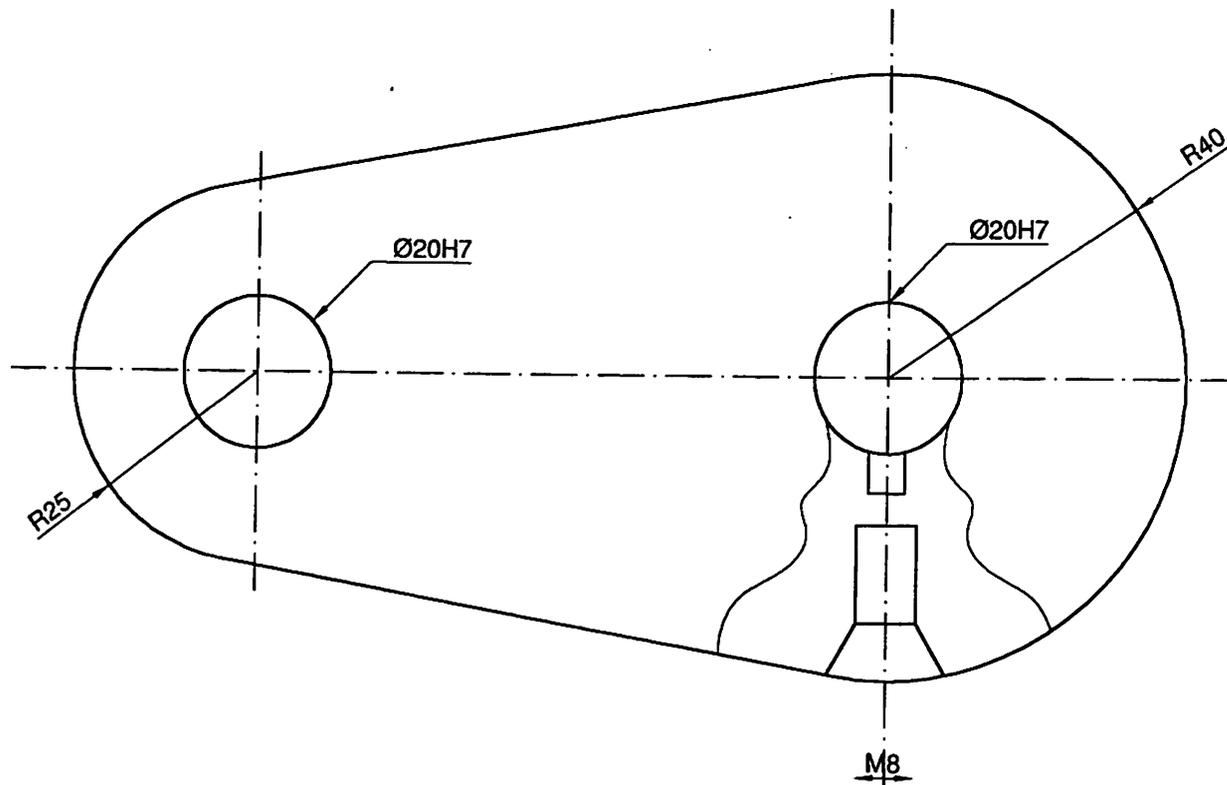
PERINGATAN

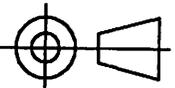
ITN MALANG

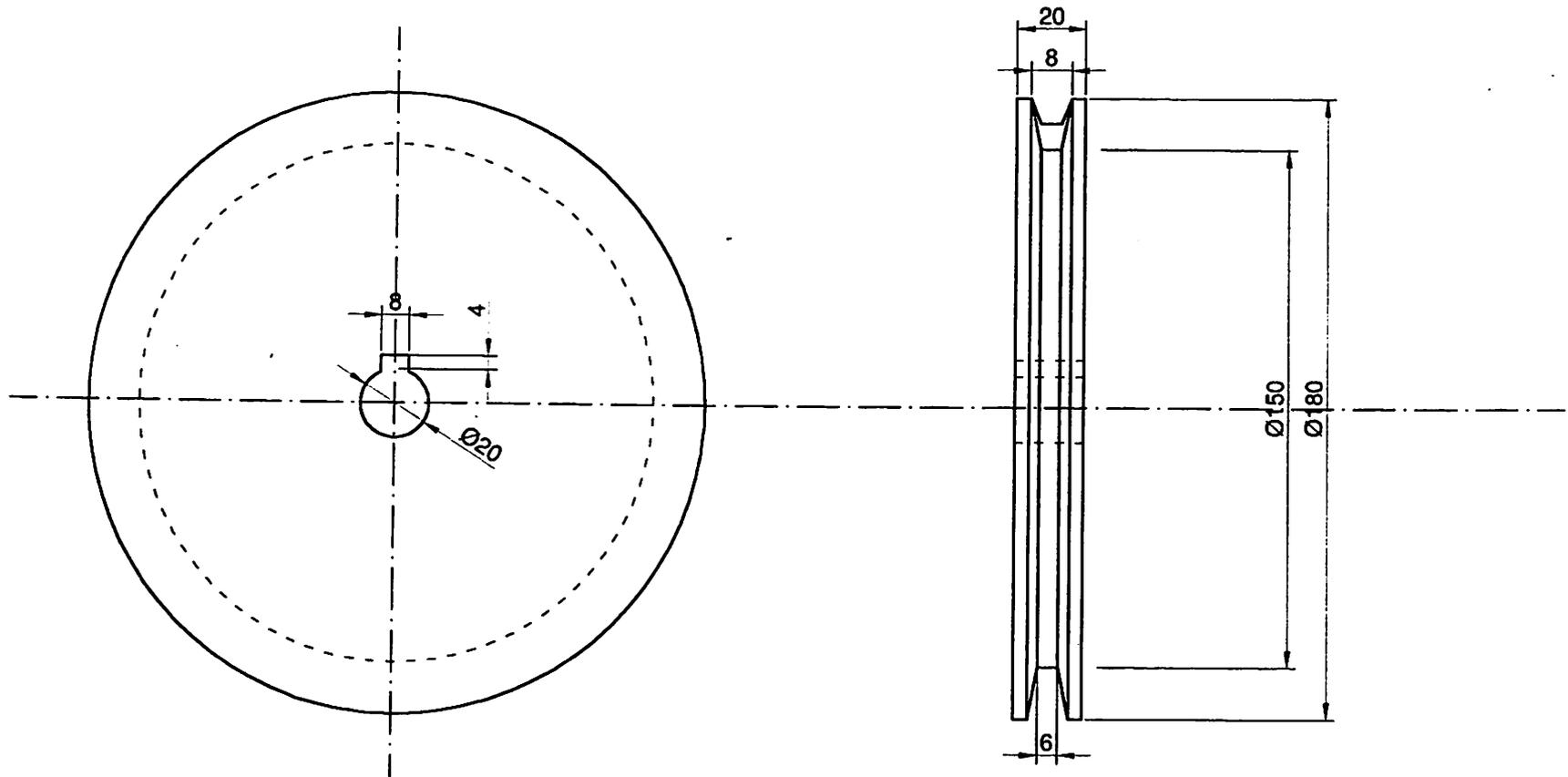
MESIN PENGIRIS BAWANG MERAH

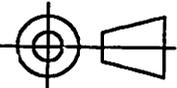
01

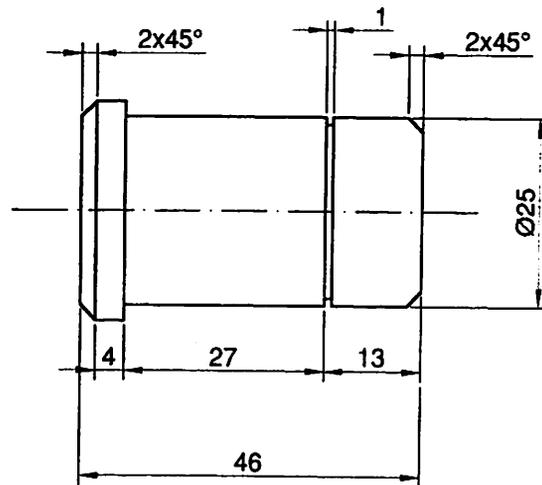
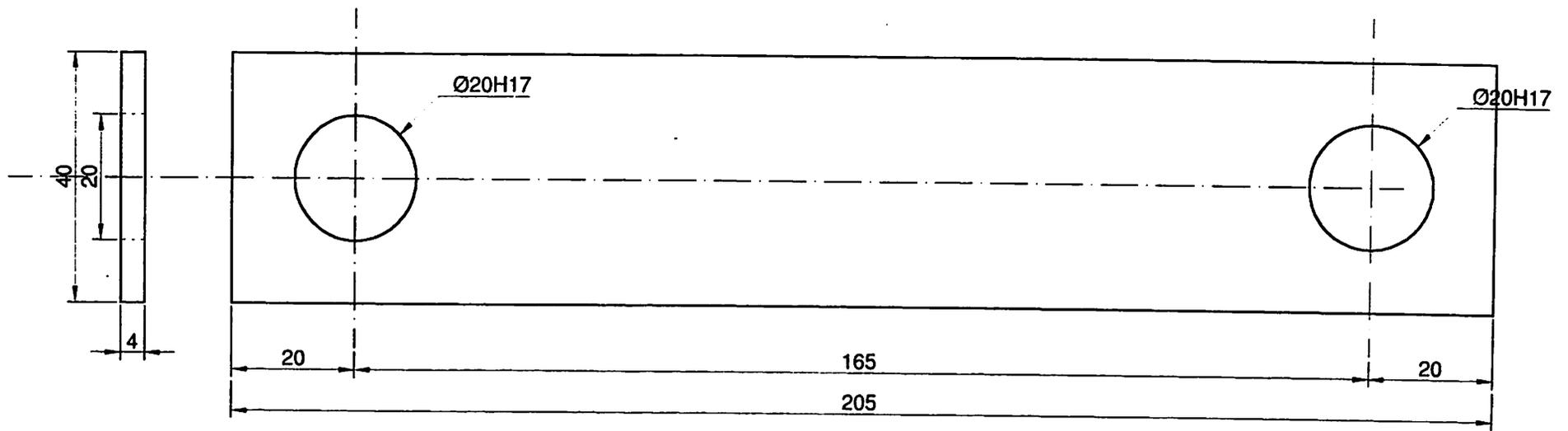
A4



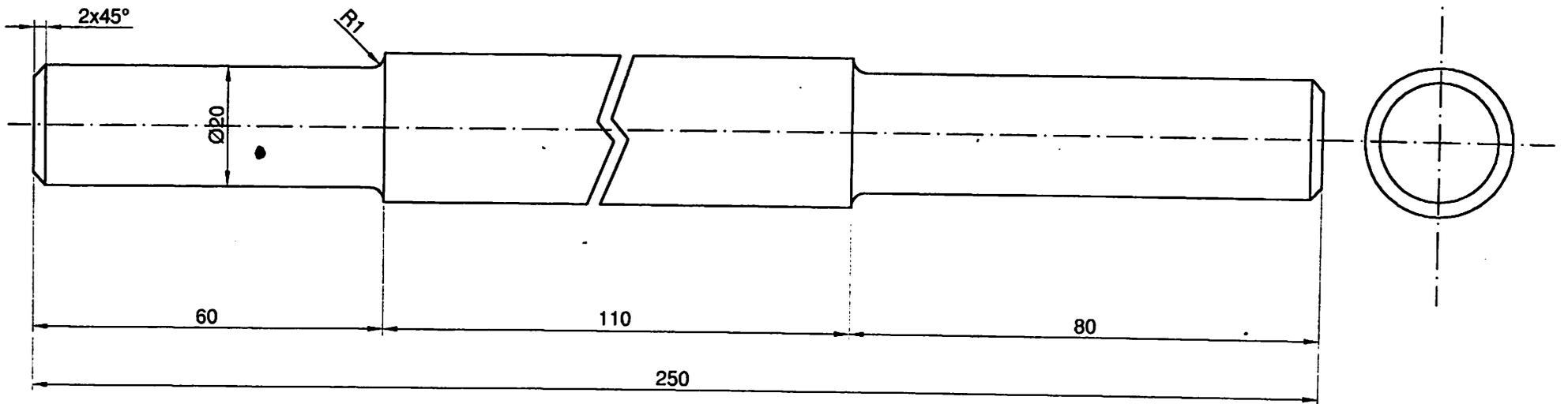
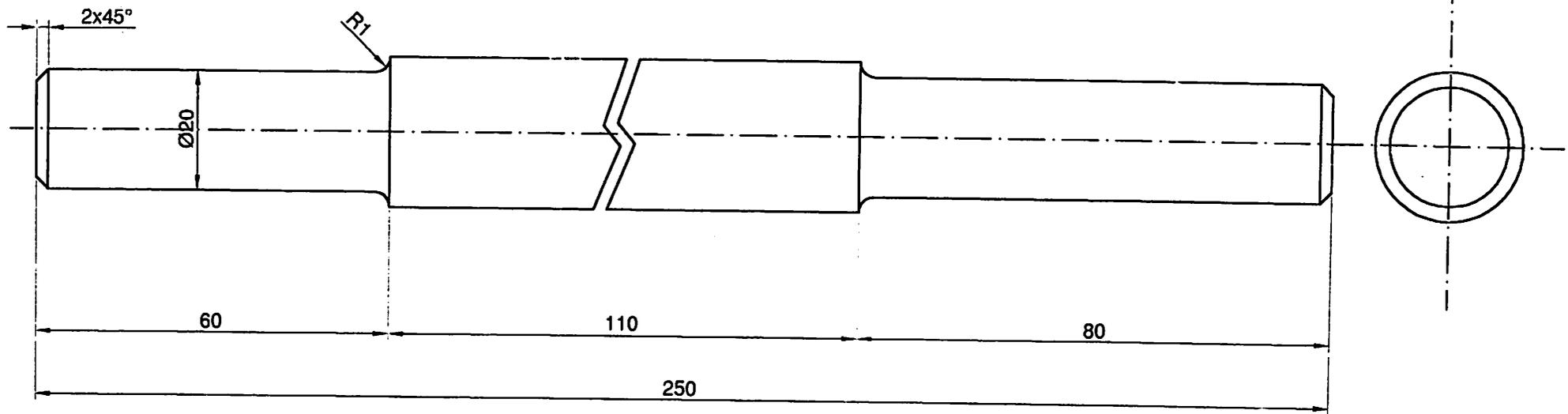
	SKALA : 1 : 1	NAMA : ANANG PURWANTO	PERINGATAN
	SATUAN : MM	NIM : 00.51.247	
	TGL : 9-03-2005	DIPERIKSA : Ir.LALU MUSTIADI	
ITN MALANG	POROS ENKOL		01 A4



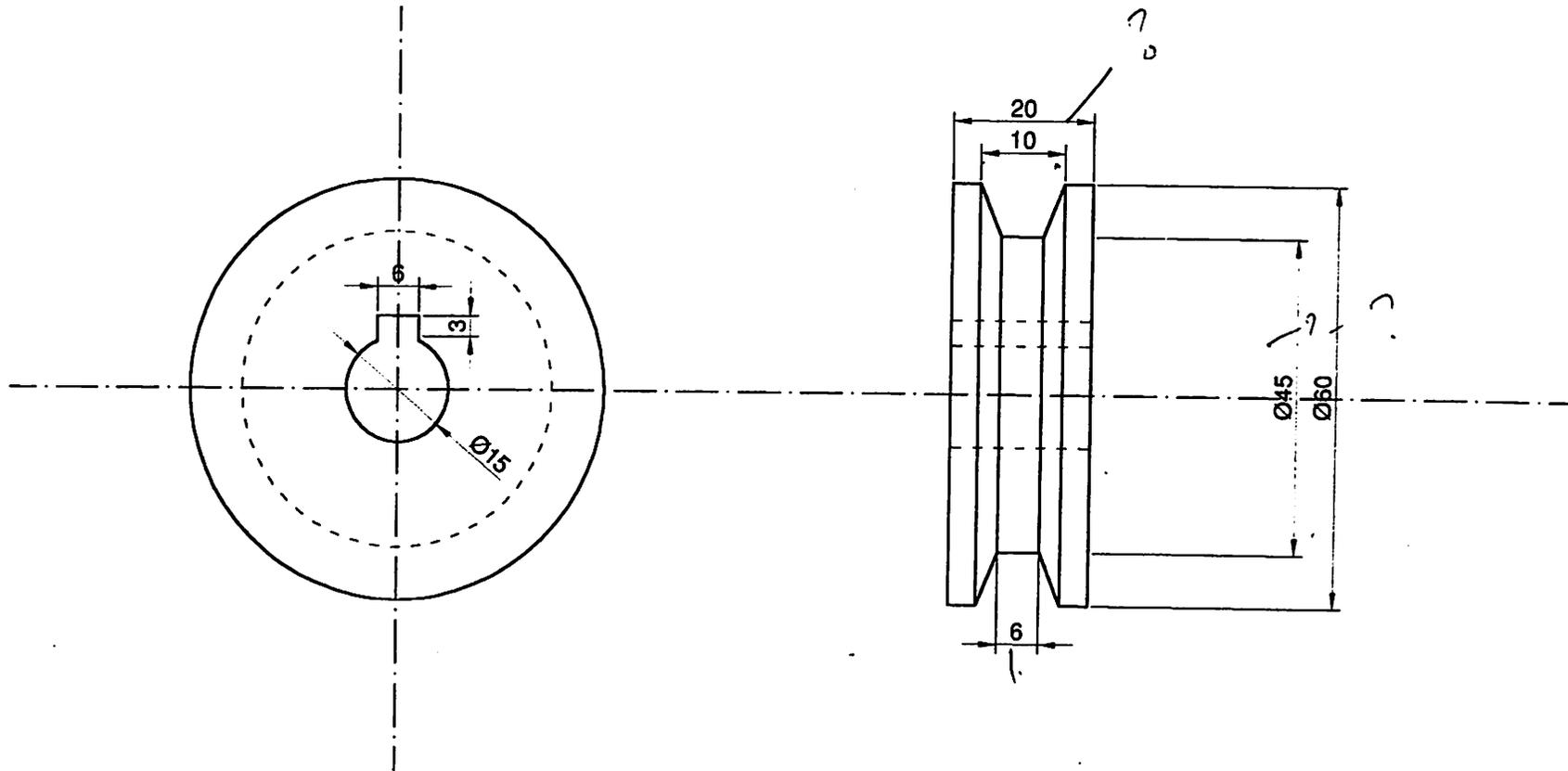
	SKALA : 1 : 2	NAMA : ANANG PURWANTO	PERINGATAN	
	SATUAN : MM	NIM : 00.51.247		
	TGL : 9-03-2005	DIPERIKSA : Ir.LALU MUSTIADI, MT		
ITN MALANG	PULEY BESAR		01	A4

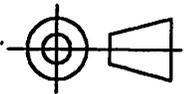


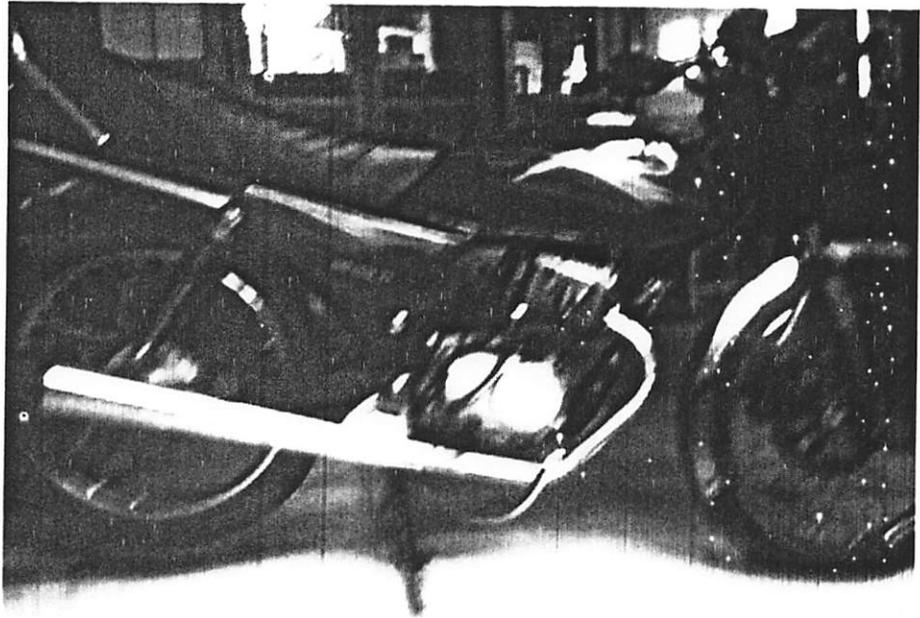
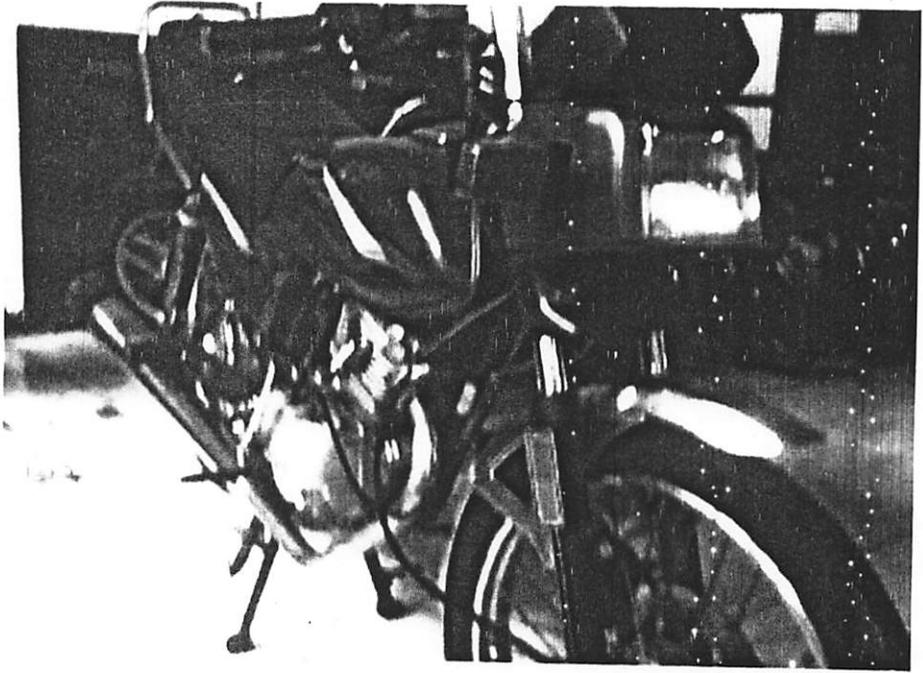
	SKALA 1 : 2	NAMA : ANANG PURWANTO	PERINGATAN		
	SATUAN : MM	NIM : 00.51.247			
	TGL : 9-03-2005	DIPERIKSA : Ir.LALU MUSTIADI			
ITN MALANG		MESIN PENGIRIS BAWANG MERAH		01	A4



	SKALA : 1 : 1	NAMA : ANANG PURWANTO	PERINGATAN		
	SATUAN : MM	NIM : 00.51.247			
	TGL : 9-03-2005	DIPERIKSA : Ir.LALU MUSTIADI			
ITN MALANG		POROS		01	A4



	SKALA 1 : 2	NAMA : ANANG PURWANTO	PERINGATAN		
	SATUAN : MM	NIM : 00.51.247			
	TGL : 9-03-2005	DIPERIKSA : Ir.LALU MUSTIADI			
ITN MALANG	PULEY KECIL			01	A4



Αρχ.
Τ.Α. Ντεβελουπον
4 οκτ.