



**TUGAS AKHIR – TM 145648**

**PENERAPAN TEKNOLOGI SPINNING DAN  
VAKUM PADA PROSES PENIRISAN MINYAK  
OTE-OTE GORENG**

**ESCA ELLYANA  
NRP. 10211500010006**

**GHOZY ALAUIN HEPIANTO  
NRP. 10211500010030**

**Dosen Pembimbing  
Ir. Nur Husodo, M.Sc**

**Instruktur Pembimbing  
Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
KERJASAMA ITS – DISNAKERTRANS JAWA TIMUR  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2018**



**TUGAS AKHIR – TM 145648**

**PENERAPAN TEKNOLOGI SPINNING DAN  
VAKUM PADA PROSES PENIRISAN MINYAK  
OTE-OTE GORENG**

**ESCA ELLYANA  
NRP. 10211500010006**

**GHOZY ALAUIN HEPIANTO  
NRP. 10211500010030**

**Dosen Pembimbing  
Ir. Nur Husodo, M.Sc**

**Instruktur Pembimbing  
Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi**

**DEPARTEMEN TEKNIK MESIN INDUSTRI  
KERJASAMA ITS-DISNAKERTRANS JAWA TIMUR  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember  
Surabaya  
2018**



**TUGAS AKHIR – TM 145648**

**APPLICATION OF SPINNING AND VACCUM  
TECHNOLOGY ON THE PROCESS OIL DRAINER  
FRIED OTE-OTE**

**ESCA ELLYANA  
NRP. 10211500010006**

**GHOZY ALAUIN HEPIANTO  
NRP. 10211500010030**

**Counsellor Lecturer  
Ir. Nur Husodo, M.Sc**

**Counsellor Instructor  
Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi**

**DEPARTEMEN OF MECHANICAL INDUSTRIAL  
ENGINEERING DISNAKERTRANS EAST JAVA  
Faculty of Vocation  
Sepuluh Nopember Institute of Technology  
Surabaya  
2018**

## LEMBAR PENGESAHAN

### PENERAPAN TEKNOLOGI SPINNING DAN VAKUM PADA PROSES PENIRISAN MINYAK OTE-OTE GORENG

#### TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Ahli Madya  
Pada  
Bidang Studi Elemen Mesin  
Program Studi Departemen Teknik Mesin Industri  
Kerjasama Disnakertrans -ITS  
Fakultas Vokasi  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh:

**ESCA ELLYANA**

NRP. 10211500010006

**GHOZY ALAUDIN HEPIANTO**

NRP. 10211500010030



**Ir. Nur Husodo, M.Sc**  
NIP. 19610421 198701 1 001

Ditandatangani oleh Pembimbing Tugas Akhir:  
Dosen Pembimbing

Instruktur Pembimbing

**Didik Sofyan, A.Md, ST,M.Psi**  
NIP. 19610511 198203 1 007

## **PENERAPAN TEKNOLOGI SPINNING DAN VAKUM PADA PROSES PENIRISAN MINYAK OTE-OTE GORENG**

**Nama Mahasiswa** : Esca Ellyana  
**NRP** : 10211500010006  
**Nama Mahasiswa** : Ghozy Alaudin Hepianto  
**NRP** : 10211500010030  
**Jurusan** : Departemen Teknik Mesin Industri  
Kerjasama Disnakertrans FV-ITS  
**Dosen Pembimbing** : Ir. Nur Husodo, M.Sc  
**Instruktur Pembimbing** : Didik Sofyan, A.Md, ST, M.Psi

### **ABSTRAK**

Di Indonesia konsumsi makanan mengandung minyak terutama gorengan masih cukup tinggi, menjadi salah satu penyebab masalah kesehatan tubuh seperti kolesterol, jantung, kegemukan dan stroke. Agar didapatkan gorengan yang rendah kadar minyak, diperlukan waktu lama dalam penirisannya. Sehingga, dibutuhkan alat yang dapat mempercepat waktu penirisan minyak tersebut.

Sebelum dilakukan perancangan, terlebih dahulu dilakukan observasi pada penjual gorengan untuk mengetahui jumlah ote-ote goreng dalam sekali penggorengan dan proses penirisan. Selanjutnya dilakukan studi literatur, perhitungan kebutuhan daya dan mengenai elemen mesin yang digunakan dalam perancangan mesin. Setelah didapatkan elemen mesin yang akan digunakan, mesin digambar sehingga dimensi mesin dapat diketahui. Selanjutnya mesin diwujudkan dan menentukan kapasitas mesin. Percobaan mesin dilakukan setelah perancangan selesai. Kemudian dilakukan analisa mengenai hasil penirisan pada produk dilakukan.

Perencanaan dan perhitungan mesin menggunakan daya motor 199 watt, dengan putaran sebesar 700 rpm. Menggunakan sabuk tipe A-31 dengan panjang 787 mm. Mesin berkapasitas 24 kg/jam. Berdasarkan hasil pengujian dengan mesin selama 3 menit dengan tekanan vakum 20 cmHg, berat awal ote-ote adalah 214,8 gr, setelah dilakukan penirisan berat ote-ote menjadi 156,9 gr. Sehingga didapatkan selisih

57,9 gr yaitu banyaknya minyak yang ditiriskan. Ketika dikonsumsi perbedaan rasa ote-ote goreng menjadi lebih kering dan tidak tersisa minyak pada mulut.

Kata Kunci: peniris minyak, spinning, gaya sentrifugal, pompa vakum, minyak goreng.

# APPLICATION OF SPINNING AND VACCUM TECHNOLOGY ON THE PROCESS OIL DRAINER FRIED OTE-OTE

**Collage Student Name** : Esca Ellyana  
**NRP** : 10211500010006  
**Collage Student Name** : Ghozy Alaudin Hepianto  
**NRP** : 10211500010030  
**Departement** : Departement Of Mechanical  
Industrial Engineering  
Disnakertrans FV-ITS  
**Counsellor Lecturer** : Ir. Nur Husodo, MSc.  
**Counsellor Instructor** : Didik Sofyan, A.Md, S.T, M.Psi

## ABSTRACT

In indonesia, consumption of oily food especially fried food is still high consume. Oily food is one of the causes of health problems such as cholesterol, heart disease, obesity and stroke. A long time of drain process is needed to get less oily food. The way to get a shorter time is design a tool that quicked the process.

Before designing, observe the street food seller number of production and drain in one cycle. Then study about power requirement of the machine. And then designing the machine for the dimention required. Then, build the machine to know the production capacity. Test are done after the machine are built. Then analyze the result of the draining work.

The planning and calculation of the engine power 199 watt with electric motor rotation 700 rpm, using belt type A-31 with a length of 787 mm. Engine capacity 24 kg/hour. Based on the test result for 3 minutes with vaccum pressure 20 cmHg, ote ote weight is 214,8 gr before the drain process. After the process, the weight down to 156,9 gr. The 57,9 gr difference is the weight of the drining oil. The ote ote taste is more crunchy and less oily.

**Key Words** : oil drainer, spinner, centrifugal force, and vaccum pump, cooking oil.

## KATA PENGANTAR

Puji Syukur diucapkan kepada Allah SWT, atas rahmat dan hidayah-Nya, yang telah memberi kesehatan, kelancaran dan kemudahan hingga tersusunnya laporan tugas akhir ini. Shalawat serta salam juga dihaturkan kepada Nabi Muhammad SAW. Laporan tugas akhir yang berjudul **“Penerapan Teknologi Spinning dan Vakum pada Proses Penirisan Minyak Ote-ote Goreng”** ini disusun untuk memenuhi syarat kelulusan di Program Studi Departemen Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS.

Dalam penyusunan laporan tugas akhir ini, banyak pihak yang telah membantu penulis dalam pengerjaan alat maupun laporan tugas akhir, maka dari itu dengan segala kerendahan hati penulis mengucapkan terimakasih kepada:

1. Bapak **Ir. Nur Husodo, M.Sc**, selaku Dosen Pembimbing yang telah memberikan nasihat, bimbingan dan pengarahan hingga tersusunnya buku tugas akhir ini.
2. Bapak **Didik Sofyan, A.Md, S.T, M.Psi**, selaku Instruktur Pembimbing yang telah memberikan nasihat, bimbingan dan pengarahan dalam pembuatan mesin.
3. Bapak **Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT** selaku Ketua Departemen Teknik Mesin Industri.
4. Bapak **Ir. Suhariyanto, MT** selaku Koordinator Tugas Akhir Departemen Teknik Mesin Industri.
5. Seluruh Tim Dosen Penguji yang berkenan untuk menguji, memberi kritik dan saran yang membangun untuk memperbaiki kekurangan demi kesempurnaan tugas akhir ini.
6. Seluruh Bapak dan Ibu Dosen yang telah memberikan ilmu pengetahuannya kepada penulis selama menempuh pendidikan di Departemen Teknik Mesin Industri.

7. Bapak Sukamto dan Bapak Siswanto selaku Pegawai Bengkel Las di UPT-PK Surabaya yang telah membantu dalam proses perancangan hingga pembuatan alat.
8. Orang tua penulis yang selalu memberikan dukungan penuh baik moriil maupun materiil.
9. Rekan-rekan seperjuangan MESIN DISNAKER angkatan 2015.
10. Semua pihak yang tak bisa saya sebut namanya yang telah membantu saya selama proses dalam menjalani perkuliahan di Departemen Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS.

Laporan tugas akhir ini tentunya masih memiliki banyak kekurangan baik dari segi isi maupun Tata Bahasa. Maka dari itu, diharapkan kritik dan saran yang membangun untuk menyempurnakan penyusunan laporan tugas akhir ini.

Akhir kata, diharapkan laporan tugas akhir ini dapat memberikan manfaat bagi pembaca.

Surabaya, 10 Juli 2017

Penulis

## DAFTAR ISI

<b>HALAMAN JUDUL</b> .....	i
<b>LEMBAR PENGESAHAN</b> .....	iii
<b>ABSTRAK</b> .....	iv
<b>ABSTRACT</b> .....	vi
<b>KATA PENGANTAR</b> .....	viii
<b>DAFTAR ISI</b> .....	x
<b>DAFTAR GAMBAR</b> .....	xiii
<b>DAFTAR TABEL</b> .....	xiv
<b>BAB I PENDAHULUAN</b> .....	1
1.1 Latar Belakang.....	1
1.2 Rumusan Masalah.....	3
1.3 Tujuan Perancangan .....	3
1.4 Manfaat Perancang .....	4
1.5 Batasan Masalah .....	4
1.6 Sistematika Penulisan .....	4
<b>BAB II DASAR TEORI</b> .....	6
2.1 Tinjauan Pustaka.....	6
2.2 Perencanaan Daya.....	7
2.2.1 Daya.....	7
2.2.2 Perencanaan Sabuk dan Pule .....	9
2.2.2.1 Perhitungan Daya Desain (Pd) dan Torsi Desain (Td) ..	9
2.2.2.2 Pemilihan Tipe Sabuk .....	10
2.2.2.3 Menghitung Diameter Puli .....	12
2.2.2.4 Menentukan Kecepatan Keliling Puli .....	12
2.2.2.5 Panjang Sabuk (L) dan Pemeriksaan Jarak Antar Poros (C) .....	13
2.2.2.6 Menghitung Gaya-gaya pada Sabuk .....	13
2.2.2.7 Sudut Kontak .....	14
2.2.2.8 Tegangan Maksimum .....	15
2.2.3 Perencanaan Poros .....	16
2.2.3.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros .....	17
2.2.3.2 Analisa Gaya.....	18
2.2.3.3 Menentukan Besar Momen Gabungan .....	20
2.2.3.4 Menentukan Diameter pada Poros .....	20
2.2.4 Perencanaan Pasak.....	21

2.2.4.1 Klasifikasi Pasak.....	21
2.2.4.2 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat .....	22
2.2.4.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser .....	22
2.2.4.4 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi .....	24
2.2.5 Perencanaan Bearing .....	25
2.2.5.1 Gesekan pada Rolling Bearing .....	26
2.2.5.2 Beban Ekuivalen.....	27
2.2.5.3 Prediksi Umur Bearing .....	29
2.2.6 Kapasitas Mesin.....	29
2.2.7 Hasil dan Analisa Percobaan .....	29
<b>BAB III METODOLOGI .....</b>	<b>32</b>
3.1 Diagram Alir Proses .....	32
3.2 Tahapan Proses Pembuatan .....	33
3.2.1 Observasi .....	33
3.2.2 Studi Literatur.....	34
3.2.3 Desain Alat .....	34
3.2.4 Perencanaan .....	35
3.2.5 Perhitungan.....	35
3.2.6 Pembuatan Mesin .....	35
3.2.7 Pengujian dan Analisa .....	36
3.2.8 Pembuatan Laporan .....	36
<b>BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN .....</b>	<b>37</b>
4.1 Perencanaan Mesin .....	37
4.2 Perencanaan Daya Motor.....	37
4.2.1 Perhitungan Daya Desain .....	38
4.2.2 Pemilihan Tipe Sabuk.....	38
4.2.3 Menghitung Diameter Puli .....	39
4.2.4 Kecepatan Keliling Sabuk V .....	40
4.2.5 Panjang sabuk (L) dan Pemeriksaan Jarak Antar Poros (C) .....	40
4.2.6 Analisa Gaya pada Sabuk .....	41
4.2.7 Tegangan Maksimum .....	43
4.3 Perencanaan Poros.....	44
4.3.1 Analisa Gaya.....	44
4.3.2 Diagram Benda Bebas ( <i>Free Body Diagram</i> ).....	45
4.3.3 Reaksi Tumpuan .....	47

4.3.3.1 Ditinjau pada Bidang Horisontal .....	47
4.3.3.2 Ditinjau pada Bidang Vertikal .....	50
4.3.4 Diagram Gaya Geser dan Diagram Momen .....	51
4.3.5 Menentukan Besar Momen Gabungan .....	52
4.3.6 Menentukan Diameter pada Poros.....	52
4.4 Perencanaan Pasak.....	53
4.4.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak.....	54
4.4.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser .....	54
4.4.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi.....	55
4.5 Perencanaan Bearing .....	56
4.5.1 Beban Ekuivalen.....	56
4.5.2 Umur Bearing .....	57
4.6 Kapasitas Mesin.....	58
4.7 Pembuatan Mesin .....	58
4.8 Hasil dan Analisa Percobaan .....	59
4.8.1 Tekanan Vakum.....	59
4.8.2 Banyak Minyak Tertiriskan .....	60
4.8.3 Tingkat Kerusakan.....	61
<b>BAB V PENUTUP .....</b>	<b>62</b>
5.1 Kesimpulan.....	62
5.2 Saran .....	63
<b>DAFTAR PUSTAKA .....</b>	<b>64</b>
<b>LAMPIRAN.....</b>	<b>65</b>
<b>BIOGRAFI.....</b>	<b>86</b>

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1	Diagram Momen Inersia.....	8
Gambar 2.2	Bentuk dan Dimensi Sabuk .....	9
Gambar 2.3	Diagram pemilihan sabuk V .....	11
Gambar 2.4	Jarak Antar Sumbu dan Poros .....	13
Gambar 2.5	Sudut yang Terbentuk Antara Sabuk dan Puli .....	15
Gambar 2.6	Kecepatan dan Percepatan Tabung.....	19
Gambar 2.7	Gaya yang Terjadi pada Pasak .....	22
Gambar 2.8	Tegangan Gesek pada Pasak .....	22
Gambar 2.9	Tegangan Kompresi pada Pasak .....	24
Gambar 2.10	Panjang Pasak.....	25
Gambar 2.11	Konstruksi Poros pada Bearing .....	25
Gambar 2.12	Rolling Bearing .....	26
Gambar 3.1	Diagram Alir Metodologi.....	32
Gambar 3.2	Pengamatan di Lapangan .....	33
Gambar 3.3	Desain 3D Mesin.....	34
Gambar 4.1	Dimensi Sabuk V .....	39
Gambar 4.2	Perencanaan Sabuk dan Puli .....	39
Gambar 4.3	Diagram Kecepatan pada Tabung .....	44
Gambar 4.4	Diagram Benda Bebas Poros.....	45
Gambar 4.5	Diagram Gaya pada Sabuk dan Puli.....	46
Gambar 4.6	Gaya-gaya pada Bidang Horisontal.....	47
Gambar 4.7	Diagram Bagian Potong .....	48
Gambar 4.8	Diagram Potongan 1-1 .....	48
Gambar 4.9	Diagram Potongan 2-2.....	49
Gambar 4.10	Diagram Potongan 3-3.....	50
Gambar 4.11	Diagram Gaya Geser Bidang Horisontal .....	51
Gambar 4.12	Diagram Momen Bidang Horisontal .....	52
Gambar 4.13	Dimensi Pasak .....	53
Gambar 4.14	Hasil Pembuatan Mesin .....	59

## DAFTAR TABEL

Tabel 2.1	Dimensi Sabuk V .....	11
Tabel 2.2	Diameter Puli Kecil .....	12
Tabel 2.3	Diagram Pemilihan Bahan Sabuk.....	16
Tabel 2.4	Harga Rata-rata Koefisien Gesek pada Bearing .....	27
Tabel 2.5	Ball Bearing Service Factor .....	28
Tabel 4.1	Percobaan dengan Variasi Tekanan Vakum.....	60
Tabel 4.2	Percobaan Banyak Minyak Tertiriskan .....	60
Tabel 4.3	Tingkat Kerusakan pada Ote-ote .....	61

# BAB I PENDAHULUAN

## 1.1 Latar Belakang

Kesejahteraan masyarakat Indonesia dalam bidang industri khususnya industri kecil perlu ditingkatkan, sehingga perlu adanya peningkatan sarana-sarana atau peralatan yang berhubungan dengan proses pengolahan produk hasil dari industri rumah tangga tersebut. Pada industri makanan yang proses produksinya dengan cara menggoreng menggunakan minyak, seringkali dijumpai gorengan yang dihasilkan masih mengandung minyak. Konsumsi minyak goreng sawit Indonesia mencapai 2,45 juta ton pada tahun 2017 lebih tinggi dibandingkan tahun 2012 sebesar 1,90 juta ton. Permintaan akan minyak goreng yang meningkat setiap tahunnya dapat dijadikan suatu bukti nyata mengenai betapa besarnya jumlah bahan pangan yang dikonsumsi oleh masyarakat dari semua tingkatan usia dengan cara di goreng (*Ketaren, 2008*).

Indonesia adalah salah satu negara yang hampir setiap penduduknya mengkonsumsi gorengan. Namun, seringkali masyarakat khawatir akan tingginya kadar minyak yang dapat berdampak buruk bagi kesehatan tubuh antara lain kolestrol, jantung, kegemukan dan stroke. Sehingga dibutuhkan sarana dalam penirisan minyak menggunakan kombinasi metode spinning dan vakum untuk mempercepat waktu penirisan minyak.

Pada rumah produksi milik Bpk. Moh. Suyatno yang bertempat di Jalan Bungurasih Tengah dapat memproduksi seharinya untuk ote-ote goreng sebanyak 4-6 kg. Dalam prosesnya, diperlukan waktu 2 jam untuk 1,5 kg ote-ote goreng. Sedangkan untuk pengurangan kadar minyak hanya dilakukan secara sederhana.

*Hamimi, Tamrin, dan Sri Setyani (2011)* melakukan penelitian untuk menguji kinerja dari mesin peniris minyak pada

pengolahan keripik. Hasil dari penelitian ini adalah penirisan minyak dengan kecepatan putar 500 rpm dengan waktu 80 detik mampu meniriskan minyak pada keripik singkong sebesar 15,33% sedangkan dengan kecepatan putar 400 rpm waktu 40 detik mampu meniriskan minyak 7,83%. Untuk kerusakan keripik pada kecepatan 500 rpm dengan waktu 80 detik sebesar 5,5% dan pada kecepatan 400 rpm dengan waktu 60 detik sebesar 3,5%.

(Armanda Siryogiawan, 2017) merancang mesin peniris minyak pada rempeyek menggunakan metode spinning dan vakum bertujuan membantu proses penirisan dan menjaga kerenyahan produk. Putaran spinning rendah sebesar 500 rpm. Dari uji kinerja mendapatkan hasil bahwa tekanan vakum 0 cmHg, mampu meniriskan minyak 4 gram. Pada tekanan 20 cmHg mampu meniriskan 5 gram. Sedangkan pada tekanan 40 cmHg mampu meniriskan minyak 6 gram. Sehingga tekanan vakum yang dianggap sesuai untuk penirisan minyak adalah 40 cmHg. Pada tekanan 40 cmHg dilakukan tiga variasi waktu yaitu 3 menit mampu meniriskan minyak 20 gram, 5 menit mampu meniriskan minyak 7 gram dan 7 menit mampu meniriskan minyak 29 gram dengan tingkat kerusakan produk 33%. Selain tingginya persentase kerusakan, beberapa kelemahan yang lain yaitu desain mesin banyak memiliki ruang kosong dan konstruksi kurang kokoh menyebabkan pada bagian dasar dari tabung penampung minyak menjadi cembung akibat proses pemvakuman serta konstruksi kemiringan dasar penampung minyak terlalu rendah.

Berdasarkan hal tersebut, akan dirancang dan diwujudkan "*Penerapan Teknologi Spinning dan Vakum pada Proses Penirisan Minyak Ote-ote Goreng*". Desain dirancang agar mampu menampung ote-ote goreng yang lebih banyak dalam sekali penirisan dan konstruksi yang lebih kokoh agar saat proses vakum tidak terjadi perubahan bentuk pada tabung serta

kemiringan yang lebih tinggi. Mesin ini memiliki empat ruang pada tabung putar untuk mengurangi benturan antar produk dan pompa vakum sebagai penghisap udara untuk proses penirisan minyak. Menggunakan motor listrik putaran rendah. Perencanaan ini diharapkan mampu meningkatkan efisien dan efektifitas pada proses penirisan kadar minyak agar masyarakat tidak perlu khawatir pada gorengan dengan kadar minyak yang masih tinggi.

## **1.2 Rumusan Masalah**

Berdasarkan uraian latar belakang diatas, rumusan masalah yang dibahas dalam perancangan ini adalah :

1. Bagaimana merancang dan membuat mesin "*Penerapan Teknologi Spinning dan Vakum pada Proses Penirisan Minyak Ote-ote Goreng*"?
2. Bagaimana memperoleh waktu penirisan yang tepat dan cepat serta tekanan vakum yang sesuai pada proses penirisan minyak?
3. Bagaimana mendapatkan mesin peniris minyak dengan tingkat presentase kerusakan produk dan kadar minyak yang rendah?

## **1.3 Tujuan Perancangan**

Adapun tujuan yang ingin didapatkan pada tugas akhir ini adalah sebagai berikut:

1. Merancang dan mewujudkan "*Penerapan Teknologi Spinning dan Vakum pada Proses Penirisan Minyak Ote-ote Goreng*"
2. Mendapatkan waktu yang tepat dan cepat serta mengetahui tekanan vakum yang sesuai pada proses penirisan minyak.
3. Memperoleh mesin peniris minyak dengan tingkat presentase kerusakan produk dan kadar minyak yang rendah.

## **1.4 Manfaat Perancangan**

Selanjutnya manfaat yang dapat diperoleh setelah tujuan diatas tercapai, antara lain:

1. Dengan alat ini diharapkan dapat menurunkan resiko penyakit yang diakibatkan kadar minyak berlebih pada ote-ote goreng.
2. Meningkatkan kualitas produksi ote-ote goreng.

## **1.5 Batasan Masalah**

Agar perencanaan ini dapat mencapai tujuan yang diinginkan, maka perlu adanya pembatasan masalah yaitu:

1. Kerugian panas akibat gesekan diabaikan.
2. Kekuatan tabung diasumsikan aman untuk proses pemvakuman.
3. Getaran pada mesin diabaikan.
4. Kerangka mesin diasumsikan kuat.
5. Komponen-komponen kelistrikan tidak dibahas.
6. Perhitungan sambungan las dianggap aman.

## **1.6 Sistematika Penulisan**

Penulisan laporan tugas akhir disusun dalam beberapa bab seperti berikut, antara lain:

### **BAB 1 PENDAHULUAN**

Pada bab ini dijelaskan tentang latar belakang dari perencanaan, rumusan masalah, batasan masalah, tujuan, manfaat, dan sistematika penulisan tugas akhir.

### **BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA**

Pada bab ini dibahas mengenai beberapa tinjauan pustaka yang digunakan serta dasar teori dari hasil perancangan yang sudah ada sebelumnya.

### **BAB 3 METODOLOGI**

Pada bab ini menjelaskan diagram alir proses pembuatan mesin beserta pembahasannya dan prosedur pengoperasian mesin peniris minyak.

### **BAB 4 PERHITUNGAN DAN PEMBAHASAN**

Pada bab ini membahas tentang perhitungan perencanaan mesin peniris minyak dan menganalisa data yang didapatkan dari hasil peancangan.

### **BAB 5 KESIMPULAN**

Menarik kesimpulan hasil perancangan yang telah dianalisa dari hasil percobaan serta saran untuk perancangan berikutnya.

### **DAFTAR PUSTAKA**

### **LAMPIRAN**

## **BAB II**

### **DASAR TEORI**

#### **2.1. Tinjauan Pustaka**

Beberapa perencanaan dan pengujian mesin peniris minyak telah dilakukan dengan menggunakan variasi metode penelitian, antara lain yaitu:

1. Hamimi, Tamrin, dan Sri Setyani (2011) melakukan penelitian terhadap uji kinerja mesin peniris minyak goreng pada pengolahan keripik singkong. Metode penelitian yang dilakukan adalah membagi menjadi 2 perlakuan yaitu tingkat putaran tabung mesin peniris terdiri dari 400 rpm, 450 rpm, dan 500 rpm dan lama waktu penirisan terbagi dari 40, 60, dan 80 detik. Pengamatan yang dilakukan meliputi tingkat kerusakan keripik singkong dan presentase minyak yang tertiriskan pada keripik singkong. Untuk minyak yang tertiriskan, presentase tertinggi 15,33% pada kecepatan 500 rpm dengan waktu 80 detik Sedangkan presentsae terendah 7,83% pada kecepatan 400 rpm dengan waktu 40 detik. Untuk tingkat kerusakan keripik dengan presentase tertinggi 6 % pada waktu 60 detik dengan kecepatan 500 rpm dan presentase terendah 2,67 % pada waktu 40 detik dengan kecepatan 400 rpm.
2. *Soeprapto Rahmad Said (2003)* merancang alat pengering (peniris) sistem vakum pada penggorengan ceriping ubi berbentuk tabung dengan diameter 450 mm dan tinggi tabung 750 mm. Motor listrik yang digunakan  $\frac{1}{2}$  HP dengan kecepatan 2800 rpm dan putaran kipas penyedot 1850 rpm. Dari hasil uji coba yang dilakukan, lama waktu penirisan minyak ceriping ubi hingga siap kemas 45 menit dengan banyaknya minyak goreng yang tertiriskan 15 cc.

3. (*Armanda Siryogiawan, 2017*) mesin peniris minyak pada penggorengan rempeyek dengan menggunakan metode spinning dan metode vakum bertujuan membantu proses penirisan dan menjaga kerenyahan produk. Putaran spinning rendah sebesar 500 rpm. Tetapi mesin tersebut mempunyai beberapa kelemahan yaitu desain mesin yang banyak memiliki ruang kosong dan konstruksi yang kurang kokoh menyebabkan pada bagian dasar dari tabung penampung minyak mejadi cembung akibat dari proses pemvakuman.

Dari hasil tinjauan pustaka diatas, maka pengembangan mesin peniris minyak diperlukan dengan metode spinning dan metode vakum yang digunakan untuk produk ote-ote goreng. Mesin ini digerakkan oleh motor berdaya 199 watt dengan putaran 700 rpm dan pompa vakum yang digunakan untuk menghisap udara didalam tabung agar ruangan menjadi hampa, serta meringankan beban tabung saat berputar sehingga kecepatan putar pada tabung meningkat guna membantu proses penirisan minyak.

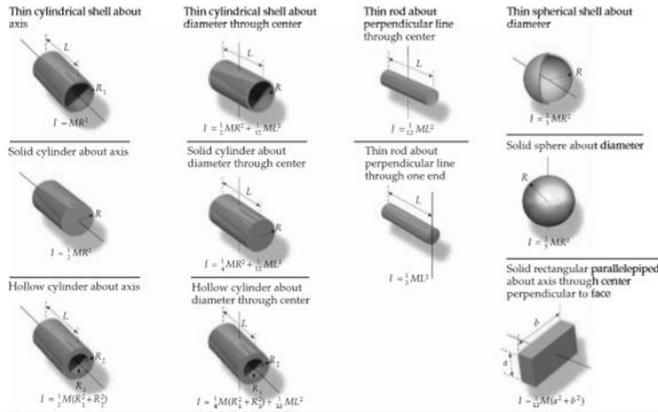
## **2.2 Perencanaan Daya**

Dalam bab ini akan dibahas rumus-rumus untuk digunakan dalam perhitungan yang terdiri dari daya yang dibutuhkan, sabuk dan puli, poros, pasak, serta bantalan yang akan digunakan.

### **2.2.1 Daya**

Untuk memperoleh besar daya yang akan digunakan dalam perencanaan mesin peniris minyak, setelah perancangan mesin dilakukan pengukuran ampere. Pengukuran tersebut dibantu dengan memakai tang ampere untuk mengetahui besarnya ampere dari motor listrik. Besar daya yang diperlukan dalam

proses penirisan minyak dapat ditentukan menggunakan persamaan berikut:



(Sumber: *Physics For Scientists and Engineers Sixth Edition*, 295)

Gambar 2.1 Diagram Momen Inersia

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 + \frac{1}{12} \cdot L^2 \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana:

- m = massa (kg)
- r = jari-jari tabung (m)
- L = panjang tabung (m)

$$T = I \alpha \dots\dots\dots (2.2)$$

Dimana:

- T = torsi, (N.m)
- $\alpha$  = percepatan sudut, (rad/s)

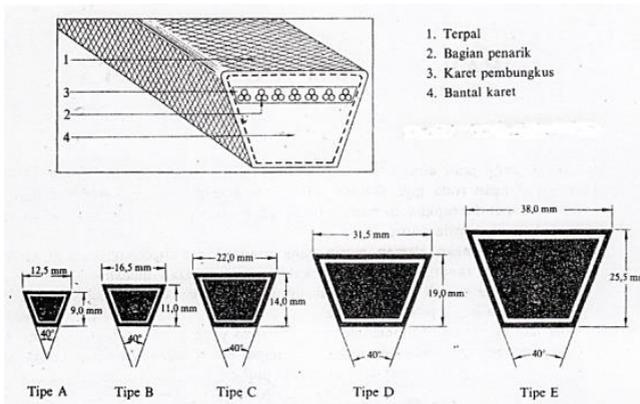
$$P = T \omega \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana:

- P = daya, Watt (W)
- T = torsi, (N.m)
- $\omega$  = kecepatan sudut, (rad/s)

## 2.2.2 Perencanaan Sabuk dan Pule

Pada perencanaan mesin peniris minyak penentuan sabuk yang akan digunakan adalah sabuk V. Menggunakan sabuk V karena menghasilkan transmisi daya yang besar pada tegangan yang relatif rendah. Sabuk V terbuat dari *rubber* (karet) sebagai elastisitas pada sabuk dan menjaga agar sabuk tidak slip dengan penampang sabuk adalah trapesium. Sabuk akan dibelitkan di sekeliling alur pada puli yang berbentuk V pula.



Gambar 2.2 Bentuk dan Dimensi Sabuk V

### 2.2.2.1 Perhitungan Daya Desain ( $P_d$ ) dan Torsi Desain ( $T_d$ )

Agar perencanaan aman maka perlu dinaikkan sedikit untuk besarnya daya dalam perencanaan atau daya desain ( $P_d$ ). Daya desain dihitung dengan mengalikan daya yang akan diteruskan dengan faktor koreksi atau dapat ditulis menggunakan rumus adalah:

$$P_d = f_c \cdot P \dots \dots \dots (2.4)$$

Dimana :

$P_d$  = Daya desain (kW)

$f_c$  = Faktor koreksi, (diperoleh dari lampiran 1)

$P$  = Daya nominal motor (kW)

Adapun hubungan antara daya dan torsi dapat ditentukan menggunakan persamaan dibawah ini:

1. Torsi satuannya kg.cm dan Daya satuannya HP (*Dobrovolsky, 1985 : 401*)

$$T = 716200 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

T = Torsi (kg.cm)

N = Daya (HP)

n = Putaran poros (rpm)

2. Torsi satuannya kgf.mm dan Daya satuannya kW (*Sularso, 2000 : 7*)

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

T = Torsi (kg.mm)

Pd = Daya, kW

3. Torsi satuannya lbf.in dan Daya satuannya HP (*Collins Jack A, 2003 : 180*)

$$T = 63.025 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

T = Torsi (lbf.in)

N = Daya (HP)

4. Torsi satuannya N.m dan Daya satuannya HP (*Deutschman, 1983 : 334*)

$$T = 9545 \frac{P}{n} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana :

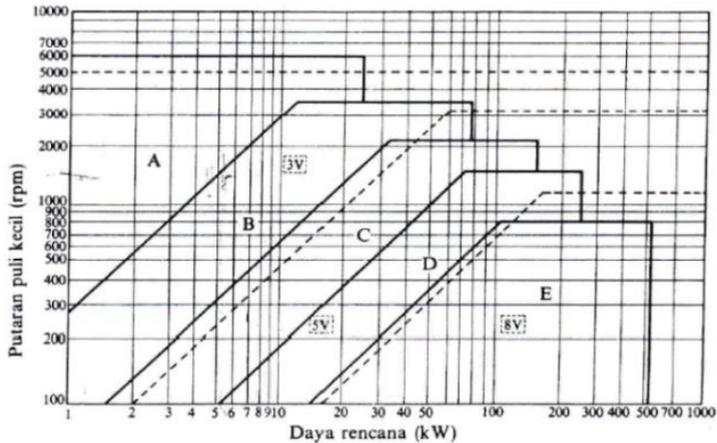
T = Torsi (N.m)

N = Daya (HP)

#### **2.2.2.2 Pemilihan Tipe Sabuk**

Pemilihan tipe sabuk berdasarkan daya desain (Pd) dan

putaran puli kecil ( $n_{\min}$ ), dengan melihat gambar 2.2. Sehingga diperoleh jenis sabuk yang sesuai.



Gambar 2.3 Diagram pemilihan sabuk V

Setelah didapatkan tipe sabuk yang sesuai, kemudian melihat gambar 2.3 untuk mengetahui dimensi sabuk, misalnya lebar ( $b$ ), tebal ( $h$ ) dan luas ( $A$ ). Data tersebut akan digunakan dalam perhitungan selanjutnya.

Tabel 2.1 Dimensi Sabuk V

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L Mm
	b mm	h mm	A cm <sup>2</sup>	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

### 2.2.2.3 Menghitung Diameter Puli

Tabel 2.2 Diameter Puli Kecil

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

Pemilihan diameter puli berdasarkan dari perhitungan menggunakan rumus perbandingan putaran (i) dimana:

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{D_p}{d_p} = \frac{1}{u} ; u = \frac{1}{i} \dots\dots\dots (2.9)$$

maka,

$$i = \frac{n_2}{n_1} = \frac{d_p}{D_p} \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana :

- $d_p$  = Diameter puli motor (mm)
- $D_p$  = Diameter puli poros (mm)
- $n_1$  = Putaran puli penggerak (rpm)
- $n_2$  = Putaran puli yang digerakkan (rpm)

### 2.2.2.4 Menentukan Kecepatan Keliling Puli

Kecepatan keliling puli dapat dihitung dengan menggunakan rumus rumus:

$$v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana :

- $v$  = Kecepatan keliling puli (m/s)

$d_p$  = Diameter puli motor (mm)  
 $n_1$  = Putaran poros (rpm)

### 2.2.2.5 Panjang Sabuk (L) dan Pemeriksaan Jarak Antar Poros (C)

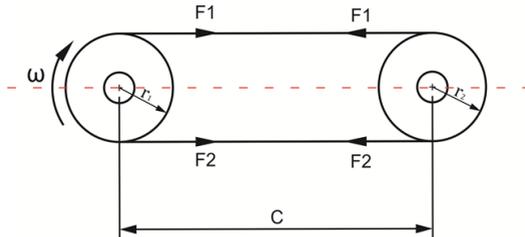
Pada umumnya ukuran sabuk sangat beragam, namun agar diperoleh panjang sabuk yang sesuai dengan perencanaan sangat sulit. Analisa untuk menghitung panjang sabuk yang dapat ditentukan dengan rumus:

$$L = 2C + \frac{\pi}{2}(d_p + D_p) + \frac{1}{4C}(D_p - d_p)^2 \quad (2.8) \dots\dots (2.12)$$

Dimana:

L = Panjang Sabuk (mm)

C = Jarak Antar Poros (mm)



Gambar 2.4 Jarak Antara Sumbu pada Poros

Sehingga sumbu poros C dapat dinyatakan menggunakan rumus:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8} \dots\dots\dots (2.13)$$

Dimana:

$$b = 2L - 3,14(D_p + d_p) \dots\dots\dots(2.14)$$

### 2.2.2.6 Menghitung Gaya-gaya pada Sabuk

Menentukan gaya-gaya yang terjadi pada sabuk pada saat berputar dengan meneruskan momen yang terjadi. Tegangan pada sisi tarik sabuk akan bertambah dan begitu sebaliknya pada sisi

kendor sabuk akan berkurang. Sehingga dapat digunakan persamaan berikut :

$$F_e = \frac{T}{r} \dots\dots\dots (2.15)$$

Jika tarikan sisi tarik ( $F_1$ ) dan sisi kendor ( $F_2$ ) maka untuk menentukan besarnya gaya tarik efektif  $F_e$  yang digunakan menggerakkan puli adalah:

$$F_e = F_1 - F_2 \dots\dots\dots (2.16)$$

Hubungan antara  $F_1$ ,  $F_2$ , koefisien gesek ( $f$ ) dan sudut-kontak ( $\alpha$ ) dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\mu \cdot \alpha} \dots\dots\dots (2.17)$$

Dimana :

$F_e$  = Gaya tangensial efektif (kgf)

$F_1$  = Tarikan pada sisi tarik (kgf)

$F_2$  = Tarikan pada sisi kendor (kgf)

$f$  = Koefisien gesek nyata antara sabuk dan puli

(dapat dilihat pada lampiran 7)

### 2.2.2.7 Sudut Kontak

Besar sudut kontak antara pulley dan belt pada pulley kecil dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ \dots\dots\dots (2.18)$$

Dimana :

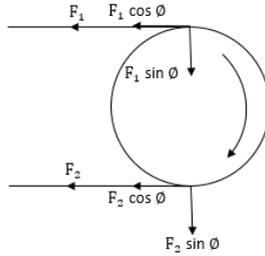
$\alpha$  = sudut kontak ( ° )

$D_1$  = diameter pulley yang digerakan (cm)

$D_2$  = diameter pulley penggerak (cm)

$C$  = jarak antar poros (cm)

*(Robert 1. Mott jilid 1 elemen – elemen mesin dalam perancangan mekanis Hal 242)*



Gambar 2.5 Sudut yang Terbentuk Antara Sabuk dan Puli

### 2.2.2.8 Tegangan Maksimum

Dalam kondisi operasinya, tarikan maksimum pada sabuk terjadi pada bagian yang tegang dan itu terjadi pada titik awal sabuk memasuki puli penggerak sehingga tegangan maksimum yang terjadi, dapat ditentukan menggunakan rumus berikut:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{d_p} \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana :

- $\sigma_0$  = Tegangan awal (kgf/cm<sup>2</sup>)
- A = Luas penampang belt (cm<sup>2</sup>)
- b = Lebar Sabuk (mm)
- $\gamma$  = Berat jenis (kg/dm<sup>3</sup>)
- v = Kecepatan keliling (m/s)
- g = Gaya gravitasi (m/s)
- $E_b$  = Modulus elastisitas bahan sabuk (kgf/cm<sup>2</sup>)
- h = Tebal sabuk V (mm)
- $d_p$  = Diameter pulley motor (mm)

Tabel 2.3 Diagram Pemilihan Bahan Sabuk

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Interstit ched rubber	Woven semi-linen
Width $b$ in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness $h$ in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.5	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in kgf/cm <sup>2</sup>	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100kg/cm <sup>2</sup>	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio $D_{min}/h$ recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in kgf/dm <sup>3</sup>	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	≈1.2	≈1.0
Constanta $a$	29	25	21	18	23	21
$w$ (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, $E_b$ in kgf/cm <sup>2</sup>	1.000-1.500	800-1.200	300-600	—	1.000-1.200	—

### 2.2.3 Perencanaan Poros

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting karena mayoritas setiap mesin menggunakan poros. Poros berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya, disertai dengan putaran. Menurut jenis pembebanannya poros dapat diklasifikasikan sebagai berikut.

#### 1. Poros Transmisi (*Line Shaft*)

Poros ini dapat mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui kopleng, *pulley*, roda gigi, *belt* atau sproket rantai dan sebagainya.

#### 2. *Spindle*

Poros trasmisi 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 seperti dipasang diantara roda–roda kereta api, yang tidak mendapat beban puntir dan kadang-kadang tidak boleh berputar. Gandar ini hanya mendapat beban lentur kecuali jika

digerakkan oleh penggerak mula dimana akan mengalami beban puntir juga.

#### 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 kecil.

#### 6. *Jack Shaft*

Merupakan poros pendek, biasanya digunakan pada dongkrak "jack" mobil.

### **2.2.3.1 Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros**

Fungsi poros sangat penting, sehingga diperlukan perencanaan yang tepat agar tidak terjadi resiko dan kesalahan pemesinan. Dalam merencanakan poros, hal-hal berikut ini perlu diperhatikan adalah sebagai berikut.

#### 1. Kekuatan poros

Suatu poros transmisi dapat mengalami beban puntir atau lentur atau gabungan antara puntir dan lentur. Selain itu ada poros yang mendapatkan beban tarik atau tekan seperti poros pada baling-baling kapal atau turbin, dan lain-lain. Kelelahan, tumbukan atau pengaruh konsentrasi tegangan jika diameter poros diperkecil (poros bertangga) atau bila poros mempunyai alur pasak, harus diperhatikan. Sebuah poros harus direncanakan hingga cukup kuat untuk menahan beban-beban yang diperoleh.

#### 2. Kekakuan poros

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

Karena itu selain kekuatan poros harus diperhatikan dan disesuaikan dengan jenis 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 karena itu maka poros harus direncanakan sedemikian rupa sehingga putaran poros lebih rendah dari putaran kritis.

### 4. Korosi

Bahan-bahan anti korosi harus dipilih untuk propeller, pompa jika terjadi kontak dengan media yang korosif. Demikian pula untuk poros yang terjadi kavitasi pada poros mesin yang berhenti lama.

#### 2.2.3.2 Analisa Gaya

Perhitungan gaya pada poros yang berputar mengelilingi sumbu, dengan tingkat waktu perubahan pada posisi sudut, yang disebut kecepatan sudut. Kecepatan sudut terjadi selama waktu percepatan konstan pada waktu tertentu, yang dapat dihitung dengan rumus:

$$\omega = \frac{2 \pi \cdot n_2}{60} \dots\dots\dots (2.20)$$

Dimana:

$\omega$  = Kecepatan sudut (rad/s)

$n_2$  = Putaran poros (rpm)

Percepatan sudut untuk mengetahui perubahan waktu pada kecepatan sudut. Dapat menggunakan rumus berikut:

$$\alpha_s = \frac{\omega_1 + \omega_0}{\Delta t} \dots\dots\dots (2.21)$$

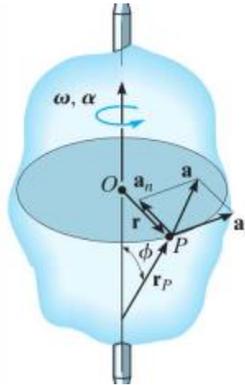
Dimana:

$\omega_0$  = Kecepatan sudut awal (rad/s)

$\omega_1$  = Kecepatan sudut saat beroperasi (rad/s)

$\alpha_s$  = Percepatan sudut (rad/s<sup>2</sup>)

$\Delta t$  = Waktu yang diperlukan dari keadaan diam sampai konstan (s)



Gambar 2.6 Kecepatan dan Percepatan Tabung

Percepatan pada titik P (gambar 2.7) dapat diketahui dengan menentukan percepatan normal ( $\alpha_n$ ) dan percepatan tangensial ( $\alpha_t$ ) terlebih dahulu, menggunakan rumus:

$$\alpha_t = \alpha r \dots\dots\dots (2.22)$$

$$\alpha_n = \omega^2 r \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana:

$\alpha_t$  = Percepatan tangensial ( $m/s^2$ )

$\alpha_n$  = Percepatan normal ( $m/s^2$ )

$\alpha$  = Percepatan ( $rad/s^2$ )

$r$  = Jari-jari tabung (m)

karena percepatan tangensial  $\alpha_t$  dan percepatan normal  $\alpha_n$  tegak lurus satu sama lain, besar akselerasi bisa ditentukan dengan:

$$\alpha = \sqrt{\alpha_t^2 + \alpha_n^2} \dots\dots\dots (2.24)$$

Dimana :

$\alpha$  = Resultan percepatan ( $m/s^2$ )

Sehingga dalam menentukan gaya yang bekerja dapat menggunakan rumus berikut:

$$F = m \cdot \alpha \dots\dots\dots (2.25)$$

Dimana:

F = Gaya (kgf)

m = Masa ote-oe (kg)

$\alpha$  = Percepatan ( $m/s^2$ )

### 2.2.3.3 Menentukan Besar Momen Gabungan

Menentukan besar momen gabungan (momen resultan) pada poros digunakan persamaan berikut:

$$M = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \dots\dots\dots (2.26)$$

Dimana:

M = Momen bending gabungan (kgf.mm)

$M_H$  = Momen bidang horizontal (kgf.mm)

$M_V$  = Momen bidang vertikal (kgf.mm)

### 2.2.3.4 Menentukan Diameter pada Poros

Sebelum melakukan perhitungan diameter terlebih dahulu menentukan jenis bahan yang akan digunakan sebagai poros. Karena hal ini akan berpengaruh dengan nilai titik luluh suatu material. Setelah bahan ditentukan maka dapat menghitung diameter poros dengan menggunakan rumus

$$\tau_{max} = \frac{0,5 \text{ Syp}}{N} = \frac{16}{\pi \cdot D^3} \sqrt{M^2 + T^2} \dots\dots\dots (2.27)$$

Untuk mencari diameter poros dapat diuraikan menjadi:

$$D = \sqrt[3]{\frac{16 N}{0,5 S_{yp} \pi} \sqrt{M^2 + T^2}} \dots\dots\dots (2.28)$$

Dimana:

- $\tau_{max}$  = Tegangan geser maksimum (psi)
- D = Diameter poros (mm)
- $S_{yp}$  = Kekuatan tarik (psi)
- N = Faktor keamanan

## 2.2.4 Perencanaan Pasak

### 2.2.4.1 Klasifikasi Pasak

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

1. Pasak Tirus (*Tapered key*)
2. Pasak setengah silinder (*Wood ruff key*)
3. Pasak datar (*Square key*).

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

#### 1. Pasak memanjang

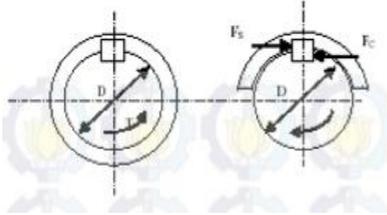
Pasak yang menerima gaya sepanjang penampang pasak secara merata. Pasak ini digolongkan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

#### 2. Pasak melintang (pen)

Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dibagi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris. Pada perencanaan mesin pemotong botol kaca persegi ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar. Pasak ini mempunyai dimensi lebar (W) dan panjang (L). Perlu diperhatikan bahwa lebar pasak sebaiknya antara 25 - 35% dari diameter poros, dan panjang pasak jangan terlalu panjang dibandingkan dengan diameter poros (antara 0,75 sampai 1,5D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandartkan.

### 2.2.4.2 Perhitungan Pasak Datar Segi Empat

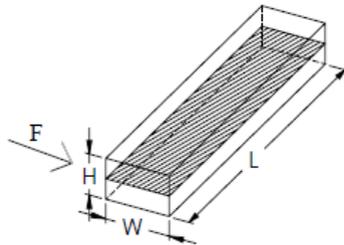
Analisis perhitungannya pada pasak dapat dilakukan ketika poros berputar untuk mentransmisikan daya ke hub dengan perantara pasak, maka pada pasak akan terjadi tegangan geser dan tegangan kompresi akibat putaran poros.



Gambar 2.7 Gaya yang Terjadi pada Pasak

### 2.2.4.3 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 2.10.



Gambar 2.8 Tegangan Geser pada Pasak

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

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

$$S_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{W.L} = \frac{2T}{W.L.D} \dots\dots\dots (2.29)$$

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:

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

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

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

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

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

$$L \geq \frac{2 T N}{W D \cdot 0,58 S_{yp}} \dots\dots\dots (2.30)$$

Harga faktor keamanan sebagai berikut: (Sumber: *Sularso, 2004:25*)

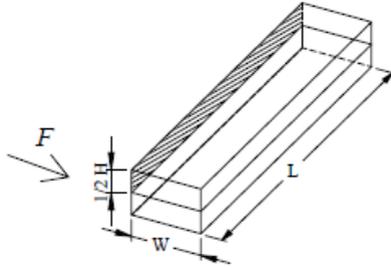
31 – 1,5 = Beban yang dikenakan secara perlahan-lahan

41,5 – 3 = Dikenakan tumbukan ringan

52 – 5 = dikenakan secara tiba-tiba tumbukan berat

### 2.2.4.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

Pada pasak akan terjadi tegangan kompresi pada setengah permukaan samping seperti gambar dibawah ini:



Gambar 2.9 Tegangan Kompresi pada Pasak

Sehingga tegangan kompresi yang terjadi akibat gaya tangensial F pada permukaan pasak dirumuskan sebagai berikut:

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

$$\sigma_c = \frac{F}{A} = \frac{F}{(W/2) L} = \frac{4T}{W.L.D} \dots\dots\dots (2.31)$$

Dimana:

$\sigma_c$  = Tegangan kompresi (kg/mm<sup>2</sup>)

W = Lebar pasak (mm)

L = Panjang pasak (mm)

D = Diameter poros (mm)

T = Torsi (kg.mm)

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

$$L = \frac{4 T}{s_c W D} \dots\dots\dots (2.32)$$

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

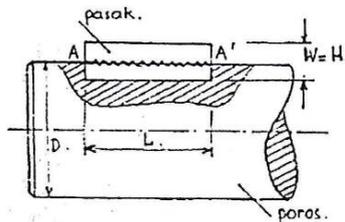
$$\sigma_c \leq |\sigma_c|$$

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

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

$$L \geq \frac{F N}{0,5 H D S_{yp}} \dots\dots\dots (2.33)$$

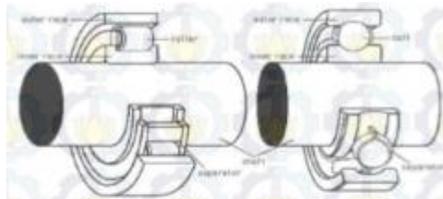
Berdasarkan persamaan diatas, maka panjang pasak (L) dapat dihitung. Panjang yang dihasilkan ini merupakan panjang minimum namun aman terhadap tegangan-tegangan tersebut.



Gambar 2.10 Panjang Pasak (L)

### 2.2.5 Perencanaan Bearing

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.



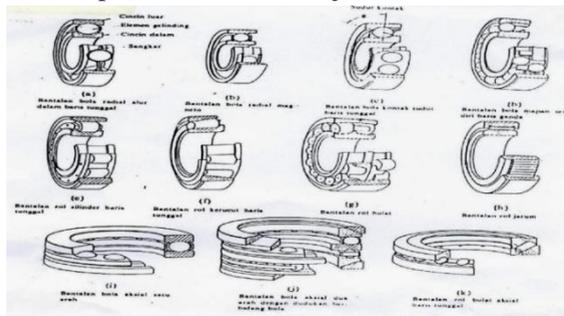
Gambar 2.11 Konstruksi Poros pada Bearing Bantalan dapat diklasifikasikan atas dasar gerakan bantalan terhadap poros yaitu:

1. Bantalan Luncur (Journal Bearing)

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 (Rolling Bearing)

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 2.12 Rolling Bearing

2.2.5.1 Gesekan pada Rolling Bearing

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.

Tabel 2.4 Harga rata-rata koefisien gesek pada bearing

No	Type Bearing	Start		Berjalan	
		Radial	Aksial	Radial	Aksial
1	Ball Bearing	0,0025	0,0060	0,0015	0,0040
2	Spherical Roller Bearing	0,0030	0,1200	0,0018	0,0080
3	Cylindrical Roller Bearing	0,0020	---	0,0011	---

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

$$hp = \frac{T.n}{63.025} = \frac{f.F_r.d.n}{126.050} \dots\dots\dots (2.34)$$

Dimana:

hp = Daya yang hilang karena gesekan (hp)

T = Torsi akibat gesekan (lbf.in)

F<sub>r</sub> = Gaya radial pada bearing (lbf)

f = koefisien gesek

**2.2.5.2 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 :

$$P = F_s (X . V . F_R + Y F_a) \dots\dots\dots (2.35)$$

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

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

1. Cari terlebih dahulu harga:  $i.F_a/C_0$   
 $i$  = jumlah deret *bearing*
2. Kemudian dari harga ini, ditarik garis ke kanan sampai pada kolom  $e$ , sehingga didapat harga  $e$ .
3. Cari harga:  $F_a/(V.F_r)$ , dan bandingkan dengan harga  $e$ , akan diperoleh kemungkinan:  $F_a/(V.F_r) < e$  atau  $F_a/(V.F_r) = e$  atau  $F_a/(V.F_r) > e$ .
4. Dari perbandingan harga tersebut, maka akan didapatkan harga  $X$  dan  $Y$  dari kolom:  $F_a/(V.F_r) \leq e$  atau  $F_a/(V.F_r) > e$ . Khusus untuk deret satu (single row *bearing*), bila harga  $F_a/(V.F_r) \leq e$ , maka  $X = 1$  dan  $Y = 0$ .
5. Dapat dibantu dengan Interpolasi atau Extrapolasi.

Tabel 2.5 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*)

### 2.2.5.3 Prediksi Umur Bearing

Prediksi umur bearing dapat ditentukan dengan nilai C yang bergantung pada factor yang sama untuk menentukan C<sub>0</sub>. Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus: .

$$L_{10} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^b \dots\dots\dots (2.36)$$

Dimana :

- L<sub>10</sub> = 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  
= 3,333 untuk bantalan rol
- n = Putaran poros (rpm)

### 2.2.6 Kapasitas Mesin

Dalam perhitungan untuk menentukan kapasitas mesin dapan menggunakan persamaan sebagai berikut:

$$\text{Kapasitas} = \frac{\text{kuantitas}}{\text{waktu}} \dots\dots\dots (2.37)$$

Dimana:

- Kapasitas = Kapasitas mesin (*kg/Jam*)
- Kuantitas = Jumlah produk (kg)
- Waktu = Waktu proses (menit)

### 2.2.7 Hasil dan Analisa Percobaan

Percobaan yang dilakukan dalam penirisan minyak pada ote-ote goreng ini menggunakan tiga variasi percobaan yang digunakan yaitu variasi pada tekanan vakum, variasi waktu dan

tingkat kerusakan ote-ote goreng. Variasi pada tekanan vakum terdiri dari beberapa variasi tekanan yaitu, 0 cmHg, 10 cm Hg, 15 cmHg, dan 20 cmHg. Pada variasi waktu yang digunakan yaitu dengan waktu 1 menit, 3 menit, dan 5 menit.

Pada proses pengambilan keputusan penggunaan tekanan yang sesuai yaitu dengan melakukan percobaan satu kali setiap variasi tekanan yang digunakan. Tekanan yang akan digunakan adalah massa minyak yang tertiriskan terbanyak.

Pengambilan data berdasarkan variasi waktu, dilakukan tiga kali proses penirisan. Pada setiap proses penirisan minyak melakukan percobaan satu kali setiap variasi waktu yang digunakan yaitu 1 menit, 3 menit, dan 5 menit. Pada setiap perbedaan waktu yang digunakan, dilakukan perhitungan berat untuk mengetahui berapa gram minyak yang tertiriskan.

Proses pengambilan data pada variasi kerusakan ote-ote goreng berdasarkan waktu yang digunakan dalam penirisan. Pengambilan data dilakukan setelah setiap proses penirisan minyak selesai dilakukan.

Untuk mengetahui presentase minyak yang tertiriskan menggunakan persamaan:

$$PT = \frac{P_1 - P_2}{P_1} \times 100\% \dots\dots\dots (2.38)$$

Dimana:

- PT = Presentase Tiris (%)
- P1 = Berat sebelum ditiriskan (gram)
- P2 = Berat setelah ditiriskan (gram)

Untuk mengetahui presentase kerusakan ote-ote goreng dengan menggunakan persamaan berikut:

$$PR = \frac{R}{U} \times 100\% \dots\dots\dots (2.39)$$

Dimana:

PR = Presentase rusak (%)

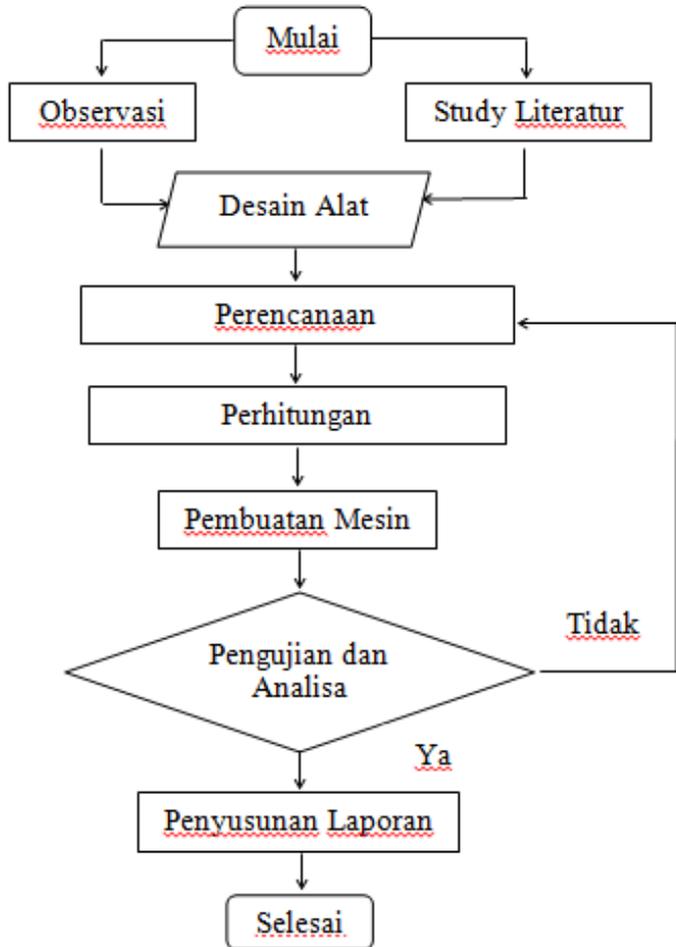
R = Jumlah ote-ote rusak (buah)

U = Jumlah awal ote-ote (buah)

## BAB III METODOLOGI

### 3.1 Diagram Alir Proses

Metodologi dalam penelitian yang digunakan melalui beberapa tahapan yang dapat dijabarkan melalui diagram seperti berikut:



Gambar 3.1 Diagram Alir Metodologi

## 3.2 Tahapan Proses Pembuatan

Tahapan proses diawali dengan pengamatan di lapangan, perumusan masalah dan studi literatur, sehingga dapat dilihat pada uraian dibawah ini:

### 3.2.1 Observasi

Dalam tahapan ini dilakukan pengamatan langsung pada penjual gorengan milik Bpk. Moh. Suyatno di Jl. Bungurasih Tengah no. 54, Kel. Bungurasih, Kec. Waru, Kabupaten Sidoarjo. Dari data diperoleh permasalahan yang timbul pada produk gorengan yaitu masih tingginya kadar minyak dan pada saat gorengan ditiriskan dengan posisi tertumpuk, menyebabkan gorengan dibagian bawah membutuhkan waktu penirisan minyak cukup lama. Proses penirisan minyak yang lama dan tidak adanya wadah yang sesuai seperti pada gambar 3.2. Dalam sekali penggorengan untuk produk ote-ote goreng dengan diameter penggorengan 66 cm, mampu menggoreng 2-3 kg ote-ote goreng. Dalam sehari mampu memproduksi ote-ote goreng 4-7 kg.



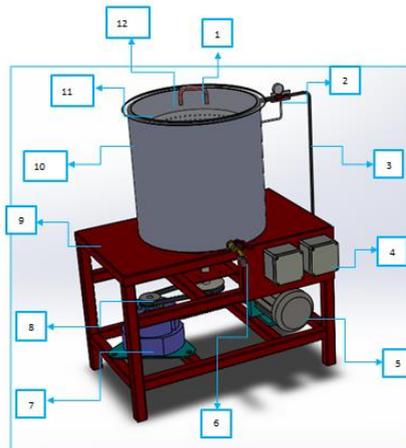
Gambar 3.2 Pengamatan di Lapangan

### 3.2.2 Studi Literatur

Studi pustaka dilakukan dengan mempelajari melalui internet, buku atau text book dan tugas akhir yang berkaitan. Data-data penunjang digunakan untuk mengetahui prinsip dan mekanisme dalam proses perencanaan mesin. Berdasarkan hasil studi literatur didapatkan data mengenai kelebihan dan kekurangan mesin terdahulu sebagai bahan referensi pada perencanaan mesin, sehingga didapatkan mesin yang lebih baik dalam perancangannya. Selain itu diperlukan literatur yang sesuai mengenai perhitungan dalam perencanaan komponen dalam pembuatan mesin peniris minyak.

### 3.2.3 Desain Alat

Berdasarkan hasil yang didapatkan dari observasi dan studi literatur maka desain mesin yang dibuat yaitu terdiri dari kerangka dan sistem penggerak mesin peniris minyak dengan kecepatan putar 700 rpm, menggunakan bahan stainless steel dan dibantu sistem vakum.



Gambar 3.3 Desain 3D Mesin

Keterangan:

- |                          |                     |
|--------------------------|---------------------|
| 1. Pegangan tutup tabung | 7. Motor listrik    |
| 2. Pressure Gauge        | 8. Puli dan Sabuk V |
| 3. Selang Vakum          | 9. Kerangka meja    |
| 4. Handle on/off         | 10. Tabung diam     |
| 5. Pompa vakum           | 11. Penutup tabung  |
| 6. Kran keluar minyak    | 12. Tabung putar    |

### **3.2.4 Perencanaan**

Perencanaan bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme dari data yang telah diperoleh dari observasi dan studi literatur. Penentuan bahan yang akan digunakan dipilih bahan yaitu stainless steel agar tidak mudah terjadi korosi, karena bersentuhan langsung dengan produk makanan.

### **3.2.5 Perhitungan**

Setelah perencanaan dibuat, selanjutnya akan dilakukan perhitungan untuk mendapatkan kesesuaian terhadap desain mesin yang telah dibuat dengan dimensi mesin yang telah ditentukan. Perhitungan yang dilakukan untuk mendapatkan:

- a) Daya yang diperlukan agar mendapatkan daya motor yang sesuai.
- b) Tekanan pada proses pemvakuman untuk mendapatkan daya pompa vakum yang sesuai.
- c) Menentukan dimensi dari belt dan puli, poros, pasak, dan bearing yang sesuai.

### **3.2.6 Pembuatan Mesin**

Dari hasil observasi, perhitungan, perencanaan, dan desain alat mesin peniris minyak dapat diketahui dimensi komponen yang diperlukan untuk pembuatan mesin. Komponen-komponen

tersebut selanjutnya dilakukan perakitan secara berurutan dengan pemilihan elemen mesin sesuai dengan desain yang telah dibuat.

### **3.2.7 Pengujian dan Analisa**

Proses pengujian dilakukan setelah mesin selesai dibuat dan dengan mengoperasikan mesin tersebut. Dalam pengujian dapat diperoleh hasil proses penirisan minyak dengan memperhatikan hal-hal berikut:

1. Presentase minyak tertiriskan
2. Presentase kerusakan

### **3.2.8 Pembuatan Laporan**

Pembuatan laporan adalah tahap akhir dari pembuatan mesin peniris minyak, dengan membuat laporan dari tahap observasi hingga hasil yang dicapai dari pengujian.

## BAB IV ANALISA DAN PEMBAHASAN

Sebelum dilakukan pembuatan mesin peniris minyak, terlebih dahulu dilakukan menghitung perencanaan yang diperlukan mulai dari menentukan daya yang dibutuhkan, hingga perhitungan komponen-komponen mesin. Analisa perencanaan dan perhitungan pada pembuatan mesin peniris minyak dibutuhkan agar mesin dapat bekerja secara optimal.

### 4.1 Perencanaan Mesin

Perencanaan mesin peniris minyak dengan data yang direncanakan yaitu sebagai berikut:

- Kuantitas produk = 2 kg
- Diameter tabung putar = 32 cm = 320 mm
- Tinggi tabung putar (L) = 35,5 cm = 355 mm
- $n_1 = 700$  rpm (Putaran poros penggerak dengan putaran poros yang digerakkan sama, yaitu menggunakan perbandingan 1:1)
- Diameter Puli:  $d_p$  = 152,4 mm
- Jarak antar poros (C) = 160 mm

### 4.2 Perencanaan Daya Motor

Dalam perencanaan daya yang dibutuhkan pada motor listrik yaitu sebagai berikut:

$$\begin{aligned} I &= \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 + \frac{1}{12} \cdot L^2 \\ &= \frac{1}{2} \cdot 2 \text{ kg} \cdot (0,16 \text{ m})^2 + \frac{1}{12} \cdot (0,355 \text{ m})^2 \\ &= 0,036 \text{ kgm}^2 \\ \omega_1 &= \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \\ &= \frac{2 \cdot \pi \cdot 700}{60} \\ &= 73,303 \text{ rad/s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\alpha &= \frac{\omega_1 - \omega_0}{\Delta t} \\ &= \frac{73,303 \frac{\text{rad}}{\text{s}} - 0}{1 \text{ s}} \\ &= 73,303 \frac{\text{rad}}{\text{s}}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}T &= I \cdot \alpha \\ &= 0,036 \text{ kgm}^2 \cdot 73,303 \text{ rad/s} \\ &= 2,638 \text{ N.m}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}P &= T \cdot \omega_1 \\ &= 2,638 \text{ N.m} \cdot 73,303 \text{ rad/s} \\ &= 193,373 \text{ watt} = 0,193 \text{ kW}\end{aligned}$$

Jadi, daya yang direncanakan untuk motor listrik adalah sebesar 0,193 kW.

#### 4.2.1 Perhitungan Daya Desain

Perencanaan daya desain dapat diketahui dengan menggunakan rumus dibawah: (nilai  $f_c = 1,0$  dilihat pada lampiran 2 dengan variasi beban sangat kecil, kondisi jam kerja selama 3-5 jam per hari)

$$\begin{aligned}P_d &= f_c \cdot P \\ &= 1,0 \cdot 0,193 \text{ kW} \\ &= 0,193 \text{ kW}\end{aligned}$$

Dalam menentukan besar torsi yang digunakan untuk perencanaan dapat dihitung menggunakan persamaan berikut:

$$\begin{aligned}T_d &= 974.000 \cdot \frac{P_d}{n} \\ &= 974.000 \cdot \frac{0,193 \text{ kW}}{700 \text{ rpm}} \\ &= 268,545 \text{ kgf.mm}\end{aligned}$$

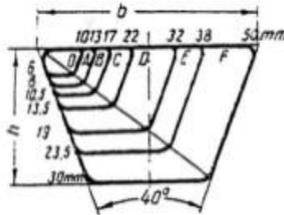
#### 4.2.2 Pemilihan Tipe Sabuk

Perencanaan sabuk harus ditentukan terlebih dahulu jenis sabuk berdasarkan daya dan putaran yang dibutuhkan. Jenis sabuk dipilih berdasarkan daya yang akan ditransmisikan dan putaran yang terjadi pada puli. Pada perhitungan sebelumnya telah

didapatkan daya desain sebesar 0,193 kW dan putaran untuk puli motor ( $n_1$ ) sebesar 700 rpm.

Berdasarkan data tersebut, maka dapat dilihat pada lampiran 3 digunakan tipe sabuk V jenis A. Selanjutnya, pada lampiran 4 dapat diperoleh dimensi sabuk V adalah sebagai berikut:

- Tinggi (b) = 13 mm
- Lebar (h) = 8 mm
- Luas penampang (A) = 0,81 cm<sup>2</sup>

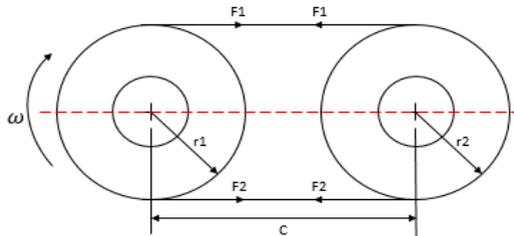


Gambar 4.1

Dimensi Sabuk V

### 4.2.3 Menghitung Diameter Puli

Untuk memilih diameter puli besar dalam perencanaan agar mendapatkan torsi besar dapat menggunakan diameter puli yang sama. Sehingga digunakan rumus dengan perbandingan reduksi ( $i=1$ ). Persamaan yang digunakan adalah sebagai berikut:



Gambar 4.2 Perencanaan Sabuk dan Puli

Diketahui:  $d_p = 6 \text{ inch} = 152,4 \text{ mm}$

$n_1 = n_2 = 700 \text{ rpm}$

Sehingga diperoleh diameter puli penggerak dan puli yang digerakkan sama, yaitu  $D_p = 6 \text{ inch} = 152,4 \text{ mm}$ .

#### 4.2.4 Kecepatan Keliling Sabuk V

Menentukan kecepatan pada keliling sabuk V dengan menggunakan rumus berikut:

Dari data yang diketahui yaitu:

$$D = d_p = D_p = 6 \text{ inch} = 152,4 \text{ mm}$$

$$n = n_1 = n_2 = 700 \text{ rpm}$$

Sehingga:  $v = \frac{\pi \cdot d_p \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$

$$v = \frac{\pi \cdot 152,4 \text{ mm} \cdot 700 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{335145,10}{60.000}$$

$$= 5,585 \text{ m/s}$$

#### 4.2.5 Panjang Sabuk (L) dan Pemeriksaan Jarak Antar Poros (C)

Menentukan panjang sabuk (L) yang akan digunakan dapat diketahui dengan rumus berikut:

$$\begin{aligned} L &= 2 C + \frac{\pi}{2} (d_p + D_p) + \frac{(D_p - d_p)^2}{4C} \\ &= 2(160 \text{ mm}) + \frac{\pi}{2} (152,4 \text{ mm} + 152,4 \text{ mm}) + \\ &\quad \frac{(152,4 \text{ mm} - 152,4 \text{ mm})^2}{4 \cdot 160 \text{ mm}} \\ &= 798,778 \text{ mm} \end{aligned}$$

Berdasarkan pada lampiran 5 dimensi Tipe belt A, panjang belt yang paling mendekati perhitungan adalah 800 mm. Jadi, panjang belt yang digunakan adalah 787 mm.

Selanjutnya, pemeriksaan jarak antar poros (C) yang sebenarnya dengan persamaan rumus sebagai berikut:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}$$

Terlebih dahulu mencari nilai  $b$  dengan persamaan:

$$b = 2L - \pi(d_p + D_p)$$

$$b = 2 \cdot 798,778 \text{ mm} - 3,14(152,4 \text{ mm} + 152,4 \text{ mm})$$

$$b = 1597,556 \text{ mm} - 3,14(304,8 \text{ mm})$$

$$b = 1597,556 \text{ mm} - 957,072 \text{ mm}$$

$$b = 640,484 \text{ mm}$$

Sehingga:

$$C = \frac{b + \sqrt{b^2 - 8(D_p - d_p)^2}}{8}$$

$$C = \frac{640,484 \text{ mm} + \sqrt{(640,484 \text{ mm})^2 - 8(152,4 \text{ mm} - 152,4 \text{ mm})^2}}{8}$$

$$C = \frac{640,484 \text{ mm} + 640,484 \text{ mm}}{8}$$

$$C = \frac{1280,968}{8}$$

$$C = 160,121 \text{ mm}$$

Jadi, jarak kedua poros sebenarnya sesuai panjang sabuk yang digunakan adalah 160,121 mm.

#### 4.2.6 Analisa Gaya pada Sabuk

Pada analisa gaya yang terjadi pada sabuk, terdapat gaya efektif yang dapat ditentukan dengan rumus:

$$F_e = F_1 - F_2 \text{ ..... (Pers. I)}$$

$$P = \frac{F_e \cdot v}{102}$$

$$\begin{aligned} F_e &= \frac{102 \cdot P}{v} \\ &= \frac{102 \cdot 0,193 \text{ kW}}{5,585 \frac{\text{m}}{\text{s}}} \\ &= 3,524 \text{ kgf} \end{aligned}$$

Setelah gaya efektif diketahui, menentukan gaya tarik yang terjadi pada bagian sabuk kendur dan kencang dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{f \cdot \alpha}$$

Dimana data yang diketahui:

$F_1$  = Gaya tarik sabuk bagian kencang

$F_2$  = Gaya tarik sabuk bagian kendur

$f = 0,3$

$e = 2,718$

Maka,

$$\alpha = 180^\circ - \frac{Dp-dp}{C} \times 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{152,4-152,4}{160} \times 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ = \pi \text{ rad}$$

Sehingga:

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,718^{0,3 \cdot 3,147}$$

$$\frac{F_1}{F_2} = 2,565$$

$$F_1 = 2,564 F_2 \text{ .....(Pers. II)}$$

Sehingga dari hasil persamaan II dapat disubstitusikan dengan persamaan I, menjadi:

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$3,524 \text{ kgf} = (2,564 F_2) - F_2$$

$$3,524 \text{ kgf} = 1,564 F_2$$

$$F_2 = \frac{3,524 \text{ kgf}}{1,564 \text{ kgf}}$$

$$F_2 = 2,253 \text{ kgf}$$

Dengan demikian, besar nilai  $F_1$  dapat ditentukan dengan:

$$F_1 = 2,564 \cdot F_2$$

$$= 2,564 \cdot 2,253 \text{ kgf}$$

$$= 5,776 \text{ kgf}$$

#### 4.2.7 Tegangan Maksimum

Tegangan maksimum sabuk dapat ditentukan dengan menggunakan rumus berikut:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F_e}{2 \cdot A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10 \cdot g} + E_b \frac{h}{D_{min}}$$

Data yang diketahui:

- $\sigma_0$  = Tegangan awal = 12kg/cm<sup>2</sup>
- $F_e$  = 3,524 kgf
- $A$  = Luas penampang belt Type A = 0,81cm<sup>2</sup>
- $h$  = Ketebalan sabuk V Type A = 8 mm = 0,8 cm
- $v$  = Kecepatan sabuk V = 5,585 m/s = 558,5 cm/s
- $\gamma$  = Berat jenis sabuk V = 1,5 kgf/dm<sup>3</sup> = 0,0015 kgf/cm<sup>3</sup> (dilihat pada lampiran 8, direncanakan menggunakan bahan *rubber canvas*)
- $E_b$  = Modulus elastisitas bahan sabuk V = 1000 kg/cm<sup>2</sup> (dilihat pada lampiran 8, direncanakan Menggunakan bahan *rubber canvas*)
- $g$  = Percepatan gravitasi = 9,81m/s<sup>2</sup> = 981 cm/s<sup>2</sup>

Maka,

$$\begin{aligned} \sigma_{max} &= 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + \frac{3,524 \text{ kgf}}{2 \cdot 0,81 \text{ cm}^2} + \frac{0,0015 \text{ kgf/cm}^3 \cdot (558,5 \text{ cm/s})^2}{981 \text{ cm/s}^2} \\ &\quad + 1000 \text{ kg/cm}^2 \cdot \frac{0,8 \text{ cm}}{15,24 \text{ cm}} \\ &= 66,669 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

### 4.3 Perencanaan Poros

#### 4.3.1 Analisa Gaya

Analisa gaya yang diperlukan dalam perencanaan poros, dengan data yang sudah didapatkan yaitu:

$$\omega = 73,303 \text{ rad/s}$$

$$\alpha_s = 73,303 \text{ rad/s}$$

$$r = 0,16 \text{ m}$$

Sehingga besar percepatan sudut digunakan untuk menentukan besar percepatan resultan tabung silinder pada kondisi bekerja (berputar). Terlebih dahulu harus mengetahui nilai percepatan tangensial dan percepatan normal dengan persamaan berikut:

Percepatan tangensial

$$\alpha_t = \alpha_s r$$

$$\alpha_t = 73,303 \text{ rad/s}^2 \cdot 0,16 \text{ m}$$

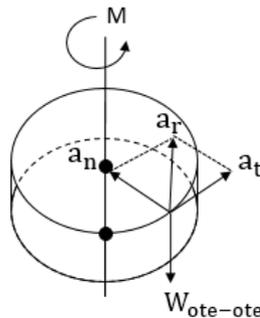
$$\alpha_t = 11,728 \text{ m/s}^2$$

Percepatan normal

$$\alpha_n = \omega^2 r$$

$$\alpha_n = (73,303 \text{ rad/s})^2 \cdot 0,16 \text{ m}$$

$$\alpha_n = 859,732 \text{ m/s}^2$$



Gambar 4.3 Diagram Kecepatan pada Tabung

Setelah mendapatkan nilai percepatan tangensial dan percepatan normal maka percepatan resultan dapat ditentukan dengan persamaan berikut:

$$\alpha = \sqrt{\alpha_t^2 + \alpha_n^2}$$

$$\alpha = \sqrt{(11,728 \text{ m/s}^2)^2 + (859,732 \text{ m/s}^2)^2}$$

$$\alpha = 859,809 \text{ m/s}^2$$

Menentukan besar gaya yang bekerja pada tabung silinder dapat menggunakan rumus berikut: (dengan menggunakan massa ote-ote sebesar 2 kg)

$$F = m \cdot a$$

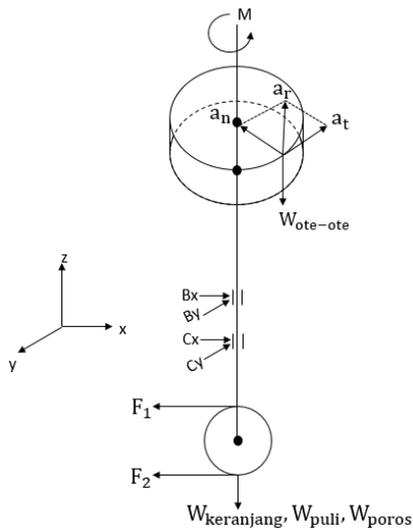
$$F = 2 \text{ kg} \cdot 859,809 \text{ m/s}^2$$

$$F = 1719,618 \text{ N} \cdot \frac{0,102 \text{ kgf}}{1 \text{ N}}$$

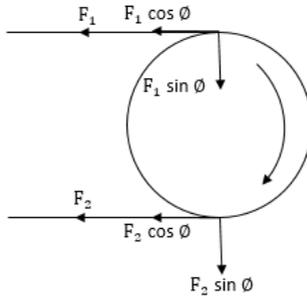
$$F = 175,401 \text{ kgf}$$

#### 4.3.2 Diagram Benda Bebas (*Free Body Diagram*)

Perencanaan gaya-gaya yang terjadi pada poros dapat dilihat pada diagram benda bebas berikut:



Gambar 4.4 Diagram Benda Bebas Poros



Gambar 4.5 Diagram Gaya pada Sabuk dan Puli

Arah gaya dapat ditentukan menjadi arah Arah X dan Arah Y yang dapat dilihat pada gambar 4.5 Diagram Gaya pada Sabuk dan Puli.

Diketahui data sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{(180^\circ - \alpha)}{2} \\ &= \frac{180^\circ - 180^\circ}{2} \\ &= 0^\circ \end{aligned}$$

- Gaya dari arah X yaitu:

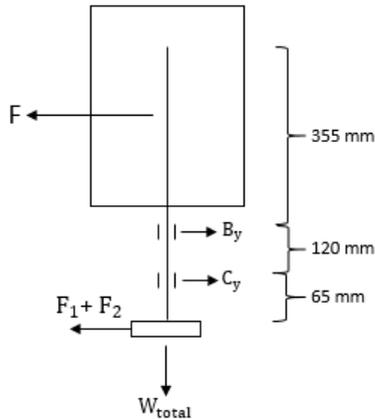
$$\begin{aligned} F_1 + F_2 &= F_1 \sin \phi + F_2 \sin \phi \\ &= 5,776 \sin 0^\circ + 2,253 \sin 0^\circ \\ &= 5,776 \cdot 0 + 2,253 \cdot 0 \\ &= 0 \text{ kgf} \end{aligned}$$

- Gaya dari arah Y yaitu:

$$\begin{aligned} F_1 + F_2 &= F_1 \cos \phi + F_2 \cos \phi \\ &= 5,776 \cos 0^\circ + 2,253 \cos 0^\circ \\ &= 4,776 \cdot 1 + 2,253 \cdot 1 \\ &= 8,029 \text{ kgf} \end{aligned}$$

### 4.3.3 Reaksi Tumpuan

#### 4.3.3.1 Ditinjau pada Bidang Horisontal



Gambar 4.6 Gaya-gaya pada Bidang Horisontal

$$\rightarrow \sum F_y = 0$$

$$- F + B_y + C_y - (F_1 + F_2) = 0$$

$$B_y + C_y = F + (F_1 + F_2)$$

$$B_y + C_y = 175,401 \text{ kgf} + 8,029 \text{ kgf}$$

$$B_y + C_y = 183,43 \text{ kgf} \dots\dots\dots \text{(Pers. I)}$$

$$\curvearrowright + \sum M_{C_y} = 0$$

$$- F(335) + B_y(120) + (F_1 + F_2)(65) = 0$$

$$B_y(120) = F(335) - (F_1 + F_2)(65)$$

$$B_y(120) = 175,401 \text{ kgf}(335) - 8,029 \text{ kgf}(65)$$

$$B_y = \frac{58237,45}{120} \text{ kgf}$$

$$B_y = 485,312 \text{ kgf} \dots\dots\dots \text{(Pers. II)}$$

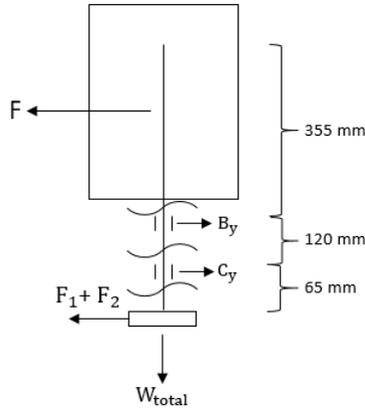
Substitusi antara persamaan II ke persamaan I, sebagai berikut:

$$B_y + C_y = 183,43 \text{ kgf}$$

$$485,312 \text{ kgf} + C_y = 183,43 \text{ kgf}$$

$$C_y = 183,43 \text{ kgf} - 485,312 \text{ kgf}$$

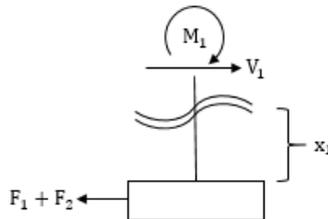
$$C_y = -301,882 \text{ kgf}$$



Gambar 4.7 Diagram Bagian Potong

Terdapat tiga bagian dalam pemotongan, sehingga dapat ditentukan nilai sebagai berikut:

### Potongan 1-1



Gambar 4.8 Diagram Potongan 1-1

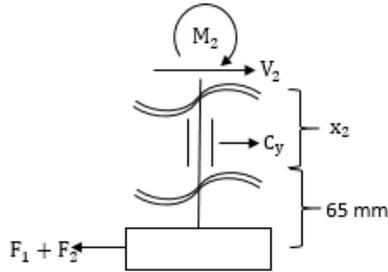
$$\begin{aligned} \rightarrow \sum F_y &= 0 \\ -(F_1+F_2) + V_1 &= 0 \\ V_1 &= 8,029 \text{ kgf} \\ \curvearrowright \sum M_1 &= 0 \\ M_1 + (F_1+F_2) (x_1) &= 0 \\ M_1 &= -8,029 \text{ kgf} \cdot (x_1) \\ 0 \leq X_1 &\leq 65 \end{aligned}$$

$$X_1 = 0 ; M_1 = 0$$

$$X_1 = 32,5 \text{ mm} ; M_1 = - 260,942 \text{ kgf.mm}$$

$$X_1 = 65 \text{ mm} ; M_1 = - 521,885 \text{ kgf.mm}$$

### Potongan 2-2



Gambar 4.9 Diagram Potongan 2.2

$$\rightarrow \sum F_y = 0$$

$$-(F_1+F_2) + C_y + V_2 = 0$$

$$V_2 = 8,029 \text{ kgf} - (-301,882 \text{ kgf})$$

$$V_2 = 309,911 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright \sum M_2 = 0$$

$$M_2 + (F_1+F_2) (65+X_2) - C_y (X_2) = 0$$

$$M_2 = C_y (X_2) - (F_1+F_2) (65+X_2)$$

$$M_2 = - 301,882 \text{ kgf} (X_2) - 8,029 \text{ kgf} (65+X_2)$$

$$M_2 = - 309,911 \text{ kgf} (X_2) - 521,885 \text{ kgf.mm}$$

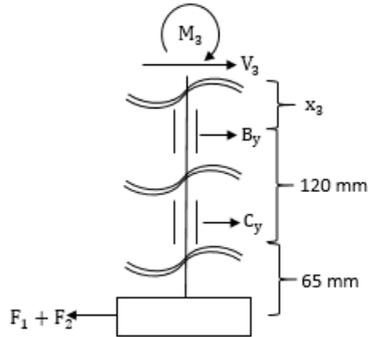
$$0 \leq X_2 \leq 120$$

$$X_2 = 0 ; M_2 = - 521,885 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 60 \text{ mm} ; M_2 = -19116,545 \text{ kgf.mm}$$

$$X_2 = 120 \text{ mm} ; M_2 = - 37711,205 \text{ kgf.mm}$$

### Potongan 3-3



Gambar 4.10 Diagram Potongan 3-3

$$\rightarrow \sum F_y = 0$$

$$-(F_1+F_2) + B_y + C_y + V_3 = 0$$

$$V_3 = (F_1+F_2) - B_y - C_y$$

$$V_3 = 8,029 \text{ kgf} - 485,312 \text{ kgf} - (-301,882 \text{ kgf})$$

$$V_3 = -175,401 \text{ kgf}$$

$$\curvearrowright \sum M_3 = 0$$

$$M_3 - B_y (X_3) - C_y (X_3+120) + (F_1+F_2) (X_3+185) = 0$$

$$M_3 = B_y (X_3) + C_y (X_3 + 120) - (F_1+F_2) (X_3 + 185)$$

$$M_3 = 485,312 \text{ kgf} (X_3) + (-301,882 \text{ kgf}) (X_3+120) - 8,029 \text{ kgf} (X_3+ 185)$$

$$M_3 = 175,401 (X_3) \text{ kgf.mm} + (-37711,205) \text{ kgf.mm}$$

$$0 \leq X_3 \leq 335$$

$$X_3 = 0 ; M_3 = -37711,205 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 167,5 \text{ mm} ; M_3 = -8331,573 \text{ kgf.mm}$$

$$X_3 = 215 \text{ mm} ; M_3 = 0 \text{ kgf.mm}$$

#### 4.3.3.2 Ditinjau pada Bidang Vertikal

Perencanaan diketahui data sebagai berikut:

$$W_{\text{tabung putar}} = 4,4 \text{ kgf}$$

$$W_{\text{poros}} = 4,5 \text{ kgf}$$

$$W_{\text{puli}} = 0,4 \text{ kgf}$$

$$W_{\text{beban}} = 2 \text{ kgf}$$

Maka,

$$\uparrow + \sum F_z = 0$$

$$B_z + C_z - W_{\text{total}} = 0$$

$$B_z + C_z = (W_{\text{tabung putar}} + W_{\text{poros}} + W_{\text{puli}} + W_{\text{beban}})$$

$$B_z + C_z = (4,4 \text{ kgf} + 4,5 \text{ kgf} + 0,4 \text{ kgf} + 2 \text{ kgf})$$

$$= 11,3 \text{ kgf}$$

Beban yang ditransmisikan oleh bantalan pada arah aksial diasumsikan sama, sehingga persamaan menjadi:

$$B_z = C_z$$

$$2 B_z = W_{\text{total}}$$

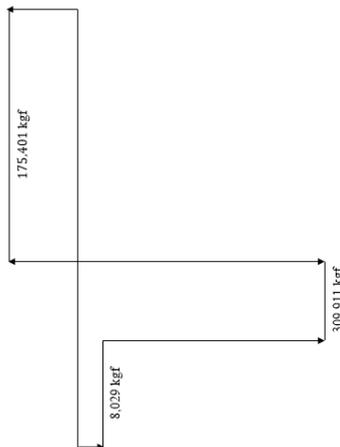
$$2 B_z = 11,3 \text{ kgf}$$

$$B_z = \frac{11,3 \text{ kgf}}{2}$$

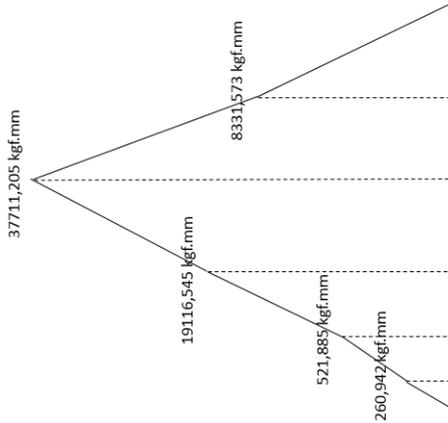
$$B_z = 5,65 \text{ kgf}$$

#### 4.3.4 Diagram Gaya Geser Dan Diagram Momen

Berdasarkan data gaya geser dan momen yang telah diperoleh, dapat digambarkan menjadi diagram seperti dibawah ini:



Gambar 4.11 Diagram Gaya Geser Bidang Horisontal



Gambar 4.12 Diagram Momen Bidang Horizontal

#### 4.3.5 Menentukan Besar Momen Gabungan

Untuk menentukan momen gabungan yang terjadi pada poros, digunakan rumus berikut:

$$M_r = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2}$$

Dimana:

$M_v = 0$ , (tidak terjadi momen pada arah vertikal)

$$\begin{aligned} M &= \sqrt{(37711,205)^2 + 0} \\ &= 37711,205 \text{ kgf.mm} \end{aligned}$$

#### 4.3.6 Menentukan Diameter pada Poros

Menentukan diameter poros yang digunakan dapat menggunakan rumus berikut:

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

$$D \leq \sqrt[3]{\frac{16 N}{0,5 S_{yp} \cdot \pi} \sqrt{M^2 + T^2}}$$

Berikut adalah data yang didapatkan pada perhitungan:

- $T =$  Momen torsi ; 268,545 kgf.mm

- M = Momen gabungan pada poros; 37711,205  
kgf.mm
- N = Angka keamanan ; 2

Bahan poros direncanakan menggunakan *stainless steel* tipe 304 (SS304), maka diperoleh kekuatan tarik ( $S_{yp}$ ) = 53 kgf/mm<sup>2</sup> (dilihat pada lampiran 9)

Sehingga:

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

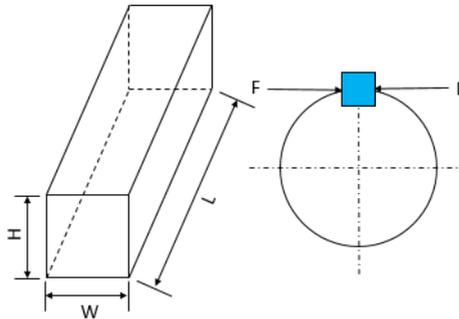
$$D =$$

$$\sqrt[3]{\frac{16 \cdot 2}{0,5 \cdot 53 \text{ kgf/mm}^2 \cdot \pi} \sqrt{(37711,205 \text{ kgf} \cdot \text{mm})^2 + (268,545 \text{ kgf} \cdot \text{mm})^2}}$$

$$D = 24,382 \text{ mm}$$

Diameter minimum poros yang diperoleh pada perhitungan perencanaan adalah 24,382 mm.

#### 4.4 Perencanaan Pasak



Gambar 4.13 Dimensi Pasak

Pada perencanaan pasak dengan diameter poros sebesar 25 mm digunakan pasak dengan tipe *square*. Mempunyai dimensi sebagai berikut:

$$W = H = \frac{1}{4} \text{ dari diameter poros}$$

Sehingga:

$$W = H = \frac{1}{4} \cdot 24,382 \text{ mm} \\ = 6,095 \text{ mm}$$

Bahan pasak direncanakan menggunakan baja S30C yang memiliki kekuatan tarik ( $S_{yp}$ ) sebesar  $48 \text{ kgf/mm}^2$  (dilihat pada lampiran 10)

Dimana data yang sudah diketahui yaitu:

- $D_p$  = Diameter Poros = 24,385 mm
- $T$  = Momen Torsi = 268,545 kgf.mm

#### 4.4.1 Gaya yang Terjadi pada Pasak

Gaya pada pasak dapat ditentukan dengan persamaan sebagai berikut:

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

Sehingga gaya pada pasak menjadi:

$$F = \frac{2 \cdot 268,545 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{24,385 \text{ mm}} \\ F = 22,025 \text{ kgf}$$

#### 4.4.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Tegangan geser yang terjadi pada pasak dapat ditentukan dengan menggunakan persamaan berikut:

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

Agar pasak aman, adapun syarat yang harus dipenuhi adalah:

$$\tau_s \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$\frac{2T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{S_{syp}}{N}$$

$$L \geq \frac{2 T N}{W \cdot D \cdot 0,5 \cdot S_{yp}}$$

$$L \geq \frac{2 \cdot 268,545 \frac{kgf}{mm^2} \cdot 2}{6,095 \text{ mm} \cdot 24,385 \text{ mm} \cdot 0,5 \cdot 48 \text{ kgf/mm}^2}$$

$$L \geq 0,301 \text{ mm}$$

#### 4.4.3 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

Tegangan kompresi pada pasak dapat ditentukan menggunakan persamaan berikut:

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

Syarat:

$$\sigma_c \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$\frac{4T}{W \cdot L \cdot D} \leq \frac{S_{yp}}{N}$$

$$L \geq \frac{4T \cdot N}{W \cdot 0,58 \cdot S_{yp} \cdot D}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot 268,545 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 2}{6,095 \text{ mm} \cdot 0,58 \cdot 48 \frac{kgf}{mm^2} \cdot 24,385 \text{ mm}}$$

$$L \geq 0,519 \text{ mm}$$

#### 4.5 Perencanaan Bearing

Pada perencanaan, dipilih bearing jenis UCF dengan tipe 205. Sehingga didapatkan data sebagai berikut:

- Diameter Poros = 25 mm

- $C = 3660$  ;  $C_0 = 2390$  (dilihat pada lampiran 11)
- $b = 3$  (untuk ball bearing)
- $i = i.F_a/C_0$  (dilihat pada lampiran)
- $f_s = \text{Service factor} = \text{Light Shock load} = 1,5$
- $v =$  Faktor putaran, 1,0 (ring dalam yang berputar)
- $f =$  koefisien gesek,  $f = 0,015$  (pada saat berputar)
- $n = 700\text{rpm}$

Dari perhitungan, maka didapatkan:

$$F_r = 485,312 \text{ kgf} \cdot \frac{2,2 \text{ lbf}}{1 \text{ kgf}} = 1067,686 \text{ lbf}$$

$$F_a = 5,65 \text{ kgf} \cdot \frac{2,2 \text{ lbf}}{1 \text{ kgf}} = 12,43 \text{ lbf}$$

Selanjutnya menentukan gaya radial ( $F_R$ ) menggunakan rumus :

$$\begin{aligned} F_R &= \sqrt{F_{By}^2 + F_{Bz}^2} \\ &= \sqrt{(485,312 \text{ kgf})^2 + (5,65 \text{ kgf})^2} \\ &= 485,344 \text{ kgf} \end{aligned}$$

#### 4.5.1 Beban Ekuivalen

Bantalan menerima beban antara beban radial ( $F_r$ ) dan beban aksial ( $F_a$ ), maka nilai beban ekuivalen bearing ( $P$ ) didapat:

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

Untuk mengetahui nilai X dan Y dengan langkah-langkah berikut ini:

1. Diketahui harga  $C_0$  dan  $C$ 

$$\begin{aligned} C &= 3660 \\ C_0 &= 2390 \end{aligned}$$
2. Setelah didapatkan nilai  $C_0$  dan  $C$ , maka mencari harga  $\frac{i \cdot F_a}{C_0}$

$i. \frac{F_a}{C_o} = \frac{2 \cdot 12,43 \text{ lbf}}{2390} = 0,010$ , sehingga pada lampiran 12 didapatkan nilai  $e = 0,19$

3. Setelah itu mencari harga  $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{12,43 \text{ lbf}}{1.1067,686 \text{ lbf}} = 0,01$$

4. Kemudian dibandingkan nilai  $\frac{F_a}{V \cdot F_r}$  dengan nilai  $e$ ,

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} < e, \text{ maka } 0,01 < 0,19$$

Dari perbandingan diatas, didapatkan nilai X (konstanta radial) dan nilai Y (konstanta aksial):

$$X \text{ (konstanta radial)} = 1$$

$$Y \text{ (kontanta aksial)} = 0$$

Maka,

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

$$P = 1,5 (1 \cdot 1.1067,686 \text{ lbf} + 0 \cdot 12,43 \text{ lbf})$$

$$P = 1601,529 \text{ lbf}$$

#### 4.5.2 Umur Bearing

Untuk menghitung umur bantalan dapat menggunakan rumus sebagai berikut:

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

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60 \cdot 700 \text{ rpm}} \right) \cdot \left( \frac{3660}{1601,529 \text{ lbf}} \right)^3$$

$$L_{10h} = 975,884 \text{ jam kerja}$$

#### 4.6 Kapasitas Mesin

Proses penirisan minyak dalam satu kali proses kerja untuk meniriskan dapat memakan waktu selama 3 menit dan memakan

waktu untuk persiapan 1 menit. Dalam proses tersebut, massa ote-ote goreng yang diletakkan kedalam tabung putar sebesar 2 kg. Menentukan kapasitas mesin menggunakan rumus berikut:

$$\begin{aligned} \text{Kapasitas Mesin} &= \frac{\text{kuantitas}}{\text{waktu}} \\ &= \frac{2 \text{ kg}}{3 \text{ menit} + 1 \text{ menit}} \times \frac{60 \text{ menit}}{\text{jam}} \\ &= 24 \text{ kg/jam} \end{aligned}$$

#### 4.7 Pembuatan Mesin

Sebelum dilakukan pembuatan mesin, terlebih dahulu menentukan komponen-komponen yang digunakan berdasarkan dari perhitungan. Dari perhitungan ditentukan beberapa ukuran komponen dalam pembuatan mesin yang disesuaikan dengan komponen di pasaran, sehingga didapatkan:

- Daya Motor Listrik = 199 Watt
- Putaran Motor Listrik = 700 rpm
- Diameter Pulley = 6 inch = 152,4 mm
- Sabuk = V tipe A 31
- Panjang Sabuk V = 787 mm
- Diameter Poros = 25 mm
- Jarak antar Poros = 160 mm
- Panjang Poros = 540 mm
- Bearing = UCF 205
- Panjang Pasak = 6 mm
- Diameter Tabung Putar = 320 mm

Setelah ukuran komponen diperoleh, selanjutnya adalah pembuatan mesin. Maka hasil pembuatan mesin diperoleh sebagai berikut:



Gambar 4.14 Hasil Pembuatan Mesin

#### 4.8 Hasil dan Analisa Percobaan

Pada percobaan yang dilakukan terdapat tiga hal yang ditentukan, antara lain yaitu:

##### 4.8.1 Tekanan Vakum

Percobaan pada mesin peniris minyak dengan menentukan beberapa tekanan vakum yang digunakan dalam penirisan minyak ote-ote goreng, yaitu 0 cmHg, 10 cmHg, 15 cmHg, 20 cmHg. Data yang diperoleh dari percobaan yaitu sebagai berikut:

Tabel 4.1 Percobaan dengan Variasi Tekanan Vakum

No	Massa Ote-ote Goreng	Tekanan Vakum	Waktu yang Digunakan	Massa Minyak yang Tertiris
1	299,1	0 cmHg	1 menit	10,3 gram

2	270,2	10 cmHg	1 menit	32,6 gram
3	214,8	15 cmHg	1 menit	41,5 gram
4	231,7	20 cmHg	1 menit	107,2 gram

Berdasarkan gambar tabel 4.1 diketahui bahwa bahwa pada tekanan 0 cmHg mampu meniriskan minyak 10,3 gram. Pada tekanan 10 cmHg mampu meniriskan minyak 32,6 gram. Sedangkan pada tekanan vakum 15 cmHg mampu meniriskan minyak 41,5 gram dan 20 cmHg mampu meniriskan minyak 107,2 gram. Selanjutnya dari data tersebut dapat disimpulkan bahwa adanya vakum pada proses penirisan minyak berpengaruh pada tingginya minyak yang ditiriskan. Semakin tinggi tekanan vakum yang dipakai, maka semakin tinggi pula minyak yang ditiriskan. Dengan demikian, penggunaan tekanan vakum yang disarankan yaitu sebesar 20 cmHg.

#### 4.8.2 Banyak Minyak yang Tertiriskan

Pengujian pada presentase minyak tertiriskan telah ditentukan dengan menggunakan waktu 1 menit, 3 menit, dan 5 menit. Hasil dari pengujian dapat dilihat pada tabel berikut:

Tabel 4.2 Percobaan Banyak Minyak Tertiriskan

No	Massa Ote-Ote	Masa Ote-ote yang Tertiriskan			Jumlah
		1 menit	3 menit	5 menit	
1	727 gram	10,3	18,5	42,2	71 gr
2	669 gram	32,6	24,6	17,2	74,4 gr
3	722 gram	18,5	57,9	35,2	111,6 gr

Berdasarkan data pada tabel diatas dapat dilihat bahwa banyaknya minyak yang tertiriskan dengan jumlah tertinggi yaitu pada waktu 3 menit sebesar 57,9 gram.

#### 4.8.3 Tingkat Kerusakan

Untuk mengetahui tingkat kerusakan pada ote-ote goreng, maka dilakukan percobaan dengan hasil sebagai berikut:

Tabel 4.3 Tingkat Kerusakan pada Ote-ote

No.	Massa Ote-ote	Massa Ote-ote Rusak
1	727 gram	41 gram
2	669 gram	52 gram
3	722 gram	65 gram

Dari hasil uji coba yang dilakukan, tingkat kerusakan dipengaruhi oleh jumlah ote-ote goreng yang ditiriskan. Hal tersebut dikarenakan semakin banyak ote-ote yang ada didalam tabung putar, dapat mengurangi gerakan bebas saat berputar. Dan juga faktor penataan menjadi kunci untuk meminimalkan kerusakan.

## **BAB V**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Dari hasil perhitungan dan perencanaan pada "*Penerapan Teknologi Spinning dan Vakum pada Proses Penirisan Minyak Ote-ote Goreng*", diperoleh hasil sebagai berikut:

1. Telah dibentuk mesin peniris minyak dengan menggunakan metode spinning dan vakum yang menggunakan motor AC dengan daya 199 Watt dengan putaran 700 rpm. Sistem Transmisi yang digunakan dalam perencanaan adalah sabuk dan puli. Pada poros motor terpasang puli dengan diameter 6 inch = 152,4 mm, dan diameter puli pada poros yang digerakkan sebesar 6 inch = 152,4 mm. Sehingga perbandingan antar keduanya adalah 1:1. Kedua puli dihubungkan dengan sabuk V tipe A yang panjangnya 787 mm. Dalam perhitungan diameter poros minimal yang diijinkan yaitu sebesar 24,61 mm. Agar perencanaan aman, maka poros yang digunakan memiliki diameter 25 mm.
2. Percobaan dan analisa hasil digunakan untuk mengetahui waktu dan tekanan vakum yang tepat untuk proses penirisan minyak. Sehingga diperoleh waktu yang tepat dalam penirisan ote-ote goreng adalah 3 menit dengan tekanan vakum sebesar 20 cmHg.
3. Perancangan mesin menggunakan putaran sebesar 700 rpm sehingga mampu meniriskan minyak lebih cepat dan minyak yang tertiriskan lebih banyak, dengan presentase kerusakan sebesar 25%.

## **5.2 Saran**

Dari hasil perhitungan dan perencanaan mesin, ada beberapa saran yang perlu diperhatikan yaitu:

1. Pada pengujian mesin terdapat kekurangan yaitu perlakuan peletakkan ote-ote pada tiap ruang tabung kurang padat sehingga menimbulkan tingginya kesempatan untuk terjadi benturan.
2. Dimensi lubang plat vorporasi terbilang cukup besar, sehingga luasan produk yang tertarik oleh vakum lebih ote-ote.

## DAFTAR PUSTAKA

1. Kementerian Pertanian. 2017. Basis Data Lima Tahun Terakhir.  
[http://www.pertanian.go.id/ap\\_pages/detil/10/2014/08/06/36/Data-Lima-Tahun-Terakhir-](http://www.pertanian.go.id/ap_pages/detil/10/2014/08/06/36/Data-Lima-Tahun-Terakhir-) (diakses 24 Juni 2018)
2. Ketaren, S. 2008 Pengantar Teknologi Minyak dan Lemak Pangan. Cetakan Pertama. Universitas Indonesia Press. Jakarta.
3. Tipler, Paul A, Gene Mosca. Physics : For Scientists and Engineers 6<sup>th</sup>. W.H. Freeman and Company, New York
4. Deutchshman Aaron D. 1975. Machine Design Theory and Practice, Macmillan Publishing Co, Inc, Newyork
5. Doborvolsky V. Machine Elements : Peace Publisher, Moscow
6. Hamimi, Dkk. 2011. Uji Kinerja Mesin Peniris Minyak Goreng pada Pengolahan Keripik. Lampung : Fakultas Pertanian Universitas Lampung
7. Armanda Siyorgiawan, Dkk. 2017 Rancang Bangun Mesin Peniris Minyak Pada Produk Rempeyek dengan Metode Spinning dan Vakum : Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya
8. Hibbeler, R.C. 2010. Dynamics 12<sup>th</sup>. Prentic Hall, New Jersey
9. Sularso, Kiyotsu Suga. 2004. Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin, PT. Pradnya Paramitha, Jakarta

## LAMPIRAN

### Lampiran 1 Tabel Konversi Satuan

TABLE . 1 Conversion Factors	
<b>Area</b>	
1 mm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-6</sup> m <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 144 in. <sup>2</sup>
1 cm <sup>2</sup> = 1.0 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup> = 0.1550 in. <sup>2</sup>	1 in. <sup>2</sup> = 6.4516 cm <sup>2</sup> = 6.4516 × 10 <sup>-4</sup> m <sup>2</sup>
1 m <sup>2</sup> = 10.7639 ft <sup>2</sup>	1 ft <sup>2</sup> = 0.092 903 m <sup>2</sup>
<b>Conductivity</b>	
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
<b>Density</b>	
1 kg/m <sup>3</sup> = 0.06242797 lbm/ft <sup>3</sup>	1 lbm/ft <sup>3</sup> = 16.018 46 kg/m <sup>3</sup>
1 g/cm <sup>3</sup> = 1000 kg/m <sup>3</sup>	
1 g/cm <sup>3</sup> = 1 kg/L	
<b>Energy</b>	
1 J = 1 N-m = 1 kg-m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	
1 J = 0.737 562 lbf-ft	1 lbf-ft = 1.355 818 J
1 cal (Int.) = 4.1868 J	= 1.28507 × 10 <sup>-3</sup> Btu
	1 Btu (Int.) = 1.055 056 kJ
1 erg = 1.0 × 10 <sup>-7</sup> J	= 778.1693 lbf-ft
1 eV = 1.602 177 33 × 10 <sup>-19</sup> J	
<b>Force</b>	
1 N = 0.224809 lbf	1 lbf = 4.448 222 N
1 kp = 9.80665 N (1 kgf)	
<b>Gravitation</b>	
g = 9.80665 m/s <sup>2</sup>	g = 32.17405 ft/s <sup>2</sup>
<b>Heat capacity, specific entropy</b>	
1 kJ/kg-K = 0.238 846 Btu/lbm-R	1 Btu/lbm-R = 4.1868 kJ/kg-K
<b>Heat flux (per unit area)</b>	
1 W/m <sup>2</sup> = 0.316 998 Btu/h-ft <sup>2</sup>	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> = 3.15459 W/m <sup>2</sup>
<b>Heat transfer coefficient</b>	
1 W/m <sup>2</sup> -K = 0.176 11 Btu/h-ft <sup>2</sup> -R	1 Btu/h-ft <sup>2</sup> -R = 5.67826 W/m <sup>2</sup> -K
<b>Length</b>	
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

**TABLE (Continued) Conversion Factors**

<b>Specific kinetic energy (<math>V^2</math>)</b>	
1 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 0.001 kJ/kg	1 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> = 3.9941 × 10 <sup>-5</sup> Btu/lbm
1 kJ/kg = 1000 m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>	1 Btu/lbm = 25037 ft <sup>2</sup> /s <sup>2</sup>
<b>Specific potential energy (<math>Zg</math>)</b>	
1 m·g <sub>std</sub> = 9.80665 × 10 <sup>-3</sup> kJ/kg	1 ft·g <sub>std</sub> = 1.0 lbf-ft/lbm
= 4.21607 × 10 <sup>-3</sup> Btu/lbm	= 0.001285 Btu/lbm
	= 0.002989 kJ/kg
<b>Specific volume</b>	
1 cm <sup>3</sup> /g = 0.001 m <sup>3</sup> /kg	
1 cm <sup>3</sup> /g = 1 L/kg	
1 m <sup>3</sup> /kg = 16.018 46 ft <sup>3</sup> /lbm	1 ft <sup>3</sup> /lbm = 0.062 428 m <sup>3</sup> /kg
<b>Temperature</b>	
1 K = 1 °C = 1.8 R = 1.8 F	1 R = (5/9) K
TC = TK - 273.15	TF = TR - 459.67
= (TF - 32)/1.8	= 1.8 TC + 32
TK = TR/1.8	TR = 1.8 TK
<b>Universal Gas Constant</b>	
R = N <sub>0</sub> k = 8.31451 kJ/kmol-K	R = 1.98589 Btu/lbmol-R
= 1.98589 kcal/kmol-K	= 1545.36 lbf-ft/lbmol-R
= 82.0578 atm-L/kmol-K	= 0.73024 atm-ft <sup>3</sup> /lbmol-R
	= 10.7317 (lbf/in. <sup>2</sup> )-ft <sup>3</sup> /lbmol-R
<b>Velocity</b>	
1 m/s = 3.6 km/h	1 ft/s = 0.681818 mi/h
= 3.28084 ft/s	= 0.3048 m/s
= 2.23694 mi/h	= 1.09728 km/h
1 km/h = 0.27778 m/s	1 mi/h = 1.46667 ft/s
= 0.91134 ft/s	= 0.44704 m/s
= 0.62137 mi/h	= 1.609344 km/h
<b>Volume</b>	
1 m <sup>3</sup> = 35.3147 ft <sup>3</sup>	1 ft <sup>3</sup> = 2.831 685 × 10 <sup>-2</sup> m <sup>3</sup>
1 L = 1 dm <sup>3</sup> = 0.001 m <sup>3</sup>	1 in. <sup>3</sup> = 1.6387 × 10 <sup>-5</sup> m <sup>3</sup>
1 Gal (US) = 3.785 412 L	1 Gal (UK) = 4.546 090 L
= 3.785 412 × 10 <sup>-3</sup> m <sup>3</sup>	1 Gal (US) = 231.00 in. <sup>3</sup>

TABLE (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 = $6.47989 \times 10^{-5}$ 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 <sup>2</sup> = 1 kg/m-s <sup>2</sup>	1 lbf/in. <sup>2</sup> = 6.894 757 kPa
1 bar = $1.0 \times 10^5$ Pa = 100 kPa	
1 atm = 101.325 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. <sup>2</sup>
= 1.01325 bar	= 29.921 in. Hg [32 F]
= 760 mm Hg [0°C]	= 33.899 5 ft H <sub>2</sub> O [4°C]
= 10.332 56 m H <sub>2</sub> O [4°C]	1 psi = 0.068 95 bar
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 in. Hg [0°C] = 0.491 115 lbf/in. <sup>2</sup>
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. H <sub>2</sub> O [4°C] = 0.036126 lbf/in. <sup>2</sup>
1 m H <sub>2</sub> O [4°C] = 9.806 38 kPa	

**Specific energy**

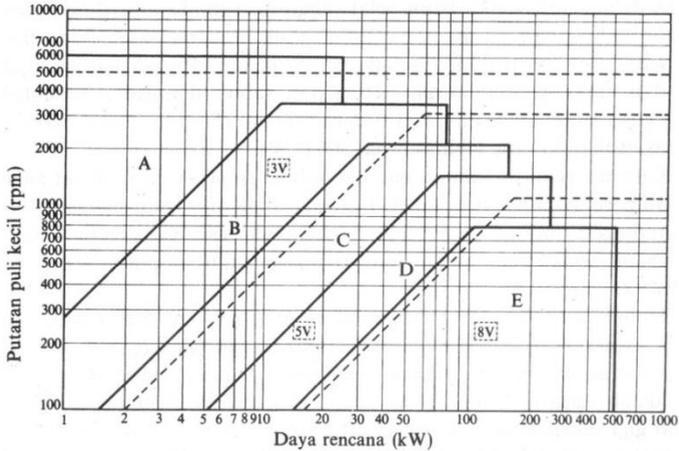
1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
= 334.55 lbf-ft/lbm	1 lbf-ft/lbm = $2.98907 \times 10^{-3}$ kJ/kg
	= $1.28507 \times 10^{-3}$ Btu/lbm

## Lampiran 2. Faktor Koreksi ( $F_c$ ) pada Sabuk

Mesin yg digerakkan	Penggerak					
	Momen puntir puncak 200%			Momen puntir puncak > 100%		
	Motor AC (momen normal, sangkar baji sinkron) motor arus searah (lilitan shunt)			Motor AC balik (momen tinggi, fase tunggal, lilitan seri) motor arus searah (lilitan kompon, lilitan seri), mesin torak, kopling tak tetap		
	Jumlah jam kerja per hari			Jumlah jam kerja per hari		
3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	3-5 jam	8-10 jam	16-24 jam	
<i>Variasi beban sangat kecil</i>						
Pengaduk zat cair, kipas angin, blower (sampai 7,5 kw), pompa sentrifugal, konveyor tugas ringan	1,0	1,1	1,2	1,2	1,3	1,4
<i>Variasi beban kecil</i>						
Konveyor sabuk (pasir, batu bara) pengaduk, kipas angin (lebih dari 7,5 kW), mesin torak, peluncur, mesin perkakas, mesin percetakan, mesin perajang singkong dan sejenisnya.	1,2	1,3	1,4	1,4	1,5	1,6
<i>Variasi beban sedang</i>						
Konveyor (ember, sekrup), pompa torak, kompresor, gilingan palu, pengocok, roots-blower, mesin tekstil, mesin kayu, mesin perajang rumput dan akar, dan sejenisnya.	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8
<i>Variasi beban besar</i>						
Penghancur, gilingan bola atau batang, pengangkat, mesin pabrik karet (rol karet, lender)	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0

Sumber : Sularso, 2004:165

### Lampiran 3. Diagram Pemilihan Sabuk V



Sumber: Sularso, 2004:164

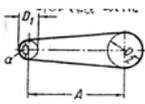
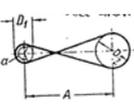
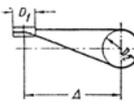
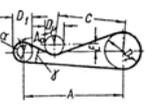
### Lampiran 4. Diagram Pemilihan Dimensi Sabuk

Type of belt	Cross-sectional			Design length of belt, L mm
	b mm	h mm	A mm <sup>2</sup>	
O	10	6	0,47	400; 450; 560; 630; 710; 800; 900 1000; 1120; 1250; 1400; 1600 1800; 2000; 2240; 2500
A	13	8	0,81	560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1120 1250; 1400; 1600; 1800; 2000 2240; 2500; 2800; 3150; 3550; 4000
B	17	10,5	1,38	800; 900; 1000; 1120; 1250; 1400 1600; 1800; 2000; 2240; 2500 2800; 3150; 3550; 4000; 4500 5000; 5600; 6300
C	22	13,5	2,3	1800; 2000; 2240; 2500; 2800 3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000; 10.000
D	32	19	4,75	3150; 3550; 4000; 4500; 5000 5600; 6300; 7100; 8000; 9000 10.000; 11.000; 12.500; 14.000
E	38	23,5	6,95	4500; 5000; 5600; 7100 8000; 9000; 10.000; 11.200; 12.500 14.000; 16.000; 18.000
F	50	30	11,7	6300; 7100; 8000; 9000; 10.000 11.200; 12.500; 14.000; 16.000; 18.000

## Lampiran 5. Panjang Nominal Sabuk

Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal		Nomor nominal	
(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)	(inch)	(mm)
10	254	45	1143	80	2032	115	2921
11	279	46	1168	81	2057	116	2946
12	305	47	1194	82	2083	117	2972
13	330	48	1219	83	2108	118	2997
14	356	49	1245	84	2134	119	3023
15	381	50	1270	85	2159	120	3048
16	406	51	1295	86	2184	121	3073
17	432	52	1321	87	2210	122	3099
18	457	53	1346	88	2235	123	3124
19	483	54	1372	89	2261	124	3150
20	508	55	1397	90	2286	125	3175
21	533	56	1422	91	2311	126	3200
22	559	57	1448	92	2337	127	3226
23	584	58	1473	93	2362	128	3251
24	610	59	1499	94	2388	129	3277
25	635	60	1524	95	2413	130	3302
26	660	61	1549	96	2438	131	3327
27	686	62	1575	97	2464	132	3353
28	711	63	1600	98	2489	133	3378
29	737	64	1626	99	2515	134	3404
30	762	65	1651	100	2540	135	3429
31	787	66	1676	101	2565	136	3454
32	813	67	1702	102	2591	137	3480
33	838	68	1727	103	2616	138	3505
34	864	69	1753	104	2642	139	3531
35	889	70	1778	105	2667	140	3556
36	914	71	1803	106	2692	141	3581
37	940	72	1829	107	2718	142	3607
39	965	73	1854	108	2743	143	3632
39	991	74	1880	109	2769	144	3658
40	1016	75	1905	110	2794	145	3683
41	1041	76	1930	111	2819	146	3708
42	1067	77	1956	112	2845	147	3734
43	1092	78	1981	113	2870	148	3759
44	1118	79	2007	114	2896	149	3785

## Lampiran 6. Diagram Sudut Kontak dan Panjang Sabuk

Sketch				
Arc of contact between the belt and the smaller pulley	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 + D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ + \frac{D_1}{A} 60^\circ$	$\alpha \approx 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{A} 60^\circ + \frac{(D_1 + D_P - 2E)}{2A_P}$
Geometrical length of belt (disregarding tension and sag)	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4A}$	$L = 2A + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{D_2^2 + D_1^2}{4A}$	$L = (A + A_P + C) + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{8A} + \frac{(D_2 + D_P)^2}{8A} + \frac{(D_1 + D_P)^2}{8C} - \frac{E(D_1 + D_P)}{A_P} - \frac{E(D_2 + D_P)}{C} - \frac{2}{2}$

(Sumber: Dobrovolsky, 1985: 232-233)

## Lampiran 7. Koefisien Gesek antara Sabuk dan Puli

Type of belt	Pule material			
	Compressed paper	wood	steel	Cast iron
<u>Leather</u> :				
Tanned with vegetable compound	0.35	0.30	0.25	0.25
Tanned with mineral compound	0.50	0.45	0.40	0.40
<u>Cotton</u> :				
Solid woven	0.28	0.25	0.22	0.22
Stitched	0.25	0.23	0.20	0.20
<u>Woolen</u>	0.45	0.40	0.35	0.35
<u>Rubber</u>	0.35	0.32	0.30	0.30

Sumber: (Dobrovolsky, 1985: 206)

**Lampiran 8.** Diagram Berat Jenis Sabuk V dan Modulus Elastisitas

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven woolen	Inter-latched rubber	Woven semi-linen
Width $b$ in mm	20-300	20-500	30-250	50-300	20-137	15-53
Thickness $h$ in mm	Single 3-5.5 Double 7.5-10	2.5-13.5	4.5-6.5-8.3	6-9-11	1.75-2.5-3.3	1.75
UTS in $\text{kg}/\text{cm}^2$	200	4-10 (without layers), 370 (with layers)	350-405	300	300	500
Max elongation	10% at 100 $\text{kg}/\text{cm}^3$	18% at rupture	20-25% at rupture	60% at rupture	16% at rupture	10% at rupture
Ratio $D_{min}/h$ recommended	35	40	30-40	30	40	30
Allowable	25	30	25-35	25	30	25
Recommended max velocity max in m/sec	40	20-30	25	30	50	50
Specific weight in $\text{kg}/\text{dm}^3$	0.98	1.25-1.50	0.75-1.05	0.90-1.24	$\approx 1.2$	$\approx 1.0$
Constanta $a$	29	25	21	18	23	21
$w$ (formula 3-25)	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elastisitas, $E_b$ in $\text{kg}/\text{cm}^2$	1.000-1.500	800-1.200	300-600	-	1.000-1.200	-

Sumber : (Dobrovolsky, 1985: 214)

# Lampiran 9. Mechanical Properties of Stainless Steel

**Table A-6 Mechanical Properties of Some Wrought Stainless Steels**

AISI Type	Tensile Strength, ksi			Yield Strength, ksi			Elong. in 2 in., %			Red. of Area, %			Brinell Hardness BHN			Impact Strength, (ft-lb)			Endurance Limit, ksi		Weldability		
	As-annealed	Cold worked	Hardened & tempered	As-annealed	Cold worked	Hardened & tempered	As-annealed	Cold worked	Hardened & tempered	As-annealed	Cold worked	Hardened & tempered	As-annealed	Cold worked	Hardened & tempered	As-annealed	Cold worked	As-annealed	Hardened & tempered	As-annealed		Hardened & tempered	
Austenitic	302	110	-	35	75	-	60	35	-	60	70	60	150	240	-	110	90	34	34	55	55	Excellent	
	304	85	110	35	75	-	60	60	-	70	70	149	240	-	110	90	34	34	55	55	Excellent		
	310, 310S	95	-	45	-	-	50	-	-	65	-	179	-	-	90	-	-	-	-	50	50	Good	
	316	80	90 <sup>a</sup>	30	60 <sup>a</sup>	-	60	45 <sup>a</sup>	-	70	65 <sup>a</sup>	60	149	190 <sup>a</sup>	-	110	110	38	40 <sup>a</sup>	55	55	Excellent	
	321	85	100 <sup>a</sup>	35	65 <sup>a</sup>	-	55	40 <sup>a</sup>	-	65	60 <sup>a</sup>	150	212 <sup>a</sup>	-	110	110	38	38	55	55	55	Excellent	
347, 348	90	100 <sup>a</sup>	35	65 <sup>a</sup>	-	50	40 <sup>a</sup>	-	60	60 <sup>a</sup>	160	212 <sup>a</sup>	-	110	110	39	39	-	-	-	-	Excellent	
Martensitic	403	73 <sup>a</sup>	-	110	43 <sup>a</sup>	-	85	30 <sup>a</sup>	-	33	70	60	155	-	225	90	80	75	40	40	40	Fair	
	410	70	100 <sup>b</sup>	110 <sup>b</sup>	40 <sup>b</sup>	-	85	40 <sup>a</sup>	17	23	70	60	155	205	225	90	80	75	40	40	40	Fair	
	414	117 <sup>a</sup>	130 <sup>a</sup>	160 <sup>a</sup>	98 <sup>a</sup>	115 <sup>a</sup>	127 <sup>a</sup>	17 <sup>a</sup>	15 <sup>a</sup>	17 <sup>a</sup>	60	58 <sup>a</sup>	235	270 <sup>a</sup>	-	50	48	45	45	45	45	Fair	
	416, 416S <sub>c</sub>	75	100 <sup>c</sup>	110	40	85 <sup>c</sup>	85	30	13 <sup>a</sup>	18	60	55	155	205 <sup>a</sup>	230	70	20 <sup>a</sup>	25	40	53 <sup>a</sup>	80	80	Not rec.
	420	95	105 <sup>d</sup>	230	50	85 <sup>d</sup>	195	25	17 <sup>a</sup>	8	55	50 <sup>a</sup>	195	215 <sup>a</sup>	500	-	-	10	40	45 <sup>e</sup>	40	40	Fair
431	125	130 <sup>d</sup>	165 <sup>a</sup>	95	110 <sup>d</sup>	125 <sup>a</sup>	20	15 <sup>a</sup>	17 <sup>a</sup>	5	55	35 <sup>a</sup>	260	270 <sup>a</sup>	338 <sup>a</sup>	50	40	45	45	45	45	Fair	
440 A, B, C	105	115 <sup>d</sup>	260	60	90 <sup>d</sup>	240	20	7 <sup>b</sup>	5	25 <sup>d</sup>	20	215	240 <sup>d</sup>	\$10	2	2 <sup>d</sup>	4	40	40	40	40	40	Weldable with great care
Ferritic	68 <sup>a</sup>	85	-	40	70	-	27 <sup>a</sup>	20	-	60	60	150	185	-	25 <sup>a</sup>	-	-	-	-	-	-	-	Excellent for welded reconst. metal reconst.
	430, 430F	75	83 <sup>a</sup>	-	43 <sup>a</sup>	63 <sup>a</sup>	27 <sup>a</sup>	20 <sup>a</sup>	-	62 <sup>a</sup>	60 <sup>a</sup>	155	212	-	-	-	-	-	-	-	-	-	Fair
	446	83 <sup>a</sup>	85	-	53 <sup>a</sup>	70	23 <sup>a</sup>	20	-	45	45	163	183	-	2	2	47	46 <sup>b</sup>	47	47	47	47	Fair

SOURCE: Data was compiled from 1977 *Metals Reference Handbook*, McGraw-Hill Book Co., Inc., New York, 1954.

<sup>a</sup> Average values.  
<sup>b</sup> Minimum values.  
<sup>c</sup> Hardened to 300-320 BHN.  
<sup>d</sup> Hardened and cold drawn.  
<sup>e</sup> Tempered and cold drawn.

### Lampiran 10. Diagram Bahan Pasak

Standard dan macam	Lambang	Perlakuan Panas	Kekuatan tarik ( kg/mm <sup>2</sup> )	Keterangan
Baja karbon konstruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	Penormalan	48	
	S35C	”	52	
	S40C	”	55	
	S45C	”	58	
	S50C	”	62	
	S55C	”	66	
Batang baja yang difrais dingin	S35C - D	-	53	Ditarik dingin, digernda, dibu-but , atau gabungan antara hal-hal tersebut
	S45C - D	-	60	
	S55C - D	-	72	

## Lampiran 11. Pemilihan Pasak

Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, W*	Bottom of Key-seat to Opposite side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, W*	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, W*	Bottom of Key-seat to Opposite side of Shaft, S	Shaft Diameter	Width and Thickness of Key, W*	Bottom of Key-seat to Opposite Side of Shaft, S
$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{8}$	0.430	$1\frac{7}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.225	$2\frac{3}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.021	$3\frac{7}{8}$	1	3.309
$\frac{9}{16}$	$\frac{1}{8}$	0.493	$1\frac{1}{2}$	$\frac{3}{8}$	1.289	$2\frac{7}{16}$	$\frac{5}{8}$	2.084	$3\frac{13}{16}$	1	3.373
$\frac{5}{8}$	$\frac{1}{16}$	0.517	$1\frac{9}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.352	$2\frac{1}{2}$	$\frac{5}{8}$	2.148	4	1	3.437
$\frac{11}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.581	$1\frac{5}{8}$	$\frac{3}{8}$	1.416	$2\frac{5}{8}$	$\frac{5}{8}$	2.275	$4\frac{1}{4}$	1	3.690
$\frac{3}{4}$	$\frac{1}{16}$	0.644	$1\frac{11}{16}$	$\frac{3}{8}$	1.479	$2\frac{3}{4}$	$\frac{5}{8}$	2.402	$4\frac{7}{16}$	1	3.881
$\frac{13}{16}$	$\frac{3}{16}$	0.708	$1\frac{3}{4}$	$\frac{3}{8}$	1.542	$2\frac{7}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.450	$4\frac{1}{2}$	1	3.944
$\frac{7}{8}$	$\frac{3}{16}$	0.771	$1\frac{13}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.527	$2\frac{15}{16}$	$\frac{3}{4}$	2.514	$4\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.042
$\frac{15}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.796	$1\frac{7}{8}$	$1\frac{1}{2}$	1.591	3	$\frac{3}{4}$	2.577	$4\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.232
1	$\frac{1}{4}$	0.859	$1\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.655	$3\frac{1}{8}$	$\frac{3}{4}$	2.704	5	$1\frac{1}{4}$	4.296
$1\frac{1}{16}$	$\frac{1}{4}$	0.923	2	$1\frac{1}{2}$	1.718	$3\frac{1}{4}$	$\frac{3}{4}$	2.831	$5\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{4}$	4.550
$1\frac{1}{8}$	$\frac{1}{4}$	0.956	$2\frac{1}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.782	$3\frac{3}{8}$	$\frac{7}{8}$	2.880	$5\frac{7}{16}$	$1\frac{1}{4}$	4.740
$1\frac{3}{16}$	$\frac{1}{4}$	1.049	$2\frac{1}{8}$	$1\frac{1}{2}$	1.845	$3\frac{7}{16}$	$\frac{7}{8}$	2.944	$5\frac{1}{2}$	$1\frac{1}{4}$	4.803
$1\frac{1}{4}$	$\frac{1}{4}$	1.112	$2\frac{3}{16}$	$1\frac{1}{2}$	1.909	$3\frac{1}{2}$	$\frac{7}{8}$	3.007	$5\frac{3}{4}$	$1\frac{1}{2}$	4.900
$1\frac{5}{16}$	$\frac{5}{16}$	1.137	$2\frac{1}{4}$	$1\frac{1}{2}$	1.972	$3\frac{5}{8}$	$\frac{7}{8}$	3.140	$5\frac{15}{16}$	$1\frac{1}{2}$	5.091
$1\frac{3}{8}$	$\frac{5}{16}$	1.201	$2\frac{5}{16}$	$\frac{5}{8}$	1.957	$3\frac{3}{4}$	$\frac{7}{8}$	3.261	6	$1\frac{1}{2}$	5.155

SOURCE: ASME, ANSI Standard B17.1-1967.

\*Tolerance on W = -0.0010 in. for shafts  $\frac{1}{2}$  to  $1\frac{1}{4}$  in., inclusive; -0.0025 in. for shafts  $1\frac{1}{2}$  to  $3\frac{1}{4}$  in., inclusive; -0.0030 in. for shafts  $3\frac{1}{2}$  to 6 in., inclusive.



### Lampiran 13. Faktor X and Y for ball bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

Contact angular $\alpha$ , 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	
<b>Radial Contact Ball Bearing</b>								
	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
<b>Angular Contact Ball Bearing</b>								
5	0,014	0,56	2,30	Use X, Y and e evaluates applicable to single- row radial contact bearing	0,76	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	2,16	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 : Deutschman, 1975

### Lampiran 14. Service Factor Bearing

No	Type of service	Multiply calculated load by following factors	
		Ball Bearing	Roller Bearing
1	Uniform and steady load	1,0	1,0
2	Light shock load	1,5	1,0
3	Moderate shock load	2,0	1,3
4	Heavy shock load	2,5	1,7
5	Extreme and indefinite shock load	3,0	2,0

## Lampiran 15. Spesifikasi Pompa Vakum



Bentuk Vacuum Pump Value VE115N

No.	Keterangan	Detail
1.	Model	VE115N
2.	Voltage	230V-/50-60 Hz
3.	Free Air Displacement	2 CFM
4.	Ultimate Vacuum	150 micron
5.	Number Of Stage	1
6.	Motor	¼ Hp
7.	Intakes Port	¼" Flare
8.	Oil Capacity	250 ml
9.	Diemension	290x124x224 mm
10.	Weight	6,6 Kg
11.	Laju Alir	57 L/min

## **Lampiran 16.** Prosedur Pengoperasian Mesin

Proses pengoperasian mesin dilakukan dengan langkah-langkah sebagai berikut:

1. Lepas tabung putar dari tabung mesin.
2. Masukkan ote-ote goreng kedalam tabung putar dengan berat sama rata tiap bilik.
3. Setelah itu, letakkan kembali tabung putar pada tempat semula kemudian tutup, pastikan tutup tabung tertutup dengan tepat.
4. Tutup kran buang yang berada disisi depan dan buka kran pressure gauge disisi atas.
5. Pastikan mesin sudah teraliri arus listrik.
6. Tekan tombol on pada handle motor listrik sampai putaran motor stabil.
7. Tekan tombol on pada handle vakum sampai tekanan yang diinginkan.
8. Tekan tombol off pada handle vakum dan tutup kran pressure gauge secara bersamaan, jika tekanan yang diinginkan sudah tercapai.
9. Tunggu mesin bekerja sesuai waktu yang dibutuhkan.
10. Jika sudah, tekan tombol off pada handle motor listrik.
11. Setelah motor listrik mati, buka kran disisi depan untuk masuknya udara dan keluarnya minyak.
12. Buka penutup tabung
13. Lepas tabung putar dari mesin.
14. Keluarkan ote-ote goreng dari tabung putar dengan perlahan.
15. Selesai

## Lampiran 17. Kondisi Ote-ote pada Tabung Putar

Posisi Ote-ote sebelum diputar



Posisi Ote-ote setelah diputar



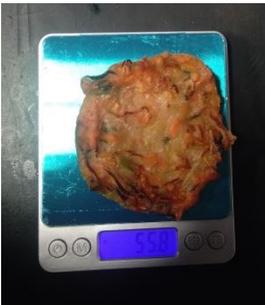
Minyak yang tertiriskan pada tabung



**Lampiran 18.** Berat Ote-ote Goreng Sebelum dan Sesudah Penirisan







**Lampiran 19.** Perbandingan Minyak Sebelum dan Sesudah Ditiriskan



## BIODATA PENULIS

### 1. Penulis 1



Penulis bernama lengkap Esca Ellyana lahir di Gresik, pada tanggal 27 Mei 1997. Merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Alamat rumah yang kini ditinggali di Jl. Medayu Utara XXXI-C Perum Griya Amerta Blok I/2, Kel. Medokan Ayu, Kecamatan Rungkut, Kota Surabaya. Pendidikan formal yang telah ditempuh mulai dari pertama adalah SDN Kalirungkut II/514, SMPN 17 Surabaya, dan SMAN 1 Kedamean Gresik dan pada tahun 2015 sampai sekarang menempuh pendidikan di Departemen Teknik Mesin Industri Jurusan Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS dengan Nomor Pokok Registrasi (NRP) 1021150010006.

Selama masa perkuliahan penulis aktif pada organisasi antara lain FORKOM M3NER-ITS periode 2016-2018, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Puroboyo pada tahun 2015, serta GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2015. Penulis telah melaksanakan Kerja Praktek di PT. Indonesia Power UJP PLTU 2 Jateng Adipala di divisi perawatan (*maintanance*) pada tahun 2017.

## 2. Penulis 2



Penulis bernama lengkap Ghazy Alaudin Hepianto lahir di Mojokerto, pada tanggal 16 Maret 1997. Merupakan anak kedua dari dua bersaudara. Alamat rumah yang kini ditinggali di Dsn. Sonosari RT 04 RW 02, Ds. Canggung, Kecamatan Jetis, Kabupaten Mojokerto. Pendidikan formal yang telah ditempuh mulai dari pertama adalah SDN CANGGU 2 Mojokerto, SMPN 2 JETIS MOJOKERTO, dan SMAN 1 SOOKO MOJOKERTO dan setelah lulus pada tahun 2015 penulis diterima di Jurusan Departemen Teknik Mesin Produksi Kerjasama ITS-DISNAKERTRANS Provinsi Jawa Timur dengan Nomor Pokok Registrasi (NRP) 10211500010030.

Selama masa perkuliahan penulis aktif pada organisasi antara lain FORKOM M3NER-ITS periode 2016-2018, Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Puroboyo pada tahun 2015, serta GERIGI (Generasi Integralistik) ITS pada tahun 2015. Penulis telah melaksanakan Kerja Praktek di PT. Indonesia Power UJP PLTU 2 Jateng Adipala di divisi perawatan (*maintanance*) pada tahun 2017.