

TUGAS AKHIR



PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI MESIN PEMOTONG ADONAN KRUPUK IKAN DENGAN KAPASITAS 300 KG / JAM



Diajukan Sebagai Salah Satu Persyaratan Untuk Menyelesaikan Studi D-III

Disusun Oleh :

NAMA : MUHAMMAD LUKMAN

NIM : 00.51.351

**TEKNIK MESIN DIPLOMA III
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
SEPTEMBER 2005**

REKAPITULASI
KEMENTERIAN
KEMENTERIAN

TUGAS AKHIR

PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI
MESIN PEMOTONG ALUMIN KURUK IKAN
DEGAN KAPASITAS 300 KG / JAM



Ditulis sebagai salah satu persyaratan untuk menyelesaikan studi D-III

Disusun oleh :

RAMA : MUHAMMAD LUKMAN

NIM : 00.01.001

TEKNIK MESIN DIII
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG
SEPTEMBER 2005

LEMBAR PENGESAHAN

LAPORAN TUGAS AKHIR

**PERENCANAAN TRANSMISI MESIN PEMOTONG KRUPUK IKAN
DENGAN KAPASITAS 300 KG/JAM**

Disusun Oleh :

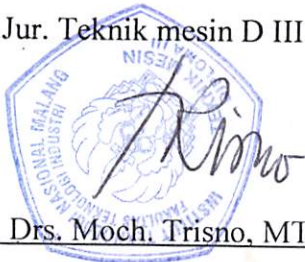
Nama : Muhammad Lukman

Nim : 00.51.351

Jurusan : Teknik Mesin D III

Mengetahui

Ka.Jur. Teknik mesin D III



(Ir. Drs. Moch. Trisno, MT)

Disetujui

Dosen pembimbing

(Ir. Drs. Sutriyono, Mpd)



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 : Muhammad Lukman
NIM/NIRM : 00.51.351
Jurusan : Teknik Mesin Diploma Tiga (D-III)
Judul Tugas Akhir : "PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI MESIN
PEMOTONG ADONAN KRUPUK IKAN DENGAN
KAPASITAS 300 KG/JAM"

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

Hari/Tanggal : Rabu, 14 September 2005

Dengan Nilai/Hasil Ujian : 79 (B)

PANITIA UJIAN TUGAS AKHIR



Ir. Mochtar Asroni, MSME
NIP : 1018100036



Ir. Drs. Moch Trisno, MT
NIP : 130936652

ANGGOTA PENGUJI

Ir. H. Widjatmoko, MT
NIP : 1010300057

Ir. Teguh Rahadjo, MT
NIP : 131991184



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 : Muhammad Lukman
NIM/NIRM : 00.51.351
Jurusan : TEKNIK MESIN
Program Studi : TEKNIK MESIN DIPLOMA TIGA (D-III)
**Judul Tugas Akhir : "PERENCANAAN SISTEM TRANSMISI MESIN
PEMOTONG ADONAN KRUPUK IKAN DENGAN
KAPASITAS 300 KG/JAM"**
Pengajuan Tugas akhir : 15 Maret 2005
Selesai Menulis Tugas Akhir : 15 Agustus 2005
Dosen Pembimbing : Ir. Drs. Sutriyono, Mpd
Keterangan Nilai Bimbingan : 85 (A)

MENGETAHUI

Dekan I FTI

Dosen Pembimbing

Ir. Mochtar Asroni, MSME
NIP : 1018100036

Ir. Drs. Sutriyono, Mpd
NIP :

LEMBAR ASISTENSI

Laporan Tugas Akhir


'Perencanaan Transmisi Mesin Pemotong Krupuk Ikan Dengan Kapasitas 300 Kg/Jam'

Nama : Muhammad Lukman

Nim : 00.51.351

Jurusan : Teknik Mesin D III

Milai: 

NO	TANGGAL	KETERANGAN	PARAF
1	19-04-2005	BAB I. PENDAHULUAN	
2	21-04-2005	BAB II. DASAR TEORI	
3	28-04-2005	Acc pada 2.6 - 2.9	
4	7-06-2005	Fcc tabd. gambar	
5	15-06-2005	3.1 Perhitungan daya motor listrik	
6	21-06-2005	3.1 - 3.1.4 Acc	
7	05-08-2005	Perhitungan pulley 85	
8	15-08-2005	Perhitungan selubuk-V kapasitas daya transmisi	
9	28-08-2005	Selubuk-V (P ₀) - Perhitungan bantalan	
10	4-09-2005	- Perhitungan kapasitas mesin.	

Dosen Pembimbing



(Ir. Drs. Sutriyono, Mpd)



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

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

BERSERO) MALANG
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

nomor : ITN-009/I.TA/8/05

Malang 15 Maret 2005

inspirasi : -----

tema : *Bimbingan Tugas Akhir*

kepada : Yth. Sdr/i. Ir.Drs. Sutriyono, MPd

Dosen Institut Teknologi Nasional

Di

Malang.

Dengan hormat.

Sesuai dengan permohonan dan persetujuan **Tugas Akhir** untuk mahasiswa:

Nama : M. Lukman
NIM : 0051351
Semester : IX (Sembilan)
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, 15 Maret s/d 15 Agustus 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. TEGUH RAHARDJO, MPd

NIP.: 131 991 184

Salinan kepada Yth.:

1. Mahasiswa yang bersangkutan.
2. Arsip.

KATA PENGANTAR

Segala puja dan puji syukur kami panjatkan atas kehadiran Allah SWT atas rahmat dan hidayahnya dan tidak lupa sholawat dan salam kepada junjungan kita Nabi besar Muhammad SAW. Sehingga penyusun dapat menyelesaikan tugas akhir dengan judul “ Perencanaan Mesin Pemotong Adonan Krupuk Ikan Dengan Kapasitas 300 Kg/jam “ adapun penyusunan tugas akhir ini merupakan salah satu syarat untuk menyelesaikan studi pada Institut Teknologi Nasional Malang.

Selama penyusunan laporan tugas akhir ini banyak sekali pengalaman serta pelajaran yang berharga. Karena dalam penyusunan penulis melakukan perencanaan dan pembuatan alat serta mendapat bimbingan dan ditunjang oleh literature yang ada.

Oleh sebab itu dengan terselesaikannya laporan tugas akhir ini penulis mengucapkan terima kasih kepada pihak-pihak yang telah banyak membantu dalam penyusunan tugas akhir ini ,secara khusus penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Dr. Ir. Abraham Lomi, MT, selaku Rektor ITN Malang
2. Bapak Ir. Mochtar Asroni, MSME, selaku Dekan FTI
3. Bapak Ir. Drs. Moch. Trisno, MT, selaku Kepala Jurusan Teknik Mesin D-III
4. Bapak Ir. Drs. Sutriyono, Mpd, selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir
5. Kedua orang tua dan teman-teman yang telah mendoakan dan memberikan dukungan hingga terselesaikannya laporan Tugas Akhir ini.

Penulis menyadari dalam penyusunan laporan tugas akhir ini jauh dari sempurna dan penulis mengharapkan saran dan kritik yang bersifat membangun untuk kesempurnaan laporan ini. Kami berharap semoga laporan ini dapat berguna bagi pembaca dan masyarakat umum.

Malang, Agustus 2005

Penyusun

DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN	i
LEMBAR BERITA ACARA UJIAN TUGAS AKHIR	ii
LEMBAR KARTU BIMBINGAN TUGAS AKHIR	iii
LEMBAR ASISTENSI	iv
LEMBAR SURAT BIMBINGAN	v
KATA PENGANTAR.....	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR TABEL	xi
DAFTAR GAMBAR	xii

BAB I PENDAHULUAN

1.1. Latar Belakang	1
1.2. Rumusan Masalah	1
1.3. Batasan Masalah.....	2
1.4. Tujuan Penulisan.....	2
1.5. Metode Penulisan.....	3
1.6. Sistematika Penulisan.....	3

BAB II DASAR TEORI

2.1. Pengertian Mesin Pemotong Adonan Krupuk Ikan	4
2.2. Fungsi Mesin Pemotong Adonan Krupuk Ikan.....	4

2.3. Mekanisme Kerja Mesin Pemotong Adonan Krupuk Ikan.....	4
2.4. Mekanisme Penggerak	5
2.5. Kapasitas Mesin	5
2.6. Menentukan Daya Motor	6
2.7. Pena Engsel	6
2.8. Pena Lengan Engkol	9
2.9. Lengan Engkol	9
2.10. Poros	10
2.13.1. Macam-macam poros.....	10
2.13.2. Hal-hal penting dalam perencanaan poros	10
2.13.3. Poros dengan beban puntir dan lentur.....	16
2.11. Transmisi Sabuk	17
2.13.1. Transmisi sabuk-V	17
2.12. Pulley	36
2.13. Bantalan	38
2.13.1. Klasifikasi bantalan	38
2.13.2. Perbandingan antara bantalan luncur dan bantalan gelinding	39
2.13.3. Perhitungan beban dan umur bantalan gelinding.....	39

BAB III ANALISA PEREENCANAAN

3.1. Perhitungan Poros Motor Listrik.....	42
3.10.1. Daya motor listrik (P)	42
3.10.2. Daya rencana (Pd).....	42

3.10.3. Bahan poros motor listrik.....	42
3.10.4. Faktor koreksi pada momen puntir (K_t).....	43
3.2. Perhitungan Pulley	43
3.3. Perencanaan Sabuk-V	45
3.10.1. Perencanaan pajang sabuk-v 1	46
3.10.2. Panjang sabuk-v 1 ($P_{tot 1}$).....	47
3.10.3. Perhitungan kecepatan sabuk-v (V).....	48
3.10.4. Jaraksumbu poros (C_1).....	49
3.10.5. Sudut kontak sabuk-v	50
3.10.6. Jarak sumbu poros (C_2).....	50
3.10.7. Kapasitas daya transmisi sabuk-v (P_o).....	52
3.10.8. Jumlah sabuk-v	53
3.4. Perhitungan Bantalan	53
3.10.1. Faktor kecepatan (f_n).....	53
3.10.2. Faktor umur (f_h)	54
3.10.3. Umur nominal (l_h).....	54
3.5. Perhitungan Poros Terusan	54
3.6. Perhitungan Kecepatan Pisau Potong (V_c).....	55
3.7. Perencanaan Kapasitas Mesin.....	58
3.8. Rekapitulasi Hasil Perencanaan	60
3.10.1. Perencanaan pulley	60
3.10.2. Perencanaan sabuk	61
3.10.3. Bantalan	61

3.10.4. Poros	62
3.10.5. Pisau potong	62
3.10.6. Perencanaan kapasitas mesin	62

BAB IV PENUTUP

4.1. Kesimpulan	63
4.2. Saran	64

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 Baja Karbon untuk konstruksi mesin dan baja yang difinis dingin untuk bahan untuk poros.....	10
Tabel 2.2 Baja paduan untuk poros.....	10
Tabel 2.3 Bahan poros untuk kendaraan rol.....	11
Tabel 2.4 Penggolongan baja secara umum.....	11
Tabel 2.5 Standart baja.....	12
Tabel 2.6 Faktor koreksi.....	17
Tabel 2.7 Ukuran pulley-V.....	18
Tabel 2.8 Sabuk –V standart (bertanda *).....	20
Tabel 2.9 Panjang sabuk-V standart.....	21
Tabel 2.10 Panjang sabuk-V sempit.....	22
Tabel 2.11 Diagram minimum pulley yang diizinkan dan dianjurkan.....	23
Tabel 2.12 Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal.....	27
Tabel 2.13 Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk sabuk-V sempit tunggal, P_o (kW).....	29
Tabel 2.14 Faktor koreksi K_θ	31
Tabel 2.15 Daerah penyetelan jarak sumbu poros.....	34
Tabel 2.16 Daerah beban untuk tegangan sabuk yang sesuai.....	34
Tabel 2.17 Faktor-faktor V, X, Y, dan X_o , Y_o	38

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Konstruksi sabuk-V	15
Gambar 2.2	Ukuran penampang sabuk-V	15
Gambar 2.3	Diagram pemilihan sabuk-V	16
Gambar 2.4	Profil alur sabuk-V	17
Gambar 2.5	Perhitungan panjang keliling sabuk-V	22
Gambar 2.6	Sudut kontak.....	25
Gambar 2.7	Pulley pemegang	25
Gambar 2.8	Ukuran penampang sabuk-V sempit	28
Gambar 2.9	Penyetelan jarak sumbu poros.....	32
Gambar 2.10	Lenturan sabuk	32
Gambar 2.11	Kedudukan yang baik untuk pulley pengikut.....	34

BAB I

PENDAHULUAN

1.1. Latar belakang

Seperti kita ketahui bahwasannya kemajuan di bidang teknologi saat ini sangat memacu seseorang untuk menciptakan suatu mesin yang dapat menghasilkan suatu produk dengan mutu dan berkualitas tinggi didalam bidang industri menengah ke bawah. Dalam industri kecil biasanya masih menggunakan alat konvensional yang dapat menghasilkan produk berskala kecil (50kg/jam) disamping itu penggunaan alat konvensional menggunakan tenaga kerja lebih dari satu orang dan sering terjadi gagal produk .

Oleh karena itu kami merencanakan suatu mesin pemotong adonan krupuk ikan yang akan dapat menghasilkan potongan adonan krupuk ikan yang berdimensi dalam jumlah yang besar (300kg/jam). Disamping itu juga dapat mengurangi jumlah gagal produk yang disebabkan oleh factor manusia.

1.2. Rumusan Masalah

Dari latar belakang masalah maka dapat di rumuskan permasalahannya adalah:

1. Bagaimana cara merencanakan sistem transmisi pada mesin pemotong adonan krupuk ikan.

2. Pemilihan bahan transmisi yang akan di gunakan pada mesin pemotong adonan krupuk ikan.

1.3. Batasan Masalah

Mesin yang akan di rancang adalah mesin pemotong adonan krupuk ikan dengan bahan baku ikan dan tepung.dengan kapasitas maximum 300 kg/jam.Dalam perencanaan mesin pemotong adonan krupuk ikan ini, penulis membatasi pada perencanaan system transmisi adalah sebagai berikut :

1. Merencanakan mekanisme sabuk-V belt dan pulley pada mesin

Dalam prosesnya mesin ini di rencanakan beroperasi selama 7 jam dalam sehari.

1.4. Tujuan Penulis

Adapun tujuan yang ingin di capai yaitu :

1. Untuk meningkatkan produksi yang efektif dan efisien.
2. Menghasilkan produk krupuk ikan yang berkualitas dan memenuhi standar pasaran.
3. Dapat menghemat waktu dan biaya produksi.
4. Dapat dioperasikan oleh satu orang.

1.5. Metode Penulisan

Dalam perancangan ini di dasarkan pada metode – metode penulisan antara lain :

1. Observasi

Adalah melakukan observasi di pabrik yang menggunakan mesin pemotong adonan krupuk sebagai study banding.

2. Literature

Adalah teori – teori yang berkaitan dengan perencanaan system transmisi

1.6. Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan ini akan di bagi menjadi beberapa bab dengan uraian sebagai berikut :

BAB I PENDAHULUAN

Membahas mengenai latar belakang masalah sampai pada masalah yang akan di bahas.

BAB II LANDASAN TEORI

Membahas beberapa teori dari pengetahuan dasar yang berhubungan dengan mesin pemotong adonan krupuk ikan dan rumus yang akan digunakan dalam perhitungan.

BAB III DASAR PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Membahas tentang perencanaan dan perhitungan secara matematis mengenai mesin pemotong adonan krupuk ikan.

BAB IV PENUTUP

Pada bab ini akan di bahas adalah kesimpulan dan saran-saran dari perencanaan mesin pemotong adonan krupuk ikan.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Pengertian Mesin Pemotong krupuk ikan

Mesin pemotong krupuk ikan adalah suatu mesin yang dapat melakukan gerak memotong dalam sekian kg/jam, dimana mesin tersebut menggunakan motor listrik sebagai sumber tenaga penggerak utama. Mesin ini dapat menghasilkan potongan dalam bentuk persegi empat dalam berbagai dimensi.

2.2 Fungsi Mesin Pemotong Krupuk Ikan

Mesin ini berfungsi sebagai alat untuk memudahkan dalam proses pengerjaan pemotongan adonan krupuk ikan yang dapat menghasilkan jumlah pemotongan yang lebih banyak di bandingkan dengan alat konvensional.

2.3 Mekanisme Kerja Mesin Pemotong Krupuk Ikan

Motor sebagai sumber dari penggerak setiap komponen mesin pemotong krupuk ikan, motor yang berputar akan menggerakkan pulley besar dan pulley kecil sedangkan poros engkol yang terhubung pada pulley kecil akan merubah gerakan putar pulley kecil menjadi gerakan maju mundur sehingga pisau pemotong yang terhubung pada poros engkol akan bergerak mengikuti gerakan poros engkol.

2.4 Mekanisme Penggerak

Pada konstruksi motor listrik terdiri dari dua buah katup magnet yang terdiri dari lilitan (stator) dan jangkar (rotor) atau motor yang dibuat dari lilitan kawat sikat penghantar arus listrik, lilitan jangkar dihubungkan dengan sikat-sikat (brush).

Adapun jenis-jenis motor listrik adalah:

1. Motor arus searah

Pada motor arus searah di gunakan penyearah aliran arus yang masuk ke kumparan sebab besarnya daya yang dihasilkan rata (tetap), motor arus ini sering digunakan untuk mengisi batrey.

2. Motor arus bolak-balik

Motor arus bolak-balik adalah motor bertenaga listrik, dimana aliran arus dan tenaganya bervariasi (bergelombang), kelebihan motor ini adalah besarnya putaran selalu tetap (konstan) karna besarnya tegangan yang dibutuhkan untuk mensuplai dapat di naikkan atau di turunkan sesuai sumber tegangan yang tersedia. Mesin dengan arus seperti ini sering di gunakan pada mesin bor, mesin bubut, penggeras pompa dll.

2.5 Kapasitas Mesin

Pada perencanaan mesin ini kapasitas yang diharapkan untuk bisa memotong 300 kg/jam. Dalam satu kali putaran terjadi satu kali pemotongan dengan jumlah satu buah krupuk ikan yang siap goreng. Hal ini secara tidak langsung telah menetapkan bahwa untuk menghasilkan kapasitas, dapat diketahui dengan $\frac{1}{2}$ putaran dari mesin.

2.6 Menentukan Daya Motor

Untuk memperoleh daya motor, terlebih dahulu kita mengetahui daya nominal out put dari motor penggerak, sehingga factor keamanan dapat diambil dalam perencanaan. Untuk menghitung torsi, gaya pisau terhadap adonan (kg) dikalikan dengan jarak gaya potong.

$$T = F_g \times l$$

Dimana :

T = Torsi yang dihasilkan (kg.mm)

F_g = Gaya potong pisau terhadap adonan (kg)

l = Jarak gaya potong horizontal terhadap sumbu poros (mm)

Dari rumus diatas maka daya motor dapat diketahui dengan perhitungan sebagai berikut: (sularso hal 7)

$$Pd = \frac{(T/1000)(2\pi n_1 / 60)}{120}$$

Dimana :

Pd : Daya rencana (kw)

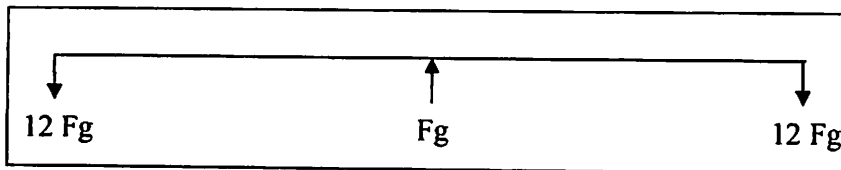
T : Momen rencana (kg.mm)

n_1 : Putaran motor (rpm)

2.7 Pena Engsel

Pada perencanaan alat ini komponen yang tidak kalah pentingnya adalah pena. Pena dipasang pada salah satu bagian di poros engkol dan pada bagian tengahnya dipasang bantalan sehingga pada waktu gerakan membentuk sudut besar sebesar 18° pada kedudukan tertinggi mempunyai 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)

$12 F_g$: Gaya perlawanan pena akibat gaya pisau.

Selain menentukan diameter pena juga perlu memperhatikan tegangan geser (τ) dan ketebalan pisau (t) yang digunakan untuk memotong adonan krupuk ikan sehingga diperoleh rumus sebagai berikut :

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

Dimana:

τ :Tegangan geser (kg/mm)

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 pena yang diperlukan tidak panjang dan dapat dicari sebagai berikut:

(Umar Sukrisno hal 190)

lengan engkol akan mengalami buckling. Gaya buckling dapat di hitung sebagai berikut :

$$P = \frac{\pi^2 EI}{CL^2}$$

Dimana :

P : Gaya yang bekerja pada ujung batang (kg)

E: Modulus elastisitas bahan (n/mm)

L: Pajang batang (mm)

I : Momen Inersia (kg/mm)

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

Selain itu demi keamanan dari lengan engkol, maka perlu diperhatikan juga factor 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 : Factor keamanan (3-10)

Sedangkan tegangan buckling bahan (τ_b) adalah sebagai berikut :

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

Dimana :

τ_b : tegangan buckling bahan (kg)

$$\frac{l}{d} = \sqrt{\frac{tb}{5x\tau_0}}$$

Dimana :

- l : Panjang pen (mm)
- d : Diameter pena (mm)
- tb : Kekuatan tarik bahan (kg/mm)
- τ_0 : Tegangan geser ijin (kg/mm)

2.8 Pena Lengan Engkol

Pena lengan engkol ini dipakai untuk menghubungkan antara lengan engkol dan pisau pemotong. Untuk menentukan pena ini yang perlu diperhatikan selain gaya potong (F_g), dan tegangan geser (τ_0) adalah efisiensi mekanis (η_m) dan factor keamanan dari pena yang direncanakan (s_f). Sehingga diperoleh sebagai berikut: (Umar Sukrisno hal 197)

$$F = \frac{f_g}{\eta_m}$$

Dimana :

- F : Gaya yang dimiliki pena (kg)
- F_g : Gaya potong (kg)
- η_m : Efisiensi mekanis

2.9 Lengan Engkol

Lengan engkol ini merupakan pentransmisi gerakan dari poros engkol pisau (stoper), yakni merubah gerakan putar dari poros engkol menjadi gerakan maju mundur pada pembawa pisau (striaper). Akibat dari gerakanya

- I : Momen inersia (kg/mm)
L : Pajang bahan (mm)
A : Luas penampang bahan (mm)

2.10 Poros

Poros merupakan satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama dari dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

2.10.1 Macam-macam Poros

Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut :

1. Poros Transmisi
2. Poros engkol
3. Roda gigi
4. pulley
5. poros tuas

2.10.2 Hal-Hal Penting Dalam Perencanaan Poros

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal yang perlu diperhatikan.

1. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah di uraikan

diatas. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus di perhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

2. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan atau defleksi puntirnya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi).

Karena itu disamping kekuatan poros, kekakuannya juga harus diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan di lanyani poros tersebut.

3. Putaran kritis

Bila putaran suatu mesin dinaikkan maka pada suatu harga putaran tertentu dapat terjadi getaran yang luar biasa besarnya. Putaran ini disebut putaran kritis. Hal ini dapat terjadi pada turbin, motor torak, motor listrik, dll., dan 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

Bahan tahan korosi (termasuk plastic) harus dipilih untuk poros propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang korosif. Demikian pula untuk poros-poros yang terancam kavitasi, dan poros-poros mesin yang sering berhenti lama. Sampai batas-batas tertentu dapat pula dilakukan perlindungan terhadap korosi.

5. Bahan poros

Poros untuk mesin umum biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan di finising, baja karbon konstruksi mesin (disebut bahan S-C) yang di hasilkan yang di "kill" (baja yang di oksidasikan dengan ferrosilikon dan di cor; kadar karbon terjamin). (JIS G3123 *Tabel 2.1*). meskipun demikian bahan ini kelurusannya agak kurang tetap dan dapat mengalami deformasi karena tegangan yang kurang seimbang misalnya bila di beri alur pasak, karena ada tegangan sisa didalam terasnya. Tetapi penarikan dingin membuat permukaan poros menjadi keras dan kekuatannya bertambah besar. Harga-harga yang terdapat dalam tabel diperoleh dari batang percobaan berdiameter 25 mm ; dalam hal ini harus diingat bahwa untuk poros yang diameternya jauh lebih besar dari 25 mm, harga-harga tersebut akan lebih rendah dari pada yang ada di dalam tabel karena adanya pengaruh massa.

Poros-poros yang dipakai untuk meneruskan putaran tinggi dan beban berat umumnya dibuat dari baja paduan dengan pengerasan

kulit yang sangat tahan terhadap keausan. Beberapa diantaranya adalah baja khrom nikel, baja khrom nikel molibden, baja khrom, baja khrom molibden. (G4102, G4103, G4104, G4105 dalam Tabel 2.2),

Tabel 2.1

Baja karbon untuk kontruksi mesin dan baja yang difinis dingin untuk poros

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

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.2

Baja paduan untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC 21	Pengerasan kulit	80
	SNC 22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM 22	Pengerasan kulit	90
	SNCM 23	"	100
Baja khrom (JIS G 4104)	SNCM 25	"	120
	SCr 3	-	90
	SCr 4	-	95
	SCr 5	-	100
	SCr 21	Pengerasan kulit	80
	SCr 22	"	85

Meskipun demikian, untuk perencanaan yang baik, tidak dapat di anjurkan untuk memilih baja atas dasar klasifikasi yang terlalu umum seperti diatas. Sebaiknya pemilihan dilakukan atas dasar standar-standar yang ada. Nama-nama dan lambang-lambang dari bahan-bahan menurut standar beberapa Negara serta persamaannya dengan JIS (standar japan) untuk poros diberikan dalam *Tabel 2.5*.

Tabel 2.5
Standar baja

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon kontruksi mesin	S25C S30C S35C S40C S45C S50C S55C	AISI1025, BS060A25 AISI1030, BS060A30 AISI1035, BS060A35, DIN C35 AISI1040, BS060A40 AISI1045, BS060A45, DIN C45, CK45 AISI1050, BS060A50, DIN St 50.11 AISI1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45,50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC SNC22	BS 653M31 BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM1 SNCM2 SNCM7 SNCM8 SNCM22 SNCM23 SNCM25	AISI 4337 BS830M31 AISI8645, BS En100D AISI 4340, BS817M40, 816M40 AISI 4315 AISI 4320, BS En325 BS En39B
Baja khrom	SCMr 3 SCMr 4 SCMr 5 SCMr 21 SCMr 22	AISI5135, BS530A36 AISI5140, BS530A40 AISI5145 AISI5115 AISI5120
Baja khrom molibden	SCM2 SCM3 SCM4 SCM5	AISI4130, DIN 34CrMo4 AISI4135, BS708A37, DIN34CrMo4 AISI4150, BS708A40, DIN42CrMo4 AISI4145, DIN50CrM04

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

2.10.3 Poros Dengan Beban Puntir Dan Lentur

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

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

$$\tau_{\max} = \frac{\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}}{2}$$

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

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

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

Besarnya deformasi yang disebabkan oleh momen puntir pada poros harus dibatasi juga. Untuk poros yang dipasang pada mesin umum dalam kondisi kerja normal, besarnya defleksi puntiran dibatasi sampai 0,25 atau 0,3 derajat. Untuk poros panjang atau poros yang mendapat beban kejutan atau berulang, harga tersebut harus dikurangi menjadi 1/2 dari harga diatas. Sebaliknya dapat

terjadi, pada poros transmisi didalam 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), ada G modulus geser (kg/mm^2), maka

$$\theta = 584 \frac{Tl}{Gd_s^4}$$

Dalam baja $G = 8,3 \times 10^3$ (kg/mm^2). Perhitungan θ menurut rumus diatas dilakukan untuk memeriksa apakah harga yang diperoleh masih dibawah batas harga yang diperbolehkan untuk pemakaian yang bersangkutan, bila θ dibatasi sampai $0,25^\circ$ untuk setiap meter panjang poros, maka dapat diperoleh persamaan

$$d_s = \geq 4,1\sqrt[4]{T}$$

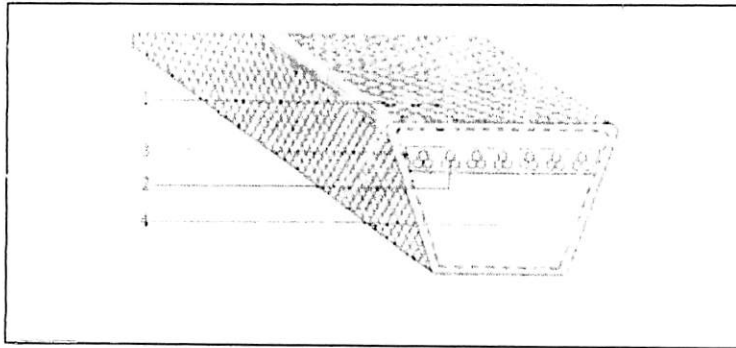
2.11 Transmisi Sabuk

Jarak yang jauh antara dua poros sering tidak memungkinkan transmisi langsung dengan roda gigi, dalam hal demikian, cara transmisi putaran atau daya yang lain dapat diterapkan, dimana sebuah sabuk (belt) dibelitkan di sekeliling pulley.

2.11.1 Transmisi Sabuk-V

Sabuk-V terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium. Tenunan tetoron atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar (*Gambar 2.4*). Sabuk-V dibelitkan disekeliling alur pulley yang berbentuk V pula. Bagian

sabuk yang sedang membelit pada pulley ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah besar. Gaya gesekan juga akan bertambah karena pengaruh bentuk baji yang akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Hal ini merupakan salah satu keunggulan sabuk-V dibandingkan dengan sabuk rata.

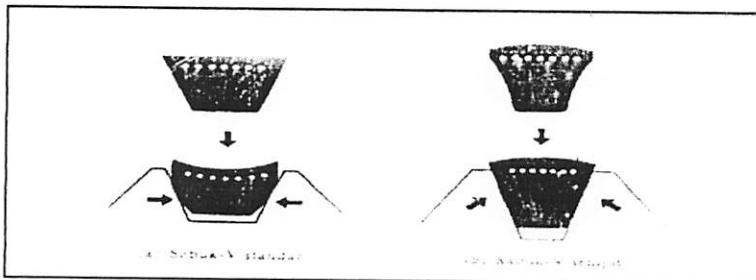


Gambar 2.1

Konstruksi sabuk-v

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.
Keterangan gambar :

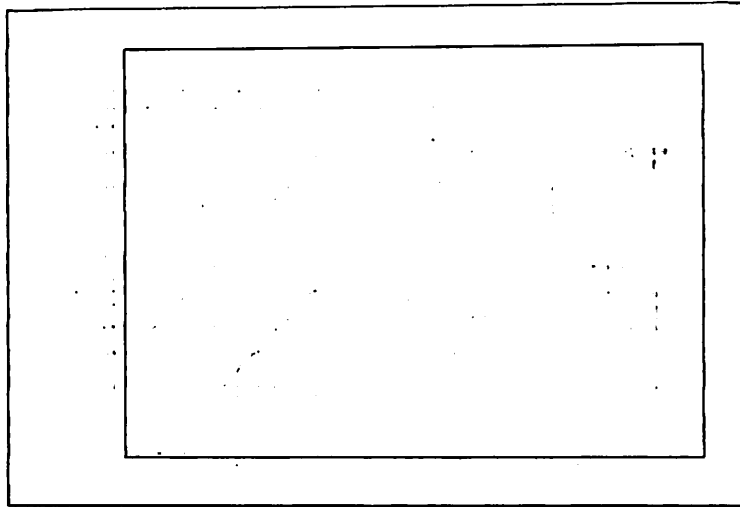
- | | |
|-------------------|---------------------|
| 1. Terpal | 3. Karet pembungkus |
| 2. Bagian penarik | 4. Bantal karet |



Gambar 2.2

Ukuran penampang sabuk-V

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.



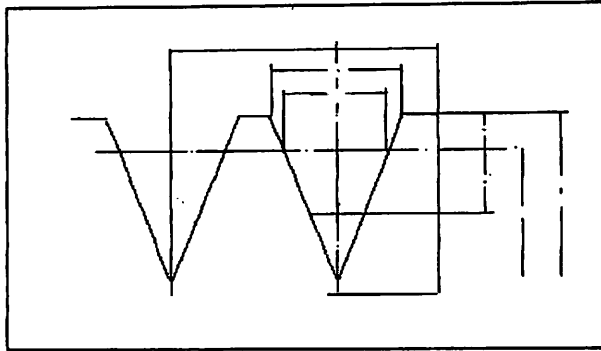
Gambar 2.3

Diagram pemilihan sabuk-v

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Dalam *Gambar 2.4* diberikan berbagai proporsi penampang sabuk-V yang umum dipakai.

Atas dasar daya rencana dan putaran poros penggerak, penampang sabuk-V yang sesuai dapat diperoleh dari *Gambar 2.5*. Daya rencana dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan faktor koreksi dalam tabel....Diameter nominal pulley-V dinyatakan sebagai diameter d_p (mm) dari suatu lingkaran dimana lebar alurnya didalam gambar...menjadi l_o dalam *Tabel 2.7*



Gambar 2.4
Profil alur sabuk-V

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.6
Faktor koreksi

Mesin yang digerakkan		Penggerak					
		Momen puntir puncak > 200%			Momen puntir puncak > 200%		
		Motor arus bola-balik (motor arus normal, sangkar bajing, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, mesin tak tetap.		
		Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari		
		3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan.	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-bolwer, mesin tekstil, mesin kayu.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.7
Ukuran pulley-v

Penampang sabuk-v	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	$\alpha(^{\circ})$	W^*	L_0	K	K_0	e	f
A	71-100	34	11,95					
	101-125	36	11,12	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	126 atau lebih	38	12,30					
B	125-160	34	15,86					
	161-200	36	16,07	12,5	5,5	9,5	19,0	12,5
	201 atau lebih	38	16,29					
C	200-250	34	21,18					
	251-315	36	21,45	16,9	7,0	12,0	25,5	17,0
	316 atau lebih	38	21,72					
D	355-450	36	30,77					
	451 atau lebih	38	31,14	24,6	9,5	15,5	37,0	24,0
E	500-630	36	36,95					
	631- atau lebih	38	37,45	28,7	12,7	19,3	44,5	29,0

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Transmisi sabuk-V hanya dapat menghubungkan poros-poros yang sejajar dengan arah putaran yang sama. Dibandingkan dengan transmisi roda gigi atau rantai, sabuk-V bekerja lebih halus dan tidak bersuara. Untuk mempertinggi daya yang ditransmisikan, dapat dipakai beberapa sabuk-V yang dipasang sebelah-menyebelah.

Jarak sumbu poros harus sebesar 1.5 sampai dua kali diameter pulley besar. Didalam perdagangan terdapat berbagai panjang sabuk-V dinyatakan dalam panjang kelilingnya dalam inc. *Tabel 2.7* (a) dan (b) menunjukkan nomor-nomor nominal dari sabuk-V dari sabuk standar utama. Dalam *Tabel 2.7* (c) di perlihatkan panjang keliling sabuk-V sempit yang akan di bahas kemudian. Diameter pulley yang terlalu kecil akan memperpendek umur sabuk. Dalam *Tabel 2.7* di berikan diameter pulley

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_p}{d_p} = \frac{1}{u} ; u = \frac{1}{i}$$

minimum yang di iijinkan dan di anjurkan menurut jenis sabuk yang bersangkutan.

Sekarang kita lihat *Gambar2.5* dimana putaran pulley penggerak dan yang digerakkan berturut-turut adalah n_1 (rpm) dan n_2 (rpm), dan diameter nominal masing-masing adalah d_p (mm) dan D_p (mm), serta perbandingan putaran u dinyatakan dengan n_2/n_1 atau d_p/D_p . Karena sabuk-V biasanya dipakai untuk menurunkan putaran, maka perbandingan yang umum dipakai ialah perbandingan reduksi i ($i > 1$), dimana

$$\frac{n_1}{n_2} = i = \frac{D_p}{d_p} = \frac{1}{u} ; u = \frac{1}{i}$$

Kecepatan linier sabuk-V (m/s) adalah

$$v = \frac{d_p n_1}{60 \times 1000}$$

Jarak sumbu poros dan panjang keliling sabuk berturut-turut adalah c (mm) dan L (mm).

$$\angle aO_1A = \angle bO_2B = \pi - 2\gamma,$$

$$ab = AB = C \cos \gamma = C \sqrt{1 - \sin^2 \gamma} \approx C \left(1 - \frac{\sin^2 \gamma}{2} \right)$$

Tabel 2.8
Sabuk-V standart (bertanda *)

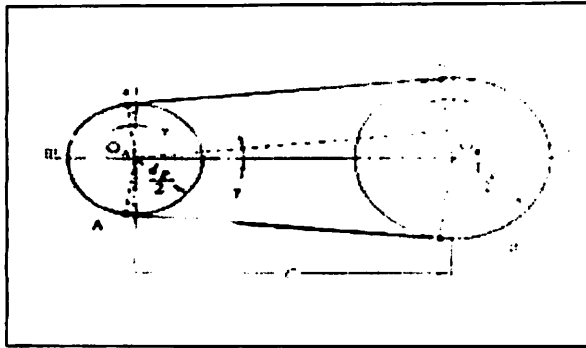
Penampang A			Penampang B			Penampang A			Penampang B		
13	*65	117	16	*68	*120	*46	*98	*150	*49	101	153
14	*66	*118	17	*69	121	*47	*99	151	*50	*102	154
15	*67	119	18	*70	*122	*48	*100	152	*51	103	*155
16	*68	*120	19	*71	123	*49	101	153	*52	104	156
*17	*69	121	20	*72	124	*50	*102	154	*53	*105	157
*18	*70	*122	21	*73	*125	*51	103	*155	*54	106	158
*19	*71	123	22	*74	126	*52	104	156	*55	107	159
*20	*72	124	23	*75	127	*53	*105	157	*56	*108	*160
*21	*73	*125	24	*76	*128	*54	106	158	*57	109	161
*22	*74	126	*25		129	*55	107	159	*58	*110	162
				*77							
*23	*75	127	*26	*78	*130	*56	*108	*160	*59	111	163
*24	*76	*128	*27	*79	131	*57	109	161	*60	*112	164
*25	*77	129	*28	*80	*132	*58	*110	162	*61	113	*165
*26	*78	*130	*29	*81	133	*59	111	163	*62	114	166
*27	*79	131	*30	*82	134	*60	*112	164	*63	*115	167
*28	*80	132	*31	*83	*135	*61	113	*165	*64	116	168
*29	*81	133	*32	*84	136	*62	114	166	*65	117	169
*30	*82	134	*33	*85	137	*63	*115	167	*66	*118	*170
*31	*83	*135	*34	*86	*138	*64	116	168	*67	119	171
*32	*84	136	*35	*87	139						
*33	*85	137	*36	*88	*140						
*34	*86	138	*37	*89	141						
*35	*87	139	*38	*90	*142						
*36	*88	*140	*39	*91	143						
*37	*89	141	*40	*92	144						
*38	*90	142	*41	*93	*145						
*39	*91	143	*42	*94	146						
*40	*92	144	*43	*95	147						
*41	*93	*145	*44	*96	*148						
*42	*94	146	*45	*97	149						
*43	*95	147	*46	*98	*150						
*44	*96	148	*47	*99	151						
*45	*97	149	*48	*100	152						

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.9
Panjang sabuk-V standart

Nomor nominal (inc)	Nomor nominal (mm)	Nomor nominal (inc)	Nomor nominal (mm)	Nomor nominal (inc)	Nomor nominal (mm)	Nomor nominal	
						(inc)	(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
38	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

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.



Gambar 2.5

Perhitungan panjang keliling sabuk-v

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.10
Panjang sabuk-V sempit

3 V			5 V		
Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)	Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)
3V250	635	631	5V500	1270	1262
3V265	673	669	5V530	1346	1338
3V280	711	707	5V560	1422	1414
3V300	762	758	5V600	1542	1516
3V315	800	796	5V630	1600	1592
3V355	851	847	5V670	1702	1694
3V355	902	898	5V710	1803	1795
3V375	953	949	5V750	1905	1897
3V400	1016	1012	5V800	2032	2024
3V425	1080	1076	5V850	2159	2151
3V450	1143	1139	5V900	2286	2278
3V475	1207	1203	5V950	2413	2405
3V500	1270	1266	5V1000	2540	2532
3V530	1346	1342	5V1060	2692	2684
3V560	1422	1418	5V1120	2845	2837

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.11
Diagram minimum pulley yang diizinkan dan dianjurkan

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

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Maka

$$\begin{aligned}
 L &= \frac{d_p}{2}(\pi - 2y) + 2C\left(1 - \frac{\sin^2 y}{2}\right) + \frac{D_p}{2}(\pi + 2y) \\
 &= 2C + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + y(D_p - d_p)^2 - C \sin^2 y
 \end{aligned}$$

Oleh karena

$$y \approx \sin y = (D_p - d_p) / 2C,$$

Maka

$$\begin{aligned}
 L &= 2C + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{1}{2}(D_p - d_p)^2 - \frac{C}{4C}(D_p - d_p)^2 \\
 &= 2C + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{1}{4C}(D_p - d_p)^2
 \end{aligned}$$

Dalam perdagangan terdapat bermacam-macam ukuran sabuk, namun mendapatkan sabuk yang panjangnya sama dengan hasil perhitungan umumnya sulit.

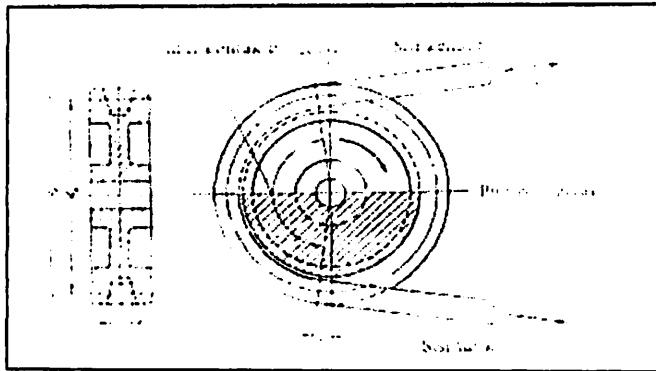
Jarak sumbu poros C dapat dinyatakan sebagai

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

dimana

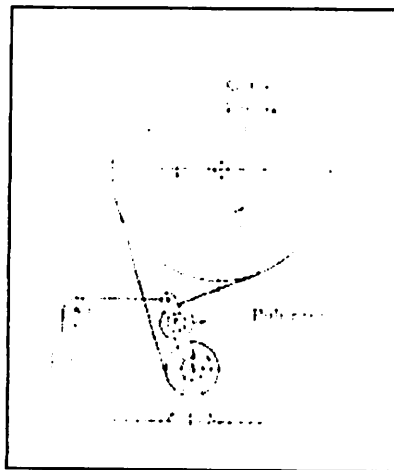
$$b = 2L - 3,14(D_p + d_p)$$

Sudut lilit atau sudut kontak θ dari sabuk pada alur pulley penggerak harus diusahakan sebesar mungkin untuk memperbesar panjang kontak antara sabuk dan pulley. Gaya gesekan berkurang dengan mengecilnya θ sehingga menimbulkan slip antara sabuk dan pulley. Jika jarak poros adalah pendek sedangkan perbandingan reduksinya besar, maka sudut kontak pada pulley kecil (pulley penggerak) akan menjadi kecil. Dalam hal ini dapat dipakai sebuah pulley penegang untuk memperbesar sudut kontak tersebut.



Gambar 2.6
Sudut kontak

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.



Gambar 2.7
Puly pemegang

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Bila sabuk-V dalam keadaan diam atau tidak meneruskan momen, maka tegangan diseluruh panjang sabuk adalah sama. Tegangan ini disebut tegangan awal. Bila sabuk mulai bekerja meneruskan momen, tegangan akan bertambah pada sisi tarik

(bagian panjang sabuk yang menarik) dan berkurang pada sisi kendor (bagian panjang sabuk yang tidak menarik).

Jika tarikan pada sisi tarik dan sisi kendor berturut-turut adalah F_1 dan F_2 (kg), maka besarnya gaya tarik efektif F_e (kg) untuk menggerakkan pulley yang digerakkan adalah

$$F_e = F_1 - F_2$$

F_e adalah gaya tangensial efektif yang bekerja sepanjang lingkaran jarak bagi alur pulley. Jika koefisien gesek nyata antara sabuk dan puli adalah μ , maka

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

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

Persamaan ini disebut “persamaan Eytelwein”, besarnya daya yang dapat ditransmisikan oleh satu sabuk P_o (kW) diberikan oleh persamaan berikut ini.

$$P_o = F_e v / 102 = F_a \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} \cdot \frac{\pi d_p}{60 \times 102} \cdot \frac{n_1}{1000} = C(d_p n)$$

$$C = F_a \frac{e^{\mu\theta}}{e^{\mu\theta} - 1} \cdot \frac{\pi}{6120}$$

$$n = \frac{n_1}{1000}$$

Dimana F_a (kg) adalah gaya tarik yang diizinkan untuk setiap sabuk, dan n_1 (rpm) adalah putaran pulley penggerak. Dalam

praktek, persamaan diatas harus dikoreksi terhadap factor-faktor yang bekerja pada sabuk seperti gaya sentrifugal, lenturan, dll.

Persamaan berikut ini biasanya dipakai untuk sabuk-V standar.

$$P_o = (d_p n) (C_1 (d_p n)^{-0,09} - (C_2 / d_p) - C_3 (d_p n)^2 - C_2 n \times \{1 - (1/C_5)\})$$

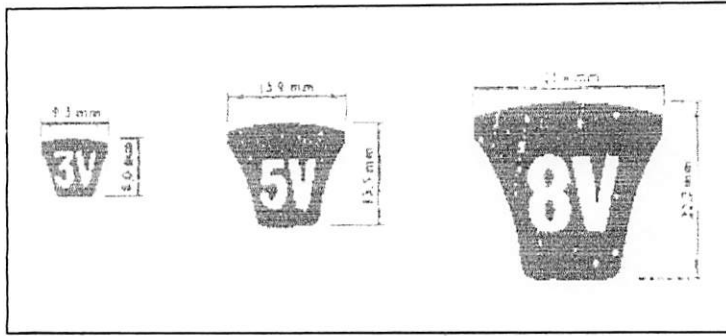
dimana C_1 sampai C_5 adalah konstanta- konstanta.

Untuk menyederhanakan perhitungan, setiap produsen sabuk mempunyai katalog yang berisi daftar untuk memilih sabuk. Table... menunjukkan daftar kapasitas dari daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk bila dipakai pulley dengan diameter minimum yang dianjurkan.

Tabel 2.12
Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal

Putaran pulley kecil (rpm)	Penampang A								Penampang B							
	Merk merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran				Merk merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran			
	67 mm	100 mm	67 mm	100 mm	1,25	1,35	1,54	2,00	1,18 mm	1,50 mm	1,18 mm	1,50 mm	1,25	1,35	1,52	2,00
200	0,15	0,31	0,12	0,26	0,01	0,02	0,02	0,02	0,51	0,77	0,43	0,67	0,04	0,05	0,06	0,07
400	0,26	0,55	0,21	0,48	0,04	0,04	0,04	0,05	0,90	1,38	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	1,56	2,43	1,25	2,07	0,18	0,20	0,23	0,25
1000	0,52	1,18	0,39	1,00	0,08	0,10	0,11	0,12	1,85	2,91	1,46	2,46	0,22	0,26	0,30	0,32
1200	0,59	1,37	0,43	1,16	0,10	0,12	0,13	0,15	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	0,18	2,35	3,75	1,86	3,14	0,31	0,36	0,41	0,46
1600	0,72	1,71	0,51	1,43	0,13	0,15	0,18	0,20	2,67	4,12	1,98	3,42	0,35	0,41	0,47	0,53

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.



Gambar 2.8

Ukuran Penampang Sabuk-V Sempit

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Sabuk-V sempit akan menjadi lurus pada kedua sisinya bila dipasang pada alur puli *Gambar 2.8*. Dengan demikian akan terjadi kontak yang merata dengan pulley sehingga keausan pada sisinya dapat dihindari. Ada tiga macam proporsi penampang untuk sabuk-V sempit seperti dalam *Gambar 2.8*.

Kapasitas transmisi daya P_o (kW) untuk satu sabuk dapat dihitung dari

$$P_o = (d_p n) \{ (C_1 - (C_2/d) - C_3(d_p n)^2 - C_4(\log_{10} d_p n) + C_2 n \{ 1 - (1/C_5) \} \}$$

Dimana C_1 sampai C_5 adalah konstanta- konstanta. Seperti juga pada sabuk-V standard, daya P_o tersebut juga dapat ditemui dalam daftar perhitungan yang terdapat dalam katalog produsen. Tabel 2.12 memberikan kapsitas daya yang di transmisikan dan factor tambahan untuk masing-masing perbandingan reduksi untuk sabuk tipe 3V dan factor 5V yang mempunyai pulley dengan diameter minimum yang dianjurkan.

Tabel 2.13
 Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk sabuk-V sempit tunggal, P_o (kW)

Putaran puly kecil (rpm)	3 V								5V					
	Diameter nominal puly kecil		Harga tambahan karena perbandingan putaran				Diameter nominal puly kecil		Harga tambahan karena perbandingan putaran					
	67 mm	100 mm	1,27	1,39	1,58	1,95	3,39	180 mm	224 mm	1,27	1,38	1,58	1,95	3,39
200	0,21	0,46	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	2,13	3,02	0,13	0,15	0,17	0,18	0,20
400	0,38	0,85	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	3,92	5,62	0,26	0,30	0,34	0,37	0,39
600	0,54	1,21	0,07	0,08	0,09	0,10	0,10	5,55	8,00	0,39	0,46	0,51	0,56	0,59
800	0,68	1,38	0,09	0,11	0,12	0,13	0,14	7,10	10,2	0,51	0,60	0,68	0,74	0,79
1000	0,81	1,72	0,12	0,13	0,15	0,16	0,18	8,55	12,4	0,65	0,76	0,05	0,93	0,98
1200	0,94	1,88	0,14	0,16	0,18	0,20	0,21	9,95	14,4	0,77	0,91	1,02	1,11	1,18
1400	1,06	2,05	0,16	0,18	0,21	0,23	0,24	11,2	16,2	0,90	1,06	1,19	1,30	1,38
1600	1,17	2,20	0,18	0,21	0,24	0,26	0,28	12,4	17,8	1,04	1,22	1,36	1,48	1,57

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Persamaan-persamaan diatas hanya sesuai untuk sudut kontak $\theta = 180^0$ menurut perhitungan dengan rumusan (...), kapasitas daya yang diperoleh harus di kalikan dengan factor koreksi yang bersangkutan K_o seperti diperlihatkan dalam table....

Besarnya sudut kontak diberikan oleh

$$\theta = 180^0 \cdot \frac{57(D_p - d_p)}{C}$$

jumlah sabuk yang diperlukan dapat diperoleh dengan membagi P_d

dengan $P_o \cdot K_o$, atau

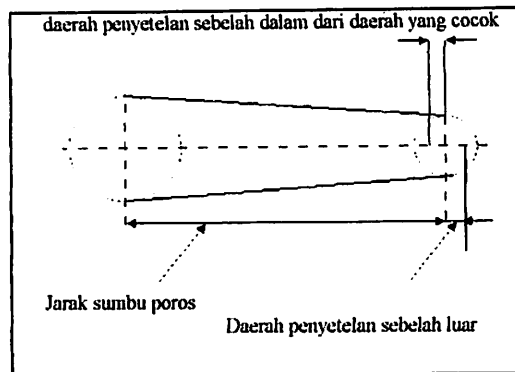
$$N = \frac{P_d}{P_o K_o}$$

Harga N yang relative besar akan menyebabkan getaran pada sabuk yang mengakibatkan penurunan efisiensinya. Dalam hal transmisi dengan menggunakan sabuk yang lebih besar penampangnya. Dalam hal transmisi dengan lebih dari satu sabuk perlu diperhatikan bahwa panjang, mutu, dll. Dari masing-masing sabuk dapat berbeda, sehingga perpanjangan yang berbeda antara satu dengan lain sabuk akan mengakibatkan tegangan yang berbeda-beda pula.

Untuk dapat memelihara tegangan yang cukup dan sesuai pada sabuk, jarak poros pulley harus disetel kedalam maupun keluar. Daerah penyetelan untuk masing-masing penampang sabuk diberikan dalam table.... Tegangan sabuk dapat diukur dengan timbangan dimana sabuk ditarik pada titik tengah antara kedua pulley seperti gambar 2.9

Tabel 2.14
Faktor koreksi K_θ .

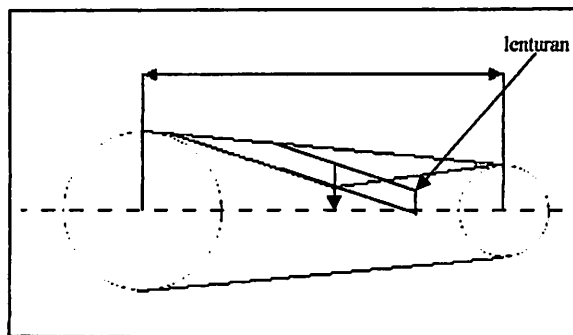
$\frac{D_p - d_p}{C}$	Sudut kontak puly kecil θ (°)	Faktor koreksi K_θ
0,00	180	1,00
0,10	174	0,99
0,20	169	0,97
0,30	163	0,96
0,40	157	0,94
0,50	151	0,93
0,60	145	0,91
0,70	139	0,89
0,80	133	0,87
0,90	106	0,85
1,00	133	0,82
1,10	127	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65



Gambar 2.9

Penyetelan jarak sumbu poros

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.



Gambar 2.10

Lenturan sabuk

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Jika beban untuk melenturkan sabuk sebesar 1,6 (mm) setiap 100 (mm). jarak bentangan terletak antara harga maksimum dan minimum yang diberikan dalam table... maka besarnya tegangan sabuk dianggap sesuai.

Sifat penting dari sabuk yang perlu diperhatikan adalah perubahan bentuknya karena tekanan samping dan ketahanannya terhadap panas. Bahan yang biasa dipakai adalah karet alam atau sintesis. Pada masa sekarang, telah banyak dipakai karet neoprene. Sebagai

inti untuk menahan tarikan terutama dipergunakan rayon yang kuat. Tetapi akhi-akhir ini pemakaian inti tetoron semakin populer untuk memperbaiki sifat perubahan panjang sabuk karena kelembaban dan karena pembebanan. Dalam proses pembuatan sabuk, inti tetoron dapat mengerut pada waktu pendinginan, sehingga perlu proses khusus untuk memperbaikinya. Ada juga proses yang membiarkan pengerutan tersebut dengan perhitungan bahwa pada waktu dipakai bekerja, sabuk akan menjadi panas dan memulihkan bentuknya kekeadaan semula. Cara pemilihan sabuk-V diberikan dalam diagram...

2.12 Pulley

Pada umumnya pulley di buat dari besi cor kelabu FC20 atau FC30. Untuk pulley kecil dipakai konstruksi plat karena lebih murah.

Pembatasan ukuran pulley sering dikenakan pada panjang susunan pulley atau lebar pulley. Panjang maksimum susunan pulley L_{max} adalah perlu untuk memenuhi persamaan berikut ini

$$L_{max} - \frac{1}{2}(d_p + D_p) \geq C$$

Tabel 2.15
Daerah penyetelan jarak sumbu poros

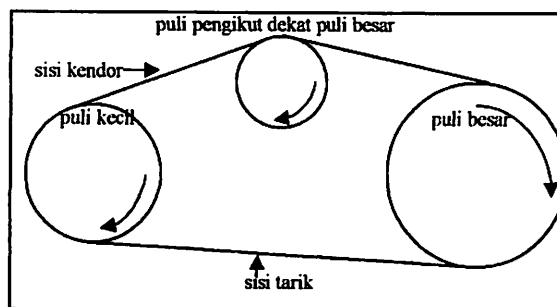
Nomor nominal sabuk	Panjang keliling sabuk	Kesebelah dalam dari letak standart ΔC_i				Kesebelah luar dari letak standart ΔC_i (umum untuk semua tipe)
		A	B	C	D	
38	280-970	20	25			25
38-60	970-1500-	20	25	40		40
60-90	1500-2200	20	35	40		50
90-120	2200-300	25	35	40		65
120-158	3000-4000	25	35	40	50	75

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.16
Daerah beban untuk tegangan sabuk yang sesuai

Penampang	A	B	C	D	E
Beban minimum	0,68	1,58	2,93	5,77	9,60
Beban maksimum	1,02	2,38	4,75	8,61	14,30

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.



Gambar 2.11

Kedudukan yang baik untuk pulley pengikat

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Jika d_B dan D_B berturut-turut adalah diameter bos atau naf pulley kecil dan pulley besar, d_{s1} dan d_{s2} berturut-turut adalah diameter poros penggerak dan yang digerakkan, maka

Jika naf tidak dapat dibuat cukup besar untuk memenuhi persamaan tersebut, ambillah bahan poros yang lebih kuat untuk mengecilkan diameternya, atau ambil cara lain untuk memasang poros pada naf.

2.11 Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik.

Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh system akan menurun atau tidak dapat bekerja secara semestinya. Jadi, bantalan dalam permesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi pada gedung.

2.11.1. Klasifikasi Bantalan

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

1. Atas Dasar Gerakan Bantalan Terhadap Poros
 - *Bantalan luncur.*
 - *Bantalan gelinding.*

2.112. Perbandingan Antara Bantalan Luncur Dan Bantalan Gelinding

Bantalan luncur mampu menumpu poros berputaran tinggi dengan beban besar.

Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta di pasang dengan mudah. Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai jalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar, terutama pada beban besar, memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian, karena adanya lapisan pelumas, bantalan dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Bantalan jenis ini lebih murah.

Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil dari pada bantalan luncur, tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur.

Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-masing harus harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian, lokasi, macam beban yang akan dialami.

2.113. Perhitungan Beban Dan Umur Bantalan Gelinding

1. Perhitungan beban ekuivalen

Suatu beban yang besarnya sedemikian rupa hingga memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh

beban dan kondisi putaran sebenarnya disebut beban ekuivalen dinamis.

Jika suatu deformasi permanen, ekuivalen dengan deformasi permanen maksimum yang terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cincin pada tegangan maksimum. Maka beban yang menimbulkan deformasi tersebut dinamakan beban ekuivalen statis.

Misalkan sebuah bantalan membawa beban radial F_r (kg) dan beban aksial F_a (kg). Maka beban ekuivalen dinamis P (kg) adalah sebagai berikut.

Untuk bantalan radial (kecuali bantalan rol silinder)

$$P_r = XVF_r + YF_a$$

Untuk bantalan aksial

$$P_r = XF_r + YF_a$$

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

Beban radial ekuivalen statid P_o (kg), dan beban aksial ekuivalen statis P_{oa} (kg) untuk suatu bantalan yang membawa beban radial F_r (kg) dan beban aksial F_r (kg) dan beban aksial F_a (kg), dapat ditentukan dengan persamaan berikut.

$$P_o = X_o F_r + Y_o F_a$$

$P_o = F_r$, dan diambil yang lebih besar

$$P_o = F_a + 2,3 F_r \tan \alpha$$

Harga-harga faktor X_o dan Y_o juga terdapat dalam tabel 2.17

Tabel 2.17
Faktor-faktor V, X, Y dan X_o , Y_o

Jenis bantalan		Beban putar pada cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal	Baris ganda					e	Baris tunggal		Baris ganda		
				$F_a / VF_r > e$	F_a / VF_r $eF_r / VF_r > e$						X_o	Y_o	X_o	Y_o	
					X	Y	X	Y	X						Y
Bantalan bola alur dalam	$F_a / C_o = .014$	1	1,2	0,56	2,30					2,30	0,9	0,6	0,5	0,6	0,5
	= 0,028				1,99					1,99	0,22				
	= 0,056				1,71					1,71	0,26				
	= 0,084				1,55					1,55	0,28				
	= 0,11				1,45	1	0	0,56	1,45	0,30					
	= 0,17				1,31				1,31	0,34					
	= 0,28				1,15				1,15	0,38					
	= 0,42				1,04				1,04	0,42					
Bantalan bola sudut	$\alpha = 20^\circ$			0,43	1,00		1,09	0,70	1,63	0,57		0,42		0,84	
	= 25			0,41	0,87		0,92	0,67	1,41	0,68		0,38		0,76	
	= 30			0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24	0,80	5,6	0,33	1	0,66	
	= 35			0,37	0,66		0,66	0,60	1,07	0,95		0,29		0,58	
	= 40			0,35	0,57		0,55	0,57	0,93	1,14		0,26		0,52	

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

BAB III

ANALISA PERENCANAAN

Pada perencanaan sistem transmisi ini menggunakan motor listrik sebagai sumber penggerak utama, adapun data yang membantu dalam perhitungan perencanaan ini adalah :

1. Tipe motor : JY 2 A-4, SINGLE PHASE
Ac motor
2. Rpm, Daya motor : 1450 rpm, 1 HP
3. Diameter pulley motor listrik : 71 mm
4. Diameter pulley engkol : 155 mm
5. Dengan nilai ukuran pulley : $l_0 = 9,2$; $K = 4,5$; $K_0 = 8$
 $e = 15$; $f = 10$

3.1. Perencanaan Daya Motor Listrik

3.2.1. Daya motor listrik (P)

$$\begin{aligned} P &= P_{\text{motor}} \times 0,735 \\ &= 1 \times 0,735 = 0,735 \text{ KW} \\ &= 735 \text{ Watt} \end{aligned}$$

Faktor koreksi (Fc)

Berdasarkan tabel telah ditentukan bawasannya faktor koreksi 1,0

3.2.2. Daya rencana (Pd)

$$\begin{aligned} Pd &= Fc \times P \\ &= 1,0 \times 0,735 = 0,735 \text{ KW} \end{aligned}$$

3.2.3. Bahan poros motor listrik

Berdasarkan table, baja karbon untuk konstruksi mesin dan batang baja harus difinis dingin untuk poros, maka digunakan baja S 35 C, dengan kekuatan tarik 53 Kg/mm^2 , dimana batas kelelahan poros adalah 18 % dari kekuatan tarik (σ_B) sesuai dengan standart ASME. Dengan faktor koreksi (Kt) 1,5.

3.2. Perencanaan Pulley

3.2.1. Perhitungan pulley

1. Putaran pulley engkol (n_2)

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Dp2}{Dp1}$$

$$n_2 = n_1 \frac{Dp1}{Dp2}$$

$$n_2 = 1450 \frac{71}{155}$$
$$= 654,5 \text{ rpm}$$

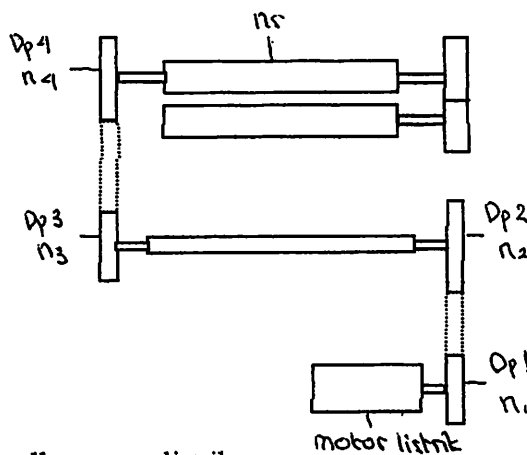
Dimana :

n_1 = Putaran pulley motor listrik

n_2 = Putaran pulley engkol

$Dp1$ = Diameter pulley motor listrik

$Dp2$ = Diameter pulley engkol



2. Putaran pulley terusan (n_3)

Putaran pulley terusan sama dengan putaran pulley engkol

$$n_3 = n_2 = 654,5 \text{ rpm}$$

3. Putaran pulley gandar (n_4)

Direncanakan dalam 1 kali putaran gandar dapat menghasilkan 2 potong krupuk, Jadi $\frac{1}{2}$ putaran gandar sama dengan 1 putaran pulley engkol.

$$n_4 = n_5$$

$$n_3 = n_2 = 654,5 \text{ rpm}$$

$$n_4 = \frac{1}{2} \times 654,5$$

$$n_4 = 327,5 \text{ rpm}$$

Dimana :

$$n_5 = \text{Putaran gandar (rpm)}$$

$$\text{Diameter pulley gandar (Dp4)}$$

$$Dp3 = Dp1 = 71 \text{ mm}$$

$$n_3 = n_2 = 654,5 \text{ rpm}$$

$$\frac{n_4}{n_3} = \frac{Dp3}{Dp4}$$

$$Dp4 = Dp3 \frac{n_4}{n_3}$$

$$Dp4 = 71 \frac{654,5}{327,25}$$

$$= 142 \text{ mm}$$

4. Diameter gandar (Dg)

$$Dg = 2 \times r$$

$$= 2 \times 31,83$$

$$= 63,33 \text{ mm}$$

Dimana :

Keliling gandar didapat dari persamaan 1 kali gandar berputar dapat menghasilkan 2 potongan krupuk

Panjang 1 krupuk (l) = 100 mm

Panjang 2 krupuk = 200 mm

Keliling gandar (K) = 200 mm

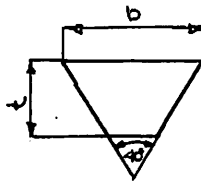
$$r = \frac{K}{2\pi} = \frac{200}{2 \times 3,14}$$
$$= 31,83 \text{ mm}$$

3.3. Perencanaan Sabuk-V

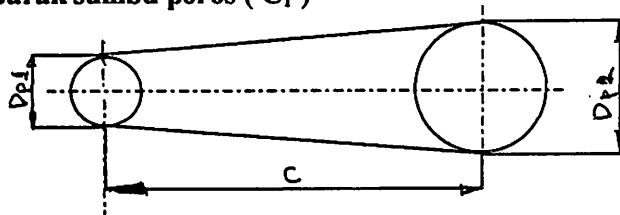
Type sabuk-v yang digunakan adalah tipe A dengan dimensi sebagai berikut :

Lebar sabuk (b) : 12,5 mm

Tebal sabuk (t) : 9 mm



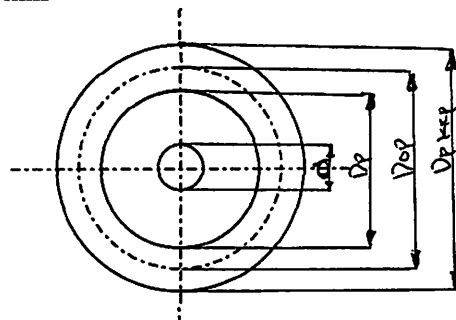
3.3.1. Jarak sumbu poros (C₁)



$$C_1 = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8x(Dop2 - Dop1)^2}}{8} \text{ mm}$$

Dop1 : Diameter optimal pulley 1

$$Dop1 = D_{\min} + K$$
$$= 71 + 4,5$$
$$= 75,5 \text{ mm}$$



Dop2 : Diameter optimal pulley 2

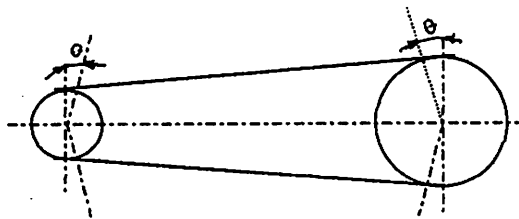
$$\begin{aligned} \text{Dop2} &= D_{\min} + K \\ &= 155 + 4,5 \\ &= 159,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

Tipe sabuk yang digunakan adalah tipe A dengan panjang 1067 mm

$$\begin{aligned} b &= 2 \cdot L_{\text{sabuk-v}} - 3,14 (\text{Dop2} - \text{Dop1}) \\ &= 2 \times 1067 - 3,14 (159,5 + 75,5) \\ &= 1870,24 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} C_1 &= \frac{1870,24 + \sqrt{1870,24^2 - 8 \times (159,5 - 75,5)^2}}{8} \text{ mm} \\ &= 465,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

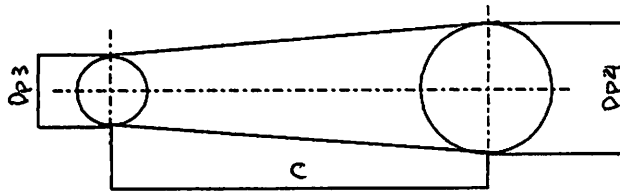
3.3.2. Sudut kontak sabuk-v



$$\begin{aligned} \theta &= 180^\circ - \frac{57 \times (\text{Dop2} - \text{Dop1})}{C} \\ \theta &= 180^\circ - \frac{57 \times (159,5 - 75,5)}{465,66} \\ &= 169^\circ \end{aligned}$$

Dengan besar sudut kontak 169° maka faktor koreksi (k_θ) = 0,97

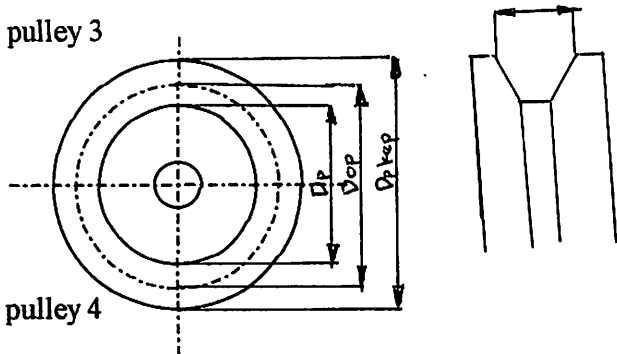
3.3.3. Jarak sumbu poros (C_2)



$$C_2 = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8x(Dop4 - Dop3)^2}}{8} \text{ mm}$$

Dop3 : Diameter optimal pulley 3

$$\begin{aligned} Dop3 &= D_{\min} + K \\ &= 71 + 4,5 \\ &= 75,5 \text{ mm} \end{aligned}$$



Dop4 : Diameter optimal pulley 4

$$\begin{aligned} Dop4 &= D_{\min} + K \\ &= 142 + 4,5 \\ &= 146,5 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$b = 2 \cdot L_{\text{sabuk-v}} - 3,14 (Dop4 - Dop3)$$

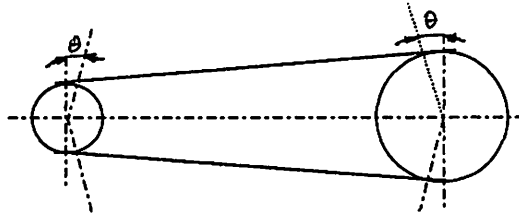
$$= 2 \times 1372 - 3,14 (146,5 + 75,5)$$

$$= 1892,92 \text{ mm}$$

$$C_2 = \frac{1892,92 + \sqrt{1892,92^2 - 8x(146,5 - 75,5)^2}}{8} \text{ mm}$$

$$= 510,49 \text{ mm}$$

3.3.4. Sudut kontak sabuk-v



$$\theta = 180^\circ - \frac{57 \times (Dop4 - Dop3)}{C}$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{57 \times (146,5 - 75,5)}{510,49}$$

$$= 169^\circ$$

Dengan besar sudut kontak 169° maka faktor koreksi (k_θ) = 0,97

3.3.5. Perhitungan kecepatan sabuk-v (V)

$$V = \frac{\pi \times Dop1 \times n_1}{60 \times 1000}$$
$$= \frac{3,14 \times 75,5 \times 1450}{60 \times 1000}$$

$$= 5,729 \text{ m/s}$$

3.3.6. Kapasitas daya transmisi sabuk-v (Po)

$$Po = \frac{F_e \times V}{102}$$

$$F_e = \frac{102 \times Po}{V}$$

$$F_e = \frac{102 \times 0,735}{5,729}$$

$$= 13,08 \text{ kg}$$

$$P_o = \frac{13,08 \times 5,729}{102}$$

$$= 0,734 \text{ KW}$$

Dimana :

$$V : \text{Kecepatan sabuk-v} = 5,729 \text{ m/s}$$

$$F_e : \text{Gaya tarik efektif sabuk-v} = 13,08 \text{ kg}$$

$$P_d : \text{Daya rencana} = 0,735 \text{ KW}$$

3.3.7. Jumlah sabuk-v

$$N = \frac{P_d}{P_o \times K_o}$$

$$= \frac{0,735}{0,734 \times 0,97}$$

$$= 1,032 = 1 \text{ sabuk}$$

3.4. Perencanaan Bantalan

Bantalan pada poros terusan dipakai bantalan jenis terbuka dengan seri 6004 diambil dari tabel (lampiran 9) dngan spesifikasi sebagai berikut :

Diameter dalam (d) = 20 mm

Diameter luar (D) = 42 mm

Lebar bantalan (B) = 12 mm

Radius sudut (r) = 1

Kapasitas nominal dinamis spesifik (C) = 735

Kapasitas nominal statis spesifik (Co) = 465

Data tersebut diperoleh dari elemen mesin oleh Sularso

3.4.1. Faktor kecepatan (f_n)

$$\begin{aligned} f_n &= \left(\frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \\ &= \left(\frac{33,3}{654,5} \right)^{1/3} \\ &= 0,37 \end{aligned}$$

3.4.2. Faktor umur (f_h)

$$\begin{aligned} f_h &= f_n \frac{C}{60,3} \\ &= 0,37 \frac{735}{60,3} \\ &= 4,38 \end{aligned}$$

3.4.3. Umur nominal (lh)

$$\begin{aligned}\text{Untuk bantalan bola } lh &= 500 fh^3 \\ &= 500 \times 4,38^3 \\ &= 42010 \text{ jam}\end{aligned}$$

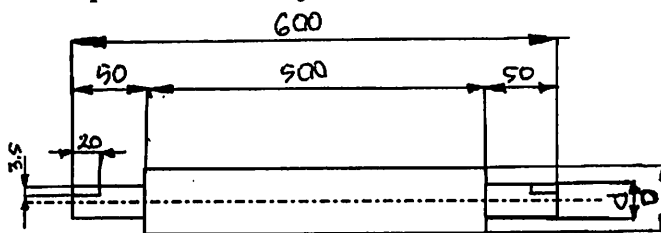
3.5. Perhitungan Poros terusan

Panjang poros = 600 mm

Diameter besar (D) = 30 mm

Diameter kecil (d) = 20 mm

Bahan poros terusan baja St 52



1. Tegangan geser ijin (τ_a)

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\tau_b}{sf_1 + sf_2} \\ &= \frac{48}{6 \times 3} \\ &= 2,7 \text{ kg.mm}^2\end{aligned}$$

2. Momen puntir pada poros terusan (T)

$$\frac{5,1 \times T}{d^3} = \tau_a$$

$$T = \frac{\tau_a \times d^3}{5,1}$$

$$= \frac{2,7 \times 20^3}{5,1}$$

$$= 4235,3 \text{ kg.mm}^2$$

Jadi momen puntir maximal pada poros terusan : 4235,3 kg.mm²

3.6. Perencanaan Pasak Pada Poros Terusan

Jenis pasak yang dipakai adalah pasak benam

Bahan pasak dari baja St 50 dengan kekuatan tarik 50-60 kg/mm²

Diameter poros (ds) 20 mm

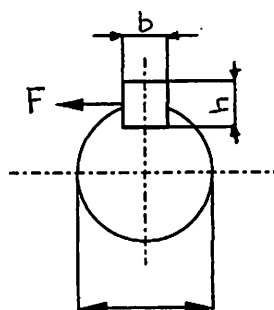
1. Gaya tangensial (F)

$$F = \frac{T}{ds/2}$$

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

$$= 9,74 \times 10^5 \times \frac{0,735}{654,5}$$

$$= 1093,79 \text{ kg.mm}$$



$$F = \frac{1093,79}{\frac{20}{2}}$$

$$= 109,37 \text{ kg.mm}$$

2. Tegangan geser (τ_k)

$$\tau_k = \frac{F}{b \times l}$$

Dimana :

l = Panjang pasak yang diperlukan $0,75 - 1,5 \times d_s$

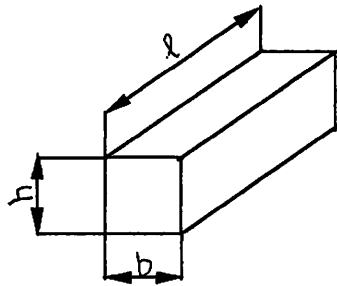
b = Lebar pasak (7 mm)

h = tinggi pasak (7 mm)

$$l = 1 \times 20 = 20 \text{ mm}$$

$$\tau_k = \frac{109,37}{7 \times 20}$$

$$= 0,781 \text{ kg/mm}^2$$

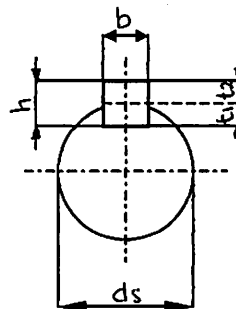


3. Tekanan Permukaan (P)

$$P = \frac{F}{l \times t_1}$$

$$= \frac{109,37}{20 \times 3,5}$$

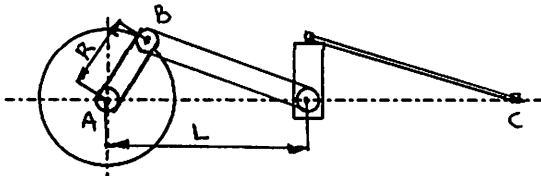
$$= 1,56 \text{ kg/mm}^2$$



Dimana :

t_1 = kedalaman alur pasak pada poros

3.7. Perhitungan Kecepatan Pisau Potong



Dimana :

Panjang engkol pulley (R) = 3 inc

Panjang lengan engkol (L) = 17,7 inc

1 cm = 2,54 inc

$$R = \frac{Dp2}{2} = \frac{155}{2}$$

$$= 77,5 \text{ mm}$$

$$= 3 \text{ inc}$$

$$L = 45 \text{ cm} = \frac{45}{2,54}$$

$$= 17,7 \text{ inc}$$

Diketahui :

WAB = n_2 = 654,5 rpm

R = 3 inc

L = 17,7 inc

1. Kecepatan sudut (ω_{AB})

$$\omega_{AB} = 654,5 \text{ rpm}$$

$$= 2\pi \frac{654,5}{60}$$

$$\omega_{AB} = 68,50 \text{ rad/s}$$

2. Kecepatan keliling sabuk (V_B)

$$V_B = R \times \omega_{AB}$$

$$= 3 \times 68,50$$

$$= 205,5 \text{ inc/s}$$

$$V_B = 5,219 \text{ m/s}$$

3. Sudut lengan engkol (β)

$$AB = R \sin 45^\circ$$

$$= 3 \sin 45^\circ$$

$$= 2,1213 \text{ inc}$$

$$\sin \beta = \frac{R \sin 45^\circ}{L}$$

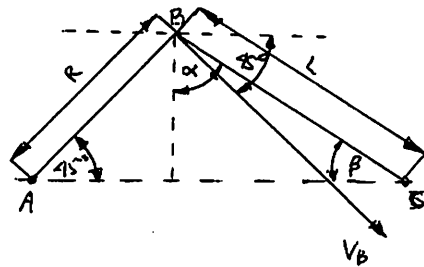
$$= \frac{3 \sin 45^\circ}{17,7}$$

$$\beta = 6,88^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - (90^\circ + \beta)$$

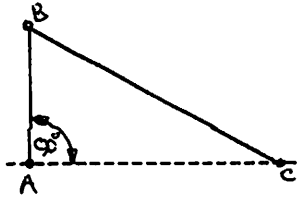
$$= 180^\circ - (90^\circ + 6,68^\circ)$$

$$= 83,170^\circ$$



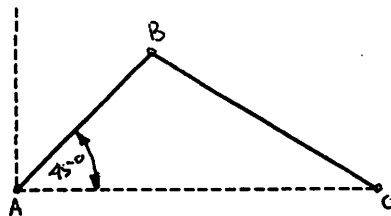
4. Kecepatan pisau potong (V_c)

a. Sudut 90°



$$V_c = V_B = 5,219 \text{ m/s}$$

a. Sudut 45°

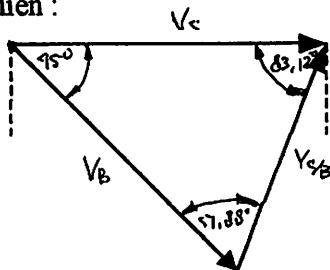


$$V_c = \frac{V_B \times \sin 51,88^\circ}{\sin 76,05^\circ}$$

$$= \frac{5,219 \times \sin 51,88^\circ}{\sin 76,05^\circ}$$

$$= 4,23 \text{ m/s}$$

Gradien :



3.8. Perencanaan Kapasitas Mesin

$$n_3 = 654,5 \text{ rpm}$$

$$n_5 = 327,5 \text{ rpm}$$

Keliling gandar

$$K = \pi \times Dg$$

$$= 3,14 \times 63,66$$

$$= 200 \text{ mm}$$

1. Panjang adonan dalam satu menit (Pa)

$$Pa = 327,5 \times 200$$

$$= 65400 \text{ mm/ menit}$$

2. Jumlah krupuk dalam satu menit (Pt)

$$Pt = \frac{Pa}{P}$$

$$= \frac{65400}{100}$$

$$= 654 \text{ krupuk}$$

Dimana :

Pa = Panjang adonan dalam satu menit

P = Panjang satu krupuk (100 mm)

3. Volume krupuk dalam satu menit (Vt)

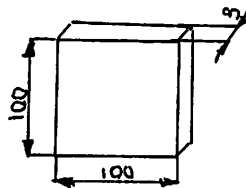
$$Vt = V \times Pt$$

Dimensi krupuk

$$p = 100 \text{ mm}$$

$$h = 100 \text{ mm}$$

$$t = 3 \text{ mm}$$



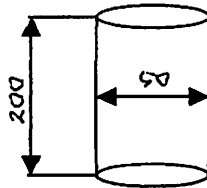
Volume krupuk

$$\begin{aligned}V &= p \times h \times t \\ &= 100 \times 100 \times 3 \\ &= 30000 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}V_t &= V \times P_t \\ &= 30000 \times 654 \\ &= 19620000 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

4. Volume adonan krupuk massa 0,1 kg

$$\begin{aligned}V &= L \times t \\ &= \frac{\pi \times D^2}{4} \times t \\ &= \frac{3,14 \times 50^2}{4} \times 200 \\ &= 392699,0817 \text{ mm}^3\end{aligned}$$



5. Volume adonan krupuk massa 1 kg (V_p)

$$\begin{aligned}V_p &= 10 \times 392699,0817 \text{ mm}^3 \\ &= 3926990,817 \text{ mm}^3\end{aligned}$$

6. Kapasitas mesin dalam 1 menit (K_1)

$$\begin{aligned}K_1 &= \frac{V_t}{V_p} = \frac{19620000}{3926990,817} \\ &= 4,996 \text{ kg/menit}\end{aligned}$$

7. Kapasitas mesin dalam 1 jam (K_o)

$$1 \text{ jam} = 60 \text{ menit}$$

$$K_o = 4,996 \times 60 = 300 \text{ kg/jam}$$

3.9. Rekapitulasi Hasil Perencanaan

3.9.1. Perencanaan Pulley

1. Putaran pulley motor listrik (n_1)	= 1450 rpm
2. Putaran pulley engkol (n_2)	= 654,5 rpm
3. Putaran pulley terusan (n_3)	= 654,5 rpm
4. Putaran pulley gandar (n_4)	= 327,5 rpm
5. Putaran gandar (n_5)	= 327,5 rpm
6. Diameter pulley motor listrik (Dp_1)	= 71 mm
7. Diameter pulley engkol (Dp_2)	= 155 mm
8. Diameter pulley terusan (Dp_3)	= 71 mm
9. Diameter pulley gandar (Dp_4)	= 142 mm
10. Diameter gandar (Dg)	= 63,66 mm

3.9.2. Perencanaan Sabuk-v

1. Sabuk-v tipe A panjang sabuk	= 1067 mm
2. Lebar sabuk (b)	= 12,5 mm
3. Tebal sabuk (t)	= 9 mm
4. Diameter pulley motor (Dp_{min})	= 71 mm
5. Diameter kepala pulley motor listrik (Dp_{kep})	= 80 mm
6. Diameter optimal pulley motor listrik (Dop)	= 75,5 mm
7. Diameter pulley engkol (Dp_2)	= 155 mm
8. Diameter kepala pulley engkol ($Dp_{kep 2}$)	= 164 mm
9. Diameter optimal pulley engkol ($Dop 2$)	= 159,5 mm

10. Sabuk-v tipe A panjang sabuk	= 1372 mm
11. Diameter pulley terusan (D_{p3})	= 71 mm
12. Diameter kepala pulley terusan ($D_{p_{kep} 3}$)	= 80 mm
13. Diameter optimal pulley terusan ($D_{op 3}$)	= 75,5 mm
14. Diameter pulley gandar (D_{p4})	= 142 mm
15. Diameter kepala pulley gandar ($D_{p_{kep} 4}$)	= 151 mm
16. Diameter optimal pulley gandar ($D_{op 4}$)	= 146,5 mm
17. Kecepatan sabuk-v (V)	= 5,729 m/s
18. Jarak sumbu poros D_{p1} dan D_{p2} (C_1)	= 465,66 mm
19. Jarak sumbu poros D_{p3} dan D_{p4} (C_2)	= 510,49 mm
20. Faktor koreksi sudut kontak sabuk- v (k_{θ})	= 0,97
21. Kapasitas daya transmisi sabuk-v (P_o)	= 0,734KW
22. Total jumlah sabuk-v (N)	= 2 sabuk
23. Gaya tarik efektif sabuk-v (F_e)	= 13,08 kg

3.9.3. Bantalan pada poros terusan

1. Bantalan jenis terbuka	= 6004
2. Diameter dalam (d)	= 20 mm
3. Diameter luar (D)	= 42 mm
4. Lebar bantalan (B)	= 12 mm
5. Radius sudut (r)	= 1
6. Kapasitas nominal dinamis spesifik (C)	= 735
7. Kapasitas nominal statis spesifik (C_o)	= 465

3.9.4. Perencanaan Poros terusan

1. Bahan poros terusan baja St 52
2. Panjang poros = 600 mm
3. Diameter besar (D) = 30 mm
4. Diameter kecil (d) = 20mm
5. Tegangan geser ijin (τ_a) = 2,7 kg.mm²
6. Momen puntir pada poros terusan (T) = 4235,3 kg.mm²

3.9.5. Perencanaan Pasak

1. Bahan pasak dari baja St 50
2. Panjang pasak (l) = 20 mm
3. Lebar pasak (b) = 7 mm
4. Tinggi pasak (h) = 7 mm
5. Diameter poros (ds) = 20 mm
6. Gaya tangensial (F) = 109,37 kg.mm²
7. Tegangan geser (τ_k) = 0,781 kg/mm²
8. Tekanan Permukaan (P) = 1,56 kg/mm²

3.9.6. Perhitungan Kecepatan Potong Pisau

1. Panjang engkol pulley (R) = 3 inc
2. Panjang lengan engkol (L) = 17,7 inc
3. Kecepatan sudut (WAB) = 68,50 rad/s
4. Kecepatan keliling sabuk (V_B) = 5,219 m/s
5. Sudut lengan engkol (β) = 6,88⁰
6. Kecepatan pisau potong pada Sudut 90⁰ (V_c) = 5,219 m/s
7. Kecepatan pisau potong pada Sudut 45⁰ (V_c) = 4,23 m/s

3.9.7. Perencanaan Kapasitas Mesin

Dimensi krupuk : $p = 100 \text{ mm}$

$h = 100 \text{ mm}$

$t = 3 \text{ mm}$

1. Panjang adonan dalam satu menit (P_a) = 65400 mm
2. Jumlah krupuk dalam satu menit (P_t) = 654 krupuk
3. Volume krupuk dalam satu menit (V_t) = 19620000 mm³
4. Volume adonan krupuk dengan massa 0,1 kg (V)
= 392699,0817 mm³
5. Volume adonan krupuk dengan massa 1 kg (V_p)
= 3926990,817 mm³
6. Kapasitas mesin dalam 1 menit (K_1) = 4,996 kg
7. Kapasitas mesin dalam 1 jam (K_o) = 300 kg/jam

BAB IV

PENUTUP

4.1. Kesimpulan

Dari perhitungan perencanaan mesin pemotong adonan krupuk ikan di atas dapat disimpulkan bahwa mesin ini lebih unggul dari mesin pemotong adonan krupuk ikan secara konvensional dengan perbandingan sebagai berikut :

1. Mesin pemotong adonan krupuk ikan yang lama berkapasitas 50kg/jam
2. Mesin pemotong adonan krupuk ikan yang baru berkapasitas 300kg/jam
3. Mesin pemotong adonan krupuk ikan yang lama membutuhkan waktu 1 jam untuk menghasilkan 50 kg
4. Mesin pemotong adonan krupuk ikan yang baru dalam waktu 1 jam menghasilkan 300 kg
5. Mesin pemotong adonan krupuk ikan yang lama dioperasikan lebih dari satu orang
6. Mesin pemotong adonan krupuk ikan yang baru dapat dioperasikan oleh satu orang
7. Mesin pemotong adonan krupuk ikan yang lama sering terjadi kegagalan produk (produk cacat).

8. Mesin pemotong adonan krupuk ikan yang baru mempunyai faktor ketelitian yang lebih presisi

Mekanisme mesin pemotong adonan krupuk ikan dengan kapasitas 300 kg/jam adalah memasukan adonan kedalam gandar (poros penggiling) yang berputar, kemudian setelah adonan keluar dari gandar (dalam bentuk pipih memanjang) langsung dipotong oleh pisau pemotong yang digerakkan oleh pulley engkol.

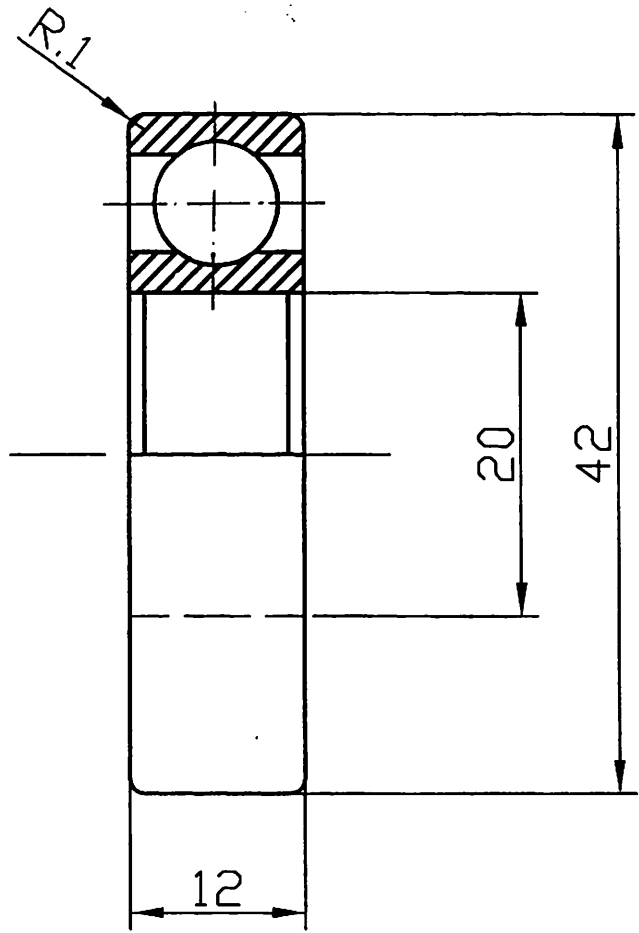
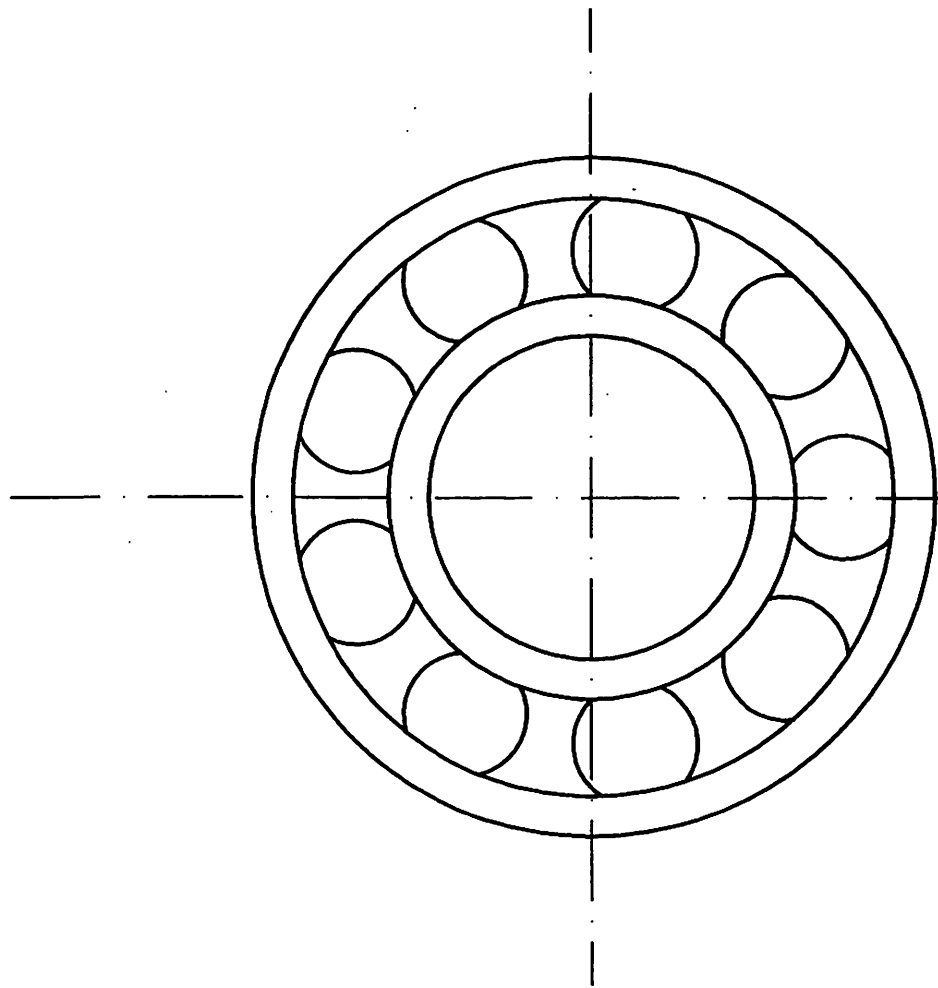
Transmisi yang digunakan untuk menggerakkan pisau pemotong dan gandar adalah motor, pulley, sabuk-v, poros.

Fungsi transmisi adalah untuk memindahkan daya dan putaran dari sumber penggerak ke komponen yang akan digerakkan

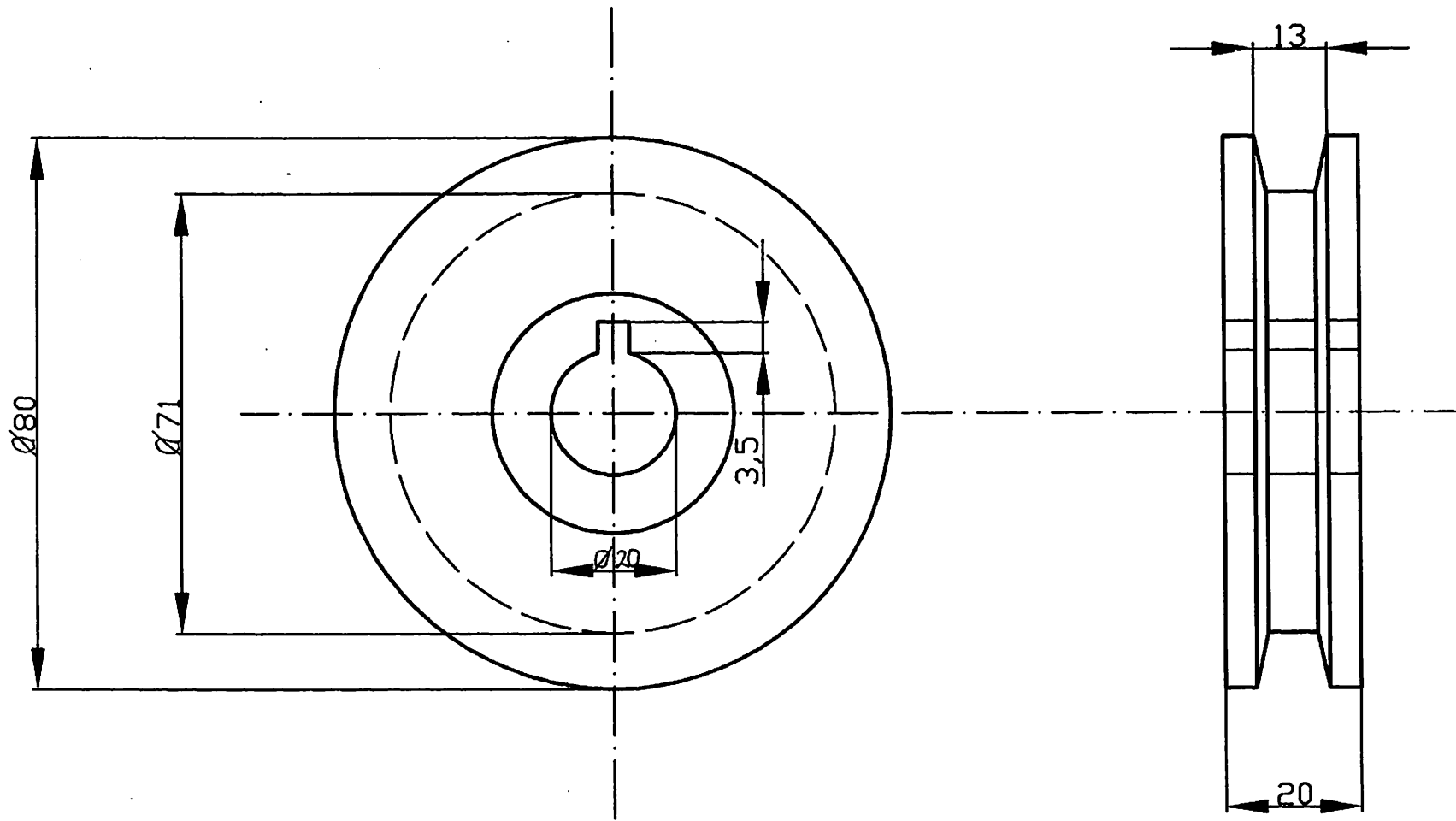
4.2. Saran

1. Dalam perencanaan suatu mesin haruslah berguna bagi masyarakat, disamping harga mesin terjangkau produk yang dihasilkan mempunyai mutu dan kualitas yang lebih baik dari produk atau mesin sebelumnya.
2. Dalam perencanaan suatu mesin selain menggunakan study literatur sebaiknya juga melakukan observasi ke pabrik, sehingga kita mengetahui permasalahan yang sering timbul dari pengoperasian suatu mesin.

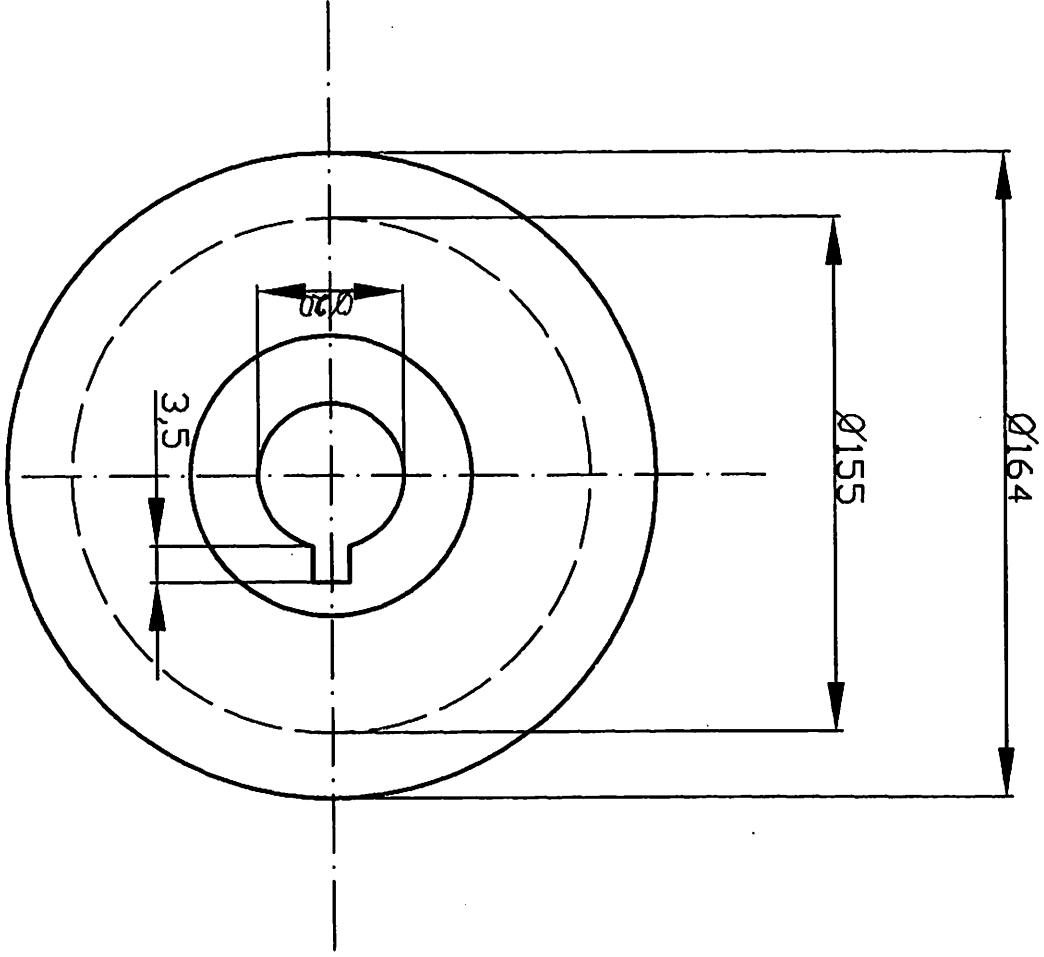
**GAMBAR-GAMBAR
KOMPONEN**



1	1	BEARING		6004	
NO	JML	NAMA	BAHAN	KET	
		skala : 1 : 1	NAMA : Muhammad Lukman	PERINGATAN	
		satuan : m m	NIM : 100 51 351		
		Tanggal :	DOSSEN : Ir. Sutriyono MPD		
I T N		BEARING			A4



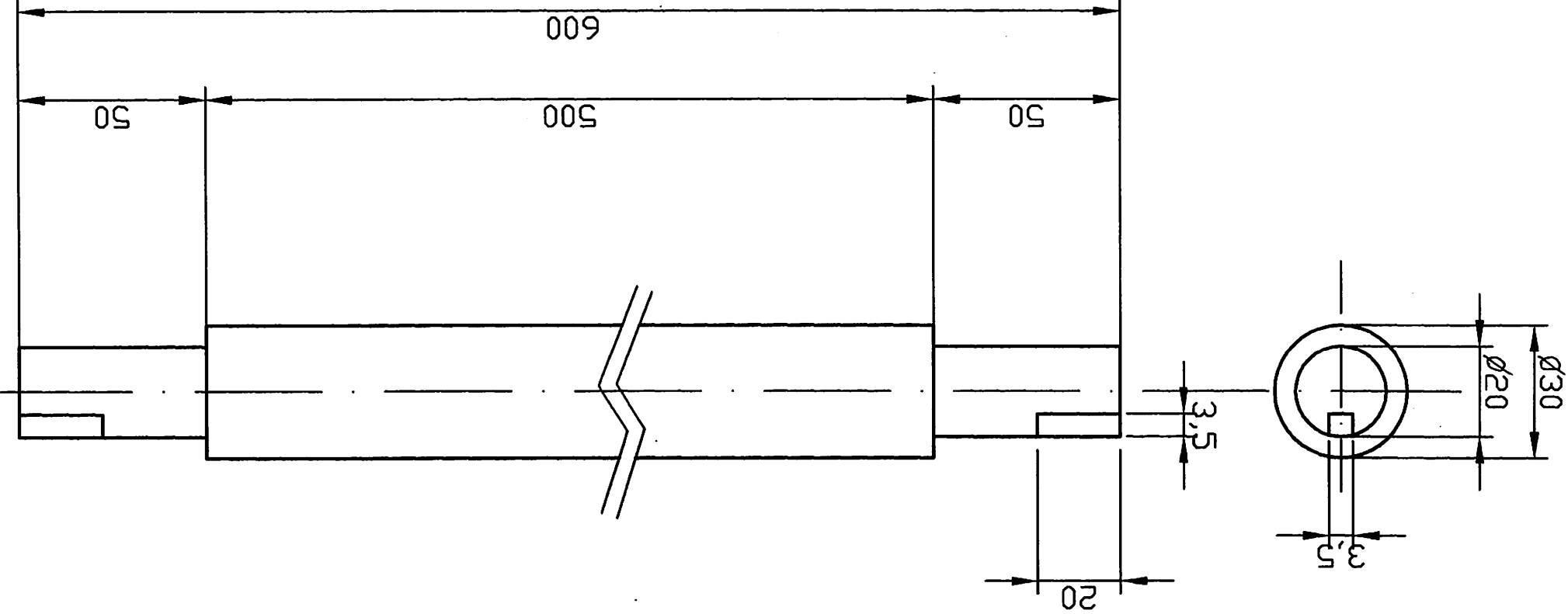
1	2	PULLEY	Besi Cor	
NO	JML	NAMA	BAHAN	KET
		Skala : 1 : 1	NAMA : Muhammad Lukman	PERINGATAN
		satuan : m m	NIM : 100 51 351	
		Tanggal	Dosen : Ir. Sutriyono MPD	
I T N		PULLEY		A4



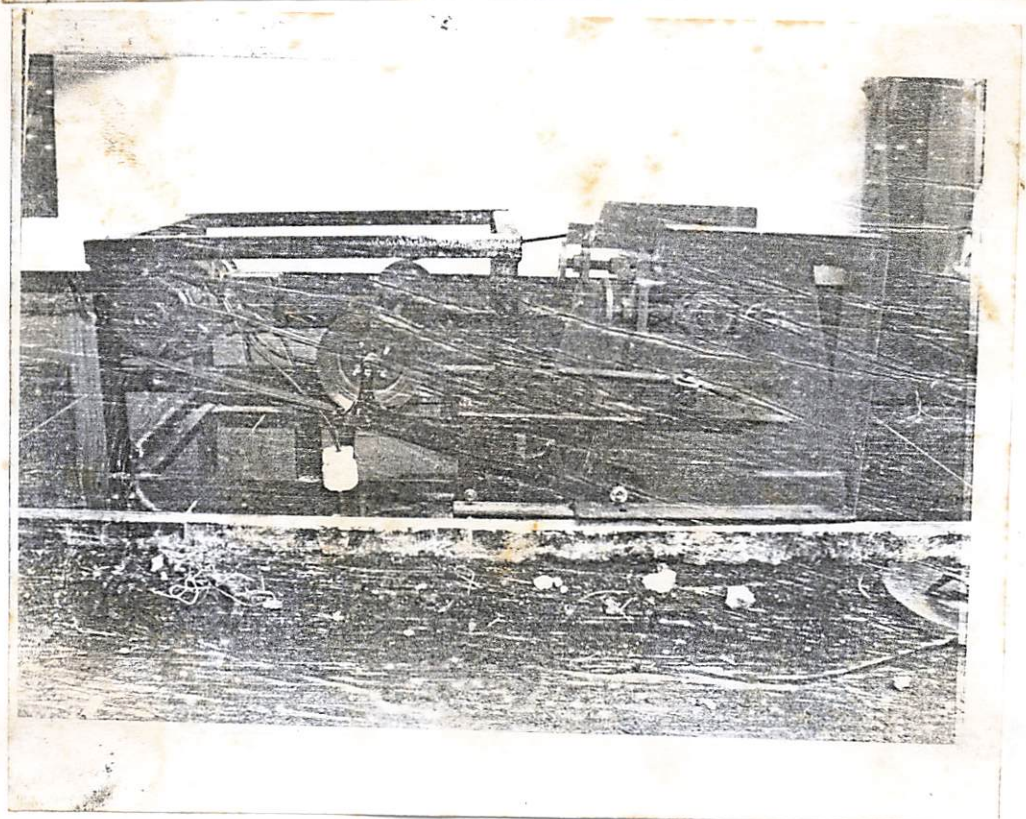
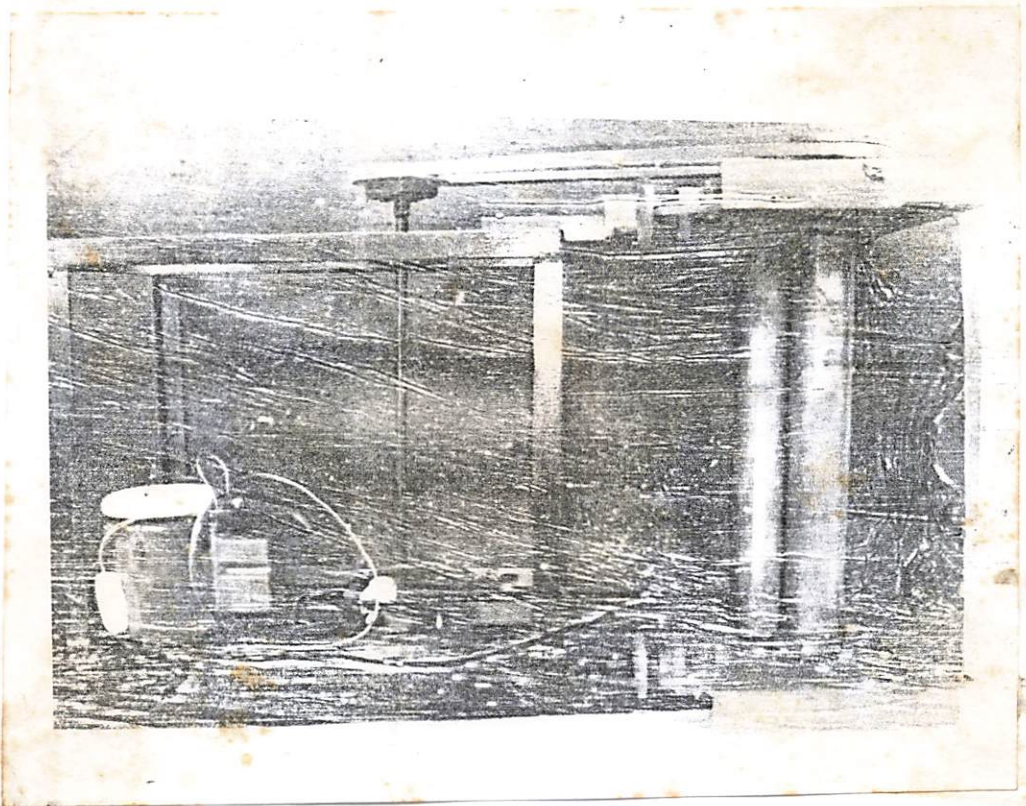
NO		JML		NAMA		BAHAN		KET	
1		1		PULLEY		Best Cor			

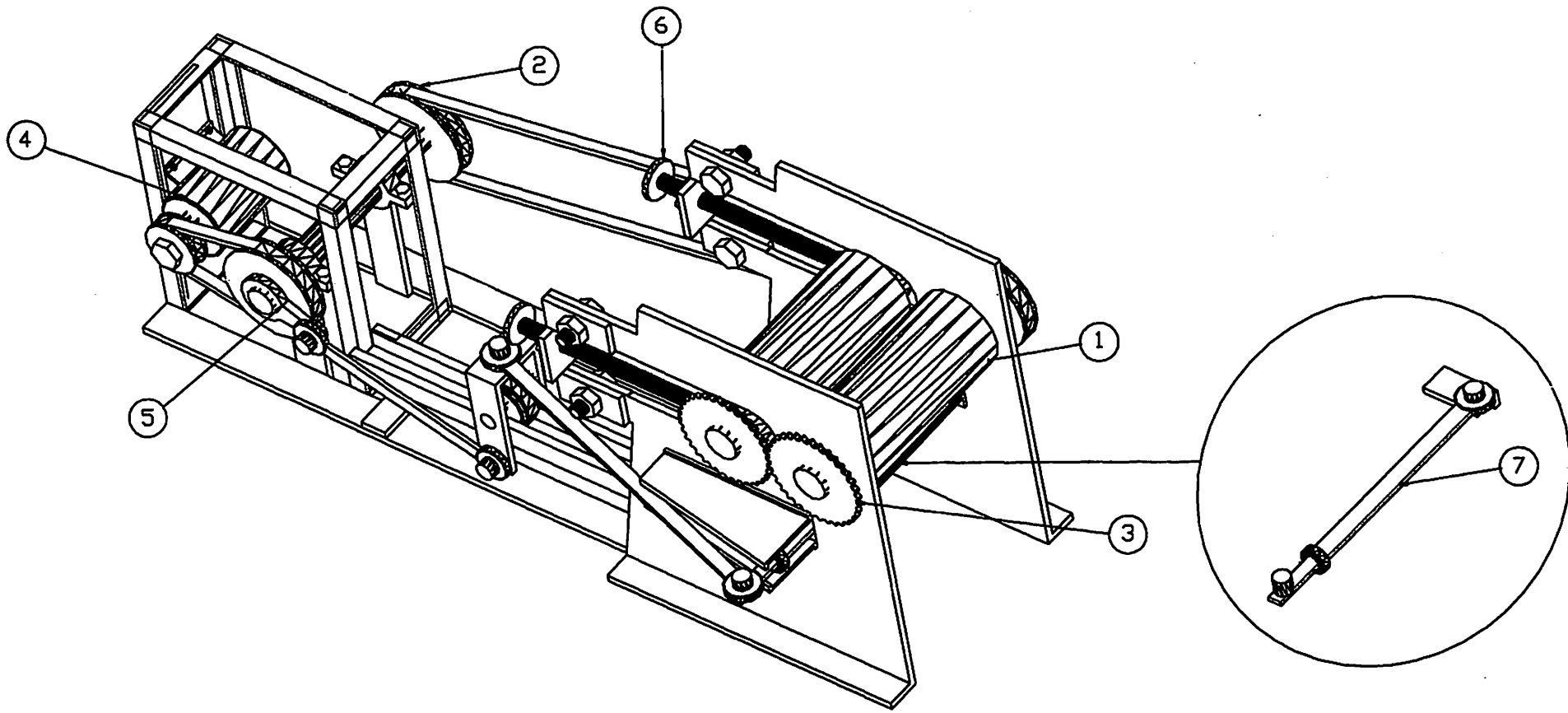
PERINGATAN		Skala : 1 : 2		NAMA : Muhammad Lukman		Tanggal	
		Satuan : m m		NIM : 00 51 351		Dosen : Ir. Sutriyono MPD	
		I T N		PULLEY		A4	

1		1		POROS TERUSAN	
NO		JML		NAMA	
				BAHAN	
				KET	
I T N SKALA : 1 : 5 NAMA : Muhammad Lukman SOALAN : m m NIM : 100 51 351 DOSEN : Ir. Sutrisno MPD PERINGATAN					
A4					



**FOTO MESIN PEMOTONG
ADONAN KRUPUK IKAN
DENGAN KAPASITAS 300 KG/JAM**

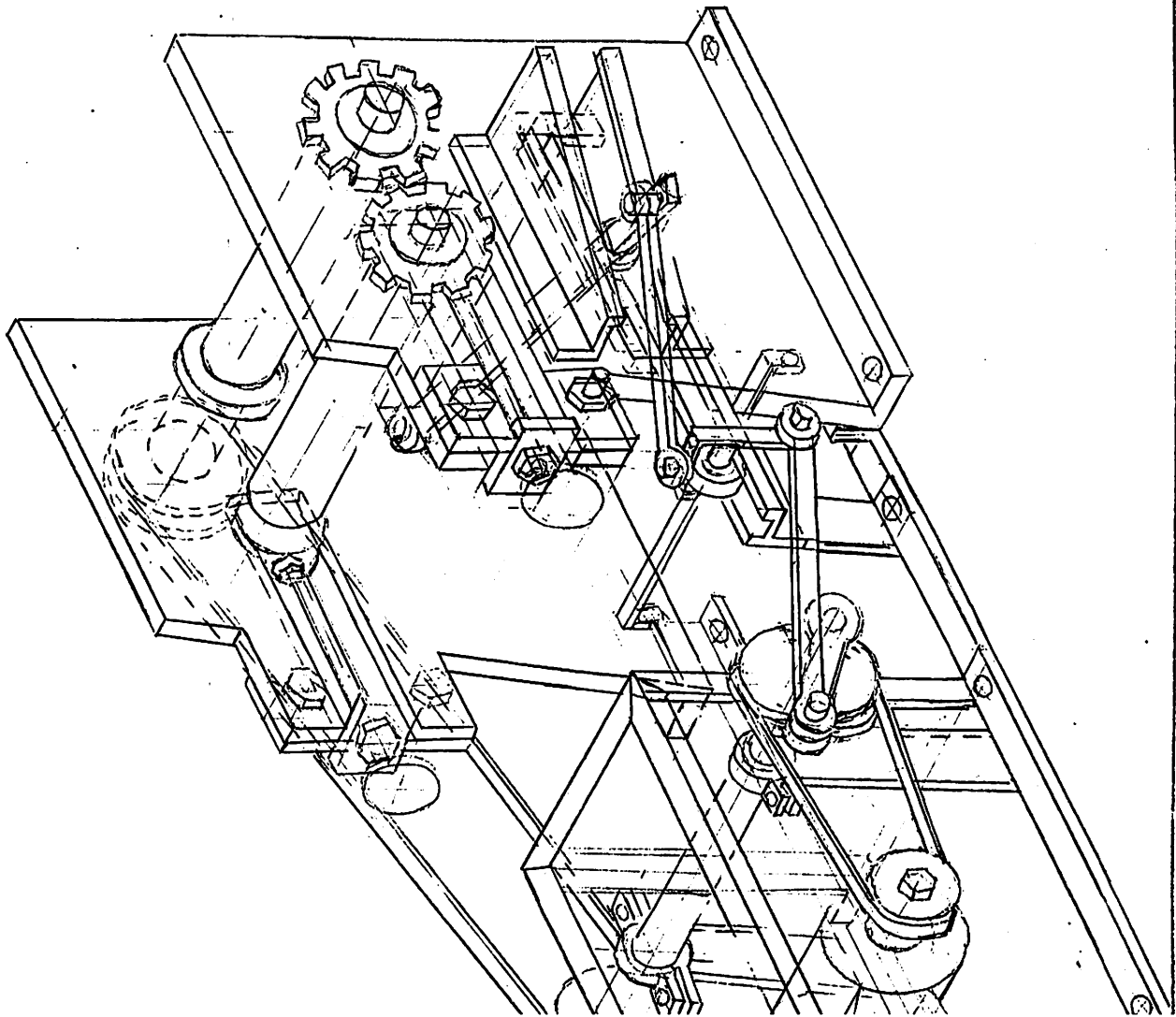




7	1	BAUT PENYETEL	Stainless Stell	
6	2	BAUT PENYETEL	St 37	
5	1	ENGGOL	St 37	
4	1	MOTOR		350 W/1450 rpm
3	2	RODA GIGI	S 40 C	
2	4	PULLEY	BESI TUANG	
1	2	GANDAR	S 40 C	
NO	JML	NAMA BAGIAN	BAHAN	

	Skala : 1:10	Digambar : Muhammad Lukman	Keterangan
	Satuan : mm	Nim./Jur : 00 51 351	
	Tanggal : 25-08-05	Ditahat : Ir.Sutriyono,MPD	

Handwritten text, possibly a signature or name, located in the top right corner of the page.



DAFTAR PUSTAKA

- 📖 Sularso, Elemen Mesin "*Perencanaan Elemen Mesin*" Jakarta, PT. Pradnya Paramita. 1997.
- 📖 Khurmi, RS. Dan Gupta, "*A Text Of Machine Design*" Jakarta.1984
- 📖 Departemen Mesin Politeknik. "Gambar Teknik Program Semester I Dan II Malang.1982
- 📖 Sato, G, Takeshi Dan H, Sugiarto,N. "*Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*". Jakarta, PT. Pradnya Paramita
- 📖 Nieman,G. 1992, "*Elemen Mesin Jilid I*". Jakarta. Erlangga.
- 📖 Bagyo Sucahyo. Drs. "*Mekanika Teknik*" Tiga Serangkai 1999
- 📖 M. Taib Sutan Sati "*Buku Politeknik*" Sumur, Bandung. 1982

LAMPIRAN-LAMPIRAN

LAMPIRAN I

Tabel 2.1

Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja yang difinis dingin untuk poros

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

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.2

Baja paduan untuk poros

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	-	85
	SNC 3	-	95
	SNC 21	Pengerasan kulit	80
	SNC 22	"	100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	-	85
	SNCM 2	-	95
	SNCM 7	-	100
	SNCM 8	-	105
	SNCM 22	Pengerasan kulit	90
	SNCM 23	"	100
Baja khrom (JIS G 4104)	SNCM 25	"	120
	SCr 3	-	90
	SCr 4	-	95
	SCr 5	-	100
	SCr 21	Pengerasan kulit	80
Baja khrom molibden (JIS G 4105)	SCr 22	"	85
	SCM 2	-	85
	SCM 3	-	95
	SCM 4	-	100
	SCM 5	-	105
	SCM 21	Pengerasan kulit	85
	SCM 22	"	95
SCM 23	"	100	

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

LAMPIRAN 5

Kekuatan Tarik Baja Standart Untuk Poros

Designation	Tensile Strength (kg/mm ²)	Designation	Tensile Strength (kg/mm ²)
ST 30	30 - 38	ST 50	50 - 60
ST 32	32 - 44	ST 52	52 - 62
ST 34	34 - 46	ST 55	55 - 65
ST 37	37 - 49	ST 58	58 - 68
ST 39	39 - 51	ST 63	63 - 75
ST 42	42 - 54	ST 66	66 - 78
ST 44	44 - 54	ST 78	78 - 90
ST 47	47 - 57	ST 88	88 - 100

Sumber: Westerman, hal. 27

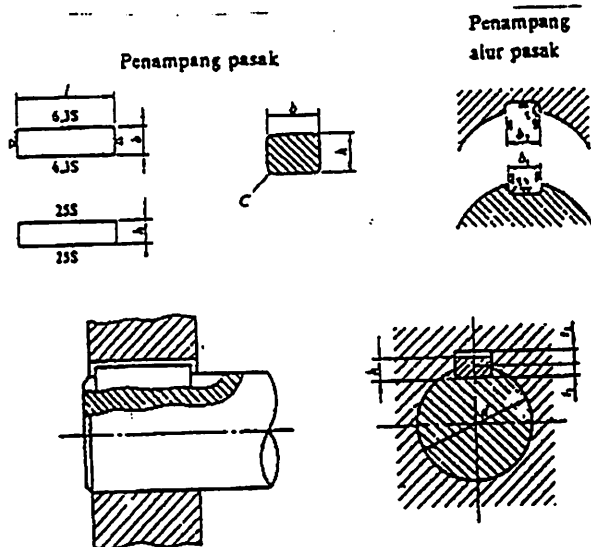
LAMPIRAN 7

Baja Karbon Untuk Untuk Konstruksi Mesin Dan Baja Batang Yang Difinish Dingin Untuk Poros

Standart dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg / mm ²)	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30 C	Penormalan	48	
	S35 C	-	52	
	S40 C	-	55	
	S45 C	-	58	
	S50 C	-	62	
	S55 C	-	66	
Batang baja yang difinish dingin	S35C-D	-	53	Ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan hal-hal tersebut
	S45C-D	-	60	
	S55C-D	-	72	

LAMPIRAN 8

Ukuran Pasak



Ukuran-ukuran utama

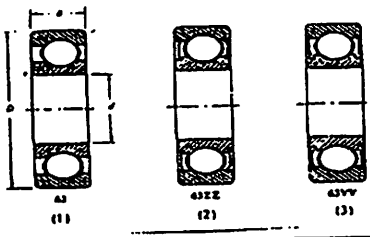
(Satuan: mm)

Ukuran nominal pasak $b \times h$	Ukuran standar $b, b_1,$ dan b_2	Ukuran standar A		C	r	Ukuran Standar t_1	Ukuran standar t_2			r_1 dan r_2	Referensi Diameter poros yang dapat dipakai d_{min}
		Pasak prismatis Pasak lurus	Pasak lurus				Pasak prismatis	Pasak lurus	Pasak lurus		
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			10-36	3,0	2,3		1,7		13-17
6 x 6	6	6		0,40- 0,60	14-70	3,5	2,8		2,2	0,25- 0,40	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		0,60- 0,80	18-90	4,0	3,3		2,4	0,40- 0,60	22-30
10 x 8	10	8			22-110	5,0	3,3		2,4		30-38
12 x 8	12	8		0,80- 1,00	28-140	5,0	3,3		2,4	0,60- 0,80	38-44
14 x 9	14	9			36-160	5,5	3,8		2,9		44-50
(15 x 10)	15	10	10,2	1,00- 1,20	40-180	5,0	5,0	5,5	5,0	0,80- 1,00	50-55
16 x 10	16	10			45-180	6,0	4,3		3,4		50-58
18 x 11	18	11		1,20- 1,40	30-200	7,0	4,4		3,4	1,00- 1,20	58-63
20 x 12	20	12			56-220	7,5	4,9		3,9		63-75
22 x 14	22	14		1,40- 1,60	63-250	9,0	5,4		4,4	1,20- 1,40	75-83
(24 x 16)	24	16	16,2		70-280	8,0	8,0	8,5	8,0		80-90
25 x 14	25	14		1,60- 1,80	70-280	9,0	5,4		4,4	1,40- 1,60	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		

* t 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 9

Jenis dan Ukuran bantalan

Co/Fa		5	10	15	20	25	
Fa/VF _r ≤ e	X	1					
	Y	0					
Fa/VF _r > e	X	0,56					
	Y	1,26	1,49	1,64	1,76	1,85	
e		0,35	0,29	0,27	0,25	0,24	

Nomor bantalan			Ukuran luar (mm)				Kapasitas nominal dinamis spesifik	Kapasitas nominal statis spesifik Co (kg)
Jenis terbuka	Dua sekat	Dua sekat tanpa sekat	d	D	B	r		
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	354
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

Sularto

Tabel 2.5
Standar baja

Nama	Standar Jepang (JIS)	Standar Amerika (AISI), Inggris (BS), dan Jerman (DIN)
Baja karbon kontruksi mesin	S25C	AISI1025, BS060A25
	S30C	AISI1030, BS060A30
	S35C	AISI1035, BS060A35, DIN C35
	S40C	AISI1040, BS060A40
	S45C	AISI1045, BS060A45, DIN C45, CK45
	S50C	AISI1050, BS060A50, DIN St 50.11
	S55C	AISI1055, BS060A55
Baja tempa	SF 40,45,50,55	ASTM A105-73
Baja nikel khrom	SNC	BS 653M31
	SNC22	BS En36
Baja nikel khrom molibden	SNCM1	AISI 4337
	SNCM2	BS830M31
	SNCM7	AISI8645, BS En100D
	SNCM8	AISI 4340, BS817M40, 816M40
	SNCM22	AISI 4315
	SNCM23	AISI 4320, BS En325
	SNCM25	BS En39B
Baja khrom	SCMr 3	AISI5135, BS530A36
	SCMr 4	AISI5140, BS530A40
	SCMr 5	AISI5145
	SCMr 21	AISI5115
	SCMr 22	AISI5120
Baja khrom molibden	SCM2	AISI4130, DIN 34CrMo4
	SCM3	AISI4135, BS708A37, DIN34CrMo4
	SCM4	AISI4150, BS708A40, DIN42CrMo4
	SCM5	AISI4145, DIN50CrM04

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.10
(Faktor koreksi)

Mesin yang digerakkan	Penggerak						
	Momen puntir puncak > 200%			Momen puntir puncak > 200%			
	Motor arus bola-balik (motor arus normal, sangkar bajing, sincron), motor arus searah (lilitan shunt)			Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, mesin tak tetap.			
	Jumlah jam kerja tiap hari			Jumlah jam kerja tiap hari			
	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	
Variasi beban sangat kecil	Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kW) pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan.	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
Variasi beban kecil	Konveyor sabuk (pasir, batu bara), pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
Variasi beban sedang	Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-bolwer, mesin tekstil, mesin kayu.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
Variasi beban besar	Penghancur, gilingan bola atau batang pengangkat, mesin pabrik karet (rol, kalender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.11
Ukuran puly-v

Penampang sabuk-v	Diameter nominal (diameter lingkaran jarak bagi d_p)	$\alpha(^{\circ})$	W^*	L_0	K	K_0	e	f
A	71-100	34	11,95	9,2	4,5	8,0	15,0	10,0
	101-125	36	11,12					
	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					

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.14
Panjang sabuk-V sempit

3 V			5 V		
Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)	Nomor nominal sabuk	Panjang keliling (mm)	Panjang keliling pada jarak bagi sabuk (mm)
3V250	635	631	5V500	1270	1262
3V265	673	669	5V530	1346	1338
3V280	711	707	5V560	1422	1414
3V300	762	758	5V600	1542	1516
3V315	800	796	5V630	1600	1592
3V355	851	847	5V670	1702	1694
3V355	902	898	5V710	1803	1795
3V375	953	949	5V750	1905	1897
3V400	1016	1012	5V800	2032	2024
3V425	1080	1076	5V850	2159	2151
3V450	1143	1139	5V900	2286	2278
3V475	1207	1203	5V950	2413	2405
3V500	1270	1266	5V1000	2540	2532
3V530	1346	1342	5V1060	2692	2684
3V560	1422	1418	5V1120	2845	2837

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.15
Diagram minimum pulley yang diizinkan dan dianjurkan

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

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.16
Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal

Putaran puly kecil (rpm)	Penampang A								Penampang B							
	Merk merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran				Merk merah		Standar		Harga tambahan karena perbandingan putaran			
	67 mm	100 mm	67 mm	100 mm	1,25 -	1,35 -	1,54 -	2,00 -	1,18 mm	1,50 mm	1,18 mm	1,50 mm	1,25 1,34	1,35 1,51	1,52 1,99	2,00- -
200	0,15	0,31	0,12	0,26	0,01	0,02	0,02	0,02	0,51	0,77	0,43	0,67	0,04	0,05	0,06	0,07
400	0,26	0,55	0,21	0,48	0,04	0,04	0,04	0,05	0,90	1,38	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	1,56	2,43	1,25	2,07	0,18	0,20	0,23	0,25
1000	0,52	1,18	0,39	1,00	0,08	0,10	0,11	0,12	1,85	2,91	1,46	2,46	0,22	0,26	0,30	0,32
1200	0,59	1,37	0,43	1,16	0,10	0,12	0,13	0,15	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	0,18	2,35	3,75	1,86	3,14	0,31	0,36	0,41	0,46
1600	0,72	1,71	0,51	1,43	0,13	0,15	0,18	0,20	2,67	4,12	1,98	3,42	0,35	0,41	0,47	0,53

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.17
Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk sabuk-V sempit tunggal, P_o (kW)

Putaran puly kecil (rpm)	3 V								5V					
	Diameter nominal puly kecil		Harga tambahan karena perbandingan putaran				Diameter nominal puly kecil		Harga tambahan karena perbandingan putaran					
	67 mm	100 mm	1,27 1,38	1,39 1,57	1,58 1,94	1,95 3,38	3,39 -	180 mm	224 mm	1,27 1,38	1,38 71,52	1,58 1,94	1,95 3,38	3,39 -
200	0,21	0,46	0,02	0,03	0,03	0,03	0,04	2,13	3,02	0,13	0,15	0,17	0,18	0,20
400	0,38	0,85	0,04	0,05	0,06	0,07	0,07	3,92	5,62	0,26	0,30	0,34	0,37	0,39
600	0,54	1,21	0,07	0,08	0,09	0,10	0,10	5,55	8,00	0,39	0,46	0,51	0,56	0,59
800	0,68	1,38	0,09	0,11	0,12	0,13	0,14	7,10	10,2	0,51	0,60	0,68	0,74	0,79
1000	0,81	1,72	0,12	0,13	0,15	0,16	0,18	8,55	12,4	0,65	0,76	0,05	0,93	0,98
1200	0,94	1,88	0,14	0,16	0,18	0,20	0,21	9,95	14,4	0,77	0,91	1,02	1,11	1,18
1400	1,06	2,05	0,16	0,18	0,21	0,23	0,24	11,2	16,2	0,90	1,06	1,19	1,30	1,38
1600	1,17	2,20	0,18	0,21	0,24	0,26	0,28	12,4	17,8	1,04	1,22	1,36	1,48	1,57

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.17
Faktor-faktor V,X,Y dan X_o, Y_o

Jenis bantalan		Beban putar pada cincin dalam	Beban putar pada cincin luar	Baris tunggal	Baris ganda						Baris tunggal		Baris ganda	
				$F_a / VF_i > e$	F_a / VF_i $eF_i / VF_i > e$									
				V	X	Y	X	Y	X	Y	e	X _o	Y _o	X _o
Bantalan bola alur dalam	$F_a / C_o = .014$	1	1,2	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,9	0,6	0,5	0,6	0,5
	= 0,028				1,99				1,99	0,22				
	= 0,056				1,71				1,71	0,26				
	= 0,084				1,55				1,55	0,28				
	= 0,11				1,45				1,45	0,30				
	= 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	$\alpha = 20^\circ$			0,43	1	0,78	0,63	1,63	0,57	5,6	1	0,42	0,84	
	= 25			0,41				0,87	1,41			0,68	0,38	0,76
	= 30			0,39				0,76	1,24			0,80	0,33	0,66
	= 35			0,37				0,66	1,07			0,95	0,29	0,58
	= 40			0,35				0,57	0,93			1,14	0,26	0,52

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.18
Faktor koreksi K_{θ} .

$\frac{D_p - d_p}{C}$	Sudut kontak pully kecil θ (°)	Faktor koreksi K_{θ}
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	106	0,85
1,00	133	0,82
1,10	127	0,80
1,20	106	0,77
1,30	99	0,73
1,40	91	0,70
1,50	83	0,65

Tabel 2.19
Daerah penyetelan jarak sumbu poros

Nomor nominal sabuk	Panjang keliling sabuk	Kesebelah dalam dari letak standart ΔC_i				Kesebelah luar dari letak standart ΔC_i (umum untuk semua tipe)
		A	B	C	D	
38	280-970	20	25			25
38-60	970-1500-	20	25	40		40
60-90	1500-2200	20	35	40		50
90-120	2200-300	25	35	40		65
120-158	3000-4000	25	35	40	50	75

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.

Tabel 2.20
Daerah beban untuk tegangan sabuk yang sesuai

Penampang	A	B	C	D	E
Beban minimum	0,68	1,58	2,93	5,77	9,60
Beban maksimum	1,02	2,38	4,75	8,61	14,30

Sumber: Elemen Mesin. Oleh: Ir. Sularso, MSME / Kiyokatsu Suga.