

Tugas Akhir

KONSTRUKSI DAN PERANCANGAN MESIN PENGGILING CABAI KAPASITAS 250 kg / hari DENGAN MOTOR BENSIN 4 TAK

Diajukan Sebagai Salah Satu Syarat Meraih Gelar Sarjana Strata Satu (S1) pada
Fakultas Teknologi Industri Jurusan Teknik Mesin Universitas Mercu Buana



Disusun Oleh :

Nama : YAN SANTOSO

Nim : 01301-113

**FAKULTAS TEKNOLOGI INDUSTRI
JURUSAN TEKNIK MESIN
UNIVERSITAS MERCU BUANA
JAKARTA
2007**

LEMBAR PERNYATAAN



Saya yang bertandatangan di bawah ini :

Nama : **Yan Santoso**
NIM : **01301-113**
Fakultas : **Teknologi Industri**
Jurusan : **Teknik Mesin**
Universitas : **Mercu Buana**

Menyatakan dengan sesungguhnya, bahwa tugas akhir yang saya buat ini merupakan hasil karya sendiri dan tidak menyadur dari hasil karya orang lain, kecuali dari kutipan-kutipan referensi yang telah disebutkan sumbernya.

Jakarta, Mei 2007

(**Yan Santoso**)

LEMBAR PENGESAHAN

**KONTRUKSI DAN PERANCANGAN MESIN
PENGGIKILING CABAI KAPASITAS 250 kg/hari
DENGAN MOTOR BENSIN 4 TAK**

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

Pembimbing I

(DR. H. Abdull Hamid, M.Eng)

LEMBAR PENGESAHAN

**KONTRUKSI DAN PERANCANGAN MESIN
PENGGILING CABAI KAPASITAS 250 kg/hari
DENGAN MOTOR BENSIN 4 TAK**

Telah diperiksa dan disetujui oleh :

mengetahui,

Kordinator Tugas Akhir

(**Nanang Ruhyat, ST, MT.**)

KATA PENGANTAR

Puji syukur atas kehadiran Tuhan Yang Maha Esa atas rahmat dan karunia- Nya, sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir (TA) ini. Penyusun Tugas Akhir dengan judul **“Kontruksi dan Perancangan Mesin Penggiling Cabai Kapasitas 250 kg/hari Dengan Motor Bensin 4 Tak”** ini adalah merupakan salah satu syarat untuk mendapatkan gelar Sarjana Sastra Satu (S1) pada Fakultas Teknologi Industri Universitas Mercu Buana.

Pada kesempatan ini, penulis ingin menyampaikan rasa terima kasih yang sebesar-besarnya kepada :

1. Bapak DR. H. Abdul Hamid, M.Eng. selaku dosen pembimbing I yang telah membimbing dan memberikan saran-saran yang sangat membantu sehingga terselesaikannya tugas akhir ini.
2. Bapak Ir. Rully Nutranta selaku Ketua Jurusan Teknik Mesin Universitas Mercu Buana.
3. Bapak Nanang Ruhyat, ST, MT. selaku Kordinator Tugas Akhir Jurusan Teknik Mesin Universitas Mercu Buana.

4. Bapak Munadi Firmansyah dan Bapak Sumantri selaku staf laboratorium mesin yang telah memberikan masukan dan saran dalam pembuatan alat penggiling cabai.
5. Seluruh staf dosen jurusan teknik mesin Universitas Mercu Buana yang telah memberikan bekal ilmu pengetahuan, khususnya dasar-dasar ilmu teknik mesin kepada penulis.
6. Orang tua saya yang telah membantu atas do'a dan materil sehingga terselesaikan tugas akhir ini.
7. Kakak tercinta saya Sutarti, Ari, Sutarto, Tri, Roger, Deni, dan Endang yang telah memberi bantuan atas do'a dan materil sehingga terselesaikan tugas akhir ini.
8. Heri Winoto, atas kerjasamanya dalam melaksanakan Tugas Akhir ini.
9. Teman-teman angkatan 2001, Santoso, Roni, Suhari, Heru, dan masih banyak lagi yang tidak bisa disebutkan namanya satu per satu yang telah banyak membantu memberikan masukan dan dorongan kepada penulis.
10. Mahasiswa Teknik Mesin angkatan 2000, Hari, ST., Nando, ST., Hendra, ST.
11. Untuk semua angkatan 2002, Herry, Sepno, Wulan, dan Yeni yang membantu saya memberikan masukan dalam pembuatan tugas akhir saya.

12. Semua pihak yang telah membantu dalam penyelesaian tugas akhir ini.

Dalam penyusunan Laporan Tugas Akhir ini, penyusun meyakini bahwa kesalahan serta kekurangan tidak pernah lepas daripadanya. Oleh karena itu penyusun mengharapkan kritik dan saran guna memperbaiki kualitas laporan ini.

Harapan kami dengan adanya Laporan Tugas Akhir ini, dapat memberikan manfaat untuk Mahasiswa Teknik Mesin khususnya dan Civitas Universitas Mercu Buana pada umumnya.

Semoga Allah senantiasa melimpahkan rahmat dan hidayah-Nya kepada kita semua, Amin.

Jakarta, Mei 2007

Penulis

Yan Santoso

DAFTAR ISI

LEMBAR PERNYATAAN	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
KATA PENGANTAR	iv
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	x
DAFTAR TABEL	xi
NOMEN KLATUR	xii
ABSTRAK	xii

BAB I. PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Maksud dan Tujuan	2
1.3 Batasan Masalah	3
1.4 Teknik Pengumpulan Data	3
1.5 Sistematika Penulisan	3

BAB II LANDASAN TEORI

2.1 Metode Perancangan	5
------------------------	-------	---

2.2 Proses Perancangan	6
2.3 Lendutan Dengan Pengintegrasian Persamaan-Persamaan	
Gaya lintang dan Beban	7
2.4 Metode Luas Momen	8
2.5 Logam Untuk Mesin Pembuat Bubuk Cabai	10
2.5.1. Poros	11
2.5.2. Poros Dukung	11
2.5.3. Sabuk - V	13
2.5.4. Konstruksi dan Bahan alas Mesin	15
2.6 Tahap Kerja Selama Proses Perancangan	16
2.6.1 Pengklarifikasi Tugas	16
2.6.2 Perencanaan Konsep	18
2.6.3 Daya Yang Dipakai	19
2.7 Perancangan Komponen	20
2.71 Perancangan Sabuk	21
2.72 Perancangan Poros	23

BAB III PERHITUNGAN

3.1 Perancangan Puli	24
3.2 Perancangan Daya Motor	26
3.3 Perancangan Sabuk	27
3.4 Perancangan Poros	34
3.5 Perhitungan Bantalan Gelinding	37

BAB IV DEFLEKSI PADA RANGKA

4.1 Defleksi	42
4.2 Tegangan Pada Batang Rangka	47

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan	49
5.2 Saran	50

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Metoda luas momen	9
Gambar 2.2	Pena blok bawah dengan dua cakra	12
Gambar 2.3	Gaya pada puli pada sabuk rata	13
Gambar 2.3	Gaya pada puli pada sabuk V	13
Gambar 2.5	Motor Bensin	19
Gambar 3.1	Puli	25
Gambar 3.2	Penampang sabuk V	29
Gambar 3.4	Bantalan gelinding	40

DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Daftar Periksa Untuk Penyusunan Spesifikasi	17
Tabel 2.2	Tahap-tahap Perancangan Konsep	18
Tabel 3.2	Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang diformasi dingin untuk poros	28
Tabel 3.3	Nomor Nominal Sabuk	31
Tabel 3.4	Faktor koreksi $k\theta$	32
Tabel 3.5	Sifat dari baja AISI 1040	36
Tabel 3.6	Faktor-faktor koreksi daya yang ditransmisikan, f_c	38
Tabel 3.7	Faktor-faktor V, X, Y dan X_o , Y_o	39
Tabel 4.1	Kekuatan Bahan	44
Tabel 4.2	Profil siku	44

NOMEN KLATUR

SIMBOL	KETERANGAN	SATUAN
A	Luas Penampang Belt	m^2
D_m	Diameter Puli Pada Motor	m
D_p	Diameter Puli Pada Penggiling	m
f	Tegangan Yang diizinkan Pada Belt	N/m^2
F	Gaya	N
F_o	Besar Gaya Terpasang	N
g	Percepatan Gravitasi	m/dk
h	Tinggi atau Tebal	m
k	Kekakuan Pegas	$N.m/dtk$
m	Massa	kg
N	Putaran Motor	rpm
P.E	Daya Efektif	kw
W	Berat	N

ABSTRAK

Kebutuhan alat untuk menghaluskan rempah-rempah perlu sekali atau sangat dibutuhkan oleh masyarakat khususnya yang dalam penggunaannya dibutuhkan proses cepat dan dengan kapasitas yang cukup banyak.

Oleh karenanya dirancanglah alat penggiling jahe kapasitas 200 kg/hari dan cabai 250 kg/hari. Alat ini beroperasi secara langsung dalam artian satu kali proses motor bergerak maka di dapat hasil gilingan jahe dan cabai secara bersamaan. Efisiensi dari kerja mesin didapat.

Dengan menggunakan daya mesin 5.5 Hp dengan putaran max mesin mencapai 3600 Rpm atau sekitar 4103 watt, dengan transmisi pemindah daya V-belt dimana V-A menggunakan No. 73 dengan $L = 1854$ mm.

Hasil perhitungan di dapat defleksi dari rangka untuk menahan beban sebesar $5 N = 0,13$ mm, maka jelas rangka cukup baik, cukup untuk menunjang yang dihasilkan oleh mesin dengan daya 5.5 Hp.

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang Masalah

Produksi rempah - rempah Indonesia mencapai $\pm 3.923.781$ Ton, hasil tersebut terdiri dari berbagai macam rempah. Hasil ini dapat disajikan dalam dua bentuk yakni bentuk rempah segar dan bentuk rempah olahan. Pada saat panen raya hasil panen berlimpah, tetapi kondisi pasar tidak menguntungkan, sehingga tidak semua rempah dapat terjual dalam bentuk rempah segar karena rempah mempunyai sifat mudah rusak dan umur simpan yang pendek. Untuk mengatasi hal ini petani mengeringkan rempah agar rempah tidak membusuk, untuk dijadikan rempah olahan. Rempah olahan itu mempunyai nilai jual yang rendah dibandingkan harga jual rempah yang segar, padahal telah dikenakan biaya dan tenaga untuk mengolahnya.

Pada keadaan krisis seperti ini, jenis industri kecil yang paling memungkinkan masih dapat berjalan dan bertahan untuk terus memproduksi, karena dengan bentuk industri ini orang masih dapat terus memperoleh pendudukan berdirinya suatu industri. Misalnya faktor finansial, faktor alat atau mesin untuk memproduksi dan lain-lain. Salah satu contoh industri kecil dalam bidang industri makanan, khususnya pada pembuatan jamu tradisional dan sambal botol.

Untuk membuat sambal botolan salah satu bahan yang digunakan adalah bubuk cabai, agar rasa dan aromanya sangat enak dan tahan lama. Untuk membuat bubuk cabai biasanya orang menumbuk lalu menyaringnya untuk mendapatkan hasil yang halus. Hal ini menimbulkan kerugian waktu dan kualitas yang masih diragukan. Oleh karena itu diperlukan suatu mesin penggiling cabai yang dapat berfungsi untuk membantu bahkan menggantikan pekerjaan yang sebelumnya dilakukan dengan menggunakan tenaga manusia sekaligus dapat meningkatkan kualitas.

1.2 Maksud dan Tujuan

Maksud dan tujuan dari perancangan alat ini adalah merancang suatu alat dengan kapasitas penggilingan 250kg/hari dengan menggunakan puli, cabai yang dapat berfungsi untuk menggiling dan menyaring cabai sampai halus dalam satu kesatuan proses produksi, sehingga meningkatkan kalitas produksi cabai dan meningkatkan efisiensi dalam proses produksi bubuk cabai dengan menganalisa defleksi pada rangka konstruksi.

1.3 Batasan Masalah

Dalam penyusunan tugas akhir ini, penulis hanya akan membahas tentang perancangan puli dan sabuk penggerak (v-belt), spesifikasi motor bensin, defleksi rangka yang digunakan, data-data yang diperoleh dari hasil perhitungan dan pengujian dari analisa hasil penggilingan tersebut serta struktur konstruksi dari mesin penggiling cabai dilapangan.

1.4 Teknik Pengumpulan Data

Teknik yang dilakukan dalam pengumpulan data perancangan alat pengering ini adalah:

- a. Metoda observasi, yaitu metoda yang dilakukan dengan cara terjun langsung ke lapangan untuk mendapatkan data-data yang dibutuhkan untuk perancangan alat pengering ini.
- b. Study literature, yaitu membaca buku-buku referensi yang berhubungan dengan apa yang sedang dirancang.

1.5 Sistematika Penulisan

Penyusunan bab - bab dalam tugas akhir ini dimaksudkan untuk memudahkan dalam pembahasan. Adapun sistematika penulisan dalam laporan tugas akhir ini adalah sebagai berikut :

LEMBAR PENGESAHAN

KATA PENGANTAR

DAFTAR SIMBOL

DAFTAR ISI

BAB I PENDAHULUAN

Bab ini berisi tentang latar belakang masalah, tujuan, batasan masalah, metoda penelitian, sistematika penulisan.

BAB II TEORI DASAR

Pada bab ini dikumpulkan bahan-bahan referensi dan ilmu-ilmu terapan yang dapat digunakan untuk menunjang dalam perancangan mesin ini.

BAB III PERANCANGAN ALAT PEGGILING

Bab ini berisikan tentang perhitungan yang digunakan dalam perancangan alat ini, yang hasilnya berupa karakteristik sampai pada akhirnya ditemukan kombinasi prinsip solusi yang terbaik

BAB IV PERHITUNGAN DEFLEKSI RANGKA

Bab ini berisikan tentang analisa perhitungan dari data-data perancangan yang telah dilakukan pada bab sebelumnya serta defleksi yang terjadi pada rangka konstruksi.

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

Pada bab terakhir ini akan disimpulkan hasil dari kerja dan rancangan yang telah dibuat sebelumnya.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

BAB II

LANDASAN TEORI

2.1 Metode Perancangan

Metode perancangan teknik secara sistematis merupakan suatu metode perancangan yang bertujuan untuk membantu dan mempermudah suatu proses penciptaan dan pembentukan suatu desain dan konstruksi. Pada dasarnya perancangan teknik merupakan suatu usaha untuk dapat memenuhi persyaratan-persyaratan yang diperlukan dalam pembuatan alat tersebut sehingga memungkinkan untuk memperoleh hasil atau produk yang terbaik sesuai dengan keinginan. Keinginan untuk memperoleh hal tersebut perlu didasari oleh latar belakang ilmu pengetahuan yang memadai serta wawasan yang luas mengenai aspek yang berkembang didalam masyarakat. Ilmu pengetahuan yang dimiliki perancang diusahakan untuk memperoleh titik temu dengan aspek-aspek lainnya seperti ekonomi, sospol dan lain-lain.

Perancangan teknik merupakan suatu pekerjaan kreatif yang berdasarkan pada berbagai disiplin ilmu seperti matematika, mekanika, termodinamika, kinematika dan lain-lain. Serta juga diperlukan pengetahuan dan pengalaman.

Dalam perancangan diperlukan metode perancangan untuk memecahkan masalah yang dilakukan tahap demi tahap secara analisis dan sintesis. Analisis adalah penguraian suatu sistem yang rumit atau kompleks, menjadi elemen-elemennya dan kemudian mempelajari karakteristik masing-masing elemen tersebut beserta korelasinya.

Sedangkan sintesis adalah menggabungkan kembali elemen-elemen yang telah diketahui karakteristiknya untuk kemudian diciptakan suatu sistem baru. Pada metode perancangan, suatu tahap yang merupakan kelanjutan dari tahap sebelumnya dan menjadi bahan acuan bagi tahap berikutnya. Pada kenyataannya suatu tahap merupakan proses yang kompleks, biasanya untuk memecahkannya dibutuhkan *iterasi*. ***Iterasi*** adalah suatu proses dimana suatu solusi dicapai secara tahap demi tahap. Dan pada iterasi dimungkinkan seorang perancang untuk kembali pada tahap sebelumnya untuk melakukan pengulangan.

2.2 Proses Perancangan

Pada dasarnya perancangan bermula karena adanya suatu kebutuhan pada masyarakat (*consumer goods*) atau industri (*capital goods*). Bagi seorang sarjana teknik, kebutuhan tersebut dianggap sebagai suatu ketidak sempurnaan mesin ataupun proses kerjanya sehingga diperlukan mesin / proses baru yang lebih sempurna. Kesempurnaan ini seiring dengan perubahan zaman.

Suatu produk baru dapat dikatakan sempurna pada zaman sekarang, akan tetapi belum tentu sempurna dimasa depan, seiring dengan kemajuan teknologi. Kebutuhan inilah yang akhirnya mendorong siklus produk sekaligus kemajuan teknologi.

2.3 LENDUTAN DENGAN PENGINTEGRASIAN PERSAMAAN – PERSAMAAN GAYA LINTANG DAN BEBAN

Persamaan – persamaan kurva lendutan yang mengandung gaya lintang V dan beban q dapat dipakai untuk mendapatkan lendutan balok. Prosedurnya mirip dengan persamaan momen lentur, kecuali banyak pengintegrasian yang diperlukan. Umpamanya, bila kita mulai dengan persamaan beban, yang mana adalah turunan – keempat, empat pengintegrasian diperlukan untuk mendapatkan persamaan lendutan. Pengintegrasian tambahan ini menimbulkan konstanta integrasi yang lebih banyak, tetapi konstanta tersebut dapat diperoleh dari kondisi batas dan kontinuitas. Kondisi – kondisi sekarang termasuk kondisi gaya lintang dan momen lentur di samping putaran sudut dan lendutan.

Pemilihan di antara ketiga persamaan diferensial tersebut tergantung pada kemudahan matematika atau kebiasaan seseorang. Umpamanya, bila persamaan untuk beban q mudah sedangkan momen lentur M tidak mudah didapat dari kesetimbangan statis dari diagram benda bebas, maka persamaan beban akan dipakai.

Intensitas distribusi beban dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini :

$$q = \frac{q_0(L-x)}{L} \quad (\text{Ref Mekanika Bahan Gere dan Timoshenko hal: 389})$$

Maka, persamaan differensial tingkat empat menjadi

$$ELy''' = \frac{q_0(L-x)}{L} \quad (\text{Ref Mekanika Bahan Gere dan Timoshenko hal: 389})$$

Integrasi pertama menghasilkan

$$EIy'' = \frac{q_0 x}{2L}(2L-x) + c_1$$

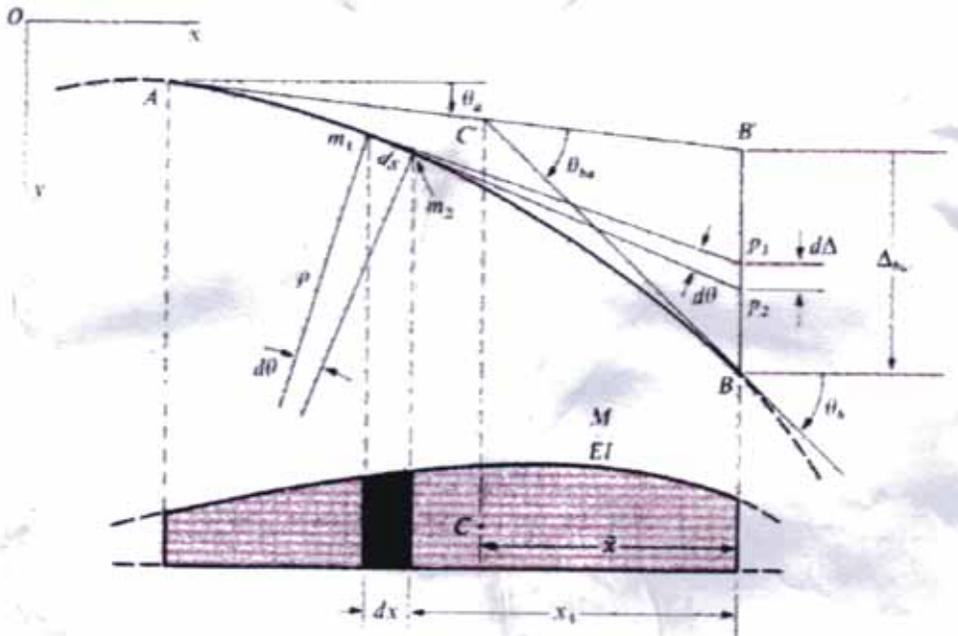
Dengan ini kita telah mendapatkan lendutan dan kemiringan balok yang diminta dengan menyelesaikan persamaan differensial tingkat empat dari kurva lendutan.

2.4 METODA LUAS MOMEN

Pada bagian ini kita membahas suatu cara lain untuk mendapatkan lendutan balok. Cara ini disebut **metoda luas-momen** yang memanfaatkan sifat-sifat diagram luas momen lentur. Cara ini khususnya cocok bila yang diinginkan lendutan dan putaran sudut pada suatu titik saja, karena kita dapat memperoleh besar-besaran tersebut tanpa mencari persamaan selengkapnya dari garis lentur terlebih dahulu.

Untuk menjelaskan cara ini, marilah kita memperhatikan bagian **AB** dari kurva lendutan sebuah balok dalam daerah di mana kelengkungan positif. Pada titik **A** garis singgung **AB'** pada kurva lendutan membentuk putaran sudut positif θ_a dengan sumbu x dan pada titik **B**, garis singgung **C'B** membentuk sudut θ_b . Sudut antara garis-garis singgung θ_{ab} , sama dengan selisih antara θ_b dan θ_a .

Jadi, θ_{ba} menunjukkan putaran sudut garis singgung di **B** relatif terhadap garis singgung di sudut **A**. Sudut relatif θ_{ba} adalah positif bilamana θ_b lebih besar dari θ_a seperti pada gambar.



Gamb. 2.1. Metoda luas - momen.

Selanjutnya, perhatikan titik m_1 dan m_2 pada sumbu balok yang berjarak ds . Garis singgung terhadap kurva lendutan pada titik-titik ini terlihat pada gambar, yaitu garis $m_1 m_1$ dan $m_2 p_2$. Garis normal terhadap garis ini berpotongan pada pusat kelengkungan pada sudut $d\theta$ yang sama dengan ds/ρ , dimana ρ adalah jari-jari kelengkungan.

$$d\theta = -\frac{Mdx}{EI} \quad (\text{Ref Mekanika Bahan Gere dan Timoshenko hal 393})$$

dimana M adalah momen lentur balok dan EI ketegaran lentur.

Besaran $M dx/EI$ mempunyai arti sederhana. Tepat dibawah balok pada Gamb.

7-8, kita menggambarkan diagram M/EI (yaitu, sebuah diagram dengan ordinat

disetiap titik sama dengan momen lentur M pada titik tersebut dibagi kekakuan lentur EI pada titik tersebut). Jadi, diagram M/EI mempunyai bentuk yang sama dengan diagram momen lentur hanya bila EI konstan. Faktor $M dx/EI$ adalah luas bagian yang dihitamkan (Gamb.7-8) pada diagram M/EI .

Integrasi sisi kiri sama dengan $\theta_b - \theta_a$, yang mana adalah sudut relatif θ_{ba} antara garis singgung di B dan A . Integrasi sisi kanan sama dengan luas diagram M/EI antara titik A dan B . Perhatikan bahwa luas diagram M/EI adalah besaran aljabar dan bisa positif atau negatif, tergantung pada apakah momen lentur bernilai positif atau negatif.

2.5 Logam Untuk Mesin Pembuat Bubuk Cabai

Dalam industri mesin, logam untuk mesin pembuat bubuk cabai dan jahe mendapat perhatian khusus. Jenis logam yang dipakai sangat menentukan mutu dan kualitas mesin, terutama yang berhubungan dengan kestabilan dan elastisitasnya terhadap getaran. Kekuatan konstruksi mesin juga dipengaruhi oleh logam bahannya. Logam yang digunakan dapat dibedakan atas beberapa kelompok yaitu:

1. Besi Kasar (besi tuang)

Merupakan besi perkakas tanpa campuran, yang terdiri dari Fe dan 1,7 sampai 4,5% $^{\circ}C$, baik digunakan pada konstruksi kaki atau standar mesin.

2. Baja Untuk Bangunan, Baja Kontruksi

Merupakan baja tanpa campuran, yang terdiri dari Fe dan maksimal 0,45% $^{\circ}C$. Digunakan pada besi profil, seng, pasak pasang, kawat, standar atau kaki mesin.

3. Baja Perkakas Tanpa Campuran

Baja yang terdiri 0,45 sampai 1,7%^oC dan Fe. Bila dikeraskan, baja ini dapat digunakan sebagai bahan perkakas mesin sederhana. Tanpa pengerasan baja ini biasanya digunakan hanya untuk perkakas tangan saja.

4. Baja Perkakas Lapisan (diberi perlindungan)

Merupakan baja yang dibuat dari Fe dan logam campuran krom, kobalt, wolfram, dan nikel. Digunakan untuk pembuatan perkakas tangan bermutu baik atau perkakas mesin yang berdaya guna tinggi.

5. Logam Keras

Logam yang terdiri dari campuran wolfram dan zat arang C ditambah kobalt sintetis, digunakan untuk bahan perkakas mesin.

2.5.1 Poros

Dalam hal ini dapat dibedakan :

1. Poros dukung, poros yang khusus diperuntukkan mendukung elemen mesin yang berputar.
2. Poros transmisi atau poros pemindahan, poros yang terutama dipergunakan untuk memindahkan momen punter, dalam hal ini mendukung elemen mesin hanya suatu cara bukan tujuan.

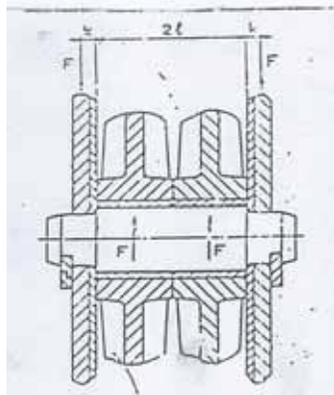
2.5.2 Poros Dukung

Poros dukung dapat dibagi dalam proses tetap atau poros berhenti dan poros berputar. Elemen mesin yang berputar, seperti cakram tali dan puli sabuk mesin, piringan

kabel, roda jalan dan roda gigi dipasang berputar terhadap poros dukung yang tetap atau dipasang tetap pada poros dukung yang berputar.

Pada umumnya poros dukung tetap itu pada kedua atau salah satu ujungnya ditumpu dan seiring ditahan terhadap perputaran. Suatu contoh poros dukung tetap ialah gambar 2.2, sebuah pena blok bawah dengan dua cakra.

Pena waktu mengangkat muatan di blok bawah, pena itu dibebani lengkung dan putus geser. Tebal pena tergantung antara lain pada besar momen lengkung maksimum, biasanya putus geser dapat diabaikan.



Gambar 2.2. Pena blok bawah dengan dua cakra.

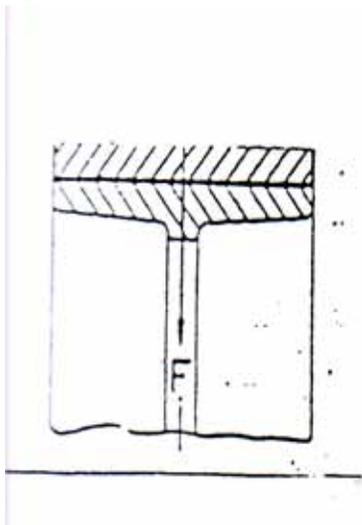
Untuk memindahkan momen ini, beban dianggap sebagai beban terpusat pada pena, seperti dilukis pada gambar 2.2.

Sebelum ukuran pena ditetapkan secara pasti, perlu dilakukan pengontrolan tekanan bidang antara pena dan bus bantalan luncur.

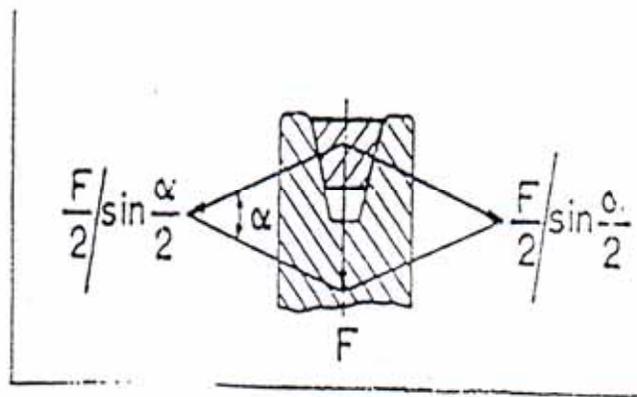
Untuk memperkirakan garis tengah poros transmisi, biasanya yang diketahui hanya daya yang akan dipindahkan, dan perputaran saat perpindahan daya itu terjadi.

2.5.3 Sabuk-V (V-Belt)

Sabuk V dengan penampang berbentuk _rapezium banyak digunakan, sabuk ini terutama dipakai agar dalam keadaan yang paling tidak menguntungkan (jarak sumbu kecil, perbandingan transmisi besar, atau keduanya), pra tegangan kecil namun masih memberi penyelesaian.



**Gambar 2.3. Gaya pada Puli
pada sabuk rata**



**Gambar 2.4. Gaya pada Puli
pada sabuk - V**

Gesekan antara sabuk – V dan puli, sebagai akibat efek – baja, lebih besar dari pada gesekan antara sabuk rata dan puli, lihat pada gambar 2.3. dan 2.4. Suatu kerugian ialah aus pada sisi samping sebab kecepatan sabuk = kecepatan puli hanya dapat dijumpai pada suatu tempat.

Dengan jenis sabuk rata yang moderen dalam hal ini sering dicapai hasil yang sama dengan puli yang lebih sempit dan yang lebih murah. Kerugian sabuk – V ialah tidak pernah ada kepastian bahwa semua sabuk memindahkan gaya yang sama. Kalau satu sabuk merengang dari suatu bundle maka, sabuk lainnya terbebani terlampau kuat. Kalau diambil secara ketat, setelah salah satu sabuk rusak maka kesemuanya harus diganti.

Untuk memungkinkan sabuk tanpa sambungan dapat dipasang sekeliling puli, salah satu dari poros harus dapat digeser cukup jauh, misalnya karena motor listrik terletak pada eretan. Apabila hal ini tidak dapat dilaksanakan maka harus dipasang puli pemegang dengan alur, lebih baik pada sisi dalam, sangat dekat dengan puli yang besar. Puli penegang ini harus mempunyai garis tengah yang sedikitnya sama besarnya dengan puli kecil. Apabila disebabkan oleh kekurangan tempat hal ini tidak dapat dilakukan, maka yang dewasa ini dibuat. Perserikatan pabrik karet, sesuai dengan **ISO**, memberikan untuk $b = d_b - d$:

Seri	Z	A	B	C	S	D	E
b mm	4,6	6,4	7,1	10,2	11,8	15,2	20,3

Jadi garis netral letaknya lebih banyak keluar. Dianjurkan untuk memilih nilai untuk garis tengah nominal dari rangkaian R20 yang dinormalisaikan, yaitu 50 – 56 – 63 – 71 – 80 – 90 – 100 – 112 – 125 – 140 – 160 – 180 – 200 – 224 – 250 – 280 – 315 – 400 – 450 – 500 dan sebagainya mm.

Pada transmisi yang lebih besar dari $I = 3$, dan suatu jarak sumbu yang sama dengan atau yang sedikit lebih kecil dari puli besar, kadang-kadang tidak perlu untuk alur dalam puli besar.

Pada puli secara berjajar dipasang sekian banyak senar sebagai mana diperlukan untuk memindahkan daya yang dibutuhkan. Pada umumnya penyimpangan itu mengenai tidak lebih dari satu atau dua nomor kode.

Kecepatan keliling biasanya terletak antara 2 dan 25 m/detik, jadi dalam maksimumnya lebih rendah dari sabuk rata. Perbedaan ini disebabkan oleh massa yang dalam perbandingan lebih besar tiap satuan panjang sabuk – V (massa – jenis kulit kurang lebih $0,9 \text{ Kg/dm}^3$).

Dianjurkan agar banyaknya pelengkungan yang dialami oleh senar, tidak dibuat berjumlah lebih dari 40/detik. Kalau L_m = panjang rata-rata senar dan v = kecepatan senar, maka lebih baik banyaknya pelengkungan $w = 2v/L_m < 40/\text{detik}$ atau = 240/menit.

2.5.4 Kontruksi Dan Bahan Alas Mesin

Kontruksi dan bahan alas mesin secara garis besar dapat dibedakan atas:

1. Kontruksi Tuang (cor)

Besi tuang merupakan baja dengan kadar zat arang (C), sebanyak 4,3% mempunyai kekuatan kira-kira 18 kp/mm^2 , sifat elastisitas tinggi dan titik lebur 1.145°C , sehingga memungkinkan cara pengerjaan yang lebih mudah.

2. Kontruksi Las

Terbuat dari lembaran baja dengan kadar zat arang sebesar 0,95% dan hampir tidak dapat dikeraskan lagi. Hal ini menguntungkan pada waktu pengelasan.

Kekuatan kira-kira 37 kp/mm^2 . Kadar kekenyalan tinggi dan titik juga lebih tinggi (1500°C), sehingga kontruksinya mahal. Bunyinya nyaring karena kekuatannya tinggi.

Patahan pada mesin tidak pernah terjadi, reparasi bukan merupakan masalah. Meskipun mempunyai getaran yang besar hal ini dapat diatasi dengan kontruksi khusus. Bahan baku

maupun bahan jadi konstruksi las harganya relative lebih murah, bentuknya modern dan dapat disusun dengan system balok susun. Perubahan-perubahan bentuk dapat ditiadakan dan masa pembuatan pendek.

Secara teknis konstruksi ini tidak mempunyai kerugian bila dibandingkan dengan konstruksi besi tuang, selama pembuatannya dilakukan sesuai dengan ketentuan.

2.6 Tahapan Kerja Selama Proses Perancangan

Dari skema diatas maka tahapan kerja selama proses perancangan adalah sebagai berikut :

1. Pengklarifikasian Tugas (*Clarification Of The Task*).
2. Perancangan Konsep (*Conseptual Design*).

Di bawah ini akan dijelaskan poin no.1 sampai no.2 secara keseluruhan.

Pengklarifikasian Tugas (*Clarification Of The Task*)

Tahap ini meliputi pengumpulan informasi mengenai syarat-syarat yang diharapkan akan dipenuhi pada solusi akhir. Informasi ini menjadi suatu acuan penyusunan daftar spesifikasi. Spesifikasi merupakan suatu daftar yang berisi daftar yang diharapkan akan dipenuhi oleh konsep yang sedang dibuat.

Pada saat penyusunan daftar kehendak (*Reguirement List*), perlu membedakan sebuah persyaratan, apakah persyaratan tersebut sebagai tuntutan (*Demand*) / keinginan (*Wishes*). *Demand* merupakan persyaratan yang harus dipenuhi pada setiap kondisi. Sedangkan *wishes* adalah persyaratan yang diinginkan terpenuhi bila memungkinkan.

Untuk mempermudah penyusunan spesifikasi dapat dilakukan dengan meninjau aspek-aspek teknik tertentu, seperti aspek geometri, kinematika, gaya, energi, material dan sebagainya. Dan untuk mempermudah meninjaunya dapat digunakan suatu *check list* (daftar periksa). Check list merupakan daftar parameter yang ada pada suatu produk tehnik yang berfungsi sebagai sumber data kata kunci untuk membantu untuk mendefinisikan persyaratan fungsi. Sifat-sifat yang harus dimiliki oleh alat yang akan dirancang. Pada table 2.11 dapat dilihat check list yang merupakan pedoman pembuatan spesifikasi.

Tabel 2.1 Daftar Periksa untuk Penyusunan Spesifikasi

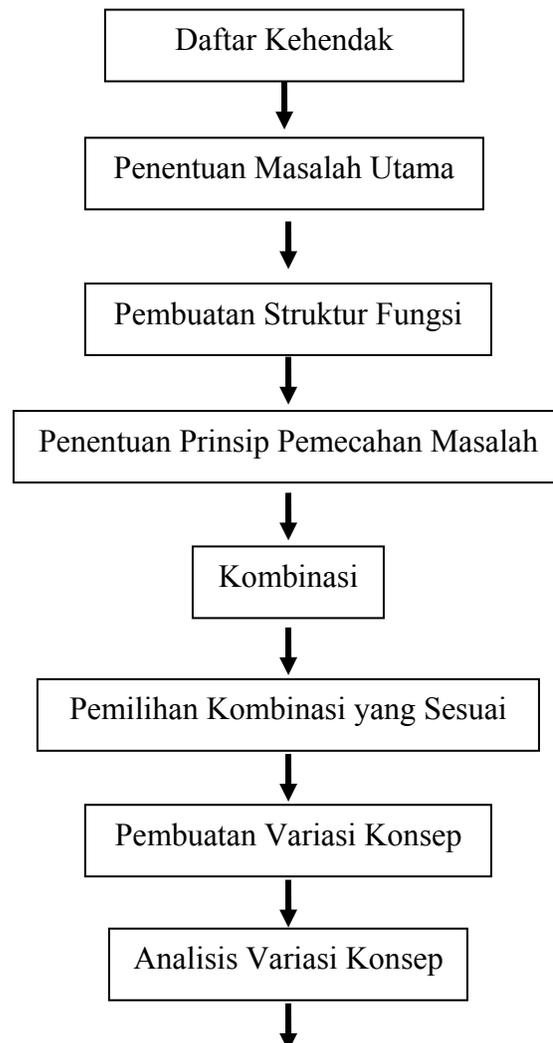
Geometri	Lebar, tinggi, panjang, diameter, jumlah
Kinematik	Tipe gerakan, arah gerakan, kecepatan percepatan
Gaya	Arah gaya, besar gaya, frekuensi, berat, deformasi, kekuatan, elastisitas, gaya inersia, resonansi
Energi	<i>Output</i> , efisiensi, kerugian energi, berat, ventilasi, tekanan, temperatur, pemanasan, pendinginan, produk, material, tambahan
Material	Aliran dan transportasi material, pengaruh fisika dan kimia dari material pada awal dan akhir produk, material tambahan.
Sinyal	<i>Input, output</i> , bentuk <i>display</i> , peralatan kontrol
Keselamatan	Sistem proteksi langsung, keselamatan operasional dan lingkungan
Ergonomi	Hubungan operator dengan mesin, tipe pengoperasian, penerangan, keseerasian bentuk.
Produksi	Bentuk pabrik, kemungkinan dimensi, maksimum produksi yang dipilih.
Kontrol kualitas	Kemungkinan dilakukan kalibrasi, standarisasi.
Perakitan	Aturan khusus, instalasi, pondasi
Pengoperasian	Kebisingan, pemakaian khusus, tujuan daerah pemasaran, lingkungan pengoperasian
Perawatan	Jangka waktu service, penggantian dan reparasi, pengecatan, pembersihan.

Biaya	Biaya maksimum produksi
Jadwal	Tanggal penyerahan

2.6.2 Perencanaan Konsep (*Conceptual Design*)

Perencanaan konsep adalah bagian dari proses desain dengan mengenali masalah-masalah penting melalui pembuatan struktur fungsi, pencarian kombinasi-kombinasi, cara pemecahan masalah utama yang mungkin dapat digunakan, pemilihan kombinasi yang sesuai dan evaluasi.

Untuk lebih jelasnya tahap-tahap perancangan konsep ditujukan melalui skema di bawah ini dan dibahas pada sub-sub berikutnya :



Tabel 2.2. Tahap-tahap Perancangan Konsep**2.6.3 Daya Yang Dipakai**

Motor Bensin ini merupakan komponen yang paling utama dalam perancangan mesin penggiling jahe ini, komponen ini berfungsi sebagai penggerak utama pada mesin penggiling jahe yaitu Memutar pully penggiling yang langsung mentranmisikan daya ke pully penggiling dengan medi belt. Motor Bensin yang digunakan ini mempunyai daya 5.5 Hp dan putarannya 3500 Rpm.

**Gambar 2.5 Motor Bensin**

Motor penggerak yang digunakan adalah motor bensin 4 tak, dengan spesifikasi sebagai berikut :

1. Daya Motor : P (Watt)
2. Putaran Motor : n (Rpm)
3. Torsi Motor : T (N.m)

$$T = \frac{60 \times P}{2 \times 3,14 \times N} (N.m)$$

4. Efisiensi Kerja Mesin

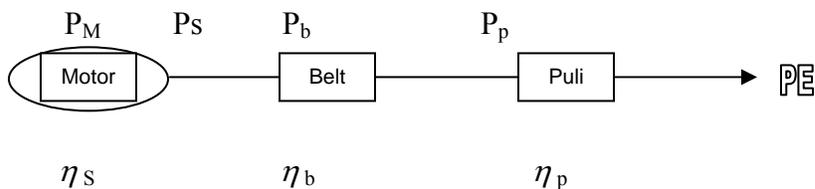
$$\eta = \frac{\text{Dayayangkeluar}}{\text{Dayayangmasuk}} \times 100\%$$

Dimana : η : Efisiensi (100 %)

P_{out} : Daya Yang Keluar (Watt)

P_{in} : Daya Yang Masuk (Watt)

$$P_E = \frac{Q \times V}{75} \quad (\text{KW})$$



P_E : Daya Efektif (W)

Q : Kapasitas (Kg)

V : Kecepatan Translasi (m/s)

2.7 Perancangan Komponen

Berdasarkan data-data maka dapat dihitung parameter-parameter lainnya yang merupakan hal penting dalam perhitungan ini

- Perhitungan kecepatan putar pulli besar

$$n_2 = \frac{D_2 \cdot n_1}{D_1} \quad (\text{Ref. R.S Khurmi, hal 430})$$

Karena $D_2 = D_1$ maka putaran adalah sama sebesar 3600 rpm

- Kecepatan linier sabuk v

$$v = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} \quad (\text{Ref. R.S Khurmi, hal 430})$$

Pada perhitungan daya motor dihasilkan dalam satu pembebanan adalah sebesar 10 kg dengan besarnya diameter mata pisau pengiling sebesar 14,5 cm sehingga daya adalah

2.7.1 Perancangan Sabuk

Dalam kerjanya, sabuk mentransmisikan daya dan putaran yang direduksi, dengan demikian dapat di ketahui bahwa peranan sabuk ini dalam penstramisian kecepatan cukup penting, sehingga sabuk harus benar-benar sesuai dengan mesin ini. Adapun yang dirancangan dengan beban sebesar 10 kg adalah sebagai berikut :

Jarak sumbu kedua pulli C :

$$C = 560 \text{ mm}$$

- Torsi pada pulli besar

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \frac{P_2}{n_2} \quad (\text{Ref. L.C.Beng, hal III-6})$$

- Perhitungan diameter poros, d_s :

Karena terjadinya kejutan maka diambil faktor koreksi (k_t) = 2 dan berdasarkan adanya beban lenturan maka diambil faktor beban lentur (C_b) = 2 berdasarkan hal-hal tersebut maka dihitung :

1. diameter poros listrik, d_{s1} :

$$d_{s1} = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot kt \cdot Cb \cdot T_1 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ref. Sularso, hal 8})$$

- Koefesien gesek sabuk, μ

$$\mu = 0,54 - \frac{42,6}{152 + v} \quad (\text{Ref. RS Khurmi, hal 8})$$

- Panjang keliling sabuk-V,L:

$$L = 2.C. + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{2}(D_2 - D_1)^2 - \frac{C}{4.C}(D_2 - D_1)^2$$

$$L = 2.C. + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4.C}(D_2 - D_1)^2 \quad (\text{Ref. Sularso, hal 170})$$

- Jarak sumbu poros untuk ke dua pulli, C :

$$b = 2.L - 3,14(D_2 + D_1) \quad (\text{Ref. Sularso, hal 170})$$

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (\text{Ref. Sularso, hal 173})$$

Sudut kontak sabuk dan pulli, θ

$$\theta = 180^\circ - \frac{57.(Dp - dp)}{C} \quad (\text{Ref. Sularso, hal 170})$$

- Gaya pada bagian yang kendor dan tegangan pada sabuk, F_1 dan F_2

$$2,3 \cdot \log \frac{F_1}{F_2} = \mu \theta \cos e c \alpha \quad (\text{Ref. Khurmi, hal 435})$$

$$T = (F_1 - F_2) \cdot r \quad (\text{Ref. Khurmi, hal 435})$$

- Gaya tangensial efektif yang bekerja sepanjang lingkaran jarak bagi aluir puli, F_e :

$$F_e = F_1 - F_2 \quad (\text{Ref. Sularso, hal 173})$$

Besarnya daya yang dapat ditransmisikan oleh sabuk, P_o

$$P_o = F_e \cdot v$$

Jumlah sabuk yang diperlukan

$$N = \frac{P_d}{P_o \cdot k_\theta} \quad (\text{Ref. Sularso, hal 173})$$

2.7.2 Perancangan Poros

Pada perancangan poros yang digunakan adalah poros adalah tempat untuk dudukan mata pisau berjalan dimana poros akan terbebani gaya sentrifugal dan beban daari sayuran. Untuk diperlukan perhitungkan secara seksama atas beban yang terjadi.yaitu :

- Berat pulli dipasang pada poros utama, W_s :

Massa pulli $m_1 = 1 \text{ kg}$

$$W_s = m_1 \cdot g$$

- Besarnya gaya yang ditimbulkan pada poros utama

$$F_{EY} = F_1 + F_2 + W_s$$

- Beban yang diterima oleh poros pada titik B, F_{BY} :

Massa daripada beban yang diberikan pada poros pada titik B

Perhitungan besarnya gaya-gaya yang diterima oleh poros utama untuk masing-masing titik pada arah beban searah sumbu Y :

$$\sum M_y = 0$$

$$\sum F_y = 0$$

Perhitungan besarnya gaya lintang (Q) dan momen lentur (M) yang terjadi pada poros utama pada arah beban searah sumbu y :

Dengan asumsi bahwa bahan poros yang digunakan tersebut dari bahan baja AISI 1040, maka diperoleh besarnya S_y :

Diameter poros dapat dihitung berdasarkan cara, seperti cara di bawah ini :

- Faktor koreksi keseluruhan untuk poros, $n = 3,5$

$$d = \left[\left(\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot 2,896 \cdot 10^6} \right) \cdot (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (\text{Ref. J.E. Shigley, hal 398})$$

BAB III

PERHITUNGAN

3.1 Perancangan Puli

Perancangan puli dilakukan dengan maksud untuk mengetahui diameter lingkaran jarak bagi dan diameter puli, serta rasio perbandingan kecepatan antara puli yang ada berdasarkan pada ukuran puli tersebut. Untuk jelasnya perhitungan puli untuk mesin pencacah seperti dibawah ini:

Diketahui :

- Diameter puli kecil : 65 mm
- Kecepatan putar motor : 3600 rpm
- Percepatan gravitasi : $9,81 \text{ m/s}^2$
- Diameter puli besar : 65 mm

Berdasarkan data diatas maka dapat dihitung parameter-parameter lainnya yang merupakan hal penting dalam perhitungan ini

- Perhitungan kecepatan putar pulli besar

$$n_2 = \frac{D_2 \cdot n_1}{D_1} \quad (\text{Ref. R.S Khurmi, hal 430})$$

Karena $D_2 = D_1$ maka putaran adalah sama sebesar 3600 rpm

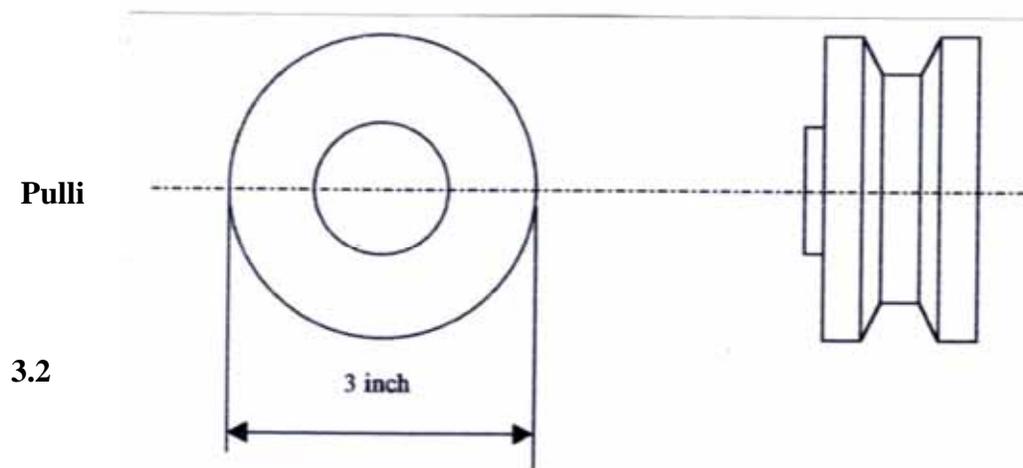
- Kecepatan linier sabuk v

$$v = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} \quad (\text{Ref. R.S Khurmi, hal 430})$$

$$= \frac{\pi \cdot 65 \cdot 3600}{60}$$

$$= 12246 \text{ mm/s}$$

$$= 12,246 \text{ m/s}$$



Gambar 3.1

Pada perhitungan daya motor dihasilkan dalam satu pembebanan adalah sebesar 10 kg dengan besarnya diameter mata pisau pengiling sebesar 14,5 cm sehingga daya adalah

$$P_e = \frac{Q \cdot V}{75}$$

Q : 10 kg

V : kecepatan liner mata pisau

$$v = \frac{\pi \cdot D_2 \cdot n_2}{60} \quad (\text{Ref. R.S Khurmi, hal 430})$$

$$= \frac{\pi \cdot 0,145 \cdot 3600}{60}$$

$$= 27,32 \text{ m/s}$$

$$P_e = \frac{10 \cdot 27,32}{75}$$

$$= 3,642 \text{ kW}$$

Daya motor

$$P_m = \frac{P_e}{0,98 \cdot 0,95}$$

$$= \frac{3,642}{0,98 \cdot 0,95}$$

$$= 3,91 \text{ kW}$$

Sehingga didapat daya motor sebesar 3,91 kW adapun berdasarkan data yang ada besarnya motor yang tersedia sebesar 5,5 hp (4,1 kW) sehingga dipakai untuk daya motor dan perhitungan.

3.3 Perancangan Sabuk

Dalam kerjanya, sabuk mentransmisikan daya dan putaran yang direduksi, dengan demikian dapat di ketahui bahwa peranan sabuk ini dalam penstramisian kecepatan cukup penting, sehingga sabuk harus benar-benar sesuai dengan mesin ini. Adapun yang dirancangan dengan beban sebesar 10 kg adalah sebagai berikut :

Daya motor sebesar $P = 4,103 \text{ kW}$

Daya yang ditransmisikan motor pada poros motor, P_1

$$P_1 = 0,98.P$$

$$= 0,98. 4,103$$

$$= 4,02 \text{ kW}$$

Daya pada puli

$$P_2 = 0,95. P_1$$

$$= 0,95 . 4,02$$

$$= 3,819 \text{ kW}$$

- Jarak sumbu kedua puli C :

$$C = 560 \text{ mm}$$

- Torsi pada puli besar

$$T_2 = 9,74.10^5 \frac{P_2}{n_2}$$

(Ref. L.C.Beng, hal III-6)

$$T_2 = 9,74 \cdot 10^5 \frac{3,819}{3600}$$

$$= 1033,25 \text{ kgmm}$$

$$= 10,125 \text{ Nm}$$

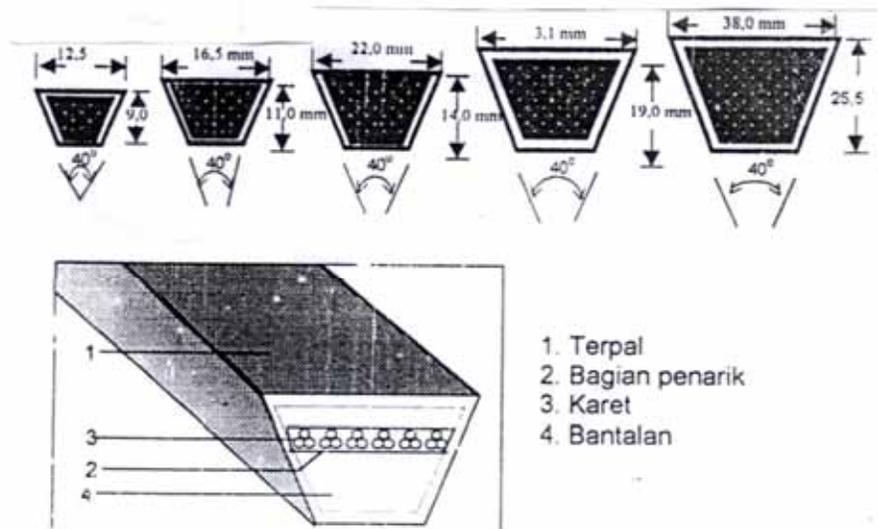
- Tegangan geser bahan yang diijinkan τ_a :

Berdasarkan pada table 3.2 untuk baja karbon kontruksi mesin untuk bahan poros dengan jenis S 30 C diperoleh :

Table 3.2 Baja karbon untuk kontruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros

Lambang	Perlakuan panas	Diameter (mm)	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Kekerasan	
				H _{RC} (H _B)	H _s
S35C-D	Dilunakkan	20 atau kurang 21-80	58-79 53-69	(84)-23 (73)-17	- 144-216
	Tanpa dilunakkan	20 atau kurang 21-80	63-82 58-72	(87)-25 (84)-19	- 160-225
S45C-D	Dilunakkan	20 atau kurang 21-80	65-86 60-76	(89)-27 (85)-22	- 166-238
	Tanpa dilunakkan	20 atau kurang 21-80	71-91 66-81	12-30 (90)-24	- 183-253
S55C-D	Dilunakkan	20 atau kurang 21-80	72-93 67-83	14-31 10-26	- 188-260
	Tanpa dilunakkan	20 atau kurang 21-80	80-101 75-91	19-34 16-30	- 213-285

(Sularso : hal 3)



Gambar 3.2 Penampang Sabuk V

- Kekuatan tarik, σ_B :

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 48 \text{ kg/mm}^2 \\ &= 470,88 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Karena bahan yang digunakan untuk poros adalah S-C yang memiliki faktor keamanan (S_{f1}) = 6 dan poros tersebut memiliki alur pasak maka faktor keamanan untuk poros (S_{f2}) = 2, sehingga besarnya tegangan geser yang diijinkan untuk poros adalah :

- Tegangan geser, τ_a :

$$\begin{aligned}\tau_a &= \frac{\sigma_B}{S_{f1} \cdot S_{f2}} && \text{(Ref. Sularso, hal 8)} \\ &= \frac{48}{6 \cdot 2} \\ &= 4 \text{ kg/mm}^2\end{aligned}$$

$$= 39,42 \cdot 10^6 \text{ N/m}^2$$

- Perhitungan diameter poros, d_s :

Karena terjadinya kejutan maka diambil faktor koreksi (kt) = 2 dan berdasarkan adanya beban lenturan maka diambil faktor beban lentur (Cb) = 2 berdasarkan hal-hal tersebut maka dihitung :

2. diameter poros listrik, d_{s1} :

$$d_{s1} = \left[\frac{5,1}{\tau_a} \cdot kt \cdot Cb \cdot T_1 \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Ref. Sularso, hal 8})$$

$$= \left[\frac{5,1}{39,24 \cdot 10^6} \cdot 2 \cdot 2 \cdot 10,125 \right]^{\frac{1}{3}}$$

$$= 0,017 \text{ m}$$

$$= 17,4 \text{ mm}$$

- Koefesien gesek sabuk, μ

$$\mu = 0,54 - \frac{42,6}{152 + v} \quad (\text{Ref. RS Khurmi, hal 8})$$

$$\mu = 0,54 - \frac{42,6}{152 + 12,245}$$

$$= 0,28$$

- Panjang keliling sabuk-V,L:

$$L = 2 \cdot C + \frac{\pi}{2} (D_1 + D_2) + \frac{1}{2} (D_2 - D_1)^2 - \frac{C}{4 \cdot C} (D_2 - D_1)^2$$

$$L = 2.C + \frac{\pi}{2}(D_1 + D_2) + \frac{1}{4.C}(D_2 - D_1)^2 \quad (\text{Ref. Sularso, hal 170})$$

$$= 2.820 + \frac{\pi}{2}(65 + 65) + \frac{1}{4.820}(65 - 65)^2$$

$$= 1844,1$$

Berdasarkan nomor nominal sabuk-V di dapat : No 73 L= 1854 mm

Tabel 3.3 Tabel nomor nominal sabuk

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2023	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
38	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3733
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

(Ref. Sularso, hal 168)

- Jarak sumbu poros untuk ke dua pulli, C :

$$b = 2.L - 3,14(D_2 + D_1)$$

(Ref. Sularso, hal 170)

$$= 2.1844 - 3,14(65+65)$$

$$= 3280.$$

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8} \quad (\text{Ref. Sularso, hal 173})$$

$$C = \frac{3280 + \sqrt{3280^2 - 8(65 - 65)^2}}{8}$$

$$= 820 \text{ mm}$$

Sudut kontak sabuk dan puli, θ

$$\theta = 180^\circ - \frac{57 \cdot (D_p - d_p)}{C} \quad (\text{Ref. Sularso, hal 170})$$

$$\theta = 180^\circ - \frac{57 \cdot (65 - 65)}{820}$$

$$= 180$$

- Berdasarkan table koreksi didapatkan $k\theta$

$$k\theta = 1$$

Tabel 3.4 Faktor koreksi

θ , °	Batas-batas pada $k\theta$	Faktor Koreksi, $k\theta$
0	0-10	1,00
10	10-20	0,98
20	20-30	0,96
30	30-40	0,94
40	40-50	0,92
50	50-60	0,90
60	60-70	0,88
70	70-80	0,86
80	80-90	0,84
90	90-100	0,82
100	100-110	0,80
110	110-120	0,78
120	120-130	0,76
130	130-140	0,74
140	140-150	0,72
150	150-160	0,70
160	160-170	0,68
170	170-180	0,66

(Ref. Sularso, hal 170)

- Gaya pada bagian yang kendor dan tegangan pada sabuk, F_1 dan F_2

$$2,3 \cdot \log \frac{F_1}{F_2} = \mu \theta \operatorname{cosec} \alpha \quad (\text{Ref. Khurmi, hal 435})$$

$$2,3 \cdot \log \frac{F_1}{F_2} = 0,269 \cdot 3,14 \operatorname{cosec} 20^\circ$$

$$\frac{F_1}{F_2} = \log^{-1} 1,074$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 11,858$$

$$F_1 = 11,858 F_2$$

$$T = (F_1 - F_2) \cdot r \quad (\text{Ref. Khurmi, hal 435})$$

$$T = \text{Torsi pada poros} = 10,125 \text{ Nm}$$

$$r = D/2$$

$$= 65/2$$

$$= 32,5 \text{ mm}$$

$$= 0,0325 \text{ m}$$

$$10,125 = (F_1 - F_2) \cdot 0,0325$$

$$(F_1 - F_2) = 10,125 / 0,0325$$

$$= 311,53$$

sehinga dapat di substitusikan

$$11,858 F_2 - F_2 = 311,53$$

$$10,858 F_2 = 311,53$$

$$F_2 = 28,712 \text{ N}$$

$$F_1 = 11,858 \cdot F_2$$

$$= 11,858.28,712$$

$$= 340,47 \text{ N}$$

- Gaya tangensial efektif yang bekerja sepanjang lingkaran jarak bagi aluir puli, F_e :

$$F_e = F_1 - F_2 \quad (\text{Ref. Sularso, hal 173})$$

$$= 340,47 - 28,72$$

$$= 311,53 \text{ N}$$

Besarnya daya yang dapat ditransmisikan oleh sabuk, P_o

$$P_o = F_e \cdot v$$

$$= 311,53 \cdot 12,245$$

$$= 38,14 \text{ kW}$$

Jumlah sabuk yang diperlukan

$$N = \frac{P_d}{P_o \cdot k_\theta} \quad (\text{Ref. Sularso, hal 173})$$

$$= \frac{38,19}{38,14 \cdot 1}$$

$$= 1 \text{ buah}$$

3.4 Perancangan Poros

Pada perancangan poros yang digunakan adalah poros adalah tempat untuk dudukan mata pisau berjalan dimana poros akan terbebani gaya sentrifugal dan beban daari sayuran. Untuk diperlukan perhitungkan secara seksama atas beban yang terjadi.yaitu :

- Berat pulli dipasang pada poros utama, W_s :

Massa pulli $m_1 = 0.3$ kg

$$\begin{aligned} W_s &= m_1 \cdot g \\ &= 0,3 \cdot 9,8 \\ &= 2,94 \text{ N} \end{aligned}$$

- Besarnya gaya yang ditimbulkan pada poros utama

$$\begin{aligned} F_{EY} &= F_1 + F_2 + W_s \\ &= 340,47 + 28,72 + 2,94 \\ &= 372,13 \text{ N} \end{aligned}$$

- Beban yang diterima oleh poros pada titik B, F_{BY} :

Massa daripada beban yang diberikan pada poros pada titik B

Perhitungan besarnya gaya-gaya yang diterima oleh poros utama untuk masing-masing titik pada arah beban searah sumbu Y :

$$\sum M_B = 0$$

$$F_a \cdot (-5) + F_b \cdot 0 + F_c \cdot 5 - F_d \cdot 10 = 0$$

$$73,5 \cdot (-5) + 0 + 5 \cdot F_c - 372,13 \cdot 10 = 0$$

$$5 \cdot F_c = 3353,8$$

$$F_c = 670,76 \text{ N}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-F_a + F_b + F_c - F_d = 0$$

$$-73,55 + F_b + 670 - 372,13 = 0$$

$$F_b = 225,08 \text{ N}$$

Perhitungan besarnya gaya lintang (Q) dan momen lentur (M) yang terjadi pada poros utama pada arah beban searah sumbu y :

$$0 \leq x < 5$$

$$F = -73,5$$

$$Q = -73,5 \cdot 5$$

$$= -367,75 \text{ Ncm}$$

$$5 \leq x < 10$$

$$F = -73,5 - 225,08$$

$$= -298,63 \text{ N}$$

$$Q = -1861,15 \text{ Ncm}$$

$$10 \leq x < 15$$

$$F = -73,55 - 225,08 + 670,76$$

$$= 372,13 \text{ N}$$

$$Q = -73,5 \cdot 15 - 224,32 + 670,76 \cdot 5$$

$$= 0 \text{ Ncm}$$

Dengan asumsi bahwa bahan poros yang digunakan tersebut dari bahan baja AISI 1040, maka diperoleh besarnya S_y :

- Kekuatan mengalah, $S_e = 42 \text{ kpsi}$

Tabel 3.5 Tebal Sifat dari Baja AISI

Nomor UNS	Nomor AISI	Cara Pengujian	Kekuatan Mengalah ksi ^f	Kekuatan Tarik ksi ^f	Pemanjangan dalam 2 in %	Pengurangan Luas %	Kekerasan Brinell H _B
G10100	1010	HR	26	47	20	50	95
		CD	44	53	20	40	105
G10150	1015	HR	27	50	28	50	101
		CD	47	56	18	40	111
G10180	1018	HR	32	58	25	50	116
		CD	54	64	15	40	126
		HR	33	56	25	45	121
		CD	60	78	10	35	167
G10350	1035	HR	39	72	18	40	143
		CD	67	80	12	35	163
		Drawn 800°F	81	110	18	51	220
		Drawn 1000°F	72	103	23	59	201
		Drawn 1200°F	62	91	27	66	180
G10400	1040	HR	42	76	18	40	149
		CD	71	85	12	35	170
		Drawn 1000°F	86	113	23	62	235
G10450	1045	HR	45	82	16	40	163
		CD	77	91	12	35	179
G10500	1050	HR	49	90	15	35	179
		CD	84	100	10	30	197

Sumber : J.E. Shigley, hal 398

Diameter poros dapat dihitung berdasarkan cara, seperti cara di bawah ini :

- Faktor koreksi keseluruhan untuk poros, $n = 3,5$

$$d = \left[\left(\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot 2,896 \cdot 10^8} \right) \cdot (M^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \quad (\text{Ref. J.E. Shigley, hal 398})$$

$$d = \left[\left(\frac{32 \cdot 3,5}{\pi \cdot 2,896 \cdot 10^8} \right) \cdot (10,12^2 + 18,61^2)^{1/2} \right]^{1/3}$$

$$d = 0,0064 \text{ m}$$

$$d = 0,65 \text{ cm}$$

3.5 Perhitungan Bantalan Gelinding

Berdasarkan pada data-data di bawah ini, maka kita dapat melakukan perhitungan terhadap bantalan yang digunakan pada mesin ini. Adapun data-data yang diperlukan dalam perhitungan bantalan adalah sebagai berikut :

- o Jumlah bantalan, n

- Diameter poros utama, d_s : 9 mm
- Jumlah poros, n : 2
- Beban bantalan, W : 670, 76 N
- Diameter bola bantalan, D_a : 4 mm
- Jumlah bola pada bantalan, Z : 9
- Jumlah baris pada bantalan, i : 1
- Sudut kontak nominal, α : 25°

Untuk menentukan faktor koreksi yang ditransmisikan, dapat dilihat pada table 3.6 dibawah ini :

Tabel 3.6 Faktor koreksi daya yang ditransmisikan

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

Sumber : Sularso, hal 7

Perhitungan bantalan

- Beban rencana F_r :

$$\begin{aligned}
 F_r &= f_c \cdot F && \text{(Ref. Sularso, hal 7)} \\
 &= 1,5 \cdot 68,4 \\
 &= 100,26
 \end{aligned}$$

- Beban dinamis spesifik, C :

$$C = f_c \cdot (i \cos \alpha)^{0,7} \cdot Z^{\frac{2}{3}} \cdot D_a^{1,8} \quad \text{(Ref. Sularso, hal 135)}$$

$$= 1,5 \cdot (1 \cos 25)^{0,7} \cdot 9^{2/3} \cdot 9^{1,8}$$

$$= 200,808$$

- Beban untuk beban radial, Pr

Untuk melakukan perhitungan beban untuk bantalan radial, terlebih dahulu perhatikan table 3.7 dibawah ini.

Tabel 3.7 Faktor-faktor V, X,Y, dan X₀,Y₀.

Jenis bantalan	Beban putar pada cincin dalam	Jenis gear pada cincin luar	Beban tunggal		Beban ganda				f	Beban tunggal		Beban ganda	
			$F_a / Y F_r > e$		$F_a / Y F_r \leq e$					X ₀	Y ₀	X ₀	Y ₀
			Z	T	Z	T	Z	Y					
Bantalan bola dalam	$F_a / C_a = 0,014$	1	1,2		2,30				2,30	0,19			
	$= 0,028$			1,99				1,99	0,22				
	$= 0,056$			1,71				1,71	0,26				
	$= 0,084$			1,51				1,51	0,28				
	$= 0,11$			1,36	1,45	1	0,56	1,45	0,30	0,6	0,5	0,6	0,7
	$= 0,17$			1,21				1,21	0,34				
	$= 0,28$			1,05				1,05	0,38				
Bantalan bola dalam	$= 0,42$				1,04			1,04	0,42				
	$= 0,56$				1,00			1,00	0,44				
	$\delta = 30^\circ$			0,43	1,00	1,00	0,70	1,00	0,77	0,42		0,84	
	$= 25^\circ$			0,41	0,87	0,92	0,67	1,41	0,68	0,36		0,78	
	$= 30^\circ$			0,39	0,76	0,78	0,63	1,24	0,60	0,3	0,23	1	0,66
Bantalan bola dalam	$= 35^\circ$			0,17	0,66	0,66	0,60	1,07	0,55	0,29		0,58	
	$= 40^\circ$			0,35	0,57	0,55	0,57	0,93	1,14	0,26		0,53	

(Ref. Sularso, hal 135)

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

$$= 0,56 \cdot 1 \cdot 100 \cdot 2 \cdot 1,45 \cdot 1$$

$$= 81,4$$

- Faktor kecepatan

$$f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}}$$

(Ref. Sularso, hal 135)

$$f_n = \left(\frac{33,3}{2} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$= 2,6$$

- Faktor umur, f_h :

$$f_h = f_n \cdot (C/P_r)$$

(Ref. Sularso, hal 135)

$$= 2,6 (200,8/81,4)$$

$$= 6,4$$

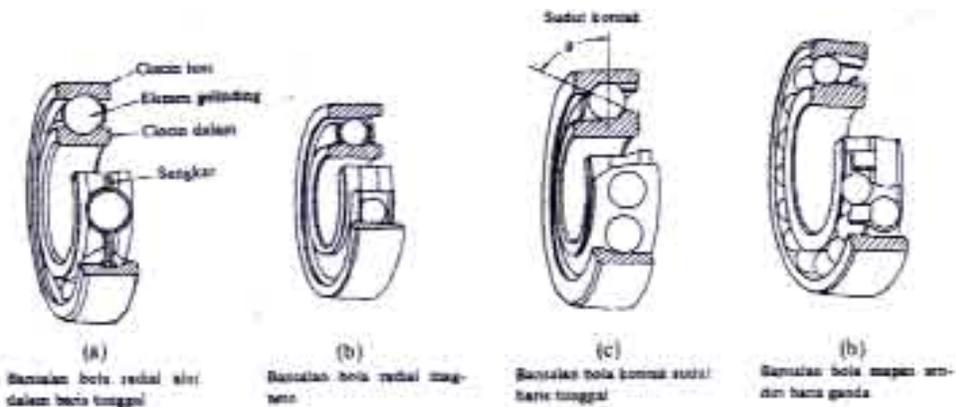
Umur nominal

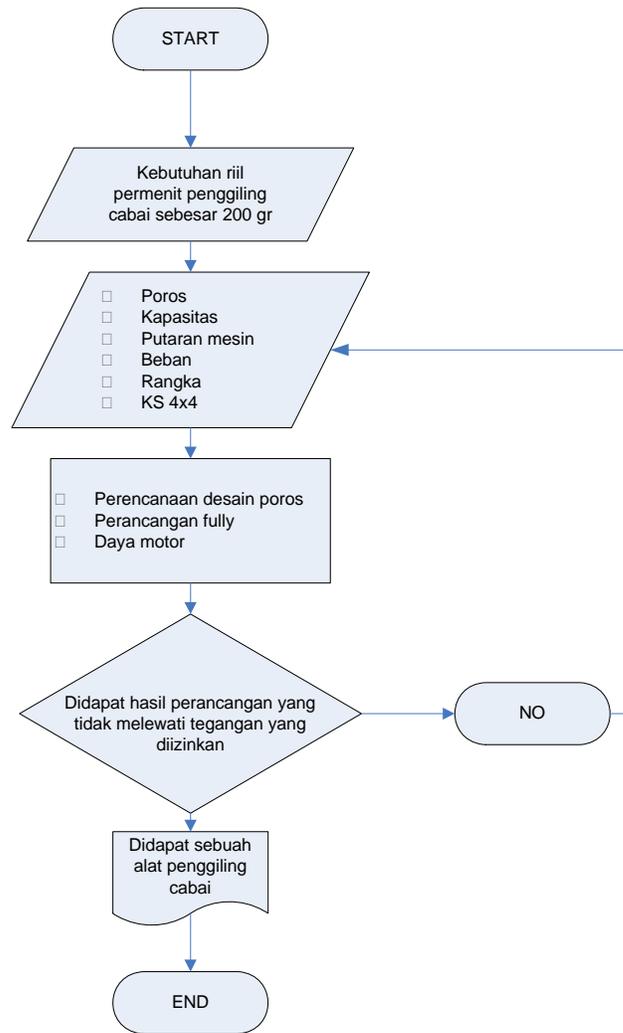
$$L_h = 500 \cdot f_h^3$$

(Ref. Sularso, hal 135)

$$= 131072 \text{ jam}$$

Gambar 3.4 Bantalan Gelinding





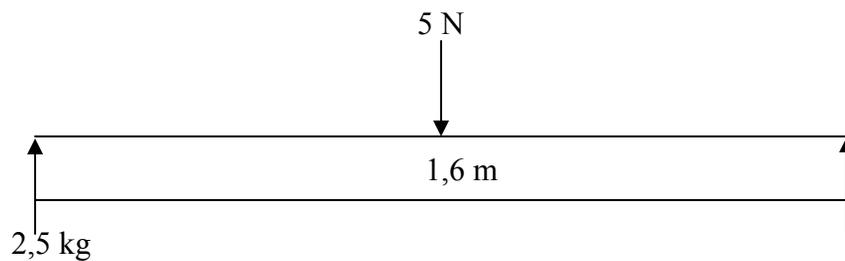
FlowChart Perancangan Mesin Penggiling Cabai Kapasitas 200 kg/hari

BAB IV

DEFLEKSI PADA RANGKA

4.1. Defleksi

Pada bab ini deflesi yang terjadi pada rangka di ilustrasikan pada gambar dibawah ini sehingga dapat terlihat besarnya defleksi yang terjadi pada rangka dengan profil L berukuran 35 x 35 x 3



$$EI \frac{d^2y}{dx^2} = M = (2,5 - 5(x - 0,8))Nm$$

$$EI \frac{dy}{dx} = M = (1,25x^2 - 2,5(x - 0,8)) + c_1$$

$$EIy = M = \frac{1,25}{3}x^3 - \frac{2,5}{3}(x - 0,8) + xc_1 + c_2$$

jika

$$x = 1,6 \text{ m}$$

$$c_2 = 0$$

$$y = 0$$

maka

$$0 = \frac{1,25}{3}1,6^3 - \frac{2,5}{3}(1,6 - 0,8) + 1,6c_1$$

$$0 = 1,706 - 0,66 + 1,6c_1$$

$$0,06 - 1,706 = 1,6c_1$$

$$c_1 = -0,65$$

sehingga nilai x adalah :

$$EI \frac{dy}{dx} = M = 1,25x^2 + c_1 = 0$$

$$0 = (1,25x^2 - 0,65)$$

$$x^2 = \frac{1,02}{0,65}$$

$$x = 0,72 \text{ m}$$

$$EIy = M = \frac{1,25}{3}x^3 - 0,65x$$

$$EIy = \frac{1,25}{3}0,72^3 - 0,65(0,72)$$

$$EIy_{maks} = 0,321$$

jika nilai Modulus Elastisitas (E) dan momen inersi (I) berdasarkan table 4.1 dan Tabel 4.2 maka

Tabel 4.1 Kekuatan Bahan

LOGAM	RAPAT MASSA (kg/m ³)	[$\mu\text{m}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C})$]	BATAS PROPORSIONAL (MPa) ¹		KEKUATAN BATAS (MPa)			MODULUS LASTISITAS (GPa)		PERSEN ASE PER PANJANGAN (dalam 50 mm)
			Tarik	Geser	Tarik	Tekan	Geser	Tarik, E	Geser, G	
Baja, 0,2% karbon, dirol panas	7 850	berubah dari 11,0 hingga 13,2 Rata-rata 11,7	240	150	410	b	310	200	80	35
0,2% karbon, dirol dingin	7 850		420	250	550	b	420	200	80	18
0,6% karbon, dirol panas	7 850		420	250	690	b	550	200	80	15
0,8% karbon, dirol panas	7 850		480	290	830	b	730	200	80	10
Besi cor kelabu	7 200	10,8	c	d	140	520	d	100	40	Kecil
Besi cor mampu tempa	7 200	11,9	250	160	370	b	330	170	90	18
Besi wrought	7 700	12,1	210	130	350	b	240	190	70	35
Aluminium, coran	2 650	23,1	60	90	90	b	70	70	30	20
Paduan aluminium 17ST	2 700	23,1	220	150	390	b	220	71	30	—
Kuningan (70% dirol 30% Zn)	8 500	18,7	170	110	380	b	330	100	40	30
Timbal, coran	8 200	18,0	140	—	230	390	—	80	35	10
Perak, ditarik-keras	8 800	16,8	260	160	380	b	—	120	40	4

¹Harga batas proporsional dan modulus elastisitas tekan bisa dianggap sama dengan tarik kecuali besi cor: batas proporsionalnya kira-kira 180 MPa.

²Kekuatan tekan batas bahan liat bisa diambil sebagai titik mulur, besarnya dalam tarik sedikit lebih besar dari batas proporsional.

³Tidak didefinisikan secara baik, kira-kira 40 MPa.

⁴Besi cor gagai dengan tarik diagonal.

Tabel 4.2 Profil Siku

75 × 75 × 13	14.0	1 780	0.892	17.3	22.4	23.5	14.6
× 10	11.0	1 400	0.725	13.8	22.8	22.4	14.6
× 8	8.92	1 140	0.602	11.3	23.0	21.7	14.7
× 6	6.78	864	0.469	8.68	23.3	21.0	14.8
× 5	5.69	725	0.398	7.32	23.4	20.6	14.9
65 × 65 × 10	9.42	1 200	0.459	10.2	19.6	19.9	12.7
× 8	7.66	976	0.383	8.36	19.8	19.2	12.7
× 6	5.84	744	0.300	6.44	20.1	18.5	12.8
× 5	4.91	625	0.255	5.45	20.2	18.1	12.9
55 × 55 × 10	7.85	1 000	0.268	7.11	16.4	17.4	10.7
× 8	6.41	816	0.225	5.87	16.6	16.7	10.7
× 6	4.90	624	0.177	4.54	16.9	16.0	10.8
× 5	4.12	525	0.152	3.85	17.0	15.6	10.8
× 4	3.33	424	0.125	3.13	17.1	15.2	10.9
× 3	2.52	321	0.096	2.39	17.3	14.9	11.0
45 × 45 × 8	5.15	656	0.118	3.82	13.4	14.2	8.76
× 6	3.96	504	0.094	2.98	13.7	13.4	8.79
× 5	3.34	425	0.081	2.53	13.8	13.1	8.82
× 4	2.70	344	0.067	2.07	13.9	12.7	8.87
× 3	2.05	261	0.052	1.58	14.1	12.4	8.93
35 × 35 × 6	3.01	384	0.042	1.74	10.5	10.9	6.81
× 5	2.55	325	0.036	1.49	10.6	10.6	6.83
× 4	2.07	264	0.030	1.22	10.7	10.2	6.86
× 3	1.58	201	0.024	0.940	10.8	9.86	6.91
25 × 25 × 5	1.77	225	0.012	0.724	7.39	8.06	4.87
× 4	1.44	184	0.010	0.599	7.50	7.71	4.87
× 3	1.11	141	0.008	0.465	7.63	7.35	4.89

$$I = 0,024 \cdot 10^6 \text{ mm}^4 = 0,024 \cdot 10^{-6} \text{ m}^4$$

$$E = 100 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$$

Sehingga di dapat

$$0,024 \cdot 10^{-6} \cdot 100 \cdot 10^9 y = 0,132$$

$$24 \cdot 10^3 y = 0,132$$

$$y = 1,3 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

$$y = 0,13 \text{ mm}$$

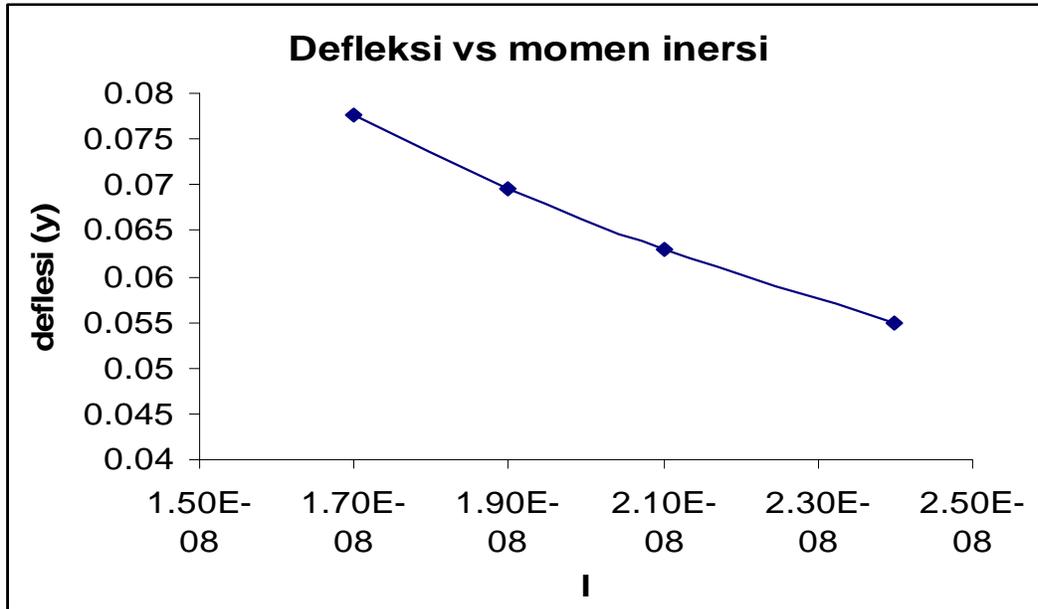


Diagram momen

$$\Sigma F_y = 0$$

$$F_a + F_b - 5N = 0$$

$$F_a + F_b = 5$$

$$F_a = 5 - F_b$$

$$\Sigma M_a = 0$$

$$-0,8 \cdot 5 + 1,6 F_b = 0$$

$$1,6 F_b = 4$$

$$F_b = 2,5 \text{ N}$$

$$F_a = 5 - F_b$$

$$= 5 - 2,5$$

$$= 2,5 \text{ N}$$

$$0 \leq x < 0,8$$

$$F = 2,5 \text{ N}$$

$$M = 2,5 \cdot 0,8$$

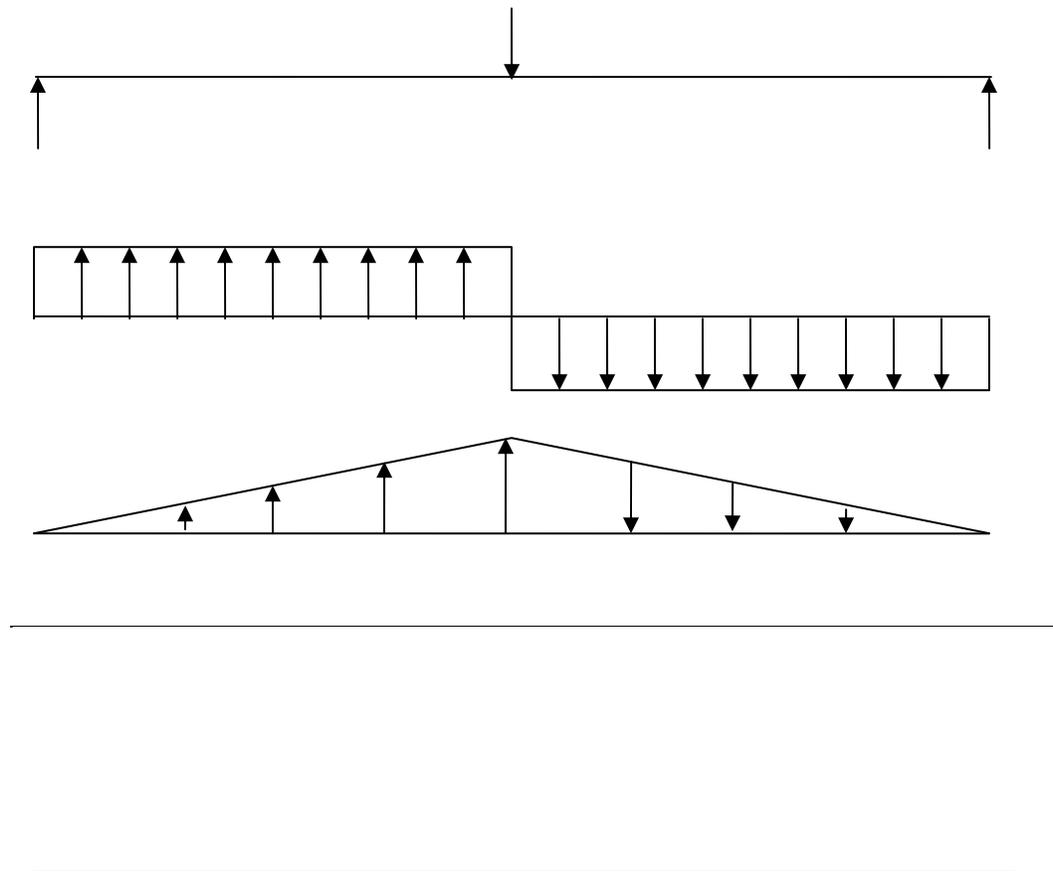
$$= 2 \text{ Nm}$$

$$0,8 \leq x < 1,6$$

$$F = 2,5 - 1,6$$

$$M = 2,5 \cdot 1,6 - 0,85 \cdot 2,5$$

$$= 0$$

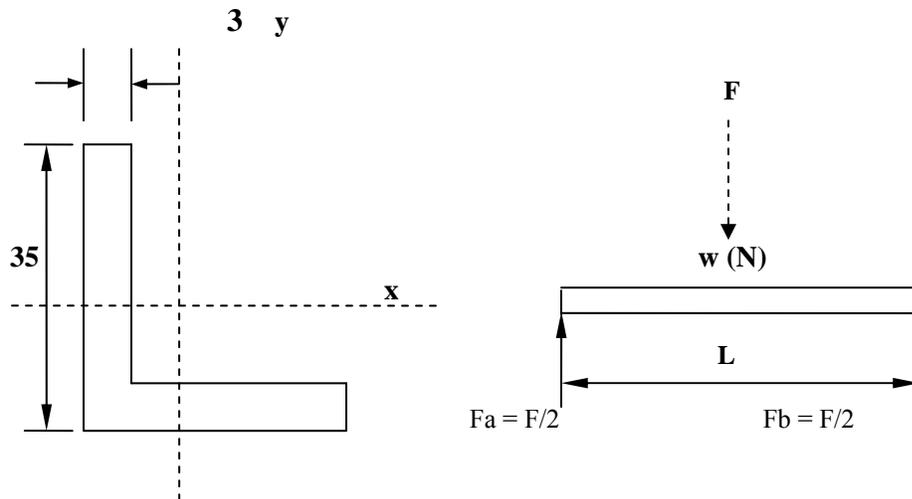


4.2 Tegangan pada batang rangka

Karena penulis tidak memfokuskan pada pembahasan mengenai rangka secara terperinci maka perhitungan hanya dilakukan pada salah satu bagian rangka saja dengan beranggapan :

- Beban terbagi rata dan profil rangka berbentuk siku
- Semua gaya yang bekerja dianggap vertikal

Bahan rangka yang digunakan dalam hal tarikan dan tekanan



Diketahui dimensi siku 35 x 35 x 3 (mm), serta beban yang dipikul 5 kg. dari data diatas dapat dilakukan perhitungan .

1. Beban yang dipikul oleh rangka

$$\begin{aligned} F &= m \times g \\ &= 5,9,8 \\ &= 49 \text{ N} \end{aligned}$$

2. Gaya geser tegak maksimum Q (N)

$$\begin{aligned} Q &= \frac{F}{2} \\ &= \frac{49}{2} \\ &= 24,5 \text{ N} \end{aligned}$$

3. Pada titik geser nol momen lentur maksimum adalah : M

$$\begin{aligned} M &= \frac{F.L}{12} \\ &= \frac{49 \times 1,6}{12} \\ &= 78,4 \text{ Nm} \end{aligned}$$

4. Tegangan Lentur (σ_1)

Dimana jarak sumbu netral keelemen yang terjauh

$$Y = 9,8 \cdot 10^{-2}$$

$$\sigma_1 = \frac{M.Y}{I}$$

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \frac{78,4 \times 9,8 \cdot 10^{-2}}{0,024 \times 10^{-6}} \\ &= 3,21 \cdot 10^8 \text{ N/m}^2 \end{aligned}$$

BAB V

KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perancangan dan pembuatan mesin penggiling, maka akan kita dapat mengambil kesimpulan sebagai berikut :

1. Secara keseluruhan hasil rancangan dan pembuatan mesin penggiling telah berhasil ini dibuktikan dengan melakukan pengujian dengan menghasilkan cabe giling dan jahe giling yang halus .
2. Defleksi yang terbesar rangka pada beban 5 N sebesar 0,13 mm dengan rangka profil L 35 x 35 x 3.
3. Diameter poros utama sebesar 6,5mm dengan beban sebesar 200 kg/hari dapat menyalurkan daya sebesar 5,5 Hp dengan bahan AISI 1040.
4. Daya motor sebesar 5,5 Hp dengan putaran 3600 rpm ditranslasikan ke pulli penggiling.
5. Sabuk V digunakan adalah sabuk dengan type sabuk V-A No73, dengan $L = 1854$ mm, dengan jumlah banyak sabuk v sebesar 1 buah yang dapat menghubungkan daya yang diperlukan.

6. Bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding dengan diameter 9 mm yang mempunyai umur nominal sebesar 131072 jam.

5.2 Saran

Untuk dapat mengefisienkan pembuatan mesin penggiling, saran-saran ini dapat dipergunakan sebagai pertimbangan untuk meningkatkan hasil pembuatan ini adalah :

1. Rangka yang lebih baik untuk menahan beban agar tidak terjadinya defleksi yang besar.
2. Jenis material rangka yang lebih baik untuk menunjang mesin dan mampu menahan beban dan getaran yang terjadi.
3. Pemilihan profil sesuai dengan beban yang dihasilkan setiap motor penggerak harus disesuaikan dengan karakter dari mesin penggerak itu sendiri.

DAFTAR PUSTAKA

Dieter, George. E. 1992. **“Metalurgi Mekanik”**. Edisi ketiga Jilid 2. Jakarta : Erlangga.

Khurni, R.S dan J.K. Gupta. 1982. **“Machine Design”**. Edisi ketiga. New Delhi : Euarasia Publishing House Ltd.

Krutz, Gary W dkk. 1994. **“Machine Design”** Society of Automotive Engineers, inc.

Shigley, Joseph. E dan Larry D. Mitchell. 1994. **“Perancangan Teknik Mesin”**. Edisi kedua Jilid 2. Jakarta : Erlangga.

Shigley, Joseph. E dan Charles R. Mischke. 1989. **“Mechanical Engineering”**. Edisi kelima. Mc. Graw – Hill, Inc.

Singer, Ferdian L. dan Andrew Pytell. 1985. **“Kekuatan Bahan”**. Edisi ketiga. Terjemahan oleh Darwin Sebayang. Jakarta : Erlangga.

Sularso dan Kiyokatsu Suga. 1997. **“Dasar Perancangan dan Pemilihan Elemen Mesin”**. Jakarta : PT. Pradya Paramita.

Valck, Lawrance J. Van. 1985. **“Ilmu dan Teknologi Bahan”**. Edisi kelima. Jakarta : Erlangga.