

34976 / H / 09



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember



RSM
621.845-
Wib

TUGAS AKHIR - 0502

**RANCANG BANGUN MESIN PENGGILING IKAN TERI
(HASIL HALUS)**

RIZAL PURNA WIBOWO
NRP 2104 030 042

Dosen Pembimbing
Ir. Nur Husodo, MSc

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2009

PERPUSTAKAAN I T S	
Tgl. Terima	17-2-2009
Terima Dari	H
No. Agenda Prp.	777



ITS
Institut
Teknologi
Sepuluh Nopember

FINAL PROJECT - RM 0502

**MACHINE DESIGN FLESH MILL TERI FISH
(SOFT PRODUCT)**

RIZAL PURNA WIBOWO
NRP 2104 030 042

Consellor Lecturer
Ir. Nur Husodo, MSc

Program Study Diploma III
Mechanical Engineering of Departement
Faculty Technology Industry
Sepuluh Nopember Institut of Technology
Surabaya 2009

RANCANG BANGUN MESIN PENGILING DAGING TERI (HASIL HALUS)

TUGAS AKHIR

**Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
pada
Bidang Studi Teknik Produksi
Program Studi DIII Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

Oleh :

RIZAL PURNA WIBOWO

Nrp. 2104 030 042

Menyetujui :

Dosen Pembimbing Tugas Akhir



**Ir. Nur Husodo, MSc
NIP. 131 651 442**

**SURABAYA
FEBUARI 2009**

PERENCANAAN MESIN PENGGILING DAGING IKAN TERI (HASIL HALUS)

Nama Mahasiswa : RIZAL PURNA WIBOWO
Nrp : 2104 030 042
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI – ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Nur Husodo, MT

Abstrak

Kebutuhan akan permintaan pakan ternak dengan kualitas baik sangat tinggi, pada umumnya daging ikan teri kering yang dibuat campuran pembuatan pakan ternak. Agar diperoleh daging ikan teri yang lembut untuk campuran pakan ternak yang diinginkan dilakukan penelitian dan percobaan yang bertujuan untuk masalah tersebut.

Sebelum merencanakan alat penggiling daging dengan mekanisme penggilingan sepasang roll tersebut. terlebih dahulu dilakukan survey dan pengamatan mesin penggiling daging yang sudah ada, Serta menggunakan data-data yang diperlukan dan menggambarkan sketsa bentuk dan alat yang akan di buat dan kemudian dilakukan perhitungan untuk menganalisa komponen yang akan di buat dapat sesuai yang diinginkan .

Perencanaan mesin penggiling daging spesifikasinya menggunakan daya 1 Hp yang menghasilkan putaran 1300 rpm, menggunakan tipe bantalan SingleRow Deep Groove Ball Bearing dengan nomer 6205, Pinion dan gear dengan bahan pokok Stel 150 Syp 50000psi dengan clearance 1 mm ,Sedangkan untuk sistem transmisi menggunakan rantai roll . menggunakan Poros baja krom nikel(JIS G 4102) SNC ,dan untuk menyambung dan menjaga hubungan putaran.digunakan pasak dasar segi empat

Kata kunci :Daya, clearance, Roll

MACHINE DESIGN FLESH MILL TERI FISH (SOFT PRODUCT)

Name of Student : RIZAL PURNA WIBOWO
NRP : 2104 030 042
Department : D3 Mechanical Engineering FTI-ITS
Supervisor : Ir. Nur Husodo, MSc

Abstract

The requirement of flesh teri fish request with the good quality are very high, generally flesh made for the mixing of food duck so that can be fulfilling the flesh teri fish very smooth requirement wanted to be done by research and attempt which aim to overcome the problem.

Before planting the appliances, beforehand done by survey and perception of machine mill flesh with two roll the is, and also collect the data needed and draw the sketch from and applied to making and later, then conducted by a calculation to analyse the component to be made by earn as want.

Planing of mill machine of its specification of using the motor energy 1 HP yielding rotation 1300 rpm, using type of pad of Single Row Deep Groove Bearing with number 6205, pinion and gear is steel 150 Syp 50000psi with clearance 1 mm, and used rolled chain transmission system to transmit power. using shaft type (jis g 4102) SNC, and use the pin of type of square type level off the parallelogram

Keyword : Power, Pinion, clearance, Roll

KATA PENGANTAR

Puji syukur penulis panjatkan kehadiran Allah SWT Yang telah memberikan rahmat , hidayah, serta inayahnya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan judul :

“RANCANG BANGUN MESIN PENGILING DAGING TERI (HASIL HALUS)”

Tugas Akhir ini dibuat sebagai syarat kelulusan akademis dalam menempuh pendidikan Program Studi Teknik Produksi Jurusan DIII Teknik Mesin , Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Penulis menyadari bahwa dalam pembuatan Tugas Akhir ini masih terdapat kekurangan dan ketidaksempurnaan dikarenakan keterbatasan penulis sebagai manusia. Oleh karena itu, saran dan kritik yang membangun sangat penulis harapkan demi kesempurnaan Tugas Akhir ini.

Harapan kami semoga hasil dari Tugas Akhir ini dapat memberikan manfaat bagi diri penulis untuk menambah ilmu pengetahuan pada khususnya dan masyarakat pada umumnya.

Akhir kata penulis mengucapkan banyak terima kasih atas perhatian dan bantuan dari berbagai pihak yang mendukung dan mohon maaf yang sebesar – besarnya apabila terdapat banyak kesalahan yang merugikan pihak – pihak tertentu.

Surabaya, Febuari 2009

Penyusun

UCAPAN TERIMA KASIH

Puji syukur penulis panjatkan kehadirat Allah SWT yang telah melimpahkan rahmat dan hidayah-NYA sehingga penulis dapat menyelesaikan laporan Tugas Akhir ini.

Laporan Tugas Akhir ini disusun guna memenuhi salah satu persyaratan kelulusan di Jurusan DIII Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya.

Atas selesainya penyusunan laporan Tugas Akhir ini, penulis mengucapkan terima kasih kepada :

1. Bapak Ir. Nur Husodo, MSc selaku Dosen Pembimbing saya.
2. Bapak Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT selaku Koordinator Tugas Akhir DIII Teknik Mesin.
3. Bapak Ir. Suhariyanto, MSc selaku Ketua Program Studi DIII Teknik Mesin.
4. Bapak Ir. Mahirul Mursid, MSc selaku Dosen Wali.
5. Bapak – bapak dosen penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
6. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan DIII teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama duduk dibangku kuliah.
7. Seluruh Mahasiswa maupun Alumni DIII Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan dukungan. Khususnya seluruh angkatan 2003 & 2004, kalian semua memiliki kesan tersendiri bagiku.
8. Kedua orang tuaku tercinta yaitu Bapak Cholik dan Ibu Puji Astutik yang telah memberikan dorongan dan doa atas terselesaikannya Tugas Akhir ini.
9. Adikku yang maniez yang telah memberikan doanya atas kelancaran Tugas Akhir saya.

10. Arek – arek kos2an KEPUTIH FC diantaranya : k4pid, ruspianto (Ruzdy),surya Drogba, Ambon, Jimbon KOPLER, Reza, Amirul,aries,ipul thank's untuk kalian yang nedoain aq yang akhirnya bisa nyelesain Tugas Akhir aku, thank's Bro.
11. Anak2 angkatan 03,04,05,06 diantaranya : PRASETYO, CAK PRI, BALOLA (TYO), DANY,ARIS,BOKEP, DEDY 04, CINO HONG (HENDRA),MBAH MUZ,RULLY,Avril dan lain2nya, aq suwun banget wes kamu support buat ngerjain Tugas Akhir.
12. Konco dolan di KEBRAON yang telah memberikan spirit supaya aq tetep maju n sukses.
13. Buat Calon ceweq penyemangat aq pada waktu ngerjain Tugas Akhir adalah “asm FC”, terima kasih atas semua doa dan dukungannya atas terselesaikannya Tugas Akhir saya.
14. Arek – arek D3MITS Angkatan 05 : APUSE, JOKO,AREK LAB LOGAM, makasih telah membantu kesulitan saya pada saat ngerjain Tugas Akhir saya.
15. Kesusahan hidup, kesenangan, duka, gembira, kesedihan, kebanggaan, kesabaran, dan cinta. Kalian semua yang membantuku jadi dewasa.

Akhir kata, penulis berharap Tugas Akhir ini nantinya dapat bermanfaat bagi penulis dan pembaca umumnya, saran dan kritik dari semua pihak yang dapat meningkatkan mutu penulisan laporan ini akan penulis terima dengan senang hati. Semoga laporan ini bermanfaat dan dapat dipergunakan sebagaimana mestinya.

Surabaya, Febuari 2009

Penyusun



DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAKSI	iii
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	ix
DAFTAR TABEL	xi
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Perumusan Masalah	1
1.3 Tujuan	2
1.4 Batasan Masalah	2
1.5 Sistematika Penulisan	2
BAB II DASAR TEORI	5
2.1 Roda Gigi	6
² 2.1.1 Menghitung Circular Pitch	7
2.1.2 Menghitung Diameter Pitch	8
2.1.3 Menghitung Torsi Pada Roda Gigi	8
2.1.4 Menghitung Gaya Pada Roda Gigi	9
2.1.5 Menghitung Kecepatan Pitch Line	10
2.1.6 Menghitung Tegangan Pada Roda Gigi	10
2.1.7 Menghitung Tegangan Ijin Maksimum	11
2.1.8 Menghitung Daya Pada Roda Gigi	11
2.2 Transmisi Rantai	12
2.2.1 Transmisi Rantai Roll	13
2.2.1.1 Bagian-Bagian Rantai	14

2.2.1.2 Perencanaan Rantai	15
2.2.1.3 Kekenduran Rantai	19
2.2.2 Transmisi Rantai Gigi	20
2.2.3 Perhitungan Daya Pada Rantai sproket.....	20
2.3 Poros	21
2.3.1 Macam-Macam Poros.....	21
2.3.2 Bahan Poros	22
2.3.3 Poros Dengan Beban Puntir.....	22
2.3.4 Poros Dengan Beban Momen Bending dan Momen Puntir Yang Konstan.....	23
2.3.5 Poros Dengan Beban Momen Bending dan Momen Puntir Yang Berfluktuasi	24
2.3.6 Perencanaan Poros Dengan Beban Fluktuasi dan Beban Kejut	26
2.3.7 Mencari Daya Untuk Penggilingan.....	27
2.3.8 Mencari Daya Inercia.....	28
2.4 Perencanaan Bantalan (Bearing).....	32
2.4.1 Bantalan Gelinding	33
2.4.2 Gesekan Pada Bantalan Gelinding.....	34
2.4.3 Umur Bantalan.....	35
2.4.4 Beban Ekuivalen (Equivalen Load).....	36
2.4.5 Menentukan Umur Bantalan	38
2.5 Pasak	39
2.5.1 Variasi Bentuk pasak	40
2.5.2 Pasak Datar Segi Empat (Estándar Square key) ...	40
2.5.3 Kedudukan Pasak Pada Porosnya	41
2.5.4 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat	41
2.5.5 Pasak Bintang Lurus	42
2.6 Daya	46
BAB III METODOLOGI	47
3.1 Diadgram Alir Perencanaan	47
3.2 Data-Data Hasil Survey	48
3.3 Bagian-Bagian Mesin	49
3.4 Cara Kerja Mesin	50

3.5 Peralatan Yang Digunakan	51
3.6 Prosedur Pengujian.....	51
BAB IV PERHITUNGAN	53
4.1 Transmisi Mesin Penggiling.....	53
4.1.1 Perencanaan roda Gigi Lurus.....	53
4.1.2 Menghitung Diameter Pitch Roda Gigi	54
4.1.3 Menghitung Torsi Pada Roda Gigi	55
4.1.4 Menghitung Gaya Tangensial dan Gaya radial	55
4.1.5 Menghitung Kecepatan Line.....	56
4.1.6 Menghitung Beban Dinamis	57
4.1.7 Pengecekan Roda Gigi denganMetoda AGMA	59
4.1.8 Menghitung Tegangan Ijin Pada Roda Gigi	59
4.1.9 Perencanaan Daya Pada Roda Gigi.....	62
4.2 Perencanaan Rantai dan Sproket.....	62
4.2.1 Perhitungan Rantai dan Sproket Pada Rol Satu	63
4.2.2 Menghitung Diameter Jarak Bagi Sproket Roll Satu.....	64
4.2.3 Menghitung Kecepatan Rantai.....	65
4.2.4 Menghitung Panjang Kekenduran Rantai	67
4.2.5 Perhitungan Panjang Rantai.....	68
4.2.5.1 Menghitung Panjang Rantai Roll	68
4.2.6 Perhitungan Daya Pada Rantai dan Sproket	69
4.3 Perhitungan Poros	69
4.3.1 Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Poros	70
4.3.1.1 Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Poros Kanan	71
4.3.1.2 Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Poros Kiri	72
4.3.2 Mencari Diagram Gaya dan Diagram Momen Pada Poros	74

4.3.2.1	Perhitungan Momen Potongan di Poros Kiri	74
4.3.2.2	Perhitungan Momen Potongan di Poros kanan	78
4.3.3	Mencari Momen Bending Pada Titik Paling Besar	83
4.3.4	Menghitung Torsi di Titik Momen Yang Bekerja Pada Poros	83
4.3.5	Menghitung Diameter Poros	84
4.3.6	Perhitungan Daya Pada Poros	85
4.3.6.1	Menghitung Daya Untuk Pengerolan	85
4.3.6.2	Mencari Daya Inersia	86
4.4	Perhitungan Bantalan (Bearing).....	88
4.4.1	Gaya-Gaya Yang Bekerj Pada Bantalan	88
4.4.2	Menghitung Gaya Radial Pada Bantalan	89
4.4.3	Menghitung Beban Equivalen	90
4.4.4	Menghitung Umur Bantalan	91
4.5	Perhitungan Pasak.....	94
4.4.1	Menghitung panjang Pasak Untuk Tegangan Geser	96
4.4.2	Menghitung Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi	96
4.6	Perhitungan Daya.....	97
BAB V KESIMPULAN DAN SARAN		99
5.1	Kesimpulan.....	99
5.2	Saran	101
DAFTAR PUSTAKA.....		102

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

- Gambar 2.1 : Percobaan menentukan gaya gesek
Gambar 2.2 : Transmisi pada mesin penggiling daging
Gambar 2.3 : Profil roda gigi
Gambar 2.4 : Diameter pitch roda gigi
Gambar 2.5 : Gaya yang terjadi pada roda gigi
Gambar 2.6 : Variasi kecepatan rantai roll
Gambar 2.7 : Rantai roll
Gambar 2.8 : Bagian-bagian rantai rol
Gambar 2.9 : Kapasitas rantai rol
Gambar 2.10 : Kekenduran rantai
Gambar 2.11 : Variasi kecepatan rantai rol
Gambar 2.12 : Benda tegar dengan distribusi massa kontinyu yang berputar terhadap titik nol
Gambar 2.13 : Bagian-bagian rantai rol
Gambar 2.14 : Bagian-bagian dari bantalan gelinding
Gambar 2.15 : Kedudukan pasak dalam poros dan hub
Gambar 2.16 : Pasak standar bentuk square, flat dan extra thin
Gambar 2.17 : Panjang pasak (L)
Gambar 2.18 : Pasak bintang-lurus dan hub-nya
Gambar 2.19 : SAE standar straight splines
Gambar 3.1 : Diagram alir tugas akhir
Gambar 3.2 : Mesin penggiling daging
Gambar 4.1 : Gear dan Pinion
Gambar 4.2 : Roda Gigi dan Pinion Pada Alat
Gambar 4.3 : Gerakan rantai roll
Gambar 4.4 : Kekenduran rantai

- Gambar 4.5 : Diagram benda bebas poros pada kanan
- Gambar 4.6 : Diagram benda bebas pada poros kiri
- Gambar 4.7 : Diagram benda bebas poros kiri bidang vertikal
- Gambar 4.8 : Diagram benda bebas potongan G-G pada poros kiri
- Gambar 4.9 : Diagram benda bebas potongan H-H pada poros kiri
- Gambar 4.10 : Diagram benda bebas potongan J-J pada poros kiri
- Gambar 4.11 : Diagram benda bebas potongan K-K pada poros kiri
- Gambar 4.12 : Diagram benda bebas potongan K-K pada poros kiri
- Gambar 4.13 : Diagram gaya lintang / geser pada poros kiri.
- Gambar 4.14 : Diagram Momen pada poros kiri.
- Gambar 4.15 : Diagram benda bebas poros bidang vertikal pada poros kanan
- Gambar 4.16 : Diagram benda bebas potongan G-G pada poros kanan.
- Gambar 4.17 : Diagram benda bebas potongan H-H pada poros kanan.
- Gambar 4.18 : Diagram benda bebas potongan I-I pada poros kanan.
- Gambar 4.19 : Diagram gaya Normal pada poros kanan.
- Gambar 4.20 : Diagram gaya lintang / geser pada poros kanan.
- Gambar 4.21 : Diagram Momen pada poros kanan
- Gambar 4.22 : Bentuk roll
- Gambar 4.23 : Silinder pejal yang diputar pada sumbunya
- Gambar 4.24 : Kedudukan pasak dalam poros
- Gambar 4.25 : Ukuran pasak
- Gambar 5.1 : Jarak kekenduran rantai

DAFTAR TABEL

- Tabel 2.1 Faktor koreksi (f_c) untuk rantai rol rangkaian tunggal
- Tabel 2.2 Faktor Koreksi untuk rangkaian banyak
- Tabel 2.3 Reliability Levels
- Tabel 2.4 Endurance strenght reduction factor CW for welds.
- Tabel 2.5 Momen inersia dari berbagai bentuk
- Tabel 2.6 Momen inersia dari berbagai bentuk
- Tabel 2.7 Koefisien Gesek (f) secara harga rata-rata
- Tabel 2.8 Faktor Kondisi Beban, F_s
- Tabel 2.9 Hubungan ukuran-ukuran dasar pasak bintang

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pakan Ternak merupakan faktor penentu sukses atau tidaknya sebuah usaha peternakan. Dalam berternak itik, terutama itik petelur pakan menjadi kunci utama. Pakan berfungsi sebagai penumbuh energi, pengnti sel yang mati, dan pengembangbiakan keturunan. Jika pakan kurang, produksi menurun. Demikian pula jika gizi yang terkandung dalam pakan tidak lengkap maka produksi akan menurun

Periode pemberian pakan itik sesuai dengan umur itik denan aturan sebagai berikut.

- Umur 1 hari - 2 bulan : pakan jadi berupa kosentrat atau campuran bekatul dan ikan teri cacah yang dikukus
- Umur 2 bulan – 5 bulan : itik mencari pakan sendiri dengan digembalakan
- Umur 5 bulan – apkir : bekatul, nasi kering, ikan teri, atau kepala ikan, dan ece atau kerang.

Peternak biasanya menggunakan pakan berupa ikan giling. Dalam hal ini mereka menyediakan atau membuat satu unit mesin giling ikan ukuran kecil. Sebuah mesin giling ikan teri berfungsi untuk menghancurkan atau menggiling daging teri menjadi sebuah bubur atau tim untuk campuran pakan ternak itik. Komponen yang sangat berpengaruh dalam proses kerja mesin penggiling ikan teri adalah rancang bangun poros, roll, pasak dan daya pada mesin penggiling ikan teri.

1.2 Perumusan Masalah

Beberapa permasalahan yang dapat diambil dari penulisan Tugas Akhir ini adalah:

- Bagaimana merencanakan *alat penggiling daging ikan teri* yang dapat bekerja dengan baik.



- Bagaimana perhitungan-perhitungan yang dilakukan untuk merencanakan *alat penggiling daging ikan teri*
- Bagaimana pengaruh kekencangan rantai dalam mentransmisikan daya.

1.3 Tujuan

Tujuan dari penulisan Tugas Akhir ini adalah :

- Membuat suatu *alat penggiling daging ikan teri* yang dapat bekerja dengan baik.
- Melakukan perhitungan-perhitungan untuk merencanakan suatu *alat penggiling daging ikan teri*
- Menentukan perencanaan dan perhitungan-perhitungan dari rancang bangun *alat penggiling daging ikan teri*
- Melakukan pengujian.

1.4 Batasan Masalah

Pada penulisan Tugas Akhir ini dibutuhkan beberapa batasan masalah untuk menyederhanakan perhitungan. Batasan masalah tersebut antara lain :

- Jenis ikan yang digunakan adalah ikan teri.
- Kelembapan ikan dianggap seragam.
- Dimensi ikan yang digunakan di asumsikan sama.
- Perhitungan perencanaan elemen mesin hanya meliputi perhitungan daya motor, poros, pasak, roda gigi, rantai-sproket, dan bantalan.

1.5 Sistematika Penulisan

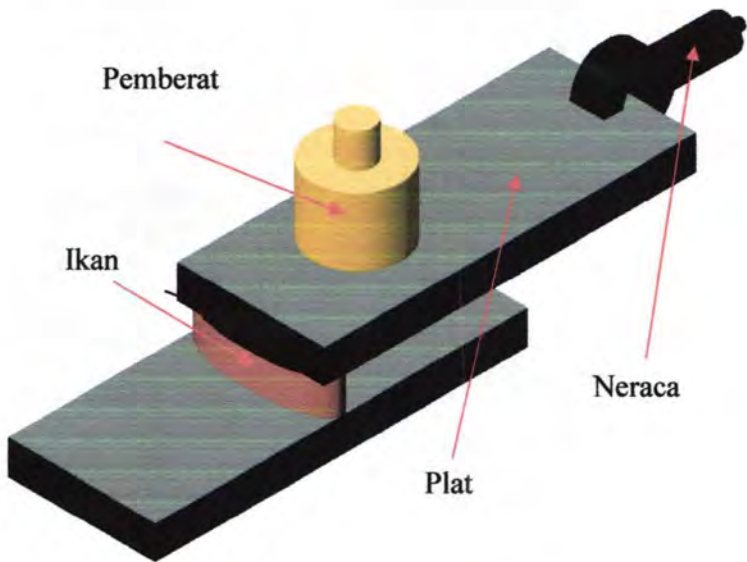
Sistematika dalam penulisan tugas akhir ini adalah sebagai berikut:



- BAB I : Pendahuluan**
Dalam bab ini berisi tentang latar belakang, perumusan masalah, tujuan, batasan masalah, dan sistematika penulisan.
- BAB II : Dasar teori**
Dalam bab ini berisi tentang teori-teori dasar yang digunakan dalam perhitungan tugas akhir.
- BAB III : Metodologi**
Dalam bab ini berisi tentang bagaimana proses perencanaan dan pengerjaan alat dari awal sampai selesai.
- BAB IV : Perencanaan dan perhitungan.**
Dalam bab ini berisi tentang uraian perhitungan dari perencanaan alat.
- BAB V : Kesimpulan**
Pada bab ini berisi tentang kesimpulan dari analisa dan perencanaan alat.

BAB II DASAR TEORI

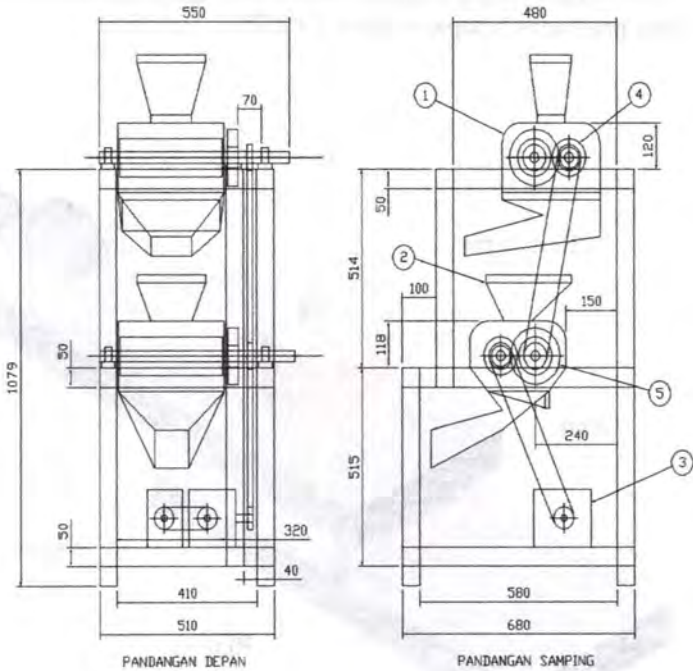
Untuk mengetahui besar gaya dari suatu mesin dibutuhkan suatu percobaan. Percobaan dilakukan dengan menggunakan pendekatan gaya dengan cara memasukan ikan di antara ke dua plat berpasangan dimana plat yang atas diberi beban, Selanjutnya plat atas ditarik pada ujungnya sejauh 50 mm sehingga besarnya gaya dapat di lihat pada neraca pegas sebesar $F = 8,7\text{N}$



Gambar 2.1 Percobaan menentukan gaya gesek

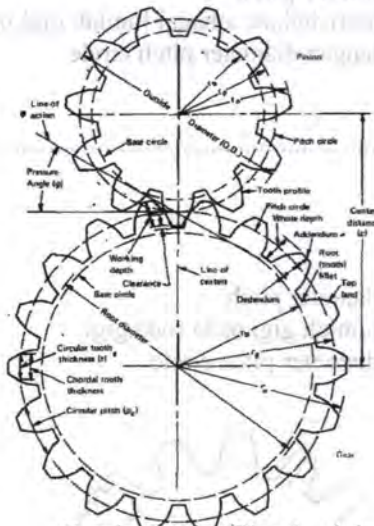
Sistem Transmisi Daya

Selain dari bagian yang disebutkan diatas, dinamometer dalam proses kerjanya memerlukan sebuah alat yang berfungsi untuk mentransmisikan daya dari mesin, misalnya ; rantai, belt,roda gigi poros dsb.



Gambar 2.2 Transmisi pada mesin penggiling daging

pada dua poros yang paralel .Seperti pada gambar () gigi dipotong paralel terhadap sumbu poros dimana roda gigi berada .Ukuran yang kecil dari sepasang roda gigi disebut *pinion*,sedangkan yang besar disebut *gear* .



Gambar2.3 profil roda gigi

2.1.1 Menghitung Circular Pitch

Circular pitch atau jarak gigi p didefinisikan sebagai jarak gigi yang di ukur pada pitch circle ,yaitu jarak satu titik pada gigi sampai titik pada gigi berikutnya pada kedudukan yang sama

$$p = \frac{\pi \cdot d}{N_t} \quad \dots \dots \dots (2.1)$$

Dimana :

$$p = \text{jarak gigi(circular pitch)}$$

d = diameter pitch circle dalam inch

N_t = jumlah gigi pada roda gigi

P = diameter pitch

2.1.2 Menghitung Diameter pitch

Diameter pitch P , didefinisikan sebagai jumlah gigi pada roda gigi pada roda gigi dibagi dengan diameter pitch circle

$$P = \frac{N_t}{d} \dots\dots\dots(2.2)$$

Dimana :

P = diameter pitch

N_t = jumlah gigi pada roda gigi

d = diameter pitch circle



Gambar2.4 Diameter pitch roda gigi

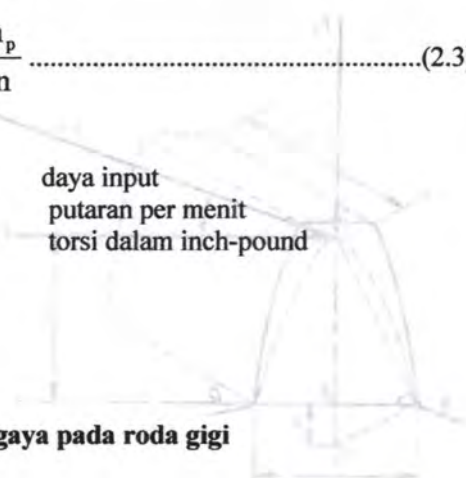
2.1.3 Menghitung torsi pada roda gigi

Torsi yang ditransmisikan dari satu roda gigi ke roda gigi yang lain dapat di hitung dengan persamaan :

$$T = 63000 \cdot \frac{h_p}{n} \dots\dots\dots(2.3)$$

Dimana :

- h_p = daya input
- n = putaran per menit
- T = torsi dalam inch-pound



2.1.4 Menghitung gaya pada roda gigi

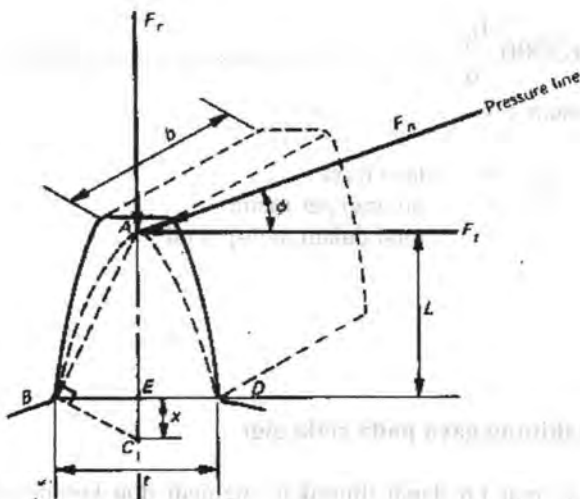
Gaya normal F_n dapat diuraikan menjadi dua komponen yaitu F_t (gaya tangensial) dan F_r (gaya radial) dan besarnya adalah :

$$F_t = F_n \cdot \cos \theta \dots\dots\dots(2.4)$$

$$F_r = F_n \cdot \sin \theta \dots\dots\dots(2.5)$$

Dimana :

- θ = sudut tekan
- F_t = gaya tangensial
- F_r = gaya radial



Gambar2.5 Gaya yang terjadi pada roda gigi

2.1.5 Menghitung kecepatan pitch line

Kecepatan pitch line dapat di hitung dengan menggunakan rumus di bawah ini:

$$V_p = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{12} \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

- V_p = Kecepatan pitch line
- d = diameter pitch circle
- n = kecepatan keliling dalam rpm

2.1.6 Menghitung tegangan pada roda gigi

Untuk menghitung tegangan pada roda gigi dapat menggunakan persamaan rumus di bawah ini:

$$\sigma_t = \frac{F_t \cdot K_o \cdot P \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot J} \dots\dots\dots(2.7)$$

Dimana :

- σ_t = tegangan yang terjadi pada kaki gigi
- F_t = beban yang ditransmisikam
- K_o = faktor koreksi beban lebih
- P = diameter pitch
- K_s = faktor koreksi ukuran
- K_m = koreksi distribusi beban
- K_v = faktor dinamis
- b = lebar gigi
- J = faktor bentuk / geometri

2.1.7 Menghitung tegangan ijin maximum

Persamaan tegangan maksimum yang diijinkan untuk perencanaan adalah:

$$S_{ad} = \frac{S_{ad} \cdot K_1}{K_T \cdot K_R} \dots\dots\dots(2.8)$$

Dimana :

- S_{ad} = tegangan ijin maksimum perencanaan
- S_{at} = tegangan ijin material dalam psi
- K_1 = faktor umum
- K_T = faktor temperatur
- K_R = faktor keamanan

2.1.8 Menghitung Daya Pada Roda Gigi

Perhitungan daya pada roda gigi dapat dilakukan dengan persamaan :

$$N_{gear} = \frac{W_t \cdot \pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot (10^3)} \quad \text{dimana,} \quad W_t = \frac{2 \cdot T}{d}$$

Maka nilai Daya pada roda gigi adalah :

$$N_{gear} = \frac{T \cdot \pi \cdot n}{30000}$$

Dimana : N_{gear} = daya pada roda gigi (Hp)
 d = diameter roda gigi (in)
 T = Momen Torsi (lbf..in)
 n = putaran (rpm)

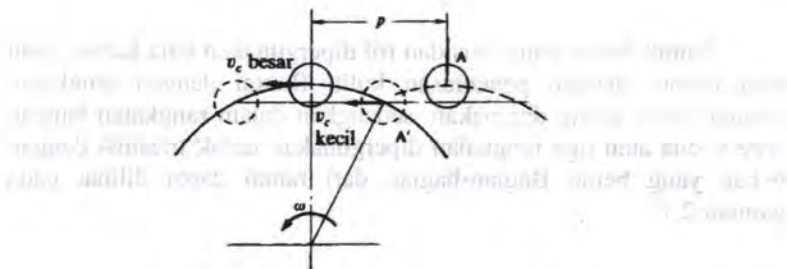
2.2 Transmisi Rantai

Rantai mentransmisikan daya dengan cara mengait pada gigi sprocket dan meneruskan daya tanpa adanya slip, jadi menjamin perbandingan putaran yang tetap. Dalam penggunaannya rantai memiliki keuntungan-keuntungan seperti :

- Mampu meneruskan daya yang besar karena kekuatannya yang besar.
- Tidak memerlukan tegangan awal.
- Keausan kecil pada bantalan
- Mudah dalam pemasangannya

Disamping keuntungan-keuntungan yang dimiliki oleh rantai, di pihak lain rantai juga memiliki kekurangan, yaitu ;

- Variasi kecepatan yang tak dapat dihindari karena lintasan busur pada sproket yang mengait mata rantai.(Gambar 2.4)
- Suara dan getaran karena tumbukan antara rantai dan dasar gigi sproket.
- Pemanjangan rantai karena keausan pena dan bus yang siakibatkan oleh gesekan dengan sproket.



Gambar 2.6 Variasi kecepatan rantai rol

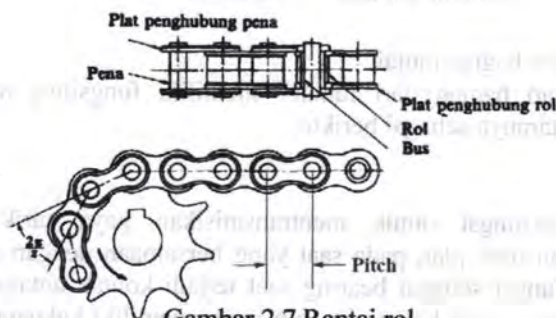
Transmisi rantai secara garis besar dapat dibagi menjadi dua jenis, yaitu ;

1. Transmisi rantai rol
2. Transmisi rantai gigi

Dari kedua tipe rantai diatas yang paling umum dan banyak digunakan adalah rantai rol, sedangkan pada tipe rantai gigi hanya digunakan jika tidak diinginkan adanya kebisingan

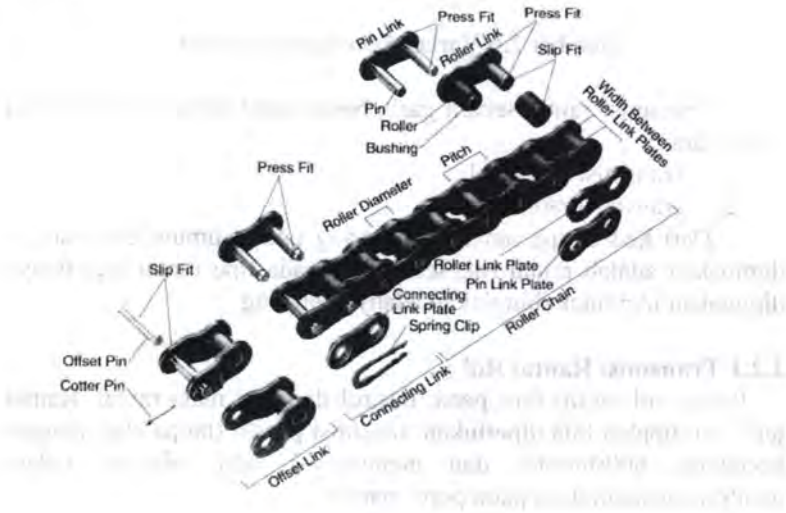
2.2.1 Transmisi Rantai Rol

Rantai rol terdiri dari pena, bus, rol dan plat mata rantai. Rantai jenis ini dipakai bila diperlukan transmisi positif (tanpa slip) dengan kecepatan 600(m/min) dan mempunyai nilai efisiensi dalam mentransmisikan daya pada poros paralel.



Gambar 2.7 Rantai rol

Untuk bahan pena, bus dan rol dipergunakan baja karbon atau baja khrom dengan pengerasan kulit. Rantai dengan rangkaian tunggal lebih sering digunakan, sedangkan dalam rangkaian banyak seperti dua atau tiga rangkaian dipergunakan untuk transmisi dengan beban yang berat. Bagian-bagian dari rantai dapat dilihat pada gambar 2.15



Gambar 2.8 Bagian-bagian rantai rol

2.2.1.1. Bagian-bagian rantai

Tiap-tiap bagian dari rantai memiliki fungsinya masing-masing, diantaranya sebagai berikut ;

- Pin

Pin berfungsi untuk mentransmisikan gaya tarik yang ditransmisikan oleh plat, pada saat yang bersamaan dengan adanya bushing berfungsi sebagai bearing saat terjadi kontak antara rantai dengan sproket.. Oleh karena itu, pin harus memiliki kekuatan tarik

dan geser, kelenturan dan juga harus mempunyai daya tahan terhadap guncangan dan keausan.

- Bushing

Bushing berfungsi meredam gaya gesek dan momen bending yang ditransmisikan oleh plat dan roll. Selain itu juga terjadi tumbukan ketika terjadi kontak dengan sproket. Sebuah bus harus memiliki kekuatan tarik yang baik dan ketahanan terhadap guncangan dinamis dan keausan.

- Roller

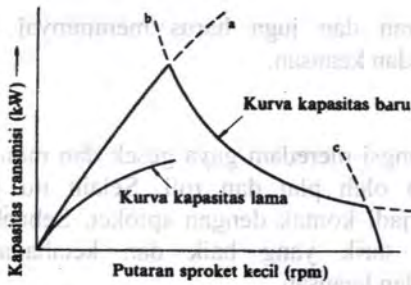
Roller berfungsi untuk menahan tumbukan yang terjadi ketika terjadi kontak dengan sproket, menahan tekanan antara gigi sproket dengan bushing dan menerima gesekan ketika bergerak melalui permukaan gigi sproket. Roller harus tahan terhadap gaya-gaya tersebut dan memiliki ketahanan terhadap guncangan, kelelahan dan tekanan.

- Cotter Pin, Spring Clip, T-Pin

Bagian ini mencegah bagian luar plat tetap menyatu dengan pin pada kecepatan tinggi. Pada bagian ini diperlukan adanya perlakuan panas. (<http://chain-guide.com/basics/1-1-4-functions-of-chain-parts.html>)

2.2.1.2. Perencanaan rantai

Kekuatan dan batas dari kapasitas rantai itu sendiri dapat ditunjukkan dengan kurva hubungan antara batas ketahanan terhadap tumbukan antara rol dan bus, dengan kurva batas las karena kurang pelumasan antara pena dan bus yang disebut dengan "kurva tenda". Hasil penelitian terakhir kurva kapasitas rol dapat ditunjukkan sebagai berikut (*sularso*);



Gambar 2.9 Kapasitas rantai rol

Pada kecepatan rendah, kapasitas daya dari rantai dapat diketahui dengan melihat batas kelelahan dari plat penghubung, dan pada kecepatan tinggi yang berpengaruh ialah batas kelelahan rol dan bus. Besarnya daya yang dapat ditransmisikan oleh rantai dapat diketahui dengan menggunakan persamaan :

$$H_{p_{koreksi}} = \frac{H_{p \text{ yang ditransmisikan}} (P) \times \text{factor koreksi} (f_c)}{\text{Multiple strand factor}} \dots\dots (2.13)$$

Tabel 2.1 Faktor koreksi (f_c) untuk rantai rol rangkaian tunggal

Tumbukan	Penggerak Pemakaian	Motor listrik atau turbin	Motor torak	
			Dengan transmisi hidrolik	Tanpa transmisi hidrolik
Transmisi halus	Konveyor sabuk dan rantai dengan variasi beban kecil, pompa sentrifugal dan blower, mesin tekstil umum, mesin industri umum dengan variasi beban kecil	1,0	1,0	1,2
Tumbukan sedang	Kompresor sentrifugal, propeler, konveyor dengan sedikit variasi beban, tanur otomatis, pengering, penghancur, mesin perkakas umum, alat-alat besar umum, mesin kertas umum	1,3	1,2	1,4
Tumbukan berat	Pres, penghancur, mesin pertambangan, bor minyak bumi, pencampur karet, rol, mesin penggetar, mesin-mesin umum dengan putaran dapat dibalik atau beban tumbukan	1,5	1,4	1,7

Tabel 2.2 Faktor Koreksi untuk rangkaian banyak

Jumlah rangkaian	Faktor
2	1,7
3	2,5
4	3,3
5	3,9
6	4,6

Standart dimensi dari rantai berdasarkan kekuatan maksimum serta dimensi dari bagian-bagian rantai yang berguna untuk

memudahkan dalam pemilihan rantai ditunjukkan pada Tabel ukuran standart rantai rol (lampiran).

Dalam menentukan dan merencanakan rantai terdapat beberapa hal yang harus diperhatikan, yaitu ;

1. Minimum gigi dari sproket sebanyak 17 buah, kecuali jika digunakan pada kecepatan rendah dibawah 100 rpm.
2. Maximum rasio kecepatan haruslah 7.0, meskipun dapat menggunakan perbandingan yang lebih tinggi.
3. Jarak antara poros sproket sekitar 30-50 pitch (30-50 kali dari pitch rantai).
4. Besar sproket normalnya tidak lebih dari 120 gigi.
5. Pengaturan posisi rantai dipasang secara horisontal antar sproket dengan bagian rantai yang ditarik berada di atas.
6. Panjang dari rantai haruslah terdiri dari beberapa pitch, dianjurkan menggunakan lebih banyak pitch. Jarak antar poros dibuat agar bisa di set agar dapat menyesuaikan panjang rantai dan toleransi kekenduran rantai (gambar). Hal ini dilakukan agar tidak terdapat kekenduran yang berlebih, terutama pada susunan yang tidak horisontal. Hubungan antara panjang jarak antar poros (C), panjang rantai (L), jumlah gigi pada sproket kecil (Nt_1), dan jumlah gigi pada sproket besar (Nt_2), yang dinyatakan dalam pitch, yaitu ;

$$L = 2C + \frac{Nt_2 + Nt_1}{2} + \frac{(Nt_2 - Nt_1)^2}{4\pi^2 C} \dots (2.14)$$

Jarak antar poros untuk panjang rantai, dalam pitch, yaitu;

$$C = \frac{1}{4} \left[L - \frac{Nt_2 + Nt_1}{2} + \sqrt{\left[L - \frac{Nt_2 + Nt_1}{2} \right]^2 - \frac{8(Nt_2 - Nt_1)^2}{4\pi^2}} \right] \dots (2.17)$$

7. Hubungan diameter pitch sproket (N) dan gigi rantai dengan pitch (p) yaitu ;

$$D = \frac{P}{\sin(180^\circ / N)} \dots\dots\dots (2.15)$$

8. Minimum diameter sproket dan jumlah minimum gigi pada sproket dibatasi oleh besarnya poros yang dipakai.
9. Sudut kontak (θ_1) dari rantai pada sproket kecil harus lebih besar dari 120° .

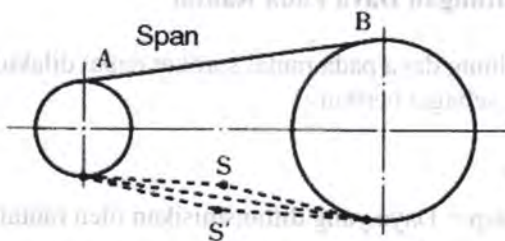
$$\theta_1 = 180^\circ - 2 \sin^{-1}[(D_2 - D_1) / 2C] \dots\dots\dots (2.16)$$

10. Sedangkan besar sudut kontak θ_2 pada sproket besar.

$$\theta_2 = 180^\circ + 2 \sin^{-1}[(D_2 - D_1) / 2C] \dots\dots\dots (2.17)$$

2.2.1.3. Kekenduran rantai

Dalam kondisi normal kekenduran rantai (jarak S-S') kurang lebih 4 persen dari panjang jarak A-B.



Gambar 2.10 Kekenduran rantai

Kecuali jika salah satu dari kondisi dibawah ini, maka dibuat sebesar 2 persen dari jarak A-B.

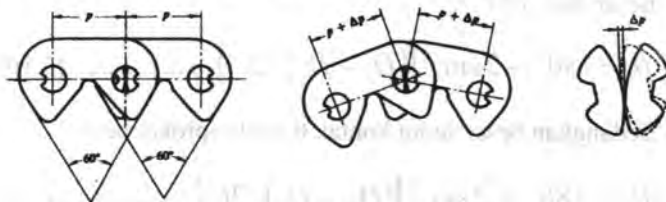
- Susunan poros sproket vertikal atau hampir vertikal.

- Jarak poros lebih dari 1 meter.
- Rantai digunakan untuk beban yang berat
- Rantai digunakan untuk beban balik

(<http://chain-guide.com/basics/7-1-2-1-chain-slack.html>)

2.2.2 Transmisi Rantai Gigi

Pada umumnya rantai jenis ini digunakan bila dengan kecepatan yang lebih tinggi lebih dari 1000 (m/min), dengan nilai bunyi yang relatif kecil, dan daya yang ditransmisikan lebih besar.



Gambar 2.11 Rantai Gigi

Ciri-ciri dari rantai ini adalah bahwa segera setelah mengaitsecara meluncur dengan gigi sproket yang berprofil involute (evolven), mata rantai berputar sebagai satu benda dengan sproket. Dengan cara ini tumbukan pada rantai gigi jauh lebih kecil dibandingkan dengan rantai rol.

2.2.3 Perhitungan Daya Pada Rantai

Menghitung daya pada rantai sproket dapat dilakukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$N_{sp} = F \cdot v$$

dimana : N_{sp} = Daya yang ditransmisikan olen rantai sproket (watt)

F = Gaya kekencangan rantai (N)

v = kecepatan rantai (m/s)

2.3. Poros

Poros merupakan salah satu elemen mesin yang sangat penting, karena hampir setiap mesin mempunyai poros. Pada sebuah mesin poros berfungsi untuk mentransmisikan daya yang disertai dengan putaran, disamping itu juga berfungsi untuk menahan beban.

2.3.1 Macam-Macam Poros

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa nama sebagaimana tersebut di bawah ini :

1. **Poros transmisi (line shaft)**

Poros ini mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui : kopling, roda gigi, belt, rantai dan sebagainya.

2. **Spindel (spindle)**

Poros yang pendek, seperti poros utama mesin perkakas, beban utamanya adalah puntir. Syarat yang harus dipenuhi poros ini adalah deformasi yang terjadi harus kecil, bentuk dan ukurannya harus teliti.

3. **Gandar (axle)**

Poros ini dipasang antara roda-roda kereta api, tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur, kecuali bila digerakkan oleh penggerak mula, maka poros akan mengalami beban puntir.

4. **Poros (Shaft)**

Poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan. Poros ini mendapat beban puntir murni dan lentur.

5. **Poros luwes (Flexible Shaft)**

Poros yang berfungsi untuk memindahkan daya dari dua mekanisme, dimana putaran poros dapat membentuk sudut dengan poros lainnya, daya yang dipindahkan biasanya kecil.



2.3.2. Bahan Poros

Poros bisa dibuat dari bahan : baja karbon atau baja paduan. Contoh bahan paduan untuk poros: ASME 1347, 3140, 4150, 4340, 5145, 8650 dsb.) yang biasa disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai baja yang dikarburising, misalnya ASME : 1020; 1117; 2315; 4320; 8620; atau G4102, G4103, G4104 , dan sebagainya. Untuk poros-poros yang bentuknya sulit seperti : poros engkol, maka sebaiknya memakai besi cor.

2.3.3. Poros dengan Beban Puntir

Pada perhitungan poros, yang akan dihitung adalah bahan dan diameternya. Tegangan yang diterima oleh poros dapat berupa : tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi, dsb. Bila poros hanya menerima beban puntir yang besarnya konstan ,maka besarnya tegangan puntir pada poros dapat dinyatakan :

$$\tau_t = \frac{Mt}{Wt} = \frac{Mt}{\frac{\pi \cdot ds^3}{16}} = \frac{5,1 \cdot Mt}{ds^3} \leq |\tau_t|$$

$$Mt = 63.000 \frac{N}{n}$$

Dimana

Mt = momen torsi (lbf.inc)

N = daya yang dotransmisikan (HP)

n = putaran poros (rpm).

ds = diameter poros (inc)



2.3.4. Poros dengan Beban Momen Bending dan Momen Puntir yang Konstan.

Poros pada umumnya meneruskan daya melalui : belt, roda gigi, rantai dan sebagainya. Dengan demikian poros tersebut mendapat beban puntir dan bending, sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena tegangan bending.

Akibat gabungan tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat dinyatakan :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_x}{2}\right)^2 + \tau^2}$$

$$\sigma_x = \frac{32.Mb}{\pi.ds^3} \quad \text{dan} \quad \tau = \frac{16.Mt}{\pi.ds^3}$$

(untuk poros pejal)

$$\sigma_x = \frac{32.Mb}{\pi.do^3 \left(1 - \left(\frac{di}{do}\right)^4\right)} \quad \text{dan} \quad \tau = \frac{16.Mt}{\pi.do^3 \left(1 - \left(\frac{di}{do}\right)^4\right)}$$

(poros berlubang)

Sehingga tegangan yang terjadi dan syarat aman dapat dinyatakan :

a. Pada poros pejal

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.ds^3}\right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf}$$

b. Pada poros berlubang.

$$\tau_{mak} = \frac{16}{\pi \cdot d_o^3 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^4 \right]} \sqrt{Mb^2 + Mt^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf}$$

Dimana :

ds = diameter poros (inc).

di = diameter dalam poros berlubang (inc)

do = diameter luar poros berlubang (inc)

Mb = momen bending yang diterima oleh poros (lbf.in)

Mt = momen torsi yang diterima oleh poros (

2.3.5. Poros dengan Beban Momen Bending dan Puntir yang Berfluktuasi.

Untuk beban yang berfluktuasi, diperlukan basis endurance dengan metode Soderberg.

$$\tau_{mak} = \sqrt{\frac{1}{4} \left(\sigma_m + \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} \sigma_r \right)^2 + \left(\tau_{ms} + \frac{\sigma_{yps}}{\sigma_{es}} \tau_{rs} \right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf}$$

Bila harga fluktuasinya sudah diketahui, maka rumus di atas menjadi :

$$\tau_{mak} = \frac{16}{\pi d_o^3 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^4 \right]} \sqrt{\left(Mb_m + \frac{\sigma_{yp}}{\sigma_e} Mb_r \right)^2 + \left(Mt_m + \frac{\sigma_{yps}}{\sigma_{es}} Mt_r \right)^2} \leq \frac{\sigma_{yps}}{sf}$$

Dimana :

σ_m = tegangan rata-rata untuk bending (psi)

σ_r = tegangan (range) untuk bending (psi).

τ_{ms} = tegangan geser rata-rata karena torsi (psi).

τ_{rs} = tegangan geser (range) karena torsi (psi).

Mb_m = momen bending rata-rata (lbf.in)

Mb_r = momen bending (range) (lbf.in).

Mt_m = momen torsi rata-rata (lbf.in)

Mt_r = momen torsi (range) (lbf.in)

σ_e = endurance limit (batas ketahanan).

$$= CR \cdot CS \cdot CF \cdot CW \cdot 1/K_f \cdot S'_n$$

σ_{es} = endurance limit geser(batas ketahanan geser).

$$= CR \cdot CS \cdot CF \cdot CW \cdot 1/K_{fs} \cdot S'_{ns}$$

Besarnya σ_e dan σ_{es} dapat dilihat pada teori Endurance Limit (batas ketahanan).

Dimana :

CR = faktor kepercayaan

$$CR = 1 - 0,08 \text{ (D.M.F)}$$

Tabel 2.3. Reliability Levels

Survival Rate, %	Deviation multiplication factor (D.M.F).
90,00	1,28
95,00	1,64
98,00	2,05
99,00	2,05
99,90	2,33
99,99	3,62

CS = faktor ukuran / pengaruh ukuran

$$0,70 - 0,85$$

CF = koreksi akhir permukaan (Gb. Halm.893).

CW = faktor koreksi akibat las-lasan (Tabel 5-4).

Tabel 2.4. Endurance strenght reduction factor CW for welds.

Type and location of weld	CW
Reinforced butt weld	0,833
Toe of transverse fillet weld	0,667
End of paralel fillet weld	0,370
T-butt joint with sharp corners	0,500

K_f = faktor konsentrasi tegangan untuk bending.

K_{fs} = faktor konsentrasi tegangan untuk geser.

S'_n = endurance limit of the material

2.3.6. Perencanaan Poros dengan beban Fluktuasi dan beban kejut.

Pada penggunaan poros (missal pada mesin Pres), disamping ada beban fluktuasi juga ada beban kejut (shock load), maka perencanaan poros tetap dapat didasarkan pada tegangan Maksimum, tetapi dengan menambah beberapa faktor yang berpengaruh yang tergantung dari beban kejutnya.

Salah satu formula yang dapat dipakai untuk perencanaan poros adalah :

$$\tau_{\max} = \sqrt{\frac{K_{sb}}{4} \left(\sigma_m + \frac{S_{yp}}{S_e} \sigma_r \right)^2 + K_{sf} \left(\tau_{sm} + \frac{S_{yps}}{S_{es}} \tau_{sr} \right)^2} \leq \frac{S_{sps}}{N}$$

Atau

$$\tau_{\max} = \frac{16}{\pi d_o^3 \left[1 - \left(\frac{d_i}{d_o} \right)^4 \right]} \sqrt{K_{sb} \left(Mb_m + \frac{S_{yp}}{S_e} Mb_p \right)^2 + K_{st} \left(T_m + \frac{S_{yps}}{S_{es}} T_r \right)^2} \leq \frac{S_{yps}}{N}$$

(untuk poros pejal di = 0)

Tabel 2.5. Nilai koefisien beban kejut

Coefficient	Value
Ksb , Kst	1,0 for gradually applied or steady load.
	1,0 – 1,5 for minor shocks
	1,0 – 1,5 for minor shocks

2.3.7. Mencari Daya Untuk Penggilingan

Dengan diketahui putaran motor maka untuk mencari kecepatan putaran poros penggiling dapat menggunakan persamaan:

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$$

Dimana:

V = Kecepatan putaran (m/s)

D = Diameter roll (m)

n = Putaran motor (rpm)

Sehingga dari perhitungan di atas maka dapat dicari daya untuk menggiling dengan persamaan:

$$N_p = Z \cdot F \cdot V$$

Dimana

N_p = Daya untuk menggiling (Kwatt)

Z = Jumlah menggiling (buah)

F = Gaya yang terjadi pada batang pengaduk (N)

V = Kecepatan putaran (m/s)

Kita dapat mencari kecepatan sudut dengan suatu persamaan:

$$\omega = \frac{2\pi n}{60}$$

Dimana

ω = Kecepatan sudut (rad/s)

n = putaran motor (rpm)

Untuk percepatan sudut (α) setelah diperoleh nilai kecepatan sudut dengan suatu persamaan:

$$\alpha = \frac{\omega}{t}$$

Dimana

α = Percepatan sudut (rad/s^2)

ω = Kecepatan sudut (rad/s)

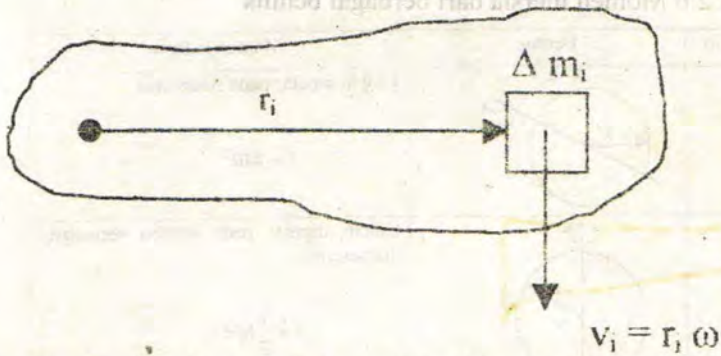
t = Waktu yang dibutuhkan dalam keadaan diam (s)

Dimana untuk mencari kecepatan sudut konstan dari keadaan diam dibutuhkan waktu 8 detik

2.3.8. Mencari Momen Inersia

Dengan persamaan momentum linier $P = m.v$, sehingga dapat dikatakan bahwa I analog dengan massa dalam gerakan rotasi. Bila suatu benda (seperti gambar 2.1) berputar terhadap sumbu yang tegak lurus bidang gambar melalui titik O , dengan memandang bahwa benda tegar tersusun dari jumlah elemen kecil massa Δm_i , maka momen inersia dalam persamaan dapat di tulis sebagai.

$$I = \sum_{i=1}^N i_i^2 \Delta m_i$$



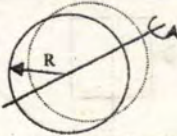


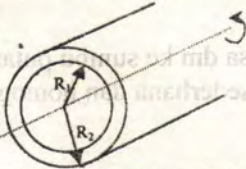
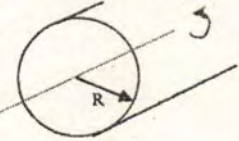
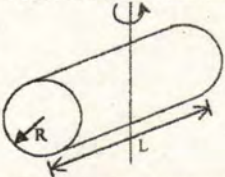
Gambar 2.12. Benda tegar dengan distribusi massa kontinu yang berputar terhadap titik 0

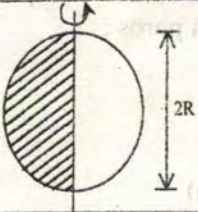
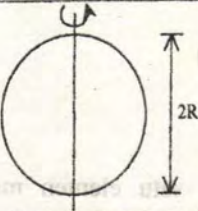
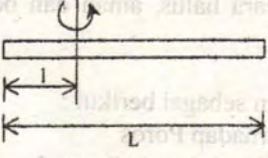
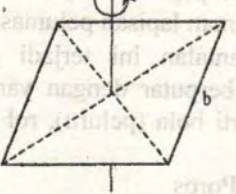

Apabila elemen massa Δm_i diambil sangat kecil ($\Delta m_i \rightarrow 0$), maka bentuk jumlah dalam persamaan dapat diganti dengan integral, jadi

$$I = \int r^2 dm$$

dengan r adalah jarak elemen massa dm ke sumbu putar. momen inersia dari beberapa bentuk sederhana dan homogen

Tabel 2.6 Momen inersia dari berbagai bentuk

No	Bentuk	Momen Inersia
1		Cincin diputar pada sumbunya $I = MR^2$
2		Cincin diputar pada sumbu sepanjang diameternya $I = \frac{1}{2}MR^2$
3		Cincin diputar pada garis singgungnya $I = \frac{3}{2}MR^2$
4		Silinder berongga diputar pada sumbunya $I = \frac{1}{2}M(R_1^2 + R_2^2)$
5		Silinder pejal diputar pada sumbunya $I = MR^2$
6		Silinder pejal diputar di tengah-tengah diameternya $I = \frac{1}{4}MR^2 + \frac{1}{12}ML^2$

7		<p>Bola pejal diputar pada diameternya</p> $I = \frac{2}{5}MR^2$
8		<p>Kulit bola diputar pada diameternya</p> $I = \frac{2}{3}MR^2$
9		<p>Batang diputar pada sumbu di sembarang tempat berjarak / dari salah satu ujungnya</p> $I = \frac{1}{3}M[L^2 - 3Ll + 3l^2]$
10		<p>Segiempat siku-siku diputar dengan sumbu dipusatnya</p> $I = \frac{1}{12}M(a^2 + b^2)$
11		<p>Piringan tipis diputar disumbunya</p> $I = \frac{1}{2}MR^2$

Setelah diketahui momen inersia poros dan kecepatan sudut, Maka dapat dicari persamaan suatu daya poros :

$$N_i = I \cdot \omega \cdot \alpha$$

Diman:

N_i =Daya poros (K Watt)

I =Momen inersia poros (Nm)

ω =Kecepatan sudut (rad/s)

α =Percepatan sudut (rad/ s²)

2.4. Perencanaan Bantalan (Bearing)

Bantalan (*Bearing*) adalah salah satu elemen mesin yang mampu menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang.

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut :

- (1) Berdasarkan Gerakan Bantalan Terhadap Poros
 - *Bantalan Luncur*. Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan dengan perantaraan lapisan pelumas.
 - *Bantalan Gelinding*. Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat.
- (2) Berdasarkan Arah Beban Terhadap Poros
 - *Bantalan Radial*. Arah beban yang diterima bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.
 - *Bantalan Aksial*. Arah beban bantalan ini adalah sejajar dengan sumbu poros.
 - *Bantalan Gelinding Khusus*. Bantalan ini mampu menahan beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

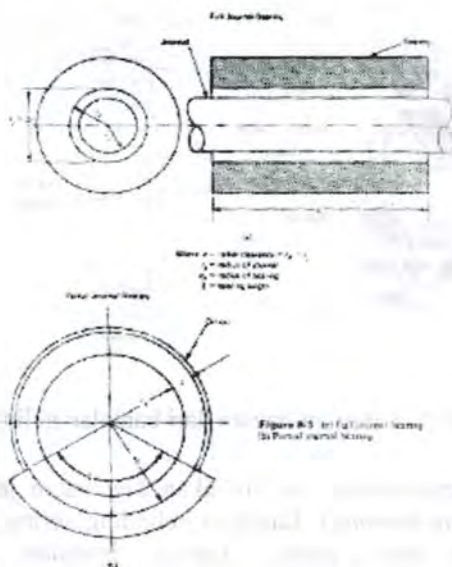
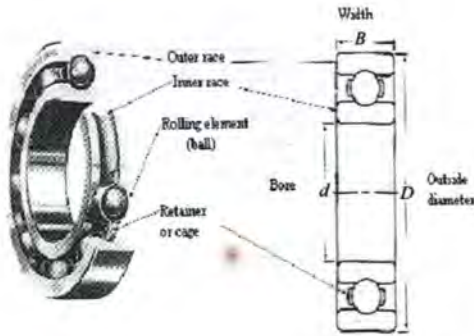


Figure 4.5. (a) Full cross-section bearing
(b) Partial cross-section bearing

Gambar 2.13 Bantalan Luncur

2.4.1 Bantalan Gelinding

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari segi gesekan gelindingnya yang sangat kecil jika dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang di antara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan yang terjadi di antaranya akan jauh lebih kecil. Pada umumnya bantalan gelinding lebih cocok untuk beban kecil dari pada bantalan luncur. Tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut.



Gambar 2.14 Bagian-bagian dari bantalan gelinding

Dalam perencanaan kali ini akan digunakan jenis bantalan gelinding (*rolling bearing*). Bantalan gelinding sering juga disebut juga bantalan anti gesek, karena bantalan ini dalam pengoperasiannya mendukung beban, berputar dengan menggelinding melalui elemen-elemen penggelindingnya, tidak terjadi gesekan, ataupun kalau terjadi gesekan akan sangat kecil sekali.

2.4.2 Gesekan Pada Bantalan Gelinding

Bantalan gelinding sering disebut sebagai bantalan anti gesekan (*Anti Friction Bearing*), tetapi karena adanya beban dan putaran akan dapat menyebabkan terjadinya gesekan di antara komponen bantalan yaitu ring luar, bola atau rol, dan ring dalam.

Koefisien gesek yang terdapat dalam table 2.5 dapat dilakukan perubahan tergantung kepada perencana. Akibat dari gesekan yang terjadi tersebut akan menyebabkan kehilangan daya yang dapat dihitung sebagai berikut :

$$P_f = \frac{Tn}{63.000} = \frac{f.F_r.d.n}{126.050} \text{ hp} \dots\dots\dots(2.9)$$

Dimana :

- P_f = Daya yang hilang karena torsi gesek (Hp)
 n = Putaran poros (rpm)
 d = Diameter lubang bantalan (in)
 F_r = Gaya radial pada bantalan (lb)
 f = Koefisien gesek. (Tabel 2.5)

Tabel 2.7 Koefisien Gesek (f) secara harga rata-rata

Tipe dari Bantalan	Start		Selama Berputar	
	Radial	Aksial	Radial	Aksial
1) Bantalan dengan bola	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2) Bantalan rol bola (Spherical Roller Bearing)	0,0030	0,0018	0,0018	0,0080
3) Bantalan rol silinder (Cylindrical Roller Bearing)	0,0020	---	0,0011	---

2.4.3 Umur Bantalan

Dalam pemilihan bantalan gelinding, umur bantalan sangat perlu diperhatikan dan juga pada beban yang diterimanya. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan yaitu :

1) Umur (*Life*)

Diartikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan.

2) Umur berdasarkan kepercayaan (*Rating Life*) L_{10}

Diartikan sebagai umur yang dicapai dalam jumlah perputaran yang dapat dicapai berdasarkan kepercayaan (*reliability*) 90% berarti 10% kegagalan.

3) Basis kemampuan menerima beban (*Basic Load Rating*)

Diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan berputar dalam jumlah putaran 1.000.000 (10^6) putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.

4) Kemampuan menerima beban statis (*Basic Static Load Rating*)

Diartikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya yang memberikan bidang tekanan. Disimbulkan dengan C_0 .

2.4.4 Beban Ekuivalen (Equivalent Load)

Beban ekuivalen adalah beban radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan luar yang tetap, yang akan memberikan umur yang sama seperti jika bantalan bekerja pada kondisi nyata dengan beban dan putaran yang sama.

Dalam banyak pemakaian, bantalan tidak hanya menumpu beban radial tetapi juga beban aksial sehingga beban ekuivalen dinyatakan sebagai berikut :

$$P = X V F_r + Y F_a \quad \dots\dots\dots(2.10)$$

Dimana :

- P = Beban ekuivalen (lb)
- F_r = Beban radial (lb)
- F_a = Beban aksial (lb)
- V = Faktor putaran
 - V=1, jika ring dalam yang berputar,
 - V=1,2 jika ring luar yang berputar.
- X = Faktor beban radial
- Y = Faktor beban aksial

Bila beban radialnya jauh lebih besar dari pada beban aksial, maka beban ekuivalen dapat ditulis sebagai berikut :

$$P = V \cdot F_r$$

Untuk mendapatkan harga dari X dan Y dari tabel dapat dilakukan dengan langkah sebagai berikut :

- 1) Cari terlebih dahulu harga $\frac{i \cdot F_a}{C_o}$
- 2) Kemudian dari harga tersebut ditarik garis kekanan sampai pada kolom e dan didapatkan harga e.
- 3) Cari harga $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$, dan bandingkan dengan harga e, dimana terdapat kemungkinan harga dari $\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e ; = e ; > e$.
- 4) Dari perbandingan tersebut maka akan didapatkan harga dari X dan Y dari kolom $\frac{F_a}{V \cdot F_r} \leq e$ atau $\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$
- 5) Bila angka yang didapat tidak tepat sama dengan harga-harga yang ada pada masing-masing kolom, maka dapat dilakukan dengan pemilihan dengan menggunakan cara interpolasi dan extrapolasi.
Dimana :
i = Jumlah deret, tapi tidak dipakai pada bantalan tipe kontak radial, dalam hal ini harga i = 1.

Hasil dari perhitungan beban ekivalen diatas tidak diperhitungkan adanya beban kejut dan impact, maka agar lebih aman dari beban ini dan untuk mengindari kerusakan bantalan lebih awal, beban ekivalen harus dikalikan dengan faktor F_s , sehingga persamaannya menjadi sebagai berikut :

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

Dimana : F_s = Faktor kondisi beban

Tabel 2.8 Faktor Kondisi Beban, F_s

Type of service	Multiply Calculate Load by Following Factors	
	Ball Bearing	Roller Bearing
Uniform and steady load	1.0	1.0
Light shock load	1.5	1.0
Moderate shock load	2.0	1.3
Heavy shock load	2.5	1.7
Extreme and indeterminate shock load	3.0	2.0

2.4.5 Menentukan Umur Bantalan

Dengan menggunakan tabel akan didapatkan harga dari C_0 dan C yang tergantung dari diameter lubang, seri dimensi bantalan dan jenis bantalannya, maka umur bantalan dengan kepercayaan 90% dapat dihitung sebagai berikut :

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times 10^6 \dots\dots\dots(2.11)$$

Dimana :

- L_{10} = Umur bantalan dalam jumlah putaran
- C = Beban dinamis (lb), lihat tabel
- P = Beban ekuivalen (lb)
- b = Kontanta, tergantung dari tipe bantalan.
 - = 3,0 bila tipenya Bantalan Bola
 - = 10/3 bila tipenya Bantalan Rol

Umur bantalan juga dapat dinyatakan dalam satuan jam, dengan asumsi bahwa putaran yang diberikan adalah konstan maka umur bantalan didapat sebagai berikut :

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^b \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \quad (\text{Jam}) \dots \dots \dots (2.12)$$

Dimana :

- n = Jumlah putaran (rpm)
 L_{10h} = Umur bantalan , jam kerja

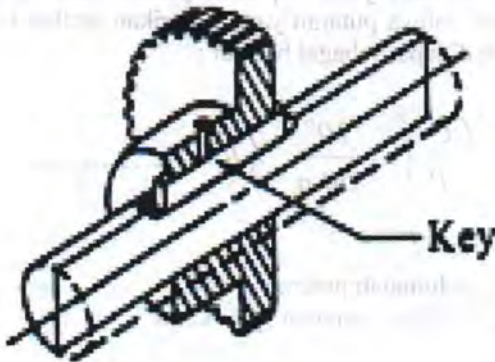
2.5 Pasak

Seperti halnya pada baut dan sekrup, pasak juga digunakan untuk penyambungan yang tidak permanen. Pasak digunakan untuk penyambungan antara poros dengan “hub” (roda-gigi, pulley, sprocket, dsb.), sehingga ketika poros berputar maka hub akan berputar untuk mentransmisikan daya dari poros.

Distribusi tegangan pada pasak dapat diketahui dengan mudah sehingga dalam perhitungan-tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

1. Untuk torsi yang konstan (torque is steady), $sf = 1$
2. Untuk beban kejut yang kecil (rendah), $sf = 2,5$
3. Untuk beban kejut yang besar, terutama bolak balik, $sf = 4,5$

Sedangkan untuk melindungi “ hub “ supaya tidak rusak maka panjang dari “ hub “ dibuat 25% lebih panjang dari ukuran diameter porosnya. Panjang pasak juga dibuat 25% lebih besar dari ukuran diameter porosnya.



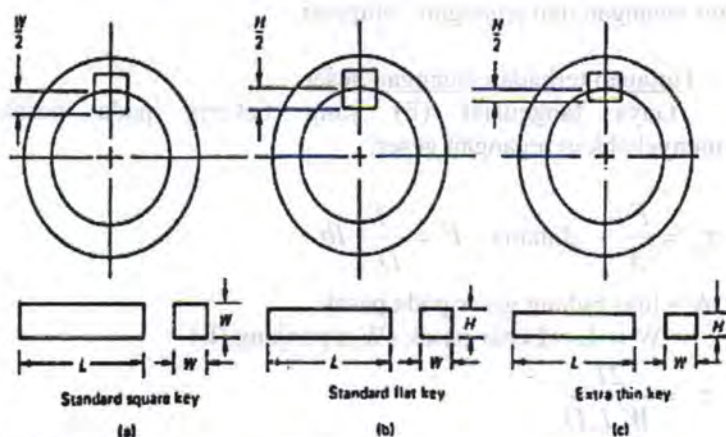
Gambar 2.15. Kedudukan pasak dalam poros dan hub

2.5.1 Variasi / Bentuk-bentuk Pasak

Menurut bentuknya, pasak dapat dikelompokkan menjadi : pasak datar (square Key), pasak tirus (tapered key), dan pasak setengah lingkaran (wood ruff key). Dimensi pasak dapat dilihat pada gambar 2.6 dan 2.7

2.5.2. Pasak Datar Segi Empat (Standar Square Key)

Pasak tipe ini umumnya mempunyai dimensi : lebar (W), dan tinggi (H) yang besarnya sama, kurang lebih seperempat dari diameter poros. (lihat tabel. 2.5). Sebagai contoh pasak untuk poros berdiameter 1 in, maka diperoleh lebar pasak $W = 0,25$ in



Gambar 2.16. Pasak standar bentuk square, flat dan extra thin

2.5.3. Kedudukan pasak pada porosnya

Gambar 2-7 menunjukkan posisi pasak yang tidak baik, karena adanya toleransi yang tidak memenuhi syarat antara pasak dan lubangnya, terlalu longgar. Hal ini akan menyebabkan distribusi tegangan tidak merata dan kompleks, baik pada pasak maupun pada poros dan hub-nya.

Untuk menghindari terjadinya hal tersebut, maka toleransi harus diperhatikan dengan baik. Pemasangan yang tepat dapat dilihat pada Gambar 2.6. membuat distribusi tegangan yang merata di sepanjang pasaknya, dan ini akan memudahkan perhitungan-perhitungan pasaknya.

2.5.4. Perhitungan Pasak Datar Segi Empat

Sesuai dengan Gambar 2.6 yaitu pasak terpasang dengan baik pada porosnya, maka analisa perhitungannya dapat dilakukan sebagai berikut. Ketika poros berputar untuk mentransmisikan

daya ke hub dengan perantara pasak, maka pada pasak akan terjadi tegangan dan tegangan kompresi.

1. Tinjauan terhadap tegangan geser

Gaya tangensial (F) yang bekerja pada pasak, menyebabkan tegangan geser.

$$\tau_s = \frac{F}{A} \quad \text{dimana : } F = \frac{T}{D/2} lb$$

A = luas bidang geser pada pasak
= W × L = Lebar pasak (W) x panjang (L)

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D}$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah

$$\tau_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{syp}}{sf}$$

2. Tinjau terhadap tegangan kompresi

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk masuk pada poros dan setengahnya lagi masuk pada "hub", dan juga tinggi pasak sama dengan lebarnya atau (H=W), maka :

Tegangan kompresi yang timbul akibat gaya F adalah :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \quad \text{dimana : } F = \frac{T}{0,5.D}$$

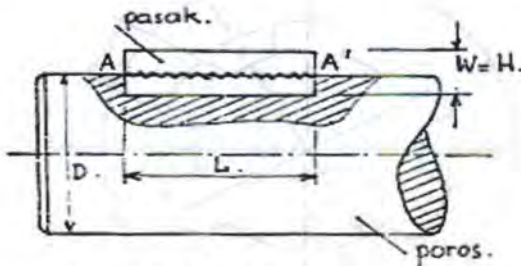
A = luas bidang geser pada pasak
= 0,5 H × L = tinggi pasak (W) x panjang (L)

$$\sigma_c = \frac{2T}{0,5H.L.D} = \frac{4T}{W.L.D}$$

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah

$$\sigma_c = \frac{4T}{W.L.D} \leq \frac{\sigma_{ypc}}{sf}$$

Dari kedua tinjauan tegangan di atas maka besarnya panjang pasak (L) dapat dihitung. Panjang yang dihasilkan ini merupakan panjang minimum namun aman terhadap tegangan-tegangan tersebut.

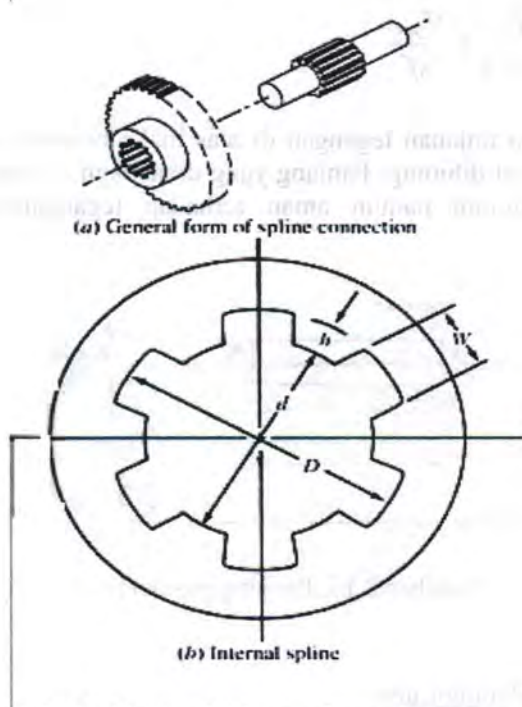


Gambar 2.17. Panjang pasak (L)

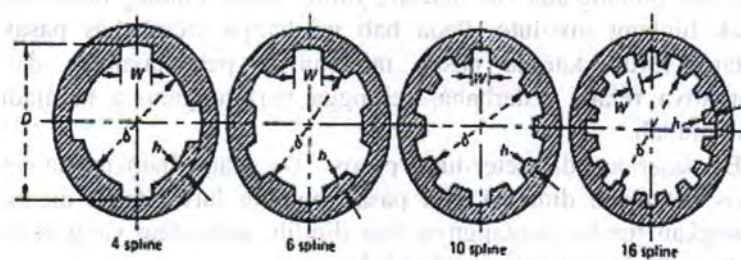
2.5.5 Pasak Bintang Lurus

Pasak bintang ada dua macam, yaitu : pasak bintang lurus dan pasak bintang involute. Pada bab ini hanya membahas pasak bintang lurus, karena pasak ini banyak pemakaiannya dan bentuknya relatif sederhana, sehingga perhitungannya menjadi lebih mudah.

Berdasarkan diameter-luar poros (D) atau diameter-dalam poros (d) maka dimensi dari pasak bintang lurus dapat dicari, sedangkan jumlah bintangnya bisa dipilih, kemudian yang akan dihitung adalah panjang (L) dan bahan.



Tabel 2.18. Pasak bintang-lurus dan hub-nya



Gambar 2.19. SAE standar sraight splines

Tabel 2.9. Hubungan ukuran-ukuran dasar pasak bintang

No. of Splines	Standard Sizes, Nominal	All Fits		Permanent Fit		Not Slide Under Load		Slide Under Load	
		W	h	d	h	d	h	d	
4	$\left\{ \begin{array}{l} \text{by } \frac{1}{8} \text{ in. from } \frac{3}{4} \\ \text{in. to } 1 \frac{3}{4}, 2, 2 \frac{1}{4}, \\ 2 \frac{1}{2}, 3 \end{array} \right.$	0.241D	0.075D	0.850D	0.125D	0.075D			
6		0.250D	0.050D	0.900D	0.075D	0.850D	0.100D	0.800D	
10		Same as above, plus by $\frac{1}{2}$ in. from 3 to 6 in.	0.156D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D
16	by $\frac{1}{2}$ in. from 2 to 6 in.	0.098D	0.045D	0.910D	0.070D	0.860D	0.095D	0.810D	

Perhitungan pasak bintang lurus ini hampir sama dengan perhitungan pasak datar segi empat, bedanya terletak pada luasan yang terkena tegangan geser atau kompresi menjadi lebih banyak..

1. Tinjauan terhadap tegangan geser

Gaya tangensial (F) yang bekerja pada pasak, menyebabkan tegangan geser.

$$\tau_s = \frac{F}{A} \quad \text{dimana : } F = \frac{T}{0,5(D+d)}$$

Dimana

A = luas bidang geser pada pasak

$$= Z(W \times L)$$

:Z = jumlah bintang (splines).

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :

$$\tau_s = \frac{2T}{Z.W.L.(D+d)} \leq \frac{\sigma_{syf}}{sf}$$

2. Tinjau terhadap tegangan kompresi

Tegangan kompresi yang timbul akibat gaya F adalah :

$$\sigma_c = \frac{F}{A} \quad \text{dimana : } F = \frac{T}{0,5.(D+d)}$$

A = luas bidang geser pada pasak
= Z(h × L)

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi adalah :

$$\sigma_c = \frac{2T}{Z.h.L.(D+d)} \leq \frac{\sigma_{ypc}}{sf}$$

Dari kedua tinjauan tegangan di atas maka besarnya panjang pasak (L) dapat dihitung. Panjang yang dihasilkan ini merupakan panjang minimum namun aman terhadap tegangan-tegangan tersebut.

2.6 Daya

Setelah mengetahui daya yang diperlukan saat menggiling dan daya poros, maka dapat suatu persamaan untuk mengetahui daya motornya

$$N_{ttl} = N_{gear} + N_{sp} + N_p + N_i$$

Dimana :

N_{tl} = Daya total (Hp)

N_{gear} = Daya transmisi gear (Hp)

N_{sp} = Daya transmisi rantai sproket (Hp)

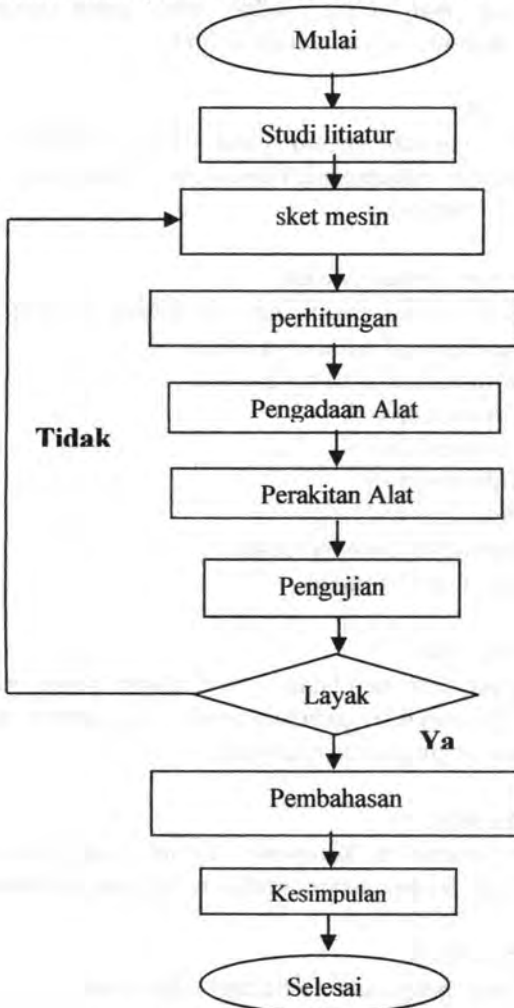
N_p = Daya penghancur daging (Hp)

N_i = Daya inersia (Hp)

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram Alir Perencanaan.

Dalam melakukan rancang bangun mesin penggiling ikan teri dilakukan tahapan-tahapan sebagai berikut:



Gambar 3.1. Diagram alir tugas akhir

3.2 Data Data Hasil Survey

Dalam pelaksanaan pembuatan tugas akhir ini kami menggunakan metode penelitian meliputi :

1. Peninjauan Lapangan.

Melakukan pengamatan terhadap mesin – mesin penggiling ikan yang sudah ada, guna membantu perencanaan mesin yang akan di buat.

2. Gambar Sket.

Membuat gambar mesin guna mempermudah dalam perakitan dan pembuatan komponen – komponen mesin yang direncanakan.

3. Perhitungan Elemen Mesin.

Melakukan perencanaan dan perhitungan dari mesin penggiling daging diantaranya adalah :

- Perhitungan analisa daya
- Perhitungan pasak
- Perhitungan poros
- Perhitungan roll
- Perhitungan roda gigi
- Perhitungan rantai sprocket
- Perhitungan bantalan

4. Pengadaan Alat.

Mempersiapkan peralatan – peralatan yang nantinya dapat dipergunakan didalam proses pembuatan maupun perakitan mesin pencampur ikan.

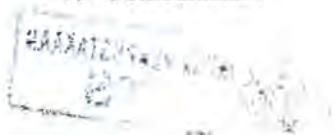
5. Perakitan Alat.

Merakit komponen komponen mesin yang telah dibuat agar sesuai dengan sistem kerja mesin yang rencanakan.

6. Uji Coba Mesin.

Melakukan pengujian terhadap kerja mesin yang telah dirakit.

7. Pembahasan.

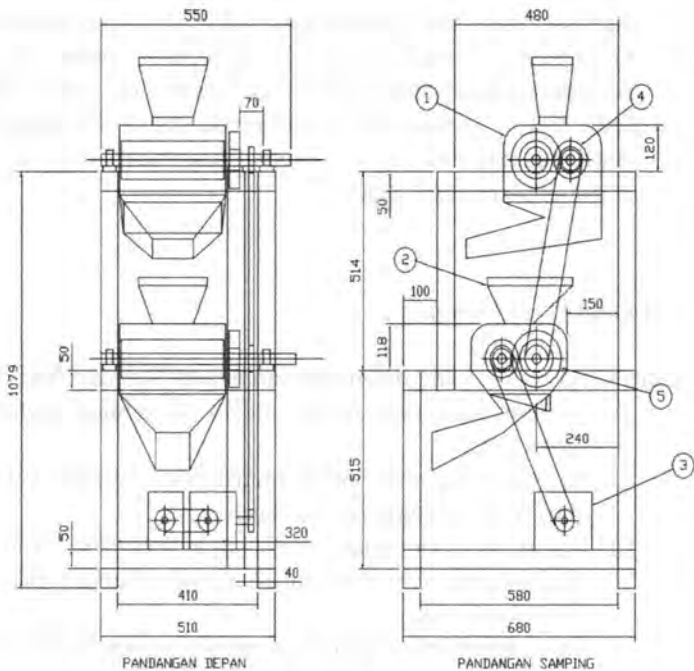


Membahas mengenai perhitungan dan kinerja mesin agar mesin berfungsi dengan baik.

8. Kesimpulan.

Bahwa mesin yang telah dibuat ini telah berfungsi dengan baik sesuai perencanaan awal dan mengenai kerugiannya masih perihal masalah, kurang meratanya daging ikan hasil penggilingan itupun dalam skala kecil.

3.2 Bagian – Bagian Mesin.



Gambar 3.2 Mesin pengiling daging



Nama Bagian mesin :

1. Motor : Sebagai sumber tenaga penggerak poros bawah yang nantinya akan memutar blok operasional
2. Belt : Sebagai penghubung antara motor dengan gear box
3. Roll : Sebagai penggiling ikan teri
4. Corong : Sebagai tempat masuk ikan teri untuk diproses
5. Pulley : Sebagai dan pemutar gear box melalui penggerak V-belt.
6. Poros : Sebagai tempat gear dan sproket yang digerakkan oleh rantai
7. Sproket : untuk memutar rol menggunakan bantuan rantai
8. Rantai/chain : untuk mentransmisikan daya penggerak rol
9. Gear Box : untuk pengatur kecepatan putar rol dengan mereduksi kecepatan putar dengan perbandingan 1 : 60
10. Roda gigi : sebagai alat yang mentransmisikan daya pada roll atas dan roll bawah dengan Clearance 2 mm sehingga di dapat gaya penggilingan

3.4 Cara kerja Mesin.

Cara kerja mesin yang direncanakan adalah sebagai berikut :

1. Sistem penggerak utama mesin ini sebuah motor dengan daya 1 hp
2. Sistem penggerak akan menstanfer putaran yang terdiri dari motor penggerak ke reduser.
3. Terdapat dua pasang roll yaga memiliki arah putaran berlawanan sehingga dapat menghancurkan ikan dengan kapasitas 1 kg.
4. Roll dibuat bertingkat agar proses penggilingan ikan lebih cepat.

3.5 Peralatan yang digunakan

Peralatan yang digunakan dalam perakitan mesin sebagai berikut :

1. Palu, obeng bintang dan obeng negatif (-), meteran, kunci pas, sketmatch dan penitik.
2. Gerinda, kikir, las listrik, mesin punch mesin pengerol dan mesin penekuk.
3. Mesin bubut, mesin milling, mesin bor dan lain sebagainya.

3.6 Prosedur Pengujian

Prosedur pengujian mesin adalah sebagai berikut :

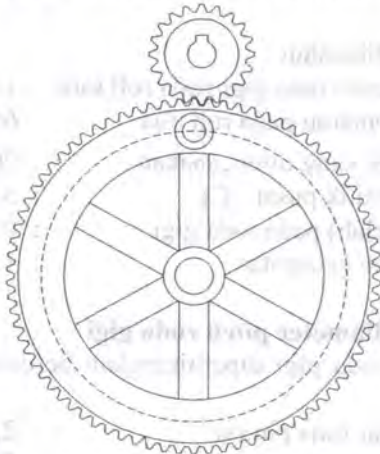
1. Mesin penggiling daging ikan digerakkan dengan motor listrik yang ditransmisikan oleh reduser, dimana reduser berhubungan dengan poros .
2. Ikan teri kering dengan kapasitas 1 kg dimasukan kedalam mesin penggiling sehingga diperoleh gilingan ikan pada roll pertama .
3. Hasil pada gilingan ikan pada roll pertama diteruskan oleh roll kedua agar hasilnya lebih lembut
4. Setelah mengalami proses penggilingan diperoleh serbuk ikan yang akan digunakan untuk bahan campuran pakan ternak.

BAB IV PERHITUNGAN

4.1 Transmisi Mesin Penggiling

4.1.1. Perencanaan Roda Gigi Lurus

Hasil perhitungan daya motor digunakan untuk merencanakan spur gear, dimana setelah putaran motor ditransmisikan oleh belt menuju reduser kemudian kecepatan dari reduser di teruskan ke sproket pd roll 1 diperoleh n_{pinion} sebesar 1200 rpm. Untuk itu direncanakan velocity rasio (i) sebesar 1:2 , jumlah minimum gigi pada pinion (N_{t_p}) adalah 8 buah. Maka jumlah gigi pada gear (N_{t_g}) = $i \cdot N_{t_p} = 8 \cdot 2 = 16$ buah. Sudut tekan normal (ϕ) pada spur gear direncanakan 20° . Pada perencanaan roda gigi agar memperoleh jarak clarence pada roda gigi sebesar $c = 2 \text{ mm} = 0,078 \text{ inch}$,maka pada table tool system diperoleh a (addendum) = 8 mm , b(dedendum) = 10 mm. Dengan jarak antar roll(C) = 100 mm maka diperoleh $d_p = 2,624 \text{ in}$,
 $d_g = 5,248$



Gambar 4.1 Gear dan Pinion

- Bahan pinion
Stell 150 dengan $S_0 = 50000$ dan $K = 41$ $\theta = 20^0$
- Bahan Gear
Stell 150 dengan $S_0 = 50000$ dan $K = 41$ $\theta = 20^0$



Gambar 4.2 Roda Gigi dan Pinion Pada Alat

Data awal yang diketahui :

- Kecepatan awal roda gigi pada roll satu : 1300 rpm
- Kecepatan putaran pada roll dua : 650 rpm
- Sudut kontak yang direncanakan : 20^0
- Jarak center/titik pusat (C) : 3.936 in
- Clerence (celah) pada roda gigi : 0.078 in
- Perbandingan kecepatan : 1 : 2

4.1.2. Menghitung diameter pitch roda gigi

Diameter pitch roda gigi diperhitungkan berdasarkan jumlah gigi dan di

- Diameter luar roda pinion : 2,677 in
- Diameter luar gear : 5,3543 in
- Diameter circle pinion : 2,624 in
- Diameter circle gear : 5,248 in

- Direncanakan jumlah gigi pinion : 8
- Direncanakan jumlah gigi gear : 16

$$\begin{aligned}
 P &= \frac{N_f}{d_g} \\
 &= \frac{16}{5.248} \\
 &= 3
 \end{aligned}$$

4.1.3. Menghitung Torsi Pada Roda Gigi

Gaya yang terjadi pada gigi pinion terhadap gigi gear merupakan gaya normal, dimana gaya normal tersebut merupakan gaya total dari gaya tangensial dan gaya radial

- Daya pengerollan pada roll Satu : 1 Hp
- Putaran roda gigi 1 (n_1) : 1300 rpm
- Putaran roda gigi 2 : 650 rpm

$$\begin{aligned}
 T_1 &= 63000 \frac{P}{n_1} \\
 &= 63000 \frac{1}{1300} \\
 &= 48,46 \text{ lb.in} \\
 &= 5,475 \text{ N.m}
 \end{aligned}$$

4.1.4. Menghitung gaya tangensial dan gaya radial

Gaya yang terjadi pada gigi pinion terhadap gigi gear merupakan gaya normal, dimana gaya normal tersebut merupakan gaya total dari gaya tangensial dan gaya radial

Data awal yang dibutuhkan

- Torsi pada roda gigi : 52,5 lb-in
- Diameter circle pinion : 2,624 in
- Sudut tekan : 20°

$$\begin{aligned}
 F_t &= \frac{2.T_1}{d_p} \\
 &= \frac{2(48,46)}{2,624} \\
 &= \frac{96,92}{2,624} \\
 &= 36,93 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_n &= \frac{F_t}{\cos \theta} \\
 &= \frac{36,93}{\cos 20} \\
 &= 39,32 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_r &= F_n \sin \theta \\
 &= 39,32 \sin 20 \\
 &= 39,32 \cdot 0,3420 \\
 &= 13,45 \text{ lb}
 \end{aligned}$$

4.1.5 Menghitung kecepatan line

Untuk mengetahui kecepatan tangensial pada pitch line roda gigi berdasarkan putaran (rpm) dan keliling lingkaran, dimana 12 adalah faktor konversi

$$\begin{aligned}
 \text{Pinion } V_p &= \frac{\pi \cdot d \cdot n_1}{12} \\
 &= \frac{3,14 \cdot 2,624 \cdot 1300}{12} \\
 &= \frac{10711}{12} \\
 &= 892,597 \text{ ft/menit}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Gear } V_p &= \frac{\pi \cdot d \cdot n_2}{12} \\ &= \frac{3,14 \cdot 5,248 \cdot 650}{12} \\ &= 892,597 \text{ ft/menit} \end{aligned}$$

4.1.6 Menghitung beban dinamis

Untuk mengetahui beban dinamis yang terjadi pada roda gigi berdasarkan hasil perhitungan kecepatan pitch line dan gaya tangensial yang terjadi:

- Kecepatan pitch line = 892,597 ft/menit
- Gaya tangensial = 36,93 lb

$$\begin{aligned} F_{d_{\text{pinion}}} &= \frac{600 + V_p}{600} \cdot F_t \\ &= \frac{600 + 892,597}{600} \cdot 36,93 \\ &= 91,86 \text{ lb} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{d_{\text{gear}}} &= \frac{600 + V_p}{600} \cdot F_t \\ &= \frac{600 + 823,936}{600} \cdot 36,93 \\ &= 91,86 \text{ lb} \end{aligned}$$

1) Penentuan lebar gigi spur gear.

Dalam mendesain lebar gigi perlu mengetahui beban dinamis, diameter pitch roda gigi dan rasio gear (Q) yang telah dihitung, dimana nilai Q dapat dihitung dengan persamaan

$$\frac{2 \times Nt_2}{Nt_1 + Nt_2} \cdot \text{Dan juga nilai K yang didapat dari tabel}$$

• **Pinion**

$$F_w = d_p \times b \times Q \times K$$

$$\text{Jika, } Q = \frac{2 \times 16}{8 \times 16} = \frac{32}{128} = 0,25$$

Dari tabel, didapat nilai K sebesar 41

$$b_{\text{desain}} \rightarrow b = \frac{F_w}{d_p \times Q \times K} = \frac{91,86}{2,624 \times 0,25 \times 41} \\ = 3,4 \text{ in} = 86 \text{ mm}$$

Syarat tebal roda gigi agar aman yaitu $b_{\text{min}} = \frac{9}{P} = \frac{9}{3} = 3 \text{ in}$;

$$b_{\text{max}} = \frac{13}{3} = \frac{13}{3} = 4,3 \text{ in}$$

Karena $3 < 3,4 < 4,3$ maka aman.

• **Gear**

$$F_w = d_p \times b \times Q \times K$$

$$\text{Jika, } Q = \frac{2 \times 8}{16 \times 8} = \frac{16}{128} = 0,125$$

Dari tabel, didapat nilai K sebesar 41

$$b_{\text{desain}} \rightarrow b = \frac{F_w}{d_p \times Q \times K} = \frac{91,86}{5,248 \times 0,125 \times 41} \\ = 3,4 \text{ in} = 86 \text{ mm}$$

Syarat tebal roda gigi agar aman yaitu $b_{\text{min}} = \frac{9}{P} = \frac{9}{3} = 3 \text{ in}$;

$$b_{\text{max}} = \frac{13}{3} = \frac{13}{3} = 4,3 \text{ in}$$

Karena $3 < 3,1 < 4,3$ maka aman

4.1.7 Pengecekan Roda Gigi Dengan Metode AGMA Persamaan kekuatan AGMA :

Data yang dibutuhkan :

- Gaya tangensial yang terjadi = 40 lb
- K_o (faktor koreksi beban lebih) = 1,5
- P (diameter pitch) = 3
- K_s (faktor koreksi ukuran) = 1
- K_m (koreksi distribusi beban) = 1,3
- K_v (faktor dinamis) = 0,635
- b (lebar gigi) = 3,5 in
- J (faktor bentuk) = 0,20

Jika $V_p = 823,936$ ft/min

$$K_v = \frac{50}{50 + \sqrt{V_p}}$$

$$= \frac{50}{50 + \sqrt{823,936}} = 0,635$$

$$\sigma = \frac{F_t \cdot k_o \cdot P \cdot K_s \cdot K_m}{K_v \cdot b \cdot j}$$

$$= \frac{36,93 \cdot 1,5 \cdot 3 \cdot 1 \cdot 1,3}{0,635 \cdot 3,4 \cdot 0,20}$$

$$= 502,32 \text{ psi}$$

4.1.8 Menghitung tegangan ijin pada roda gigi

Data yang di butuhkan Bahan Stell 150 (140 BHN) maka

- Tegangan ijin material (S_{at}) = 25000psi
- Faktor umur (K_l) = 1
- Faktor temperatur (K_t) = 1
- Faktor keamanan (K_r) = 1,5

$$\begin{aligned} S_{ad} &= \frac{S_{at} \cdot K_1}{K_t \cdot K_r} \\ &= \frac{25000 \cdot 1}{1,15} \\ &= 16666,6 \text{ psi} \end{aligned}$$

$$502,32 \text{ psi} < 16666,6 \text{ psi}$$

Karena tegangan yang terjadi pada roda gigi nilainya lebih kecil dari tegangan ijin maka perencanaan roda gigi aman

$$C_m = \frac{b}{0,45b + 2} = \frac{3,5}{(0,45 \times 3,5) + 2} = 0,97$$

Untuk Pinion.

- Dari tabel, $C_p = 2300$
- $F_t = 36,93 \text{ lb}$
- $C_0 = 1,5$ (sama seperti K_0)
- $C_v = 0,635$ (sama seperti K_v)
- $C_f = 1$
- $d_p = 2,624 \text{ in}$
- $b = 3,5 \text{ in}$

Persamaan Keausan AGMA

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_0 \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot db \cdot I}}$$

dan

$$\sigma_c \leq S_{ac} \left[\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$$

dimana :

$C_o = 1,5$	Faktor beban lebih
$C_s = 1,25$	
$C_m = 0,97$	Faktor distribusi beban
$C_f = 1,25$	
$C_v = 1$	Faktor Dinamik
$I = 0,5$	Faktor Geometri
$S_{ac} = 95000$ psi	Tegangan ijin kontak
$C_L = 1$	Faktor umur
$C_T = 1$	Faktor temperatur
$C_H = 1$	Faktor Ratio
$C_R = 1$	Faktor Keamanan
$C_P = 2300$	Koefisien elastis

Maka :

$$\sigma_c = C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot db \cdot I}} \quad \text{dan} \quad \sigma_c \leq S_{ac} \left[\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$$

$$C_p \sqrt{\frac{F_t \cdot C_o \cdot C_s \cdot C_m \cdot C_f}{C_v \cdot db \cdot I}} \leq S_{ac} \left[\frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} \right]$$

$$2300 \sqrt{\frac{36,93 \cdot 1,5 \cdot 1,25 \cdot 0,97 \cdot 1,25}{1,2 \cdot 624 \cdot 3,5 \cdot 0,05}} \leq 95000 \left[\frac{1,1}{1,1} \right]$$

$$31098,3 \text{ psi} \leq 95000 \text{ psi}$$

karena $\sigma_t \leq S_{ac} \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R}$ maka perhitungan aman terhadap aus.

4.1.9 Perencanaan Daya Pada roda Gigi

Perhitungan daya pada roda gigi dapat dilakukan dengan persamaan :

$$N_{gear} = \frac{W_i \cdot \pi \cdot d \cdot n}{60 \cdot (10^3)} \quad \text{dimana,} \quad W_i = \frac{2 \cdot T}{d}$$

Maka nilai Daya pada roda gigi adalah :

$$\begin{aligned} N_{gear} &= \frac{T \cdot \pi \cdot n}{30000} \\ &= \frac{48,46.3,14.21,7}{30000} \\ &= 0,11 \text{ Hp} \end{aligned}$$

4.2 Perencanaan rantai dan sproket

Untuk merencanakan rantai dan sproket data awal harus diketahui adalah:

- Putaran roll 1 = 1300 rpm
- Putaran roll 2 = 650 rpm
- Daya motor = 1 hp
- Dari lampiran () dipilih rantai nomer 40 dengan tingkat single strad
- Dari tabel lampiran () untuk nomer rantai 40 di peroleh $dp = 0,0127 \text{ m}$ $F_b = 1950 \text{ kg}$ $F_u = 300 \text{ kg}$
- Faktor koreksi daya berdasarkan mesin transmisi tanpa hidrolis dan tumbukan yang terjadi adalah tumbukan tinggi, digunakan factor koreksi (f_c) = 1,3

Maka, besar daya yang telah dikoreksi (P_d), ialah ;

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$P_d = 1,3 \cdot 0,745 = 0,96 \text{ kW}$$

4.2.1 Perhitungan rantai dan sproket pada roll satu

Untuk menghitung jumlah gigi sproket pada gear satu data awal yang digunakan adalah :

- Direncanakan jumlah gigi pada reduser adalah ($N_{t_{reduser}}$) adalah 24 buah
- Putaran pada gear satu ($N_{gear\ 1}$) direncanakan 1300 rpm

Perhitungan jumlah gigi sproket pada gear satu dapat dihitung menggunakan rumus

$$\frac{N_{roll1}}{N_{reduser}} = \frac{d_{reduser}}{d_{sg1}} = \frac{N_{t_{reduser}}}{N_{t_{roll1}}}$$

$$\frac{N_{roll1}}{N_{reduser}} = \frac{N_{t_{reduser}}}{N_{t_{roll1}}}$$

$$\frac{1300rpm}{1300rpm} = \frac{17}{N_{t_{roll1}}}$$

$$N_{t_{roll1}} = 17 \text{ buah}$$

Maka diperoleh jumlah gigi sproket pada roll satu ($N_{t_{roll1}}$) adalah 17 buah

Menghitung jumlah gigi sproket pada roll dua ($N_{t_{roll2}}$) data awal yang digunakan untuk memilih sproket dan rantai pada roll dua adalah:

- Jumlah gigi sproket pada roll satu ($N_{t_{roll1}}$) adalah 17 buah
- Putaran pada roll satu sama dengan roll dua 1300 rpm
- Direncanakan putaran sproket pada roll dua 1300 rpm

$$\frac{N_{\text{roll1}}}{N_{\text{roll2}}} = \frac{d_{\text{roll2}}}{d_{\text{roll1}}} = \frac{Nt_{\text{roll1}}}{Nt_{\text{roll2}}}$$

$$\frac{N_{\text{roll1}}}{N_{\text{roll2}}} = \frac{Nt_{\text{roll1}}}{Nt_{\text{roll2}}}$$

$$\frac{1300 \text{ rpm}}{1300 \text{ rpm}} = \frac{17}{Nt_{\text{roll2}}}$$

$$Nt_{\text{roll2}} = 17 \text{ buah}$$

Maka diperoleh jumlah gigi sproket pada roll dua adalah 17 buah dan jumlah gigi pada roll satu adalah 17 buah

4.2.2 Menghitung diameter jarak bagi sproket roll satu

Untuk menghitung diameter sproket pada roll satu dengan menggunakan rumus :

$$d_{\text{roll1}} = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N_t}\right)^\circ}$$

$$= \frac{0,25}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)^\circ}$$

$$= \frac{0,25}{\sin 10,6^\circ}$$

$$= \frac{0,25}{0,183}$$

$$= 1,36 \text{ in}$$

$$\begin{aligned}
 d_{\text{roll2}} &= \frac{0,25}{\sin\left(\frac{180}{17}\right)^\circ} \\
 &= \frac{0,25}{0,183} \\
 &= 1,36 \text{ in}
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas diketahui diameter sproket pada roll 1 dan roll 2 sama yaitu 1,36 in

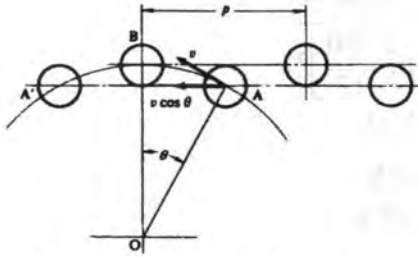
4.2.3 Menghitung kecepatan rantai

Kecepatan rantai pada roll satu dapat dihitung dengan menggunakan rumus

$$\begin{aligned}
 V_1 &= \frac{N_t \cdot p \cdot n_{\text{roll1}}}{60} \\
 &= \frac{24.0,0127.1300}{60} \\
 &= 6,6 \text{ m/s}
 \end{aligned}$$

Dari hasil tersebut bahwa daerah kecepatan rantai sesuai dengan batas kecepatan yang diijinkan ;

$$6,0 \text{ m/s} < 4 - 10 \text{ m/s}$$



Gambar 4.3 Gerakan rantai roll

- Beban yang direncanakan

$$\begin{aligned}
 F &= \frac{102 \cdot P_d}{v} \\
 &= \frac{102 \cdot 0,96}{6,6} \\
 &= 14,8 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

$14,8 \text{ kgf} < F_u$ (300kgf), baik

- Faktor keamanan, $S_f = \frac{F_b}{F}$

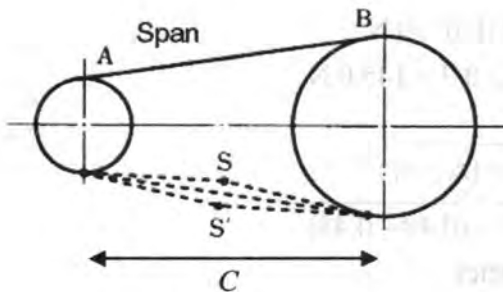
$$\begin{aligned}
 &= \frac{1950}{14,8} \\
 &= 131,7
 \end{aligned}$$

Untuk bahan dengan jenis S-C dengan pengaruh masa, dan baja paduan digunakan factor kemanan 6, jadi

$6 < 131,7$ baik

- Karena telah memenuhi syarat dipilih rantai no 40 dengan rangkaian tunggal

4.2.4 Menghitung panjang kekenduran rantai



- Jarak kekenduran rantai bila jarak poros lebih dari 1 meter maka besarnya $S-S'$ adalah 2 persen dari jarak Span (A-B).

Menghitung kekenduran rantai pada sproket pada reduser ke sproket roll 1. Dan mencari sudut α untuk menghitung gaya vertikal dan horisontal rantai (suhariyanto hal:71):

$$\sin \alpha = \frac{R_2 - R_1}{L}$$

$$r_1 = \frac{1}{2} \left(\frac{p}{\sin(180^\circ / Nt)} \right)$$

$$= \frac{1}{2} \left(\frac{0,5 \text{ inch}}{\sin(180^\circ / 24)} \right)$$

$$= 1,92 \text{ inch} = 0,048 \text{ meter}$$

$$r_2 = \frac{1}{2} \left(\frac{p}{\sin(180^\circ / Nt)} \right)$$

$$= \frac{1}{2} \left(\frac{0,5 \text{ inch}}{\sin(180^\circ / 24)} \right)$$

$$= 1,92 \text{ inch} = 0,048 \text{ meter}$$

Jadi :

$$\sin \alpha = \frac{0,048 - 0,048}{49,2}$$

$$\sin \alpha = 0$$

$$\alpha = 0^\circ$$

Jadi :

$$F_s \sin \alpha = 145,0 \cdot 0 = 0 \text{ N}$$

$$F_s \cos \alpha = 145,0 \cdot 1 = 145,0 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} (AB) &= \sqrt{C^2 + (r_2 - r_1)^2} \\ &= \sqrt{0,5^2 + (0,48 - 0,48)^2} \\ &= 0,5 \text{ meter} \end{aligned}$$

$$\text{Maka } S-S' = \frac{2}{100} \cdot 1,251 = 0,025 \text{ meter}$$

4.2.5 Perhitungan panjang rantai

Data awal yang direncanakan untuk menghitung panjang rantai :

- Jarak antar sproket reduser dengan sproket roll satu adalah = 500 mm = 19,6 in
- Jarak antar sproket roll satu dengan sproket roll dua adalah = 500 mm = 19,6 in

4.2.5.1 Menghitung panjang rantai roll

Menghitung panjang rantai sproket pada roll satu dapat menggunakan persamaan sebagai berikut

$$\begin{aligned} \frac{L_{\text{roll1}}}{P} &= \frac{2C}{P} + \frac{Nt_{\text{reducer}} + Nt_{\text{roll1}}}{2} + \frac{(Nt_{\text{roll1}} - Nt_{\text{reducer}})^2}{4\pi^2 C/p} \\ &= \frac{2(0,5)}{0,0127} + \frac{24 + 24}{2} + \frac{(24 - 24)^2}{4,3,14,19,6/0,0127} \\ &= 92,74 \text{ pitch} \end{aligned}$$

Menghitung panjang rantai sproket pada roll dua dapat menggunakan persamaan sebagai berikut

$$\begin{aligned} \frac{L_{roll2}}{P} &= \frac{2C}{P} + \frac{Ntroll_1 + Ntroll_2}{2} + \frac{(Ntroll_2 - Ntroll_1)^2}{4\pi^2 C/p} \\ &= \frac{2(0,5)}{0,0127} + \frac{24 + 24}{2} + \frac{(24 - 24)^2}{4.3,14.19,6/0,0127} \\ &= 92,74 \text{ pitch} \end{aligned}$$

4.2.6 Perhitungan Daya Pada Rantai

Menghitung daya pada rantai sproket dapat dilakukan dengan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned} N_{sp} &= F.v \\ &= 14,8 \text{ N} \cdot 6,6 \frac{m}{s} \\ &= 97,68 \text{ watt} \\ &= 0,0977 \text{ k.watt} \\ &= 0.1310179 \text{ Hp} \end{aligned}$$

4.3. Perhitungan Poros

Dari perhitungan analisa diatas diperoleh gaya-gaya yang bekerja pada poros sebagai berikut :

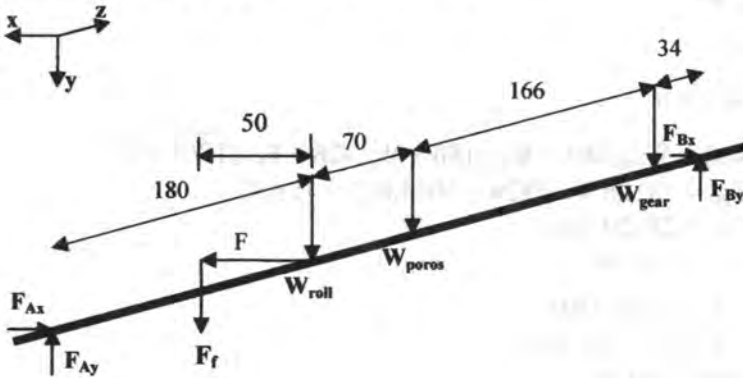
$$\begin{aligned} \text{Gaya berat roll } (W_{roll}) &= 8 \text{ kg} \times 9,8\text{m/s} = 78,48 \text{ N} \\ \text{Gaya berat poros } (W_{poros}) &= 3,6 \text{ kg} \times 9,8\text{m/s} = 35,316 \text{ N.} \\ \text{Gaya berat gear } (W_{gear}) &= 1,2 \text{ kg} \times 9,8\text{m/s} = 11,76 \text{ N} \\ \text{Gaya berat Sproket } (W_{sproket}) &= 0,6 \text{ kg} \times 9,8\text{m/s} = 5,88 \text{ N} \end{aligned}$$

Gaya berat Pinion (W_{pinion})	= $0,45 \text{ kg} \times 9,8 \text{ m/s} = 4,41 \text{ N}$
Gaya kekenduran rantai (F_s)	= $14,8 \text{ N}$
Daya motor (N)	= 1 Hp
Bahan poros	= Baja karbon AISI 1040
Su	= 85.000 Psi
Syp	= 50.000 Psi
Faktor Keamanan (N)	= $2,5$
Koefisien gesek (μ)	= $0,01$
Gaya gesek (F_f)	= $\frac{2}{3} \cdot \mu \cdot F$
	= $\frac{2}{3} \cdot 0,01 \cdot 12,753$
	= $0,8502 \text{ N}$

4.3.1. Gaya-Gaya Yang Terjadi Pada Poros

Poros merupakan bagian elemen mesin yang penggunaannya berfungsi sebagai poros yang meneruskan tenaga.

4.3.1.1. Gaya-gaya yang terjadi pada poros kanan



Gambar 4.5. Diagram benda bebas poros pada kanan

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Ax} + F_{By} = F$$

$$F_{Ax} + F_{By} = 12,753$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Ay} + F_{By} = W_{roll} + W_{prs} + W_g + F_f$$

$$F_{Ay} + F_{By} = 78,48 + 35,316 + 11,76 + 0,8502$$

$$F_{Ay} + F_{By} = 126,4102$$



$$\sum M_A = 0$$

$$460 \cdot F_{Bx} = 180 \cdot F$$

$$460 F_{Bx} = 180 \cdot 12,753$$

$$F_{Bx} = 4,99 \text{ N}$$

$$F_{Ax} + F_{Bx} = 12,753$$

$$F_{Ax} + 4,99 = 12,753$$

$$F_{Ax} = 7,763 \text{ N}$$



$$\sum M_A = 0$$

$$F_{By} \cdot 460 = W_{roll} \cdot 180 + W_{prs.} \cdot 180 + W_g \cdot 426 + F_f \cdot \sqrt{180^2 + 50^2}$$

$$460 F_{By} = 14126,4 + 8829 + 5014,872 + 158,83$$

$$460 F_{By} = 28129,1024$$

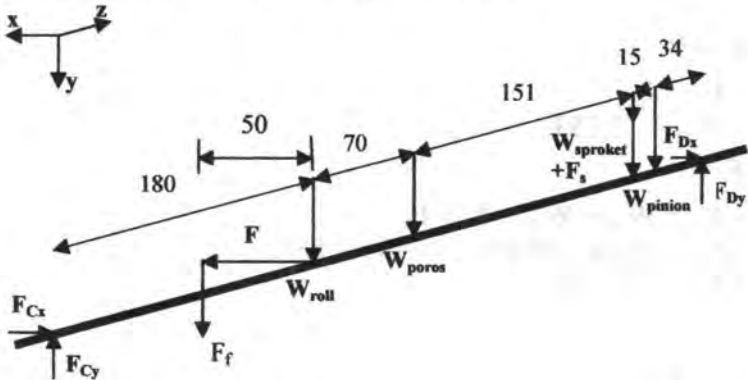
$$F_{By} = 61,15 \text{ N}$$

$$F_{Ay} + F_{By} = 126,4102$$

$$F_{Ay} + 61,15 = 126,4102$$

$$F_{Ay} = 65,2599 \text{ N}$$

4.3.1.2 Gaya-gaya yang terjadi pada poros kiri



Gambar 4.6. Diagram benda bebas pada poros kiri

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{Cx} + F_{Dx} = F$$

$$F_{Cx} + F_{Dx} = 12,753$$

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Cy} + F_{Dy} = W_{\text{roll}} + W_{\text{prs}} + W_{\text{sp}} + W_{\text{pn}} + F_s + F_f$$

$$F_{Cy} + F_{Dy} = 78,48 + 35,316 + 5,88 + 4,41 + 14,8 + 0,8502$$

$$F_{Cy} + F_{Dy} = 139,7467$$



$$\sum M_C = 0$$

$$460 \cdot F_{Dx} = 180 \cdot F$$

$$460 F_{Dx} = 180 \cdot 12,753$$

$$F_{Dx} = 4,99 \text{ N}$$

$$F_{Cx} + F_{Dx} = 12,753$$

$$F_{Cx} + 4,99 = 12,753$$

$$F_{Cx} = 7,763 \text{ N}$$



$$\sum M_C = 0$$

$$F_{Dy} \cdot 460 = W_{\text{roll}} \cdot 180 + W_{\text{prs}} \cdot 250 + (W_{\text{sp}} + F_s) \cdot 411 + W_{\text{pn}} \cdot 426 + F_f \cdot 186,82$$

$$460 F_{Dy} = 78,48 \cdot 180 + 35,316 \cdot 250 + (5,88 + 14,8) \cdot 411 + 4,41 \cdot 426 + 0,8502 \cdot 186,82$$

$$460 F_{Dy} = 14126,4 + 8829 + 8499,48 + 1880,577 + 158,83$$

$$460 F_{Dy} = 33494,287$$

$$F_{Dy} = 72,814 \text{ N}$$

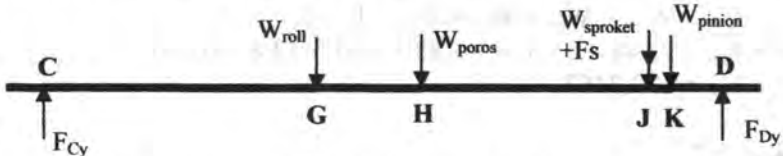
$$F_{Cy} + F_{Dy} = 139,7467$$

$$F_{Cy} + 72,814 = 139,7467$$

$$F_{Cy} = 66,933 \text{ N}$$

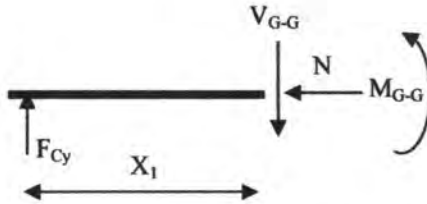
4.3.2 Mencari Diagram Gaya dan Diagram Momen Pada Poros.

4.3.2.1 Perhitungan Momen Potongan di poros kiri.



Gambar 4.7 Diagram benda bebas poros kiri bidang vertikal

- Bagian C-G ($0 < x_1 < 180 \text{ mm}$)
Potongan G-G



Gambar 4.8 Diagram benda bebas potongan G-G pada poros kiri

$$\sum F_x = 0$$

Jadi, $N = 0$

$$\sum F_y = 0$$

$$V_{G-G} = F_{Cy}$$

$$= 66,933 \text{ N}$$

$$\sum M_{G-G} = 0$$

$$M_{G-G} - F_{Cy} \cdot x_1 = 0$$

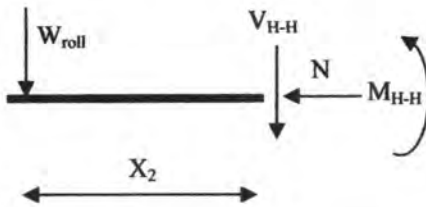
$$M_{G-G} = F_{Cy} \cdot x_1$$

$$= 66,933 x_1$$

Untuk $x_1 = 0$, maka $M_{G-G} = 0$

$x_1 = 180 \text{ mm}$, maka $M_{G-G} = 12,047 \text{ N.m}$

- Bagian G-H ($180 \text{ mm} < x_2 < 250 \text{ mm}$)
Potongan H-H



Gambar 4.9 Diagram benda bebas potongan H-H pada poros kiri

$$\sum F_x = 0$$

Jadi, $N = 0$

$$\sum F_y = 0$$

$$V_{H-H} = -W_{\text{roll}}$$

$$= -78,48 \text{ N}$$

$$\sum M_{H-H} = 0$$

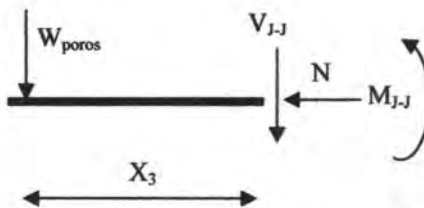
$$M_{H-H} + W_{\text{roll}} \cdot x_2 = 0$$

$$M_{H-H} = -W_{\text{roll}} \cdot x_2$$

$$= -78,48 x_2$$

Untuk $x_2 = 250 \text{ mm}$, maka $M_{H-H} = -19,62 \text{ N.m}$

- Bagian H-J ($250 \text{ mm} < x_3 < 401 \text{ mm}$)
Potongan J-J



Gambar 4.10 Diagram benda bebas potongan J-J pada poros kiri

$$\sum F_x = 0$$

Jadi, $N = 0$

$$\sum F_y = 0$$

$$\begin{aligned} V_{J-J} &= -W_{\text{prs}} \\ &= -35,316 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\sum M_{J-J} = 0$$

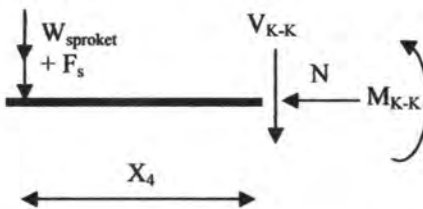
$$M_{J-J} + W_{\text{prs}} \cdot x_3 = 0$$

$$\begin{aligned} M_{J-J} &= -W_{\text{prs}} \cdot x_3 \\ &= -35,316 x_3 \end{aligned}$$

Untuk $x_3 = 401 \text{ mm}$, maka $M_{J-J} = -14,16 \text{ N.m}$

- Bagian J-K ($401 \text{ mm} < x_4 < 416 \text{ mm}$)

Potongan K-K



Gambar 4.11. Diagram benda bebas potongan K-K pada poros kiri

$$\sum F_x = 0$$

Jadi, $N = 0$

$$\sum F_y = 0$$

$$\begin{aligned} V_{K-K} &= -W_{\text{sp}} - F_s \\ &= -5,88 - 14,8 \\ &= -20,68 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\sum M_{K-K} = 0$$

$$M_{K-K} + (W_{\text{sp}} + F_s) \cdot x_4 = 0$$

$$M_{K-K} = -(W_{\text{sp}} + F_s) \cdot x_4$$

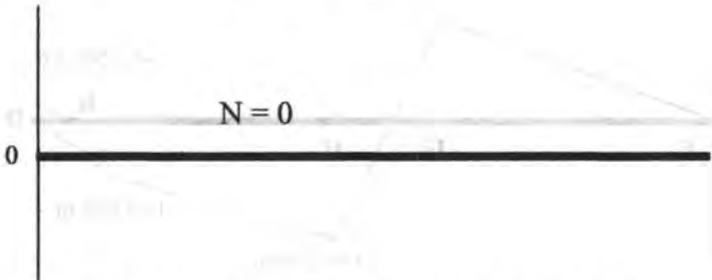
$$= -20,68x_4$$

Untuk $x_4 = 416$ mm, maka $M_{K-K} = -8,6$ N.m

- Bagian H-J

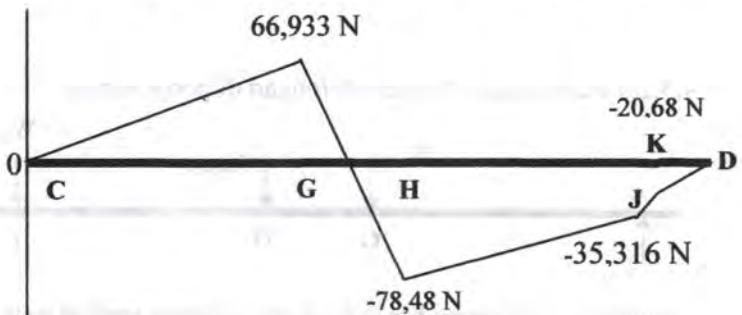
Karena tidak ada potongan, maka nilai dari V dan Momen potongannya = 0

➤ Diagram gaya normal pada poros



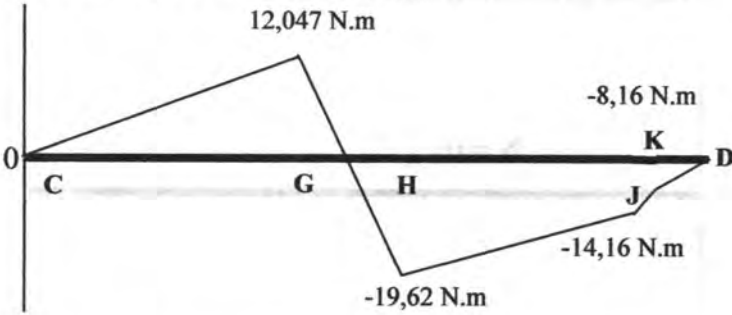
Gambar 4.12 Diagram gaya Normal pada poros kiri

➤ Diagram gaya lintang / geser pada poros



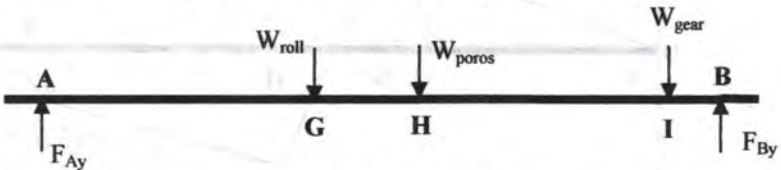
Gambar 4.13 Diagram gaya lintang / geser pada poros kiri.

➤ Diagram momen



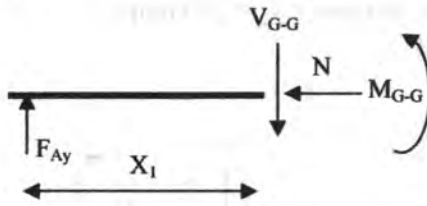
Gambar 4.14 Diagram Momen pada poros kiri.

4.3.2.3 Perhitungan Momen Potongan di poros kanan.



Gambar 4.15. Diagram benda bebas poros bidang vertikal pada poros kanan.

- Bagian A-G ($0 < x_1 < 180 \text{ mm}$)
Potongan G-G



Gambar 4.16. Diagram benda bebas potongan G-G pada poros kanan.

$$\sum F_x = 0$$

Jadi, $N = 0$

$$\sum F_y = 0$$

$$V_{G-G} = F_{Ay}$$

$$= 65,2599 \text{ N}$$

$$\sum M_{G-G} = 0$$

$$M_{G-G} - F_{Ay} \cdot x_1 = 0$$

$$M_{G-G} = F_{Ay} \cdot x_1$$

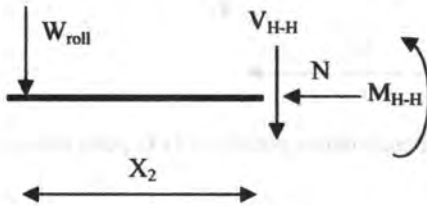
$$= 65,2599 x_1$$

Untuk $x_1 = 0$, maka $M_{G-G} = 0$

$x_1 = 180 \text{ mm}$, maka $M_{G-G} = 11,747 \text{ N.m}$



- Bagian G-H ($180 \text{ mm} < x_2 < 250 \text{ mm}$)
Potongan H-H



Gambar 4.17. Diagram benda bebas potongan H-H pada poros kanan.

$$\sum F_x = 0$$

Jadi, $N = 0$

$$\sum F_y = 0$$

$$V_{H-H} = -W_{\text{roll}} \\ = -78,48 \text{ N}$$

$$\sum M_{H-H} = 0$$

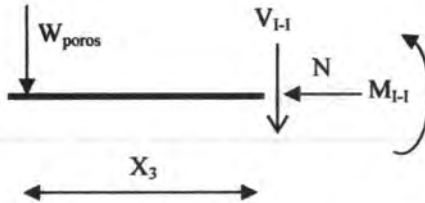
$$M_{H-H} + W_{\text{roll}} \cdot x_2 = 0$$

$$M_{H-H} = -W_{\text{roll}} \cdot x_2 \\ = -78,48 x_2$$

Untuk $x_2 = 250 \text{ mm}$, maka $M_{H-H} = -19,62 \text{ N.m}$



- Bagian H-I ($250 \text{ mm} < x_3 < 416 \text{ mm}$)
Potongan I-I



Gambar 4.18. Diagram benda bebas potongan I-I pada poros kanan.

$$\sum F_x = 0$$

Jadi, $N = 0$

$$\sum F_y = 0$$

$$V_{I-I} = -W_{prs}$$

$$= -35,316 \text{ N}$$

$$\sum M_{I-I} = 0$$

$$M_{I-I} + W_{prs} \cdot x_3 = 0$$

$$M_{I-I} = -W_{prs} \cdot x_3$$

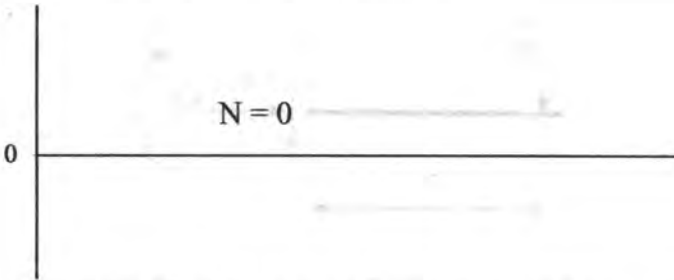
$$= -35,316 x_3$$

Untuk $x_3 = 416 \text{ mm}$, maka $M_{I-I} = -14,69 \text{ N.m}$

- Bagian I-B

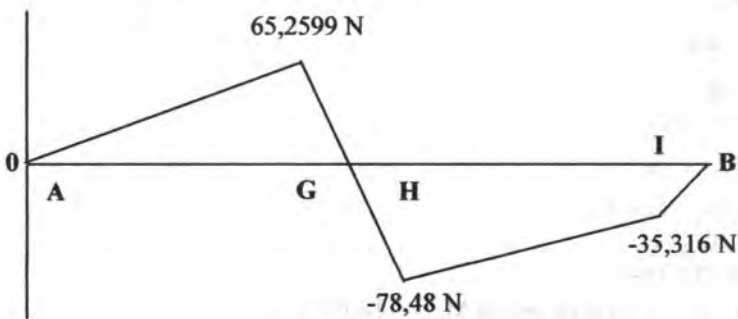
Karena tidak ada potongan, maka nilai dari V dan Momen potongannya = 0

➤ Diagram gaya normal pada poros



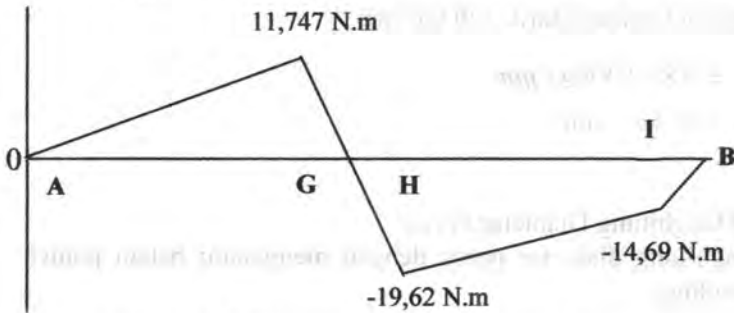
Gambar 4.19. Diagram gaya Normal pada poros kanan.

➤ Diagram gaya lintang / geser pada poros



Gambar 4.20 Diagram gaya lintang / geser pada poros kanan.

➤ Diagram momen



Gambar 4.21 Diagram Momen pada poros kanan.

4.3.3 Mencari Besar Momen Bending Pada Titik Paling Besar.

Dari analisa gaya yang terjadi pada momen puncak, dapat dicari dengan persamaan:

$$\begin{aligned}
 Mb &= F \times 180\text{mm} \\
 &= 12,753 \times 180\text{mm} \\
 &= 2295,54\text{N.mm}
 \end{aligned}$$

4.3.4. Menghitung Torsi Di Titik Momen Yang Bekerja Pada Poros.

Pada perhitungan torsi yang bekerja pada poros dapat dihitung dengan menggunakan persamaan:

$$\begin{aligned}
 Mt &= \frac{63000 \cdot N_p}{n} \\
 &= \frac{63000 \times 1\text{HP}}{21,7\text{rpm}}
 \end{aligned}$$

$$= 290.3225 \text{ lb.in}$$

$$= 1657,784 \text{ N.mm}$$

Bahan yang akan digunakan baja krom nikel(JIS G 4102) SNC 21 Dengan kekuatan tarik 120 kg/mm^2 .

$$S_{yp} = 0,8 \times 100 \text{ kg/mm}^2$$

$$= 80 \text{ kg/mm}^2$$

4.3.5.Menghitung Diameter Poros

Menghitung diameter poros dengan mengalami beban punter dan bending.

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left[\frac{16Mb}{\pi.d^3} \right]^2 + \left[\frac{16Mt}{\pi.d^3} \right]^2} \leq \frac{S_{YPS}}{N}$$

$$\tau_{\max} = \sqrt{\left[\frac{16Mb}{\pi.d^3} \right]^2 + \left[\frac{16Mt}{\pi.d^3} \right]^2} \leq \frac{K_s.S_{YP}}{AK}$$

$$\left(\frac{K_s.S_{YP}}{AK} \right)^2 \geq \frac{16^2.Mb^2}{\pi^2.d^6} + \frac{16^2.Mt^2}{\pi^2.d^6} = \frac{16^2.Mb^2 + 16^2.Mt^2}{\pi^2.d^6}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2.Mb^2 + 16^2.Mt^2)}{\pi^2 \left(\frac{K_s.S_{yp}}{AK} \right)^2}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{(16^2 \times 2295,54^2 + 16^2 \times 1657,784^2)}{3,14^2 \left[\frac{0,7 \times 80}{3} \right]^2}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{1348992,996 + 424392,704}{9,8596 \times 348,444}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{\frac{2052544,431}{34355,51846}}$$

$$d \geq \sqrt[6]{59,744}$$

$$d \geq 24.63 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan di atas, maka diameter yang direncanakan 25mm.

4.3.6 Perhitungan Daya Pada Poros

4.3.6.1 Menghitung Daya Pengerolan

Dengan diketahui putaran motor untuk mencari kecepatan putaran (V) batang pisau dapat menggunakan persamaan:



Gambar:4.22.Bentuk roll

$$V = \frac{\pi \cdot D_p \cdot n}{60}$$

$$= \frac{3,14 \times 0,1m \times 1300}{60s}$$

$$= 6,806m/s$$

Sehingga dari perhitungan di atas dapat dicari daya untuk menghancurkan daging ikan dengan suatu persamaan di bawah ini:

$$N_p = Z(F.V)$$

$$= 4(12,753N \times 6,806m/s)$$

$$= 347,228watt$$

$$= 0,347k.watt$$

$$= 0.4653347Hp$$

4.3.6.2. Mencari Daya Inersia

Untuk mencari Massa roll keseluruhan

$$m_p = Z.m$$

$$= 2 \times 8kg$$

$$= 16kg$$

Mencari kecepatan sudut dengan suatu persamaan

$$\omega = \frac{2.\pi.n}{60}$$

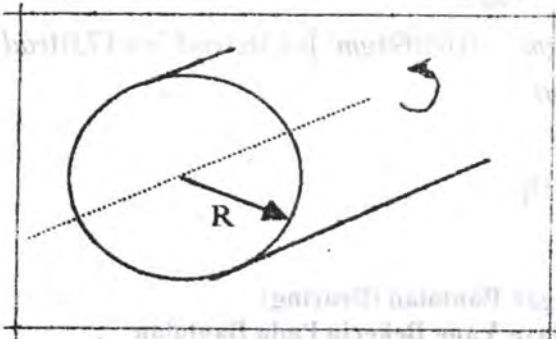
$$= \frac{2 \times 3,14 \times 1300}{60s}$$

$$= 136,1 \text{ rad/sec}$$

Untuk mencari percepatan sudut. Dari keadaan diam ke konstan dibutuhkan waktu 8 detik. ω_0 = kecepatan sudut awal

$$\begin{aligned}\lambda &= \frac{\omega - \omega_0}{\Delta t} \\ &= \frac{136,1 \text{ rad/s}}{8 \text{ s}} \\ &= 17,01 \text{ rad/s}^2\end{aligned}$$

Untuk mencari momen inersia poros. berdasarkan **Sularso** dengan persamaan:



Gambar 4.23. Silinder pejal yang diputar pada sumbu

Untuk mencari momen inersia pada poros dengan persamaan

$$\begin{aligned}I_{ps} &= \frac{1}{2} m \cdot r^2 \\ &= \frac{1}{2} \times 3,6 \text{ kg} \times (0,015 \text{ m})^2 \\ &= 0,0004 \text{ kg} \cdot \text{m}^2\end{aligned}$$

Untuk mencari momen inersia roll dengan persamaan :

$$\begin{aligned}
 I_{roll} &= \frac{1}{2} M \cdot (R_1^2 + R_2^2) \\
 &= \frac{1}{2} \times 8 \text{ kg} \times ((0,05 \text{ m})^2 + (0,015 \text{ m})^2) \\
 &= 0,0109 \text{ kg} \cdot \text{m}^2
 \end{aligned}$$

Maka daya inersia :

$$\begin{aligned}
 N_i &= 4(I_{pr} + I_{roll}) \omega \cdot \lambda \\
 &= 4(0,0004 \text{ kgm}^2 + 0,0109 \text{ kgm}^2) \times 136,1 \text{ rad/s} \times 17,01 \text{ rad/s}^2 \\
 &= 104,641 \text{ watt} \\
 &= 0,105 \text{ kwatt} \\
 &= 0.1408073 \text{ Hp}
 \end{aligned}$$

4.4 Perhitungan Bantalan (Bearing)

4.4.1 Gaya-Gaya Yang Bekerja Pada Bantalan

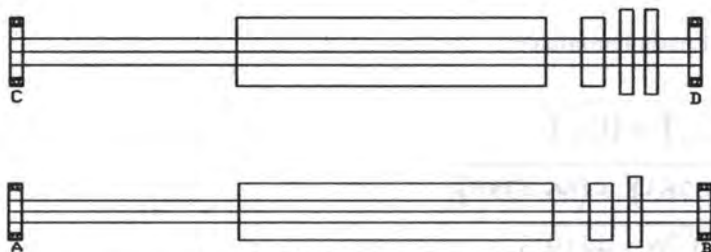
Dari perhitungan poros sebelumnya kita ketahui bahwa gaya-gaya yang bekerja pada masing-masing bantalan adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 \text{Pada bantalan A : } F_{AH} &= 7,763 \quad N \\
 F_{AV} &= 65,2599 \quad N
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Pada bantalan B : } F_{BH} &= 4,99 \quad N \\
 F_{BV} &= 61,15 \quad N
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Pada bantalan C : } F_{CH} &= 7,763 \quad N \\
 F_{CV} &= 66,933 \quad N
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Pada bantalan D : } F_{DH} &= 4,99 \quad N \\
 F_{DV} &= 72,814 \quad N
 \end{aligned}$$



Gambar 4.24 Hubungan bantalan dengan poros.

4.4.2 Menghitung Gaya Radial Pada Bantalan

Untuk menghitung gaya radial pada bantalan digunakan persamaan sebagai berikut :

Gaya radial pada bantalan A :

$$\begin{aligned}
 F_{RA} &= \sqrt{(F_{AH})^2 + (F_{AV})^2} \\
 &= \sqrt{(7,763)^2 + (65,2599)^2} \\
 &= \sqrt{60,26 + 4258,855} \\
 &= \sqrt{4319,1145} \\
 &= 65,72 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Gaya radial pada bantalan B :

$$\begin{aligned}
 F_{RB} &= \sqrt{(F_{BH})^2 + (F_{BV})^2} \\
 &= \sqrt{(4,99)^2 + (60,805)^2} \\
 &= \sqrt{24,900 + 3697,2}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 &= \sqrt{3722,1} \\
 &= 61,009 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Gaya radial pada bantalan C:

$$\begin{aligned}
 F_{RC} &= \sqrt{(F_{CH})^2 + (F_{CV})^2} \\
 &= \sqrt{(7,763)^2 + (66,4785)^2} \\
 &= \sqrt{60,26 + 4419,3} \\
 &= \sqrt{4479,56} \\
 &= 66,88 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Gaya radial pada bantalan D :

$$\begin{aligned}
 F_{RD} &= \sqrt{(F_{DH})^2 + (F_{DV})^2} \\
 &= \sqrt{(4,99)^2 + (72,468)^2} \\
 &= \sqrt{24,900 + 5251,6} \\
 &= \sqrt{5276,5} \\
 &= 72,64 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.4.3 Menghitung Beban Ekiuvalen

Karena bantalan hanya menerima beban radial, maka untuk menghitung beban equivalen dari bantalan hanya dipengaruhi oleh faktor putaran ring $V = 1$ (ring dalam yang berputar) dan gaya radial yang bekerja pada masing-masing bantalan.

Beban equivalen pada bantalan A :

$$\begin{aligned}
 P_A &= V \cdot F_{RA} \\
 &= 1 \cdot 65,277 \\
 &= 65,277 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Beban ekuivalen pada bantalan B:

$$\begin{aligned}
 P_B &= V \cdot F_{RB} \\
 &= 1 \cdot 61,009 \\
 &= 61,009 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Beban ekuivalen pada bantalan C :

$$\begin{aligned}
 P_C &= V \cdot F_{RC} \\
 &= 1 \cdot 66,88 \\
 &= 66,88 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Beban ekuivalen pada bantalan D:

$$\begin{aligned}
 P_D &= V \cdot F_{RD} \\
 &= 1 \cdot 72,64 \\
 &= 72,64 \text{ N}
 \end{aligned}$$

4.4.4 Menghitung Umur Bantalan

Bantalan yang digunakan adalah bantalan tipe *Single-Row Deep-Groove Ball Bearing* dengan nomor 6205, maka didapatkan data-data :

$$\begin{aligned}
 C_o &= 1610 \text{ lb} \\
 C &= 2430 \text{ lb} \times \frac{4,448 \text{ N}}{1 \text{ lb}} \\
 &= 10808,6 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P_A &= 65,277 \text{ N} \\
 P_B &= 61,009 \text{ N} \\
 P_C &= 60,88 \text{ N} \\
 P_D &= 72,64 \text{ N} \\
 b &= 3 \text{ (bantalan bola)}
 \end{aligned}$$

Menghitung umur bantalan A ;

$$\begin{aligned}
 L_{10} &= \left(\frac{C}{P_A} \right)^b \times 10^6 \\
 &= \left(\frac{10808,6}{65,277} \right)^3 \times 10^6 \\
 &= (165,58)^3 \times 10^6 \\
 &= 4539706,48 \times 10^6 \text{ putaran}
 \end{aligned}$$

Jadi umur bantalan A = $4539706,48 \times 10^6$ putaran

Menghitung umur bantalan B ;

$$\begin{aligned}
 L_{10} &= \left(\frac{C}{P_B} \right)^b \times 10^6 \\
 &= \left(\frac{10808,6}{61,009} \right)^3 \times 10^6 \\
 &= (177,16)^3 \times 10^6 \\
 &= 5560663,50 \times 10^6 \text{ putaran}
 \end{aligned}$$

Jadi umur bantalan B = $5560663,50 \times 10^6$ putaran

Menghitung umur bantalan C ;

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{C}{P_C} \right)^b \times 10^6 \\ &= \left(\frac{10808,6}{60,88} \right)^3 \times 10^6 \\ &= (177,53)^3 \times 10^6 \\ &= 5596086,30 \times 10^6 \text{ putaran} \end{aligned}$$

Jadi umur bantalan C = $5596086,30 \times 10^6$ putaran

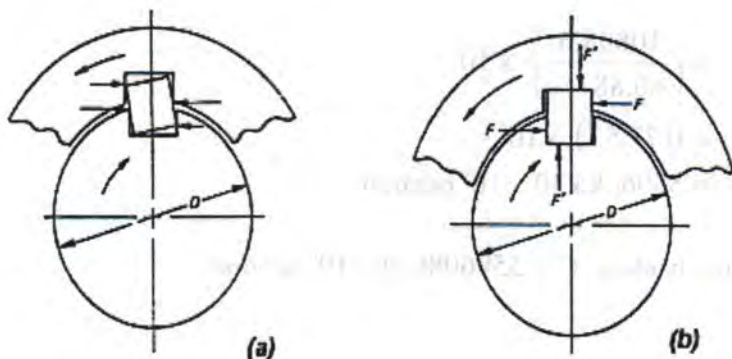
Menghitung umur bantalan D ;

$$\begin{aligned} L_{10} &= \left(\frac{C}{P_D} \right)^b \times 10^6 \\ &= \left(\frac{10808,6}{72,64} \right)^3 \times 10^6 \\ &= (148,79)^3 \times 10^6 \\ &= 3294434,12 \times 10^6 \text{ putaran} \end{aligned}$$

Jadi umur bantalan $D = 3294434,12 \times 10^6$ putaran

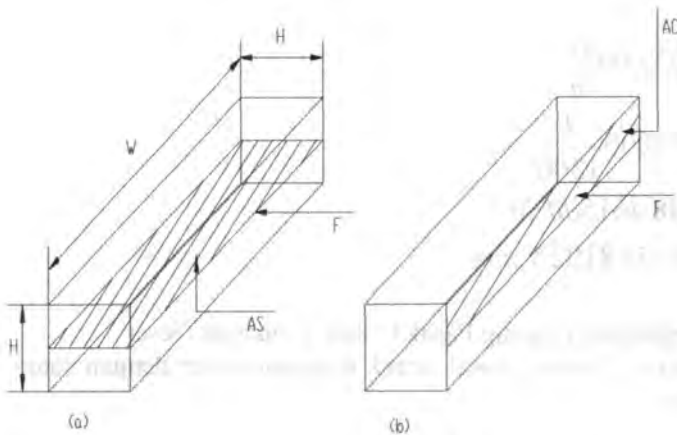
4.5. Perhitungan Pasak

Pasak adalah bagian dari elemen mesin yang digunakan untuk menyambung dan menjaga hubungan putaran.



Gambar 4.25. Kedudukan pasak dalam poros

- Kedudukan pasak yang tidak benar.
- Kedudukan pasak yang benar.



Gambar 4.26. Ukuran pasak

- Bagian pasak yang mengalami tegangan geser.
 - Bagian pasak yang mengalami tegangan kompresi.
- Data-data yang digunakan dari perhitungan yaitu:

Diameter poros $d=2$ in

Lebar pasak $W=1/2$ in (berdasarkan lampiran 9)

Daya motor $N=1$ hp

putaran motor $n=1300$ rpm

jenis pasak square type datar segi empat.

Angka keamanan $(AK)=2$

Bahan yang digunakan AISI 1010 HR, $S_{yp}=42000$

(berdasarkan lampiran 8)

Menghitung momen puntir

Untuk dapat menentukan diameter poros tersebut maka perlu diketahui tegangan yang diterima atau yang diketahui tegangan yang diterima atau yang ditimbulkan oleh mekanisme yang terangkat.

$$\begin{aligned}
 Mt &= 63.000 \frac{N}{n} \\
 &= 63000 \frac{1}{1300} \\
 &= 48,4615 \text{ lbf.in} \\
 &= 5475,8102 \text{ N.mm}
 \end{aligned}$$

4.5.1. Menghitung Panjang Pasak Untuk Tegangan Geser

Menghitung panjang pasak untuk tegangan geser dengan suatu persamaan:

$$\tau_t = \frac{F}{A} = \frac{2.T}{W.L.D} \leq \frac{K_s \cdot S_{YP}}{AK}$$

$$L \geq \frac{2.Mt.AK}{K_s \cdot S_{YP} \cdot DW}$$

$$L \geq \frac{2 \times 5475,8102 \text{ N.mm} \times 2}{0,7 \times 28,958 \frac{N}{\text{mm}^2} \times 25 \text{ mm} \times 12,7 \text{ mm}}$$

$$L \geq \frac{21903,2408}{6435,915}$$

$$L \geq 3,413 \text{ mm}$$

Berdasarkan perhitungan terhadap tegangan geser maka panjang pasak yang dipakai = 60 mm.

4.5.2. Menghitung Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi

Menghitung panjang pasak untuk tegangan kompresi dengan suatu persamaan.

$$\tau_c = \frac{F}{A} = \frac{2.T}{D \cdot 0,5W \cdot L} = \frac{4.T}{D.W.L}$$

$$\frac{4.T}{D.W.L} \leq \frac{K_c \cdot S_{YP}}{AK}$$

$$L \geq \frac{4.Mt.AK}{D.W.K_c.S_{YP}}$$

$$L \geq \frac{4 \times 5475,8102 N \cdot mm \times 2}{25 mm \times 12,7 mm \times 1,2 \times 28,958 \frac{N}{mm^2}}$$

$$L \geq \frac{43806,4816}{11032,998}$$

$$L \geq 3,97 mm$$

Berdasarkan perhitungan terhadap tegangan kompresi maka panjang pasak yang dipakai = 60 mm.

4.6 Perhitungan Daya

Mencari daya total dari sistem diatas, dapat dicari dengan persamaan :

$$N_{\text{tot}} = N_{\text{gear}} + N_{\text{sp}} + N_p + N_I$$

$$= 0,11 + 0,1310179 + 0,4653347 + 0,1408073$$

$$= 0,8471599 \text{ Hp}$$

Daya yang ditemukan sebesar 0,8471599 Hp, sehingga perencanaan daya terpenuhi / aman menggunakan daya sebesar 1 Hp

BAB V KESIMPULAN

5.1 Kesimpulan

Dari hasil perhitungan dan perencanaan elemen mesin penggiling daging ini dapat diambil kesimpulan:

1. Motor listrik
 - Motor listrik yang digunakan dengan daya 1 Hp
 - Putaran 1300 rpm
2. Poros
 - Bahan = Baja ST 60
 - Diameter = 25 mm
3. Pasak
 - Jenis pasak yang digunakan adalah square type datar segi empat.
 - Bahan : AISI 1010 HR
 - Panjang pasak : 60mm
4. Berdasarkan hasil pengujian waktu yang diperlukan untuk menggiling daging dengan kapasitas 1 kg = 10 menit, 25 detik.
5. Roda Gigi
 - Bahan pinion
Stell 150 dengan $S_0 = 50000$ dan $K = 41$ $\theta = 20^\circ$
 - Bahan Gear
Stell 150 dengan $S_0 = 50000$ dan $K = 41$ $\theta = 20^\circ$
 - Diameter luar roda pinion : 2,677 in
 - Diameter luar gear : 5,3543 in
 - Diameter circle pinion : 2,624 in
 - Diameter circle gear : 5,248 in
 - Clerence (celah) pada roda gigi : 0.078 in

- Jumlah gigi pinion : 8
- Jumlah gigi gear : 16

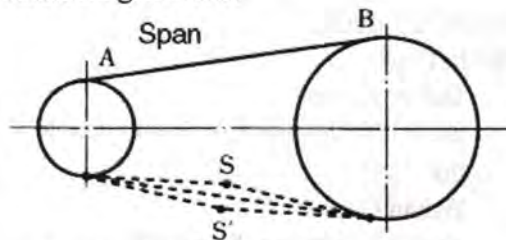
6. Bantalan.

- Bantalan yang digunakan adalah bantalan tipe *Single-Row Deep-Groove Ball Bearing* dengan nomor 6205
- Beban ekuivalen pada bantalan A : 65,277 N
- Beban ekuivalen pada bantalan B : 61,009 N
- Beban ekuivalen pada bantalan C : 60,88 N
- Beban ekuivalen pada bantalan D : 72,64 N

7. Rantai

- Dipilih rantai nomer 40 dengan tingkat single strad
- Untuk nomer rantai 40 di per oleh $dp = 0,0127$ m
 $F_b = 1950$ kg $F_u = 300$ kg
- Nilai kekenduran rantai sangat berpengaruh pada kecepatan rantai sehingga jika terlalu kendur maka transmisi daya pada dynamometer tidak akan maksimal.

Terdapat ketentuan dalam pengambilan nilai kekencangan rantai.



Gambar 5.1 Jarak kekenduran rantai

Jarak kekencangan rantai diambil sebesar 4 persen dari panjang span (AB), kecuali jika kondisi di bawah ini terjadi.

- Susunan poros sproket vertikal atau hampir vertikal.

- Jarak poros lebih dari 1 meter.
- Rantai digunakan untuk beban yang berat
- Rantai digunakan untuk beban balik

5.2 Saran

Perencanaan panjang poros sebaiknya tidak terlalu panjang, dengan tujuan mengurangi momen yang terjadi.

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR PUSTAKA

1. Aaron D Deutschman, Walter J Michels, Charles E Wilson. 1975. *Machine Design Theory and Practice*. New York : Macmillan Publishing Co, Inc.
2. Khurmi.J.1980.*Theory Of Machines*.New Delhi
3. Sularso, Suga, Kiyokatsu. 1991. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin 10th Edition*. Jakarta : PT. Pradnya Paramita.
4. Shigley, Joseph. E. 1995. *Perencanaan Teknik Mesin Edisi Keempat*. Jakarta : Erlangga

Lampiran 1
Tabel Konversi

TABLE A.1 Conversion Factors	
Area	
1 mm ² = 1.0 × 10 ⁻⁶ m ²	1 ft ² = 144 in. ²
1 cm ² = 1.0 × 10 ⁻⁴ m ² = 0.1550 in. ²	1 in. ² = 6.4516 cm ² = 6.4516 × 10 ⁻⁴ m ²
1 m ² = 10.7639 ft ²	1 ft ² = 0.092 903 m ²
Conductivity	
1 W/m-K = 1 J/s-m-K = 0.577 789 Btu/h-ft-R	1 Btu/h-ft-R = 1.730 735 W/m-K
Density	
1 kg/m ³ = 0.06242797 lbm/ft ³	1 lbm/ft ³ = 16.018 46 kg/m ³
1 g/cm ³ = 1000 kg/m ³	
1 g/cm ³ = 1 kg/L	
Energy	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m ² /s ²	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
	= 778.1693 lbf-ft
1 erg = 1.0 × 10 ⁻⁷ J	
1 eV = 1.602 177 33 × 10 ⁻¹⁹ J	
Force	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
Gravitation	
g = 9.80665 m/s ²	g = 32.17405 ft/s ²
Heat capacity, specific entropy	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
Heat flux (per unit area)	
1 W/m ² = 0.316 998 Btu/h-ft ²	1 Btu/h-ft ² = 3.15459 W/m ²
Heat transfer coefficient	
1 W/m ² -K = 0.176 11 Btu/h-ft ² -R	1 Btu/h-ft ² -R = 5.67826 W/m ² -K
Length	
1 mm = 0.001 m = 0.1 cm	1 ft = 12 in.
1 cm = 0.01 m = 10 mm = 0.3970 in.	1 in. = 2.54 cm = 0.0254 m
1 m = 3.28084 ft = 39.370 in.	1 ft = 0.3048 m
1 km = 0.621 371 mi	1 mi = 1.609344 km
1 mi = 1609.3 m (US statute)	1 yd = 0.9144 m

Lampiran 2

Table Konversi

TABLE A.1 (Continued) *Conversion Factors*

Mass

1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989×10^{-5} kg	1 ton = 2000 lbm

Moment (torque)

1 N-m = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 N-m
--------------------------	--------------------------

Momentum (mV)

1 kg-m/s = 7.232 94 lbm-ft/s	1 lbm-ft/s = 0.138 256 kg-m/s
= 0.224809 lbf-s	

Power

1 W = 1 J/s = 1 N-m/s	1 lbf-ft/s = 1.355 818 W
= 0.737 562 lbf-ft/s	= 4.626 24 Btu/h
1 kW = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW
	= 550 lbf-ft/s
	= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h

Pressure

1 Pa = 1 N/m ² = 1 kg/m-s ²	1 lbf/in. ² = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0×10^5 Pa = 100 kPa	
1 atm = 101.325 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. ²
= 1.01325 bar	= 29.921 in. Hg [32 F]
= 760 mm Hg [0°C]	= 33.899 5 ft H ₂ O [4°C]
= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]	
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C] = 0.49115 lbf/in. ²
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.036126 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C] = 9.806 38 kPa	

Specific energy

1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm = 2.98907×10^{-3} kJ/kg
	= 1.28507×10^{-3} Btu/lbm

Lampiran 3 Sifat Fisik Material

Table C-1 Physical Properties of Some Engineering Materials
Data from Various Sources. These Properties are Essentially Similar for All Alloys of the Particular Material

Material	Modulus of Elasticity E		Modulus of Rigidity G		Poisson's Ratio ν	Weight Density γ lb/in ³	Mass Density ρ Mg/m ³	Sinking Group
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa				
Aluminum Alloys	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Beryllium Copper	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Brass, Bronze	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Copper	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Iron, Cast, Gray	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Iron, Cast, Ductile	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Iron, Cast, Malleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Magnesium Alloys	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Nickel Alloys	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Steel, Carbon	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Steel, Alloys	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Steel, Stainless	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Titanium Alloys	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Zinc Alloys	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

Properties of Some Metals and Alloys, International Nickel Co., Inc., N.Y.; Metals Handbook, American Society for Metals, Materials Park, Ohio.

Faktor beban aus

Wear Load Factor, K , and Surface Endurance Limit

Materials in Pinion and Gear	Surface Endurance Limit, S_{su} , psi	K		
		$\phi = 14\frac{1}{2}$ deg.	$\phi = 20$ deg.	$\phi = 25$ deg.
Both gears steel, with average brinell hardness number of pinion and gear				
150	50,000	30	41	51
175	60,000	43	58	72
200	70,000	58	79	98
225	80,000	76	103	127
250	90,000	96	131	162
275	100,000	119	162	200
300	110,000	144	196	242
325	120,000	171	233	288
350	130,000	196	270	333
375	140,000	233	318	384
400	150,000	268	366	453
Steel (BHN 150) and cast iron	50,000	44	60	74
Steel (BHN 200) and cast iron	70,000	87	119	147
Steel (BHN 250) and cast iron	90,000	144	196	242
Steel (BHN 150) and phosphor bronze	59,000	46	62	77
Steel (BHN 200) and phosphor bronze	65,000	73	100	123
Steel (BHN 250) and phosphor bronze	85,000	135	184	228
Cast iron and cast iron	90,000	193	264	327
Cast iron and phosphor bronze	93,000	170	234	288

Lampiran 4

Tabel Faktor Bentuk Lewis

Table 10-2 (continued)

No. of Teeth	Load at Tips								Load Near Middle			
	14½ deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14½ deg FD		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
25	0.305	0.097	0.340	0.108	0.416	0.133	0.415	0.132	0.515	0.164	0.580	0.184
26	0.308	0.098	0.344	0.109	0.421	0.135	0.428	0.136	0.522	0.166	0.584	0.186
27	0.311	0.099	0.348	0.111	0.426	0.136	0.418	0.133	0.528	0.168	0.588	0.187
28	0.314	0.100	0.352	0.112	0.430	0.137	0.409	0.130	0.534	0.170	0.592	0.189
29	0.316	0.101	0.355	0.113	0.434	0.138	0.412	0.131	0.537	0.171	0.599	0.191
30	0.318	0.101	0.358	0.114	0.437	0.139	0.418	0.133	0.540	0.172	0.606	0.193
31	0.320	0.101	0.361	0.115	0.440	0.140	0.421	0.134	0.554	0.173	0.611	0.195
32	0.322	0.101	0.364	0.116	0.443	0.141	0.428	0.136	0.547	0.174	0.617	0.196
33	0.324	0.103	0.367	0.117	0.445	0.142	0.430	0.137	0.550	0.175	0.623	0.198
34	0.326	0.104	0.371	0.118	0.447	0.142	0.434	0.138	0.553	0.177	0.628	0.200
35	0.327	0.104	0.373	0.119	0.449	0.143	0.437	0.139	0.556	0.177	0.633	0.201
36	0.329	0.105	0.377	0.120	0.451	0.144	0.443	0.141	0.559	0.178	0.639	0.203
37	0.330	0.105	0.380	0.121	0.454	0.144	0.446	0.142	0.563	0.179	0.645	0.205
38	0.333	0.106	0.384	0.122	0.455	0.145	0.450	0.143	0.565	0.180	0.650	0.207
39	0.335	0.107	0.386	0.123	0.457	0.146	0.454	0.144	0.568	0.181	0.655	0.209
40	0.336	0.107	0.389	0.124	0.459	0.146	0.460	0.146	0.570	0.182	0.659	0.210
43	0.339	0.108	0.397	0.126	0.467	0.147	0.463	0.147	0.574	0.183	0.668	0.212
45	0.340	0.108	0.399	0.127	0.469	0.148	0.469	0.148	0.578	0.184	0.673	0.214

Table 10-2 (continued)

No. of Teeth —	Load at Tip								Load Near Middle			
	14½ deg.		20 deg FD		20 deg. Stub		25 deg		14½ deg.		20 deg FD	
	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y	Y	y
50	0.346	0.110	0.408	0.130	0.474	0.151	0.478	0.152	0.588	0.187	0.694	0.221
55	0.352	0.112	0.415	0.132	0.480	0.153	0.485	0.154	0.596	0.190	0.704	0.224
60	0.355	0.113	0.421	0.134	0.484	0.154	0.490	0.156	0.603	0.192	0.713	0.227
65	0.358	0.114	0.425	0.135	0.488	0.155	0.496	0.158	0.607	0.193	0.721	0.229
70	0.360	0.115	0.429	0.136	0.493	0.157	0.502	0.160	0.610	0.194	0.728	0.231
75	0.361	0.115	0.433	0.138	0.496	0.158	0.508	0.161	0.613	0.195	0.735	0.233
80	0.363	0.116	0.436	0.139	0.499	0.159	0.510	0.162	0.615	0.196	0.739	0.235
90	0.366	0.117	0.442	0.141	0.503	0.160	0.516	0.164	0.619	0.197	0.747	0.237
100	0.368	0.117	0.446	0.142	0.506	0.161	0.521	0.166	0.622	0.198	0.755	0.240
150	0.375	0.119	0.458	0.146	0.518	0.165	0.531	0.169	0.635	0.202	0.778	0.247
200	0.378	0.120	0.463	0.147	0.524	0.167	0.538	0.171	0.640	0.204	0.787	0.250
300	0.382	0.122	0.471	0.150	0.534	0.170	0.550	0.175	0.650	0.207	0.801	0.255
Rack	0.390	0.124	0.484	0.154	0.550	0.175	0.568	0.180	0.660	0.210	0.823	0.262



Table 10-2 Values for Lewis Form Factor

No. of Teeth	Load at Tips								Load Near Middle			
	14% deg FD		20 deg FD		20 deg Stub		25 deg		14% deg FD		20 deg FD	
	Y	J	Y	J	Y	J	Y	J	Y	J	Y	J
10	0.176	0.056	0.201	0.064	0.261	0.083						
11	0.192	0.061	0.226	0.072	0.289	0.092						
12	0.210	0.067	0.245	0.078	0.311	0.099	0.242	0.077	0.355	0.113	0.415	0.133
13	0.223	0.071	0.264	0.083	0.324	0.103	0.258	0.082	0.377	0.120	0.443	0.141
14	0.236	0.075	0.276	0.088	0.339	0.108	0.270	0.086	0.399	0.127	0.468	0.149
15	0.245	0.078	0.289	0.092	0.349	0.111	0.286	0.091	0.415	0.133	0.490	0.156
16	0.255	0.081	0.295	0.094	0.360	0.115	0.298	0.095	0.430	0.137	0.503	0.160
17	0.264	0.084	0.302	0.096	0.368	0.117	0.311	0.099	0.446	0.142	0.512	0.163
18	0.270	0.086	0.308	0.098	0.377	0.120	0.324	0.103	0.459	0.146	0.522	0.167
19	0.277	0.088	0.314	0.100	0.386	0.123	0.336	0.107	0.471	0.150	0.534	0.170
20	0.283	0.090	0.320	0.102	0.393	0.125	0.349	0.111	0.481	0.153	0.544	0.173
21	0.289	0.092	0.326	0.104	0.399	0.127	0.365	0.116	0.490	0.156	0.553	0.177
22	0.292	0.093	0.330	0.105	0.404	0.129	0.377	0.120	0.496	0.158	0.559	0.178
23	0.296	0.094	0.333	0.106	0.408	0.130	0.390	0.124	0.502	0.160	0.565	0.180
24	0.302	0.096	0.337	0.107	0.411	0.132	0.403	0.128	0.509	0.162	0.572	0.183

Lampiran 5

Tegangan Material Ijin

Table 10-3 Safe Static Stresses for Use in The Lewis Equation

Material	S_u, psi	S_e, psi	BTN
Gray cast iron	8,000		174
ASTM 25	12,000		212
ASTM 35	15,000		223
ASTM 50			
Cast steel (low carbon)	30,000		180
0.20% C not heat treated	25,000		250
0.20% C WQT			
Forged carbon steel	18,000		156
SAE 1020 case hardened and WQT	20,000		180
SAE 1030 not heat treated	23,000		190
SAE 1035 not heat treated	25,000		202
SAE 1040 not heat treated	30,000		215
SAE 1045 not heat treated	32,000		205
SAE 1045 hardened by WQT	35,000		223
SAE 1050 hardened by OQT			
Alloy Steels	50,000		225
SAE 2320 case hardened and WQT	50,000		475
SAE 2345 hardened by OQT	37,000		212
SAE 3115 case hardened and OQT	53,000		475
SAE 3145 hardened by OQT	65,000		475
SAE 3245 hardened by OQT	65,000		475
SAE 4340 hardened by OQT	55,000		475
SAE 4640 hardened by OQT	67,500		475
SAE 6145 hardened by OQT			
Copper base materials			
SAE 43 (ASTM B147-52, 8A) (manganese bronze)	20,000		100
SAE 62 (ASTM B143-52, 1A) (gun metal)	10,000		80
SAE 65 (ASTM B144-52, 3C) (phosphor bronze)	12,000		100
SAE 68 (ASTM B148-52, 98) (aluminum bronze, heat treated)	22,000		180
Nonmetals	8,000		
Bakelite, Micarta, Ceforon			

Lampiran 6

Faktor Beban lebih K_o

Tabel 6.3. Faktor beban lebih, K_o

Overload Factor, K_o (for speed increasing and decreasing drives)*

Power Source	Load on Driven Machine		
	Uniform	Moderate Shock	Heavy Shock
Uniform	1.00	1.25	1.75 or higher
Light shock	1.25	1.50	2.00 or higher
Medium shock	1.50	1.75	2.25 or higher

Lampiran 7

Faktor distribusi beban K_M

Condition of Support	Face Width							
	2-in. Face and under		6-in. Face		9-in. Face		16-in. Face and Over	
	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical	Spur	Helical
Accurate mounting, low bearing clearances, minimum elastic deflection, precision gears	1.3	1.2	1.4	1.3	1.5	1.4	1.8	1.7
Less rigid mountings, less accurate gears, contact across full face	1.6	1.5	1.7	1.6	1.8	1.7	2.0	2.0
Accuracy and mounting such that less than full face contact exists	Over 2.0							

SOURCE: AGMA

Faktor distribusi beban C_M

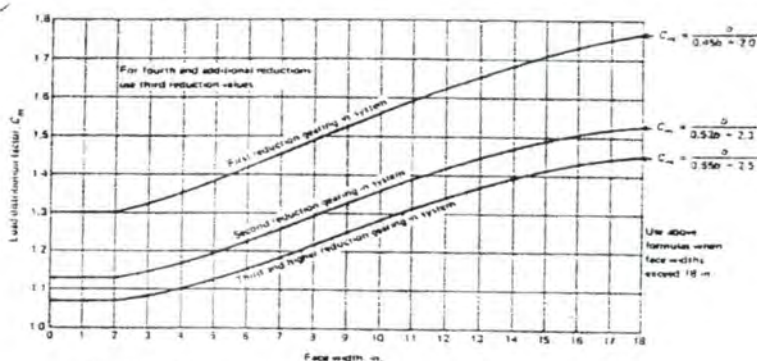
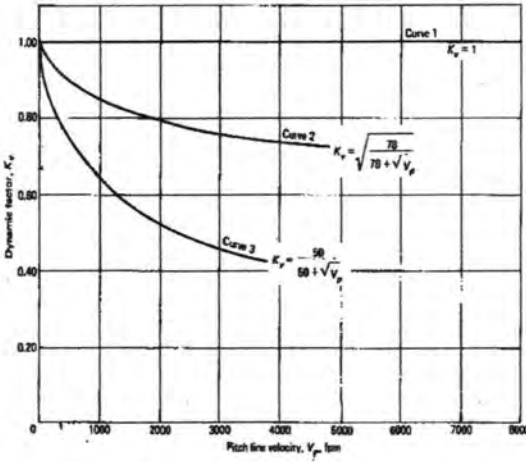


Figure 10-31 Spur and helical gear load distribution factor, C_M . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

Lampiran 8 Faktor dinamik Kv



Faktor dinamik Cv

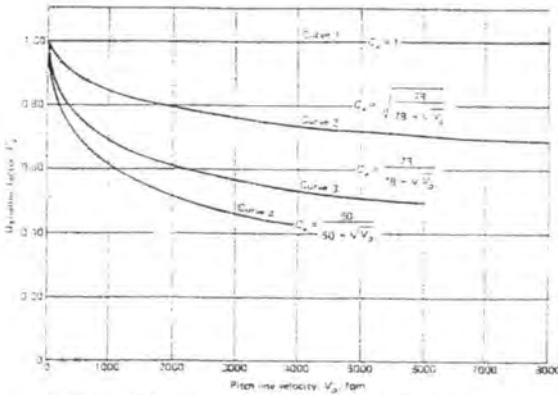
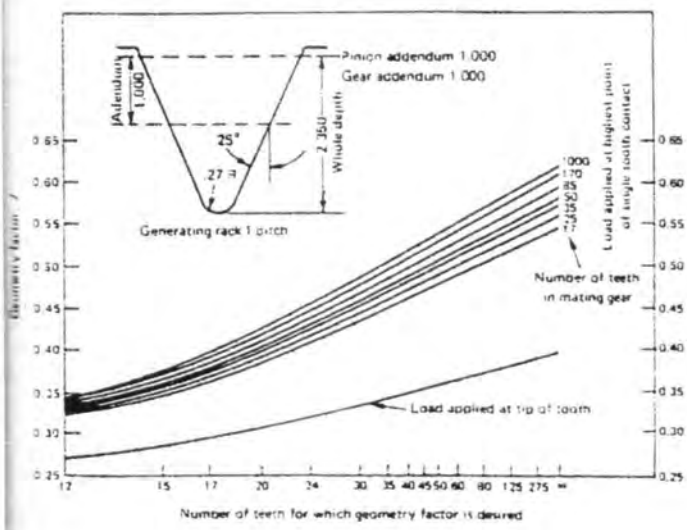
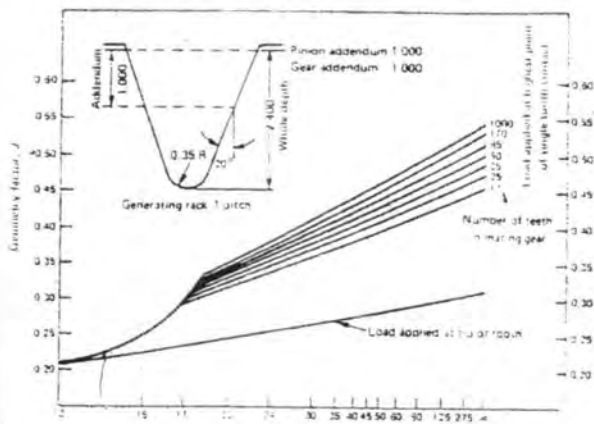


Figure 10-27 Dynamic factor, C_v . [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

Lampiran 9 Faktor geometri J



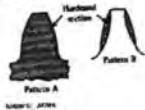
Lampiran 10

Tegangan materi ijin S_{at}

Material	Heat Treatment	Min. Material Hardness or Min. Tensile Strength	S_{at} (psi)	
			Type, Method, and Finishing	Stress
Steel	Normalized Quenched and tempered Quenched and tempered Quenched and tempered	140 BHN	24-25,000	11,000
		130 BHN	25-33,000	14,000
		120 BHN 100 BHN 85-90 BHN	35-47,000 46-59,000	19,000 25,000
	Case carburized Case carburized	55 H_v 40 H_v	55-65,000 68-70,000	27,000 30,000
	Induction or flame hardened, sandcase Pattern A of Figure 1 } Hardened Pattern of Figure 1 }	54 A 54 H_v at thickness noted	45-65,000* 33,000	
Normalized AISI 4140		33 H_v min. ¹ 900,000 psi	33-42,000*	20,000
Cast Iron	AGMA Grade 30 AGMA Grade 30 AGMA Grade 40		1,000 6,500 11,000	2,700 4,000 7,000
		Annealed	15,000 30,000	8,000 11,000
			Normalized Quenched and tempered	26,000 35,000
Bronze	AGMA 30 (100-125 T1)	40,000 psi	5,700	3,000
		Aluminum Bronze, ASTM B-148-57 (Alloy 9C-H T.1)	90,000 psi	23,000

* Subject to 50% SF and 100% FS

Figure 111



Use two gear teeth bottomed off to form this form rather than double standard tooth.

Tegangan kontak (S_{AC})

S_{AC}

Allowable Contact Stress Number, S_{ac}

Material	Surface Hardness, min.	S_{ac}	Material	Surface Hardness, min.	S_{ac}	
Steel	Through hardened	95-95,000	Cast iron	—	50-40,000	
		130 BHN	AGMA grade 20		45-35,000	
		240 BHN	AGMA grade 30		35-25,000	
		100 BHN	AGMA grade 40	200 BHN	15-15,000	
		240 BHN	Nodular iron	165 BHN	95-100% of the S_{ut} value of steel with the same hardness	
		440 BHN				
	Case carburized	55 H_v 40 H_v	180-200,000 200-225,000	Annealed	210 BHN	Tensile strength (psi min.) S_{ut}
		Flame or induction hardened	50 H_v	Normalized	235 BHN	
				Oil quenched and tempered	255 BHN	
				Bronze		
			Tin bronze AGMA 2C (10-127 T1)	40,000	30,000	
			Aluminum bronze ASTM B 148-57 (Alloy 9C-H T.1)	90,000	65,000	

Lampiran 11

Tabel Faktor Umur (K_L)

K_L

Number of cycles	Spur, Helical and Herringbone				Bevel Gears	
	160 BHN	250 BHN	450 BHN	Case Carburized ^a	Case Carburized ^b	
Up to 1,000	1.6	2.4	3.4	2.7	4.6	
10,000	1.4	1.9	2.4	2.0	3.1	
100,000	1.2	1.4	1.7	1.5	2.1	
1 million	1.1	1.1	1.2	1.1	1.4	
10 million	1.0	1.0	1.0	1.0	1.0	
100 million and over	1.0-0.8 ^a	1.0-0.8 ^a	1.0-0.8 ^a	1.0-0.8 ^a	1.0	

Faktor umur (C_L)

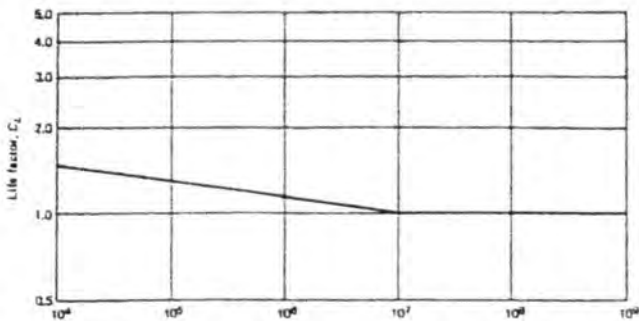


Figure 10-33 Life factor. [Courtesy American Gear Manufacturers' Association.]

Lampiran 12

Faktor Keamanan K_R

(fatigue strength)

Requirements of Application	K_R
High reliability	1.50 or higher
Fewer than 1 failure in 100	1.00
Fewer than 1 failure in 3	0.70

SOURCE: AGMA

Factors of Safety, K_R

(yield strength)

Requirements of Application	K_R
High Reliability	3.00 or higher
Normal Design	1.33

SOURCE: AGMA

Lampiran 13

Tabel system gigi

	14 $\frac{1}{2}$ -deg Full Depth	14 $\frac{1}{2}$ -deg Composite	30-deg Full Depth Involute	30-deg Stub Involute	30-deg Curve Pitch	30-deg Fine Pitch	25-deg Full Depth Stub
Addendum	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{0.8}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1}{P}$
Dedendum	$\frac{1.157}{P}$	$\frac{1.157}{P}$	$\frac{1.25}{P}$	$\frac{1}{P}$	$\frac{1.25}{P}$	$\frac{1.2}{P} + 0.002 \text{ in.}$	$\frac{1.25}{P}$
Clearance	$\frac{0.157}{P}$	$\frac{0.157}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.2}{P}$	$\frac{0.25}{P}$	$\frac{0.2}{P} + 0.002 \text{ in.}$	$\frac{0.25}{P}$
Working depth	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{1.6}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$	$\frac{2}{P}$
Whole depth	$\frac{2.157}{P}$	$\frac{2.157}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{1.8}{P}$	$\frac{2.25}{P}$	$\frac{2.2}{P} + 0.002 \text{ in.}$	$\frac{2.25}{P}$

Koefisien elastis bahan C_p

Elastic Coefficient, C_p

Non-localized Contact

Pinion Material and Modulus of Elasticity, E		Gear Material and Modulus of Elasticity			
		Steel	Cast iron	Aluminum Bronze	Tin Bronze
		30×10^6	19×10^6	17.5×10^6	16×10^6
Steel	30×10^6	2300	2000	1950	1900
Cast iron	19×10^6	2000	1800	1800	1750
Aluminum	17.5×10^6	1950	1800	1750	1700
Tin bronze	16×10^6	1900	1750	1700	1650

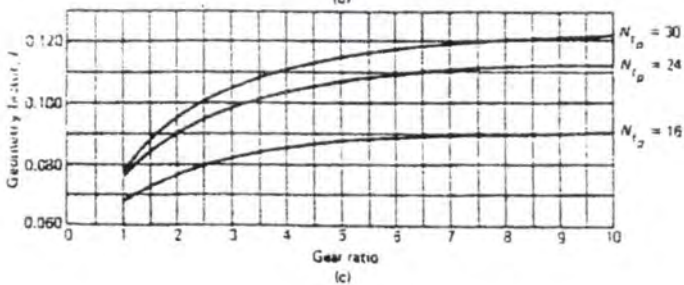
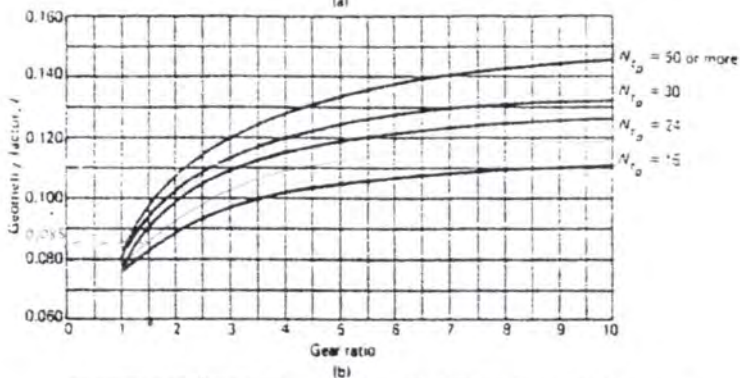
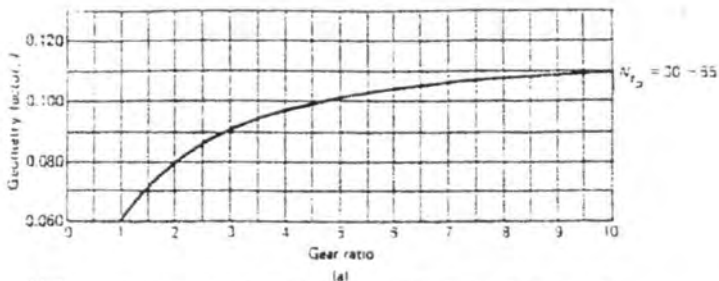
SOURCE: AGMA.

Poisson's ratio = 0.30

NOTE: When more exact values of E are obtained from roller contact tests, they can be used.

Lampiran 14

Faktor geometri I



Lampiran 15

Faktor Kekerasan

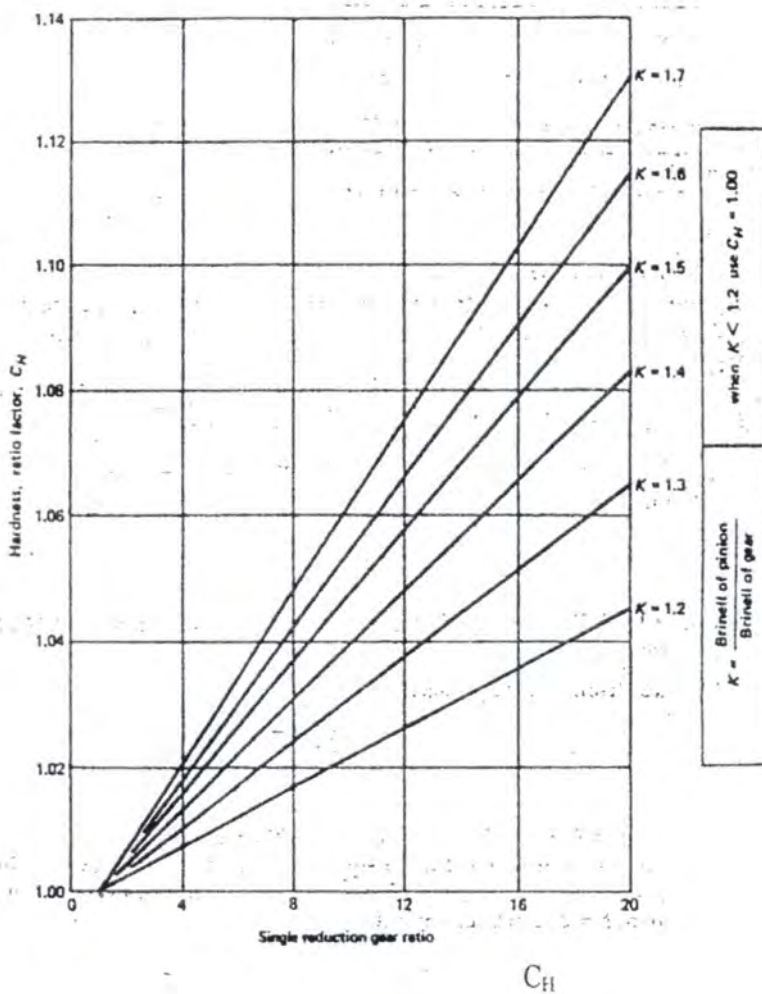


TABLE 14-3 Bearing selection data for single-row, deep-groove, Conrad-type ball bearings

A. Series 6200

Bearing number	Nominal bearing dimensions							Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C_o	Basic dynamic load rating, C
	d		D		B		r^a	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in			
6200	10	0.3937	30	1.1811	9	0.3543	0.024	0.500	0.984	0.07	520	885
6201	12	0.4724	32	1.2598	10	0.3937	0.024	0.578	1.063	0.08	675	1180
6202	15	0.5906	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.703	1.181	0.10	790	1320
6203	17	0.6693	40	1.5748	12	0.4724	0.024	0.787	1.380	0.14	1010	1660
6204	20	0.7874	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.969	1.614	0.23	1400	2210
6205	25	0.9843	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.172	1.811	0.29	1610	2430
6206	30	1.1811	62	2.4409	16	0.6299	0.039	1.406	2.205	0.44	2320	3350
6207	35	1.3780	72	2.8346	17	0.6693	0.039	1.614	2.559	0.64	3150	4450
6208	40	1.5748	80	3.1496	18	0.7087	0.039	1.811	2.874	0.82	3650	5050
6209	45	1.7717	85	3.3465	19	0.7480	0.039	2.008	3.071	0.89	4150	5650
6210	50	1.9685	90	3.5433	20	0.7874	0.039	2.205	3.268	1.02	4650	6050
6211	55	2.1654	100	3.9370	21	0.8268	0.059	2.441	3.602	1.36	5850	7500
6212	60	2.3622	110	4.3307	22	0.8661	0.059	2.717	3.996	1.73	7250	9050
6213	65	2.5591	120	4.7244	23	0.9055	0.059	2.913	4.390	2.18	8000	9900
6214	70	2.7559	125	4.9213	24	0.9449	0.059	3.110	4.587	2.31	8800	10 800
6215	75	2.9528	130	5.1181	25	0.9843	0.059	3.307	4.783	2.64	9700	11 400
6216	80	3.1496	140	5.5118	26	1.0236	0.079	3.504	5.118	3.09	10 500	12 600
6217	85	3.3465	150	5.9055	28	1.1024	0.079	3.740	5.512	3.97	12 300	14 600
6218	90	3.5433	160	6.2992	30	1.1811	0.079	3.937	5.906	4.74	14 200	16 600
6219	95	3.7402	170	6.6929	32	1.2598	0.079	4.213	6.220	5.73	16 300	18 800
6220	100	3.9370	180	7.0866	34	1.3386	0.079	4.409	6.614	6.94	18 600	21 100
6221	105	4.1339	190	7.4803	36	1.4173	0.079	4.606	7.008	8.15	20 900	23 000
6222	110	4.3307	200	7.8740	38	1.4961	0.079	4.803	7.402	9.59	23 400	24 900
6224	120	4.7244	215	8.4646	40	1.5748	0.079	5.197	7.992	11.4	26 200	26 900

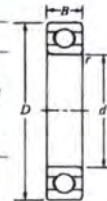


TABLE 14-3 (continued)

A. Series 6200, continued

Bearing number	Nominal bearing dimensions							Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C_0	Basic dynamic load rating, C
	d		D		B		r^*	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in			
6226	130	5.1181	230	9.0551	40	1.5748	0.098	5.669	8.504	12.7	29 100	28 700
6228	140	5.5118	250	9.8425	42	1.6535	0.098	6.063	9.291	19.6	29 300	28 700
6230	150	5.9055	270	10.6299	45	1.7717	0.098	6.457	10.079	25.3	32 500	30 000
6232	160	6.2992	290	11.4173	48	1.8898	0.098	6.850	10.886	32.0	35 500	32 000
6234	170	6.6929	310	12.2047	52	2.0472	0.118	7.362	11.535	38.5	43 000	36 500
6236	180	7.0866	320	12.5984	52	2.0472	0.118	7.758	11.929	41.0	46 500	39 000
6238	190	7.4803	340	13.3858	55	2.1654	0.118	8.150	12.717	50.5	54 500	44 000
6240	200	7.8740	360	14.1732	58	2.2835	0.118	8.543	13.504	61.5	60 000	46 500

B. Series 6300

6300	10	0.3937	35	1.3780	11	0.4331	0.024	0.563	1.181	0.12	805	1400
6301	12	0.4724	37	1.4567	12	0.4724	0.039	0.656	1.220	0.13	990	1680
6302	15	0.5906	42	1.6535	13	0.5118	0.039	0.781	1.417	0.18	1200	1980
6303	17	0.6693	47	1.8504	14	0.5512	0.039	0.875	1.614	0.25	1460	2360
6304	20	0.7874	52	2.0472	15	0.5906	0.039	1.016	1.772	0.32	1730	2760
6305	25	0.9843	62	2.4409	17	0.6693	0.039	1.220	2.165	0.52	2370	3550
6306	30	1.1811	72	2.8346	19	0.7480	0.039	1.469	2.559	0.76	3150	4600
6307	35	1.3780	80	3.1496	21	0.8268	0.059	1.688	2.795	1.01	4050	5800
6308	40	1.5748	90	3.5433	23	0.9055	0.059	1.929	3.189	1.40	5050	7050
6309	45	1.7717	100	3.9370	25	0.9843	0.059	2.126	3.583	1.84	6800	9150
6310	50	1.9685	110	4.3307	27	1.0630	0.079	2.362	3.937	2.42	8100	10 700
6311	55	2.1654	120	4.7244	29	1.1417	0.079	2.559	4.331	2.98	9450	12 300
6312	60	2.3622	130	5.1181	31	1.2205	0.079	2.835	4.646	3.75	11 000	14 100
6313	65	2.5591	140	5.5118	33	1.2992	0.079	3.031	5.039	4.63	12 600	16 000
6314	70	2.7559	150	5.9055	35	1.3780	0.079	3.228	5.433	5.51	14 400	18 000
6315	75	2.9528	160	6.2992	37	1.4567	0.079	3.425	5.827	6.61	16 300	19 600

TABLE 14-3 (continued)

B. Series 6300, continued

Bearing number	Nominal bearing dimensions							Preferred shoulder diameter		Bearing weight	Basic static load rating, C_0	Basic dynamic load rating, C
	d		D		B		r^a	Shaft	Housing			
	mm	in	mm	in	mm	in	in	in	in			
6316	80	3.1496	170	6.6929	39	1.5354	0.079	3.622	6.220	7.93	18 300	21 300
6317	85	3.3465	180	7.0866	41	1.6142	0.098	3.898	6.535	9.37	20 400	22 900
6318	90	3.5433	190	7.4803	43	1.6929	0.098	4.094	6.929	10.8	22 500	24 700
6319	95	3.7402	200	7.8740	45	1.7717	0.098	4.291	7.323	12.5	24 900	26 400
6320	100	3.9370	215	8.4646	47	1.8504	0.098	4.488	7.913	15.3	29 800	30 000
6321	105	4.1339	225	8.8583	49	1.9291	0.098	4.685	8.307	17.9	32 500	31 700
6322	110	4.3307	240	9.4488	50	1.9685	0.098	4.882	8.898	21.0	38 000	35 500
6324	120	4.7244	260	10.2362	55	2.1654	0.098	5.276	9.685	27.6	38 500	36 000
6326	130	5.1181	280	11.0236	58	2.2835	0.118	5.827	10.315	40.8	44 500	39 500
6328	140	5.5118	300	11.8110	62	2.4409	0.118	6.220	11.102	48.5	51 000	43 500
6330	150	5.9055	320	12.5984	65	2.5591	0.118	6.614	11.890	57.3	58 000	47 500
6332	160	6.2992	340	13.3858	68	2.6772	0.118	7.008	12.677	58	58 500	48 000
6334	170	6.6929	360	14.1732	72	2.8346	0.118	7.402	13.465	84	73 500	56 500
6336	180	7.0866	380	14.9606	75	2.9528	0.118	7.795	14.252	98	84 000	61 500
6338	190	7.4803	400	15.7480	78	3.0709	0.157	8.346	14.882	112	84 000	61 500
6340	200	7.8740	420	16.5354	80	3.1496	0.157	8.740	15.669	127	91 500	65 500

Source: NSK Corporation, Ann Arbor, MI.

^aMaximum fillet that corner radius will clear.

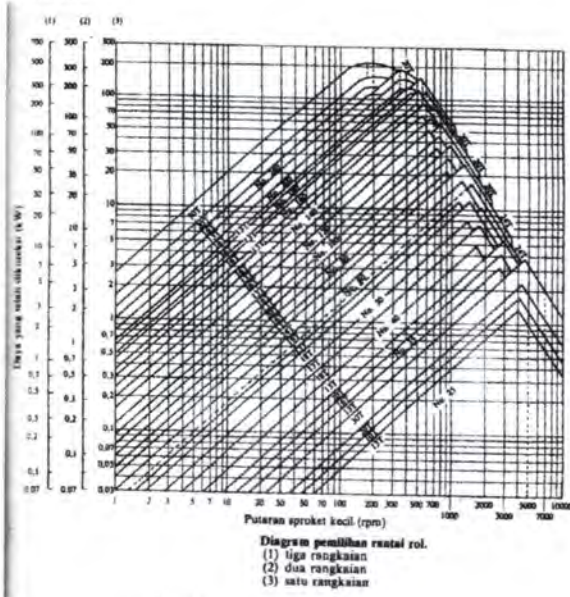
Lampiran 19
Tabel factor koreksi

Faktor koreksi f_c .

Tumbukan	Penggerak Pemakaian	Motor listrik atau turbin	Motor torak	
			Dengan transmisi hidrolik	Tanpa transmisi hidrolik
Transmisi halus	Konveyor sabuk dan rantai dengan variasi beban kecil, pompa sentrifugal dan blower, mesin tekstil umum, mesin industri umum dengan variasi beban kecil	1,0	1,0	1,2
Tumbukan sedang	Kompresor sentrifugal, propeler, konveyor dengan sedikit variasi beban, tanur otomatis, pengering, penghancur, mesin perkakas umum, alat-alat besar umum, mesin kertas umum	1,3	1,2	1,4
Tumbukan berat	Pres, penghancur, mesin pertambangan, bor minyak bumi, pencampur karet, rol, mesin penggetar, mesin-mesin umum dengan putaran dapat dibalik atau beban tumbukan	1,5	1,4	1,7

Lampiran 20

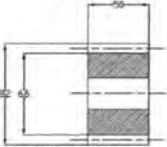

Tabel rantai




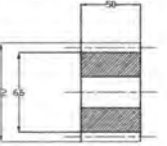

ANSI Chain Number	Pitch Inc. (mm)	Width Inc. (mm)	Minimum Tensile Strength F_t (N)	Average Weight Lb/ft (N/m)	Roller Diameter Inc. (mm)	Multiple Strand Spacing, Inc./mm
25	0.250 / 6.35	0.125 / 3.18	780 / 3,470	0.09 / 1.31	0.130 / 3.30	0.252 / 6.40
35	0.375 / 9.52	0.188 / 4.76	1,760 / 7,830	0.21 / 3.06	0.200 / 5.08	0.399 / 10.13
41	0.500 / 12.70	0.25 / 6.35	1,500 / 7,830	0.25 / 3.65	0.306 / 7.77	-
40	0.500 / 12.70	0.312 / 7.94	3,130 / 13,920	0.42 / 6.13	0.312 / 7.92	0.566 / 14.38
50	0.625 / 15.88	0.375 / 9.52	4,880 / 21,700	0.69 / 10.1	0.400 / 10.16	0.713 / 18.11
60	0.750 / 19.05	0.500 / 12.7	7,030 / 31,300	1.00 / 14.6	0.469 / 11.91	0.897 / 22.78
80	1.000 / 25.40	0.625 / 15.88	12,500 / 55,600	1.71 / 25.0	0.625 / 15.87	1.153 / 29.29
100	1.250 / 31.75	0.750 / 19.05	19,500 / 86,700	2.58 / 37.7	0.750 / 19.05	1.409 / 35.76
120	1.500 / 38.10	1.000 / 25.40	28,000 / 124,500	3.87 / 56.5	0.875 / 22.22	1.789 / 45.44
140	1.750 / 44.45	1.000 / 25.40	38,000 / 169,000	4.95 / 72.2	1.000 / 25.40	1.924 / 48.87
160	2.000 / 50.80	1.250 / 31.75	50,000 / 222,000	6.61 / 96.5	1.125 / 28.57	2.305 / 58.55
180	2.250 / 57.15	1.406 / 35.71	63,000 / 280,000	9.06 / 132.2	1.406 / 35.71	2.592 / 65.84
200	2.500 / 63.50	1.500 / 38.10	78,000 / 347,000	10.96 / 159.9	1.875 / 47.62	2.817 / 71.55
240	3.000 / 76.20	1.875 / 47.63	112,000 / 498,000	16.4 / 239	1.875 / 47.62	3.458 / 87.83

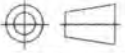
Lampiran 21

Tabel Gambar

RODA GIGI LURUS		SATUAN : mm			
Bentuk gigi	Standart	Lebar penuh			
Bentuk gigi	Standart	Lebar penuh			
P	3				
Sudut tekan	20°				
Jumlah gigi pinion	8				
Addendum	8				
Dedendum	10				
Clearance	2				

	Skala :	1 : 2	Digambar :	RIZAL P	Peringatan:
	Ukuran :	mm	Nrp :	2104030042	
	Tanggal :	22-11-08	Diperiksa :		
D3 TEKNIK MESIN ITS	PINION				A4

RODA GIGI LURUS		SATUAN : mm			
Bentuk gigi	Standart	Lebar penuh			
Bentuk gigi	Standart	Lebar penuh			
P	3				
Sudut tekan	20°				
Jumlah gigi pinion	8				
Addendum	8				
Dedendum	10				
Clearance	2				

	Skala :	1 : 2	Digambar :	RIZAL P	Peringatan:
	Ukuran :	mm	Nrp :	2104030042	
	Tanggal :	22-11-08	Diperiksa :		
D3 TEKNIK MESIN ITS	GEAR				A4



Gambar Gear



Gambar pinion



Gambar mesin penggiling daging teri



Gambar ikan teri sebelum proses



Gambar ikan teri sesudah proses



Gambar uji gaya gesek

RIWAYAT PENULIS



Nama : Rizal Purna Wibowo
NRP : 2104 030 042
Tempat/Lahir : Malang, 30 Maret 1986
Agama : Islam
Alamat : Griya Kebraon Utara Blok AF-24, Surabaya
Telp : 085645057022
Hobby : only FUTSAL

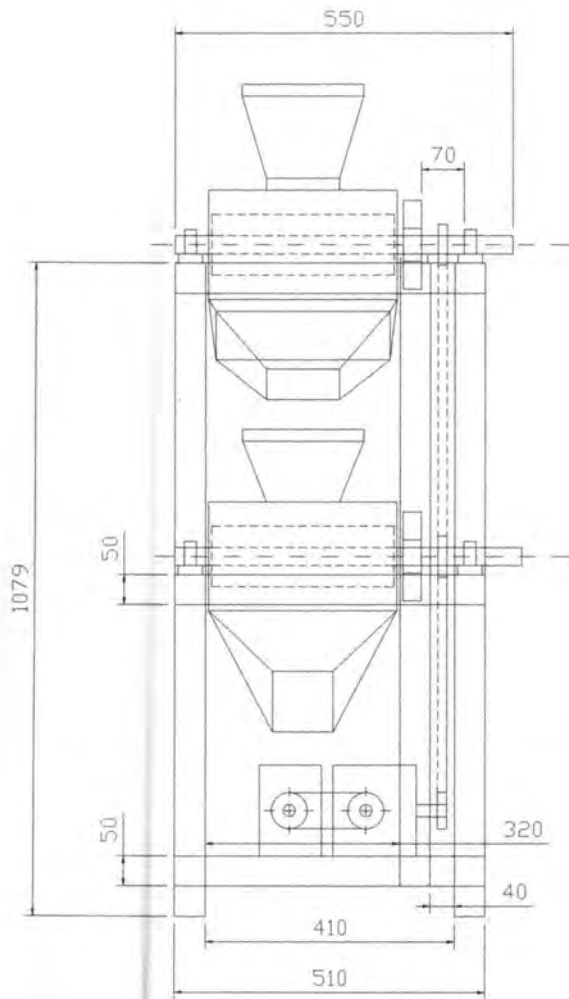
Riwayat Pendidikan

1. SDN KEBRAON II Surabaya 1992 - 1998
2. SLTPN 16 Surabaya, 1998 - 2001
3. SMUN 18 Surabaya 2001 - 2004
4. D3 Teknik Mesin ITS Surabaya 2004 - 2009

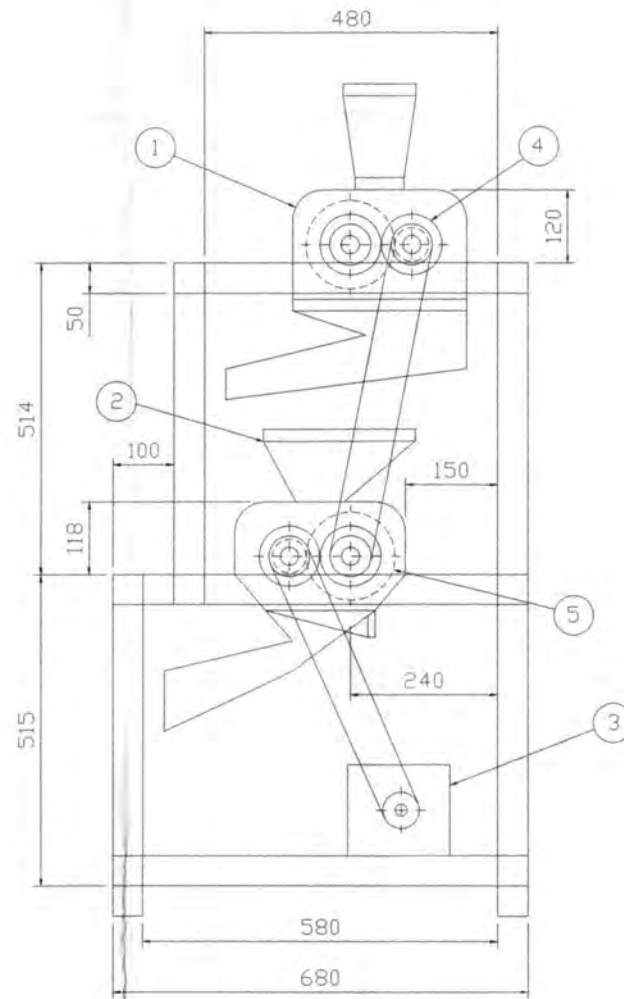
Pengalaman :

1. LKMM Pra TD FTI ITS
2. LKMM TD D3 Teknik Mesin

No.	Nama bagian	Bahan	Jml.	Catatan
1	ROLL ATAS	-	1	-
2	CORONG	-	1	-
3	DINAMO	-	1	-
4	ROLL	-	4	-
5	GEAR	-	2	-
6	PINION	-	2	-



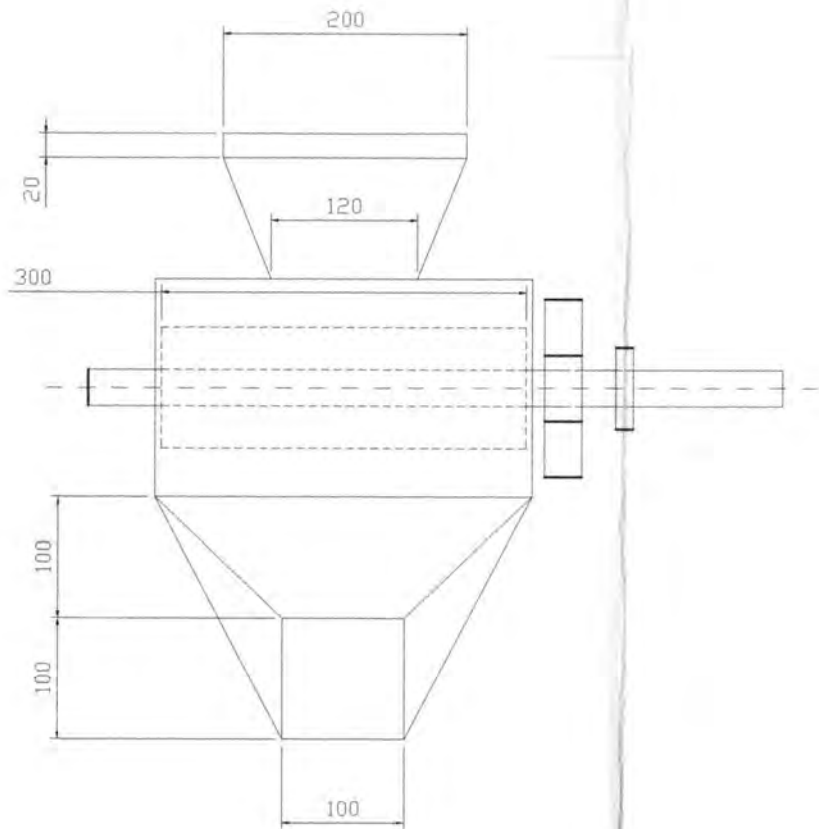
PANDANGAN DEPAN



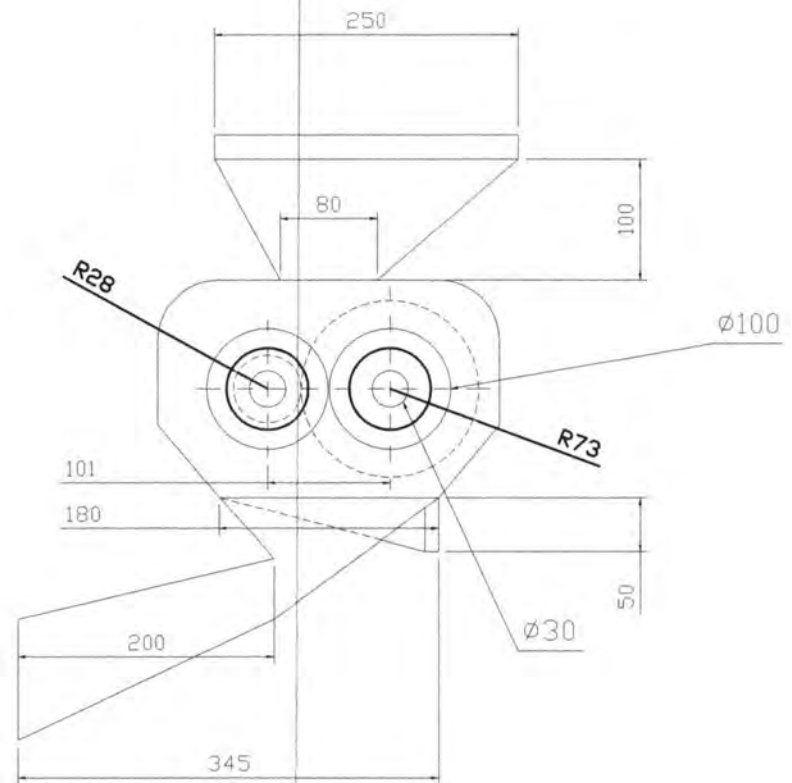
PANDANGAN SAMPING



	SKALA : 1:12	DIGAMBAR : RIZAL P	PERINGATAN
	SATUAN : mm	Nrp : 2104 030 042	
	TANGGAL : 10-01-2009	DILIHAT : Ir. NUR HUSODO, MSc	
LAB. D3. T. MESIN FTI-ITS	MESIN PENGGIJING IKAN		A4

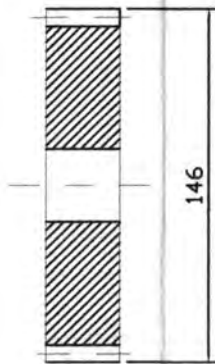


PANDANGAN DEPAN

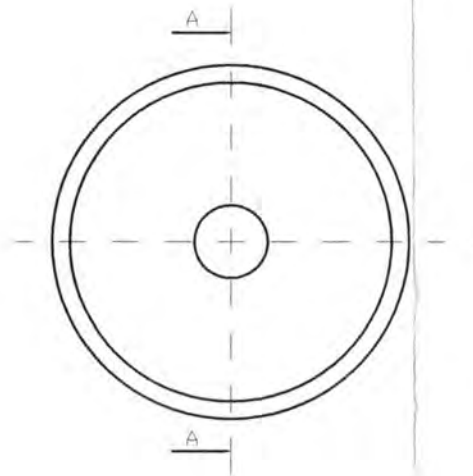


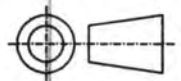
PANDANGAN SAMPING

	SKALA : 1:6	DIGAMBAR : RIZAL P	PERINGATAN
	SATUAN : mm	Nrp : 2104 030 042	
	TANGGAL : 10-01-2009	DILIHAT : Ir. NUR HUSODD, MSc	
LAB. D3. T. MESIN FTI-ITS	PART 2		A4



POTONGAN A-A



	SKALA : 1 : 4	DIGAMBAR : RIZAL P	PERINGATAN
	SATUAN : mm	Nrp : 2104 030 042	
	TANGGAL : 10-01-2009	DILIHAT : Ir. NUR HUSODO, MSc	
LAB. D3. T. MESIN FTI-ITS	GEAR		A4