

# BAB I

## PENDAHULUAN

### 1.1 Latar Belakang

Indonesia lebih banyak mengekspor kakao dalam bentuk biji dari pada hasil olahannya. Padahal akan lebih baik jika produsen kakao Indonesia bisa mengekspor kakao dalam bentuk olahan yang akan memberikan nilai jual lebih tinggi. Hal ini dikarenakan biji kakao mengandung cita rasa dan warna khas yang sangat digemari dan banyak diminati. Proses pengolahan biji kakao ini dapat dilakukan oleh alat sederhana. Salah satu proses pengolahan biji kakao adalah proses pemastaan. Pasta coklat atau *cocoa mass* dibuat dari biji kakao kering melalui beberapa tahapan proses untuk mengubah biji kakao yang semula padat menjadi semi cair atau pasta. Setiap ton pasta coklat membutuhkan 1,20 – 1,25 ton biji kakao kering. Pasta coklat akan diproses lebih lanjut menjadi lemak coklat dan bubuk coklat yang merupakan bahan baku utama berbagai aneka olahan makanan atau minuman coklat.

### 1.2 Rumusan Masalah

Perumusan masalah dalam penelitian tugas akhir ini adalah:

- a. Merancang mesin pemasta coklat sesuai standar keamanan pangan.
- b. Memilih desain alternative sesuai kriteria desain.

### 1.3 Tujuan

Tujuan dari tugas akhir ini adalah merancang mesin pemasta coklat dengan hasil perancangan sesuai kebutuhan.

### 1.4 Batasan Masalah

Agar memudahkan dalam perancangan dan pembuatan, penulis membatasi pembahasan masalah antara lain :

1. Merancang mesin pemasta coklat sesuai kebutuhan.

## 1.5 Metodologi

1. Studi literatur
2. Kriteria desain
3. Desain alternatif
4. Pemilihan desain alternatif
5. Desain dan perhitungan
6. Evaluasi
7. Spesifikasi alat dan gambar teknik

## 1.6 Manfaat

Manfaat dari tugas akhir ini adalah dapat membuat mesin pemasta coklat untuk membantu para petani atau pengusaha coklat dalam proses pembuatan coklat.

## 1.7 Sistematika Penulisan

### **BAB I            PENDAHULUAN**

Bab ini berisikan tentang Latar Belakang, Tujuan, Rumusan Masalah, Batasan Masalah, Manfaat serta Sistematika Penulisan.

### **BAB II            DASAR TEORI**

Bab ini berisikan tentang landasan teori yang berhubungan dengan mesin pemasta coklat.

### **BAB III            METODOLOGI PENELITIAN**

Bab ini berisi tentang diagram alir proses.

### **BAB IV            PENGOLAHAN DATA**

Bab ini berisi tentang perhitungan rancangan mesin pemasta coklat.

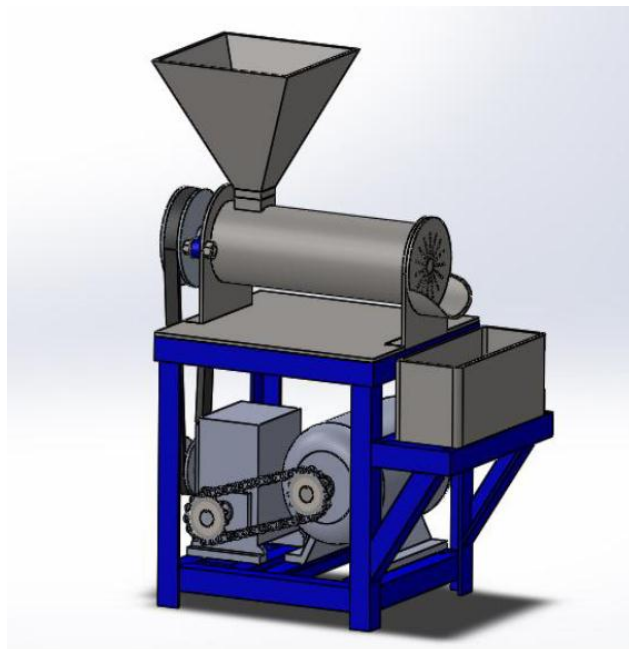
### **BAB V            KESIMPULAN DAN SARAN**

## BAB II

### DASAR TEORI

#### 2.1 Mesin Pemasta Coklat

Mesin pemasta coklat adalah mesin yang memproses biji kakao menjadi pasta coklat, pemasta ini bertujuan untuk menghancurkan biji kakao pasca sangrai menjadi lebih lunak berbentuk pasta sehingga menjadi lebih mudah di proses. Didalam mesin pemasta ini menggunakan mekanisme ulir tekan yang sering disebut dengan *screw press* dimana mekanisme tekan ini banyak sekali digunakan untuk mengolah biji kakao menjadi pasta.



**Gambar 2.1 Mesin Pemasta Coklat**

##### 2.1.1 Prinsip Kerja Mesin Pemasta Coklat

Didalam mesin pemasta ini menggunakan mekanisme *screw press* dimana mesin ini bekerja dengan cara memanfaatkan *screw* untuk menekan biji kakao dengan cara mengubah putaran menjadi tekanan.

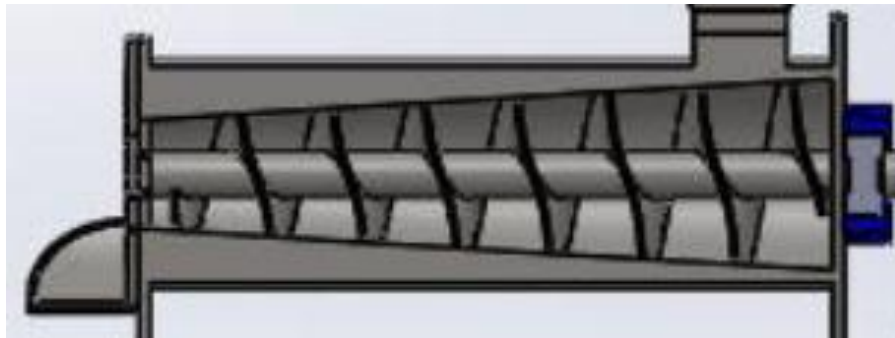
Dalam proses pengempaan ada dua jenis alat kempa yaitu:

1. *Screw press*

Kempa ulir atau screw press dalam penggunaan untuk mesin pemasta coklat lebih unggul dibanding dengan alat kempa hidrolis.

- a. Bekerja secara kontinyu
- b. Kapasitas olahan tinggi
- c. Efisiensi pengempaan lebih tinggi
- d. Gaya yang rendah
- e. Harga tidak terlalu mahal

Adapun keterbatasannya pada alat screw press yaitu karena tingginya persentasi biji yang pecah terkadang sulit untuk memonitor secara visual.



**Gambar 2.2 Mesin Press dengan Mekanisme Screw.**

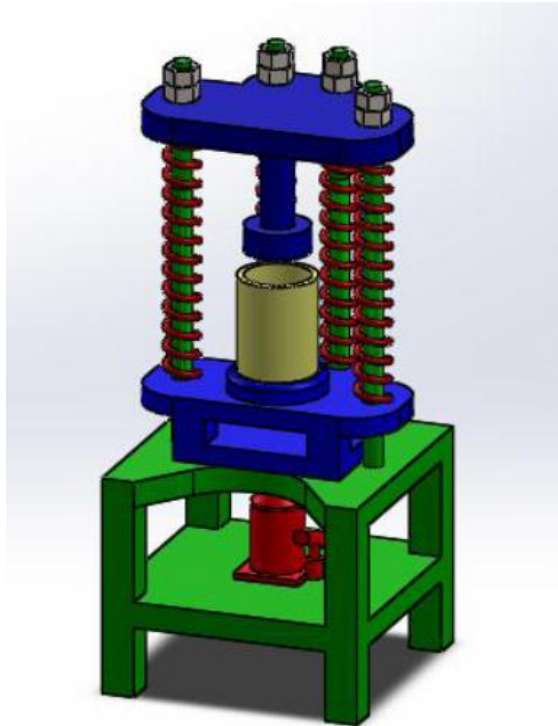
## 2. Hidrolik press

Kempa hidrolis memiliki kelebihan. Sebagai sumber kekuatan untuk banyak variasi pengoperasian.

- a. Penggunaan gaya yang sangat kecil dapat menghasilkan gaya yang besar cara mengubah perbandingan luas penampang silinder.
- b. Beban dapat dikontrol dengan menggunakan katup pengatur tekanan (*relieve valve*). karena apabila ada beban berlebih tidak segera diatasi maka akan merusak komponen-komponen itu sendiri.
- c. Mudah dalam pemasangan.
- d. Ringan.
- e. Sedikit perawatan.
- f. Tidak berisik .
- g. Kecepatan dorong dapat diatur.

Adapun keterbatasan dalam system kempa hidrolis yaitu:

- a. Memerlukan biaya yang besar karena alat hidrolis mahal.
- b. Apabila terjadi kebocoran akan mengotori sistem.
- c. Tidak bisa bekerja secara kontinyu



**Gambar 2.3 Mesin *Press* dengan Mekanisme Hidraulik.**

## **2.2. Komponen Mesin Pemasta Coklat**

Seperti halnya tubuh manusia yang disusun dari banyakorgan, mesin juga demikian. Dalam ilmu teknik mesin, alat-alat yang menyusun dikenal dengan istilah elemen atau komponen mesin. Banyak macam komponen mesin yang berada disekeliling kita, mulai dari komponen mesin terkecil seperti baut-mur hingga komponen paling besar. Dalam sebuah sistem mesin terdapat ribuan komponen mesin penyusun. Komponen itu bekerja bahu-membahu satu sama lain saling melengkapi. Bisa dibayangkan bagaimana unjuk kerja sebuah system mesin jika kehilangan fungsi satu komponen vital di dalamnya akibat umur tekniknya nyaris nol. Bukan saja system mesin itu tidak dapat bekerja dengan semestinya , maka sesuatu yang lebih buruk akan terjadi.

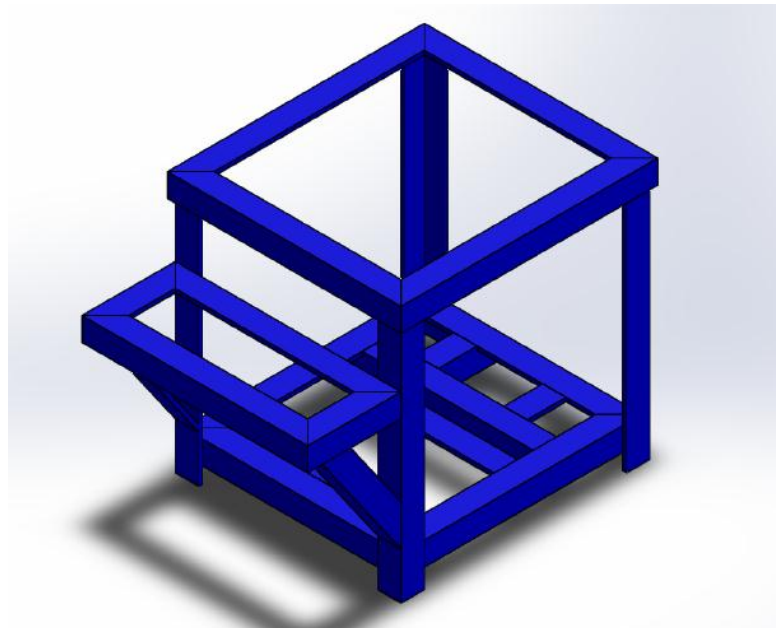
Komponen mesin pemasta ini terdiri dari beberapa komponen utama sebagai berikut:

- a. Rangka
- b. Motor listrik
- c. Gear box (*reducer*)
- d. Rantai sprocket

- e. Sabuk puli
- f. Poros screw
- g. Silinder
- h. Pasak
- i. Penampung coklat

### 2.3 Rangka

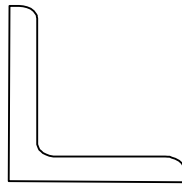
Konstruksi rangka baja adalah suatu konstruksi yang dibuat dari susunan batang-batang baja, dimana setiap pertemuan beberapa batang disambung pada alat pertemuan/simpul dengan menggunakan alat penyambung seperti baut, paku keling, dan las. Dalam perancangan ini penampang baja yang akan digunakan yaitu baja profil siku.



**Gambar 2.4 Rangka Mesin Pemasta.**

#### a. Baja profil siku

Profil ini dinyatakan dengan tanda L dengan tiga buah bilangan yang menunjukkan tinggi, lebar, dan tebal profil dalam mm. Baja siku ini dijual dalam panjang normal dari 3 – 6 meter. Contoh: Baja Siku: L100.100.10 yang artinya tinggi profil 100 mm, lebar profil 100 mm, dan tebal profil 10 mm.



**Gambar 2.5 Baja Profil Siku**

## 2.4 Motor Listrik

Motor listrik adalah alat untuk mengubah energi listrik menjadi energi mekanik. Energi mekanik ini biasanya digunakan untuk memutar *impeller* pompa, *fan* atau *blower*, dan lain-lain. Dalam perancangan ini motor listrik digunakan untuk memutar poros *screw* dengan menggunakan sistem transmisi *sprocket*, *reducer*, dan sabuk-puli.



**Gambar 2.6 Motor Listrik**

Untuk memutar setiap komponen, diperlukan daya motor yang sesuai agar setiap komponen yang bekerja dapat berputar dengan baik sesuai dengan rancangan yang diinginkan. Daya yang terjadi diakibatkan oleh momen inersia setiap komponen yang berputar dan daya yang diakibatkan oleh tekanan *screw*.

## 2.5 Gear Box

*Gear box* dalam hal yang bersangkutan dengan bidang kebutuhan industri atau permesinan memiliki fungsi sebagai pemindah tenaga dari tenaga penggerak ke mesin yang ingin digerakan. Setidaknya ada dua alasan kunci mengapa pengguna

gear box dalam dunia permesinan memegang peranan penting, pertama fungsi *gear box* utamanya adalah memperlambat kecepatan putaran yang dihasilkan dari perputaran motor listrik dan kedua adalah meningkatkan putaran yang dihasilkan oleh motor listrik.

Aplikasi penggunaan *gear box* sangat beragam namun salah satu contoh umum penggunaan gearbox untuk memperlambat kecepatan adalah salah satu fungsi utama gearbox dan itulah sebabnya *gear box* juga sering disebut sebagai *speed reducer*.

Selain *speed reducer* fungsi lain dari *gear box* terutama dalam keperluan industri seperti pabrik, pertambangan, perikanan, dan lainnya adalah untuk memperkuat daya dari motor listrik. Seiring fungsi utama *gear box* sebagai pengurang kecepatan, secara otomatis *gear box* juga berfungsi untuk memperkuat torsi dari motor listrik. Tanpa didukung dengan *gear box* yang sesuai motor listrik akan kesulitan untuk memuttarkan mesin yang memerlukan daya besar jika dipaksakan akan mempercepat usia motor listrik atau bahkan akan merusak motor listrik tersebut.



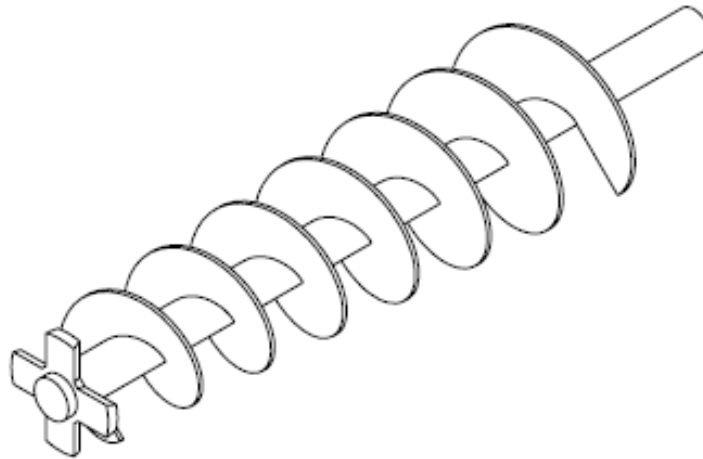
**Gambar 2.7 Gear Box (Reducer)**

## 2.6 Poros

Poros adalah sebuah elemen mesin berbentuk silinder pejal yang berfungsi sebagai tempat “duduknya” elemen-elemen lain seperti puli, sproket, roda gigi, dan koping dan juga berperan sebagai elemen penerus daya dan putaran dari mesin penggerak. Hampir semua sistem mesin yang menggunakan mekanisme bergerak/berputar memiliki poros, dari yang berukuran kecil hingga poros-poros besar. Kemudian berdasarkan posisi dalam mesin, poros bisa diletakkan dalam arah vertical maupun horizontal.



Didalam perancangan mesin pemasta ini poros yang digunakan yaitu poros *screw* dimana poros *screw* itu sendiri digunakan untuk menekan biji kakao didalam silinder, poros *screw* ini bekerja dengan cara merubah putaran menjadi tekanan.



**Gambar 2.8 Poros *screw***

Ada beberapa variabel penting terkait dengan poros, yaitu:

1. Dimensi poros, dalam hal ini diameter dan panjangnya.
2. Bentuk poros, apakah poros berdiameter seragam atau poros bertingkat dengan variasi diameter.
3. Material poros.

Dalam merancang dimensi poros, sebagai langkah awal adalah menentukan panjang poros. Panjang poros ditentukan berdasarkan pada jumlah dan elemen-elemen apa saja yang duduk padanya serta jarak antar elemen-elemen itu.

Langkah selanjutnya yaitu menghitung diameter minimum poros berdasarkan pada beban-beban yang bekerja pada poros itu. Menurut Sonawan (2014), beban yang bekerja pada poros dibedakan atas:

1. Poros yang menerima beban momen puntir (torsi) saja.
2. Poros yang menerima beban momen lentur saja (atau disebut dengan istilah as).
3. Poros yang menerima kombinasi beban torsi dan momen lentur.

Dalam perancangan ini poros akan menerima beban torsi dan momen lentur akibat daya yang diteruskan melalui sistem transmisi sabuk-puli. Akibat momen lentur dan momen puntir pada poros akan memunculkan kombinasi tegangan normal dan geser (Sonawan, 2014).

Variabel yang berpengaruh dalam menentukan diameter poros yang terkena beban momen lentur dan momen puntir menurut Sonawan (2014) adalah:

1. Momen lentur terbesar ( $M_L$ )
2. Momen puntir terbesar ( $T$ )
3. Material poros yang diwakili oleh kekuatan luluh ( $S_y$ )
4. Faktor keamanan ( $FS$ )

Persamaan perancangan poros adalah sebagai berikut:

- Momen lentur

$$M_L = F \times x \quad \text{Persamaan 2.1}$$

- Torsi

$$T = \frac{30 \times P}{\pi \times n} \quad \text{Persamaan 2.2}$$

- Beban akibat puli yang berputar

$$F_P = \frac{3 \times T}{D_P} \quad \text{Persamaan 2.3}$$

- Menentukan diameter poros

$$d^3 = \frac{32 \times FS}{\pi \times S_y} \sqrt{(M_L)^2 + \left(\frac{T}{2}\right)^2} \quad \text{Persamaan 2.4}$$

Dimana:

$M_L$  = Momen Lentur, (Nm)

$F$  = Beban radial, (N)

$x$  = Jarak, (m)

$T$  = Torsi, (Nm)

$P$  = Daya, (watt)

$n$  = putaran, (rpm)

$F_p$  = Beban akibat puli yang berputar, (N)

$D_p$  = Diameter puli, (m)

$d$  = Diameter poros, (m)

FS = Faktor keamanan

$S_y$  = Kekuatan luluh, (N/m<sup>2</sup>)

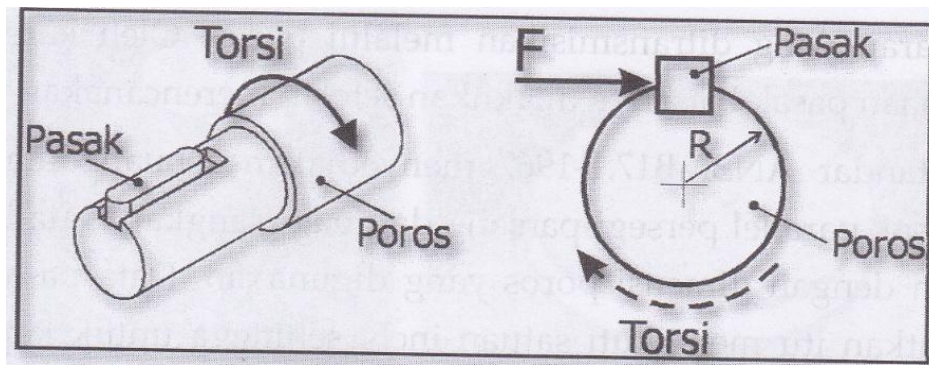
## 2.7 Pasak

Pasak (*key*) adalah sebuah elemen mesin berbentuk silindrik, balok kecil atau silindrik tirus yang berfungsi sebagai penahan elemen seperti puli, sproket roda gigi atau kopling pada poros (Sonawan, 2014).

Jika pasak tidak terpasang dengan benar antara puli dengan poros maka kemungkinan akan terjadi slip diantara bagian yang berkontak. Keausan akan dialami oleh lubang puli bila terjadi slip. Untuk itu perlu perancangan pasak yang benar agar mendapatkan hasil yang optimal. Terdapat beberapa macam pasak, yaitu pasak persegi/bujursangkar, pasak pin, dan pasak pin ulir (Sonawan, 2014).

### 2.7.1 Pasak Paralel Persegi/Bujursangkar

Salah satu jenis pasak yang banyak dipakai dalam berbagai aplikasi adalah pasak paralel persegi atau pasak paralel bujursangkar. Untuk poros berdiameter hingga 6,5 inch pasak berpenampang bujur sangkar lebih disukai, sedangkan pasak berpenampang persegi panjang diterapkan pada poros berdiameter lebih besar. Namun pasak jenis ini memiliki kekurangan dimana pasak sulit dipasang dan penggunaan pasak jenis ini masih memungkinkan hub dan poros bergeser satu sama lain dalam arah aksial (Sonawan, 2014).



**Gambar 2.9 Gaya-gaya pada Pasak Paralel**

Persamaan perancangan pasak parallel adalah sebagai berikut:

- Gaya tangensial

$$F = \frac{T}{R} \quad \text{Persamaan 2.5}$$

- Tegangan geser

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{w \times l} \quad \text{Persamaan 2.6}$$

- Panjang pasak akibat tegangan geser

$$l = \frac{F \times 2FS}{w \times S_y} \quad \text{Persamaan 2.7}$$

Dimana:  $F$  = Gaya tangensial, (N)

$T$  = Torsi, (Nm)

$R$  = Jari-jari poros, (m)

$\tau$  = Tegangan geser, (N/m<sup>2</sup>)

$A$  = Luas penampang pasak, (m<sup>2</sup>)

$l$  = Panjang pasak, (m)

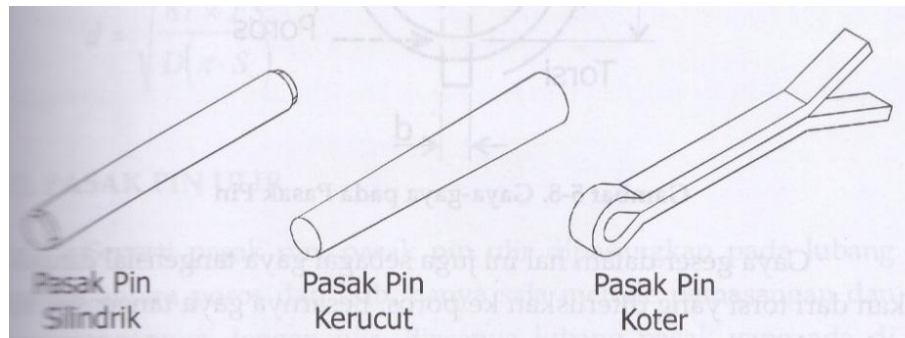
$FS$  = Faktor keamanan

$w$  = Lebar pasak, (m)

$S_y$  = Kekuatan luluh, (N/m<sup>2</sup>)

### 2.7.2 Pasak Pin

Jenis lainnya dari pasak adalah pasak pin. Pasak jenis ini dipasangkan antara hub (bagian dari puli, sproket atau roda gigi) dan poros dengan menggunakan sebuah pin berpenampang lingkaran. Untuk keperluan pemasangannya diperlukan sebuah lubang yang menembus hub dan poros (Sonawan, 2014).



**Gambar 2.10 Jenis Pasak Pin**

Walaupun masing-masing memiliki kelebihan dan kekurangan, tetapi dari ketiga jenis pasak pin yang ada, pasak pin koter merupakan jenis yang paling “aman”. Pasak tidak mudah terlepas selama terpasang pada poros. Pasak teraman kedua yaitu pasak pin kerucut/tirus, selain itu pasak pin kerucut/tirus juga sangat mudah dalam pemasangannya.

Persamaan perancangan pasak pin adalah sebagai berikut:

- Gaya tangensial

$$F = \frac{T}{D} \quad \text{Persamaan 2.8}$$

- Tegangan geser yang diizinkan

$$\tau = \frac{S_y}{2 \times FS} \quad \text{Persamaan 2.9}$$

- Diameter pasak pin

$$d = \sqrt{\frac{8T \times FS}{D \times (\pi \times S_y)}} \quad \text{Persamaan 2.10}$$

Dimana:  $F$  = Gaya tangensial, (N)

$T$  = Torsi, (Nm)

$\tau$  = Tegangan geser yang diizinkan, (N/m<sup>2</sup>)

$S_y$  = Kekuatan luluh, (N/m<sup>2</sup>)

FS = Faktor keamanan

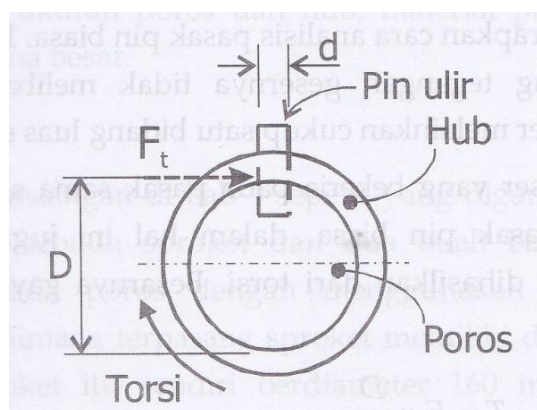
$d$  = diameter pasak pin, (m)

$D$  = diameter poros, (m)

### 2.7.3 Pasak Pin Ulir

Seperti pasak pin, pasak pin ulir dipasangkan pada lubang tembus antara poros dan hub, hanya saja metode pemasangan dan pengencangannya dengan ulir. Biasanya lubang pasak yang ada di hub dibuat berulir, sedangkan pada poros dibuat rongga seadanya (Sonawan,2014).

Terkadang pasak pin ulir ini dapat digantikan perannya oleh sebuah baut berkepala segi enam. Terkadang juga dipakai bersama-sama dengan pasak parallel bujursangkar.



**Gambar 2.11 Gaya-gaya pada Pasak Pin Ulir**

Persamaan perancangan pasak pin ulir adalah sebagai berikut:

- Gaya tangensial

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

Persamaan 2.11

- Tegangan geser

$$\tau = \frac{2 \times T}{D \times \left( \frac{\pi \times d^2}{4} \right)}$$

Persamaan 2.12

- Diameter pasak pin ulir

$$d = \sqrt{\frac{16T \times FS}{D \times (\pi \times S_y)}}$$

Persamaan 2.13

Dimana: F = Gaya tangensial, (N)

T = Torsi, (Nm)

$\tau$  = Tegangan geser, (N/m<sup>2</sup>)

S<sub>y</sub> = Kekuatan luluh, (N/m<sup>2</sup>)

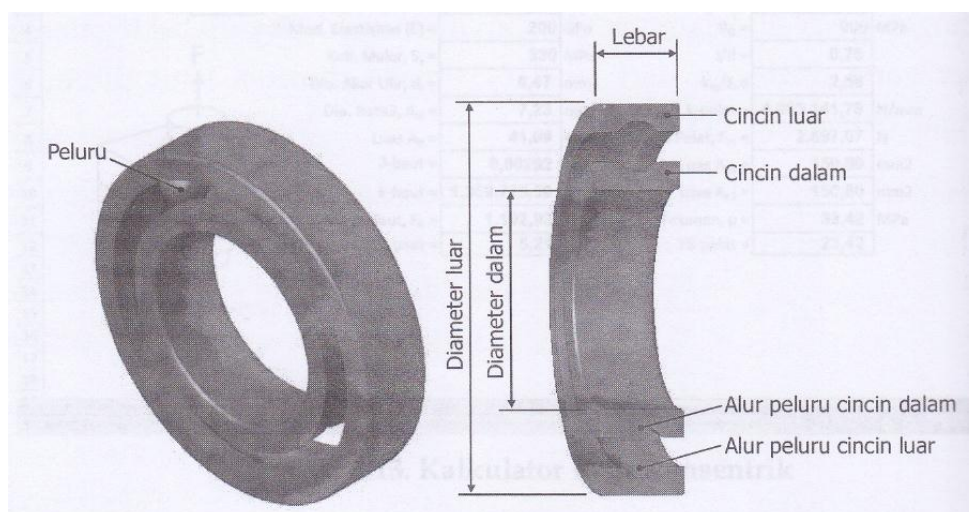
FS = Faktor keamanan

d = diameter pasak pin ulir, (m)

D = diameter poros, (m)

## 2.8 Bantalan

Bantalan (*bearing*) adalah elemen mesin yang berfungsi untuk menahan (mensupport) beban pada saat dua elemen mesin saling bergerak relatif. Jenis beban yang dapat ditahan yaitu beban radial saja, gabungan beban radial + beban aksial, dan beban aksial saja. Bantalan itu sendiri kebanyakan digunakan pada aplikasi-aplikasi yang melibatkan putaran (Sonawan, 2014).



**Gambar 2.12 Terminologi Bantalan**

Perancangan atau pemilihan bantalan biasanya dilakukan setelah mendapatkan dimensi poros. Pemilihannya disesuaikan dengan beban/gaya yang terjadi pada tumpuan di poros dan diameter poros dimana akan dipasang bantalan. Jika gaya yang terjadi pada tumpuan hanya berupa gaya radial saja maka dipilih jenis bantalan radial, sedangkan jika terdapat gaya aksial maka dipilih jenis bantalan yang mampu menahan gaya radial dan aksial (Sonawan, 2014).



**Gambar 2.13 Berbagai Jenis Rantalan**

Menurut Sonawan (2014), ada beberapa faktor yang harus diperhatikan dalam memilih jenis bantalan. Faktor-faktor itu saling berkaitan satu sama lain. Faktor-faktor itu adalah:

1. Diameter poros dimana bantalan akan dipasang.
2. Gaya luar yang bekerja pada bantalan atau dikenal dengan istilah gaya ekuivalen. Besar gaya ekuivalen merupakan hasil perkalian antara gaya radial ( $R$ , reaksi tumpuan) dengan faktor putaran ( $f_p$ ).

$$P = R \times f_p \quad \text{Persamaan 2.14}$$

3. Hubungan beban - umur bantalan  
Dimanfaatkan untuk menghitung besarnya parameter *basic dynamic load rating* ( $C$ ). Parameter ini didefinisikan sebagai beban yang diterima oleh bantalan ketika mencapai umur  $L_{10} = 1.000.000$  putaran.

$$\frac{L_2}{L_1} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^k \quad \text{Persamaan 2.15}$$



Dimana:

$P_1 = C = \text{Basic dynamic loading rating (lb)}$

$P_2 = P_d = \text{Beban yang bekerja pada bantalan (beban desain) (lb)}$

$L_1 = \text{Umur } L_{10} \text{ pada beban } C = 1.000.000 \text{ putaran}$

$L_2 = \text{Umur desain (putaran)}$

$k = 3,00$  untuk *ball bearing*,  $k = 3,33$  untuk *roller bearing*

Untuk menghitung *basic dynamic load rating (C)*, persamaan 2.30 di atas menjadi:

$$P_1 = P_2 \times \left(\frac{L_2}{L_1}\right)^{1/k} \quad \text{Persamaan 2.16}$$

#### 4. Jenis beban yang bekerja pada bantalan

Ada dua jenis beban yang bekerja pada bantalan yaitu beban radial dan beban aksial. Jika bantalan hanya menerima beban radial maka jenis bantalan yang dipilih yaitu bantalan radial, sedangkan jika kedua beban yang bekerja maka bantalan yang dipilih jenis bantalan yang mampu menahan beban radial dan beban aksial.

#### 5. Umur desain

## 2.9 Sistem Transmisi Rantai Sproket

Rantai merupakan suatu komponen transmisi daya yang dibuat dari rangkaian mata rantai (link) dan pin. Ketika meneruskan daya diantara poros-poros berputar rantai menarik roda bergerigi yang disebut sproket.



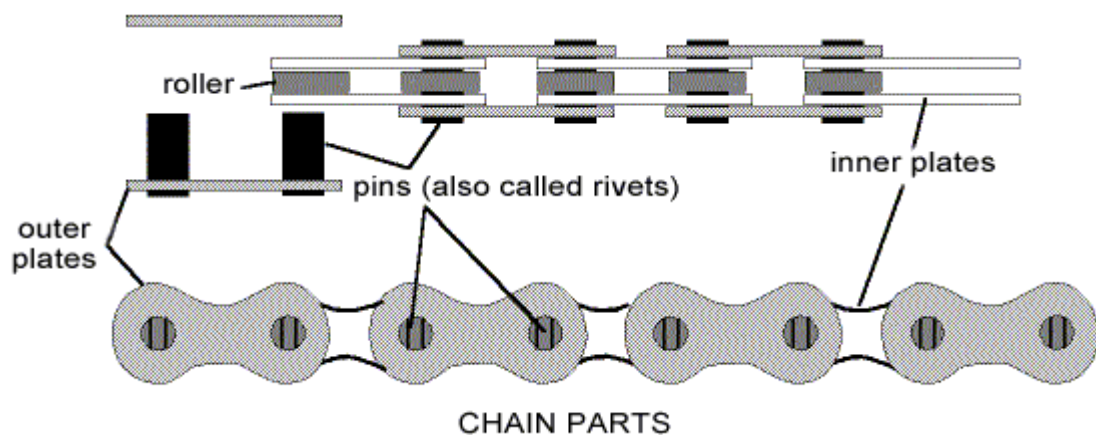
**Gambar 2.14 Rantai sproket**

Dari sekian banyak jenis rantai, yang paling umum dipakai adalah *roller chain* dimana rol-rol pada tiap pin menghasilkan gesekan yang kecil antara rantai dan

sproket. Rantai jenis rol ini diklasifikasikan menurut jarak *pitch* nya, yaitu jarak antara *link* terdekat. Biasanya *pitch* diilustrasikan sebagai jarak antara dua pusat pin terdekat.

**Tabel 2.1 Standart jenis rol ( *roller chain* )**

Nomor Rantai	Pitch (Inch)	Nomor Rantai	Pitch (Inch)
25	1/4	100	1,25
35	3/8	120	1,5
41	1/2	140	1,75
40	1/2	160	2
50	5/8	180	2,25
60	0,75	200	2,5
80	1	224	3



**Gambar 2.15 Bagian-bagian Rantai**

### 2.9.1 Pedoman Perancangan Transmisi Rantai Sproket

Didalam memilih dan menggunakan rantai sproket sebagai komponen penerus daya dan putaran, ada beberapa hal yang harus diperhatikan antar lain:

1. Desain didasarkan pada sproket terkecil dari pasangan transmisi rantai.
2. Untuk kecepatan tertentu, kapasistas daya meningkat sebanding jumlah gigi sproket, semakin besar diameter sproket, jumlah gigi semakin banyak. Rantai dengan *pitch* semakin kecil pada sproket besar menghasilkan bunyi halus.
3. Untuk ukuran sproket tertentu kapasistas daya meningkat dan terus meningkat pada satu titik tertentu dan kemudian turun. Fatik (kelelahan) yang disebabkan

oleh tarikan rantai terjadi pada kecepatan rendah hingga sedang. Impak (benturan) terjadi pada kecepatan lebih tinggi.

4. Desain didasarkan pada untaian rantai tunggal (*single strad*). Untaian rantai lebih dari satu dapat meningkatkan kapasitas daya walaupun tidak sebesar kelipatannya. Untuk itu faktor pengali yang dimaksud sebesar.
  - 2 Untaian rantai, faktor pengali = 1,7
  - 3 Untaian rantai, faktor pengali = 2,5
  - 4 Untaian rantai, faktor pengali = 3,3
5. angka-angka diatas berdasarkan pada faktor servis 1,0. Untuk berbsgsi aplikasi/keperluan faktor servis ditabelkan.
6. Jumlah gigi minimumsproket 17 walaupun beroperasi pada putaran kurang dari 100 rpm
7. Rasio putaran maksimum = 7 (untuk 1 stage). Untu rasio putaran lebih tinggi maka jumlah rangkaian lebih dari 1.
8. Jarak antar pusat sproket 30-50 kali pitch.
9. Sudut kontak sproket kecil > 120°.
10. Jumlah gigi pada sproket besar maksimum120 gigi.
11. Susunan pemasangan transmisi rantai
  - a. Horizontal.
  - b. Sisi kencang ada dibagian atas.
12. Jarak anatar pusat sproket harus dapat berubah-ubah atau diatur.
13. Diameter sproket minimum dan jumlah gigi sproket minimum dibatasi oleh diameter poros.

Jika kita memerlukan transmisi rantai sproket untuk keperluan tertentu maka sudah sewajarnya ada beberapa persamaan yang perlu diketahui sebagai berikut:

- a. Untuk mencari diameter sproket

$$D(\text{Inch}) = \frac{\text{Pitch}}{\sin\left(\frac{180^\circ}{\text{Jumlah gigi}}\right)} \quad \text{Persamaan 2.17}$$

- b. Untuk menentukan panjang rantai

$$L = 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 \times C} \quad \text{Persamaan 2.18}$$

- c. Untuk menentuka jarak antar pusat sprocket aktual

$$C_s = \frac{1}{4} \left[ 47 - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left( 47 - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - \frac{8 \times (Z_2 + Z_1)^2}{4\pi^2}} \right] \text{ Persamaan 2.19}$$

Dimana: D = Diameter sproket (Inch)

Pitch = Ukuran *pitch* rantai

L = Panjang rantai (*pitch*)

C = jarak antar pusat sproket (*pitch*)

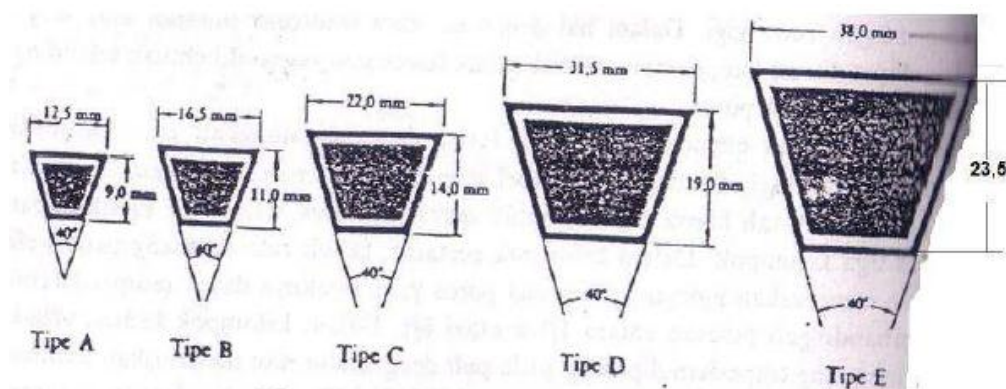
$C_s$  = Jarak antar pusat puli actual (*pitch*)

$Z_1$  = Jumlah gigi sproket kecil

$Z_2$  = jumlah gigi sproket besar

## 2.10 Sistem Transmisi Sabuk-Puli

Sabuk digunakan untuk mentransmisi daya dari satu poros ke poros lainnya melalui puli yang berputar pada kecepatan yang sama atau tidak sama. Efisiensi transmisi sabuk biasanya lebih rendah dibandingkan rodagigi atau rantai. Karena alasan itulah mengapa transmisi sabuk tidak dijumpai pada rangkaian penggerak utama (sistem transmisi) kendaraan jalan raya, dimana faktor irit bahan bakar menjadi pertimbangannya (Sonawan, 2014).



**Gambar 2.16 Macam-macam Sabuk**

Secara umum, transmisi sabuk diaplikasikan dimana putaran puli relatif tinggi. Kecepatan linier sabuk biasanya 2.500 – 7.000 ft/menit (12,5 – 35 m/s). Pada kecepatan lebih rendah, gaya tarik sabuk menjadi sangat besar untuk penampang sabuk tertentu. Pada putaran lebih tinggi, efek dinamik seperti gaya-gaya sentrifugal, “cambukan” sabuk dan getaran menurunkan efektivitas dan umur sabuk. Kecepatan sabuk ideal adalah 4.000 ft/menit (20 m/s) dan sabuk-V memiliki efisiensi sebesar 92 – 97 % (Sonawan, 2014).

Berikut persamaan yang digunakan untuk perancangan sistem transmisi sabuk-puli:

- Diameter puli yang digerakkan

$$D_2 = \frac{D_1 \times n_1}{n_2} \quad \text{Persamaan 2.20}$$

- Kecepatan sabuk

$$v = \frac{\pi \times D_1 \times n_1}{12} \quad \text{Persamaan 2.21}$$

- Panjang sabuk

$$L = 2 \times C + \frac{\pi}{2} \times (D_1 + D_2) \quad \text{Persamaan 2.22}$$

- Jarak antar pusat puli aktual

$$C_s = \frac{L_s - \left[ \frac{\pi}{2} \times (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{L_s} \right]}{2} \quad \text{Persamaan 2.23}$$

Dimana:  $D_1$  = Diameter puli penggerak, (mm, in)

$D_2$  = Diameter puli yang digerakkan, (mm, in)

$n_1$  = Putaran puli penggerak, (rpm)

$n_2$  = Putaran puli yang digerakkan, (rpm)

$v$  = Kecepatan sabuk, (m/s)

$L$  = Panjang sabuk, (mm, in)

$C$  = Jarak pusat puli desain, (mm, in)

$C_s$  = Jarak pusat puli aktual, (mm, in)

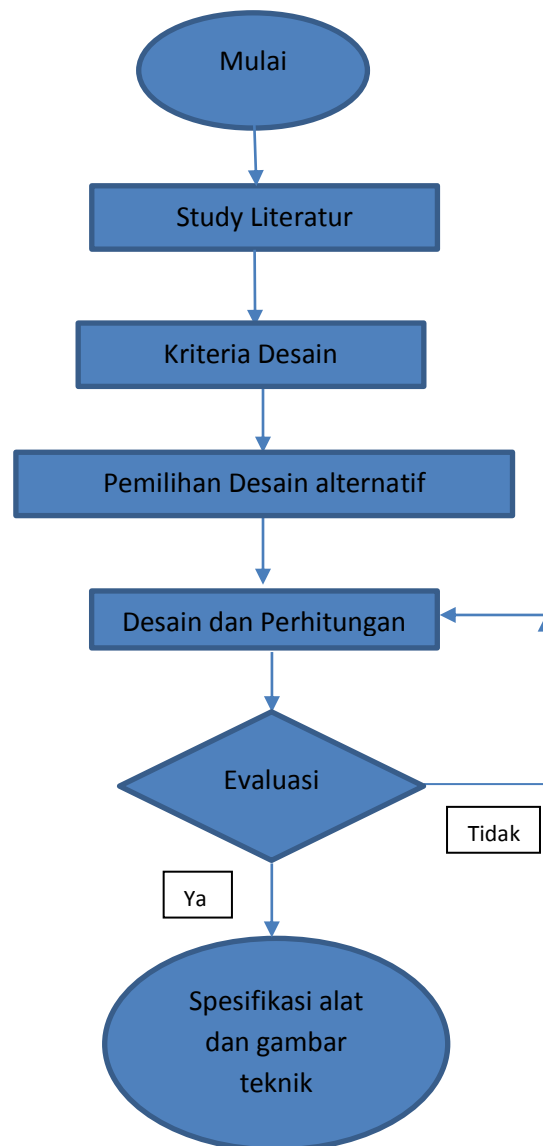
$L_s$  = Panjang sabuk standar, (mm, in)

## BAB III

### METODOLOGI PENELITIAN

#### 3.1 Diagram alir proses

Pembuatan tugas akhir ini direnankan dan dibagi dalam beberapa tahapan proses, dituliskan seperti berikut:



### **3.2 IDENTIFIKASI MASALAH**

Bagaimana membuat mesin pemasta coklat sesuai kebutuhan menggunakan material yang sesuai dengan standar keamanan pangan dan efisiensi.

### **3.3 PENGUMPULAN INFORMASI**

Pengumpulan informasi dari berbagai sumber, baik itu dari pakar, Internet, Atikel Teknik, Jurnal.

### **3.4 PERANCANGAN MESIN**

Perancangan mesin dilakukan mendapatkan rancangan yang sesuai dengan kebutuhan sehingga dapat optimal dalam proses merubah biji kakao menjadi pasta coklat dan produk yang dihasilkan aman untuk dikonsumsi.

### **3.5 EVALUASI DAN PEMILIHAN RANCANGAN**

Apabila perancangan mesin telah selesai, maka langkah selanjutnya adalah evaluasi dan pemilihan rancangan. Evaluasi dan pemilihan rancangan dilakukan untuk menentukan rancangan mana yang sesuai dengan konsep dan hasil yang telah diperhitungkan.

### **3.6 ANALISA MESIN**

Setelah evaluasi selesai dan rancangan mesin telah disepakati, maka dilakukan analisa mesin. Analisa mesin menggunakan software Solidwork. Software ini dipilih karena memiliki fitur – fitur untuk analisa yang dapat digunakan untuk menganalisa mesin pemasta ini.

### **3.7 PROTOTYPING**

Setelah semua langkah dalam perancangan dan pemilihan rangka selesai, langkah selanjutnya adalah prototyping. Prototyping adalah langkah dalam pembuatan rangka, sesuai dengan hasil dari rancangan yang telah dibuat.

## BAB IV

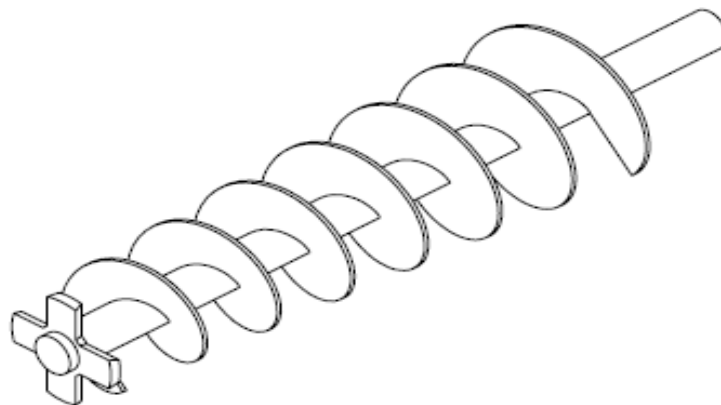
### PENGOLAHAN DATA

#### 4.1 Perancangan Motor Penggerak

Untuk memutarakan setiap komponen, diperlukan daya motor yang sesuai agar setiap komponen yang bekerja dapat berputar dengan baik sesuai dengan rancangan yang diinginkan. Daya yang terjadi diakibatkan oleh momen inersia setiap komponen yang berputar.

#### 4.2 Perancangan Poros Screw

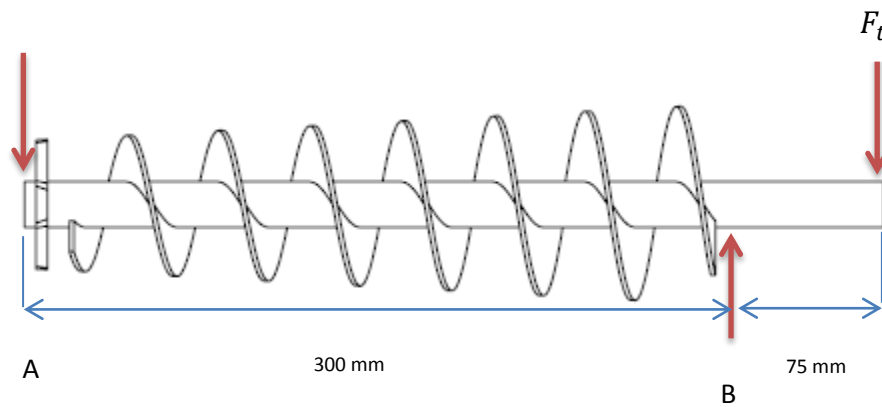
Poros adalah sebuah elemen mesin berbentuk silindrik pejal yang berfungsi sebagai tempat duduknya elemen-elemen lain seperti pui, sproket, roda gigi, dan koping dan juga berperan sebagai elemen penerus daya dan putaran dari mesin penggerak.



**Gambar 4.1 Poros screw**

Perancangan ini dilakukan untuk menentukan diameter minimum poros screw. Pada poros screw akan menerima beban puntir dan lentur yang diakibatkan oleh daya dan putaran yang diteruskan melalui sistem transmisi sabuk-puli.





**Gambar 4.2 Pembebanan pada poros screw**

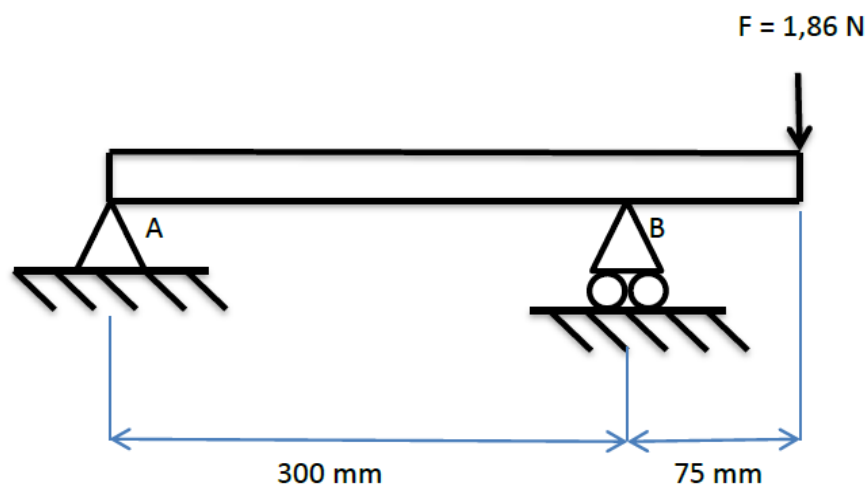
Torsi puli:

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{P}{2\pi n/60 \text{ rpm}} = \frac{60 \times 746 \text{ Watt}}{2\pi \times 50 \text{ rpm}} = 142,47 \text{ Nm}$$

Maka gaya tangensial yang bekerja pada poros akibat puli:

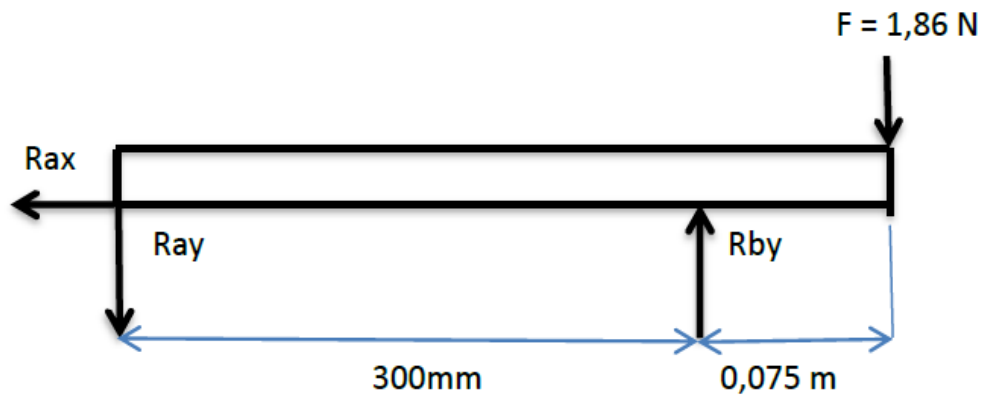
$$F_t = \frac{T}{D/2} = \frac{142,47 \text{ Nm}}{152,4/2} = 1,86 \text{ N}$$

### 1. Perhitungan reaksi gaya pada tumpuan:



**Gambar 4.3 Analisi Gaya Pada Poros**

DBB



**Gambar 4.4 Diagram Benda bebas**

$$\begin{aligned}\Sigma M_A = 0 &\rightarrow (R_{by} (0,3 \text{ m})) - (F \times (0,375 \text{ m})) \\ &(R_{by} (0,3 \text{ m})) - (1,86 \text{ N} \times (0,375 \text{ m})) \\ &(0,3 \text{ m } R_{by}) - (0,7 \text{ Nm}) \\ R_{By} &= \frac{0,7 \text{ Nm}}{0,3 \text{ m}} = 2,33 \text{ N}\end{aligned}$$

$$\Sigma F_x = 0 \rightarrow R_{Ax} = 0$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow R_{Ay} + R_{By} - F = 0$$

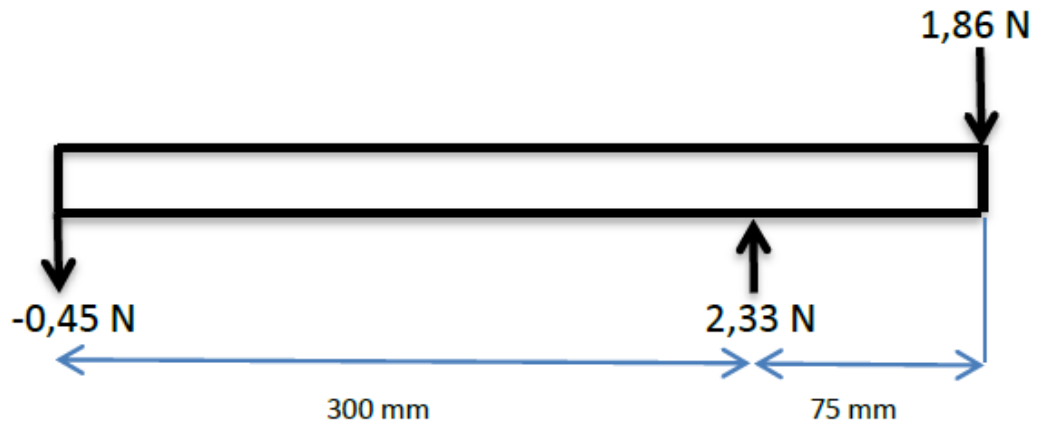
$$R_{Ay} + R_{By} - 1,86 \text{ N} = 0$$

$$R_{Ay} + R_{By} = 1,86 \text{ N}$$

$$R_{Ay} + 2,33 \text{ N} = 1,86 \text{ N}$$

$$R_{Ay} = 1,86 \text{ N} - 2,33 \text{ N}$$

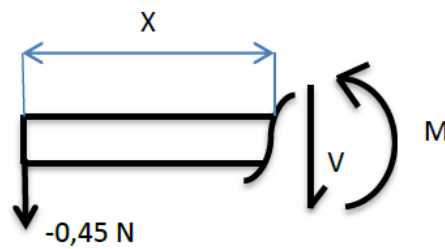
$$R_{Ay} = -0,45 \text{ N}$$



Gambar 4.5 Reaksi Gaya yang Terjadi Pada Poros

## 2. Perhitungan momen lentur

Momen di titik  $0 \text{ m} < x < 0,3 \text{ m}$ :



Gambar 4.6 Potongan Titik  $0 \text{ m} < x < 0,3 \text{ m}$

$$R_{Ay} = -V \rightarrow V = -R_{Ay} = -0,45 \text{ N}$$

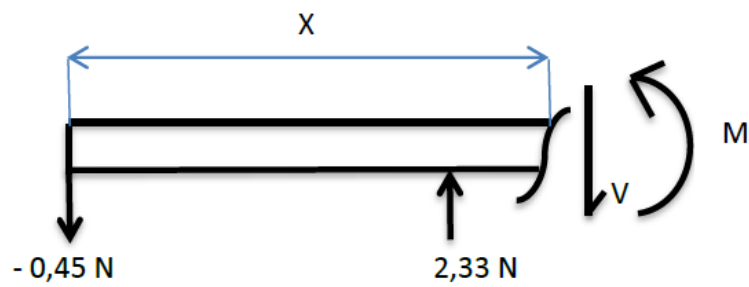
$$(-R_{Ay} \times x) - M = 0$$

$$M = -R_{Ay} \times x$$

$$M = -0,45 \text{ N} \times x \Rightarrow x = 0 \text{ m} \rightarrow M = 0 \text{ Nm}$$

$$x = 0,3 \text{ m} \rightarrow M = -0,135 \text{ Nm}$$

Momen lentur di titik  $0,3 \text{ m} < x < 0,375 \text{ m}$ :



**Gambar 4.7 Potongan Titik  $0 \text{ m} < x < 0,375 \text{ m}$**

$$R_{By} - R_{Ay} - V \rightarrow V = 2,33 \text{ N} - 0,45 \text{ N}$$

$$V = 1,68 \text{ N}$$

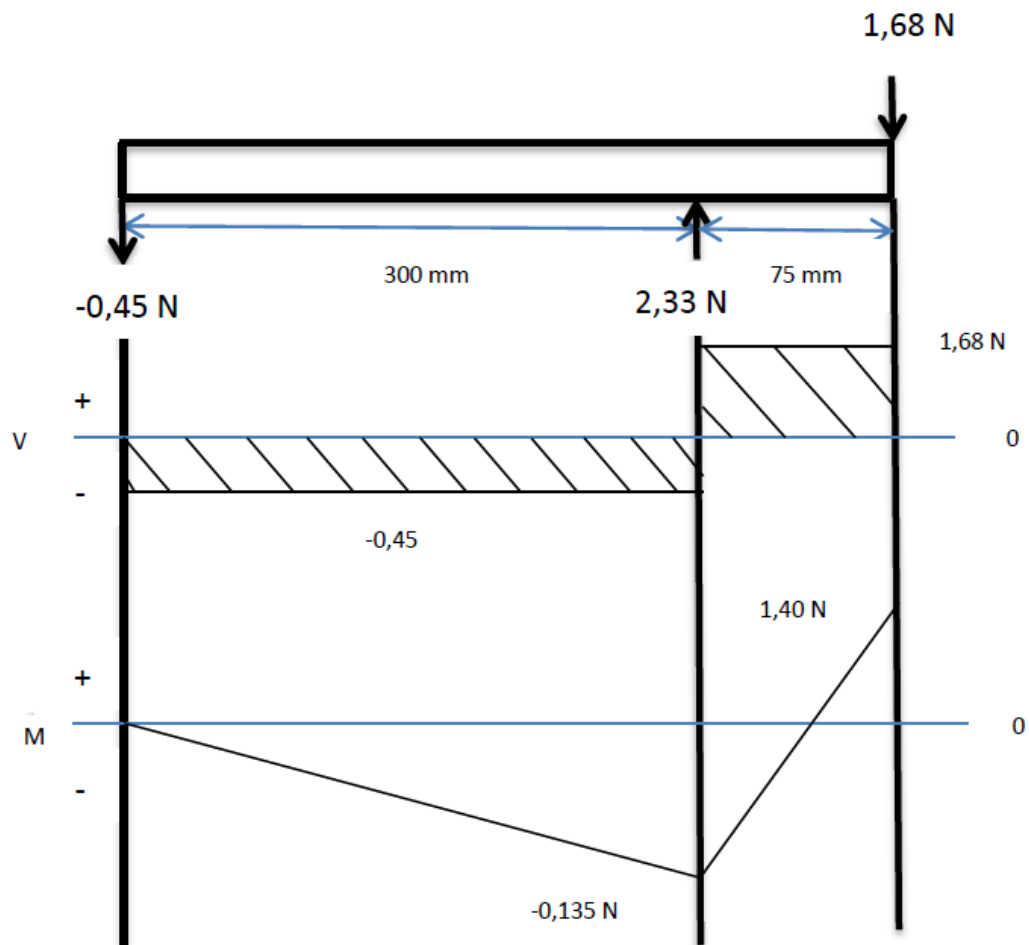
$$M = (-R_{Ay} \times x) + R_{By} (x - 0,3 \text{ m})$$

$$M = (-0,45 \text{ N} \times x) + 2,33 + (x - 0,3 \text{ m})$$

$$M = (-0,45 \text{ N} \times x) + (2,33 \times x) + (2,33 \times 0,3 \text{ m})$$

$$M = (188 \text{ N} \times x) + 0,669 \text{ Nm} \Rightarrow x = 0,3 \text{ m} \rightarrow M = 1,26 \text{ Nm}$$

$$x = 0,375 \text{ m} \rightarrow M = 1,40 \text{ Nm}$$



**Gambar 4.8 Diagram Gaya Lintang dan Momen Lentur Poros**

### 3. Menentukan material poros

Material poros yang digunakan yaitu baja tahan karat AISI 304 dengan kekuatan luluh sebesar:

$$S_y = 215 \text{ N/mm}^2 = 215 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

### 4. Menentukan diameter poros

Setelah dilakukan perhitungan, didapat momen lentur terbesar pada poros penggerak yaitu sebesar 1,40 Nm.

$$d^3 = \frac{32 \times FS}{\pi \times S_y} \sqrt{(M_L)^2 + \left(\frac{T}{2}\right)^2}$$

$$d^3 = \frac{32 \times 4}{\pi \times 215 \times 10^6 \text{ N/m}^2} \sqrt{(1,40 \text{ Nm})^2 + \left(\frac{142,47 \text{ Nm}}{2}\right)^2}$$

$$d^3 = 1,35 \times 10^{-5}$$

$$d = 0,023 \text{ m} = 23 \text{ mm}$$

Setelah dilakukan perhitungan, didapat diameter minimum poros bebas yaitu sebesar 23 mm namun dibuat menjadi 25 mm.

### 4.3 Perancangan Pasak

Setelah spesifikasi dimensi poros yang digunakan diketahui, maka langkah selanjutnya yaitu perancangan pasak. Jenis pasak yang akan digunakan pada puli yaitu jenis pasak pin ulir dan pasak bujur sangkar, sedangkan pada roda menggunakan jenis pasak pin ulir.

#### 1. Perancangan pasak sproket kecil

Perancangan pasak pada sproket kecil menggunakan jenis pasak, yaitu pasak pin ulir. Berikut merupakan data-data yang diketahui:

- Torsi yang bekerja pada poros

$$T = \frac{30 \times P}{\pi \times n} = \frac{30 \times 746 \text{ watt}}{\pi \times 1450 \text{ rpm}} = 4,91 \text{ Nm}$$

- Gaya tangensial yang terjadi

$$F = \frac{2 \times T}{D} = \frac{2 \times 4,91 \text{ Nm}}{0,05283 \text{ m}} = 18,5 \text{ N}$$

- Material yang digunakan

Material pasak yang digunakan yaitu St 37 dengan kekuatan luluh sebesar:

$$S_y = 235 \text{ N/mm}^2 = 235 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

#### Pasak bujursangkar

Menentukan ukuran penampang pasak

Diameter poros yang akan dipasang puli besar memiliki diameter 25 mm.

Untuk diameter poros sebesar 25 mm (antara  $7/8 - 1 \frac{1}{4}$  in) ukuran

penampang pasak bujursangkar adalah  $1/4$  in atau 6,35 mm. Namun

dalam perancangan ini ukuran penampang pasak yang akan digunakan

adalah 8 mm.

Menentukan panjang pasak

$$l = \frac{F \times FS}{h_1 \times S_y} = \frac{18,5 \text{ N} \times 5}{4 \text{ mm} \times 235 \text{ N/mm}^2} = 0,098 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

Setelah dilakukan perhitungan, didapat panjang minimum pasak bujursangkar yaitu sebesar 0,098 mm.

## 2. Perancangan pasak sproket besar

Perancangan pasak pada sproket besar menggunakan jenis pasak, yaitu pasak pin ulir. Berikut merupakan data-data yang diketahui:

- Torsi yang bekerja pada poros

$$T = \frac{30 \times P}{\pi \times n} = \frac{30 \times \text{watt}}{\pi \times 966 \text{ rpm}} = 7,34 \text{ Nm}$$

- Gaya tangensial yang terjadi

$$F = \frac{2 \times T}{D} = \frac{2 \times 7,34 \text{ Nm}}{0,8102 \text{ m}} = 18,11 \text{ N}$$

- Material yang digunakan

Material pasak yang digunakan yaitu St 37 dengan kekuatan luluh sebesar:

$$S_y = 235 \text{ N/mm}^2 = 235 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

### Pasak bujursangkar

- a. Menentukan ukuran penampang pasak

Diameter poros yang akan dipasang puli besar memiliki diameter 25 mm.

Untuk diameter poros sebesar 25 mm (antara  $7/8 - 1 \frac{1}{4}$  in) ukuran penampang pasak bujursangkar adalah  $1/4$  in atau 6,35 mm. Namun dalam perancangan ini ukuran penampang pasak yang akan digunakan adalah 8 mm.

- b. Menentukan panjang pasak

$$l = \frac{F \times FS}{h_1 \times S_y} = \frac{18,11 \text{ N} \times 5}{4 \text{ mm} \times 235 \text{ N/mm}^2} = 0,96 \text{ mm} \approx 10 \text{ mm}$$

Setelah dilakukan perhitungan, didapat panjang minimum pasak bujursangkar yaitu sebesar 0,096 mm.

### 3. Perancangan pasak puli kecil

Perancangan pasak pada puli kecil menggunakan dua jenis pasak, yaitu pasak pin ulir dan pasak bujursangkar. Berikut merupakan data-data yang diketahui:

- Torsi yang bekerja pada poros

$$T = \frac{30 \times P}{\pi \times n} = \frac{30 \times 746 \text{ watt}}{\pi \times 96 \text{ rpm}} = 74,2 \text{ Nm}$$

- Gaya tangensial yang terjadi

$$F = \frac{2 \times T}{D} = \frac{2 \times 74,2 \text{ Nm}}{0,0762 \text{ m}} = 1947,5 \text{ N}$$

- Material yang digunakan

Material pasak yang digunakan yaitu St 37 dengan kekuatan mulur sebesar:

$$S_y = 235 \text{ N/mm}^2 = 235 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

#### Pasak bujursangkar

Menentukan ukuran penampang pasak

Diameter poros yang akan dipasang puli besar memiliki diameter 25 mm.

Untuk diameter poros sebesar 25 mm (antara  $7/8 - 1 \frac{1}{4}$  in) ukuran penampang pasak bujursangkar adalah  $1/4$  in atau 6,35 mm. Namun dalam perancangan ini ukuran penampang pasak yang akan digunakan adalah 8 mm.

Menentukan panjang pasak

$$l = \frac{F \times FS}{h_1 \times S_y} = \frac{1947,5 \text{ N} \times 5}{3,175 \text{ mm} \times 235 \text{ N/mm}^2} = 10,3 \text{ mm} \approx 15 \text{ mm}$$

Setelah dilakukan perhitungan, didapat panjang minimum pasak bujursangkar yaitu sebesar 10,3 mm.

### 4. Perancangan pasak puli besar

Perancangan pasak pada puli besar menggunakan dua jenis pasak, yaitu pasak pin ulir dan pasak bujursangkar. Berikut merupakan data-data yang diketahui:



- Torsi yang bekerja pada poros

$$T = \frac{30 \times P}{\pi \times n} = \frac{30 \times 746 \text{ watt}}{\pi \times 50 \text{ rpm}} = 142,47 \text{ Nm}$$

- Gaya tangensial yang terjadi

$$F = \frac{2 \times T}{D} = \frac{2 \times 142,47 \text{ Nm}}{0,1524 \text{ m}} = 1869,7 \text{ N}$$

- Material yang digunakan

Material pasak yang digunakan yaitu St 37 dengan kekuatan mulur sebesar:

$$S_y = 235 \text{ N/mm}^2 = 235 \times 10^6 \text{ N/m}^2$$

### Pasak bujursangkar

Menentukan ukuran penampang pasak

Diameter poros yang akan dipasang puli besar memiliki diameter 25 mm.

Untuk diameter poros sebesar 25 mm (antara 7/8 – 1  $\frac{1}{4}$  in) ukuran penampang pasak bujursangkar adalah 1/4 in atau 6,35 mm. Namun dalam perancangan ini ukuran penampang pasak yang akan digunakan adalah 8 mm.

Menentukan panjang pasak

$$l = \frac{F \times FS}{h_1 \times S_y} = \frac{1869,7 \text{ N} \times 5}{4 \text{ mm} \times 235 \text{ N/mm}^2} = 9,94 \text{ mm} \approx 15 \text{ mm}$$

Setelah dilakukan perhitungan, didapat panjang minimum pasak bujursangkar yaitu sebesar 9,94 mm.

## 4.4 Perancangan Bantalan

Dalam perancangan ini, bantalan terdapat pada poros screw. Bantalan tersebut terdapat pada titik B yaitu dengan diameter poros sebesar 25 mm.

Diketahui:

- Putaran poros,  $n = 50 \text{ rpm}$
- Diameter poros,  $d = 25 \text{ mm}$
- Gaya terbesar pada poros di bantalan = 2,33 N = 0,524 lb

### 1. Menentukan *basic dynamic load rating*

Beban terbesar yang harus ditahan oleh bantalan terdapat di bantalan yaitu sebesar 0,524 lb. Dengan beban sebesar itu, *basic dynamic load rating* dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$C = P_1 = P_2 \times \left(\frac{L_2}{L_1}\right)^{1/k}$$

Variabel yang diketahui:

- $P_2 = 0,524 \text{ lb}$
- $L_1 = 1000000 \text{ putaran}$
- $L_2 = 50 \text{ rpm}$
- $k = 3$  (untuk *ball bearing*)

Umur desain untuk peralatan pertanian antara 3000-6000 jam. Dalam perhitungan dipilih umur tertinggi yaitu 6000 jam, maka:

$$L_2 = 50 \text{ rpm} \times 5000 \text{ jam} \times \left(60 \frac{\text{menit}}{\text{jam}}\right)$$

$$L_2 = 15000000 \text{ putaran}$$

Maka *basic dynamic load rating* sebesar:

$$C = P_1 = P_2 \times \left(\frac{L_2}{L_1}\right)^{1/k}$$

$$C = 0,524 \text{ lb} \times \left(\frac{15000}{1000000}\right)^{1/3}$$

$$C = 1,3 \text{ lb}$$

### 2. Menentukan nomor bantalan

Kemudian lihat tabel untuk *basic dynamic load rating* sebesar 1,3 lb dengan diameter dalam 25 mm, bantalan yang dapat dipilih yaitu nomor 6205. Bantalan ini memiliki data:

- $d = 25 \text{ mm}$
- $D = 52 \text{ mm}$
- $B = 15 \text{ mm}$
- $C = 2430 \text{ lb}$  (lebih besar dari 1,3 lb)

Data-data yang sudah diketahui:

- Nomor bantalan = 6205
- $P_1 = C = 2430 \text{ lb}$
- $P_2 = 2,33 \text{ N} = 0,524 \text{ lb}$  (beban desain titik B)
- $L_1 = 10^6$  putaran (umur  $L_{10}$  pada beba C)
- $k = 3,00$  (untuk *ball bearing*)

### 3. Menentukan umur bantalan

Umur  $L_{10}$  untuk bantalan

$$\frac{L_2}{L_1} = \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^k$$

$$L_2 = L_1 \times \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^k = 10^6 \times \left( \frac{2430 \text{ lb}}{0,524 \text{ lb}} \right)^3 = 9,97 \times 10^{16} \text{ putaran}$$

Maka umur bantalan dalam satuan waktu yaitu:

$$t = \frac{L_2}{n} = \frac{9,97 \times 10^{16} \text{ putaran}}{50 \text{ rpm}} = 2 \times 10^{15} \text{ menit}$$

### 4.5 Perancangan Transmisi Sproket

- Putaran input,  $n_i$  : 1450 rpm
- Nomor rantai : No 40 pitch  $\frac{1}{2}$  Inch
- Jumlah gigi sprocket kecil : 13 gigi
- Jumlah gigi sprocket besar : 20 gigi
- Rasio Spocket : 1:1,5

$$\begin{aligned}
 D_{\text{sprocket kecil}} &= \frac{\text{Pitch}}{\sin\left(\frac{180}{\text{Jumlah gigi}}\right)} \\
 &= \frac{0,5}{\sin\left(\frac{180}{13}\right)} \\
 &= 2,08 \text{ Inch} \\
 &= 52,83 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_{\text{sprocket besar}} &= \frac{\text{Pitch}}{\sin\left(\frac{180}{\text{Jumlah gigi}}\right)} \\
 &= \frac{0,5}{\sin\left(\frac{180}{20}\right)} \\
 &= 3,19 \text{ Inch} \\
 &= 81,02 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Panjang rantai:

$$\begin{aligned}
 \text{Nilai } C &= 30 \times 0,5 \\
 &= 15 \text{ Inch}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 L &= 2C + \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \frac{(Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2 \times C} \\
 &= 2 \times 15 + \frac{20 + 13}{2} + \frac{(20 - 13)^2}{4\pi^2 \times C} \\
 &= 47 \text{ Pitch}
 \end{aligned}$$

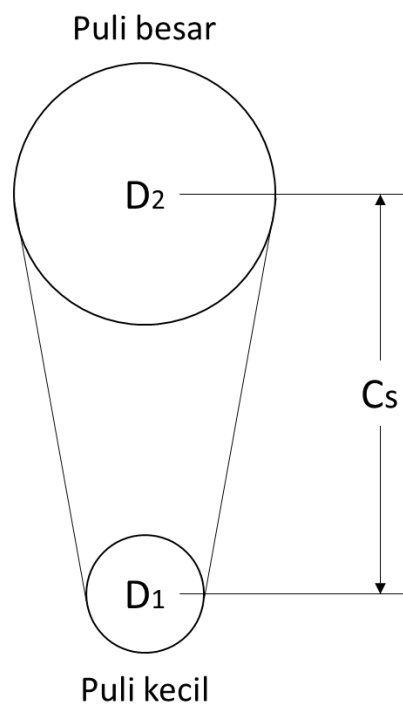
Menentukan jarak antar pusat sprocket:

$$C_s = \frac{1}{4} \left[ 47 - \frac{Z_2 + Z_1}{2} + \sqrt{\left(47 - \frac{Z_2 + Z_1}{2}\right)^2 - \frac{8 \times (Z_2 - Z_1)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C_s = \frac{1}{4} \left[ 47 - \frac{20 + 13}{2} + \sqrt{\left( 47 - \frac{20 + 13}{2} \right)^2 - \frac{8 \times (20 - 13)^2}{4\pi^2}} \right]$$

$$C_s = 14,92 \text{ Pitch}$$

#### 4.4 Perancangan Transmisi Sabuk Puli



**Gambar 4.9 Skematis Sistem Transmisi Sabuk-Puli**

Sistem transmisi yang akan digunakan dalam perancangan mesin pemasta coklat ini yaitu menggunakan sistem transmisi sabuk-puli.

Data yang diketahui yaitu sebagai berikut:

- Putaran input,  $n_i$  : 96 rpm
- Putaran output,  $n_o$  : 50 rpm
- Daya motor,  $P$  : 1hp = 746 Watt
- Jarak antar pusat puli,  $C$  : 11,22 inch = 285 mm

Menentukan jenis sabuk yang akan digunakan dalam perancangan mesin pemasta coklat ini dapat ditentukan dengan mengasumsikan parameter dibawah ini:

- Daya motor, P : 1 hp = 746 Watt
- Putaran input,  $n_i$  : 1400 rpm

Menghitung Rasio Putaran

$$R = \frac{n_i}{n_o} = \frac{96}{50} = 1,92$$

Menentukan Diameter Puli Kecil dan Puli Besar

1. Diameter puli kecil ( $D_1$ )

Diameter puli kecil dapat diketahui dimensinya dengan melihat jenis sabuk yang digunakan dengan melihat table dimensi puli minimum

Jenis sabuk yang digunakan adalah jenis sabuk A

2. Diameter puli besar ( $D_2$ )

Diameter puli besar dapat diketahui dengan menggunakan persamaan dibawah:

$$D_2 = R \times D_1 = 1,92 \times 3 \text{ in} = 5,76 \text{ in}$$

Karena dipasaran tidak ada diameter 5,76 Inch maka dalam perancangan sabuk puli ini memilih puli berdiameter standar 6 Inch

Menghitung Panjang Sabuk

$$\text{Panjang keliling sabuk, } L = 2 \times C + \frac{\pi}{2} \times (D_1 + D_2)$$

$$L = 2 \times 11,22 \text{ in} + \frac{\pi}{2} \times (3 \text{ in} + 6 \text{ in})$$

$$L = 36,5 \text{ in} = 927,1 \text{ mm}$$

Menghitung Jarak Antar Pusat Puli Aktual

Jarak aktual,

$$C_s = \frac{L_s - \left[ \frac{\pi}{2} \times (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{L_s} \right]}{2}$$

$$= \frac{927,1 \text{ mm} - \left[ \frac{\pi}{2} \times (76,2 \text{ mm} + 152,4 \text{ mm}) + \frac{(152,4 \text{ mm} - 76,2 \text{ mm})^2}{927,1 \text{ mm}} \right]}{2}$$

$$= 280,87 \text{ mm}$$

### Kecepatan Sabuk

$$v = \frac{\pi \times D_1 \times n_1}{12} = \frac{\pi \times 3 \text{ in} \times 96 \text{ rpm}}{12} = 1915 \text{ ft/min} \times 0,3048 = 583,7 \text{ m/s}$$

### Data Hasil Perancangan Sistem Transmisi

Setelah dilakukan perhitungan, didapat beberapa hasil dalam perancangan sistem transmisi, yaitu:

- Diameter puli kecil,  $D_1$  = 3 in = 76,2 mm
- Diameter puli besar,  $D_2$  = 6 in = 152,4 mm
- Jenis sabuk standar = A
- Panjang sabuk standar,  $L_s$  = 36,5 in = 927,1 mm
- Jarak antar pusat puli aktual,  $C_s$  = 280,87 mm