

# **TUGAS AKHIR**



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



*Judul :*

**PERENCANAAN DAN PEMILIHAN MEKANIS  
MESIN PEMECAH DAN PENGAYAK BATU BATA**

*Disusun oleh :*

**Nama : YOHANES S.M.da LOPEZ  
Nim : 01.51.046**

**TAHUN AKADEMIK  
2005**

TIJAS ALHIT

INSTITUT TEKNOLOGI NASIONAL MALANG  
FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI  
JURUSAN TEKNIK MESIN 0-11



Judul :

PERENCANAAN DAN PERILIHAN MEKANISME  
MESIN PEMECAH DAN PENYAYAN BATU BATA

Dibuat oleh :

Nama : YOGANES S. H. S. L. P. S.  
NIM : 01.21.048

TAMBAH AKADMIK  
2008

MILIK  
PERPUSTAKAAN  
01-11-10

# LEMBAR PERSETUJUAN

## TUGAS AKHIR

### PERENCANAAN DAN PEMILIHAN MEKANIS MESIN PEMECAH DAN PENGAYAK BATU BATA

*Disusun oleh :*

Nama : YOHANES S.M. da LOPEZ

Nim : 01.51.046

Jurusan : Teknik Mesin D III

Fakultas : Teknologi Industri

*Nilai : 85/A*

Mengetahui

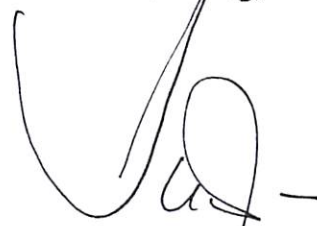
Ka. Jurusan Teknik Mesin D III



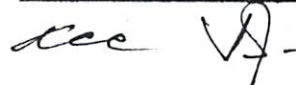
( Ir.Drs.M.Trisno, MT )

Malang, Agustus 2005

Dosen Pembimbing,



( Ir. Drs. Sudjad, MSI )



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

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

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 : Yohanes Simon Miger da Lopez  
Nim / Nirm : 01.51.046  
Jurusan : Teknik Mesin  
Program Study : Teknik Mesin Diploma tiga ( D III )  
Judul Tugas Akhir : Perencanaan dan pemilihan mekanis  
Mesin pemecah dan pengayak  
batu bata  
Pengajuan Tugas Akhir : 5 July 2005  
Selesai Menulis Tugas Akhir : 6 September 2005  
Dosen Pembimbing : Ir.Drs. Sudjad , MSI  
Keterangan Nilai Bimbingan : 85 ( Delapan puluh lima )

Mengetahui

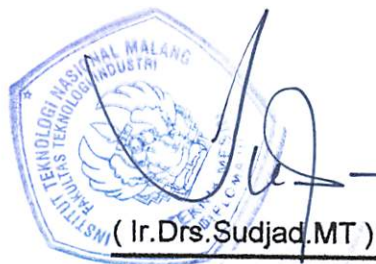
Dekan Fakultas Teknologi Industri



( Ir.Mochtar Asroni, MSME )

Malang, 26 September 2005

Pembimbing



( Ir.Drs.Sudjad.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

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 : Yohanes Simon Miger da Lopez  
Nim / Nirm : 01.51.046  
Jurusan : Teknik Mesin DIII  
Judul Tugas Akhir : Perencanaan dan pemilihan mekanis mesin pemecah dan pengayak batu bata

Dipertahankan dihadapan team penguji ujian tugas akhir jenjang program diploma tiga ( DIII ) pada :

Hari / tanggal : Sabtu / 10 September 2005

Dengan nilai /hasil ujian : 69,00

**Panitia ujian tugas Akhir**

Ketua



( Ir. Mochtar Asroni, MSME )

Sekretaris



( Ir. Drs. M. Trisno, MT )

**Anggota Penguji**

( Ir. Drs. M. Trisno, MT )

( Sibut, ST )

## **KATA PENGANTAR**

Puji syukur penyusun panjatkan kehadiran Tuhan Yang Maha Esa yang telah memberikan rahmatnya, sehingga penyusun dapat menyelesaikan Tugas Akhir yang berjudul “ **MESIN PEMECAH DAN PENGAYAK BATU BATA** “

Dalam kesempatan ini tak lupa penyusun sampaikan terima kasih yang sebesar – besarnya kepada :

1. Bapak **Dr. Ir. Abraham Lomi, MSEE**, selaku Rektor Institut Teknologi Nasional Malang.
2. Bapak **Ir.Mochtar Asroni, MSME**, selaku Dekan Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Nasional Malang.
3. Bapak **Ir. Drs.M.Trisno, MT**, selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin D III Institut Teknologi Nasional Malang.
4. Bapak **Ir. Drs .Sudjad. MT** , Selaku Dosen Pembimbing Tugas Akhir (TA).
5. Semua rekan – rekan penyusun yang telah membantu dorongan semangat dalam penyusunan ini.

Penyusun menyadari sepenuhnya bahwa dalam penyusunan ini masih jauh dari sempurna. Akan lebih baik jika ada saran dan kritik guna menyempurnakan dalam penyusunan selanjutnya.

Akhir kata penyusun berharap agar loporan tugas akhir ini dapat bermanfaat bagi pembaca pada umumnya dan penyusun pada khususnya.

Malang, Agustus 2005

**Penulis**

## **DAFTAR ISI**

|   |     |
|---|-----|
| LEMBAR PERSETUJUAN .....                | i   |
| LEMBAR BIMBINGAN TUGAS AKHIR .....      | ii  |
| KATA PENGANTAR .....                    | iii |
| DAFTAR ISI .....                        | v   |
| DAFTAR GAMBAR .....                     | x   |
| DAFTAR TABEL .....                      | xii |
| <br>                                    |     |
| BAB I PENDAHULUAN .....                 | 1   |
| 1. 1 Latar belakang.....                | 1   |
| 1. 2 Rumusan masalah.....               | 2   |
| 1. 3 Batasan masalah.....               | 2   |
| 1. 4 Tujuan penulisan Tugas Akhir ..... | 3   |
| 1. 4. 1 Tujuan umum .....               | 3   |
| 1. 4. 2 Tujuan khusus .....             | 4   |
| 1. 5 Metodologi penulisan.....          | 4   |
| 1. 5. 1 Metode literature.....          | 4   |
| 1. 5. 2 Metode observasi .....          | 4   |
| 1. 6 Sistematika penulisan.....         | 5   |

|  |          |
|--|----------|
| <b>BAB II LANDASAN TEORI.....</b>                                    | <b>6</b> |
| 2. 1 Mesin pemecah dan pengayak batu apung .....                     | 6        |
| 2. 1. 1 Cara kerja mesin pemecah dan pengayak batu apung .....       | 7        |
| 2. 1. 2 Perawatan mesin pemecah dan pengayak batu apung .....        | 9        |
| 2. 2 Sistem transmisi mesin pemecah dan pengayak batu apung .....    | 10       |
| 2. 2. 1 Poros.....   | 10       |
| 2. 2. 1. 1 Macam – macam poros .....                                 | 11       |
| 2. 2. 1. 2 Hal – hal yang penting dalam perencanaan poros .....      | 11       |
| 2. 2. 1. 3 Poros dengan kombinasi beban puntir dan lentur.....       | 13       |
| 2. 2. 2 Puli .....   | 16       |
| 2. 2. 2. 1 Hal – hal yang penting dalam perencanaan puli .....       | 16       |
| 2. 2. 3 Pasak .....  | 18       |
| 2. 2. 3. 1 Macam – macam pasak.....                                  | 18       |
| 2. 2. 3. 2 Hal - hal penting dalam tata cara perencanaan pasak ..... | 19       |
| 2. 2. 4 Bantalan .....   | 22       |
| 2. 2. 4. 1 Klasifikasi bantalan.....                                 | 23       |
| 2. 2. 4. 2 Jenis – jenis bantalan gelinding .....                    | 24       |
| 2. 2. 4. 3 Perhitungan beban ekivalen .....                          | 25       |
| 2. 2. 4. 4 Perhitungan umur bantalan.....                            | 26       |
| 2. 2. 5 Sabuk (Belt).....  | 27       |
| 2. 2. 5. 1 Transmisi sabuk – V .....                                 | 27       |
| 2. 3 Rumus – rumus perencanaan mesin pemecah                         |          |



|   |           |
|---|-----------|
| dan pengayak batu apung .....                                       | 34        |
| 2. 3. 1 Rumus – rumus perencanaan poros.....                        | 34        |
| 2. 3. 2 Rumus – rumus perencanaan puli – V.....                     | 40        |
| 2. 3. 3 Rumus – rumus perencanaan pasak.....                        | 45        |
| 2. 3. 4 Rumus – rumus perencanaan bantalan .....                    | 49        |
| 2. 3. 4. 1 Faktor dasar dalam pemilihan bantalan .....              | 50        |
| 2. 3. 4. 2 Nomor nominal bantalan gelinding peluru alur dalam ..... | 50        |
| 2. 3. 4. 3 Perhitungan beban ekivalen bantalan radial .....         | 52        |
| 2. 3. 4. 4 Perhitungan umur nominal bantalan peluru atau bola.....  | 53        |
| 2. 3. 5 Perencanaan sabuk – V .....                                 | 54        |
| <br>  |           |
| <b>BAB III PERHITUNGAN .....</b>                                    | <b>59</b> |
| 3. 1 Perencanaan poros rol pemecah .....                            | 59        |
| 3. 1. 1 Daya rencana .....  | 59        |
| 3. 1. 2 Momen puntir yang terjadi pada poros .....                  | 60        |
| 3. 1. 3 Total gaya diantara kedua bantalan.....                     | 60        |
| 3. 1. 4 Total gaya vertikal pada ujung poros .....                  | 62        |
| 3. 1. 5 Reaksi vertikal pada kedua bantam.....                      | 64        |
| 3. 1. 6 Momen yang terjadi pada poros .....                         | 66        |
| 3. 1. 7 Diameter poros.....   | 68        |
| 3. 1. 8 Tegangan geser ijin .....                                   | 68        |
| 3. 1. 9 Pemeriksaan terhadap tegangan geser .....                   | 69        |

|   |    |
|---|----|
| 3. 2 Perencanaan puli – V .....   | 70 |
| 3. 2. 1 Perencanaan puli penggerak (Puli kecil).....                          | 70 |
| 3. 2. 2 Perencanaan puli yang digerakkan (Puli besar).....                    | 73 |
| 3. 3 Perencanaan pasak .....  | 75 |
| 3. 3. 1 Perhitungan dimensi pasak .....                                       | 76 |
| 3. 3. 1. 1 Pengecekan kekuatan pasak.....                                     | 78 |
| 3. 3. 1. 2 Pengecekan kekuatan pasak terhadap beban tekan .....               | 78 |
| 3. 3. 1. 3 Pengecekan kekuatan pasak terhadap beban geser .....               | 79 |
| 3. 3. 1. 4 Tegangan geser ijin maksimum yang harus dialami<br>oleh pasak..... | 79 |
| 3. 4 Perencanaan bantalan .....   | 80 |
| 3. 4. 1 Perhitungan beban ekivalen bantalan radial .....                      | 80 |
| 3. 4. 2 Perhitungan beban ekivalen statis.....                                | 81 |
| 3. 4. 3 Perhitungan umur nominal bantalan gelinding .....                     | 81 |
| 3. 5 Perencanaan sabuk – V .....  | 83 |
| 3. 5. 1 Daya rencana.....   | 83 |
| 3. 5. 2 Perbandingan putaran.....   | 84 |
| 3. 5. 3 Penentuan diameter nominal sabuk .....                                | 84 |
| 3. 5. 4 Kecepatan linear sabuk.....   | 85 |
| 3. 5. 5 Jarak sumbu poros.....  | 85 |
| 3. 5. 6 Panjang keliling sabuk.....   | 86 |
| 3. 5. 7 Gaya tarik efektif sabuk.....   | 87 |

|   |    |
|---|----|
| 3. 5. 8 Sudut kontak.....                       | 89 |
| 3. 5. 9 Kapasitas daya yang ditransmisikan..... | 90 |
| 3. 5. 10 Jumlah sabuk yang diperlukan .....     | 90 |
| <br>  |    |
| BAB IV PENUTUP .....                            | 91 |
| 4. 1 Kesimpulan .....                           | 91 |

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

## DAFTAR GAMBAR

|   |    |
|---|----|
| Gambar 2 – 1 : Mesin pemecah dan pengayak batu apung .....      | 8  |
| Gambar 2 – 2 : Macam – macam pasak.....                         | 19 |
| Gambar 2 – 3 : Gaya geser pada pasak.....                       | 22 |
| Gambar 2 – 4 : Macam – macam bantalan gelinding .....           | 25 |
| Gambar 2 – 5 : Ukuran penampang sabuk – V.....                  | 28 |
| Gambar 2 – 6 : Perhitungan panjang sabuk .....                  | 33 |
| Gambar 2 – 7 : Gaya tarik sabuk pada puli.....                  | 36 |
| Gambar 2 – 8 : Penempatan titik pembebanan .....                | 38 |
| Gambar 2 – 9 : Penampang sabuk – V.....                         | 40 |
| Gambar 2 – 10 : Dimensi puli penggerak .....                    | 41 |
| Gambar 2 – 11 : Dimensi puli yang digerakkan .....              | 43 |
| Gambar 2 – 12 a : Gaya – gaya yang bekerja pada pasak.....      | 45 |
| Gambar 2 – 12 b : Dimensi pasak benam .....                     | 45 |
| Gambar 2 – 13 : bantalan peluru .....                           | 49 |
| Gambar 2 – 14 : Jarak antara poros .....                        | 55 |
| Gambar 2 – 15 : Gaya tarik sabuk dan sudut kontakannya .....    | 56 |
| Gambar 3 – 1 : Poros rol pemecah.....                           | 59 |
| Gambar 3 – 2 : Poros dan pembebanannya .....                    | 62 |
| Gambar 3 – 3 : Arah pembebanan dan reaksinya pada bantalan..... | 64 |

|   |    |
|---|----|
| Gambar 3 – 4 a : Diagram momen pada poros yang direncanakan .....           | 67 |
| Gambar 3 – 4 b : Diagram reaksi pada tumpuan kedua bantalan.....            | 67 |
| Gambar 3 – 5 : Perencanaan puli – V.....                                    | 70 |
| Gambar 3 – 6 : Perencanaan puli penggerak (Puli kecil).....                 | 70 |
| Gambar 3 – 7 : Perencanaan puli yang digerakkan (Puli besar).....           | 73 |
| Gambar 3 – 8 a : Gaya – gaya yang kerja pada pasak.....                     | 75 |
| Gambar 3 – 8 b : Dimensi pasak benam .....                                  | 75 |
| Gambar 3 – 9 : Dimensi pasak yang direncanakan .....                        | 76 |
| Gambar 3 – 10 : Bantalan gelinding dengan nomor seri 6310.....              | 80 |
| Gambar 3 – 11 : Ukuran penampang sabuk – V.....                             | 83 |
| Gambar 3 – 12 Jarak sumbu poros .....                                       | 85 |
| Gambar 3 – 13 : Panjang keliling sabuk .....                                | 86 |
| Gambar 3 – 14 : Beban vertikal akibat gaya tarik sabuk dan berat puli ..... | 87 |
| Gambar 3 – 15 : Sudut kontak sabuk .....                                    | 89 |

## DAFTAR TABEL

|   |    |
|---|----|
| Tabel 2 – 1 : Faktor – factor koreksi daya yang akan ditransmisikan .....               | 14 |
| Table 2 – 2 : Diagram pemilihan sabuk – V .....   | 29 |
| Table 2 – 3 : Kapasitas daya yang akan ditransmisikan<br>untuk satu sabuk tunggal ..... | 30 |

## DAFTAR TABEL

Table 2 – 1 Faktor koreksi daya yang ditransmisikan,  $F_c$

Table 2 – 2 Diagram pemilihan sabuk – V

Table 2 – 3 Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal  
(  $P_o$  ) Kw

Table 2 – 4 Faktor koreksi  $K_\theta$

Table 2 – 5 Harga  $K_m$  dan  $K_t$  untuk beban kombinasi atau berfluktuasi

Table 2 – 6 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang  
difinish dingin untuk poros

Table 2 – 7 Hubungan diameter poros Vs dimensi pasak

Table 2 – 8 Harga  $\mu$  dan  $P_a$

Table 2 – 9 Diameter minimum puli yang diijinkan dan dianjurkan (mm)

Table 2 – 10 Faktor koreksi

Table 2 – 11 a) Sabuk – V standar ( bertanda\* )

b) Panjang sabuk – V standar

Table 2 – 12 Bantalan bola

Table 2 – 13 Bantalan rol kerucut

Table 2 – 14 Bantalan untuk permesinan serta umurnya

Table 2 – 15 Faktor – factor  $V, X, Y$  dan  $X_o, Y_o$  ( pembebanan )

Table 2 – 16 Ukuran pasak dan alur pasak

## **DAFTAR GAMBAR**

**Gambar 2 – 1 Mesin pemecah dan pengayak batu apung**

**Gambar 2 – 2 Macam – macam pasak**

**Gambar 2 – 3 Gaya geser pada pasak**

**Gambar 2 – 4 Macam – macam bantalan gelinding**

**Gambar 2 – 5 Ukuran penampang sabuk – V**

**Gambar 2 – 6 Perhitungan panjang sabuk**

**Gambar 2 – 7 Gaya tarik sabuk pada puli**

**Gambar 2 – 8 Penempatan titik pembebanan**

**Gambar 2 – 9 Penampang sabuk – V**

**Gambar 2 – 10 Dimensi puli penggerak**

**Gambar 2 – 11 Dimensi puli yang digerakkan**

**Gambar 2 – 12 a) Gaya – gaya yang bekerja pada pasak**

**b) Dimensi pasak benam**

**Gambar 2 – 13 Bantalan peluru**

**Gambar 2 – 14 Jarak antara poros**

**Gambar 2 – 15 Gaya tari sabuk dan sudut kontakunya**

**Gambar 3 – 1 Arah pembebanan dan reaksinya pada bantalan**

**Gambar 3 – 2 a. Diagram momen pada poros yang direncanakan**

**b. Diagram reaksi pada tumpuan kedua bantalan**

**Gambar 3 – 3 Beban vertical akibat gaya tarik sabuk dan berat puli**



# **BAB I**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Dalam perkembangan ilmu pengetahuan dan teknologi industri yang sangat pesat ini, dimana kita dituntut untuk mengembangkan dunia keilmuan yang lebih protektif dan akseleratif secara profesional pada jenjang perguruan tinggi sebagai pengkaderan keilmuan dan dunia industri sebagai pengembangan dan penerapan keilmuan maka keduanya akan mustahil dapat mencapai keberhasilan yang maksimal dalam proses produksi yang dimana pada masa sekarang ini perkembangannya masih sering menemui permasalahan – permasalahan kompleks yang terkadang menghambat laju aliran proses produksi dan belum memberikan keoptimalan pendapatan dan kesejahteraan bagi yang menggelutinya.

Laporan Tugas Akhir (TA) ini akan membahas sebagian kecil ilmu pengetahuan dan teknologi yang pada hakekatnya ilmu pengetahuan yang disajikan dalam Tugas Akhir ini dapat dikembangkan menjadi suatu teknologi tepat guna yang dapat digunakan dan memiliki daya guna yang tinggi dalam penggunaannya. Dimana perguruan tinggi berperan sebagai pengembang dan penyajian keilmuan dalam masyarakat, sedangkan dunia industri sebagai subyek dan pelaku aplikasi sehingga penulis ingin membahas tentang : “MESIN

PEMECAH DAN PENGAYAK BATU BATA“ . Mesin ini dirancang untuk membantu meningkatkan dan mengoptimalkan pekerjaan pemecah dan pengayak batu bata. Masih banyak kita temui proses pemecah batu Bata dengan menggunakan tangan atau secara manual sehingga waktu yang diperlukan untuk pekerjaan tersebut relatif lebih lama. Mesin pemecah batu bata yang akan dipaparkan disini adalah mesin pemecah batu bata yang menggunakan system pukul.

### **1.2 Rumusan Masalah**

Mengacu pada latar belakang yang diuraikan diatas, maka diperlukan sarana dan prasarana untuk mendukung suatu sistim produksi yang berdaya guna. Dengan mesin produksi yang berdaya guna tinggi maka akan diperoleh hasil pekerjaan yang efektif.

Dalam hal ini bagaimana merencanakan mesin dan pengayak batu bata untuk mengoptimalkan pekerjaan dengan memenuhi persyaratan – persyaratan teknologi.

### **1.3 Batasan Masalah**

Mengingat luasnya permasalahan yang dihadapi dalam perencanaan ini, maka perlu adanya batasan khusus didalamnya. Batasan ini diperlukan agar didalam penulisan Tugas Akhir ini tidak menyimpang dari permasalahan yang ada.

Adapun batasan – batasan masalah pada perancangan sistim transmisi pada mesin pemecah dan pengayak batu bata sistim pukul ini meliputi :

1. Pembahasan tentang cara kerja mesin pemecah dan pengayak batu bata.
2. Perencanaan dan pemilihan komponen mekanis mesin pemecah dan pengayak batu bata, yang meliputi :
  1. Perencanaan poros
  2. Perencanaan pully
  3. perencanaan pasak
  4. perencanaan bantalan
  5. perencanaan sabuk – V

## ***1.4 Tujuan Penulisan Tugas Akhir***

### ***1.4.1 Tujuan Umum***

Tujuan umum dari penulisan Tugas Akhir ini adalah untuk memenuhi syarat kelulusan oleh setiap mahasiswa untuk menyelesaikan studinya di Institut Teknologi Nasional Malang.

### **1.4.2 Tujuan Khusus**

1. Mahasiswa diharapkan dapat menerapkan berbagai disiplin ilmu teknik yang telah diperoleh di bangku perkuliahan.
2. Mahasiswa diharapkan mampu merancang suatu peralatan sebagai alat Bantu dalam bidang perindustrian.
3. Mahasiswa diharapkan dapat mengembangkan masalah – masalah yang terdapat pada peralatan tersebut.
4. Mahasiswa diharapkan dapat menganalisa permasalahan yang terjadi pada peralatan tersebut.

## **1.5 Metodologi Penulisan**

### **1.5.1 Metode Literatur**

Dengan meninjau kembali teori – teori yang telah didapat penulis dibangku kuliah, dan melalui literature yang sesuai untuk membahas permasalahan yang ada.

### **1.5.2 Metode Observasi**

Merupakan metode penelitian ilmiah dengan pencatatan peristiwa yang dilakukan secara sistematis dengan pengamatan untuk menghasilkan data yang diperlukan.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

### **BAB I PENDAHULUAN**

Berisikan tentang latar belakang, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan penulisan, metode penulisan, dan sistematika penulisan.

### **BAB II LANDASAN TEORI**

Berisikan landasan teori didasarkan pada system kerja mesin pemecah dan pengayak batu bata.

### **BAB III PERHITUNGAN**

Merupakan proses Perhitungan perencanaan hal – hal yang diperlukan dalam transmisi mesin pemecah dan pengayak batu bata.

### **BAB IV PENUTUP**

Merupakan bagian dari pembahasan yang berisikan kesimpulan dan saran.

### **DAFTAR PUSTAKA**

### **LAMPIRAN.**

## **BAB II**

### **LANDASAN TEORI**

#### **2.1 Mesin Pemecah Dan Pengayak Batu Bata**

Mesin pemecah dan pengayak batu bata merupakan alat yang berfungsi untuk merubah batu bata menjadi ukuran yang lebih kecil, dimana batu bata ini dapat digunakan sebagai bahan dasar bangunan. Mesin pemecah batu bata ini sangat sederhana karena penggerak utamanya menggunakan motor listrik dan hanya menggunakan rol pemecah tunggal, dimana pada rol pemecah tersebut terdapat sirip – sirip yang digunakan sebagai pemukul batu apung.

Pada umumnya batu apung dipecahkan dengan menggunakan pemecah batu yang menggunakan system jepit (Jaw Crusher) dan system rol ganda, dimana kedua system tersebut membutuhkan tenaga penggerak yang sangat besar, dan memiliki bentuk konstruksi yang cukup rumit, padahal batu bata memiliki tingkat kekerasan yang lebih kecil dari pada jenis bebatuan yang lainnya misalnya batu gunung, dimana untuk memecahkan batu bata tersebut diperlukan tenaga penggerak yang lebih kecil tetapi membutuhkan kecepatan putaran Rol pemecah yang lebih tinggi.

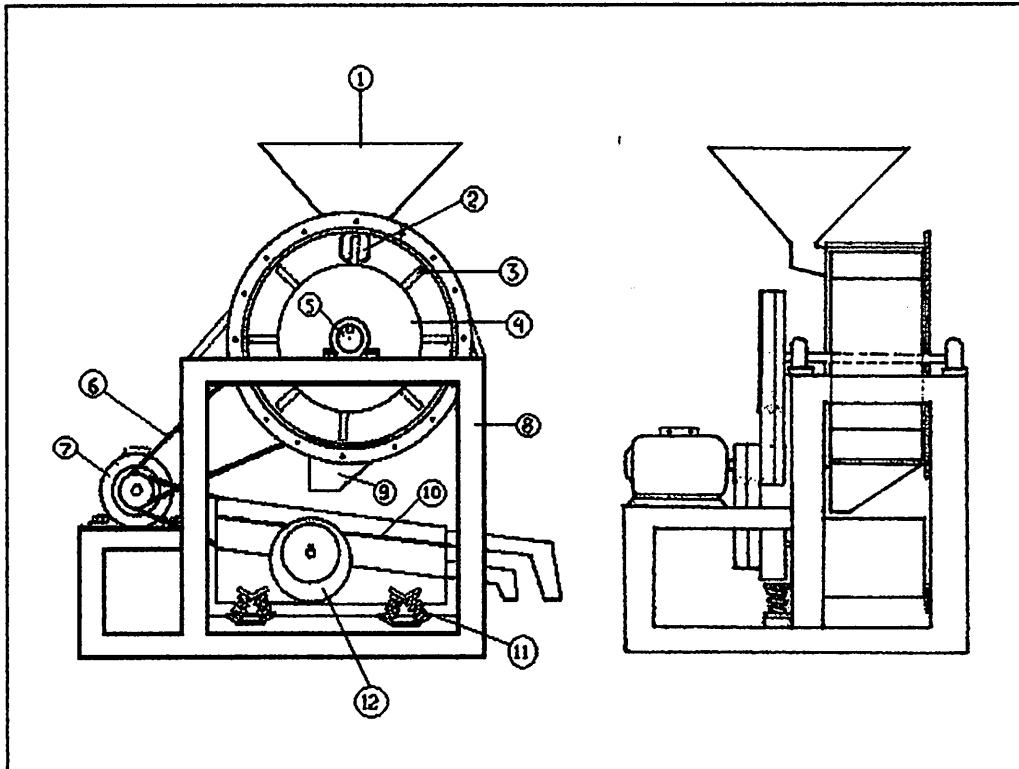
Selain itu mesin pemecah yang akan dirancang ini juga memiliki alat pengayak yang konstruksinya menyatu dengan mesin

pemecahnya dan digerakkan dengan motor penggerak yang sama dengan penggerak rol pemecah.

### **2.1.1 Cara Kerja Mesin Pemecah Dan Pengayak Batu Bata**

Dalam operasionalnya untuk melakukan proses pemecah batu bata yang sudah dipilih dimasukkan kedalam bak penampung yang berbentuk corong persegi, letaknya diatas penggiling batu bata. Setelah batu bata masuk dan menuju ruang pemecah, dimana di dalam ruang pemecah tersebut terdapat rol yang dilengkapi dengan sirip – sirip penghancur yang digerakkan oleh poros dimana poros tersebut digerakkan oleh pully yang dihubungkan dengan sabuk, kemudian dikaitkan dengan pully penggerak dari motor listrik untuk memutar rol pemecah. Didalam pemecah batu bata terdapat sebuah rol saja. Dimana system kerjanya poros ini akan berputar dengan kecepatan tinggi sehingga dapat memecahkan batu bata. Untuk mendapatkan kerikil batu bata dan tepungnya dibuat suatu ayakan yang letaknya dibawah saluran keluar. Ayakan ini digerakkan oleh motor penggerak yang sama dengan motor penggerak rol pemecah yang dihubungkan dengan sabuk dari pully motor penggerak ke pully alat pengayak. Pada poros pully pengayak terdapat dua buah Rol yang tidak eksentrik, yang digunakan untuk menggetarkan konstruksi pengayak jika pully berputar. Dan delapan buah pegas yang dipasangkan sebagai landasan atau alas konstruksi pengayak

sehingga pengayak tersebut dapat bergetar.. Fungsi pengayak ini untuk memisahkan hasil pemecahan yang terdiri atas kerikil dan tepung (Abu). Untuk lebih jelasnya penulis melengkapi dengan (gambar 2-1) mesin pemecah dan pengayak batu bata.



Gambar 2-1 : Mesin pemecah dan pengayak batu bata

Keterangan Gambar :

1. corong masuk
2. lubang masuk
3. sirip pemecah
4. rol pemecah
5. poros rol pemecah



6. sabuk (Belt)
7. motor penggerak
8. rangka mesin
9. lubang keluar
10. saringan
11. pegas pengayak
12. poros eksentrik pengayak

### **2.1.2 Perawatan Mesin Pemecah Dan Pengayak Batu Bata**

Pemecah batu bata sangat erat kaitannya dengan kelembaban akibat air dan debu batu bata yang tersisa dan terbawa saat pelaksanaan pemecah batu bata. Dengan demikian pastilah bagian tertentu dari mesin akan terkena dampaknya. Dampak yang sering terjadi adalah bagian – bagian mesin menjadi kotor dan lembab serta berkarat atau korosi.

Untuk mengatasi dampak negatif itu di samping dampak lain pada motor penggerak, perlu mengetahui beberapa hal yang akan membantu agar mesin tetap beroperasi atau bekerja optimal antara lain ;

1. Sedapat mungkin menghindari debu yang masuk kedalam mesin yang dapat mengakibatkan terjadinya kerusakan pada mesin.

2. Harus selalu melakukan perawatan ringan seperti membersihkan bagian – bagian mesin dari debu atau kotoran lain yang menempel pada badan mesin.
3. Setiap sebelum dan sesudah pekerjaan pemecahan batu bata harus selalu diperiksa kondisi mesinnya.
4. Jangan dipindah tangankan kepada pihak – pihak atau orang lain yang belum mengetahui seluk - beluk mesin karena bisa mengakibatkan kesalahan pengoperasian yang pada akhirnya dapat mengakibatkan kerusakan pada mesin.

## **2.2 Sistem Transmisi Mesin Pemecah Dan Pengayak Batu Bata**

### **2.2.1 Poros**

Poros merupakan bagian terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan daya bersama – sama putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

#### **2.2.1.1 Macam – macam poros**

##### **1. Poros Transmisi**

Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau puntir lentur. Daya yang ditransmisikan kepada poros ini melalui kopling, roda gigi, pully sabuk atau sproket rantai dan lain – lain.

## 2. Spindel

Poros transmisi yang relatif pendek seperti poros utama mesin perkakas dimana beban utamanya berupa puntiran, disebut spindle. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasinya harus kecil dan bentuk serta ukurannya harus diteliti.

## 3. Gandar

Poros yang dipasang diantara roda – roda kereta barang, dimana tidak mendapat beban puntir, bahkan kadang – kadang tidak boleh berputar ini disebut gardan. Gardan ini hanya mendapat beban lentur kecuali jika digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

### **2.2.1.2 Bahan Poros**

Bahan untuk poros mesin umum biasanya dibuat dari baja batang yang ditarik dingin dan finis, baja karbon konstruksi mesin ( disebut bahan S – C) yang dihasilkan dari ingot yang di “kill” (baja yang dioksidasi dengan ferrosilikon dan dicor, kadar karbon terjamin ) (tabel 1.1). Meskipun demikian bahan ini kelurusannya agak kurang tetap dan dapat mengalami deformasi karena tegangannya kurang seimbang, misalnya bila diberi alur pasak, karena ada tegangan sisa didalam terasnya. Tetapi penarikan dingin membuat permukaan poros menjadi keras dan kekuatannya bertambah besar.

Untuk 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 kromnikel, baja kromnikel molibden, baja khrom molibden, dan lain – lain. (64102, 64103, 64104,64105, dalam tabel 1.2). Sekalipun demikian pemakaian baja khusus/ paduan khusus tidak selalu dianjurkan jika alasannya hanya karena putaran tinggi dan beban berat.dalam hal demikian perlu dipertimbangkan penggunaan baja karbon yang diberi perlakuan panas secara tepat untuk memperoleh kekuatan yang diperlukan. Baja tempa (63201 ditempa dari ingot yang dikill dan disebut bahan SF ; kekuatannya dijamin), juga sering dipakai.

Tabel 1.1

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

| Standar dan macam                         | Lambang | Perlakuan panas | Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> ) | Keterangan  |
|---|---------|-----------------|--------------------------------------|---|
| Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501) | S30C    | Penormalan      | 48                                   |   |
|   | S35C    | -               | 52                                   |   |
|   | S40C    | -               | 55                                   |   |
|   | S45C    | -               | 58                                   |   |
|   | S50C    | -               | 62                                   |   |
|   | S55C    | -               | 66                                   |   |
| Batang baja yang difinis dingin           | S35C-D  | -               | 53                                   | ditarik dingin, digerinda, dibubut, atau gabungan antara hal-hal tersebut |
|   | S45C-D  | -               | 60                                   |   |
|   | S55C-D  | -               | 72                                   |   |

Sumber :

Ir. Sularso, Kiyokotsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin* hal 3

Tabel 1.2

| Baja paduan untuk poros                   |         |                  |                                      |
|---|---------|------------------|--------------------------------------|
| Standar dan macam                         | Lambang | Perlakuan panas  | Kekuatan tarik (kg/mm <sup>2</sup> ) |
| Baja khrom nikel<br>(JIS G 4102)          | SNC 2   | -                | 85                                   |
|   | SNC 3   | -                | 95                                   |
|   | SNC21   | Pengerasan kulit | 80                                   |
|   | SNC22   | -                | 100                                  |
| Baja khrom nikel molibden<br>(JIS G 4103) | SNCM 1  | -                | 85                                   |
|   | SNCM 2  | -                | 95                                   |
|   | SNCM 7  | -                | 100                                  |
|   | SNCM 8  | -                | 105                                  |
|   | SNCM22  | Pengerasan kulit | 90                                   |
|   | SNCM23  | -                | 100                                  |
|   | SNCM25  | -                | 120                                  |
| Baja khrom<br>(JIS G 4104)                | SCr 3   | -                | 90                                   |
|   | SCr 4   | -                | 95                                   |
|   | SCr 5   | -                | 100                                  |
|   | SCr21   | Pengerasan kulit | 80                                   |
|   | SCr22   | -                | 85                                   |
| Baja khrom molibden<br>(JIS G 4105)       | SCM 2   | -                | 85                                   |
|   | SCM 3   | -                | 95                                   |
|   | SCM 4   | -                | 100                                  |
|   | SCM 5   | -                | 105                                  |
|   | SCM21   | Pengerasan kulit | 85                                   |
|   | SCM22   | -                | 95                                   |
|   | SCM23   | -                | 100                                  |

Sumber :

Ir. Sularso, Kiyokotsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*  
hal 3

Pada umumnya baja diklasifikasikan atas baja lunak, baja liat, baja agak keras. Diantaranya baja liat dan baja agak keras banyak dipilih oleh poros.

Tabel 1.3

### Penggolongan baja secara umum

| Golongan          | Kadar C (%) |
|-------------------|-------------|
| Baja lunak        | <0,15       |
| Baja liat         | 0,2-0,3     |
| Baja agak keras   | 0,3-0,5     |
| Baja keras        | 0,5-0,8     |
| Baja sangat keras | 0,8-1,2     |

Sumber :

Ir. Sularso, Kiyokotsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*  
hal 4

Dalam perencanaan poros yang baik tidak dapat dianjurkan untuk memilih baja atas dasar klasifikasi yang terlalu umum, Sebaiknya pemilihan dilakukan atas standart – standart yang ada.

### **2.2.1.3 Hal – Hal Yang Penting Dalam Perencanaan Poros**

Untuk merencanakan sebuah poros hal–hal yang perlu diperhatikan

#### **1. Kekuatan Poros**

Suatu transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti yang telah diuraikan diatas juga ada poros yang mendapat tarik atau tekan seperti poros baling – baling kapal atau turbin, dan lain – lain. Kelelahan tumbukan dan pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan.

#### **2. Kekuatan Poros**

Meskipun suatu poros mempunyai kekakuan yang cukup tetapi lenturan atau deteksi puntirannya terlalu besar yang mengakibatkan ketidak telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin atau kotak roda gigi).

#### **3. Puntiran kritis**

Bila putaran 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 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 – bahan tahan korosi (termasuk plastik) harus dipilih untuk poros propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan fluida yang korusif. 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.

#### ***2.2.1.4 Poros Dengan Kombinasi Beban Puntir Dan Lentur***

Pembebanan kombinasi puntir dan lentur dapat terjadi karena terjadinya beban puntir dan lentur bersamaan. Momen lentur menyebabkan terjadinya tegangan normal dalam arah aksial dan momen puntir (torsi) menghasilkan tegangan geser. Hampir semua beban yang bekerja pada poros tidak konstan atau berfluktuasi beban tersebut. Adapun beban – beban yang perlu diperhatikan dalam perhitungan dimensi poros adalah :

### 1. Daya Rencana

Daya ditransmisikan (P) harus diperiksa adanya berbagai factor keamanan agar didapat daya maksimal jika (P) adalah output dari motor maka berbagai macam factor keamanan akibat beban yang diberikan biasanya dapat diambil, jika koreksi tersebut  $f_c$  (Table2-1) maka daya tekan pada (kw) adalah :

$$P_d = f_c \cdot P \text{ (kw)..... ( Sularso, hal 7)}$$

Dimana :

P = daya ( kw )

F<sub>c</sub> = factor koreksi

P<sub>d</sub> = daya rencana

Tabel 2-1 : Factor- factor koreksi daya yang akan ditransmisikan,  $f_c$

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

( Sularso, 1991, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, Hal, 7 )

Jika daya yang diberikan dalam daya kuda (Pk), maka harus dikalikan dengan 0,735 untuk mendapatkan daya dalam Kw.

Sedangkan momen puntir timbul karena putaran dari poros serta daya



yang ditransmisikan. Jika momen puntir ( disebut juga sebagai momen rencana) adalah T (kg.mm) .

## 2. Momen Puntir

Momen puntir terjadi karena putaran dari poros serta daya yang ditransmisikan, sehingga besarnya momen puntir yang terjadi adalah:

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

Dimana :

T = momen puntir atau momen rencana ( kg.mm )

N = putaran poros ( r pm )

Pd = daya rencana (kw)

## 3. Diameter Poros

Dengan mengingat macam beban , ASME menganjurkan suatu rumus perhitungan diameter poros dimana didalamnya telah disertakan factor lelah dan kejut untuk kelenturan ( km ) serta puntiran ( kt ) sehingga dapat ditentukan dengan :

$$Ds = \geq \left[ \left( \frac{5,1}{\tau a} \right) \sqrt{(Km.M)^2 + (Kt.T)^2} \right]^{1/3} \dots\dots\dots \text{( Sularso, hal 18 )}$$

Dimana :

Km = factor koreksi kejut dan lelah untuk momen lentur.

Kt = factor koreksi dan lelah untuk teori

M = momen lentur ( kg/mm )

Ds = diameter poros

$\tau_a$  = tegangan geser yang diijinkan (kg/mm<sup>2</sup>)

$$\tau_a = \sigma_b / (Sf_1 - Sf_2) \dots \dots \dots (Sularso, hal 8)$$

Tabel 2.5

Harga Km dan Kt

| NATURE OF LOAD                             | K <sub>n</sub> | K <sub>t</sub> |
|--|----------------|----------------|
| 1. Stationary shafts                       |                |                |
| (a) Gradually applied load                 | 1,0            | 1,0            |
| (b) Suddenly applied load                  | 1,5 - 2,0      | 1,5 - 2,0      |
| 2. Rotating shafts                         |                |                |
| (a) Gradually applied load                 | 1,5            | 1,0            |
| (b) Suddenly applied load with minor shock | 1,5 - 2,0      | 1,5 - 2,0      |
| (c) Suddenly applied load with major shock | 2,0 - 3,0      | 1,5 - 3,0      |

Sumber :RS. Khurmi JK. Gupta, Machine Design, hal 431

#### 4. Pemeriksaan Terhadap Tegangan Geser

Besarnya harga tegangan geser maksimum ( $\tau_{max}$ ) yang terjadi harus lebih kecil dari tegangan geser ijin ( $\tau_a$ ) dapat ditentukan sebagai berikut :

$$\tau_{max} = \left( \frac{5,1}{ds^3} \right) \sqrt{(km.M) + (kt.T)^2} \dots \dots \dots (Sularso, hal 18)$$

### **2.2.2 Pully**

Pully adalah komponen mesin yang berfungsi untuk memutar poros yang satu ke poros yang lain, dan sebagai alat bantu yang menggunakan sabuk ( belt ). Dalam penggunaannya, pully terdiri dari pully penggerak dan pully yang digerakan. Dalam menghubungkan perlu diikat sehingga pully tidak bergeser atau slip terhadap porosnya dan sebagai pengikatnya digunakan baut, pasak dan spei penahan pully.

#### ➤ **Jenis – jenis Pully**

Pully secara umum dapat dibedakan menjadi 3 jenis yaitu :

##### 1. Jenis alur pully

Pada jenis ini ada yang terdiri dari alur rata dimana dalam hubungannya dengan menggunakan sabuk rata, alur — V tunggal menggunakan sabuk penampang — V juga, alur — V ganda merupakan sabuk berbentuk — V alur — U.

##### 2. Jenis tingkat pully

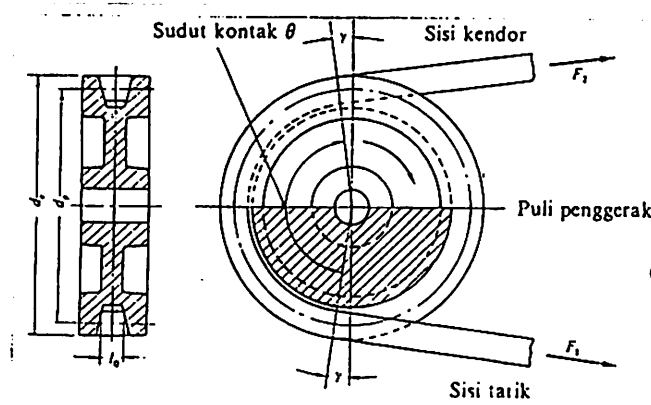
Jenis pully ini ada bertingkat satu dimana hanya menggunakan satu sabuk saja tetapi ada juga yang bertingkat lebih dari satu yang dapat menggunakan lebih satu sabuk. Pada jenis ini ukuran diameter pully berbeda sesuai dengan kenaikan diameter porosnya, begitu juga dengan diameter luarnya juga dapat berbeda sesuai dengan kenaikan diameternya.

### 3. Jenis pengunci pully.

Pengunci pully berguna untuk mengunci antara pully dengan poros dengan mentransmisikan putaran tidak bergeser atau berubah. Pengunci pully ada yang berupa pasak, baut pengunci dan ada pula yang menggunakan per penahan pully.

Gambar 2.9

#### Konstruksi pully



Sumber :

*Ir. Sularso, Kiyokotsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin  
hal 170*

#### 2.2.2.1 Hal-Hal Penting Dalam Perencanaan Pully

Dalam perencanaan pully pada mesin pemecah dan pengayak batu bata ini penulis mengambil data-data perencanaan yang didapat dari analisa benda kerja, dan data-data tersebut meliputi :

- Diameter pully motor ( mm )

- Diameter pully transmisi (  $n_2$  )
  - Putaran motor (  $dp$  )
  - Putaran poros transmisi (  $Dp$  )
1. Perbandingan putaran pully

Hal ini dimaksudkan untuk mengetahui besarnya nilai perbandingan antara putaran pully yang digerakan motor dengan pully putaran poros transmisi, dan persamaan yang digunakan yaitu :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Dp}{dp}$$

Dimana :

$n_1$  = putaran pully penggerak ( rpm )

$n_2$  = putaran pully yang digerakan ( rpm )

$Dp$  = diameter pully yang digerakan ( mm )

$dp$  = diameter pully penggerak

$i$  = angka perbandingan

2. Lebar permukaan pully

Perhitungan permukaan pully ini berhubungan dengan lebar sabuk yang dipakai. Dan dalam perencanaan sabuk ini sabuk yang digunakan jenis sabuk-V dengan tipe ukuran 12,5 mm.

Dan lebar permukaan pully dapat dicari dengan persamaan sebagai berikut :

$$B_1 = 1,25 \cdot b$$

Dimana :

$B_1$  = lebar permukaan pully dalam ( mm )

$b$  = lebar sabuk, diketahui 1,25

Sedangkan untuk mencari lebar permukaan pully luar dapat dicari dengan :

$B_2 = B_1 + 2.t$  ( mm )

Dimana :

$B_1$  = lebar permukaan pully dalam ( mm )

$B_2$  = lebar permukaan pully luar ( mm )

$t$  = tebal rim

$D_p = 300 + 2$  ( mm )

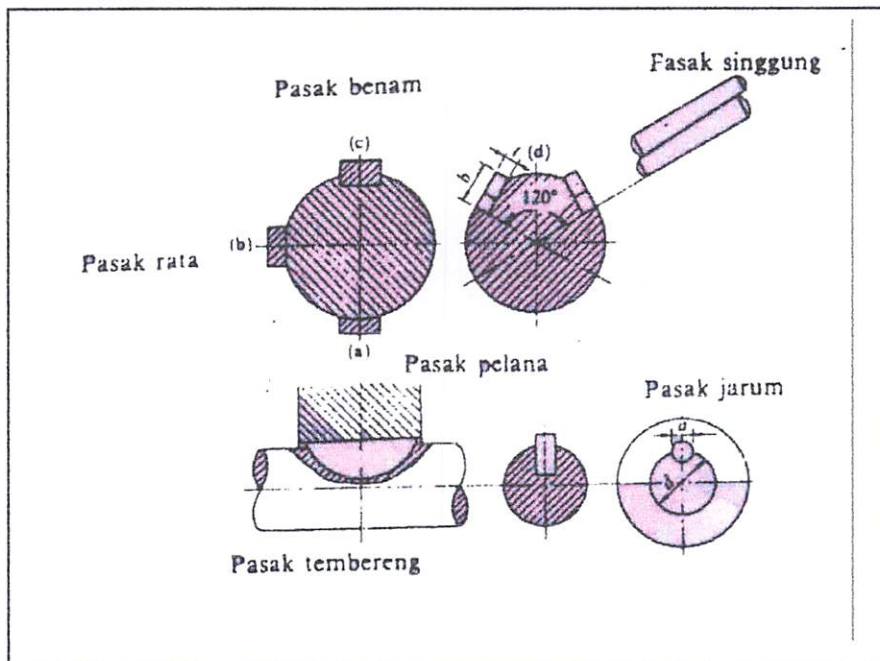
### **2.2.3 Pasak**

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian – bagian mesin seperti roda gigi, sproket, pully, kopling dan lain – lain, momen yang terjadi dikerutkan dari poros ke naf atau dari naf ke poros.

#### **2.2.3.1 Macam – Macam Pasak**

Pasak pada umumnya dapat digolongkan dalam beberapa macam (Gambar 2-2). Diantaranya dapat dilihat dari letaknya, pada pasak dapat dibedakan antara pasak pelana, pasak rata, pasak benam dan pasak singgung yang umumnya berpenampang segi

empat. Dalam arah memanjang dapat berbentuk prismatis, ada khusus yang dapat dipakai sebagai pasak lurus. Disamping macam diatas ada pula pasak temberang dan pasak jarum. Pasak lurus memungkinkan pergeseran aksial roda gigi dan lain – lain. Pada poros yang dilihat seperti pada Sep lain, yang paling umum dipakai adalah pasak benam yang dapat meneruskan momen yang besar untuk momen dengan tumbukan dapat dipakai pasak singgung.



Gambar 2-2 : Macam – macam Pasak  
 ( Sularso, 1991, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, Hal, 24 )

### 2.2.3.2 Hal-Hal Penting Dalam Tata Cara Perencanaan Pasak

Pasak benam mempunyai bentuk penampang segi empat dimana terdapat bentuk prismatis dan tirus dan kadang-kadang diberi kepala untuk memudahkan pencabutannya. Kemiringan pada pasak

tirus umumnya sebesar 1/100 dan pengerjannya harus hati-hati. Agar naf tidak menjadi eksentrik. Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak, agar pasak tidak rusak. Ukuran dan bentuk standar pasak diberikan dalam tabel 2-7 dan untuk pasak umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 ( Kg/mm<sup>2</sup> ), lebih kuat dari pada porosnya. Kadang-kadang sengaja dipilih bahan yang lemah untuk pasak, sehingga pasak akan lebih dulu rusak dari pada porosnya atau nafnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantikannya. Adapun hal-hal yang digunakan dalam perhitungan pasak.

### 1) *Momen Puntir*

Momen puntir timbul karena pasak yang digunakan diletakan dengan poros dan bekerja bersama-sama dengan operasionalnya, sehingga besar momen puntirnya dapat ditentukan.

$$F = \frac{T}{(ds/2)} (kg) \dots\dots\dots ( Sularso, hal 25 )$$

Dimana :

F = gaya tangensial ( kg )

ds = diameter poros

T = momen rencana dari torsi ( kg.mm )



## 2) Tegangan Geser

Menurut lambang pasak yang diperlihatkan dalam gambar 2-3, gaya geser bekerja pada penampang mendatar  $b \times l (mm^2)$  oleh gaya  $F$  (kg). Dengan demikian tegangan geser  $\tau_k (kg/mm^2)$  yang ditimbulkan adalah :

$$\tau_k = \frac{F}{bl} \dots\dots\dots ( \text{Sularso, hal 25} )$$

Dimana :

$\tau_k$  = tegangan geser (  $Kg/mm^2$  )

$F$  = gaya ( kg )

$bl$  = penampang mendatar  $b \times l$  (  $mm^2$  )

## 3) Menghindari Kerusakan Permukaan Samping Pasak

Perhitungan yang digunakan untuk menghindari kerusakan permukaan samping karena tekanan bidang, dapat ditentukan dengan :

$$P = \frac{F}{L \times (t_1 + t_2)} \dots\dots\dots ( \text{Sularso, hal 27} )$$

Dimana :

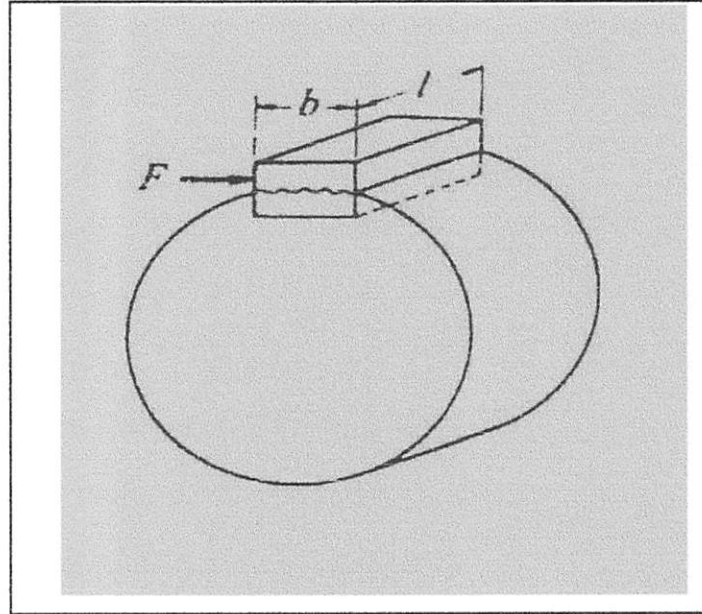
$F$  = gaya keliling ( kg )

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

$t_2$  = kedalaman alur pasak pada naf

$P$  = tekanan permukaan (  $kg/mm^3$  )

$L$  = panjang pasak ( mm )



Gambar 2-3 : Gaya geser pada pasak  
( Sularso, 1991, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin,  
Pradnya Paramita, Jakarta, Hal, 25 )

#### 2.2.4 Bantalan

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu pada 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 sistem akan menurun atau tidak dapat

bekerja secara semestinya. Jadi bantalan dalam permesinan dapat disamakan perannya dengan pondasi pada gedung.

#### **2.2.4.1 Klasifikasi Bantalan**

Bantalan dapat dikalsifikasi sebagai berikut :

##### **1. Atas Dasar Gerakan Terhadap Poros**

###### **a) Bantalan Luncur**

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.

###### **b) Bantalan Gelinding**

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola ( peluru ), rol atau rol jarum dan rol bulat.

##### **2. Atas Dasar Arah Beban Terhadap Poros**

###### **a) Bantalan Radial**

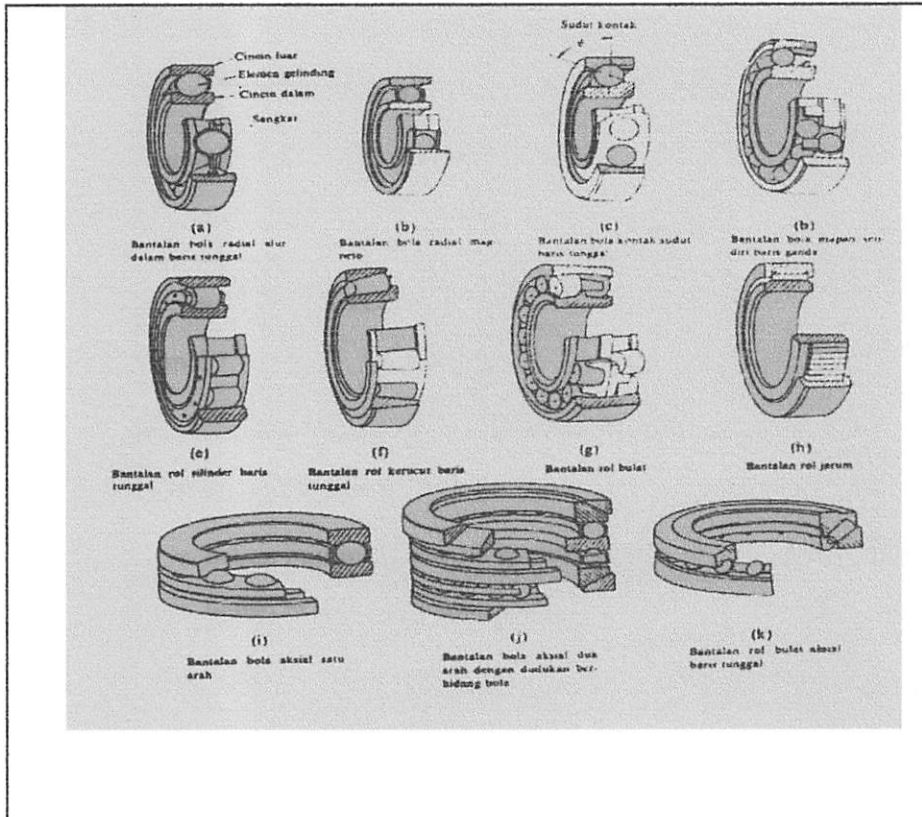
Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.

###### **b) Bantalan Gelinding Khusus**

Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus terhadap sumbu poros.

#### **2.2.4.2 Jenis-Jenis Bantalan Gelinding**

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari gesekan gelinding yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Seperti dalam gambar 2-4, elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang antara cincin luar dan cincin dalam dengan memutar salah satu cincin tersebut. Bola atau rol akan membuat bantalan gelinding sehingga gesekan diantaranya akan jauh lebih kecil. Untuk bola rol ketelitian tinggi dalam bentuk ukuran merupakan keharusan, karena bidang kotak antara bola dan rol dengan cincinnya sangat kecil. Adanya beban persatuan luar atau tekananya menjadi sangat tinggi. Pelumasan bantalan gelinding sangat sederhana, cukup dengan gemuk bahkan pada jenis bantalan memakai seal sendiri, namun karena gerakan elemen gelinding sangkar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan bantalan luncur. Untuk lebih jelasnya mengenai jenis-jenis bantalan dapat dilihat pada gambar 2-4 berikut ini :



Gambar 2 – 4 : Macam-Macam Bantalan Gelinding  
 ( Sularso, 1991, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin,  
 Pradnya Paramita, Jakarta, Hal, 129 )

### 2.2.4.3 Perhitungan Beban Ekuivalen

Suatu beban memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi sebenarnya ini disebut dengan beban ekuivalen. Sebuah bantalan yang membawa radial  $F_r$  ( kg ) dan beban aksial  $F_a$  ( kg ) maka beban ekuivalen dinamis  $P$  ( kg ) adalah sebagai berikut :

Untuk bantalan radial :

$$Pr = X \cdot V \cdot Fr + Y \cdot Fa \dots \dots \dots ( \text{Sularso, hal 135} )$$

Faktor  $V = 1$  untuk pembebanan pada cincin yang berputar.  
 Besarnya harga  $X$  dan  $Y$  dapat dilihat pada lampiran.

**2.2.4.4 Perhitungan Umur Bantalan**

- Untuk bantalan bola :

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

Dimana :  $fn$  = faktor kecepatan

- Faktor umur :

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

Dimana :

$C$  = beban minimal dinamis spesifik ( kg )

$P$  = beban ekivalen dinamis ( kg )

- Umur nominal bantalan bola :

$$Lh = 500 \times fh^3 \text{ ( jam )} \dots \dots \dots ( \text{Sularso, hal 136} )$$

### **2.2.5 Sabuk ( Belt )**

Jarak yang jauh antara sumbu poros dengan poros lain tidak memungkinkan transmisi dengan roda gigi. Dalam hal ini, cara transmisi dapat diterapkan dengan melibatkan elemen yang luwes dengan sekeliling pully poros. Transmisi sabuk dipilih karena ekonomis, perawatan mudah, tidak bising dan lain-lain.

Transmisi sabuk dapat dibagi menjadi 3 kelompok :

#### **1. Sabuk Rata**

Sabuk rata dipasang pada pully selinder dan meneruskan momen poros, jaraknya dapat sampai 10 m dengan perbandingan putaran 1/1 sampai 6/1.

#### **2. Sabuk Trapesium**

Sabuk dengan penampang trapesium dipasang pada pully dengan alur dan meneruskan momen antara dua poros yang jaraknya dapat sampai 5 m dengan putaran 1/1 sampai 7/1

#### **3. Sabuk Gigi**

Sabuk dengan gigi yang digerakan dengan sproket pada jarak pusat sampai mencapai 2 m dan meneruskan putaran secara tepat dengan perbandingan antara 1/1 sampai 1/6

#### **❖ Bahan sabuk**

##### **1. Rubber ( karet )**

Sabuk dengan bahan karet dipakai untuk mesin industri umum disamping itu harganya murah dan pasamya luas.

## 2. Catton ( Kain )

Sabuk ini terdiri dari beberapa lapisan, dipakai untuk mesin tekstil dan konveyor.

## 3. Kulit

Sabuk ini dipakai untuk transmisi putaran tinggi.

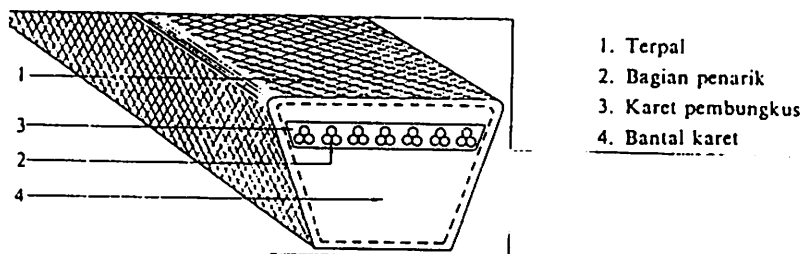
## 4. Nilon

Sabuk ini dipakai untuk mesin kertas dan digunakan untuk transmisi daya dengan jarak pully kurang dari 10m.

Pada perencanaan transmisi mesin ini digunakan transmisi sabuk sabuk V dengan bahan karet dan berpenampang trapesium. Bahan sabuk umumnya terdiri dari tenunan bahan catton dan semuanya digunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan besar.

Gambar 2.4

### Konstruksi Sabuk - V



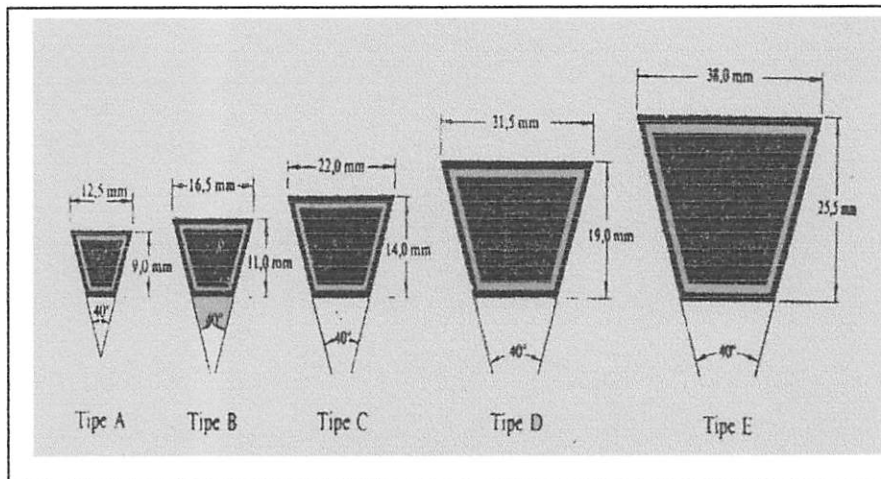
Sumber :

Jr. Sularso, Kiyokotsu Suga, *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*  
hal 164



### 2.2.5.1 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 2-5). Sabuk-V dibelitkan keliling alur pully yang berbentuk V pula. Bagian sabuk yang membelit pada pully ini mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah lebih besar. Gaya gesekan juga akan menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah.

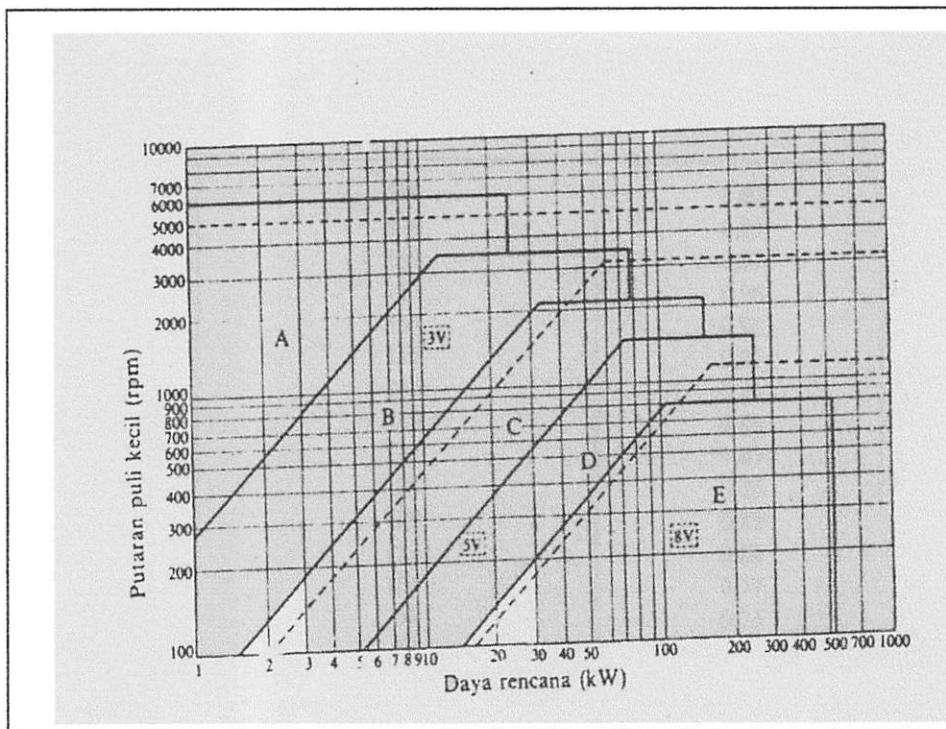


Gambar 2 – 5 : Ukuran Penampang Sabuk – V.  
( Sularso, 1991, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, Hal, 164 )

Sabuk yang akan dipilih dalam perencanaan mesin pemecah dan pengayak batu apung ini adalah sabuk-V atas dasar daya

rencana dan putaran poros penggerak, penampang sabuk yang sesuai dapat diperoleh dari gambar 2 – 5.

Tabel 2 – 2 : Diagram Pemilihan Sabuk - V



( Sularso, 1991, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, Hal, 24 )

Untuk menyederhanakan perhitungan, setiap produsen sabuk mempunyai katalog yang berisi daftar untuk pemilihan sabuk. Table 2 - 3 menunjukkan daftar kapasitas dari daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk bila dipakai pully dengan diameter minimum yang dianjurkan.

Tabel 2 – 3 : Kapasitas daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk tunggal Po ( Kw )

| Pataran puli kecil | Penampang-A |      |         |      |  |           |           |           | Penampang-B |       |         |       |  |           |           |           |
|--------------------|-------------|------|---------|------|--|-----------|-----------|-----------|-------------|-------|---------|-------|--|-----------|-----------|-----------|
|                    | Merek merah |      | Standar |      | Harga tambahan karena perbandingan putaran |           |           |           | Merek merah |       | Standar |       | Harga tambahan karena perbandingan putaran |           |           |           |
|                    | (rpm)       | 67mm | 100mm   | 67mm | 100mm                                      | 1,25-1,34 | 1,35-1,51 | 1,52-1,99 | 2,00        | 118mm | 150mm   | 118mm | 150mm                                      | 1,25-1,34 | 1,35-1,51 | 1,52-1,99 |
| 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      | 0,26      |
| 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      | 0,33      |
| 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  | 1,83    | 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      |

( Sularso, 1991, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, Hal, 172 )

Kapasitas daya yang diperoleh harus dikalikan dengan factor koreksi yang bersangkutan  $K_c$ , seperti yang diperlihatkan dalam table 2 - 4 besamya sudut kontak diberikan oleh :

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

Tabel 2 – 4 : Faktor koreksi  $K\theta$

| $\frac{D_p - d_p}{C}$ | Sudut kontak pully kecil $\theta$<br>Dalam derajat | Faktor koreksi $K\theta$ |
|-----------------------|--|--------------------------|
| 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                     |

( Sularso, 1991, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin, Pradnya Paramita, Jakarta, Hal, 174 )

Sabuk-V biasanya dipakai untuk meneruskan putaran, maka perbandingan yang umum yang dipakai ialah perbandingan reduksi.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Dp}{dp} \dots\dots\dots(\text{Sularso, hal 166})$$

Dimana :

$n_1$  = putaran pully penggerak ( rpm )

$n_2$  = putaran pully yang digerakan ( rpm )

$Dp$  = diameter pully yang digerakan ( mm )

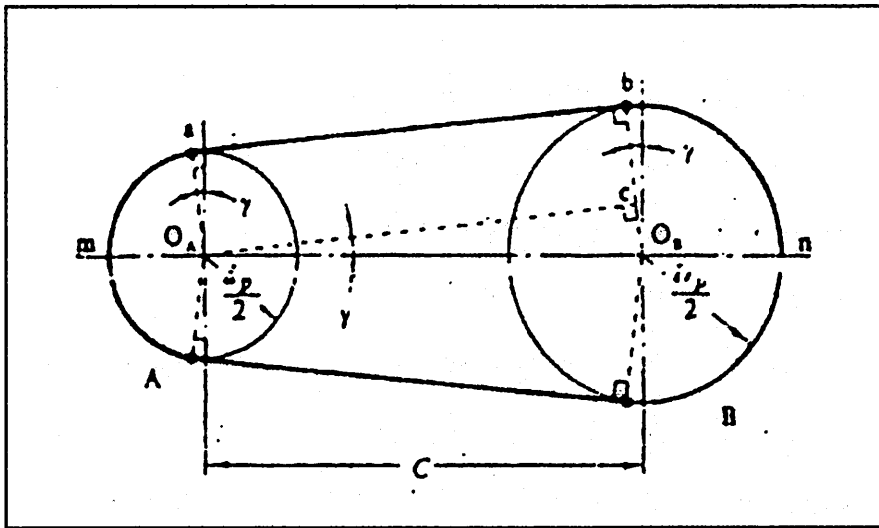
$dp$  = diameter pully penggerak

1. Kecepatan linear sabuk

$$V = \frac{\pi \cdot dp \cdot n_1}{60 \times 100} (m/s) \dots\dots\dots(\text{Sularso, hal 166})$$

2. Panjang Sabuk

Adapun jarak sumbu poros (  $c$  ) untuk sabuk-V ditemukan sebesar 1,5-2 dan diameter pully besar.



Gambar 2 – 6 : Perhitungan Panjang Sabuk  
 ( Sularso, 1991, Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin,  
 Pradnya Paramita, Jakarta, Hal, 168 )

Untuk mendapatkan panjang dari sabuk dapat digunakan rumus sebagai berikut :

$$L = 2 C + \frac{\pi}{2}(D_p + d_p) + \frac{1}{4C}(D_p + d_p)^2 \dots\dots\dots ( Sularso, hal 170 )$$

Dimana :

C = jarak poros ( mm )

D<sub>p</sub> = diameter pully yang digerakan ( mm )

d<sub>p</sub> = diameter pully penggerak

3. Jarak Sumbu Poros

$$C = ( 1,5-2 ) \cdot D_0$$

#### 4. Jumlah Sabuk ( N )

Jumlah sabuk yang diperlukan dapat diperoleh dengan membagi Pd dengan  $P_o.K\theta$  atau

$$N = \frac{Pd}{P_o.K\theta} \dots\dots\dots (Sularso, hal 173)$$

Nilai dari harga  $P_o$  dan  $K\theta$  dapat diperoleh dari tabel 2 - 3 dan 2 - 4

Tabel 2 – 5

#### Faktor koreksi

| Mesin yang digerakkan      |  | Penggerak   |          |           |   |          |           |
|----------------------------|--|---|----------|-----------|---|----------|-----------|
|                            |  | Momen puntir puncak 200%  |          |           | Momen puntir puncak >200%   |          |           |
|                            |  | Motor arus bolak-balik (momen normal, sangkar bajing, sinkron), motor arus searah (lilitan shunt) |          |           | Motor arus bolak-balik (momen tinggi, fasa tunggal, lilitan seri), motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling 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-blower, 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, kalende:)  | 1,5   | 1,6      | 1,7       | 1,8   | 1,9      | 2,0       |

Tabel 2 – 6

## 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 |

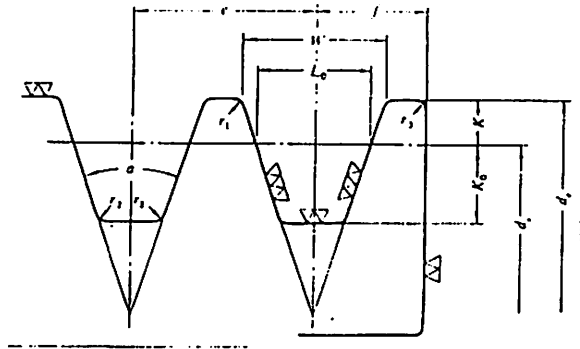
Sumber :

Ir. Sularso, Kiyokotsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin  
hal 168



Gambar 2 – 7

Profil alur sabuk - V

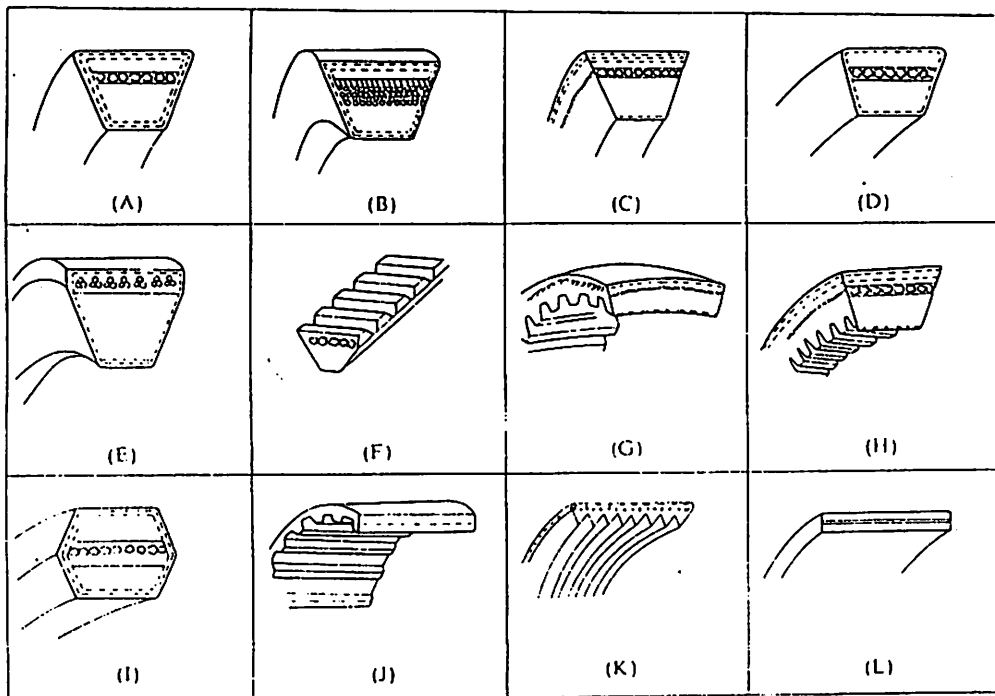


Sumber :

Ir. Sularso, Kiyokotsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin hal 165

Gambar 2 – 8

Macam – macam sabuk transmisi daya



Sumber :

Ir. Sularso, Kiyokotsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin hal 187

## **2.3 Rumus – Rumus Perencanaan Mesin Pemecah Dan Pengayak**

### **Batu Bata**

Dalam perencanaan mesin pemecah dan pengayak batu bata, bagian – bagian yang direncanakan antara lain : poros dan dimensi pully, sabuk, dimensi pasak, jenis bantalan. Rumus – rumus perencanaan untuk masing – masing bagian diatas akan dibahas dalam uraian – uraian berikut.

#### **2.3.1 Rumus Perencanaan Poros**

Poros pada mesin pemecah dan pengayak batu bata tergolong poros yang menerima beban kombinasi antara momen puntir dan momen bending. Dengan demikian diameter poros harus direncanakan berdasarkan kedua momen tersebut. Untuk menghitung beban kombinasi tersebut ada dua (2) pedoman teori yang digunakan sesuai dengan kebutuhan perencanaan. Kedua teori itu adalah :

1. Theory Shear Stress maksimum atau Theory Guest, dimana dapat digunakan untuk menghitung beban pada bahan yang kenyal (ductile) seperti Mild Steel.
2. Theory Normale Stress maksimum atau Theory Rankine, dimana dapat digunakan untuk menghitung beban pada bahan yang rapuh (brittle) seperti Cast Iron.

**1. Daya rencana**

$$(Pd) = P \cdot fc$$

Dimana : P = Daya motor (Kw)

Fc = Faktor koreksi daya.....(Tabel 2-1 )

**2. Momen puntir yang terjadi pada poros**

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n_2}$$

Dimana : T = Momen puntir ( kg.mm)

Pd = Daya rencana (Kw)

n<sub>2</sub> = Putaran poros yang digerakkan (poros rol pemecah) (rpm)

**3. Total gaya diantara kedua bantalan**

$$F = W_{sel} + F_1$$

Dimana : F = Total gaya terpusat

W<sub>sel</sub> = Berat rol pemecah

F<sub>1</sub> = Gaya tangensial pada rol pemecah

a. Gaya tangensial pada rol pemecah batu apung

$$F_1 = \frac{2 \times T}{D}$$

Dimana : D = diameter rol pemecah

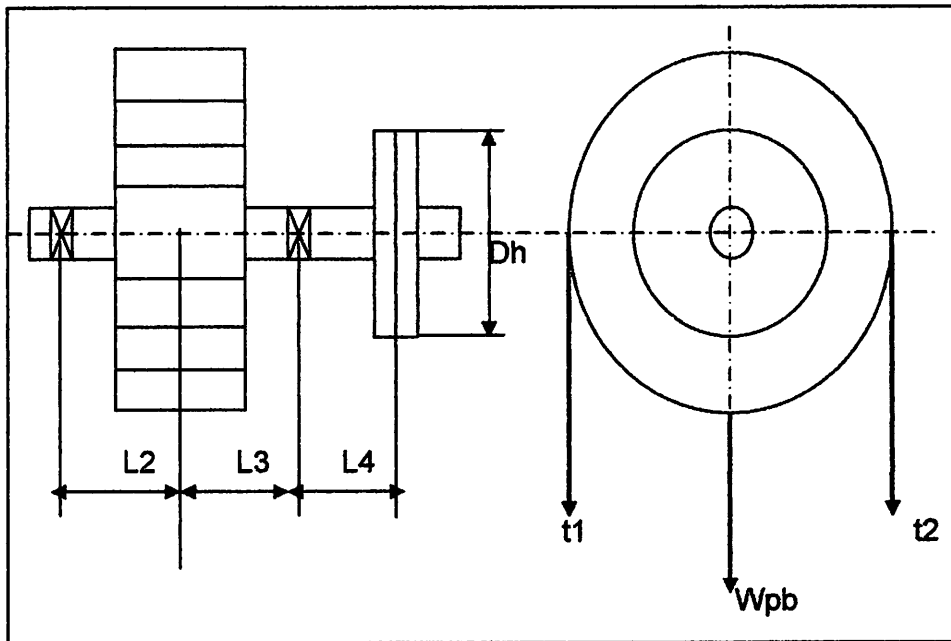
b. Berat rol pemecah

$$W_{sel} = \frac{\pi}{4} D^2 \times L \times \gamma$$

Dimana : L = Panjang rol pemecah

$\gamma$  = berat jenis baja kg/mm

#### 4. Total Gaya Vertikal Pada Ujung Poros



Gambar 2 – 7 : Gaya tarik sabuk pada puli

$$F_2 = t_1 + t_2 + W_{pb} \quad \text{Dimana : } W_{pb} = \text{berat puli besar}$$

$t_1$  dan  $t_2$  = tegangan tarikan sabuk

##### a. Tegangan tarikan sabuk

Tegangan sabuk  $t_1$  adalah tarikan kencang dan  $t_2$  adalah tarikan kendur, maka :

$$T = (t_1 - t_2) \times (0,5 \cdot Dh)$$

$$2,3 \log \frac{t_1}{t_2} = \pi \times \theta$$

**b. Berat puli besar**

$$W_{pb} = \frac{\pi}{4} \times D_h^2 \times B_2 \times \gamma$$

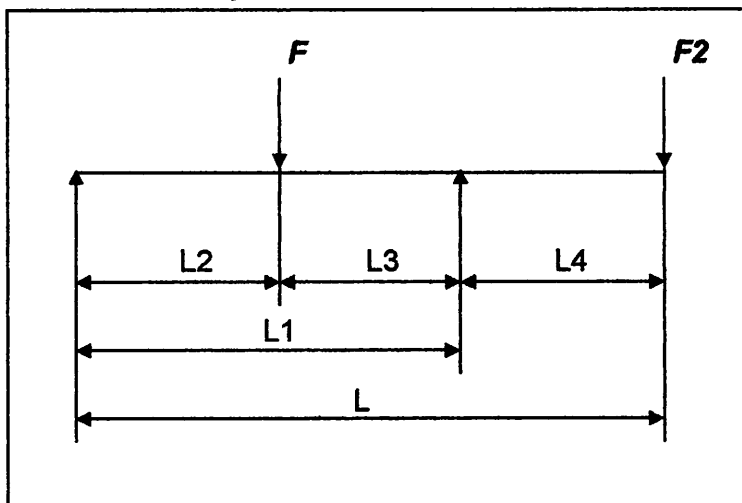
Dimana :  $W_{pb}$  = Berat puli besar

$\gamma$  = Berat jenis besi cor

$D_h$  = Diameter kepala

$B_2$  = Lebar puli bagian luar

**5.Reaksi vertical pada kedua bantalan**



Gambar 2 – 8 : Penempatan titik pembebanan

**a. RBV = Gaya reaksi vertical pada bantalan B**

$$-F_2 \times 1 + RBV \times 1_1 - F \times 1_3 = 0$$

$$RBV \times 1_1 = F_2 \times 1 + F \times 1_3$$

**b. RAV = gaya reaksi vertical pada bantalan A**

$$-F_2 \times 1_4 + RaV \times 1_1 - F \times 1_2 = 0$$

$$RAV \times 1_1 = F_2 \times 1_4 + F \times 1_2$$

**6. Momen yang terjadi pada poros**

$$M_D = 0$$

$$M_B = -F_2 \times 1_4$$

$$M_C = -F \times (1_4 + 1_3) + RBV \times 1_3 + RAV \times 1_2$$

$$M_A = 0$$

**7. Momen gabungan yang terjadi pada poros**

$$M = \sqrt{(MC)^2 + (MB)^2}$$

Dimana : M = Momen gabungan

MC = Momen pada tumpuan C

MB = Momen pada tumpuan B

**8. Momen torsi ekuivalen**

$$T_C = \sqrt{(Km \times M)^2 + (Kt \times T)^2}$$

Dimana :  $T_C$  = Momen torsi ekuivalen

$K_m$  = Factor kombinasi shock dan fatigue untuk momen bending

$K_t$  = Factor kombinasi shock dan fatigue untuk momen torsi

$M$  = Momen gabungan

$T$  = Torsi yang di pindahkan oleh poros (kg.cm)

Harga  $K_m$  dan  $K_t$  pada .....(Table 2-5)

### 9. Tegangan tarik ijin ( $f_{s_{ijin}}$ )

$$f_{s_{ijin}} = \frac{\sigma_b}{f_1 \times f_2}$$

Dimana :  $\sigma_b$  = kekuatan tarik bahan (kg/mm<sup>2</sup>)

$f_1$  = factor keamanan tahan baja = 6

$f_2$  = factor keamanan akibat konsentrasi beban pada pasak dan kekasaran permukaan ( $f_2$ ) = 2,3

### 10. Dimeter poros

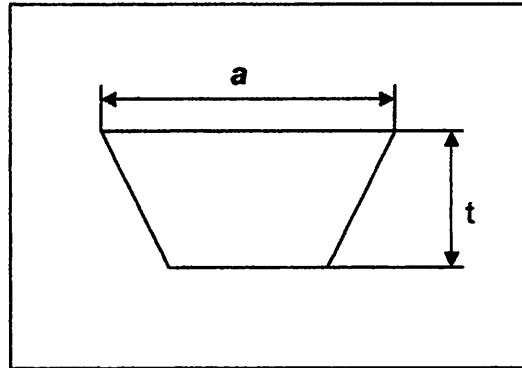
$$d = 3 \sqrt{\frac{T_c \times 16}{\pi \times f_{s_{ijin}}}}$$

Dimana :  $d$  = Dimeter poros

$T_c$  = Momen torsi ekuivalen

$f_{s_{ijin}}$  = Tegangan tarik ijin beban

### 2.3.2 Rumus Perencanaan Puli - V

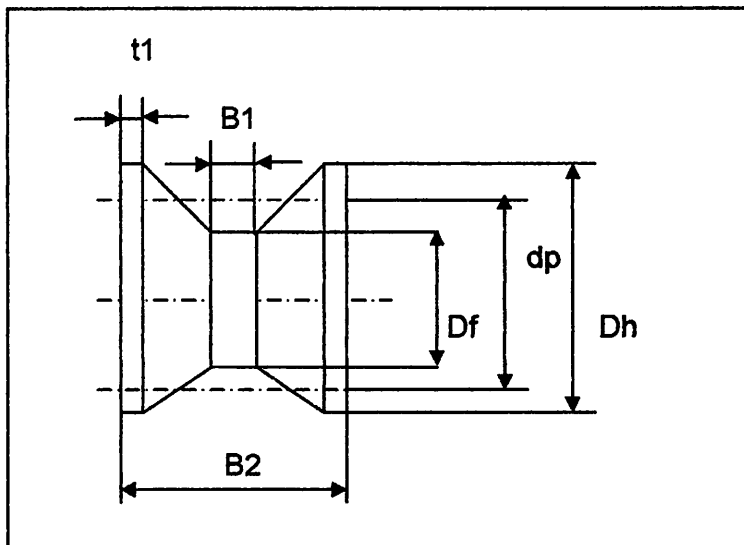


Gambar 2 - 9 : Penampang sabuk - V

Dimana :  $a$  = Lebar sabuk bagian atas (mm)

$t$  = Tebal sabuk (mm)

#### 1. Perencanaan puli penggerak (puli kecil)





Gambar 2 – 10 : Dimensi puli penggerak

**Keterangan :**

$B_1$  = Lebar puli bagian dalam

$B_2$  = Lebar puli bagian luar

$t_1$  = Tebal ring puli bagian luar

$dp$  = Diameter nominal puli penggerak

$Df$  = Dimeter kaki

$Dh$  = Dimeter kepala

**Rumus- rumus :**

**a. Lebar puli bagian dalam (mm)**

$$B_1 = 1,25.a$$

**b. Tebal ring puli (mm)**

$$t_1 = \frac{dp}{300} + 2$$

**c. Lebar puli bagian luar (mm)**

$$B_2 = B_1 + (2 \cdot t_1)$$

**d. Diameter kaki (mm)**

$$Df = dp - (2 \cdot 0,5) (2 \cdot t)$$

**e. Diameter kepala (mm)**

$$Dh = dp + (2 \cdot 0,5) (2 \cdot t)$$

**f. Berat puli kecil (kg)**

$$W_{pk} = \frac{\pi}{4} \times D_h^2 \times B_2 \times \gamma$$

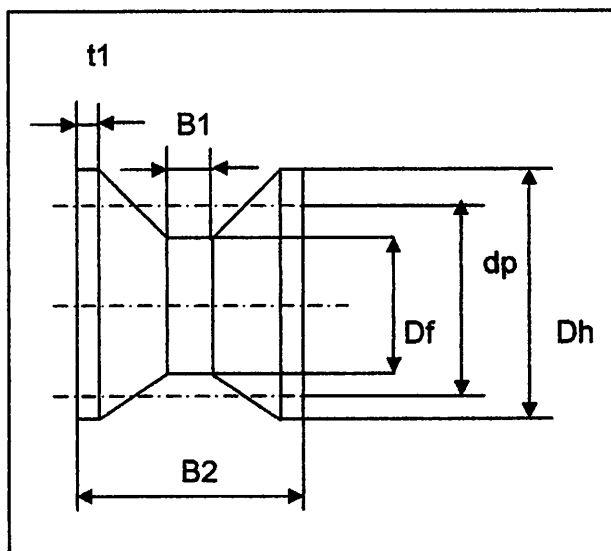
Dimana :  $W_{pk}$  = Berat puli kecil

$\gamma$  = Berat jenis besi cor

$D_h$  = Diameter kepala

$B_2$  = Lebar puli bagian luar

## 2. Perencanaan puli yang di gerakkan ( puli besar )



Gambar 2 – 11 : Dimensi puli yang di gerakkan

**Keterangan :**

$B_1$  = Lebar puli bagian dalam

$B_2$  = Lebar puli bagian luar

$t_1$  = Tebal ring puli bagian luar

$dp$  = Diameter nominal puli penggerak

$Df$  = Diameter kaki

$Dh$  = Diameter kepala

**Rumus rumus :**

**a. Lebar puli bagian dalam(mm)**

$$B_1 = 1,25.a$$

**b. Tebal ring puli (mm)**

$$t_1 = \frac{Dp}{300} + 2$$

**c. Lebar puli bagian luar (mm)**

$$B_2 = B_1 + ( 2 \cdot t_1 )$$

**d. Diameter kaki (mm)**

$$Df = dp - ( 2.0,5 ) ( 2 \cdot t )$$

**e. Diameter kepala (mm)**

$$Dh = dp + ( 2 \cdot 0,5 ) ( 2 \cdot t )$$

**f. Berat puli besar ( kg )**

$$Wpb = \frac{\pi}{4} \times Dh^2 \times B_2 \times \gamma$$

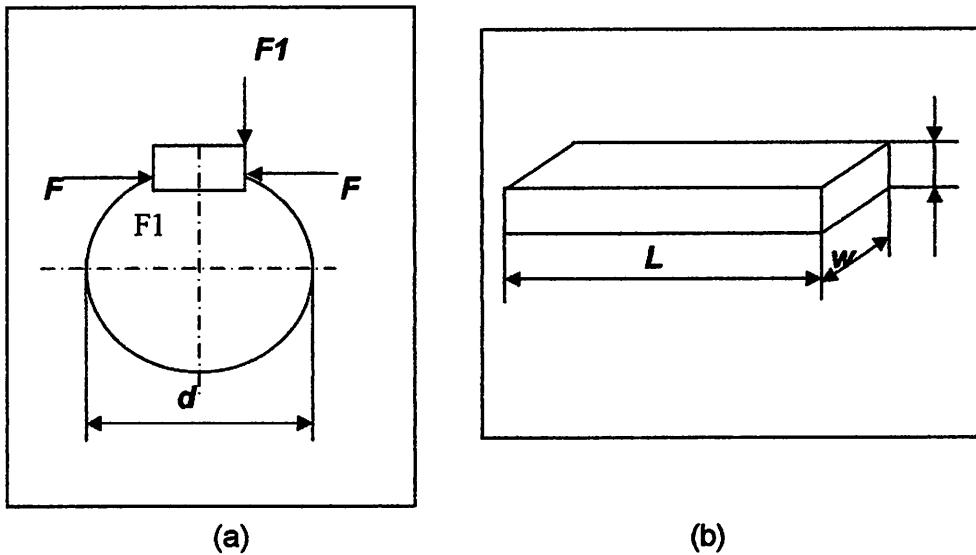
Dimana :  $W_{pb}$  = Berat puli besar

$\gamma$  = Berat jenis besi cor

$D_h$  = Diameter kepala

$B_2$  = Lebar puli bagian luar

### 2.3.3 Rumus Perencanaan Pasak



Gambar 2 – 12 : (a) gaya – gaya yang bekerja pada pasak  
(b) dimensi pasak benam

#### **Keterangan :**

$F$  = Gaya tangensial yang terjadi akibat adanya torsi yang di pindahkan

$F_1$  = Gaya tangensial akibat penekanan pasak pada alur pasak

$d$  = Diameter poros

$l$  = Panjang pasak

$w$  = Lebar pasak

$t$  = Tebal pasak

**a. Perhitungan dimensi pasak**

Dalam perencanaan pasak benam, yang di hitung adalah panjang pasak, sedangkan lebar pasak ( $w$ ) dan tebal pasak ( $t$ ) di tentukan berdasarkan tabel 2-7 tentang hubungan diameter poros dengan dimensi pasak . Namun dengan demikian untuk menghitungnya ada

rumus tersendiri yaitu :  $w = \frac{d}{4}$  dan  $t = \frac{2}{3} \cdot w$  masing masing dalam

satuan panjang.....( Tabel 2-7 )

panjang pasak (1) dapat di hitung dengan berdasarkan tiga (3)

kemungkinan penggunaan rumus yaitu :

1. Bila kedua bahan (poros dan pasak ) sama jenisnya atau material

pasak sama material poros maka , Panjang pasak (1) =  $\frac{\pi \cdot d^2}{8 \cdot w}$

Dalam hal ini karena tegangan geser bahan poros ( $f_{s_1}$ ) sama dengan tegangan geser bahan pasak ( $f_s$ )

2. Bila kedua bahan (poros dan pasak ) berbeda satu sama lain maka

$$\text{panjang pasak (1)} = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{fs_1 \cdot d^2}{w \cdot fs} = \frac{\pi \cdot d}{2} \cdot \frac{fs_1}{fs} = 1,571 \cdot d \cdot \frac{fs_1}{fs}$$

Gaya tangensial (F) dapat di hitung dengan rumus:

$$F = 1 \cdot w \cdot fs$$

fs = shearing stress atau tegangan geser bahan pasak

fs<sub>1</sub> = shearing stress bahan poros

3. Dihitung berdasarkan crushing stress yang terjadi pada pasak :

$$T = 1 \cdot \frac{t}{2} \cdot fc \cdot \frac{d}{2}$$

$$\frac{\pi}{16} \cdot fs \cdot d^3 = 1 \cdot \frac{t}{2} \cdot fc \cdot \frac{d}{2}$$

$$\text{Panjang poros (1)} = \frac{\pi \cdot fs \cdot d^3}{4 \cdot t \cdot fc}$$

Dimana : T = torsi yang di pindahkan oleh poros

fs = shearing stress untuk bahan pasak

fc = crushing stress untuk bahan pasak

d = diameter poros

### ***b.Pengecekan kekuatan pasak***

Kekuatan pasak di kontrol dengan menghitung kelayakan tegangan geser dan tegangan tekan yang di alami oleh pasak.

Momen torsi ekuivalen menjadi bahan pokok atau beban total yang di alami oleh poros mengakibatkan gaya tangensial dari pasak

$$F = \frac{2 \times Tc}{d}$$

Dimana : F = Gaya tangensial pada pasak

Tc = Momen torsi ekuivalen

d = Diameter poros

### ***b.1 Pengecekan kekuatan pasak terhadap beban tekan***

Beban tekan yang di hitung dengan rumus :

$$p = \frac{F}{L \times t}$$

Dimana : p = Beban tekan

F = Gaya tangensial

L = Panjang pasak

T = Tebal pasak

Tekan permukaan pasak yang diijinkan adalah :  $P_a \geq p$  dengan ketentuan sebagai berikut :

- Untuk poros kecil harga (  $P_a$  ) adalah  $8 \text{ kg / mm}^2$
- Untuk poros besar harga (  $P_a$  ) adalah  $10 \text{ kg / mm}^2$

### ***b.2 Pengecekan kekuatan pasak terhadap beban geser***

Beban geser pada pasak di hitung dengan rumus :

$$\tau_k = \frac{F}{L \times W}$$

Dimana :  $\tau_k$  = Beban geser

F = Gaya tangensial pasak

L = Panjang pasak

W = Lebar pasak

Beban geser ijin maksimum yang harus di alami oleh pasak  $\tau_{ka} \geq \tau_k$

$$\tau_{ka} = \frac{\sigma_B}{f_1 \times f_2}$$

Dimana :  $\tau_{ka}$  = Beban geser ijin

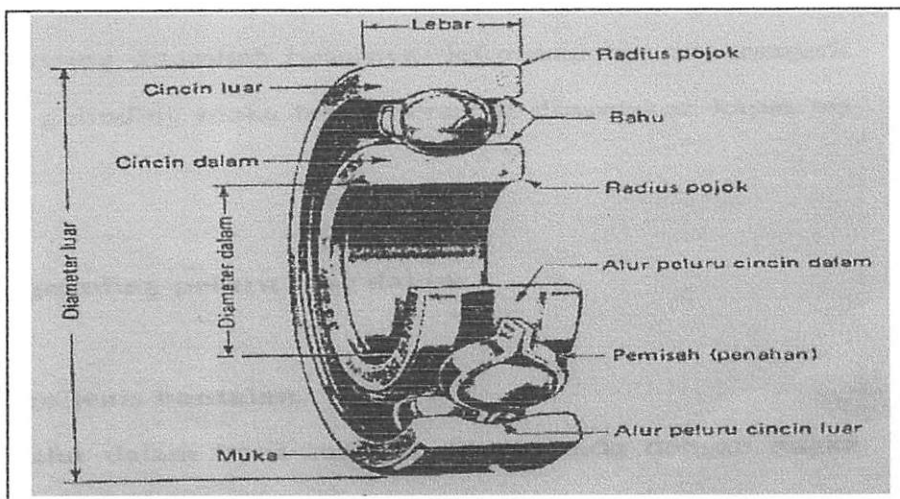
$\sigma_B$  = Kekuatan tarik bahan pasak

$f_1$  = Factor keamanan bahan baja sebesar 6

$f_2$  = Factor keamanan akibat konsentrasi beban pada pasak dan kekerasan pada permukaan sebesar 2,3

#### 2.3.4 Rumus perencanaan bantalan

Bantalan yang di gunakan pada mesin pemecah batu bata yaitu bantalan gelinding peluru (bola ) radial alur dalam





Gambar 2-13 : Bantalan peluru  
( Soeparno Djiwo, Ir, MT.1998 Met ; Buku ajar Elemen Mesin I, ITN  
Malang, hal 64 )

Bantalan gelinding peluru radial di sebut demikian karena bantalan tersebut membawa beban tanpa variasi beban lain dalam arah yang tetap atau mengalami beban radial murni, dimana cincin luarnya diam sedangkan dalamnya berputar.

#### **2.3.4.1 Faktor dasar dalam pemilihan bantalan**

##### **a. Kapasitas nominal dinamis spesifik**

Setelah bantalan mengalami putaran ,jika 90 % dari jumlah bantalan tersebut tidak menunjukkan kerusakan karena kelelahan oleh beban gelinding pada cincin atau elemen gelindingnya,maka besarnya tersebut dinamakan kapasitas nominal dinamis spesifik,dan umumnya yang bersangkutan di sebut umur nominal.

##### **b. Kapasitas nominal statis spesifik**

Jika bantalan membawa beban dalam keadaan bergerak atau berayun ayun dan pada titik kontak yang menerima tegangan maksimum,besarnya deformasi permanen pada elemen gelinding di tambah besarnya deformasi cin cin menjadi 0,0001 kali diameter elemen gelinding maka beban tersebut di namakan kapasitas nominal statis spesifik.

#### **2.3.4.2 Nomor nominal bantalan gelinding peluru alur dalam**

##### **a. Lambang jenis menyatakan jenis bantalan .**

Bantalan gelinding radial alur dalam baris tunggal di beri tanda dengan angka enam (6)

##### **b Lambang ukuran menyatakan lebar bantalan radial**

Lambang diameter luar : 0 , 1 , 2 , 3 , 4 , dapat juga

menyatakan jenis bahan dengan uraian sebagai berikut :

- ❖ 0 dan 1 = beban sangat ringan
- ❖ 2 = beban ringan
- ❖ 3 = baban sedang
- ❖ 4 = beban berat

Namun di antara angka angka itu yang paling banyak di gunakan adalah angka 0 , 2 , 3 lambang lebar dengan angka 0 , 1 , 2 dan 3

##### **c. Nomor diameter lubang di nyatakan dengan dua angka**

- ❖ Untuk bantalan yang berdiameter lubang 20 sampai 500 (mm),kalikan dua angka lambang tersebut dengan (5) untuk mendapatkan diameter lubang yang sebenarnya . nomor tersebut bertingkat sebesar lima (5) setiap tingkatnya.
- ❖ Untuk diameter lubang di bawah 20 (mm)di atur sebagai berikut

- nomor 00 menyatakan lubang 10 (mm)
- nomor 01 menyatakan diameter lubang 12 (mm)
- nomor 02 menyatakan diameter lubang 15 (mm)
- nomor 03 menyatakan diameter lubang 17 (mm)
- ❖ untuk diameter lubang di bawah 10 (mm) nomor tanda adalah sama dengan diameter lubang

Contoh pembacaan nomor nominal dan artinya:

**630 ZZ C<sub>3</sub> P<sub>6</sub>** artinya :

- 6 = menyatakan bantalan peluru baris tunggal alur dalam
- 3 = singkatan dari lambang 03 mm, di mana (3) menunjukkan diameter luar 52 mm untuk diameter lubang 20 mm, dengan beban sedang.....(lihat tabel 2.13)
- 04 = berarti  $4 \times 5 = 20$  diameter lubang bantalan
- ZZ = berarti ber sil dua (2)
- C<sub>3</sub> = kelonggaran C<sub>3</sub>
- P<sub>6</sub> = kelas ketelitian enam (6)

### **2.3.4.3 Perhitungan beban ekuivalen bantalan radial**

**a. Beban ekuivalen dinamis** : suatu beban yang besarnya sedemikian rupa sehingga memberikan umur yang sama dengan umur yang di berikan oleh beban dan kondisi putaran yang sebenarnya.

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

Dimana :  $P_r$  = beban ekuivalen dinamis untuk bantalan radial

$F_r$  = beban radial (kg)

$F_a$  = beban aksial (kg)

$V$  = factor pembebanan pada cincin dalam atau luar...

(Tabel 2-15)

$X, Y$  = factor susunan (bola / roll )dari bantalan gelinding

**b. Beban ekuivalen statis** : jika suatu deformasi permanen

,ekuivalen dengan deformasi permanen maksimum yang dapat terjadi karena kondisi beban statis yang sebenarnya pada bagian ,dimana elemen gelinding membuat kontak dengan cin cin pada tegangan maksimum

rumus :  $P_o = X_o \cdot F_r + Y_o \cdot F_a$  (kg)

dimana :  $P_o$  = besarnya beban radial ekuivalen statis

$F_r$  = beban radial (kg)

$F_a$  = beban aksial (kg)

$X_o, Y_o$  = factor susunan (bola /roll) bantalan

gelinding.....(Tabel 2-15)

#### **2.3.4.4 Perhitungan umur nominal bantalan peluru atau bola.**

Umur nominal (Lh) yaitu 90 % dari jumlah sample setelah berputar satu juta putaran , tidak memperlihatkan kerusakan karena kelelahan gelinding.

$$\text{Rumus : } Lh = 500 \cdot fh^3$$

$$fh = fn \cdot \frac{C}{P}$$

$$fn = \sqrt[3]{\left(\frac{33,33}{n}\right)}$$

Dimana : Lh = Umur nominal bantalan bola / peluru

fh = Factor umur

C = Kapasitas nominal dinamis spesifik ..... (tabel 2-12)

P= Beban ekuivalen dinamis (kg)

n = Kecepatan putaran bantalan yang besarnya sama dengan putaran poros

Catatan :

Umur nominal bantalan yang direncanakan harus dibawah atau lebih kecil dari jumlah jam kerja yang ditetapkan berdasarkan..... (Tabel 2-14)

### 2.3.5 Perencanaan Sabuk - V

#### 1. Daya rencana (Kw)

$$Pd = P \cdot fc$$

Dimana : Pd = Daya rencana

P = Daya yang di transmisikan

Fc = Faktor koreksi daya.....Tabel 2-1 dan tabel 2-10

#### 2. Perbandingan putaran (rpm)

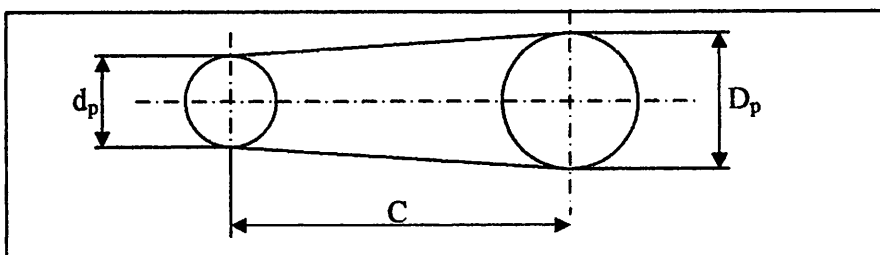
$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Dimana :  $n_1$  = Kecepatan putaran puli kecil (penggerak)

$n_2$  = Kecepatan putaran puli besar (yang digerakan)

Karena sabuk - V digunakan untuk menurunkan putaran maka digunakan perbandingan reduksi umum (i) ; dimana (i) harus lebih besar (1)

#### 3. Jarak sumbu poros (mm)



Gambar 2-14 : Jarak antara poros

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

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

Dimana : Dp = Diameter nominal puli yang digerakkan (puli besar)

dp = Diameter nominal puli penggerak (puli kecil)

Dalam ketentuan besarnya C harus 1,5 sampai 2 kali diameter puli besar.

#### **4. Panjang keliling sabuk (mm)**

$$L = 2.C + \frac{\pi}{4}(dp + Dp) + \frac{1}{4C}(Dp - dp)^2$$

C = Jarak sumbu poros

Panjang sabuk – V standar dapat juga ditentukan berdasarkan.....Tabel 2-11 (a) dan (b).

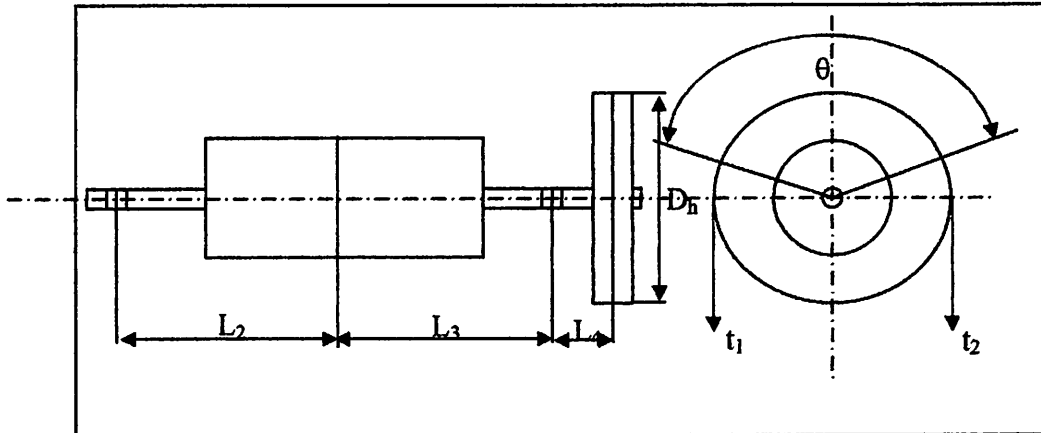
#### **5. Kecepatan linear sabuk (m/detik)**

$$V = \frac{dp \cdot n_1}{60.1000}$$

Dimana : V = kecepatan putaran linear sabuk

dp = Diameter nominal puli kecil

## 6. Gaya tarik efektif sabuk



Gambar 2-15 : Gaya tarik sabuk dan sudut kontakny

Tegangan sabuk  $t_1$  adalah tarikan kencang dan  $t_2$  adalah tarikan kendur, maka :

$$T = (t_1 - t_2) \times (0,5 : Dh)$$

$$2,3 \log \frac{t_1}{t_2} = \mu \times \theta$$

Koefisien untuk besi cor dan serat ( $\mu$ ).....(Tabel 2-8)

## 7. Kapasitas daya yang ditransmisikan (Kw)

$$P_o = (dp.n) \left\{ c_1 - \left( \frac{c_2}{dp} \right) - c_3 (dp.n)^2 - c_4 (\log 10 dp.n) \right\} + c_2.n \left\{ 1 - \left( \frac{1}{c_5} \right) \right\}$$



Dimana :  $P_o$  = Kapasitas daya yang ditransmisikan

$N$  = Putaran poros penggerak ( rpm )

( $c_1$ ) sampai ( $c_5$ ) = Harga konstanta

**Catatan :**

Persamaan ini hanya berlaku untuk sudut kontak ( $\theta$ ) =  $180^\circ$

Untuk menyederhanakan perhitungan, setiap produsen sabuk mempunyai katalog atau daftar table kapasitas daya sesuai dengan jumlah putaran.....(Tabel 2-3) untuk sudut kontak

( $\theta$ ) <  $180^\circ$  berlaku rumus :

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

$C$  = Jarak antara sumbu poros

Sehingga kapasitas daya yang diperoleh harus dikalikan dengan factor koreksi daya yang bersangkutan ( $K_\theta$ ) pada (Tabel 2-4)

**8. Jumlah sabuk yang diperlukan**

$$N = \frac{P_d}{P_o \cdot K_\theta}$$

Dimana :  $N$  = Jumlah sabuk

$P_d$  = Daya rencana (Kw)

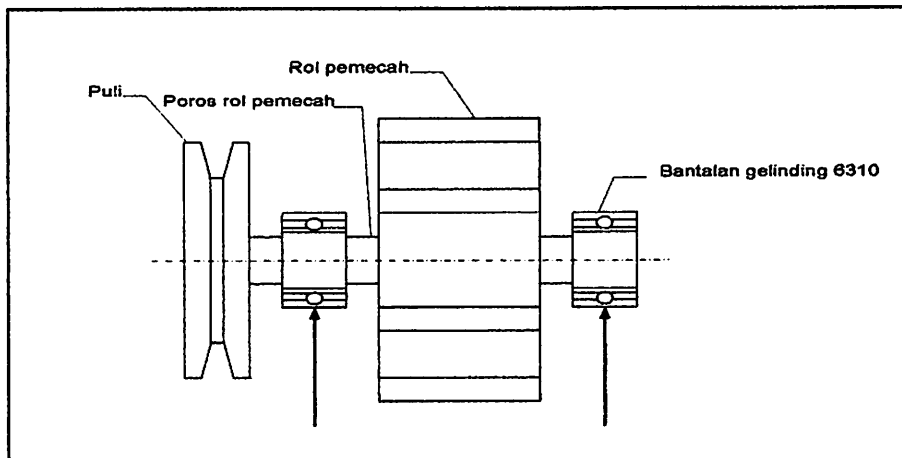
$P_o$  = Kapasitas daya (Kw)

$K_\theta$  = factor koreksi daya

## **BAB III**

### **PERHITUNGAN**

#### **3.1 Perencanaan poros rol pemecah**



Gambar 3 – 1 : Poros rol pemecah

#### **3.1.1 Daya rencana**

Untuk menghitung menghitung daya rencana dapat menggunakan

rumus :

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

Dimana :

$P_d$  = daya rencana ( Kw )

$f_c$  = factor koreksi daya dipilih 1,1

$P$  = daya motor direncanakan 3 Hp

Maka :

$$P = 3 \times 0,735 \\ = 2,2 \text{ Kw}$$

Sehingga daya motor adalah :

$$Pd = fc \cdot P \text{ (Kw)} \\ = 1,1 \times 2,2 = 2,42 \text{ Kw}$$

Type motor listrik : JY09A – 4

### **3.1.2 Momen puntir yang terjadi pada poros**

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{Pd}{n} \text{ (Kg.mm)}$$

Dimana :

T = torsi rencana ( Kg.mm )

Pd = daya rencana 2,42 Kw

N = putaran mesin pemecah 2800 rpm

Maka :

$$T = 9,74 \times 10^5 \times \frac{2,42}{2800} = 471,42 \text{ Kg.mm}$$

### **3.1.3 Total gaya diantara kedua bantalan :**

$$F = W_{rol} + F_t$$

Dimana :

F = total gaya terpusat ( Kg )

$W_{rol}$  = berat rol pemecah ( Kg )

$F_t$  = gaya tangensial pada rol pemecah ( Kg )

a. Gaya tangensial pada rol pemecah batu apung

$$F_t = \frac{2 \times T}{D} \quad (\text{Kg})$$

Dimana :

T = momen puntir : 471, 42 kg.mm

D = diameter rol pemecah direncanakan 400 mm

Maka :

$$F_t = \frac{2 \times 471,42}{400} = 2,36 \text{ Kg}$$

b. Berat rol pemecah batu apung

$$W_{\text{rol}} = \frac{\pi}{4} D^2 \times L \times \gamma \quad (\text{Kg})$$

Dimana :

L = panjang rol pemecah : 100 mm

$\gamma$  = berat jenis bahan Fc 20 =  $7,2 \cdot 10^{-6}$  Kg/mm

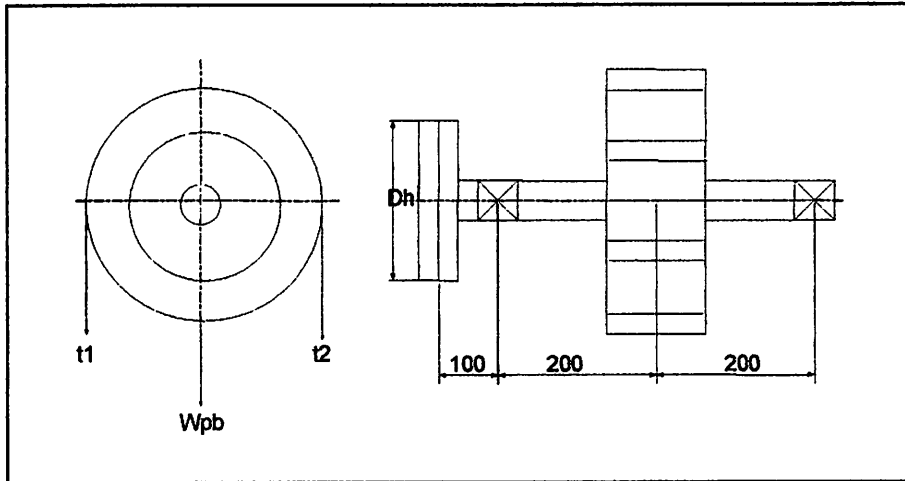
Maka :

$$\begin{aligned} W_{\text{rol}} &= \frac{\pi}{4} D^2 \times L \times \gamma \\ &= \frac{3,14}{4} (400)^2 \times 100 \times 7,2 \cdot 10^{-6} \\ &= 36,2 \text{ Kg} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} F &= W_{\text{rol}} + F_t \\ &= 36,2 + 2,36 \\ &= 38,56 \text{ Kg} \end{aligned}$$

### 3.1.4 Total gaya vertikal pada ujung poros



Gambar 3 – 2 : Poros dan pembebanannya

$$F_2 = t_1 + t_2 + w_{pb}$$

Dimana :  $w_{pb}$  = Berat puli besar (Kg)

$t_1$  dan  $t_2$  = tegangan tarikan sabuk

a. Tegangan tarikan sabuk

$$T = (t_1 - t_2) \times (0,5 \cdot D_h)$$

$$471,42 (t_1 - t_2) \times 175$$

$$t_1 - t_2 = \frac{471,42}{175} = 2,7 \text{ Kg}$$

$$t_1 - t_2 = 2,7 \text{ kg} \dots \dots \dots (1)$$

$$2,3 \log \frac{t_1}{t_2} = \pi \times \theta$$

Koefisien gesek untuk besi cor dan besi cor 0,1 – 0,2

(Tabel 2 – 8 )

$$2,3 \log \frac{t_1}{t_2} = \frac{0,1 \times \pi}{2,3} = 0,1366$$

$$\frac{t_1}{t_2} = 1,37 \rightarrow t_1 = 1,37 t_2 \dots \dots \dots (2)$$

Subtitusikan persamaan 2 ke persamaan 1

$$1,37 t_2 - t_2 = 2,7$$

$$0,37 + t_2 = 2,7$$

$$t_2 = \frac{2,7}{0,37} = 7,3 \text{ kg}$$

$$t_1 = 1,37 \times t_2$$

$$= 1,37 \times 7,3$$

$$= 10,1 \text{ kg}$$

b. Berat puli besar

$$W_{pb} = \frac{\pi}{4} \times D h^2 \times B_2 \times \gamma$$

Dimana :

$F_2$  = total beban atau gaya vertical pada puli (Kg)

$W_{pb}$  = berat puli besar : 7,45 kg

$\gamma$  = berat jenis bahan puli besi cor kelabu Fc 20 :  $7,2 \cdot 10^{-6}$

$B_2$  = lebar puli bagian luar : 26,92 mm

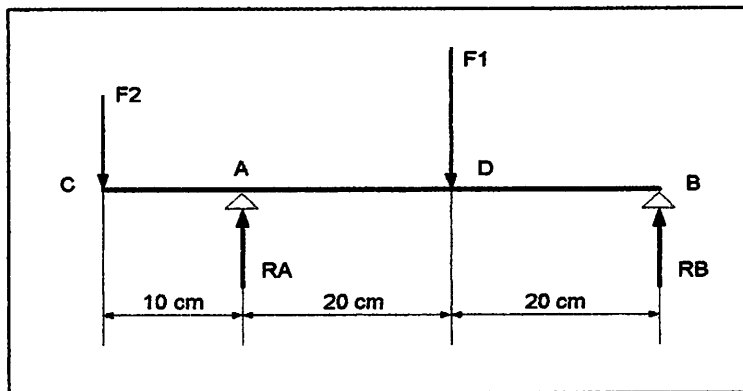
Maka:

$$\begin{aligned} W_{pb} &= \frac{\pi}{4} \times 350^2 \times 26,92 \times 7,2 \times 10^{-6} \\ &= \frac{\pi}{4} \times 122500 \times 26,92 \times 7,2 \cdot 10^{-6} \\ &= 7,45 \text{ kg} \end{aligned}$$

Sehingga :

$$\begin{aligned} F_2 &= t_1 + t_2 + W_{pb} \\ &= 10,1 + 7,3 + 7,45 \\ &= 24,85 \text{ kg} \end{aligned}$$

### 3.1.5 Reaksi vertikal pada kedua bantalan



Gambar 3 – 3 : Arah pembebanan dan reaksinya pada bantalan



a. RBV = Gaya reaksi vertikal pada bantalan B

$$-F_2 \times l + RBV \times l_1 - F \times l_3 = 0$$

$$RBV \times l_1 = F_2 \times l + F \times l_3$$

$$-F_2 \times 500 + RBV \times 400 - F \times 200 = 0$$

$$RBV \times 400 = F_2 \times 500 + F \times 200$$

$$RBV = \frac{F_2 \times 500 + F \times 200}{400}$$

$$RBV = \frac{24,85 \times 500 + 38,56 \times 200}{400}$$

$$RBV = \frac{12425 + 7712}{400}$$

$$RBV = \frac{20137}{400} = 50,34 \text{ kg}$$

b. RAV = Gaya reaksi vertikal pada bantalan A

$$-F_2 \times l_4 + RAV \times l_1 - F \times l_2 = 0$$

$$-F_2 \times 100 + RAV \times 400 - F \times 200 = 0$$

$$RAV = \frac{F_2 \times 100 + F \times 200}{400}$$

$$RAV = \frac{24,85 \times 100 + 38,56 \times 200}{400}$$

$$RAV = \frac{2845 + 7712}{400}$$

$$RAV = \frac{10197}{400} = 25,5 \text{ kg}$$

### 3.1.6 Momen yang terjadi pada poros

$$M_D = 0$$

$$M_B = -F_2 \times 100 = -24,85 \times 100 = -2485 \text{ kg.mm}$$

$$M_C = -F' \times 300 + RBV \times 200 + RAV \times 200$$

$$M_C = -38,56 \times 300 + 50,34 \times 200 + 25,5 \times 200$$

$$M_C = -11568 + 10076 + 5100$$

$$M_C = -3608$$

$$M_A = 0$$

Sehingga momen gabungan yang terjadi pada poros :

$$M = \sqrt{(M_C)^2 + (M_B)^2}$$

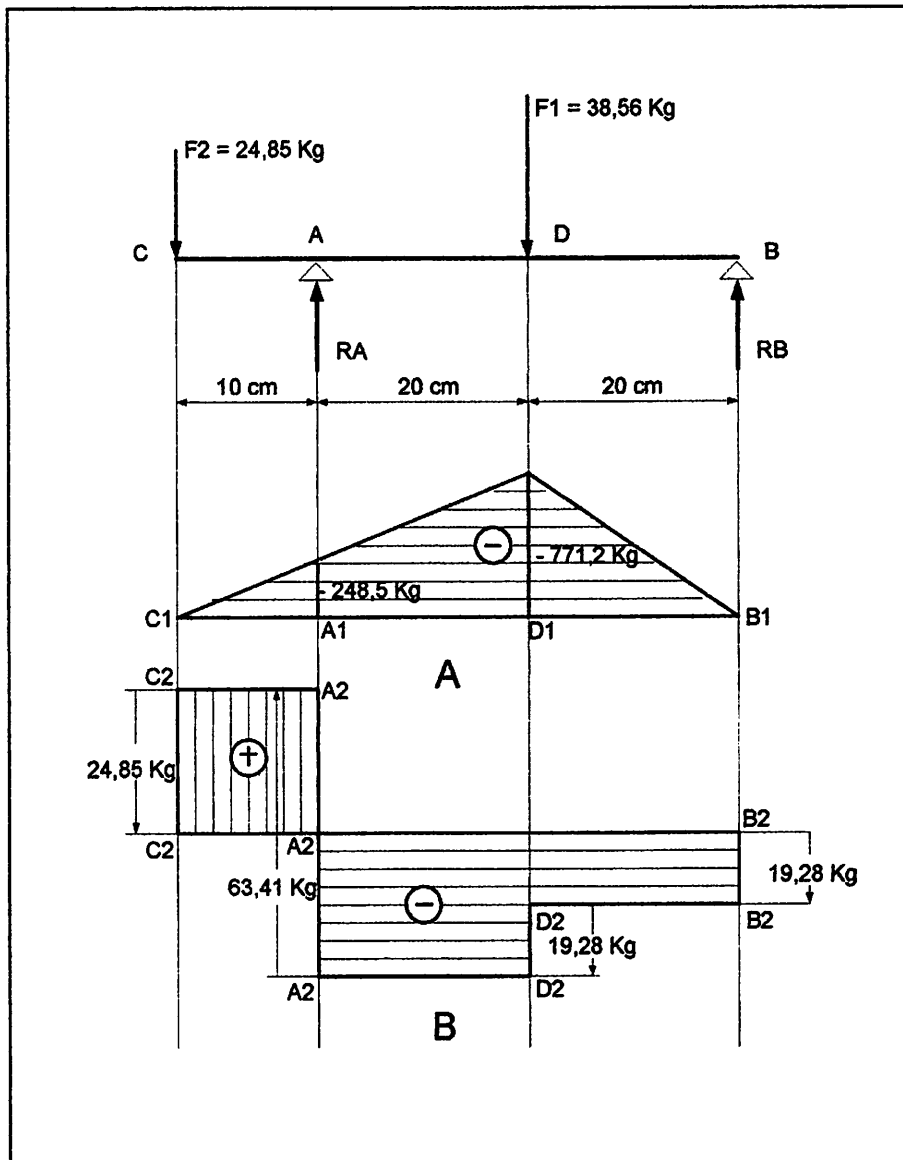
$$M = \sqrt{(-3608)^2 + (-2485)^2}$$

$$M = \sqrt{13017664 + 6175225}$$

$$M = \sqrt{19192889}$$

$$M = 4380,96 \text{ kg.mm}$$

Skala panjang : 1 cm = 5 cm  
 Skala momen : 1 cm = 250 Kg cm  
 Skala gaya : 1 cm = 10 Kg



Gambar 3 – 4 : A. Diagram momen pada poros yang direncanakan  
 B. Diagram reaksi gaya pada tumpuan kedua bantalan

### 3.1.7 Diameter poros

$$\begin{aligned} D_s &= \left( \frac{5,1}{\tau_a} \right) \sqrt{(K_m.M)^2 + (K_t.T)^2}^{1/3} \quad (\text{mm}) \\ &= \frac{5,1}{4} \sqrt{(2 \times 4380,96)^2 + (3 \times 471,42)^2}^{1/3} \\ &= 89 \text{ mm} \end{aligned}$$

### 3.1.8 Tegangan geser ijin ( $\tau_a$ )

$$\tau_a = \frac{\tau_b}{Sf_1 \cdot Sf_2} \dots \dots \dots (\text{sularso, hal 18})$$

Dimana :

$\tau_b$  = kekuatan tarik bahan : 48 kg/mm<sup>2</sup>

$Sf_1$  = factor keamanan dipilih 6,0 untuk bahan S 30 C

$Sf_2$  = factor keamanan dipilih 2,0 karena pengaruh konsentrasi tegangan

Maka :

$$\tau_a = \frac{48}{6,0 \times 2,0} = 4 \text{ kg/mm}^2$$

### 3.1.9 Pemeriksaan terhadap tegangan geser

$$\tau_{\max} = \frac{5,1}{ds} \sqrt{(Km \times M)^2 + (Kt \times T)^2} \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

Dimana :

$\tau_{\max}$  = tegangan geser (Kg/mm<sup>2</sup>)

ds = diameter poros : 89 mm

Km = factor kombinasi shock dan fatigue untuk momen bending dipilih 2

Kt = factor kombinasi shock dan fatigue untuk momen torsi dipilih 3

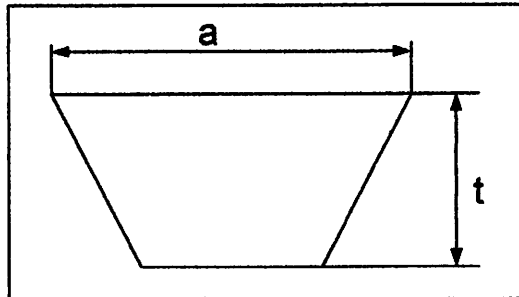
M = momen gabungan 4380,96 kg.mm

T = torsi yang dipindahkan oleh poros 471,42 kg.mm

Maka :

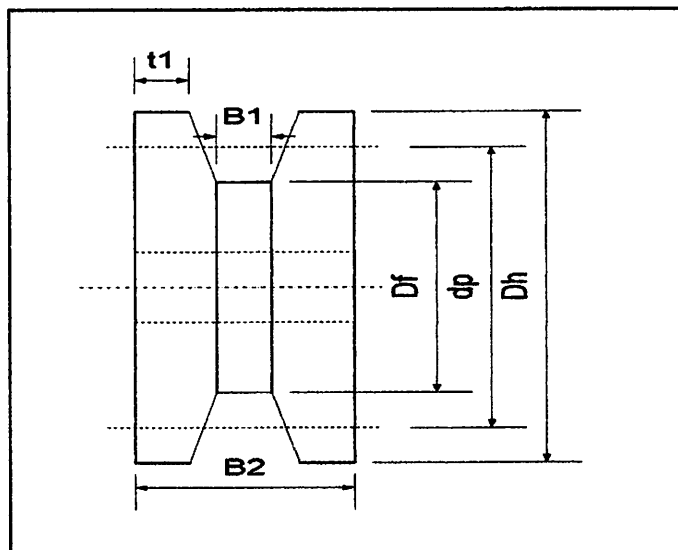
$$\begin{aligned} \tau_{\max} &= \frac{5,1}{89} (2 \times 4380,96)^2 + (3 \times 471,42)^2 \\ &= 491,8 \text{ kg/mm}^2 \end{aligned}$$

### 3.2 Perencanaan puli – V



Gambar 3 – 5 : Perencanaan puli –V

#### 3.2.1 Perencanaan puli penggerak ( puli kecil )



Gambar 3 – 6 : Perencanaan puli penggerak ( puli kecil )

a. Lebar puli bagian dalam (mm)

$$B_1 = 1,25 \times a$$

Dimana :

$$a = \text{lebar sabuk} : 12,5 \text{ mm}$$

Maka :

$$\begin{aligned} B_1 &= 1,25 \times 12,5 \\ &= 15,625 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Tebal ring puli (mm)

$$\begin{aligned} t_1 &= \frac{dp}{300} + 2 \\ &= \frac{125}{300} + 2 \\ &= 2,42 \text{ mm} \end{aligned}$$

c. Lebar puli bagian luar (mm)

$$\begin{aligned} B_2 &= B_1 + (2 \times t_1) \\ &= 15,625 + (2 \times 2,42) \\ &= 15,625 + 4,84 \\ &= 20,465 \text{ mm} \end{aligned}$$

d. Diameter kaki (mm)

$$\begin{aligned} Df &= dp - (2 \times 0,5) \times (2 \times t) \\ &= 125 - (2 \times 0,5) \times (2 \times 9,0) \\ &= 107 \text{ mm} \end{aligned}$$

e. Diameter kepala (mm)

$$\begin{aligned} dh &= dp + (2 \times 0,5) \times (2 \times t) \\ &= 125 + (2 \times 0,5) \times (2 \times 9,0) \\ &= 143 \text{ mm} \end{aligned}$$

f. Berat puli kecil (kg)

$$W_{pk} = \frac{\pi}{4} \times dh^2 \times B_2 \times \gamma \text{ (Kg)}$$

Dimana :

$W_{pk}$  = berat puli kecil (Kg)

$\gamma$  = berat jenis bahan  $7,2 \cdot 10^{-6}$

$Dh$  = Diameter kepala puli kecil : 143 mm

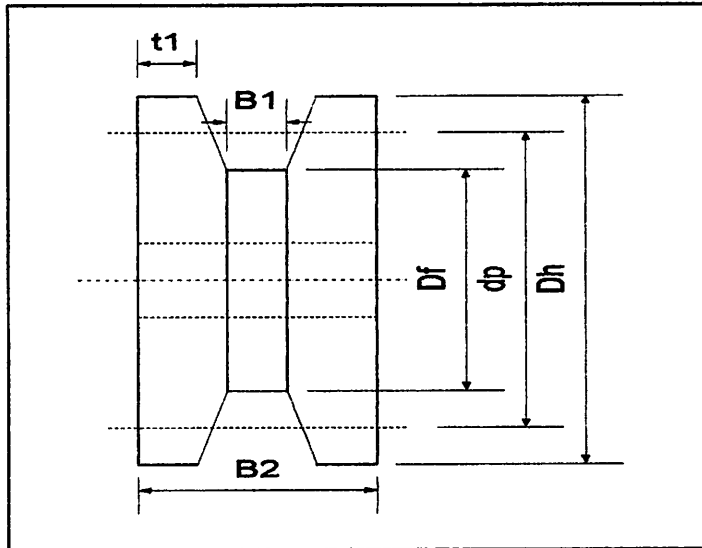
$B_2$  = Lebar puli bagian luar : 20,465 mm

Maka :

$$\begin{aligned} W_{pk} &= \frac{\pi}{4} \times 143^2 \times 20,465 \times 7,2 \cdot 10^{-6} \\ &= 2,36 \text{ kg} \end{aligned}$$



### 3.2.2 Perencanaan puli yang digerakkan ( puli besar )



Gambar 3 – 7 : Perencanaan puli yang digerakkan ( puli besar )

a. Lebar puli bagian dalam (mm)

$$B_1 = 1,25 \times a$$

Dimana :

a = lebar sabuk : 12,5 mm

Maka :

$$\begin{aligned} B_1 &= 1,25 \times 12,5 \\ &= 15,625 \text{ mm} \end{aligned}$$

b. Tebal ring puli (mm)

$$t_1 = \frac{d_p}{300} + 2$$

$$= \frac{350}{300} + 2$$

$$= 3,16 \text{ mm}$$

c. Lebar puli bagian luar (mm)

$$B_2 = B_1 + (2 \times t_1)$$

$$= 15,625 + (2 \times 3,16)$$

$$= 21,94 \text{ mm}$$

d. Diameter kaki (mm)

$$Df = Dp - (2 \times 0,5) \times (2 \times t)$$

$$= 350 - (2 \times 0,5) \times (2 \times 9,0)$$

$$= 332 \text{ mm}$$

e. Diameter kepala (mm)

$$Dh = Dp + (2 \times 0,5) \times (2 \times t)$$

$$= 350 + (2 \times 0,5) \times (2 \times 9,0)$$

$$= 368 \text{ mm}$$

f. Berat puli besar (kg)

$$W_{pb} = \frac{\pi}{4} \times Dh^2 \times B_2 \times \gamma \text{ (Kg)}$$

Dimana :

$W_{pb}$  = berat puli besar (Kg)

$\gamma$  = berat jenis bahan  $7,2 \cdot 10^{-6}$

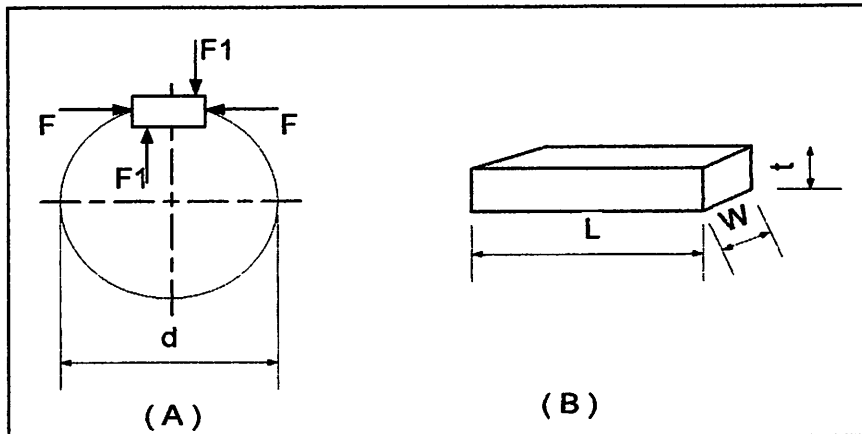
$Dh$  = Diameter kepala puli besar : 368 mm

$B_2$  = Lebar puli bagian luar : 21,94 mm

Maka :

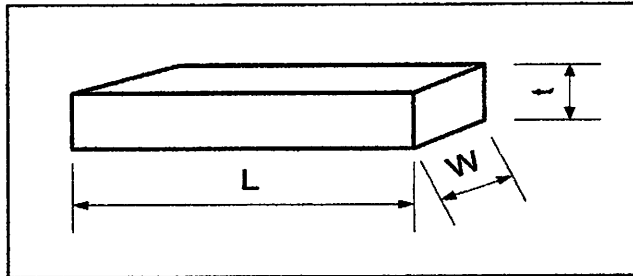
$$W_{pk} = \frac{\pi}{4} \times 368^2 \times 21,94 \times 7,2 \cdot 10^{-6}$$
$$= 6,71 \text{ kg}$$

### 3.3 Perencanaan pasak



Gambar 3 – 8 : (A) gaya – gaya yang bekerja pada pasak  
(B) dimensi pasak benam

### 3.3.1 Perhitungan dimensi pasak



Gambar 3 – 9 : Dimensi pasak yang direncanakan

$$W = \frac{d}{4} \text{ dan } t = \frac{2}{3}W$$

dimana :

d = diameter poros (mm)

w = lebar pasak (mm)

t = tebal pasak (mm)

Dari hasil perhitungan lebar dan tebal pasak dapat diambil rata – rata yang disesuaikan dengan diameter poros 89 mm pada table 2 – 7, yaitu tebal pasak (t) = 14 namun dengan demikian untuk menghitungnya ada rumus tersendiri.

Maka :

$$W = \frac{d}{4} = \frac{89}{4} = 22,25 \text{ mm}$$

$$t = \frac{2}{3}W = \frac{2}{3} \times 22,25 = 14,8 \text{ mm}$$

Untuk menghitung panjang pasak, menggunakan rumus sesuai dengan jenis bahan yang digunakan, yaitu S 40 C dengan kekuatan tariknya  $\tau_B = 55 \text{ kg/mm}^2$ , table 2 - 17. sehingga rumusnya adalah :

$$L = \frac{\pi}{8} \cdot \frac{f_{s_1} \cdot d^2}{W \cdot f_s} \text{ (mm)}$$

Dimana :

L = panjang pasak ( mm )

$f_{s_1}$  = factor keamanan bahan baja sebesar : 6

d = diameter poros : 89 mm

W = lebar pasak : 22,25 mm

$f_s$  = beban geser bahan pasak 3,13 kg.mm<sup>2</sup>

Maka :

$$L = \frac{\pi}{8} \times \frac{6 \times 89^2}{22,25 \times 3,13} = 152 \text{ mm}$$

### **3.3.1.1 Pengecekan kekuatan pasak**

$$F = \frac{2 \times Tc}{d} \text{ (Kg)}$$

Dimana :

F = Gaya tangensial pada pasak ( Kg )

Tc = momen torsi : 471,42 kg/mm

d = diameter poros : 89 mm

Maka :

$$F = \frac{2 \times 471,42}{89} = 10,6 \text{ kg}$$

### **3.3.1.2 Pengecekan kekuatan pasak terhadap beban tekan**

$$P = \frac{F}{L \times T} \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

Dimana :

P = beban tekan (Kg/mm<sup>2</sup> )

F = gaya tangensial pasak : 10,6 kg

L = panjang pasak : 152 mm

T = tebal pasak : 14,8 mm

Maka :

$$P = \frac{F}{L \times T} = \frac{10,6}{152 \times 14,8} = 4,71 \text{ kg/mm}^2$$

### 3.3.1.3 pengecekan kekuatan pasak terhadap beban geser

$$\tau_k = \frac{F}{L \times W} \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

Dimana :

$\tau_k$  = beban geser (kg/mm<sup>2</sup>)

F = gaya tangensial pasak : 10,6 kg

L = panjang pasak : 152 mm

W = lebar pasak : 22,25 mm

Maka :

$$\tau_k = \frac{F}{L \times W} = \frac{10,6}{152 \times 22,25} = 3,13 \text{ kg/mm}^2$$

### 3.3.1.4 Tegangan geser ijin maksimum yang harus dialami oleh pasak

$$\tau_{ka} = \frac{\tau_B}{Sfk_1 \cdot Sfk_2} \text{ (Kg/mm}^2\text{)}$$

Dimana :

$\tau_{ka}$  = tegangan geser ijin (Kg/mm<sup>2</sup>)

$\tau_B$  = kekuatan tarik bahan pasak : 55 kg/mm<sup>2</sup>

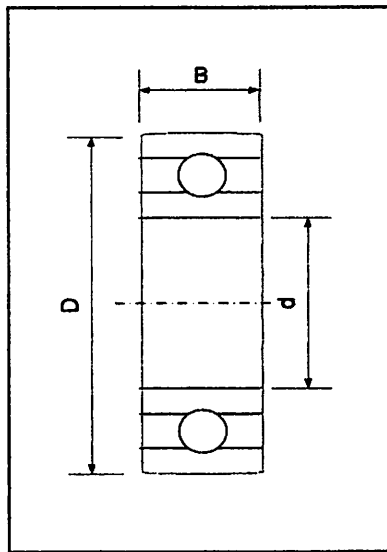
$Sfk_1$  = factor keamanan bahan pasak sebesar : 6

$Sfk_2$  = factor keamanan bahan akibat konsentrasi beban  
pada pasak dan kekerasan pada permukaan  
sebesar 1,5

Maka :

$$\tau_{ka} = \frac{\tau_B}{Sfk_1 \cdot Sfk_2} = \frac{55}{6 \times 1,5} = 6,11 \text{ kg/mm}^2$$

### 3.4 Perencanaan bantalan



Gambar 3 – 10 Bantalan gelinding dengan nomor seri 6310

#### 3.4.1 Perhitungan beban ekuivalen dinamis bantalan radial.

$$Pr = XVFr + Yfa$$

Dimana :

Pr = beban ekuivalen dinamis (Kg)

X, V, Y = terdapat dalam table 2 – 15

Fr = beban radial

Fa = beban aksial



Maka :

$$\begin{aligned}Pr &= XVFr + Yfa \\ &= 0,56 \times 471,42 \\ &= 263,9 \text{ kg}\end{aligned}$$

### **3.4.2 Perhitungan beban ekivalen statis**

$$Po = XoFr + YoFa$$

Dimana :

Po = beban radial ekivalen statis

Xo, Yo = factor susunan bola ( Tabel 2 – 15 )

Maka :

$$\begin{aligned}Po &= XoFr + YoFa \\ &= 0,6 \times 471,42 = 282,8 \text{ kg}\end{aligned}$$

### **3.4.3 Perhitungan umur nominal bantalan peluru atau bola**

$$\begin{aligned}Fn &= \left( \frac{33,3}{n} \right)^{1/3} \\ Fn &= \left( \frac{33,3}{1000} \right)^{1/3} = 0,32 \\ Fh &= Fn \cdot \frac{C}{Pr}\end{aligned}$$

Dimana :

$F_n$  = Faktor kecepatan

$P_r$  = beban ekivalen dinamis

$C$  = kapasitas nominal dinamis spesifik : 4850 ( table 2 – 12 )

$$P = \sqrt{F^2 + F_2^2}$$

Dimana :

$P$  = beban ekivalen dinamis

$F$  = beban terpusat pada kedua bantalan

$F_2$  = total gaya vertical pada puli

Maka :

$$\begin{aligned} P &= \sqrt{F^2 + F_2^2} \\ &= \sqrt{38,56^2 + 24,85^2} \\ &= \sqrt{1486,87 + 617,52} \\ &= \sqrt{2104,39} \\ &= 45,8 \text{ kg} \end{aligned}$$

maka :

$$Fh = 0,32 \times \frac{4850}{85,8} = 33,8$$

sehingga umur nominal bantalan adalah :

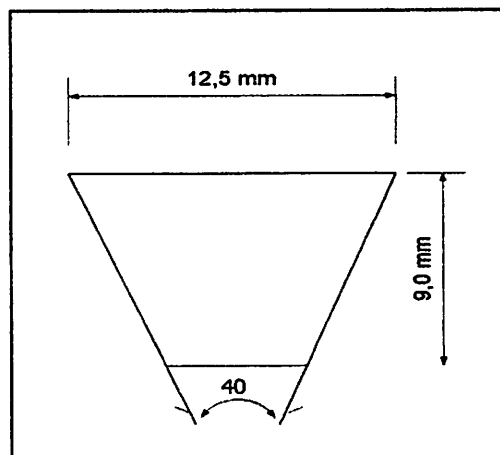
$$\begin{aligned} L_h &= 500 \cdot Fh^3 \\ &= 500 \cdot 33,8^3 \\ &= 1930,7 \text{ jam kerja} \end{aligned}$$

Mesin direncanakan dalam satu hari bekerja selama 10 jam ( 1 tahun 365 hari )

$$Lh = \frac{1930,7}{10} = 193,07 \text{ hari} \rightarrow \frac{193,07}{365} = 5 \text{ Tahun}$$

Jadi untuk perencanaan mesin ini bantalan dapat digunakan selama 5 tahun.

### 3.5 Perencanaan sabuk - V



Gambar 3 – 11 Ukuran penampang sabuk - V

#### 3.5.1 Daya rencana ( Kw )

$$Pd = Fc \cdot P \text{ (Kw)}$$

$$= 1,1 \times 2,2$$

$$= 2,42 \text{ Kw}$$

### 3.5.2 Perbandingan Putaran ( rpm )

$$i = \frac{n_1}{n_2}$$

Dimana :

$n_1$  = Putaran puli kecil direncanakan 2800 rpm

$n_2$  = Putaran puli besar direncanakan 1000 rpm

$i$  = kecepatan linear sabuk (rpm)

Maka :

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{2800}{1000} = 2,8 \text{ rpm}$$

### 3.5.3 Penentuan diameter nominal sabuk (mm)

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p}$$

Dimana :

$D_p$  = Diameter nominal puli yang digerakan 350 mm

$d_p$  = diameter nominal puli penggerak 125 mm

$i$  = kecepatan linear sabuk 2,8 rpm

$$i = \frac{D_p}{d_p}$$

$$D_p = i \cdot d_p$$

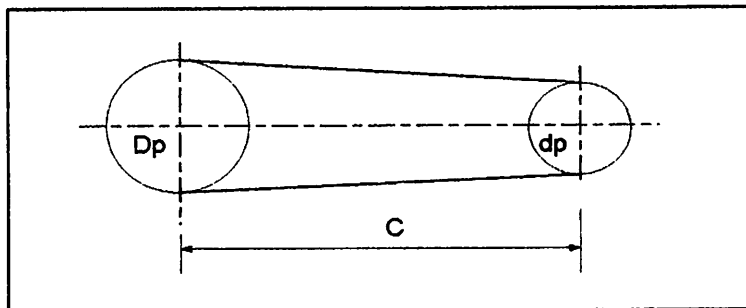
$$= 2,8 \cdot 125 = 350 \text{ mm}$$

### 3.5.4 Kecepatan linear sabuk (m/s)

$$V = \frac{d_p \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \text{ m/s}$$

$$V = \frac{125 \times 2800}{60 \times 1000} = 5,833 \text{ m/s} = 583,3 \text{ cm/s} = 5833 \text{ mm/s}$$

### 3.5.5 Jarak sumbu poros (mm)



Gambar 3 – 12 Jarak sumbu poros

$$C = (1,5 - 2) \cdot D_h \text{ (mm)}$$

Dimana :

$C$  = jarak sumbu poros (mm)

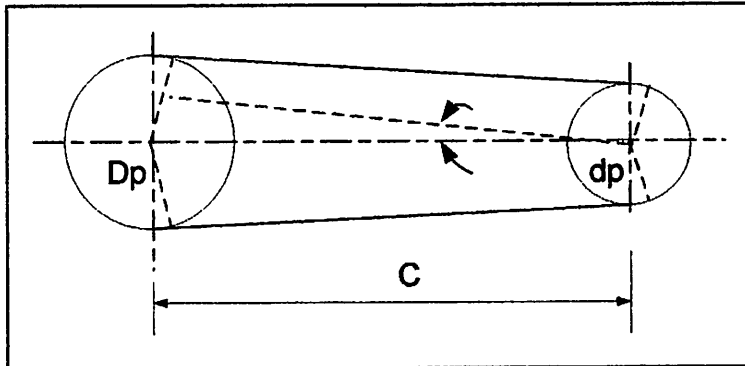
$D_h$  = diameter puli besar : 368 mm

Disesuaikan dengan mesin maka toleransinya dipilih 2

Maka :

$$C = 2 \cdot 368 = 736 \text{ mm}$$

### 3.5.6 Panjang keliling sabuk (mm)



Gambar 3 – 13 : Panjang keliling sabuk

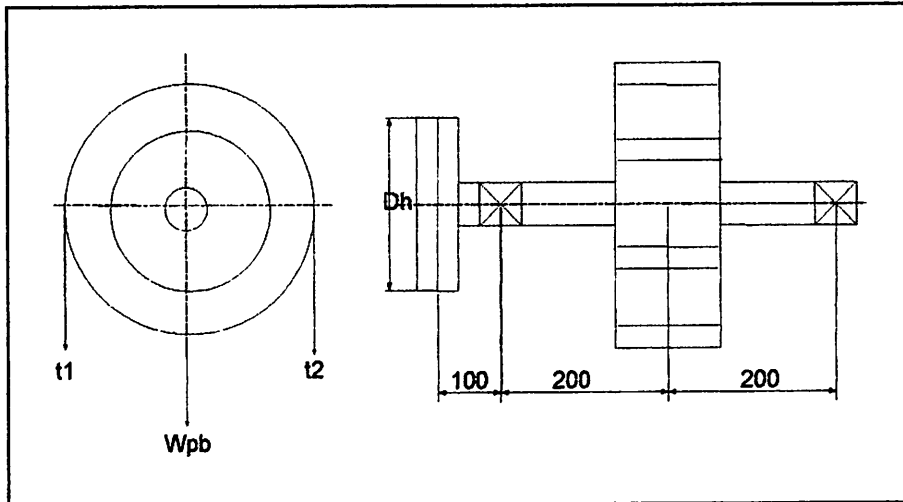
$$L = 2.C + \frac{\pi}{4}(dp + Dp) + \frac{1}{4C}(Dp - dp)^2 \text{ (mm)}$$

$$L = 2.736 + \frac{\pi}{4}(125 + 350) + \frac{1}{4.736}(350 - 125)^2$$

$$= 1472 + 333,625 + 17,2$$

$$= 1822,8 \text{ mm} = 1823 \text{ mm}$$

### 3.5.7 Gaya tarik efektif sabuk



Gambar 3 – 14: Beban vertical akibat gaya tarik sabuk dan berat puli

Tegangan sabuk  $t_1$  adalah tarikan kencang dan  $t_2$  adalah tarikan kendur, maka :

$$T = (t_1 - t_2) \times (0,5 \cdot D_h)$$

$$471,42 = (t_1 - t_2) \times (0,5 \cdot D_h)$$

$$(t_1 - t_2) = \frac{471,42}{175} = 2,7 \text{ Kg}$$

$$t_1 - t_2 = 2,7 \text{ kg} \dots \dots \dots (1)$$

$$2,3 \log \frac{t_1}{t_2} = \pi \times \theta$$

Koefisien gesek untuk besi cor dan besi cor 0,1 – 0,2

$$2,3 \log \frac{t_1}{t_2} = \frac{0,1 \times \pi}{2,3} = 0,1366$$

$$\frac{t_1}{t_2} = 1,37 \rightarrow t_1 = 1,37 t_2 \dots \dots \dots (2)$$

Subtitusikan persamaan 2 ke persamaan 1

$$1,37 t_2 - t_2 = 2,7$$

$$0,37 + t_2 = 2,7$$

$$t_2 = \frac{2,7}{0,37} = 7,3 \text{ kg}$$

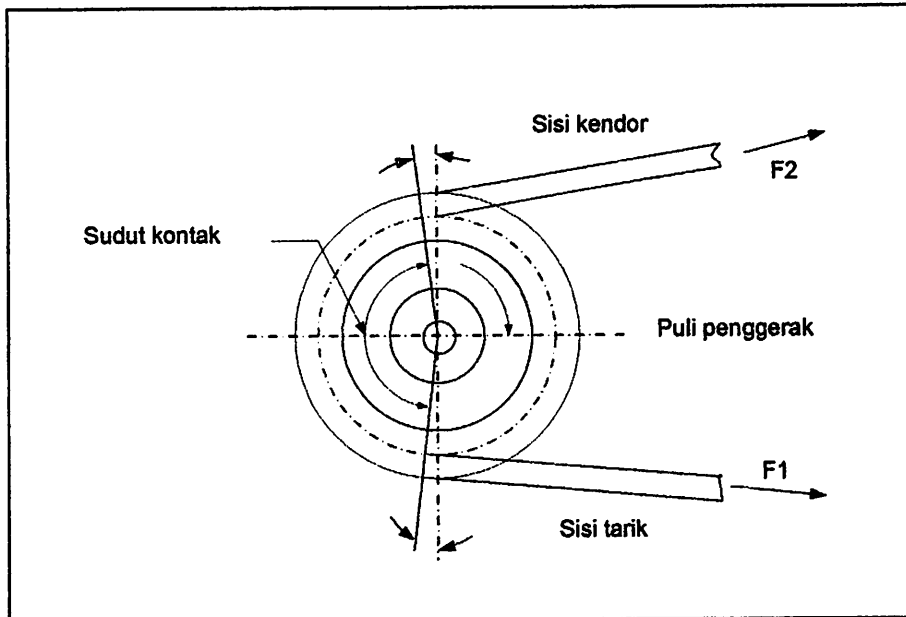
$$t_1 = 1,37 \times t_2$$

$$= 1,37 \times 7,3$$

$$= 10,1 \text{ kg}$$



### 3.5.8 sudut kontak sabuk ( $\theta$ )



Gambar 3 – 15 Sudut kontak sabuk (  $\theta$  )

$$\theta = 180 - \frac{57 \times (D_p - d_p)}{C}$$

$$\theta = 180 - \frac{57 \times (350 - 125)}{736}$$

$$\theta = 180 - \frac{12825}{736}$$

$$\theta = 162^\circ \rightarrow K_o = 0,96$$

### 3.5.9 Kapasitas daya yang ditransmisikan (Kw)

$$P_o = (dp.n) \left\{ C_1 (dp.n)^{-0,09} - \left( \frac{C_2}{dp} \right) - C_3 (dp.n)^2 \right\} - C_2 n \times \left\{ 1 - \left( \frac{1}{C_5} \right) \right\}$$

Dimana  $C_1$  sampai  $C_5$  adalah konstanta – konstanta

Untuk menyederhanakan perhitungan setiap produsen sabuk mempunyai katalog yang berisi daftar untuk memilih sabuk, table 2 – 3 menunjukkan daftar kapasitas dari daya yang ditransmisikan untuk satu sabuk.

Sehingga didapatkan harga  $P_o$  nya :

Maka:

$$\begin{aligned} P_o &= 1,00 + (1,16 - 1,00) \left( \frac{50}{200} \right) + 0,11 + (0,13 - 0,11) \left( \frac{50}{200} \right) \\ &= 1,15 \text{ Kw} = 1,15 \times 0,96 = 1,104 \text{ Kw} \end{aligned}$$

### 3.5.10 Jumlah sabuk yang diperlukan

$$\begin{aligned} N &= \frac{pd}{P_o.K\theta} \\ &= \frac{2,42}{1,104 \cdot 0,96} = 3,28 = 4 \text{ buah sabuk} \end{aligned}$$

Jadi jumlah sabuk yang diperlukan untuk perencanaan sistem transmisi mesin pemecah dan pengayak batu apung adalah : 4 buah sabuk

## **BAB IV**

### **PENUTUP**

#### **4.1 Kesimpulan**

1. Mesin pemecah dan pengayak batu apung merupakan alat yang berfungsi untuk merubah batu apung menjadi ukuran yang lebih kecil, dimana batu apung ini dapat digunakan sebagai bahan pembuatan gerabah seperti vas bunga, keramik, bahan baku kosmetik dan lain – lain.
2. Mesin penggiling batu apung ini sangat sederhana karena penggerak utamanya menggunakan motor listrik dan hanya menggunakan rol pemecah tunggal, dimana pada rol pemecah tersebut terdapat sirip – sirip yang digunakan sebagai pemukul batu apung.
3. Pemecah batu apung sangat erat kaitannya dengan kelembaban akibat air dan debu batu apung yang tersisa dan terbawa saat pelaksanaan pemecah batu apung
4. Poros merupakan bagian terpenting dari setiap mesin. Hampir semua mesin meneruskan daya bersama – sama putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.
5. Poros dengan pembebanan kombinasi puntir dan lentur dapat terjadi karena terjadinya beban puntir dan lentur bersamaan. Momen lentur menyebabkan terjadinya tegangan normal dalam

arah aksial dan momen puntir (torsi) menghasilkan tegangan geser hampir semua beban yang bekerja pada poros tidak konstan atau berfluktuasi beban tersebut.

6. Puli adalah komponen yang berfungsi untuk memutar poros yang satu ke poros yang lain dan sebagai alat bantu menggunakan sabuk atau belt. Dalam penggunaannya puli terdiri dari puli penggerak dan puli yang digerakkan.
7. Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian – bagian mesin seperti roda gigi, sprocket, puli, kopling dan lain –lain.
8. Pasak pada umumnya dapat digolongkan dalam beberapa macam. Pada umumnya dapat dilihat dari letaknya. Pada pasak dapat dibedakan antara pasak pelana, pasak rata, pasak benam, dan pasak singgung yang umumnya berpenampang segi empat. dalam arah memanjang dapat berbentuk prismatis, ada khusus yang dapat dipakai sebagai pasak lurus.
9. Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu pada 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 mesin akan menurun atau tidak dapat bekerja secara semestinya.

10. Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari gesekan gelinding yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol dipasang antara cincin luar dan cincin dalam dengan memutar salah satu cincin tersebut. Bola atau rol akan membuat bantalan gelinding sehingga gesekan diantaranya akan jauh lebih kecil.
11. Suatu beban memberikan umur yang sama dengan umur yang diberikan oleh beban dan kondisi sebenarnya ini disebut dengan beban ekuivalen.
12. Transmisi sabuk dipilih karena ekonomis, perawatan mudah, tidak bising dan lain – lain. Sabuk – V terbuat dari karet dan mempunyai penampang trapesium, tenunan tetoron atau semacamnya dipergunakan sebagai inti sabuk untuk membawa tarikan yang besar. Sabuk yang akan dipilih dalam perencanaan mesin pemecah dan pengayak batu apung ini adalah sabuk – V atas dasar daya rencana dan putaran poros penggerak
13. Besarnya diameter poros ditentukan berdasarkan hasil perhitungan momen torsi ekuivalen dan tegangan tarikan ijin bahan yang digunakan.
14. Momen torsi ekuivalen diperoleh dari hasil perhitungan momen torsi dan momen bending gabuang yang dikalikan dengan factor kombinasi shock dan fatigue untuk masing – masingnya.

15. Total gaya diantara kedua tumpuan bantalan dan ujung poros harus teliti besarnya sesuai dengan berat rol pemecah, gaya tangensial pada rol pemecah dan berat puli besar, gaya tarik sabuk serta torsi yang terjadi pada poros tersebut akibat putaran poros penggerak.
16. Semakin besar beban yang diterima oleh poros maka diameter poros tersebut akan semakin besar dalam perhitungannya.
17. Diameter nominal puli penggerak ( $d_p$ ) dapat ditentukan berdasarkan rumus perbandingan putaran atau reduksi ( $i$ ) antara diameter nominal puli kecil dan puli besar.
18. Berat puli besar menjadi beban tambah pada poros bersama gaya tarik sabuk menyusun beban vertikal pada ujung poros.
19. Dimensi pasak dapat ditentukan berdasarkan besarnya dimensi poros yang akan menggunakan pasak tersebut.
20. Dimensi pasak harus dianalisa atau dicek kelayakannya untuk menerima beban dan beban gesek.
21. Ukuran bantalan dapat ditentukan atau dipilih berdasarkan diameter poros yang direncanakan atau yang dijadikan tempat pemasangan bantalan tersebut.
22. Kelayakan bantalan yang digunakan harus ditinjau dari beberapa faktor antara lain harus memenuhi nilai kapasitas nominal dinamis spesifik ( $C$ ), dimana harus lebih dari beban ekuivalen dinamis yang

- diterima bantalan. Umur nominal bantalan harus lebih atau sama nilainya dengan umur pemakaian bantalan pada poros transmisi.
23. Daya rencana yang akan dipindahkan dapat ditentukan lebih besar dari motor penggerak sesuai dengan harga maksimum dari nilai faktor koreksi daya.
24. Jarak sumbu poros harus memenuhi syarat yang ditetapkan sebesar satu setengah (1,5) sampai dengan dua (2) kali diameter kepala puli besar.
25. Karena sabuk – V digunakan untuk menurunkan jumlah putaran poros motor penggerak maka perbandingan putaran atau reduksi (i) harus lebih besar dari satu.
26. Kapasitas daya yang digunakan adalah nilai kapasitas daya yang dikalikan dengan faktor koreksi daya yang bersangkutan. Hal ini untuk memenuhi syarat besarnya sudut kontak sabuk  $162^{\circ}$ .
27. Jumlah sabuk yang akan digunakan harus berdasarkan nilai kapasitas daya yang sesuai untuk sudut kontak sabuk lebih kecil dari  $180^{\circ}$ .

**Lampiran I :**

**Rekapitulasi hasil perhitungan**

| <b>No</b>                                  | <b>PERENCANAAN POROS</b>                   | <b>NOTASI</b>                     | <b>BAHAN</b> | <b>HASIL</b> |
|--|--|-----------------------------------|--------------|--------------|
| 1  | Daya rencana                               | Pd                                | Besi cor     | 2,42 Kw      |
| 2  | Momen puntir yang terjadi pada poros       | T                                 | kelabu       | 471,42 Kg.mm |
| 3  | Gaya tangensial rol pemecah batu apung     | Ft                                | Fc 20        | 2,36 Kg      |
| 4  | Berat rol pemecah batu apung               | Wrol                              |              | 36,2 Kg      |
| 5  | Total gaya diantara kedua bantalan         | F                                 |              | 38,56 Kg     |
| 6  | Total gaya vertikal pada ujung poros       | F <sub>2</sub>                    |              | 24,85 Kg     |
| 7  | Tegangan tarikan sabuk                     | t <sub>1</sub> dan t <sub>2</sub> |              | 10,1 Kg      |
| 8  | Berat puli besar                           | Wpb                               |              | 7,45 Kg      |
| 9  | Gaya reaksi vertikal pada bantalan A       | RAV                               |              | 25,5 Kg      |
| 10   | Gaya reaksi vertikal pada bantalan B       | RAB                               |              | 50,34 Kg     |
| 11   | Momen yang terjadi pada poros              | M                                 |              | 4380,96 Kg   |
| 12   | Diameter poros                             | Ds                                | S 30 C       | 89 mm        |
| 13   | Tegangan geser ijin bahan poros            | $\tau$                            |              | 4 Kg/mm      |
| 14   | Pemeriksaan terhadap tegan geser           | $\tau_{max}$                      |              | 491,8 Kg     |
| <b>PERENCANAAN PULI – V ( puli kecil )</b> |  |                                   |              |              |
| <b>No</b>                                  | <b>PERENCANAAN PULI – V ( puli kecil )</b> | <b>NOTASI</b>                     | <b>BAHAN</b> | <b>HASIL</b> |
| 1  | Lebar puli bagian dalam                    | B <sub>1</sub>                    | Besi cor     | 15,625 mm    |
| 2  | Tebal ring puli                            | t <sub>1</sub>                    | kelabu       | 2,42 mm      |



|   |                        |       |       |           |
|---|------------------------|-------|-------|-----------|
| 3 | Lebar puli bagian luar | $B_2$ | Fc 20 | 20,465 mm |
| 4 | Diameter kaki          | $D_f$ |       | 107 mm    |
| 5 | diameter kepala        | dh    |       | 143 mm    |
| 6 | Berat puli kecil       | Wpk   |       | 2,36 Kg   |

| No | PERENCANAAN PULI – V ( puli besar ) | NOTASI | BAHAN     | HASIL     |
|----|-------------------------------------|--------|-----------|-----------|
| 1  | Lebar puli bagian dalam             | $B_1$  | Besi cor  | 15,625 mm |
| 2  | Tebal ring puli                     | $t_1$  | kelabu Fc | 3,16 mm   |
| 3  | Lebar puli bagian luar              | $B_2$  | 20        | 21,94 mm  |
| 4  | Diameter kaki                       | $D_f$  |           | 332 mm    |
| 5  | Diameter kepala                     | dh     |           | 368 mm    |
| 6  | Berat puli besar                    | Wpb    |           | 6,71 Kg   |

| No | PERENCANAAN PASAK              | NOTASI      | BAHAN      | HASIL                   |
|----|--------------------------------|-------------|------------|-------------------------|
| 1  | Lebar pasak                    | W           | Baja       | 22,25 mm                |
| 2  | Tebal pasak                    | t           | karbon     | 14,8 mm                 |
| 3  | Panjang pasak                  | L           | konstruksi | 152 mm                  |
| 4  | Gaya tangensial pada pasak     | F           | mesin.     | 10,6 Kg                 |
| 5  | Beban tekan pada pasak         | P           | S 40 C     | 4,71 Kg/mm <sup>2</sup> |
| 6  | Beban geser pada pasak         | $\tau_k$    |            | 3,13 Kg/mm <sup>2</sup> |
| 7  | Tegangan geser ijin pada pasak | $\tau_{ka}$ |            | 6,11 Kg/mm <sup>2</sup> |

| No | PERENCANAAN BANTALAN   | NOTASI | BAHAN         | HASIL          |
|----|------------------------|--------|---------------|----------------|
| 1  | Kode jenis bantalan    | 6310   | Baja          |                |
| 2  | Beban ekivalen dinamis | Pr     | bantalan      | 263,9 Kg       |
| 3  | Beban ekivalen statis  | Po     | Khorom        | 282,8 Kg       |
| 4  | Faktor kecepatan       | Fn     | karbon tinggi | 0,32           |
| 5  | Faktor umur            | Fh     |               | 33,8           |
| 6  | Umur nominal bantalan  | Lh     |               | 1930,7jamkerja |

| No | PERENCANAAN SABUK                  | NOTASI   | BAHAN             | HASIL            |
|----|------------------------------------|----------|-------------------|------------------|
| 1  | Daya rencana                       | Pd       | Karet             | 2,42 Kw          |
| 2  | Perbandingan putaran               | i        | (tenunan tetoron) | 2,8 rpm          |
| 3  | Lebar sabuk bagian atas            | B        |                   | 12,5 mm          |
| 4  | Tebal sabuk                        | t        |                   | 9 mm             |
| 5  | Kecepatan linear sabuk             | V        |                   | 5833 mm/s        |
| 6  | Jarak sumbu poros                  | C        |                   | 736 mm           |
| 7  | Panjang keliling sabuk             | L        |                   | 1823 mm          |
| 8  | Gaya tarik sabuk sisi tegang       | $t_1$    |                   | 10,1 Kg          |
| 9  | Gaya tarik sabuk sisi kendur       | $t_2$    |                   | 7,3 Kg           |
| 10 | Sudut kontak sabuk                 | $\theta$ |                   | 162 <sup>o</sup> |
| 11 | Kapasitas daya yang ditransmisikan | Po       |                   | 1,104 Kw         |
| 12 | Jumlah sabuk yang digunakan        | N        |                   | 4 buah           |

## DAFTAR PUSTAKA

1. Sularso, Kiyokatsuga,1991, "Dasar Perencanaan Dan Pemilihan Elemen Mesin",Pradya Paramith,Jakarta
2. Harsono Wiryosumarto, 2000,"TeknologiPengelasan",Pradnya Paramith,Jakarta
3. Jack. Stork, C.Kros,1994,"Elemen Konstruksi Bangunan Mesin",Erlangga,Jakarta
4. Djiwo Suparno,2001,"Dklat Kuliah Elemen Mesin 1",ITN,Malang

