



TUGAS AKHIR - TM 145648

**MENGHITUNG ULANG MESIN PENGADUK AMPAS TAHU
DENGAN PEMANAS UNTUK BAHAN PEMBUAT KUE**

**ACHMAD AZHAR MUNAWIR
NRP. 10211500010001**

**MUKHAMMAD NUR SATRIA
NRP. 10211500010038**

**Dosen Pembimbing 1
Ir. SYAMSUL HADI, MT**

**Dosen Pembimbing 2
Ir. SUHARIYANTO, MT**

**Instruktur Pembimbing
DIDIK SOFYAN, A.Md, ST, M.Psi**

**PROGAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN-DISNAKERTRANS
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



TUGAS AKHIR - TM 145648

**MENGHITUNG ULANG MESIN PENGADUK AMPAS TAHU
DENGAN PEMANAS UNTUK BAHAN PEMBUAT KUE**

**ACHMAD AZHAR MUNAWIR
NRP. 10211500010001**

**MUKHAMMAD NUR SATRIA
NRP. 10211500010038**

**Dosen Pembimbing 1
Ir. SYAMSUL HADI, MT**

**Dosen Pembimbing 2
Ir. SUHARIYANTO, MT**

**Instruktur Pembimbing
DIDIK SOFYAN, A.Md, ST, M.Psi**

**PROGAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN-DISNAKERTRANS
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**



FINAL PROJECT - TM 145648

**CALCULATING AGAIN WASTE TOFU MIXING MACHINE WITH
HEATER TO MAKE CAKE INGREDIENTS**

**ACHMAD AZHAR MUNAWIR
NRP. 10211500010001**

**MUKHAMMAD NUR SATRIA
NRP. 10211500010038**

**Counsellor Lecturer 1
Ir. SYAMSUL HADI, MT**

**Counsellor Lecturer 1
Ir. SUHARIYANTO, MT**

**Counsellor Instructor
DIDIK SOFYAN, A.Md, ST, M.Psi**

**DEPARTMENT OF D-III DISNAKERTRANSDUK MECHANICAL
ENGINEERING**

**Faculty of Technology
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2018**

MENGHITUNG ULANG MESIN PENGADUK AMPAS TAHU DENGAN PEMANAS UNTUK BAHAN PEMBUAT KUE

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Persyaratan
Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
pada

Bidang Studi Elemen Mesin
Program Studi D-3 TEKNIK MESIN
DISNAKERTRANS – ITS
Fakultas Vokasi
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

1. Achmad Azhar Munawir (10211500010001)
2. Mukhammad Nur Satria (10211500010038)

Disetujui oleh Pembimbing Tugas Akhir:

Pembimbing II



Ir. Suharivanto, MT
NIP. 19620424 198903 1 005



Instruktur Pembimbing

Didik Sofvan, A.Md, ST, M.Psi
NIP. 19660210 198602 1 004

MENGHITUNG ULANG MESIN PENGADUK AMPAS TAHU DENGAN PEMANAS UNTUK BAHAN PEMBUAT KUE

Nama : 1. Achmad Azhar Munawir
2. Mukhammad Nur Satria
NRP : 1. 10211500010001
2. 10211500010038
Jurusan : D3 Teknik Mesin FV-ITS
Dosen Pembimbing 1 : Ir.Syamsul Hadi, MT
Dosen Pembimbing 2 : Ir.Suhariyanto, MT
Instruktur Pembimbing : Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi

Abstrak

Hingga saat ini, penanganan limbah di Indonesia belum dapat dikatakan baik. Beberapa jenis limbah sebenarnya memiliki manfaat yang luar biasa jika dikelola dengan baik. Salah satunya adalah limbah ampas tahu yang memiliki kandungan protein dan serat yang tinggi dan dapat dimanfaatkan untuk meningkatkan ketahanan tubuh terhadap penyakit, dan dapat membantu untuk kesehatan pencernaan.

Berdasarkan kondisi tersebut, maka dibuat sebuah alat pengolah limbah ampas tahu menjadi tepung untuk bahan kue aneka rasa yang mengandung banyak gizi dan berguna bagi kesehatan tubuh. Cara pengoperasiannya adalah dengan cara memasukkan ampas tahu ke tabung pemanas kemudian melalui proses pengadukan sampai ampas tahu kering, setelah ampas tahu kering kemudian masukan ampas tahu ke penggiling untuk dijadikan menjadi tepung. Setelah itu tepung ampas tahu dikeluarkan.

Dari perencanaan dan perhitungan, dibutuhkan motor AC 0,75 HP untuk menggerakkan penggiling, motor DC 24 volt untuk mengaduk, dan kompor untuk memanaskan tepung setelah dari proses penggilingan. Setelah dilakukan uji coba, didapatkan tepung ampas tahu yang baik dengan butiran yang halus dan bersih serta waktu produksi yang efisien.

Kata Kunci: *kue aneka rasa, penggiling, ampas tahu*

CALCULATING AGAIN WASTE TOFU MIXING MACHINE WITH HEATER TO MAKE CAKE INGREDIENTS

Name :1. Achmad Azhar Munawir
2. Mukhammad Nur Satria
NRP :1. 10211500010001
2. 10211500010038
Departement : D3 Teknik Mesin FV-ITS
Counsellor 1 : Ir. Syamsul Hadi,MT
Counsellor 2 : Ir. Suhariyanto,MT
Counsellor Instructor : Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi

Abstract

Today in Indonesia, waste processin isn't well established by many residents. Few kinds of waste actually have values if it is well-manage. One of them is tofu waste shell can be used toincrease the body sustained of deseases and to help the prosess of digesion system. Because it countain of protein and has high fiber.

Based this condition, an equipment for processing tofu waste into flour as ingredients for making cakes is made the flour is used is not only to give flavour but also to have many nutrient enhancement. Anyway how to operte this machine, first Insert the waste tofu into heating tube until it is dry, then insert the dry waste tofu into disk mill finally the powder of waste tofu is taken out from the machine operate.

From the planning and calculating, it's need an AC motor with 0.75 HP to run the grinder, 24 Volt of DC motor for stirring, and a 300 Watt heater for producing a 100°C heat. After being experimented, water soluble calcium is well made with smooth grain, membrane-free and work efficiency

Key words : waste tofu, various flavour cake, heating

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas rahmat dan hidayah - Nya, tugas akhir yang berjudul **“Menghitung Ulang Mesin Pengaduk Ampas Tahu Dengan Pemanas Untuk Bahan Pembuat Kue”** ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan yang harus dipenuhi oleh setiap mahasiswa Program Studi D3 Teknik Mesin Produksi ITS-Disnaker Surabaya, sesuai dengan kurikulum yang telah ditetapkan. Selain itu, Tugas Akhir ini juga merupakan suatu bukti yang diberikan almamater dan masyarakat.

Banyak dorongan dan bantuan yang penulis dapatkan selama penyusunan Tugas Akhir ini sampai terselesaikannya laporan. Untuk itu penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghargaan sebesar-besarnya kepada :

1. Allah SWT dan junjungan besarku, Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwaku.
2. Bapak Ir. Syamsul Hadi, M.T dan Bapak Ir. Suhariyanto, M.T sebagai Dosen Pembimbing yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
3. Bapak Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi selaku instruktur pembimbing kami di Disnakertransduk Surabaya yang tiada hentinya memberikan ilmu otomasi guna menyelesaikan tugas akhir ini.
4. Bapak Ir. Suhariyanto, M.T selaku koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FV-ITS.
5. Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. selaku Ketua Departemen Teknik Mein Industri.
6. Bapak Jiwo Mulyono, Spd selaku koordinator program studi di Disnakertrans Surabaya.
7. Bapak Lahuri selaku kepala UPT Pandai Besi Ngingas, Wedoro, Sidoarjo.

8. Abah Selamat selaku bapak pembimbing lapangan di UPT Pandai Besi Ngingas, Wedoro, Sidoarjo (081553835239).
9. Bapak dan ibu dosen tim penguji yang telah memberikan kritik dan saran dalam penyempurnaan dan pengembangan Tugas Akhir ini.
10. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah.
11. Ayah dan Ibu serta saudara-saudaraku tercinta yang benar- benar memberikan dorongan dan semangat dengan cinta dan kasih sayangnya yang tiada batas dan tak terbalaskan, doa dan restunya.
12. Seluruh keluarga D3 Teknik Mesin Produksi FV-ITS yang telah membantu dalam pengerjaan Tugas Akhir ini. Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin.

Karena keterbatasan waktu dan kemampuan penulis, sebagai manusia biasa kami menyadari dalam penulisan ini masih terdapat beberapa kesalahan, keterbatasan, dan kekurangan. Oleh karena itu, kami mengharap kritik dan saran membangun sebagai masukan untuk penulis dan kesempurnaan Tugas Akhir ini. Semoga dengan penulisan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat bagi semua pihak yang memerlukan, mahasiswa D3 Mesin Disnaker pada khususnya.

Surabaya, 11 Juni 2018

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	vi
KATA PENGANTAR	viii
DAFTAR ISI.....	x
DAFTAR GAMBAR	xiv
DAFTAR TABEL	xv

BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan	2
1.4 Sistematika Penulisan	3
1.5 Sistematika Penulisan	4
1.6 Batasan Masalah.....	4

BAB II DASAR TEORI

2.1 Ampas Tahu	5
2.2 Analisa Gaya	5
2.5.1 Torsi Total	5
2.3 Perencanaan Rantai.	6
2.3.1 Daya Desain	6
2.3.2 Pemilihan Nomor Rantai	6
2.3.3 Diameter Sproket	6
2.3.4 Kecepatan Rantai	6
2.3.5 Panjang Rantai	6
2.3.6 Gaya Pada Rantai.....	7
2.4 Perencanaan Poros	7
2.4.1 Hal-hal yang penting dalam perencanaan.. ..	8
2.4.2 Bidang Horizontal Dan Vertikal	9
2.4.3 Momen Torsi	9
2.4.4 Momen Gabungan.....	9

2.4.5	Diameter Poros	9
2.5	Perencanaan Pasak..	9
2.5.1	Kedudukan Pasak Benam	10
2.5.2	Perbandingan Gaya F_1, F_2, F_3	10
2.6	Perencanaan Bantalan	14
2.6.1	Gesekan Pada Bantalan Roll.....	15
2.6.2	Beban Ekuivalen	16
2.6.3	Umur Bantalan	17
2.7	Kapasitas Mesin	17
2.8	Proses Pengambilan Data	18

BAB III METODOLOGI

3.1	Diagram Alir (flowchart) Menghitung Ulang Mesin Pengaduk Ampas Tahu Dengan Pemanas Untuk Bahan Pembuat Kue.	20
3.2	Tahapan Proses Menghitung Ulang Mesin Pengaduk Ampas Tahu Dengan Pemanas Untuk Bahan Pembuat Kue.	21
3.3	Cara Kerja Mesin Pengolah Limbah Ampas Tahu	22

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

4.1	Perencanaan Susunan Pengaduk Ampas Tahu ...	25
4.2	Analisa Gaya	26
4.2	Perhitungan Torsi	27
4.4	Analisa Daya	28
4.5	Perencanaan Rantai dan Sprocket	28
4.6	Analisa Perhitungan Poros	31
4.6.1	Diagram Beban Poros	31
4.6.2	Menghitung Beban Poros	32
4.6.2.1	Tinjauan bidang Horizontal.....	32
4.6.2.2	Tinjauan bidang Vertikal	35
4.6.2.3	Resultan Momen Bending Poros	31
4.7	Analisa Perhitungan Pasak..	42
4.7.1	Gaya yang Terjadi pada Pasak.....	42

4.7.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser	43
4.7.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi	44
4.8 Analisa Perhitungan Bantalan (<i>Bearing</i>)	45
4.8.1. Gaya Radial pada Bantalan A.....	45
4.8.1.1 Beban Equivalent Pada Bantalan A	46
4.8.1.2 Menghitung Umur Bantalan A	47
4.8.2. Gaya Radial pada Bantalan B	47
4.8.2.1 Beban Equivalent Pada Bantalan B	48
4.9 Kapasitas Produksi	49

BAB V KESIMPULAN DAN SARAN

5.1 Kesimpulan	50
5.2 Saran.....	51

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

DAFTAR GAMBAR

BAB II DASAR TEORI

Gambar 2.1	Konstruksi Poros, Pasak Dan Hub	10
Gambar 2.2	Kedudukan Pasak Pada Porosnya	11
Gambar 2.3	Tegangan geser pada pasak.....	12
Gambar 2.4	tegangan kompresi pada pasak	13
Gambar 2.5	Panjang pasak (L)	14
Gambar 2.6	Ball Bearing.....	15

BAB III METODOLOGI

Gambar 3.1	<i>Flowchart</i>	20
Gambar 3.2	<i>Desain Mesin Pengolah Limbah Ampas Tahu</i> ..	24

BAB IV PERHITUNGAN DAN PERENCANAAN

Gambar 4.1	<i>Susunan pengaduk ampas tahu</i>	25
Gambar 4.2	<i>Percobaan Untuk Mengetahui Gaya Mekanis</i> ..	26
Gambar 4.3	<i>Percobaan Untuk Mengetahui Gaya Beban</i>	27
Gambar 4.4	<i>Free Body Diagram</i>	31
Gambar 4.5	<i>Tinjauan Arah Horizontal pada Poros</i>	32
Gambar 4.6	<i>Potongan I-I Tinjauan Horizontal</i>	33
Gambar 4.7	<i>Potongan II-II Tinjauan Horizontal</i>	34
Gambar 4.8	<i>Tinjauan Arah Vertikal pada Poros</i>	35
Gambar 4.9	<i>Potongan I-I Tinjauan Vertikal</i>	36
Gambar 4.10	<i>Potongan II-II Tinjauan Vertikal</i>	37
Gambar 4.11	<i>Potongan III-III Tinjauan Vertikal</i>	39
Gambar 4.12	<i>Gaya yang Terjadi pada Pasak</i>	42
Gambar 4.13	<i>Gaya Kompresi pada Pasak</i>	43
Gambar 4.14	<i>Gaya geser pada pasak</i>	44

DAFTAR TABEL

BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Tabel 2.1	Harga rata – rata koefisien gesek pada bearing	15
Tabel 2.2	Ball Bearing Service Factors.....	17

BAB IV

Tabel 4.1	Hasil Gaya Mekanis	26
Tabel 4.2	Hasil Gaya Beban.....	27

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Konsumsi tahu di Indonesia meningkat dari tahun ke tahun sehingga produksi tahu juga mengalami peningkatan. Menurut data yang kami dapat dari Kementerian Pertanian RI terjadi peningkatan produksi tahu di provinsi Jawa Timur. Produksi tahu yang semakin meningkat ini menimbulkan semakin banyaknya limbah dari ampas tahu yang dihasilkan. Ampas tahu merupakan limbah dari proses produksi tahu yang digunakan sebagian orang untuk pakan ternak, tempe gembus, pupuk tanaman, dan digunakan campuran pembuatan kerupuk tahu. Ampas tahu yang terbentuk besarnya berkisar antara 25-35% dari produk tahu yang dihasilkan (Kaswinarni, 2007).

Kandungan gizi dari ampas tahu sendiri tak kalah tinggi dari kandungan gizi tahunya, saat ini belum mendapat perhatian. Para pakar kimiawi telah melakukan uji coba terhadap Ampas tahu, sehingga kandungan dari ampas tahu telah terbukti.

Ampas tahu memiliki kandungan protein dan serat serta kandungan air yang banyak. Ampas tahu dapat dijadikan sebagai bahan pakan sumber protein karena mengandung protein kasar cukup tinggi berkisar antara 23-29% (Mathius & Sinurat, 2001). Sedangkan serat berguna untuk mencegah kanker, mencegah diabetes mellitus, menjaga kesehatan jantung, menjaga berat badan ideal, dan untuk kesehatan pencernaan.

Dari hal-hal tersebut, ampas tahu mempunyai potensi besar sebagai produk yang menguntungkan, salah satunya yaitu memanfaatkan ampas tahu untuk pembuatan tepung kue aneka rasa yang mengandung banyak gizi dan berguna bagi kesehatan tubuh. Selain itu dapat meningkatkan nilai ekonomis dari ampas tahu dan dapat menjadi salah satu

alternatif peluang usaha sehingga akan terciptanya lapangan pekerjaan baru. Dan diharapkan tepung kue aneka rasa ini dapat menjadi kuliner khas yang dapat dijadikan daya tarik tersendiri bagi masyarakat luas dalam maupun luar negeri yang berkunjung ke Indonesia dan menambah keanekaragaman kuliner di Indonesia.

Oleh karena itu, dirancang mesin pengolah limbah ampas tahu menjadi tepung untuk pembuatan tepung kue aneka rasa yang berguna sebagai solusi pemanfaatan dari banyaknya limbah ampas tahu yang terbuang. Mesin ini menggunakan pengaduk dan kompor sebagai pengering ampas tahu. Luaran dari mesin ini berupa tepung dari ampas tahu untuk bahan pembuatan kue aneka rasa yang berguna sebagai makanan yang menyehatkan bagi kehidupan manusia.

1.2 Perumusan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana mendesain mesin pengolah limbah ampas tahu menjadi tepung untuk bahan pembuatan kue aneka rasa?
2. Bagaimana melakukan perhitungan pada pengaduk mesin pengolah limbah ampas tahu menjadi tepung untuk bahan pembuatan kue aneka rasa?

1.3 Tujuan

Adapun tujuan yang ingin diperoleh penulis dalam melakukan penelitian ini adalah sebagai berikut:

1. Menghasilkan desain mesin pengolah limbah ampas tahu menjadi tepung untuk bahan pembuatan kue aneka rasa

2. Menghitung ulang mesin pengaduk pengolah limbah ampas tahu menjadi tepung untuk bahan pembuatan kue aneka rasa

Perancangan pada mekanisme menghitung ulang mesin pengaduk limbah ampas tahu dengan pemanas meliputi :

1. Berapa gaya yang diperlukan untuk mengaduk limbah ampas tahu
2. Tipe rantai yang paling sesuai.
3. Berapa diameter poros yang aman digunakan.
4. Berapa daya motor yang diperlukan.

1.4 Sistematika Penulisan

Penyusunan Tugas Akhir ini terbagi dalam lima bab yang secara garis besar dapat dijelaskan sebagai berikut :

Bab I. PENDAHULUAN

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, tujuan, batasan masalah dan sistematika penulisan laporan tugas akhir.

Bab II. DASAR TEORI

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan laporan tugas akhir.

Bab III. METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan perhitungan ulang alat, diagram alir pembuatan alat dan proses mekanisme kerja alat.

Bab IV. HASIL DAN PEMBAHASAN

Pada bab ini dijelaskan mengenai tentang pengujian elemen mesin yang didapat setelah perencanaan dan perhitungan elemen mesin.

Bab V. KESIMPULAN DAN SARAN

Memuat kesimpulan berdasarkan tujuan Tugas Akhir dan rumusan masalah yang dibuat.

DAFTAR PUSTAKA

LAMPIRAN

1.5 Manfaat

Manfaat yang didapat dari Tugas Akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Sebagai solusi pemanfaatan limbah ampas tahu yang terbuang untuk dijadikan bahan pembuatan kue aneka rasa yang berguna sebagai makanan yang menyehatkan bagi kehidupan manusia.
2. Sebagai pengaplikasian Ilmu yang didapat dibangku perkuliahan

1.6 Batasan Masalah

Agar pembahasan dalam tugas akhir ini lebih terarah dan tidak melebar ke permasalahan lain maka diperlukan adanya batasan-batasan masalah, diantaranya sebagai berikut:

1. Tidak membahas mengenai metode Analisa Mekanika Fluida pada proses pengadukan
2. Penentuan kapasitas ampas tahu didapatkan berdasarkan percobaan yang dilakukan pada mesin pengolah limbah ampas tahu menjadi tepung untuk bahan pembuatan kue aneka rasa
3. Disk milll dianggap aman karena sudah diproduksi masal.
4. Getaran yang terjadi pada mesin diabaikan
5. Tidak membahas mengenai perpindahan panas.
6. Kekuatan sambungan las pada rangka diasumsikan aman untuk pemakaian.

(halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

DASAR TEORI

2.1 Ampas Tahu

Menurut Purwaningsih (2006), Mathius & Sinurat (2001), ampas tahu adalah limbah dari proses produksi tahu yang digunakan sebagian orang untuk pakan ternak, tempe gembus, pupuk tanaman, dan digunakan campuran pembuatan kerupuk tahu. Ampas tahu memiliki kandungan protein dan serat serta kandungan air yang banyak. Ampas tahu dapat dijadikan sebagai bahan pakan sumber protein karena mengandung protein kasar cukup tinggi berkisar antara 23-29%. Sedangkan serat berguna untuk mencegah kanker, mencegah diabetes mellitus, menjaga kesehatan jantung, menjaga berat badan ideal, dan untuk kesehatan pencernaan.

2.2 Analisa Gaya

Pada sub bab ini akan dibahas mengenai perencanaan daya yang digunakan, rantai dan sproket, poros, pasak, dan bantalan.

2.2.1 Analisa Daya

Setelah pembuatan mesin dilakukan pengukuran gaya untuk mendapatkan besar torsi, setelah itu besar daya yang dibutuhkan pada proses pengerolan dapat dihitung menggunakan rumus :

$$T = Fr \times r \quad (2.1)$$

$$T = 71620 \frac{P}{n}$$

$$P = \frac{T.n}{71620} \quad (2.2)$$

Dimana:

T	= torsi
F_{max}	= gaya pengerolan maksimal
r	= jari-jari sproket
N	= daya

n = putaran motor
 Pd = daya desain

2.3 Perencanaan Rantai

Dalam sub-bab ini menjelaskan tentang perencanaan rantai yang akan digunakan untuk menggerakkan bagian-bagian yang ada dalam mesin yang akan dibuat.

2.3.1 Daya Desain

Daya perencanaan diperoleh dari :

$$Pd = fc \times P \quad (2.3)$$

Dimana :

fc = faktor koreksi
 P = daya pengerolan

2.3.2 Pemilihan Nomor Rantai

Untuk memilih besarnya rantai yang sesuai dengan daya dan putarannya, maka dapat menggunakan gambar diagram pemilihan rantai.

2.3.3 Diameter Sproket

Diameter sproket dihitung dengan menggunakan rumus :

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N_t}\right)} \quad (2.4)$$

Dimana :

P = pitch

N_t = jumlah gigi

2.3.4 Kecepatan Rantai

Kecepatan rantai biasanya diartikan sebagai jumlah panjang (meter) yang masuk ke dalam sproket tiap satuan waktu (menit), sehingga dapat dinyatakan dengan :

$$V = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 1000} \quad (2.5)$$

Dimana :

V = kecepatan keliling sproket (m/s)

D = diameter sproket (mm)

n = putaran motor (rpm)

2.3.5 Panjang Rantai

Panjang rantai yang diperlukan dalam transmisi sproket dihitung berdasarkan jumlah *pitch*, sehingga

perhitungan panjang rantai secara pendekatan dapat dihitung dengan persamaan :

$$L = P \left(\frac{2x C}{P} + \frac{N_{t1} + N_{t2}}{2} + \frac{N_{t1} - N_{t2}}{4\pi^2 x \frac{C}{P}} \right) \quad (2.6)$$

Dimana :

P = Pitch (mm)

C = Jarak antar poros (mm)

N_{t1} = jumlah gigi sproket penggerak

N_{t2} = jumlah sisi sproket yang digerakkan

2.3.6 Gaya pada rantai

Besarnya gaya pada rantai dapat diperoleh dari persamaan :

$$F = \frac{T_1}{r_1} \quad (2.7)$$

Dimana :

F = gaya pada rantai

r = jari-jari sproket

2.4 Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap mesin. Hampir setiap mesin meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peran utama seperti itu dipegang oleh poros. Poros untuk meneruskan daya diklasifikasikan menurut pembebanannya sebagai berikut: (*Sumber : Sularso, 2004 Halaman 1*)

1. Poros Transmisi (line shaft)

Poros macam ini mendapat beban puntir murni atau puntir dan lentur. daya ditransmisikan kepada poros melalui kopling, roda gigi, belt, sproket atau rantai,dll.

2. Spindel

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

3. Gandar

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.

2.4.1 Hal-Hal Penting dalam Perencanaan

Untuk merencanakan sebuah poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan :

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 1)

1. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur seperti telah diutarakan di atas. Juga ada poros yang mendapat beban tarik atau tekan seperti poros baling-baling kapal atau turbin, dll.

Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan bila diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban diatas.

2. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi).

Karena itu, disamping kekuatan poros, kekakuannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3. Putaran kritis.

Jika putaran mesin dinaikkan dan menimbulkan getaran yang cukup besar maka getaran itu disebut putaran kritis. Oleh sebab itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

4. Korosi

Bahan – bahan anti korosi harus dipillih untuk propeller dan pompa bila terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjdi kavitasi pada

poros mesin yang berhenti lama.

2.4.2 Bidang Horizontal Dan Vertikal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan yang lain ditentukan. Dengan mengacu pada persamaan $\sum F = 0$ dan $\sum M = 0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horizontal dan vertikal dapat dihitung.

Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut kita akan bisa melihat letak momen terbesar pada poros.

2.4.3 Momen Torsi

Untuk mencari besar momen puntir pada poros dapat ditentukan menggunakan rumus:

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 7)

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_2} \dots \dots \dots (2.20)$$

Dimana :

T = Momen puntir ; kgf.mm

P_d = Daya rencana ; kW

2.4.4 Momen Gabungan

Untuk mencari momen resultan pada poros dapat menggunakan rumus sebagai berikut :

(Sumber : deustchmant, 1975 Halaman 338)

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \dots \dots \dots (2.21)$$

Dimana :

M = Momen bending gabungan ; kgf.mm

M_H = Momen bidang horizontal ; kgf.mm

M_V = Momen bidang vertikal ; kgf.mm

2.4.5 Diameter Poros

Ada suatu cara perhitungan yang populer dimana dicari lebih dahulu momen puntir ekuivalen yang dihitung menurut teori tegangan geser maksimum, dan momen lentur yang diperoleh dengan teori tegangan normal maksimum (τ_{max}).

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 8)

Maka dengan menggunakan teori tegangan geser maksimum dan penggabungan momen dan torsi, didapatkan pertambahan rumus:

(Sumber : *deustchmant, 1975 Halaman 338*)

$$\tau_{max} = \frac{0,5 S_{yp}}{N} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} \sqrt{M^2 + T^2}$$

Untuk mencari diameter poros dapat diuraikan menjadi:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 N}{0,5 s_{yp} \cdot \pi} \sqrt{M^2 + T^2}} \dots\dots\dots (2.22)$$

Dimana:

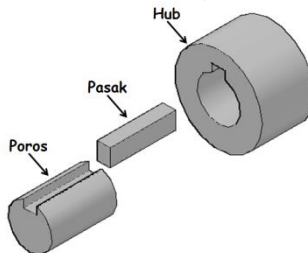
- τ_{max} = tegangan geser maksimum ; psi
- D = diameter poros ; mm
- S_{yp} = kekuatan tarik ; psi
- N = faktor keamanan

2.5 Perencanaan Pasak

Pasak adalah suatu elemen mesin yang dipakai untuk menetapkan bagian-bagian elemen mesin seperti roda gigi, sproket, pullet, kopling dll. Momen diteruskan dari poros ke naf atau dari naf ke poros.

Fungsi yang serupa dengan padak dilakukan pula pada spiline dan gerigi yang mempunyai gigi luar pada poros dan gigi dalam dengan jumlah gigi sama pada naf dan saling terkait yang satu dengan yang lain.

(Sumber : *Sularso, 2004 Halaman23*)



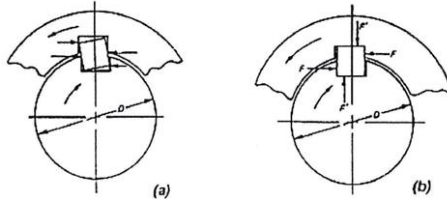
Gambar 2.1 Konstruksi Poros, Pasak Dan Hub

2.5.1 Kedudukan Pasak Benam

Kelonggaran yang mungkin terjadi pada sebuah komponen (pasak) yang menjadikan masalah pada analisis

tegangan kompleks yang tidak sepenuhnya dipahami. Pada gambar 2.7 a mengilustrasikan tentang bagaimana posisi pasak diputar menghasilkan distribusi tegangan yang parah dan kompleks di sisi dan di tepi dari pasak.

(Sumber : deustchmant, 1975 Halaman 365)



Gambar 2.2 Kedudukan Pasak Pada Porosnya

a. A Loose fit in the keyway

b. A tight fit in the keyway

Untuk menghindari terjadinya hal tersebut, maka toleransi harus diperhatikan dengan baik. Pemasangan yang tepat dapat dilihat gambar 2.7 b. Membuat distribusi tegangan yang merata di sepanjang pasaknya, dan hal ini akan memudahkan perhitungan-perhitungan pasaknya.

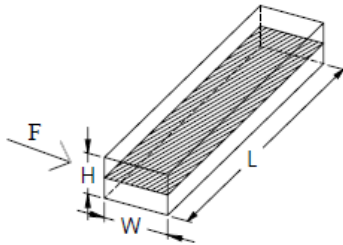
2.5.2 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat

Analisis perhitungannya pada pasak dapat dilakukan ketika poros berputar untuk mentransmisikan daya ke hub dengan perantara pasak, maka pada pasak akan terjadi tegangan geser dan tegangan kompresi akibat putaran poros.

- Tinjauan terhadap tegangan geser

Jika momen rencana dari poros adalah T (kg.mm) dan diameter poros d_s (mm), maka gaya tangensial F (kg) yang terjadi pada permukaan poros seperti pada gambar 2.8.

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman 25)



Gambar 2.3 tegangan geser pada pasak

Maka gaya geser yang bekerja pada penampang mendatar $W \times L$ oleh gaya F . Dengan demikian tegangan geser (kg/mm^2) yang ditimbulkan adalah

(Sumber : *Deuschmen, 1975 Halaman 366 - 367*)

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

$$S_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{W.L} = \frac{2T}{W.L.D}$$

Dimana :

W = lebar ; mm

L = panjang ; mm

$$S_s = \frac{0,58 \times S_{yp}}{N}$$

Untuk mencari panjang (L) pasak terhadap tegangan geser menggunakan rumus:

(Sumber : *Deuschmen, 1975 Halaman 367*)

$$L = \frac{2T}{S_s W D}$$

Dari uraian di atas, maka dapat disederhanakan menjadi rumus baru untuk mencari panjang pasak minimum yaitu:

$$\tau_s \leq |\tau_s|$$

$$\frac{F}{A} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\frac{F}{0,5 H L} \leq \frac{0,58 S_{yp}}{N}$$

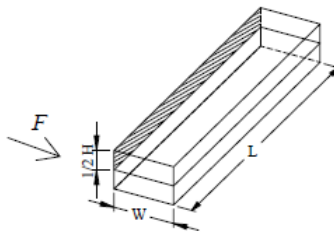
$$L \geq \frac{2 T N}{W D \cdot 0,58 S_{yp}} \dots \dots \dots (2.23)$$

Harga faktor keamanan menurut buku sularso tahun 2004 halaman 25, angka faktor keamanan sebagai berikut:

- 1 – 1,5 = beban yang dikenakan secara perlahan-lahan
- 1,5 – 3 = dikenakan tumbukan ringan
- 2 – 5 = dikenakan secara tiba-tiba tumbukan berat.

- **Tinjauan terhadap tegangan kompresi**

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk ke dalam poros dan setengahnya lagi masuk pada “hub” yang terkena gaya sehingga menyebabkan terjadi tegangan kompresi pada setengah permukaan samping seperti gambar dibawah ini:



Gambar 2.4 tegangan kompresi pada pasak

Maka tegangan kompresi akibat gaya tangensial F pada permukaan pasak adalah:

(Sumber : *Deutschmen, 1975 Halaman367*)

$$T = \frac{F}{0,5 D / 2}$$

$$S_c = \frac{F}{A} = \frac{F}{(W/2) L} = \frac{4T}{W.L.D}$$

Dimana :

A = luas bidang kompresi pada pasak
= 0,5 H x L

$S_c = S_{yp} / N$

Untuk mencari panjang (L) pasak terhadap tegangan kompresi menggunakan rumus:

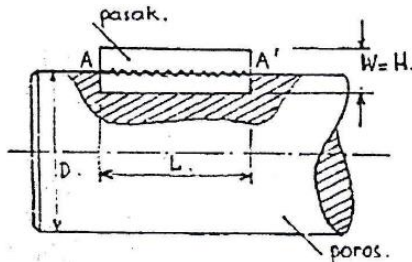
(Sumber : Deuschmen, 1975 Halaman367)

$$L = \frac{4T}{S_c W D}$$

Dari uraian di atas, maka dapat disederhanakan menjadi rumus baru untuk mencari panjang pasak minimum yaitu:

$$\begin{aligned} \sigma_c &\leq |\sigma_c| \\ \frac{F}{A} &\leq \frac{S_{cyp}}{N} \\ \frac{F}{0,5 HL} &\leq \frac{S_{yp}}{N} \\ L &\geq \frac{F N}{0,5 H D S_{yp}} \dots\dots\dots (2.24) \end{aligned}$$

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



Gambar 2.5 Panjang pasak (L)

2.6 Perencanaan Bantalan

Bantalan atau yang sering disebut Bearing adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan panjang umur. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik, maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak dapat bekerja seperti semestinya.

(Sumber : Sularso, 2004 Halaman103)

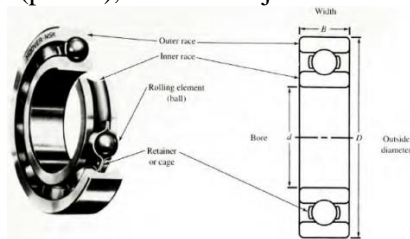
Bantalan dapat diklasifikasikan atas dasar gerakan bantalan terhadap poros yaitu:

1. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros yang berputar dan bersentuhan langsung dengan bearing yang diam. Lapisan pelumas sangat diperlukan untuk memperkecil gaya gesek dan temperatur yang timbul akibat gesekan tersebut.

2. Bantalan gelinding

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



Gambar 2.6 Ball Bearing

2.6.1 Gesekan Pada Bantalan Roll

Gesekan bantalan sangat dipengaruhi seperti *slip* oleh koefisien gesek antar roll. Berdasarkan akumulasi data uji, rata-rata koefisien gesekan untuk beberapa jenis bantalan yang diukur pada permukaan poros. Penting untuk diketahui untuk ditekanankan bahwa nilai untuk koefisien gesek diberikan dalam tabel memerlukan modifikasi jika terjadi perubahan suhu, beban, kecepatan, dan pelumasan yang nyata dari kisaran operasi normal pada faktor ini.

(Sumber : *Deutschen*, 1975 Halaman 482)

Tabel 2.1 Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

No.	Tipe Bearing	Start		Berjalan	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080

	Bearing				
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

Akibat adanya gesekan dapat menyebabkan kehilangan daya, secara pendekatan kehilangan daya tersebut dapat dihitung dengan rumus :

(Sumber : Deutchman, 1975 : 482)

$$hp = \frac{T.n}{63.025} = \frac{\mu.F_r.d.n}{126.050} \dots\dots\dots(2.25)$$

Dimana :

hp = Daya yang hilang karena gesekan ; hp

T = Torsi akibat gesekan ; lbf.in

F_r = Gaya radial pada bearing ; lbf

μ = koefisien gesek

2.6.2 Beban Ekivalen

Sesuai dengan definisi dari AFBMA yang dimaksud dengan Beban equivalent adalah beban radial yang konstan dan bekerja pada bantalan dengan ring dalam berputar sedangkan ring luar tetap. Ini akan memberikan umur yang sama seperti pada bantalan bekerja dengan kondisi nyata untuk beban dan putaran yang sama. Untuk menghitung beban equivalent menggunakan rumus :

(Sumber : Deutchman, 1975 : 485 dan 486)

$$P = F_s(X \cdot V \cdot F_R + Y F_a) \dots\dots\dots(2.26)$$

Dimana :

P = beban equifalen ; lb

F_s = Faktor pelayanan

F_a = beban aksial ; lb

F_r = beban radial ; lb

X = konstanta beban radial

V = faktor beban radial

ring dalam yang berputar V = 1

ring luar yang berputar V = 1,2

Y = konstanta beban aksial

Tabel 2.2 Ball Bearing Service Factors

Type Of Service	Multiply Calculated Load	
	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 intermittent shock load	3,0	2,0

(Sumber : Deutchman, 1975 : 489)

2.6.3 Umur Bantalan

Peringkat beban dasar (umur bantalan) untuk bantalan berbeda yang dilambang dengan C yang tercantum pada lampiran. Nilai C bergantung pada factor yang sama untuk menentukan C_0 kecuali parameter tambahan mengenai geometri pemuatan. Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus: .

(Sumber : Deutchman, 1975 : 485)

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^b \dots\dots\dots(2.27)$$

Dimana :

L_{10} = umur bantalan dalam jutaan revolusi pada 10% kegagalan; jam kerja

C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui ; lb

P = beban equivalent ; lb

b = 3, untuk bantalan dengan bola
= 10/3 untuk Bantalan Rol

n = putaran poros ; rpm

2.7 Kapasitas Mesin

Untuk dapat mengetahui kapasitas mesin menggunakan persamaan:

$$\text{Kapasitas} = \frac{\text{kuantitas}}{\text{waktu}} \dots\dots\dots(2.28)$$

Dimana :

Kapasitas = kapasitas mesin ; pcs/Jam

Kuantitas = jumlah produk ; pcs

Waktu = waktu proses ; jam

2.8 Proses Pengambilan Data

Uji coba pengadukan ampas tahu ini menggunakan variable beban : 2 kg, 3 kg, dan 4 kg.

Pada proses pengambilan keputusan berapa daya yang sesuai, dilakukan dengan uji coba satu kali setiap variasi beban yang digunakan. Kriteria keberhasilan adalah sebagai berikut :

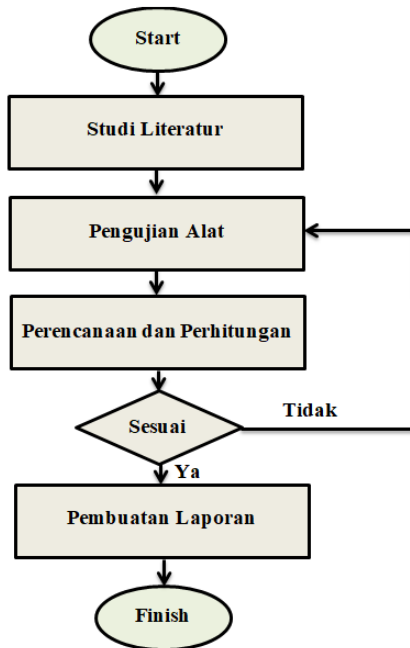
Tabel 2.3 Kriteria keberhasilan

NO	Kriteria	3 kg	4 kg	5 kg
1	Dapat mengaduk ampas tahu secara merata			
2	Ampas tahu tidak mengalami slip pada saat proses pengadukan			
3	faktor keamanan			

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan alat, secara keseluruhan proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir.

3.1 Diagram Alir (*Flow Chart*) Menghitung Ulang Mesin Pengaduk Ampas Tahu Dengan Pemanas Untuk Bahan Pembuat Kue.



Gambar 3.1 *Flow Chat*

3.2 Tahapan Proses Menghitung Ulang Mesin Pengaduk Ampas Tahu Dengan Pemanas Untuk Bahan Pembuat Kue.

Dalam pelaksanaan pembuatan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahapan sebagai berikut :

1. Studi Literatur

Pada tahap ini merupakan proses pencarian data dan referensi yang digunakan sebagai acuan pada proses perancangan sekaligus memperkuat ide yang sudah ada.

2. Pengujian Alat

Pengujian dengan cara mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian nanti akan dicatat dan dianalisa waktu yang diperlukan dalam pengolahan ampas tahu hingga menjadi berbentuk serbuk tepung yang siap untuk bahan pembuatan kue aneka rasa.

3. Perencanaan dan Perhitungan

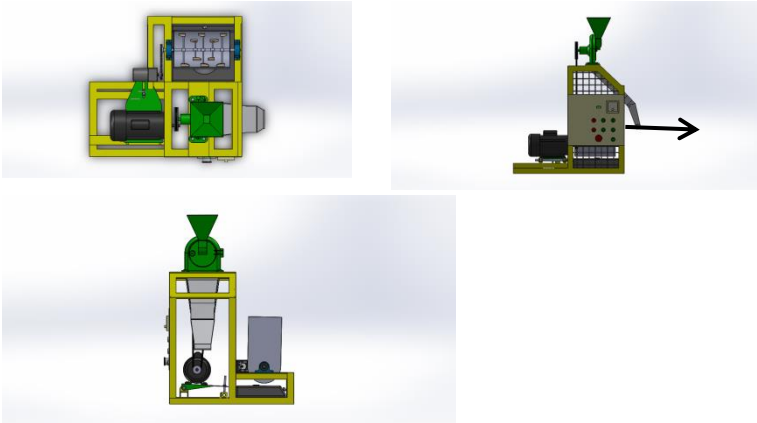
Pada tahap ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang tepat dengan memperhatikan data yang telah diperoleh dari studi literatur dan observasi. Rencana mesin yang akan dirancang adalah mesin pengolah limbah ampas tahu.

4. Pembuatan Laporan

Tahap ini merupakan akhir dari pembuatan mesin pengolah ampas tahu untuk dijadikan kue aneka rasa. Laporan ini sebagai pertanggung jawaban atas segala sesuatu yang terjadi dalam kegiatan tugas akhir ini.

3.3 Cara Kerja Mesin Pengolah Limbah Ampas Tahu

Mekanisme kerja dari mesin pengolah limbah ampas tahu ini menggunakan piringan yang memiliki 6 pin dengan dua diameter yang berbeda seperti ditunjukkan pada gambar di bawah ini :



Gambar 3.2 Desain Mesin Pengolah Limbah Ampas Tahu

Ketika kabel dihubungkan ke sumber listrik, maka mesin dalam kondisi *stand by*. Jika saklar motor 1 pada panel (7) dinyalakan, maka akan menyalakan motor pengaduk (3) dengan daya 0,048kw, kecepatan 20 rpm yang terletak di atas dudukan motor (15). Saat motor pengaduk menyala, *chain* (4) yang terhubung dengan poros motor akan berputar dengan arah putaran berlawanan jarum jam. *Chain* (6) akan mentransmisikan daya ke *Sproket* pengaduk (5) yang terhubung dengan poros pengaduk. Penyala pada kompor (7) dinyalakan sehingga elemen pemanas (13) menyala hingga suhu mencapai titik didih air 100°. Ampas tahu dimasukkan ke pengaduk (2) didalam panci diaduk (1). Tuas (14) diputar untuk menggulingkan wadah panci (9) dan mengeluarkan ampas tahu kering.

Ampas tahu yang telah digiling di keluarkan kemudian dimasukkan melalui *hopper* penggiling(11) dan masuk ke dalam disk mill (9). Saklar motor penggiling dinyalakan, maka motor penggiling akan menyala dan memutar poros yang terhubung dengan *pulley* (17). *V-belt* (16) mentransmisikan daya ke *pulley* yang terhubung dengan poros penggiling (18) sehingga penggiling (12) akan berputar dan menggiling ampas tahu kering. Setelah proses selesai, tutup penampung (10) dan wadah penampung (18) diangkat.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

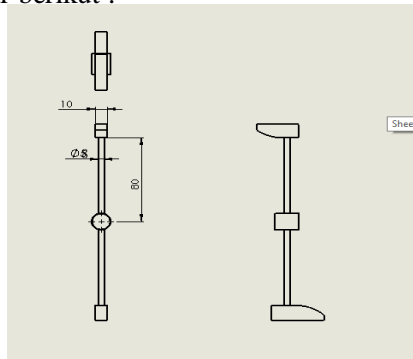
Pada bab ini akan dibahas tentang perhitungan mesin pengolah limbah ampas tahu, yaitu mengenai analisa daya gaya yang nantinya dibutuhkan dalam mesin agar mesin dapat berjalan dan berfungsi dengan baik.

Dimulai dari perhitungan gaya-gaya yang terjadi pada saat pengaduk diputar dengan beban, perhitungan daya motor pada saat bekerja dengan gaya maksimal dan dilanjutkan dengan perhitungan perencanaan elemen mesin yang mendukung bekerjanya mesin pengolah limbah ampas tahu sehingga aman dalam pengoperasiannya.

4.1 Perencanaan Susunan Pengaduk Ampas Tahu

Batang pengaduk direncanakan terdiri atas 10 buah yang terpasang pada poros, dengan spesifikasi panjang dari batang pengaduk 80mm. Batang pengaduk berbentuk silinder dengan $\varnothing = 8mm$, dan kayu pengaduk berbentuk persegi panjang dengan dimensi $p \times l = 10mm \times 5mm$

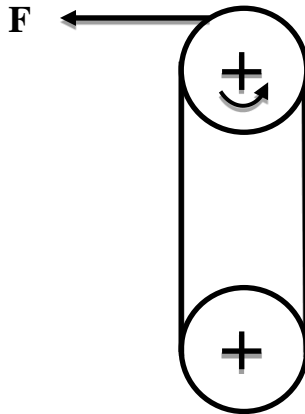
Susunan pengaduk ampas tahu direncanakan sesuai dengan gambar berikut :



Gambar 4.1 Susunan pengaduk ampas tahu

4.2 Analisa Gaya yang Terjadi pada Pengaduk

Gaya terbesar pada Batang Pengaduk didapatkan dari pengujian sehingga didapatkan gaya mekanis (F_{mek}) dan gaya beban (F_{beban}). Gaya mekanis didapatkan dengan cara melilitkan tali di poros pengaduk kemudian ditarik menggunakan neraca pegas sampai berputar dengan keadaan pengaduk tanpa diberikan beban dan keadaan mesin mati. Metoda percobaan dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 4.2 Percobaan Untuk Mengetahui Gaya Mekanis
Dari hasil percobaan tersebut didapatkan data gaya mekanis (F_{mek}) sebagai berikut :

Tabel 4.1 Tabel hasil percobaan Gaya Mekanis Pengolah Ampas tahu

Percobaan	Tanpa Beban (kg)	Gaya (kgf)
I	1	1,2
II	1	1,1
III	1	1,3

Dari data yang diperoleh didapatkan gaya terbesar, yaitu ($F_{tanpa\ beban}$) = 1,3 kgf

Gaya beban didapatkan dengan cara melilitkan tali pada *sproket* pengaduk kemudian ditarik menggunakan neraca pegas sampai *sproket* berputar dengan keadaan mesin mati. Metoda percobaan dapat dilihat pada gambar berikut :



Gambar 4.3 Percobaan Untuk Mengetahui Gaya Beban

Dari hasil percobaan tersebut didapatkan data gaya beban (F) sebagai berikut :

Tabel 4.2 Tabel hasil percobaan Gaya Beban Pengolah Limbah Ampas Tahu

Percobaan	Ampas Tahu (kg)	Gaya (kgf)
I	5kg	29
II	5kg	27
III	5kg	32

Dari data yang diperoleh didapatkan gaya beban terbesar, yaitu (F) = 32 kgf.

4.3 Perhitungan Torsi

Torsi dari proses pengadukan ampas tahu didapatkan pada saat pengujian beban digunakan $\varnothing sproket= 10,18$ cm dan

pada saat pengujian mekanik digunakan \emptyset poros pengaduk = 17 mm.

$$F = 32 \text{ kgf}$$

$$\begin{aligned} T &= (F_r \times r) \\ &= 32 \text{ kgf} \times 5,9 \text{ cm} \\ &= 188,8 \text{ kgf.cm} \\ &= 1888 \text{ kgf.cm} \end{aligned} \dots\dots\dots(4-1)$$

Dari hasil perhitungan diatas didapat nilai torsi total (T) = 188,8 kgf.cm = 1888 kgf.mm

4.4 Analisa Daya

Daya yang dibutuhkan mesin pengolah limbah ampas tahu unuk mengaduk ampas tahu dengan berat 4 kg yang dimasukkan secara bersamaan putaran motor yaitu 20 rpm, didapatkan perhitungan daya sebagai berikut :

$$\begin{aligned} T &= 71.6200 \frac{N}{n} \\ 188,8 \text{ kgf.cm} &= 71620 \frac{N}{20 \text{ rpm}} \\ 3776 &= 71620 \cdot N \\ N &= 0,0527 \text{ HP} \end{aligned}$$

Setara dengan : 1 HP = 0,745 kw
Maka N = 0,0527 HP x 0,745
= 0,0392 kw
= 0,04 kw \dots\dots\dots(4-2)

4.5 Perencanaan Rantai dan Sproket

- Daya Desain

$$\begin{aligned} P_d &= f_c \times P \\ P_d &= 1 \times 0,0392 \text{ kw} \\ P_d &= 0,0392 \text{ kw} \end{aligned} \dots\dots\dots(4-3)$$

- **Nomer rantai**

Berdasarkan diagram nomer rantai yakni= 40

- **Perbandingan Putaran**

Untuk mendapatkan putaran 1: 1 maka:

$$i = \frac{1}{1} = \frac{n_2}{n_1} = \frac{Nt_1}{Nt_2} \quad \dots\dots\dots(4-4)$$

$$\begin{aligned} \text{Putaran pada motor} &= n_1 = 20 \text{ rpm} \\ &= n_2 = 20 \text{ rpm} \end{aligned}$$

Jadi direncanakan:

$$Nt_1 \text{ (sproket 1)} = 28$$

$$Nt_2 \text{ (sproket 2)} = 28$$

No. Rantai = 40 (lampiran)

Pitch = 12,70mm

(n1` = putaran penggerak)

(n2 = putaran yang dihasilkan)

- **Diameter Sproket** \longrightarrow $p = \text{pitch} = 12,70\text{mm}$
 $Nt = \text{jumlah gigi}$

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt}\right)} \quad \dots\dots\dots(4-5)$$

$$D_1 = \frac{12,70}{\sin\left(\frac{180}{28}\right)}$$

$$D_1 = 113,42 \text{ mm}$$

$$D_2 = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{Nt}\right)}$$

$$D_2 = \frac{12,70}{\sin\left(\frac{180}{28}\right)}$$

$$D_2 = 113,42 \text{ mm}$$

Maka diameter sproket penggerak dan diameter sproket yang digerakkan sama, yaitu 113,42 mm

Kecepatan rantai

$$V = \frac{\pi D n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots(4-6)$$

$$= \frac{3,14 \times 113,42 \text{ mm} \times 20}{60 \times 1000}$$

$$= 0,12 \text{ m/s}$$

Kecepatan rantai yang bekerja yakni 0,12m/s

- Menghitung Panjang Rantai

Jarak sumbu poros yang ideal adalah antara $C = (30 \text{ s/d } 50) p$, untuk beban yang berfluktuasi jarak tersebut harus dikurangi sampai menjadi $20 p$. Panjang rantai yang diperlukan dapat dihitung berdasarkan jumlah pitch (L/p), secara berdekatan dapat dicari dengan persamaan:

$$L = p \left(\frac{2 \times c}{p} + \frac{Nt1 + Nt2}{2} + \frac{Nt1 - Nt2}{4\pi^2 \times \frac{c}{p}} \right) \dots\dots\dots(4-7)$$

Dimana = p = pitch (mm)

C = Jarak antar poros (mm)

$Nt1$ = Jumlah gigi sproket penggerak

$Nt2$ = Jumlah gigi sproket yang digerakkan

$$C = 30 \times 12,70$$

$$= 381 \text{ mm}$$

$$L = 12,70 \text{ mm} \left(\frac{2 \times 381 \text{ mm}}{12,70 \text{ mm}} + \frac{28 + 28}{2} + \frac{28 - 28}{4\pi^2 \times \frac{57 \text{ mm}}{381 \text{ mm}}} \right)$$

$$L = 12,70 \text{ mm} (60 + 28 + 0)$$

$$L = 1117,6 \text{ mm}$$

Panjang rantai yang diperlukan dengan perhitungan berdasarkan jumlah pitch, yakni 1117,6 mm

- Gaya yang bekerja pada penggerak

$$F = \frac{T1}{r1} \qquad W = V \cdot A$$

$$T1 = 974.000 \frac{p}{n} \qquad p = 0,048 \text{ kw} = 0,0643 \text{ HP}$$

$$= 974000 \frac{0,048}{20}$$

$$= 2337,6 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

$$F = \frac{T}{r} \dots\dots\dots(4-8)$$

$$F = \frac{2337,6 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{56,71 \text{ mm}}$$

$$F = 41,22 \text{ kgf}$$

$$F = 404,368 \text{ N}$$

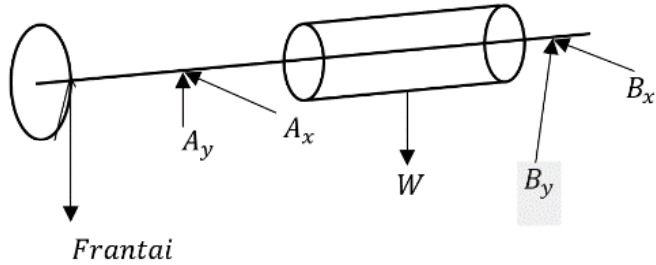
Berdasarkan perhitungan gaya yang dibutuhkan untuk penggerak yakni 404,368 N

4.6 Analisa Perhitungan Poros

Poros yang digunakan pada mesin pengolah limbah ampas tahu ini merupakan poros jenis transmisi. Sebelum mencari berapa besarnya diameter poros yang sebenarnya, terlebih dahulu harus mencari berapa besarnya momen torsi dan momen bending.

4.6.1 Diagram Beban Poros

Free Body Diagram



Gambar 4.4 *Free Body Diagram*

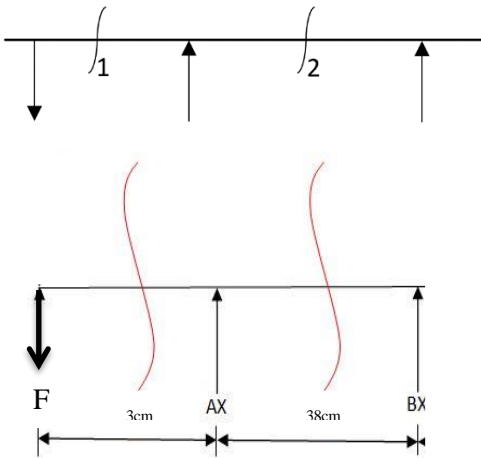
Dimana :

- F = Gaya yang menarik rantai (41,22kgf)
- A_x = Gaya yang terjadi pada bearing A dengan arah horizontal
- B_x = Gaya yang terjadi pada bearing B dengan arah horizontal

- A_y = Gaya yang terjadi pada bearing A dengan arah vertikal
- B_y = Gaya yang terjadi pada bearing B dengan arah vertikal
- $W_{sproket}$ = Berat dari sproket (2,94 N)
- $W_{pengaduk}$ = Berat dari pengaduk (19,62 N)
-

4.6.2 Menghitung Beban Poros Arah Horizontal dan Vertikal

4.6.2.1 Tinjauan Terhadap Bidang Horizontal



Gambar 4.5 Tinjauan Arah Horizontal pada Poros

a. Reaksi Tumpuan Arah Horizontal

$$\uparrow + \Sigma F_x = 0$$

$$- F + A_x + B_x = 0$$

$$- 404,368 \text{ N} + A_x + B_x = 0$$

$$A_x + B_x = 404,368 \text{ N} \quad \dots\dots\dots(1)$$

$$\cup \Sigma M_b = 0$$

$$-F (x_1 + x_2) + A_x (x_2) = 0$$

$$\begin{aligned}
 & -404,368\text{N} (41\text{cm}) + A_x (38) \\
 & -165,78,76 \text{ N.mm} + A_x (38) \\
 & A_x = \frac{165,78,76 \text{ N.mm}}{380 \text{ mm}} \\
 & A_x = 436,283 \text{ N} \quad \dots\dots\dots(2)
 \end{aligned}$$

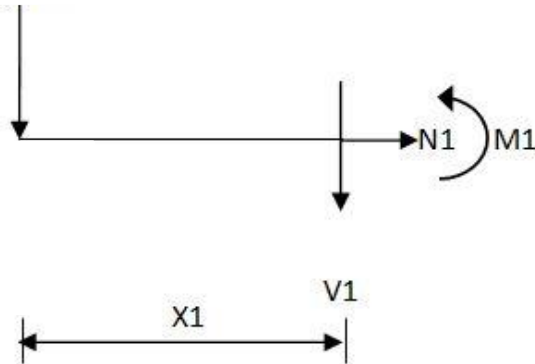
Substitusi hasil diatas dengan persamaan (1) dan (2)

$$\begin{aligned}
 A_x + B_x &= 404,368 \\
 A_x &= 436,283 \quad \text{maka :} \\
 B_x &= 404,368 - 436,283 = -31,915\text{N} \downarrow
 \end{aligned}$$

- Momen bending potongan 1-1

Potongan 1 – 1 ; $0 \leq x \leq 3$

F rantai



Gambar 4.6 Potongan I-I Tinjauan Horizontal

$$\begin{aligned}
 \uparrow +\Sigma F_x &= 0 \\
 -F - v_1 &= 0 \\
 -v_1 &= F \\
 -v_1 &= 404,368 \text{ N} \\
 v_1 &= -404,368 \text{ N} \\
 \\
 +\Sigma M_{pot\ 1} &= 0 \\
 -F (X_1) - M_{pot\ 1} &= 0
 \end{aligned}$$

$$M_{pot\ 1} = -F (X_1)N$$

$$M_{pot\ 1} = -404,368 (X_1) N$$

Jika :

$$X_1 = 0 ; \text{ maka } M_{pot} = 0 \text{ N.mm}$$

$$X_2 = 2 ; \text{ maka } M_{pot} = -4043,68 \text{ N (2)mm}$$

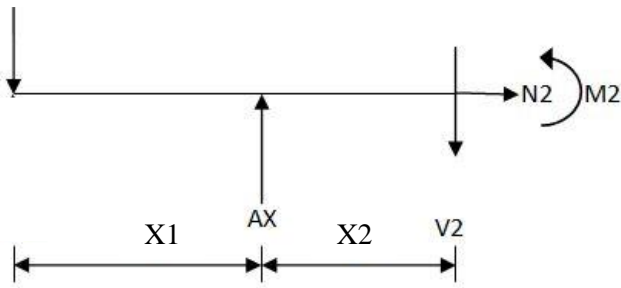
$$= -808,736N$$

$$X_3 = 3 ; \text{ maka } M_{pot} = 4043,68 \text{ N (3)mm}$$

$$= -1213,104N$$

- **Momen Bending di titik M_2**
Potongan II-II $0cm \leq X_2 \leq 38cm$

F rantai



Gambar 4.7 Potongan II-II Tinjauan Horizontal

$$\uparrow +\Sigma F_x = 0$$

$$F + A_x - v_2 = 0$$

$$v_2 = -F + A_x$$

$$v_2 = -404,368 \text{ N} + 436,283 \text{ N}$$

$$v_2 = 31,015$$

$$\cup + \Sigma M_{pot 2} = 0$$

$$-F (3\text{cm} + X_2) + A_x(X_2) - M_{pot 2} = 0$$

$$-404,368 \text{ N} (3\text{cm} + X_2) + 436,283 (X_2) - M_{pot 2} = 0$$

$$M_{pot 2} = -12131,04 \text{ N} \cdot \text{mm} - 404,368(X_2) + 436,283(X_2)$$

$$M_{pot 2} = -12131,04 \text{ N} \cdot \text{mm} + 31,915(X_2)$$

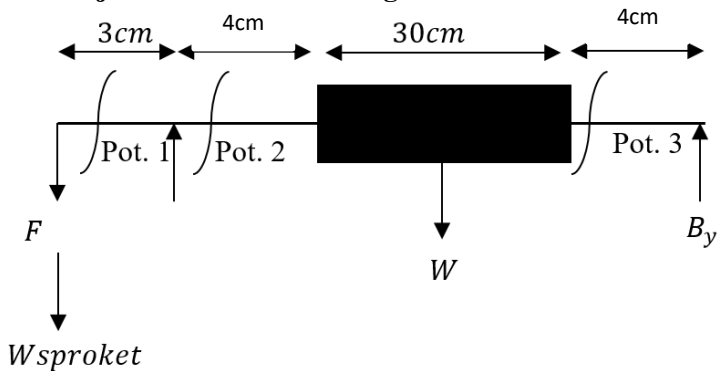
Jika :

$$X_2 = 0 ; \text{ maka } M_{pot 2} = 0 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$X_2 = 20 ; \text{ maka } M_{pot 2} = -12131,04 \text{ N} \cdot \text{mm} + 31,915(20) \text{ N} \cdot \text{cm} = -574,804 \text{ N} \cdot \text{cm}$$

$$X_2 = 38 ; \text{ maka } M_{pot 2} = -12131,04 \text{ N} \cdot \text{mm} + 319,15(38) \text{ N} \cdot \text{mm} = -3,34 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

4.6.2.2 Tinjauan Terhadap Bidang Vertikal



Gambar 4.8 Tinjauan Arah Vertikal pada Poros

- a. Reaksi Tumpuan Arah Vertikal

$$\begin{aligned} W \text{ Pengaduk} &= 2 \text{ Kg} \\ &= 2 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 19,62 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} W \text{ Sproket} &= 0,3 \text{ kg} \\ &= 0,3 \text{ Kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 \\ &= 2,94 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\uparrow + \Sigma F_x = 0$$

$$\begin{aligned}
 & - F - W_{\text{sproket}} + A_y - W_{\text{pengaduk}} + B_y = 0 \\
 & - 404,368 \text{ N} - 2,94 \text{ N} + A_y - 19,62 + B_y = 0 \\
 & - 426,928 + A_y + B_y = 0 \\
 & A_y + B_y = 426,928 \text{ N}
 \end{aligned}$$

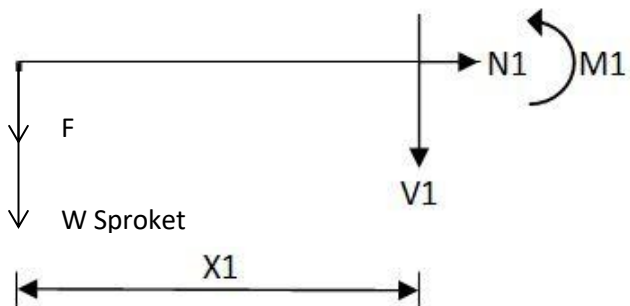
$$\cup \Sigma M_b = 0$$

$$\begin{aligned}
 & - W_{\text{sproket}} (41)\text{cm} - F (41) \text{ cm} + A_y (38) \text{ cm} - \\
 & \quad W_{\text{pengaduk}} (19)\text{cm} = 0 \\
 & - 2,94 \text{ N} (41)\text{cm} - 404,368\text{N} (41)\text{cm} + A_y (38) \text{ cm} - \\
 & \quad 372,78 \text{ N.cm} = 0 \\
 & A_y = \frac{-170.71,868 \text{ N.mm}}{380 \text{ mm}} \\
 & \quad = 449,259 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 A_y + B_y &= 426,928 \text{ N} \\
 449,259 \text{ N} + B_y &= 426,928 \text{ N} \\
 B_y &= 426,928 \text{ N} - 449,259 \text{ N} \\
 B_y &= -22,331 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Tinjauan Arah Vertikal

- Momen Bending di titik M_1
Potongan I-I $0 \leq X_1 \leq 3$



Gambar 4.9 Potongan I-I Tinjauan Vertikal

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-F - W_{sproket} - v_1 = 0$$

$$v_1 = -F - W_{sproket}$$

$$v_1 = -404,368 - 2,94 \text{ N}$$

$$v_1 = -407,308$$

$$\cup +\Sigma M_{pot\ 1} = 0$$

$$-F (X_1) - W_{sproket} (X_1) - M_{pot\ 1} = 0$$

$$M_{pot\ 1} = -4404,368 \text{ N} (X_1) - 2,49 \text{ N}(X_1)$$

$$M_{pot\ 1} = -407,308 (X_1)$$

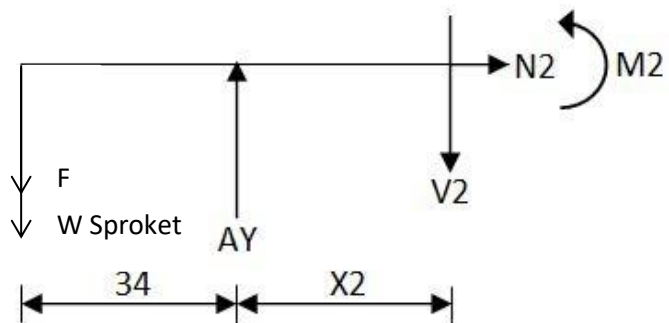
Jika :

$$X_1 = 0 ; \text{ maka } M_1 = 0 \text{ N.cm}$$

$$X_1 = 1 ; \text{ maka } M_1 = -4073,08 \text{ N.mm}$$

$$X_1 = 10 ; \text{ maka } M_1 = -407,308 (3) \\ = -12219,24 \text{ N.mm}$$

- Momen Bending di titik M_2
Potongan II-II $0 \leq 2 \leq 21$



Gambar 4.10 Potongan II-II Tinjauan Vertikal

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-F - W_{sproket} + A_y - v_2 = 0$$

$$\begin{aligned}
 v_2 &= -F - W_{sproket} + A_y \\
 v_2 &= -404,368 \text{ N} - 2,49 \text{ N} + 449,256 \text{ N} \\
 v_2 &= 42,401 \text{ N}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \cup + \Sigma M_{pot\ 2} &= 0 \\
 -F (X_1 + X_2) - W_{sproket} (X_1 + X_2) + A_y (X_2) \\
 &\quad - M_{pot\ 2} = 0 \\
 M_{pot\ 2} &= -F (X_1 + X_2) - W_{sproket} (X_1 + X_2) \\
 &\quad + A_y (X_2) \\
 M_{pot\ 2} &= -404,368 (3\text{cm} + X_2) - 2,49\text{N} (3 + X_2) \\
 &\quad + 26,468 (X_2) \\
 M_{pot\ 2} &= -12131,04 \text{ N} \cdot \text{mm} - 404,368 \text{ N} (X_2) \\
 &\quad - 74,7 \text{ N} \cdot \text{mm} - 2,49 \text{ N} (X_2) \\
 &\quad + 26,468 \text{ N} (X_2) \\
 M_{pot\ 2} &= -12205,74 \text{ N} \cdot \text{mm} - 380,39 \text{ N} (X_2)
 \end{aligned}$$

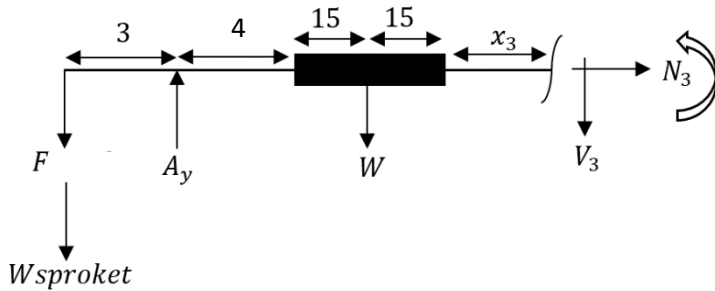
Jika :

$$X_2 = 0 ; \text{ maka } M_{pot\ 2} =$$

$$\begin{aligned}
 X_2 = 10 ; \text{ maka } M_{pot\ 2} \\
 &= -12205,74 \text{ N} \cdot \text{mm} - 380,39\text{N} (10) \\
 &= -50240,4 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 X_2 = 19; \text{ maka } M_{pot\ 2} \\
 &= -12205,74 \text{ N} \cdot \text{mm} - 380,39\text{N} (19) \\
 &= -84479,84 \text{ N} \cdot \text{mm}
 \end{aligned}$$

- Momen Bending di titik M_3
Potongan III-III $0 \leq 3 \leq 4$



Gambar 4.11 Potongan III-III Tinjauan Vertikal

$$\uparrow +\Sigma F_y = 0$$

$$-F - W_{sproket} + A_y - v_3 = 0$$

$$v_3 = -404,368 \text{ N} - 3,49 \text{ N} + 449,259 \text{ N} - 19,62 \text{ N}$$

$$v_3 = -22,781 \text{ N}$$

$$\curvearrowright +\Sigma M_{pot\ 3} = 0$$

$$-F(37 + X_3) - W_{sproket}(37 + X_3) + A_y(34 + X_3) - W(15 + X_3) - M_{pot\ 3} = 0$$

$$M_{pot\ 3} = -4043,68 \text{ N} \cdot \text{mm}(37 + X_3)$$

$$- 2,49 \text{ N}(37 + X_3)$$

$$+ 449,259 \text{ N}(34 + X_3)$$

$$- 19,62 \text{ N}(15 + X_3)$$

$$M_{pot\ 3} = -149616,16 \text{ N} \cdot \text{mm} - 404,368(X_3)$$

$$- 921,3 \text{ N} \cdot \text{mm} - 2,49(X_3)$$

$$+ 152748,06 \text{ N} \cdot \text{mm} + 449,259(X_3)$$

$$- 2943 \text{ N} \cdot \text{mm} - 19,62(X_3)$$

$$M_{pot\ 3} = -726,24 \text{ N} \cdot \text{mm} + 22,781(X_3)$$

Jika :

$$X_3 = 0 ; \text{ maka } M_{pot\ 3} = -726,24 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$X_3 = 3 ; \text{ maka } M_{pot\ 3} = -726,24N.mm + 22,781(3) \\ = 681,54 N.mm$$

$$X_3 = 6; \text{ maka } M_{pot\ 3} = -726,24N.mm + 22,781(6) \\ = 1366,26 N.mm$$

4.6.2.3 Resultan Momen Bending pada Poros

Untuk mencari momen resultan pada poros dapat menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$M_r = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2}$$

Dimana :

- $M_H = -12131,04 N.mm$ (Momen terbesar yang terjadi pada bidang horizontal)
- $M_V = -84479,84 N.mm$ (Momen terbesar yang terjadi pada bidang vertikal)

Maka,

$$M_b = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2}$$

$$M_b = \sqrt{(-12131,04 N.mm)^2 + (-84479,84 N.mm)^2}$$

$$M_b = \sqrt{14716213,15 N.mm + 713684336,6 N.mm}$$

$$M_b = \sqrt{728400549,8 N.mm}$$

$$M_b = 8534,638 N.cm = 8699,9 kgf.mm$$

4.6.3 Menghitung Diameter Poros

Dari data bahan poros telah ditentukan sehingga diperoleh strength yield point (Syp). Dengan data tersebut kemudian dilakukan perhitungan diameter poros dengan persamaan :

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16.Mb}{\pi.ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16.Mt}{\pi.ds^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 Syp}{sf}$$

Dimana :

$M_b = \text{Resultan momen bending (8699,9 kgf.mm)}$

$M_t = \text{Momen torsi}$

$sf = \text{safety factor (2)}$

$$\sigma_{yp} = ST 60$$

$$= 70 \text{ kg/mm}^2 \times 0,7$$

$$\sigma_{yp} = 42 \text{ kg/mm}^2$$

(lampiran 8)

$$\begin{aligned} \text{- Mencari } Mt &= 974.000 \frac{p}{n} \\ &= 974.000 \frac{0,048}{20} \\ &= 2337,6 \text{ kg.mm} \end{aligned}$$

- Beban $\sigma_{yp} = 42 \text{ kg/mm}^2$ (Bahan poros ST 60)(lampiran 8)

Maka :

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{16. Mb}{\pi. ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16. Mt}{\pi. ds^3}\right)^2} \leq \frac{0,5 Syp}{sf}$$

$$\tau_{max} = \left(\frac{16. Mb}{\pi. ds^3}\right)^2 + \left(\frac{16. Mt}{\pi. ds^3}\right)^2 \leq \left(\frac{0,5. Syp}{sf}\right)^2$$

$$\tau_{max} = \frac{(16. Mb)^2 + (16. Mt)^2}{(\pi. ds^3)^2} \leq \left(\frac{0,5. Syp}{sf}\right)^2$$

$$\tau_{max} = \frac{(16. 8699,9 \text{ kg.mm})^2 + (16. 2337,6 \text{ kg.mm})^2}{\left(\frac{0,5. 42}{2}\right)^2} \leq (\pi. ds^3)^2$$

$$\tau_{max} = \frac{(139198,4)^2 + (37401,6)^2}{(10,5)^2} \leq (\pi. ds^3)^2$$

$$\tau_{max} = \frac{19376194560 + 1398879683}{110,25} \leq \pi^2. ds^6$$

$$\tau_{max} = \frac{20775074240}{110,25} \leq \pi^2. ds^6$$

$$\tau_{max} = \frac{188436047,6}{3,14^2} \leq ds^6$$

$$\tau_{max} = \frac{188436047,6}{9,8596} \leq ds^6$$

$$\tau_{max} = 19111936,35 \leq ds^6$$

$$\tau_{max} = \sqrt{19111936,35} \leq ds$$

$$\tau_{max} = 16,351 \text{ mm} \leq ds$$

Agar perencanaan poros tersebut aman nilai $\geq 16,351 \text{ mm}$.

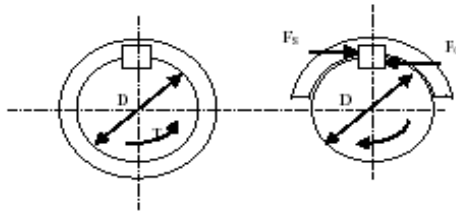
4.7 Analisa Perhitungan Pasak

Dengan diameter poros 17 mm, maka didapatkan diameter poros antara $\left(\frac{11}{16} - 1\right)$ in dengan tipe *square* maka nilai W dan H sebagai berikut :

$$W = \frac{1}{8} \text{ in } (4,76 \text{ mm})$$

$$H = \frac{1}{8} \text{ in } (4,76 \text{ mm})$$

4.7.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak



Gambar 4.12 Gaya yang Terjadi pada Pasak

Gaya pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$F = \frac{T_{poros}}{0,5 \times D_p}$$

Diketahui :

$$T_{poros} = 1888 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$D_p = \text{Diameter poros } (17 \text{ mm})$$

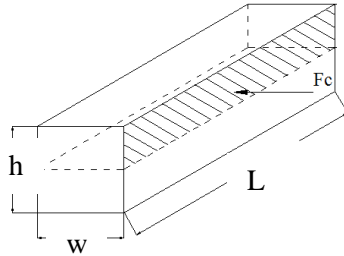
Maka :

$$F = \frac{1888 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{0,5 \times 17 \text{ mm}}$$

$$F = \frac{1888 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{8,5 \text{ mm}}$$

$$F = 222,1176 \text{ kgf} = 2178,9736 \text{ N}$$

4.7.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi



Gambar 4.13 Gaya Kompresi pada Pasak

Tegangan kompresi yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

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

$$\frac{4T}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{yp}}{sf}$$

Dimana :

$$T_{poros} = 1888 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

$$W = 4,76 \text{ mm}$$

$$D_p = 17 \text{ mm}$$

$$S_{yp} = 42 \text{ kg/mm}^2$$

$$sf = 2,5$$

$$kc = 1 - 1,2$$

$$ks = 0,6 - 0,8$$

Maka :

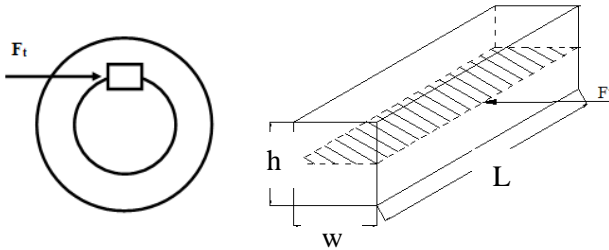
$$L \geq \frac{4 \cdot T_{poros} \cdot sf}{W \cdot D_p \cdot S_{yp} \cdot kc}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot 1888 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 2,5}{4,76 \text{ mm} \cdot 17 \text{ mm} \cdot 42 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 1}$$

$$L \geq \frac{18880}{3398,64}$$

$$L \geq 5,5551 \text{ mm}$$

4.7.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser



Gambar 4.14 Gaya geser pada pasak

Gaya tangensial yang bekerja pada pasak menyebabkan tegangan geser. Adapun tegangan geser yang bekerja pada pasak dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p}$$

$$\frac{2T}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{yp}}{sf}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot T_{poros} \cdot sf}{W \cdot D_p \cdot S_{yp}}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 1888 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 2,5}{4,76 \text{ mm} \cdot 17 \text{ mm} \cdot 42 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \cdot 0,6}$$

$$L \geq \frac{9440}{2039,184}$$

$$L \geq 4,6293 \text{ mm}$$

4.8 Analisa Perhitungan Bearing

Dari analisa dan perhitungan pada bagian sebelumnya diperoleh data-data sebagai berikut :

1. Diameter Poros (D_p) : 17 mm
2. F dititik A $A_x = 3,3519 N = 0,34179 kgf = 0,7535 lb$
 $A_y = 166,3019 N = 16,9581 kgf = 37,3862 lb$
3. F dititik B $B_x = 1,3567 N = 0,13834 kgf = 0,3049 lb$
 $B_y = 52,8044 N = 5,3845 kgf = 11,8709 lb$

4.8.1 Gaya Radial pada Bantalan A

Dari hasil analisa & perhitungan poros maka diperoleh: diameter poros yang dipilih 17mm

- Gaya bantalan pada titik A= $F_{ax} = 436,292 N$
 $F_{ay} = 449,259 N$
- Gaya bantalan padatitik B= $F_{bx} = -31,924 N$
 $F_{by} = -22,331 N$

Gaya radial pada bantalan A dapat dihitung dengan rumus:

$$\begin{aligned} F_{ax} &= 436,292 N \\ &= 44,474 kgf \\ &= 98,03 lbf \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{ay} &= 449,259 N \\ &= 45,79 kgf \\ &= 100,96 lbf \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{bx} &= 31,92 N \\ &= 3,25 kgf \\ &= 7,17 kgf \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} F_{by} &= 22,33 N \\ &= 2,27 kgf \\ &= 5,01 lbf \end{aligned}$$

$$F_r = \sqrt{(F_{Ax})^2 + (F_{Ay})^2}$$

$$F_r = \sqrt{(98,03 lbf)^2 + (110,96 lbf)^2}$$

$$F_r = \sqrt{9609,88 \text{ lbf}^2 + 1526,5352 \text{ lbf}^2}$$

$$F_r = \sqrt{19802,8 \text{ lbf}^2}$$

$$F_r \cdot A = 140,72 \text{ lb}$$

4.8.1.1 Perhitungan Beban Equivalent Pada Bantalan A

Untuk mengetahui beban ekuivalen dapat diketahui melalui persamaan :

$$P = V \cdot X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

4.8.1.2 Menghitung Umur Bantalan A

Untuk mengetahui berapa umur bantalan yang nantinya diganti baru, maka umur bantalan dapat diperkirakan menggunakan rumus sebagai berikut :

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

Dimana :

C

= 2340 lbf, ball bearing (lihat tabel pada lampiran 11)

$b = 3$ (untuk ball bearing); 3,33 (untuk rolling bearing)

$n_p = 4200 \text{ rpm}$ (putaran poros)

$P = \text{Beban ekuivalen}$

Sehingga :

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

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 4200 \text{ rpm}} \left(\frac{2340 \text{ lbf}}{39,0794 \text{ lbf}} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{252000} (214686,1529)$$

$$L_{10} = 851929,1782 \text{ jam}$$

4.8.2 Gaya Radial pada Bantalan B

Gaya radial pada bantalan A dapat dihitung dengan rumus:

$$F_{rA} = \sqrt{(B_x)^2 + (B_y)^2}$$

$$F_r = \sqrt{(7,17 \text{ lbf})^2 + (5,01 \text{ lbf})^2}$$

$$F_r = \sqrt{51,40 \text{ lbf}^2 + 25,10 \text{ lbf}^2}$$

$$F_r = \sqrt{76,5 \text{ lbf}} = 8,74 \text{ lbf}$$

4.8.2.1 Beban Ekvivalen pada bantalan B

Diket : Single Row

D poros = 17 mm ,maka :

C_o = 2170

C = 2340

Mencari harga X dan Y

F_a = Beban aksial, db

$V = 1$ (Ring dalam berputar)

$V = 1,2$ (Ring luar berputar)

Khusus untuk deret satu atau single row bearing bila harga

$F_a/V.F_R \leq e$, maka $x=1$, $y=0$

$F_a = 0$ karena tidak menerima beban aksial

$V = 1$ untuk ring dalam yang berputar

$V = 1,2$ untuk ring luar yang berputar

$$1) \quad \frac{1.F_a}{C_o} = \frac{0}{2170} = 0$$

Maka nilai $e = 0$

$$2) \quad \frac{F_a}{V.F_r} \leq e \longrightarrow \frac{0}{1.140,72} = e$$

$$0 = e$$

Karena $\frac{F_a}{V.F_r} \leq e$: maka $x = 1$ dan $y = 0$

Beban Equivalen

Bantalan A

$$P = V \cdot X \cdot F_{rA} + Y \cdot F_a$$

$$P = 1 \cdot 1 \cdot 140,72 \text{ lbf} + 0 \cdot 0 \text{ lbf}$$

$$P = 140,72 \text{ lbf}$$

Bantalan B

$$P = V \cdot X \cdot F_{rB} + Y \cdot F_a$$

$$P = 1 \cdot 1 \cdot 8,74 \text{ lbf} + 0 + 0$$

$$P = 8,74 \text{ lbf}$$

Umur Bantalan A

Bantalan A

$$\begin{aligned} L_{10h} &= \left(\frac{C}{P}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \\ &= \left(\frac{2340 \text{ lbf}}{140,72 \text{ lbf}}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 20} \\ &= (16,62)^3 \times 833,33 \\ &= 4590,899 \times 833,33 \\ &= 3825693 \text{ jam} \end{aligned}$$

Bantalan B

$$\begin{aligned} L_{10h} &= \left(\frac{C}{P}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot n} \\ &= \left(\frac{2340 \text{ lbf}}{8,74 \text{ lbf}}\right)^3 \times \frac{10^6}{60 \cdot 20} \\ &= (267,73)^3 \times 833,33 \\ &= 19190712,15 \times 833,33 \\ &= 15992196990 \text{ jam} \end{aligned}$$

4.9 Kapasitas Produksi

Untuk kapasitas yakni dengan percobaan perhitungan beban maksimal yang dilakukan oleh proses alat selama 2 jam:

- 1 siklus = 2 jam menghasilkan 3kg ampas tahu kering
- 1 hari = 8 jam kerja
- 1 hari = 4 x 3kg = 12kg/hari

Berdasarkan pengujian menggunakan alat, didapatkan hasil akhir berupa tepung ampas tahu sebesar 16kg/hari.

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari perhitungan Ulang Mesin Pengaduk Ampas Tahu Dengan Pemanas Untuk Bahan Pembuat Kue, diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

1. Telah didapat rancangan mesin pengaduk ampas tahu dengan dimensi P x L x T (1020 x 1049 x 543) mm. Daya yang dibutuhkan dari perhitungan didapatkan 0,0527 HP sehingga memilih motor listrik yang berdaya 0,0643 HP karena digunakan untuk beban pengadukan dan untuk memenuhi daya yang dibutuhkan.
2. Sistem transmisi yang digunakan adalah :
 - a. *Sprocket* dan *Chain*

Pada poros motor terpasang sprocket dengan diameter 113,42 mm, pada poros yang terhubung dengan penghancur terpasang sprocket dengan diameter sama. Kedua sproket dihubungkan dengan rantai No.40
 - b. Poros

Poros yang digunakan adalah poros dengan bahan ST 60 dengan diameter minimum 16,35 mm, sehingga memilih poros dengan diameter 17 mm.
 - c. Bearing

Tipe bearing yang digunakan pada poros adalah tipe single row ball bearing untuk poros 17 mm
 - d. Pasak

Pasak yang digunakan adalah pasak square dengan dimensi W x H x L (4,76 x 4,76 x 4,761) mm
3. Kapasitas yang dihasilkan oleh mesin pengolah 4,5 kali lebih banyak daripada secara manual yakni 18kg.

5.2 Saran

Beberapa saran yang dapat dilakukan untuk penelitian lebih lanjut:

1. Pada kontruksi sebaiknya dimodifikasi dengan kontruksi dengan bahan stainless steel foodgrade agar lebih maksimal dalam pengadukan.
2. Pin penghancur sebaiknya dimodifikasi dengan mengurangi jarak antara pin penghancur dengan saringan.
3. Pada saluran output ditambah kain blacu untuk menangkap debu.

DAFTAR PUSTAKA

- Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co, Inc.
- Dobrovolsky, V. 1978. *Machine Elements 2nd Edition*. Moscow : Peace.
- George E. Dieter, Jr. 1961. *Mechanical Metallurgy*, McGraw-Hill Book Company. New York
- Kalpakjian, Schmid, 2009. *Manufacturing Engineering And Technology, Sixth Edition*, Addison Wesley.
- R. C. Hibbeler, 2001. *Engineering Mechanics Statics, second edition*, Prentice Hall.
- Robert L. Mott, 2009. *Elemen-Elemen Mesin Dalam Perancangan Mekanis, edisi pertama*, University Of Dayton.
- Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto H. 2000. *Menggambar Mesin Menurut Standar ISO*, PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- Sularso, Kiyokatsu Suga. 1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10. PT. Pradnya Paramita, Jakarta.
- William D. Callister, Jr. 2007. *Material Science and Engineering, An Introduction, 7th Edition*. John Wiley & Sons, Inc. USA

LAMPIRAN 1. Tabel Konversi

Table F-1 Selected Units Conversion Factors

Note That These Conversion Factors (and Others) are Built Into the TKSolver Files UNITMAST and STUDENT

Multiply this	by	this	to get	this	Multiply this	by	this	to get	this
acceleration					mass moment of inertia				
in/sec ²	x	0.0254	=	m/sec ²	lb-in-sec ²	x	0.1138	=	N-m-sec ²
ft/sec ²	x	12	=	in/sec ²	moments and energy				
angles					in-lb	x	0.1138	=	N-m
radian	x	57.2958	=	deg	ft-lb	x	12	=	in-lb
area					N-m	x	8.7873	=	in-lb
in ²	x	645.16	=	mm ²	N-m	x	0.7323	=	ft-lb
ft ²	x	144	=	in ²	power				
area moment of inertia					HP	x	550	=	ft-lb/sec
in ⁴	x	416 231	=	mm ⁴	HP	x	33 000	=	ft-lb/min
in ⁴	x	4.162E-07	=	m ⁴	HP	x	6 600	=	in-lb/sec
m ⁴	x	1.0E+12	=	mm ⁴	HP	x	745.7	=	watts
m ⁴	x	1.0E+08	=	cm ⁴	N-m/sec	x	8.7873	=	in-lb/sec
ft ⁴	x	20 736	=	in ⁴	pressure and stress				
density					psi	x	6 894.8	=	Pa
lb/in ³	x	27.6805	=	g/cc	psi	x	6.895E-3	=	MPa
g/cc	x	0.001	=	g/mm ³	psi	x	144	=	psf
lb/ft ³	x	1 728	=	lb/in ³	kpsi	x	1 000	=	psi
kg/m ³	x	1.0E-06	=	g/mm ³	N/m ²	x	1	=	Pa
force					N/mm ²	x	1	=	MPa
lb	x	4.448	=	N	spring rate				
N	x	1.0E+05	=	dyn	lb/in	x	175.126	=	N/m
ton (short)	x	2 000	=	lb	lb/ft	x	0.08333	=	lb/in
length					stress intensity				
in	x	25.4	=	mm	MPa-m ^{0.5}	x	0.909	=	ksi-in ^{0.5}
ft	x	12	=	in	velocity				
mass					in/sec	x	0.0254	=	m/sec
blob	x	386.4	=	lb	ft/sec	x	12	=	in/sec
slug	x	32.2	=	lb	rad/sec	x	9.5493	=	rpm
blob	x	12	=	slug	volume				
kg	x	2.205	=	lb	in ³	x	16 387.2	=	mm ³
kg	x	9.8083	=	N	ft ³	x	1 728	=	in ³
kg	x	1 000	=	g	cm ³	x	0.061023	=	in ³
					m ³	x	1.0E+9	=	mm ³

Lampiran 2. Kekuatan Tarik Baja Karbon Kontruksi Mesin Untuk Bahan Poros

Tabel 1.1 Baja karbon untuk konstruksi mesin dan baja batang yang difinis dingin untuk poros.

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

Tabel 1.2 Baja paduan untuk poros.

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

LAMPIRAN 3. (tabel kekuatan tarik)

Kelompok bahan	Lambang bahan	Kekuatan tarik σ_B (kg/mm ²)	Kekerasan (Brinell) H_B	Tegangan lentur yang diizinkan σ_a (kg/mm ²)
Besi cor	FC 15	15	140-160	7
	FC 20	20	160-180	9
	FC 25	25	180-240	11
	FC 30	30	190-240	13
Baja cor	SC 42	42	140	12
	SC 46	46	160	19
	SC 49	49	190	20
Baja karbon untuk konstruksi mesin	S 25 C	45	123-183	21
	S 35 C	52	149-207	26
	S 45 C	58	167-229	30
Baja paduan dengan pengerasan kulit	S 15 CK	50	400 (dicelup dingin dalam minyak)	30
	SNC 21 SNC 22	80 100	600 (dicelup dingin dalam air)	35-40 40-55
Baja khrom nikel	SNC 1	75	212-255	35-40
	SNC 2	85	248-302	40-60
	SNC 3	95	269-321	40-60
Perunggu Logam delta Perunggu fosfor (coran) Perunggu nikel (coran)		18 35-60	85 -	5 10-20
		19-30	80-100	5-7
		64-90	180-260	20-30
Damar phenol, dll.				3-5

LAMPIRAN 4. (Diagram Pemilihan rantai) (Suhariyanto; Elemen Mesin II. Hal 110)

4.2.1. Ukuran Rantai

Rantai mempunyai nomor yang disebut Nomor Rantai, masing-masing nomor rantai mempunyai ukuran umum seperti : jarak-bagi (p) diameter rol (R), lebar rol (W) dsb., dan ukuran khusus seperti : panjang pena, batas kekuatan tarik, dsb. yang dapat dilihat pada Tabel 4.2, dan Tabel 4.3

Tabel 4.2 Ukuran Umum rantai rol (ukuran mm)

No. Rantai	Jarak bagi p	Diameter Rol R	Lebar Rol W	Plat mata rantai			Dis. Pena D
				Tebal T	Lebar H	Lebar h	
40	12,70	7,94	7,95	1,5	12,0	10,4	3,97
50	15,88	10,16	9,53	2,0	15,0	13,0	5,09
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,98

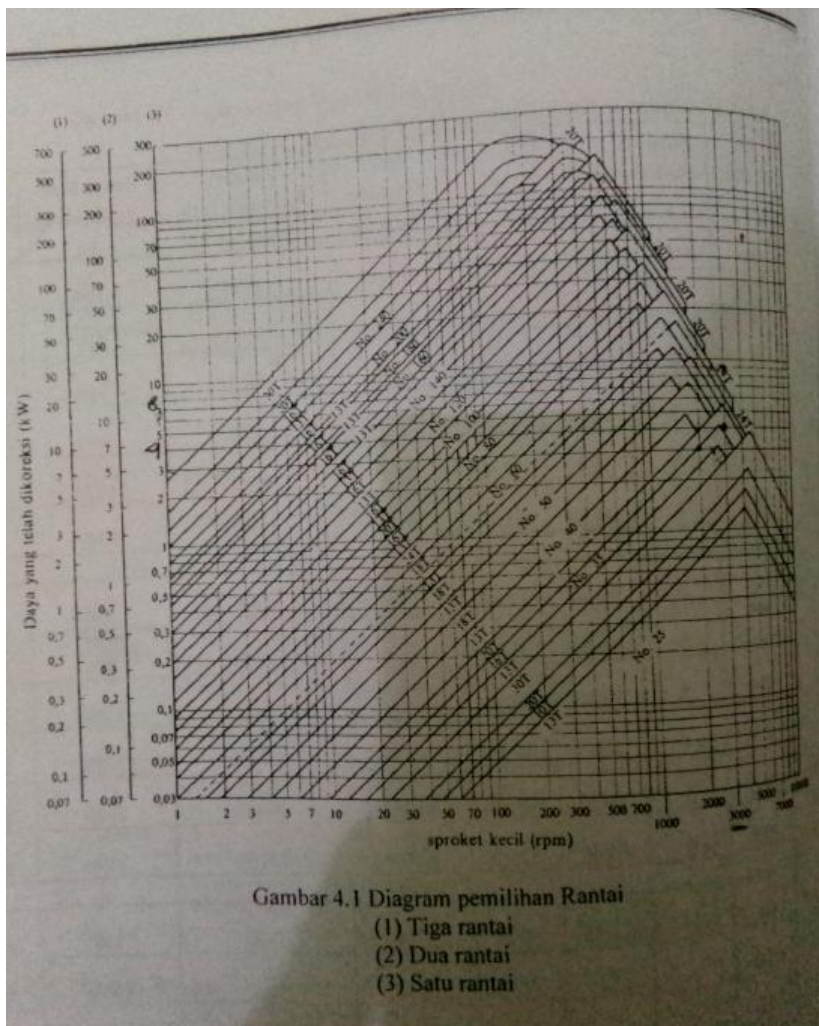
(Sumber : Sularso, 2004)

Elemen Mesin II

Tabel 4.3 Ukuran individual rantai rol (ukuran mm)

No. Rantai	Rangkaian	L1	L2	Batas Kekuatan Tarik, kg	Batas Kekuatan Tarik Rata-rata, kg	Beban Maks yg diijinkan kg	Berat kasar kg/m
40	1	8,25	9,95	1420	1950	300	0,64
40-2	2	15,45	17,15	2840	3900	510	1,27
40-3	3	22,65	24,15	4260	5850	750	1,90
40-4	4	29,90	31,30	5680	7800	990	2,53
40-5	5	37,10	38,60	7100	9750	1170	3,16
40-6	6	44,30	45,80	8520	11700	1380	3,79
50	1	10,30	12,00	2210	3200	520	1,04
50-2	2	19,35	21,15	4420	6400	880	2,07
50-3	3	28,40	30,20	6630	9600	1300	3,09
50-4	4	37,45	39,25	8840	12800	1710	4,11
50-5	5	46,50	48,30	11050	16000	2020	5,14
50-6	6	55,60	57,40	13260	19200	2390	6,16
60	1	12,85	15,25	3200	4450	740	1,53
60-2	2	24,25	27,75	6400	8900	1260	3,04
60-3	3	36,65	38,15	9600	13350	1850	4,54
60-4	4	47,05	49,55	12800	17800	2440	6,04
60-5	5	58,5	61	16000	22250	2880	7,54
60-6	6	69,9	72,5	19200	26700	3400	9,05

(Sularso, 2004)



Gambar 4.1 Diagram pemilihan Rantai

(1) Tiga rantai

(2) Dua rantai

(3) Satu rantai

Lampiran 5. Beban Equivalen Bearing

Lampiran IV : Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact anguler α , deg	(i.Fa/Co)	Single-Row Bearing		Double-Row Bearing				e
		(Fa/V.Fr) > e		(Fa/V.Fr) < e		(Fa/V.Fr) > e		
		X	Y	X	Y	X	Y	
Radial Contact Ball Bearing								
	0,014	0,56	2,30	1	0	0,56	2,30	0,19
	0,028		1,99				1,99	0,22
	0,056		1,71				1,71	0,26
	0,084		1,55				1,55	0,28
	0,110		1,45				1,45	0,30
	0,170		1,31				1,31	0,34
	0,280		1,15				1,15	0,38
	0,420		1,04				1,04	0,42
	0,560		1,00				1,00	0,44
Anguler Contact Ball Bearing								
5	0,014	0,56	2,30	Use X, Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing	0,78	2,78	3,74	0,23
	0,028		1,99			2,40	3,23	0,26
	0,056		1,71			2,07	2,78	0,30
	0,085		1,55			1,87	2,52	0,34
	0,110		1,45			1,75	2,36	0,36
	0,170		1,31			1,58	2,13	0,40
	0,280		1,15			1,39	1,87	0,45
	0,420		1,04			1,26	1,69	0,50
	0,560		1,00			1,21	1,63	0,52
10	0,014	0,46	1,88	1,0	0,75	2,18	2,30	0,19
	0,029		1,71			1,98	1,99	0,22
	0,057		1,52			1,76	1,71	0,26
	0,086		1,41			1,63	1,55	0,28
	0,110		1,34			1,55	1,45	0,30
	0,170		1,23			1,42	1,31	0,34
	0,290		1,10			1,27	1,15	0,38
	0,430		1,01			1,17	1,04	0,42
	0,570		1,00			1,16	1,00	0,44

Catatan :

(Fa/V.Fr) = e, maka : X = 1 dan Y = 0 (Single-row Bearing)

Sumber : Deuschman, 1975

Lampiran 6. Dimensi Standart Roll Bearing Dan Gaya Dinamis Bearing

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing
(Co = basic static load ,lb ; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing Bore, d mm	Outside Dia. D mm	Max Fillet Radius in	Dimension Series 03																				
			Width B mm	Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing											
				Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C	Co	C								
4	16	0,012	5																				
5	19	0,012	6																				
6																							
7																							
8																							
9																							
10	35	0,024	11								845	1400											
12	37	0,039	12				530	1630			1040	1680											
15	42	0,039	13				590	1650			1220	1960											
17	47	0,039	14				820	2170			1470	2340											
20	52	0,039	15				900	2150			1750	2750			1920	3000							
25	62	0,039	17				1350	3110			2390	3660			2870	4220							
30	72	0,039	19				1740	3700			3340	4850			3840	5370							
35	80	0,059	21				2210	4350			4020	5750			4620	6340							
40	90	0,059	23				2740	5110			5020	7040			5770	7740							
45	100	0,059	25				3580	6600			6730	9120			7730	10100							
50	110	0,079	27				3930	7510			8010	10700			9200	11800							

Sumber : Deutchman, 1975

Lampiran 7. Jenis Beban Ball Bearing

Type Of Service	Multiply Calculated 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

LAMPIRAN 8. Standart Baja Untuk Poros

Table A-2 Mechanical Properties of Plain Carbon and Alloy Steels (based on σ_{11} in diameter specimen)

Steel Type	Condition	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation, in 2 in., %	Reduction in Area, %	Hardness, BHN	Machinability (Based on 1112 = 100)
1010	HR	64	42	28	67	107	45
	CD	78	68	16	63	129	55
	CDA	64	48	28	65	121	55
1020	HR	65	43	36	59	143	50
	CD	78	66	20	55	156	85
	A	57	32	37	66	111	90
1030	N	66	50	36	68	121	75
	HR & turned	72	54	31	63	146	—
	CD	84	76	16	57	177	65
1040	A	67	50	31	58	126	—
	N	76	51	32	61	149	—
	HR	91	58	27	50	201	63
1045	CD	100	58	17	42	207	65
	A	75	51	30	57	149	—
	N	85	50	28	55	170	60
1045	HR	98	59	24	45	212	56
	CD	103	90	14	40	217	60
	A	90	55	27	54	174	60
1050	N	94	61	25	49	207	—
	HR	105	67	15	—	—	—
	CD	114	104	9	—	—	54
1095	A	92	43	24	40	187	—
	N	109	62	20	39	217	—
	HR	142	83	15	38	295	—
1118	A	95	28	13	21	192	—
	N	147	73	10	14	293	—
	HR	75	50	35	55	140	—
1118	CD	85	75	25	55	170	80
	A	85	41	35	67	131	80
	N	99	46	34	66	143	80
2330	CD	105	90	20	50	212	50
	A	86	61	28	53	179	50
	N	100	68	25	56	207	—
3140	CD	107	92	17	50	212	55
	A	100	61	25	51	197	55
	N	129	87	20	58	262	—
4130	HRA	86	56	29	57	183	65
	CDA	98	87	21	52	201	70
	N	97	82	26	60	197	50

LAMPIRAN 9. (Dokumentasi)



BIODATA PENULIS
Achmad Azhar Munawir
10211500010001



Penulis lahir di Jombang, 28 Desember 1996, merupakan anak pertama dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan di SD Plus Darul Ulum Jombang, SMPN 1 Peterongan dan SMAN 1 Mojoagung, kemudian melanjutkan ke Institut Teknologi Sepuluh Nopember mengambil jurusan D-3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-Disnakertans.

Selain pendidikan formal, penulis juga mendapatkan pendidikan non formal di UPT-PK Balai Latihan Kerja Surabaya. Selama kuliah, penulis pernah mengikuti pelatihan FMD (Fisik Mental Disiplin) di puslatpur Purboyo, LKMM Pra-TD, dan tiga kali lolos pendanaan PKM dalam bidang Penerapan Teknologi pada tahun 2015, 2016, dan 2017. Penulis pernah melaksanakan On The Job Training di PT Semen Indonesia.

Email : achmadazhar47@gmail.com

BIODATA PENULIS
Mukhammad Nur Satria
10211500010038



Penulis bernama lengkap Mukhammad Nur Satria, lahir di Surabaya, 20 Juni 1997, merupakan anak pertama dari dua bersaudara pasangan Bapak Dwi Soeherman dan Suyatun. Yang beralamat di Desa Bungurasih Tengah No. 37 gg. Rosella Rt. 03 Rw. 03, Kecamatan Waru, Sidoarjo. Pendidikan formal pertama adalah SDN Dukuh Menanggal 1/424 Surabaya, SMPN 22 Surabaya, dan SMAN 16 Surabaya. Kemudian penulis lulus dan diterima di Jurusan Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur melalui seleksi ujian masuk D-3 pada tahun 2015 dan terdaftar dengan Nomor Registrasi Pokok (NRP) 10211500010038.

Di jurusan Departemen Teknik Mesin Industri Kerjasama ITS-DISNAKERTRANSDUK Prov. Jawa Timur ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur. Penulis dikenal aktif mengikuti kegiatan Program Kreativitas Mahasiswa ITS pada tahun 2018. Penulis sempat merasakan magang di PT. SMART Tbk Surabaya sebagai Maintenance di Bagian Maintenance Boiler. Selain itu, ketertarikan penulis terhadap dunia manufaktur mendorongnya berperan aktif untuk menerapkan keterampilannya di dalam maupun di luar kampus, yang disumbangkan dengan peran aktif di Organisasi Paduan Suara Mahasiswa ITS 2015-2018 sebagai anggota, Dewan Perwakilan Mahasiswa 2016-2017 sebagai anggota, Forum Komunikasi M3NER-ITS 2016-2018 sebagai anggota dan staf inti.

Email : glsatria@gmail.com