

## **BAB II**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Mesin Penghancur Kertas Pabrik**

Sebelum merencanakan alat tersebut, maka terlebih dahulu dilakukan survey dan pengamatan pada mesin penghancur yang sudah ada sebelumnya, tapi masih membatasi jumlah kertas yang dihancurkan. Kemudian menggambar sketsa bentuk alat yang akan di buat, dan melakukan perhitungan-perhitungan untuk menganalisa komponen yang akan dibuat supaya sesuai dengan yang diinginkan. Mesin yang sudah ada sebelumnya mengatakan bahwa kita bisa memasukkan tujuh lembar kertas sekaligus. Namun, jangan coba-coba melakukan itu karena mesin menjadi macet. Masalahnya kertas yang dimasukkan ke mesin ini sering terlipat (karena ditarik secara keras oleh roda-roda yang menghancurkan kertas itu). Akibatnya kertas jadi lebih tebal dari yang seharusnya. Berdasarkan hasil analisa, maksimum jumlah kertas yang dapat dimasukkan dalam satu saat adalah tiga lembar kertas.



Gambar 2.1 Mesin Penghancur Kertas Pabrik

#### **2.2 Pengertian Kertas**

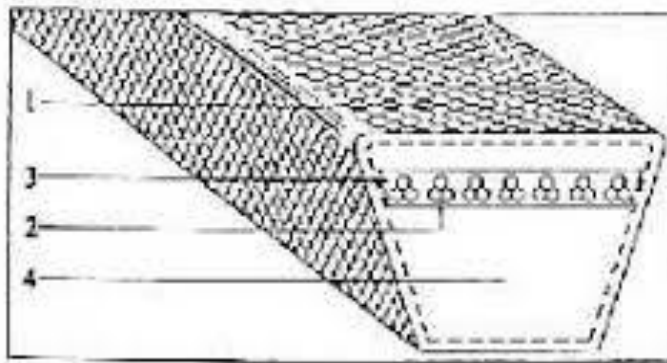
Kertas adalah bahan yang tipis dan rata, yang dihasilkan dengan kompresi serat yang berasal dari *pulp*. Serat yang digunakan biasanya adalah alami, dan mengandung selulosa dan hemiselulosa. Kertas dikenal sebagai media utama untuk menulis, mencetak serta melukis dan banyak kegunaan lain yang dapat dilakukan dengan kertas misalnya kertas pembersih (*tissue*) yang digunakan untuk hidangan, kebersihan ataupun toilet. Adanya kertas merupakan revolusi baru dalam dunia tulis menulis yang menyumbangkan arti besar dalam peradaban dunia. Sebelum ditemukan kertas, bangsa-bangsa dahulu menggunakan tablet dari tanah lempung yang dibakar. Hal ini bisa dijumpai dari peradaban bangsa sumeria, prasasti dari batu, kayu, bambu, kulit atau tulang binatang, sutra, bahkan daun lontar yang dirangkai seperti dijumpai pada naskah-naskah nusantara beberapa abad lampau.

### **2.3 Sabuk (V-belt)**

Puli dan sabuk (belt) merupakan salah satu bagian dari elemen mesin yang berfungsi sebagai penghubung (tranmisi) dari sebuah poros dengan elemen mesin lain dengan kecepatan putaran yang sama atau dengan putaran yang berbeda antara puli penggerak dan puli yang digerakan.

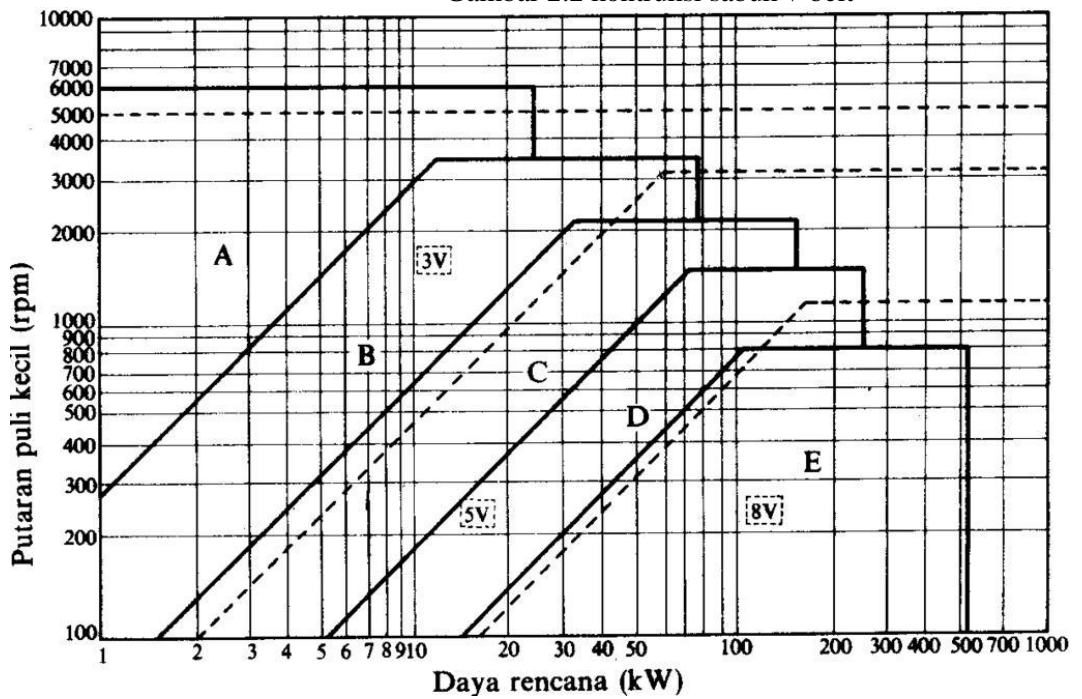
Jarak yang jauh antara dua poros sering tidak memungkinkan tranmisi langsung dengan roda gigi. Dengan demikian cara tranmisi putaran atau daya yang lain diterapkan, dimana sebuah sabuk (belt) dibelitkan sekeliling puli, selain itu dibandingkan dengan tranmisi roda gigi dan rantai, tranmisi ini mempunyai keunggulan yaitu bekerja lebih halus dan tidak berisik.

Sebagian besar sabuk menggunakan sabuk/v-belt karena mudah penanganannya dan harganya yang murah. Sabuk/v-belt yang dibelitkan ke puli yang berbentuk V pada bagian sabuk yang membelit pada puli ini akan mengalami lengkungan sehingga lebar bagian dalamnya akan bertambah. Gaya gesekan akan bertambah karena bentuk baji, yang akan menghasilkan tranmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Hal ini merupakan keunggulan sabuk/v-belt dibandingkan dengan (flat belt).

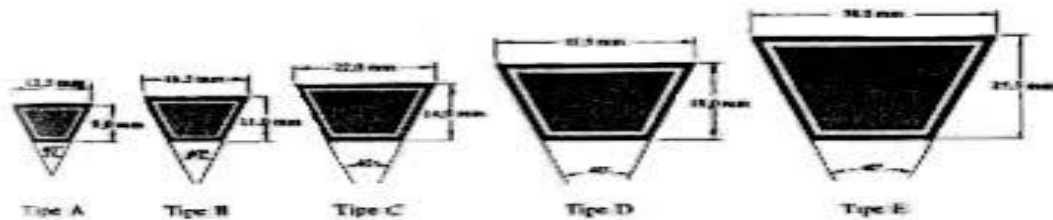


1. Terdapat
2. Bagian penarik
3. Karet pembungkus
4. Bantal karet

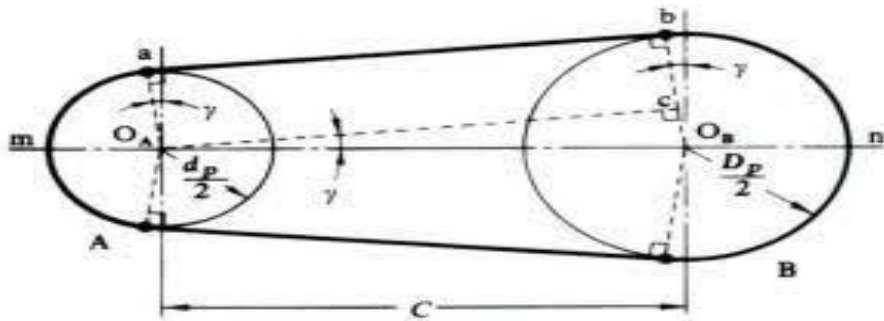
Gambar 2.2 konstruksi sabuk v-belt



Gambar 2.3 ukuran penampang sabuk-V



Gambar 2.4 diagram pemilihan sabuk-



Gambar 2.5 perhitungan panjang keliling

sabuk-V

### 1.3.1 Kecepatan Sabuk V-belt

$$V = \frac{\pi d_p n_1}{60 \times 1000} \dots\dots$$

Dimana : V = kecepatan sabuk

$d_p$  = Diameter pully

$n_1$  = Putaran motor

### 1.3.2 Gaya Tangensial

$$P = \frac{F_e \cdot v}{102} \dots\dots\dots \text{(per.1)}$$

$$F_e = \frac{P \cdot 102}{v} \dots\dots\dots \text{(per.2)}$$

Dimana :  $F_e$  = Gaya Tangensial Sabuk-v

P = daya perencanaan

V = kecepatan sabuk v-belt

### 1.3.3 Panjang keliling (L)

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

Dimana : L = panjang keliling sabuk

C = jarak sumbu poros

$d_p$  = Diameter puli kecil

$D_p$  = Diameter pully besar

### 1.3.4 Sudut kontak ( $\theta$ )

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

Dimana :  $d_p$  = Diameter puli kecil

$D_p$  = Diameter pully besar

$C$  = jarak sumbu poros

### 1.4 Pemilihan atau Perhitungan Diameter Puli

Untuk memilih atau menghitung besarnya diameter puli, dapat menggunakan rumus perbandingan putaran ( $i$ ). Bila rangkakan diabaikan, maka rumus yang dipakai adalah persamaan, sedangkan bila rangkaian tidak diabaikan maka persamaan yang dipakai adalah persamaan.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_1}{D_2} \dots\dots\dots (1)$$

Dimana :

$D_1$  = Diameter pulley penggerak ( mm )

$D_2$  = Diameter pulley yang digerakkan ( mm )

$n_1$  = Putaran pulley penggerak ( rpm )

$n_2$  = Putaran pulley yang digerakkan ( rpm )

Salah satu diameter pule direncanakan terlebih dahulu, biasanya diameter yang kecil yang direncanakan terlebih dahulu, sebagaimana ditunjukkan dalam tabel di bawah ini.

<b>Type Belt</b>	<b>A</b>	<b>B</b>	<b>C</b>	<b>D</b>	<b>E</b>	<b>3V</b>	<b>5V</b>	<b>8V</b>
Diameter minimum yg diijinkan(mm)	65	115	175	300	450	67	180	315
Diameter minimum yg dianjurkan(mm)	95	145	225	350	550	100	224	360

Tabel 2.1. Diameter Pulley yang kecil

## 2.5 Perencanaan Poros

Tarikan atau tekanan, misalnya jika sebuah sabuk, rantai, atau roda gigi dipasangkan pada poros motor, maka kemungkinan adanya pembebanan tambahan tersebut perlu diperhitungkan dalam keadaan yang diambil.

Pertama kali ambil satu kasus dimana  $P$  (kw) harus ditransmisikan dan putaran  $n_1$  (rpm) diberikan. Dalam hal ini perlu dilakukan pemeriksaan terhadap daya  $P$  tersebut. Jika  $P$  adalah daya rata-rata yang diperlukan maka harus dibagi dengan efisiensi mekanisme  $\eta$  dari sistem transmisi untuk mendapatkan daya penggerak mula yang diperlukan daya yang besar mungkin beban yang besar terus bekerja setelah start. Dengan demikian seringkali diperlukan koreksi pada daya rata-rata yang diperlukan dengan menggunakan faktor koreksi dan perencanaan.

Jika  $P$  adalah daya nominal output dari motor penggerak, maka berbagai macam faktor keamanan biasanya dapat diambil dalam perencanaan, sehingga koreksi pertama dapat diambil dalam perencanaan, sehingga koreksi pertama dapat diambil kecil. Jika faktor koreksi adalah  $f_c$  (table 1.6) maka daya rencana  $P_d$  (kw) sebagai patokan adalah.

$$P_d = f_c P \text{ (kw)}$$

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

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

Jika daya diberikan dalam daya kuda (PS), maka harus dilakukan dengan 0,735 untuk mendapatkan daya kW.

Jika momen puntir (disebut juga sebagai momen rencana) adalah  $T$ (kg.mm) maka

$$P_d = \frac{(T/1000)(2\pi n_1/60)}{102}$$

Sehingga :

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

Bila momen rencana  $T$ (kg.mm) dibebankan pada suatu diameter poros  $d_s$  (mm), maka tegangan geser  $\tau$  (kg/mm<sup>2</sup>) yang terjadi adalah

$$\tau = \frac{T}{(\pi d_s^3 / 16)} = \frac{5,1T}{d_s^3}$$

Tegangan geser yang diizinkan  $\tau_\alpha$  (kg/mm<sup>2</sup>) untuk pemakaian umum pada poros dapat diperoleh dengan cara didalam buku ini  $\tau_\alpha$  dihitung atas dasar batas kelahan puntir yang besarnya diambil 40% dari batas kelelahan Tarik yang besarnya kira-kira 45% dari kekuatan Tarik  $\sigma_B$  (kg/mm<sup>2</sup>). Jadi batas kelelahan puntir adalah 18% dari kekuatan  $\sigma_B$  sesuai dengan standar ASME. Untuk harga 18% ini faktor keamanan diambil sebesar 1/0,18=5,6. Harga 5,6 ini diambil untuk bahan SF dengan kekuatan yang dijamin, dan 6,0 untuk bahan S-C dengan pengaruh massa dan baja paduan faktor ini dinyatakan dengan  $Sf_1$ .

Selanjutnya perlu ditinjau apakah poros tersebut akan diberi alur pasak atau dibuat bertangga, karena pengaruh konsentrasi tegangan besar. Pengaruh kekasaran permukaan juga harus diperhatikan untuk memasukkan pengaruh-pengaruh ini dalam perhitungan perlu diambil faktor yang dinyatakan sebagai  $Sf_2$  dengan harga sebesar 1,3 sampai 3,0.

Dari hal diatas maka besarnya  $\tau_\alpha$  dapat dihitung dengan

$$\tau_\alpha = \sigma_B / (Sf_1 \times Sf_2)$$

Kemudian keadaan momen puntir itu sendiri juga harus ditinjau faktor koreksi yang dianjurkan oleh ASME juga dipakai disini. Faktor ini dinyatakan dengan  $K_t$ , dipilih sebesar 1,0 jika beban dikenakan secara halus 1,0-1,5 jika terjadi sedikit kejutan atau tumbukan dan 1,5-3,0 jika beban dikenakan dengan kejutan atau tumbukan besar.

Meskipun dalam perkiraan sementara ditetapkan bahwa hanya terdiri atas momen puntir saja, perlu ditinjau pula apakah ada kemungkinan pemakaian dengan beban lentur maka dapat dipertimbangkan pemakaian faktor  $C_b$  yang harganya antara 1,2 sampai 2,3 (jika diperkirakan tidak akan terjadi pembebanan lentur maka  $C_b$  diambil =1,0).

Dari persamaan (1,4) diperoleh rumus untuk menghitung diameter poros  $d_s$  (mm) sebagai berikut.

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

pemilihan bahan poros, pemilihan suatu bahan yang akan digunakan dengan menghitung momen puntir yang dialami poros, momen puntir rencana adalah :

besarnya momen puntir yang dikerjakan pada poros dapat dihitung dari

$$M_p = \frac{p_d}{\omega} = \frac{60 p_d}{2\pi n} \dots\dots\dots(4.2)$$

$$M_p = \frac{30}{\pi} = \frac{p_d}{n}$$

Dimana :  $M_p$  = momen puntir rencana (N.m)

$P_d$  = daya rencana (kw)

$n$  = putaran (rpm)

pemeriksaan kekuatan poros  
 hasil diameter poros yang harus diuji kekuatannya pemeriksaan dapat dilakukan dengan memeriksa tegangan geser yang terjadi akibat tegangan puntir yang dialami poros. Jika tegangan geser lebih besar dari tegangan geser izin dari bahan tersebut, maka perancangan akan gagal.

Besar tegangan geser yang timbul pada poros adalah :

Jika tegangan geser yang actual atau timbul ( $\tau$ ) lebih besar dari tegangan geser yang diizinkan ( $\tau_a$ ) maka perancangan dapat dinyatakan dengan kondisi layak digunakan.

$$\tau = \frac{T}{\left( \frac{\pi d_s^3}{16} \right)} = \frac{5,1 T}{d_s^3}$$



dimana :  $\tau$  = tegangan geser pada poros ( $\text{kg}/\text{mm}^2$ )

T = Momen puntir rencana ( $\text{kg}\cdot\text{mm}$ )

$d_s$  = diameter poros (mm)

$$F = \left( \frac{M_p}{d_p / S_{f2}} \right) \dots\dots\dots(2.4)$$

Dimana : F = gaya tangensial (N)

$M_p$  = momen puntir (Nmm)

$d_p$  = diameter poros (mm)

$S_{f2}$  = faktor keamanan tegantung pada bentuk poros

## 2.6 Perhitungan bantalan Bearing

Bantalan yang digunakan untuk mendukung poros adalah bantalan bola radial beralur dalam baris tunggal (*single row deep groove radial ball bearing*), sebanyak dua buah.

### 2.6.1 Prediksi umur bearing

Dengan asumsi putaran konstan maka prediksi umur bearing dalam jam dapat ditulis dengan persamaan :

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

Dimana :  $L_{10h}$  = umur bearing ( jam kerja)

C = beban dinamis didapatkan dari diameter dalam bearing

n = putaran poros (rpm)

$p$  = beban ekivalen (kg)

$b$  = konstanta yang tergantung tipe beban.

(  $b= 3$  untuk ball bearing )

Dalam kenyataannya bearing biasanya menerima beban kombinasi antara beban radial dan beban aksial, serta pada suatu kondisi ring di dalam yang tetap sedangkan ring luarnya yang berputar. sehingga persamaan beban eqivalen ( $p$ ) setelah adanya koreksi tersebut, menjadi:

$$p = (V \cdot X \cdot Fr) + (Y \cdot Fa)$$

dimana :  $p$  = beban ekivalen

$Fr$  = beban radial ( kN)

$Fa$  = beban aksial ( kN), maka harga  $Fa/(V.Fr) < e$ , jadi  $X = 1$   
dan  $Y = 0$

$V$  = faktor putaran (konstan) bernilai :

1,0 untuk ring dalam berputar, 1,2 untuk ring luar yang berputar.

$X$  = konstanta radial

$Y$  = konstanta aksial

Cara memilih harga  $X$  dan  $Y$  dapat dilakukan dengan langkah langkah berikut:

1. Cari terlebih dahulu harga :  $i Fa/Co$   
 $i$  = jumlah deret bearing
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom  $e$ , sehingga didapat harga  $e$ .
3. Cari harga  $Fa/(V.Fr)$ , dan bandingkan dengan harga  $e$ , akan diperoleh kemungkinan :  $Fa/(V.Fr) < e$  atau  $Fa/(V.Fr) = e$  atau  $Fa/(V.Fr) > e$ .
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan didapatkan harga  $x$  dan  $Y$  dari kolom :  $Fa/(V.Fr) < e$  atau  $Fa/(V.Fr) > e$ . khusus untuk deret satu( single row bearing), bila harga  $Fa/(V.Fr)$ , maka  $X=1$  dan  $Y=0$ .
5. Dapat dibantu dengan interpolasi atau extrapulasi bila faktor beban kejut di masukkan

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

Dimana :  $F_s = 1,0$  ( pada tabel ) service faktor

### 2.6.2 klasifikasi Bearing

Bearing adalah elemen mesin yang mendukung gerakan yang lain elemen mesin. Ini merupakan sebuah gerakan relatif antara hubungan permukaan-permukaan bagian, saat membawa beban. Sebuah pertimbangan kecil yang akan menunjukkan hak untuk gerakan relatif antara hubungan permukaan-permukaannya, pasti jumlah tenaga boros yang masuk mengatasi pergeseran yang berlawanan dan kalau permukaan-permukaannya bergesekan maka ada hubungan langsung, maka disana pemakaian akan menjadi cepat.



*Gambar 2.6 bearing*

### 2.7 Mata Pisau Pencacah

Pisau pencacah adalah salah satu komponen utama pada mesin pencacah kertas ini. Pisau ini menggunakan 2 model yaitu berbentuk bergerigi dan berbentuk tidak bergerigi dan dengan cara berputar searah jarum jam

gambar 2.7 pisau tidak bergerigi



gambar 2.8 pisau bergerigi



## 2.8 Motor Listrik

Motor listrik berfungsi sebagai sumber penggerak dari mesin pencacah kertas, dimana putaran motor listrik yang ditransmisikan dengan puli sekaligus mengarah ke rumah pisau potong. Begitu juga dengan sabuk (belt) yang berfungsi sebagai penghubung puli motor dengan puli mata pisau. Motor listrik termasuk kedalam kategori mesin listrik dinamis dan merupakan sebuah perangkat elektromagnetik yang dapat mengubah listrik menjadi energi mekanik. Dibawah ini merupakan bagan mengenai macam-macam komponen motor listrik berdasarkan pasokan input, kontruksi, dan mekanisme operasi yang terangkum dalam klasifikasi motor listrik .



Gambar 2.9 Motor Listrik