



TUGAS AKHIR – TM 0382

**RANCANG BANGUN MESIN Pengeroll SANDAL
DENGAN KAPASITAS 360 BUAH/ JAM**

**QALAM IRODAT
NRP. 2111 039 014**

**SUCI WURI GENDROWATI
NRP. 2111 039 039**

**Dosen Pembimbing
Ir. Syamsul Hadi, MT**

**Instruktur Pembimbing
R. Soewandi, BE, S.Pd**

**JURUSAN D-3 TEKNIK MESIN PRODUKSI KERJASAMA
ITS – DISNAKERTRANSDUK JAWA TIMUR
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**



FINAL PROJECT – TM 0382

**PROTOTYPING ROLLER SANDAL MACHINE
WITH CAPACITY 360 PIECES SANDALS/HOUR**

**QALAM IRODAT
NRP. 2111 039 014**

**SUCI WURI GENDROWATI
NRP. 2111 039 039**

**Supervisor
Ir. Syamsul Hadi, MT**

**Instructor
R. Soewandi, BE, S.Pd**

**DEPARTMENT OF D-3 MECHANICAL ENGINEERING
ITS – DISNAKERTRANSDUK EAST JAVA
Faculty of Industrial Technology
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2014**

RANCANG BANGUN MESIN Pengeroll SANDAL DENGAN KAPASITAS 360 BUAH/JAM

Nama : QALAM IRODAT
SUCI WURI GENDROWATI
NRP : 2111 039 014
2111 039 039
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Ir. Syamsul Hadi, MT
Instruktur Pembimbing: R. Soewandi, BE., Spd

Abstrak

Industri rumah tangga yang memproduksi sandal dengan menggunakan alat yang masih manual yaitu menggunakan tuas sebagai sumber energi utama untuk menggerakkan rollnya, sehingga kurang efektif dan efisien. Dan juga hasil produksinya juga kurang maksimal. Dengan adanya mesin pengeroll sandal masalah di atas bisa teratasi dengan baik. Pembuatan mesin pengeroll ini dimulai dari merancang mekanisme penggerak roll sandal, lalu mencari besarnya gaya tekan pada roll yang terjadi pada bahan sandal (melalui percobaan), mencari besarnya elemen-elemen mesin yang digunakan (poros, pasak, rantai, sproket), besarnya daya motor yang digunakan dan besarnya kapasitas sandal yang ditekan dalam roll. Dari perencanaan dan perhitungan, dibutuhkan daya motor sebesar 0,326 HP dengan putaran motor 1400 rpm yang diturunkan dengan gearbox rasio 1:30 sehingga putaran motor menjadi 47 rpm. Dari hasil percobaan didapatkan kapasitas mesin 354 buah sandal/jam sedangkan untuk proses manual hanya menghasilkan 100 buah sandal/jam.

PROTOTYPING SANDAL ROLLER MACHINE WITH CAPACITY 360 PIECES/HOUR

Name : QALAM IRODAT
SUCI WURI GENDROWATI
NRP : 2111 039 014
2111 039 039
Department : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Supervisor : Ir. Syamsul Hadi, MT
Instructor Lecture : R. Soewandi, BE., SPd

Abstract

Home industry which produces sandals still using manual tools that use hand handle as the primary energy source to drive the roller, making it less effective and efficient. And also their products are also less than the maximum. With the machine roller sandal the problems in top can be overcome with good. Making machine roller sandal started designing the drive mechanism of a roller sandal, then find the amount of compressive force on the roller that occurs in the material sandals (by experiment), find the amount of elements used machine (axle, pegs, chain, sprocket), the amount of power the motor used and the amount of capacity sandals that is pressed in a roller. From planning and calculation, required motor power 0.326 HP with motor rotation 1400 rpm derived with gearbox ratio 1:30 therefore the motor rotation 47rpm. From the experimental results obtained engine capacity 354 pieces sandals/hour however the manual process only produces 100 pieces sandals/hour.

LEMBAR PENGESAHAN

RANCANG BANGUN MESIN Pengeroll SANDAL DENGAN KAPASITAS 360 BUAH SANDAL/JAM

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada
Bidang Studi Elemen Mesin
Program Studi D-3 TEKNIK MESIN
DISNAKERTRANSDUK - ITS
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

1. Qalam Irodad (2111039014)
2. Suci Wuri Gendrowati (2111039039)

Disetujui Oleh Pembimbing Tugas Akhir :

1. Ir. Syamsul Hadi, MT (Dosen Pembimbing)
2. R. Soewandi, BE, S.Pd (Instruktur Pembimbing)

Surabaya, Juli 2014

KATA PENGANTAR

Dengan mengucapkan puji dan syukur kepada Tuhan Yang Maha Kuasa, serta atas segala rahmat dan karunia-Nya sehingga penulis dapat menyelesaikan Tugas Akhir ini dengan baik.

Tugas Akhir ini merupakan salah satu persyaratan akademis yang wajib diselesaikan oleh setiap mahasiswa Program Studi Diploma III, untuk mendapatkan gelar Ahli Madya pada jurusan D-3 Teknik Mesin FTI – IT D III Teknik Mesin Produksi FTI-ITS-DISNAKER

Dalam penyusunan Tugas Akhir yang mengambil judul **“RANCANG BANGUN MESIN Pengeroll SANDAL DENGAN KAPASITAS 360 PASANG SANDAL/JAM”**, penulis banyak mendapat bantuan baik secara langsung maupun tidak langsung. Oleh karena itu penulis mengucapkan banyak terima kasih kepada :

1. Bapak Ir.Suhariyanto, MT selaku ketua program studi D3 teknik mesin.
2. Bapak Ir. Syamsul Hadi, MT. selaku dosen pembimbing yang telah banyak membantu penulisan laporan Tugas Akhir ini, sehingga Tugas Akhir ini dapat terselesaikan.
3. Ibu Liza Rusdiyana, ST.MT selaku Koordinator Tugas Akhir D III Teknik Mesin FTI – ITS.
4. Semua dosen dan karyawan Program Studi D III Teknik Mesin FTI – ITS.
5. Bapak Miftahul Huda ,MT selaku Koordinator Mesin Logam UPT-PK Surabaya.
6. Bapak Priyo Budi Jatmiko ,ST, M.Psi selaku instruktur pembimbing di BLK.
7. Ibu dan Bapak kami tercinta, saudara kami tersayang yang telah memberikan dorongan moril, materiil, dan spiritual kepada penulis.
8. Abah Slamet yang telah banyak membantu dalam penyelesaian pembuatan mesin pengeroll sandal otomatis.

9. Rekan-rekan seperjuangan D III Teknik Mesin Produksi FTI-ITS-DISNAKERTRANSDUK Dan semua pihak yang telah membantu terselesaikannya laporan Tugas Akhir ini, kami mengucapkan banyak terima kasih.

Akhirnya semoga laporan Tugas Akhir ini dapat bermanfaat untuk sekarang dan masa yang akan datang. Penulis menyadari bahwa dalam penulisan laporan ini masih banyak terdapat kekurangan, sehingga saran dan kritik yang membangun mampu menyempurnakan penulisan laporan dimasa yang akan datang.

Surabaya, 24 Juli 2014

Penulis

DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	iii
ABSTRAK	iv
ABSTRACT	v
KATA PENGANTAR	vi
DAFTAR ISI	viii
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xiv

BAB I PENDAHULUAN

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

BAB II DASAR TEORI

2.1 Sandal Jepit	7
2.1.1 Sandal Jepit.....	7
2.1.2 Spons EVA.....	7
2.1.3 Proses Pengerollan	8
2.2 Motor AC	9
2.3 Kapasitas Mesin Pengeroll.....	9
2.4 Roll.....	9
2.4.1 Kecepatan Linier Roll	9
2.4.2 Dimensi Roll.	10
2.4.3 Daya Momen Inersia	10
2.4.3.1 Daya Inersia Disk dan Poros.....	11
2.4.3.2 Kecepatan Sudut	11
2.4.3.3 Percepatan Sudut.....	11
2.4.3.4 Torsi.....	12
2.4.4 Daya Gesek untuk Mengeroll Sandal	12

2.4.4.1	Gaya pada Roll.....	12
2.4.4.2	Gaya Torsi	12
2.4.4.3	Gaya Gesek.....	13
2.4.4.4	Daya untuk Mengeroll Sandal	13
2.4.5	Total Daya Roll	13
2.5	Perencanaan Rantai Roll dan Sprocket.....	13
2.5.1	Daya Desain dan Torsi	15
2.5.2	Pemilihan Rantai	15
2.5.3	Diameter Sprocket.....	15
2.5.4	Panjang Rantai.....	16
2.5.5	Kecepatan Rantai	16
2.5.6	Gaya pada Rantai.....	17
2.6	Poros.....	17
2.6.1	Hal-hal Penting dalam Perencanaan Poros..	18
2.6.2	Momen Resultan pada Poros	20
2.6.3	Daya Perencanaan	20
2.6.4	Torsi Poros	21
2.6.5	Diameter Poros	21
2.7	Pasak.....	21
2.7.1	Tinjauan Terhadap Tegangan Geser.....	24
2.7.2	Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi	25
2.8	Bantalan (Bearing)	26
2.8.1	Klasifikasi Bantalan	27
2.8.2	Menghitung Beban Equivalen	29
2.8.3	Menghitung Gaya Radial pada Bantalan.....	29
2.8.4	Menghitung Umur Bantalan.....	30
2.9	Pegas	31
2.9.1	Rasio Diameter Pegas Terhadap Diameter Kawat	32
2.9.2	Diameter Kawat Pegas	32
2.9.3	Kekuatan Bahan	32
2.9.4	Defleksi Pegas	32
2.9.5	Defleksi Maksimum	32
2.9.6	Tinggi Solid... ..	32
2.9.7	Gulungan Total.....	32

2.9.8 Gulungan Aktif.....	32
2.9.9 Pitch.....	32

BAB III METODOLOGI

3.1 Diagram alir (<i>flow chart</i>)	35
3.2 Prosedur Pembuatan Mesin Pengeroll Sandal	36
3.3 Cara Kerja Mesin Pengeroll Sandal	37
3.4 Konsep Desain Mesin Pengeroll Sandal	38

BAB IV PERHITUNGAN DAN PERENCANAAN

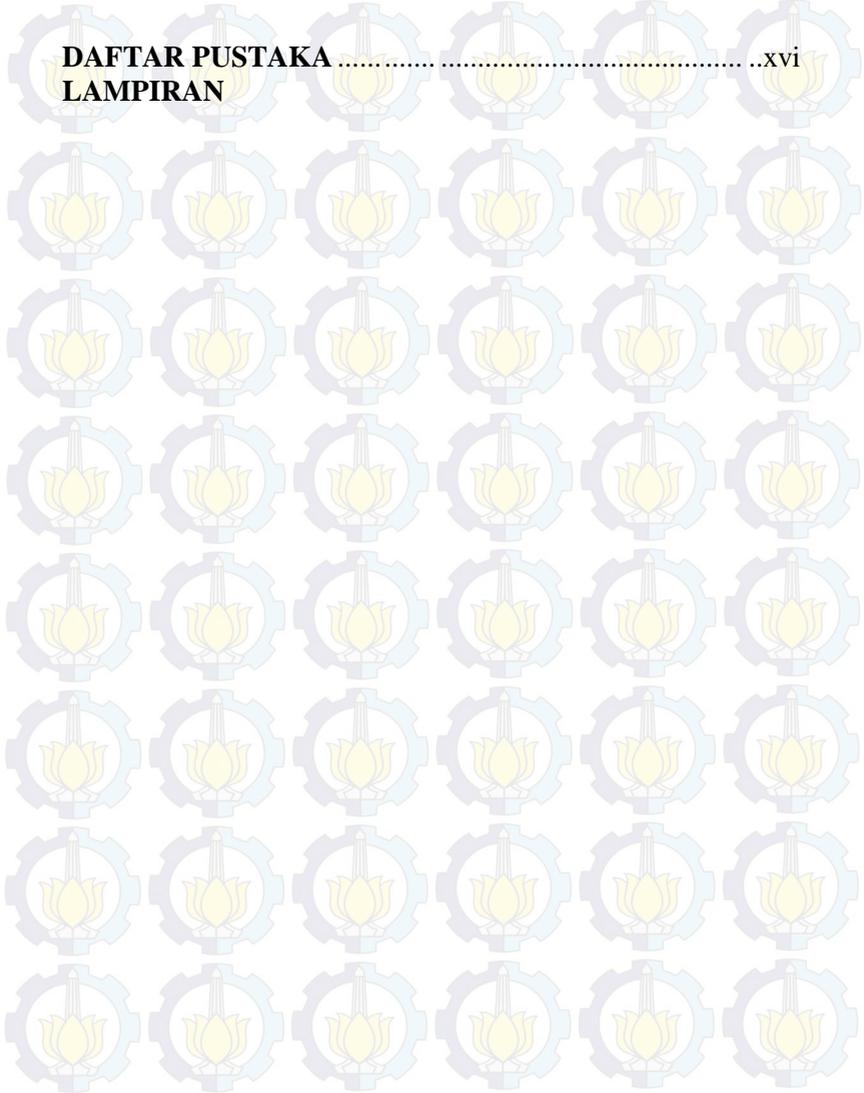
4.1 Kapasitas Produksi Pengeroll Sandal	41
4.2 Roll.....	42
4.2.1 Kecepatan Linier Roll.....	43
4.2.2 Dimensi Roll.	43
4.2.3 Daya Momen Inersia	45
4.2.3.1 Momen Inersia Roll	45
4.2.3.2 Momen Inersia Poros	46
4.2.3.3 Momen Total	46
4.2.3.4 Kecepatan Sudut roll tanpa Beban.....	46
4.2.3.5 Percepatan Sudut roll tanpa Beban	47
4.2.3.6 Torsi.....	47
4.2.3.7 Daya.....	47
4.2.4 Daya gesek untuk Mengeroll Sandal.....	48
4.2.4.1 Gaya Torsi	48
4.2.4.2 Gaya Gesek	48
4.2.4.3 Daya untuk Mengeroll Sandal	49
4.2.5 Total Daya Roll	49
4.3 Perencanaan Rantai dan Sproket.....	49
4.3.1 Daya Desain dan Torsi	49
4.3.2 Pemilihan Rantai	50
4.3.3 Jumlah Gigi	50
4.3.4 Diameter sproket	51
4.3.5 Panjang Rantai.....	51
4.3.6 Kecepatan Rantai.....	52
4.3.7 Gaya pada Rantai.....	52

4.4 Perhitungan Momen Bending	53
4.4.1 Poros Roll	53
4.4.2 Reaksi Tumpuan Arah Horizontal Pada Poros Roll	55
4.4.3 Tinjauan Arah Horizontal Pada Poros Roll	55
4.4.4 Reaksi Tumpuan Arah Vertikal Pada Poros Roll	57
4.4.5 Tinjauan Arah Vertikal Pada Poros Roll	58
4.4.6 Momen Resultan Pada Poros Roll	61
4.4.7 Torsi pada Poros Roll	61
4.4.8 Diameter Poros Pada Roll	62
4.5 Pasak	62
4.5.1 Tinjauan Terhadap Kompresi Poros Roll	63
4.5.1.1 Gaya pada Pasak	63
4.5.1.2 Panjang pada Pasak	63
4.6 Perhitungan Bearing	63
4.6.1 Gaya Radial pada Bantalan A	64
4.6.2 Gaya Radial pada Bantalan B	65
4.6.3 Menghitung Umur Bantalan	66
4.7 Pegas	67
4.7.1 Rasio Diameter Pegas Terhadap Diameter Kawat	68
4.7.2 Kekuatan Bahan	68
4.7.3 Defleksi Pegas	68
4.7.4 Defleksi Maksimum	69
4.7.5 Tinggi Solid	69
4.7.6 Gulungan Total	69
4.7.7 Gulungan Aktif	69
4.7.8 Pitch	69
4.8 Hasil Percobaan Mesin Pengeroll Sandal	70
4.9 perbandingan mesin roll sandal manual dan roll sandal otomatis	70

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan..... 71
5.2 Saran..... 72

DAFTAR PUSTAKA.....xvi
LAMPIRAN

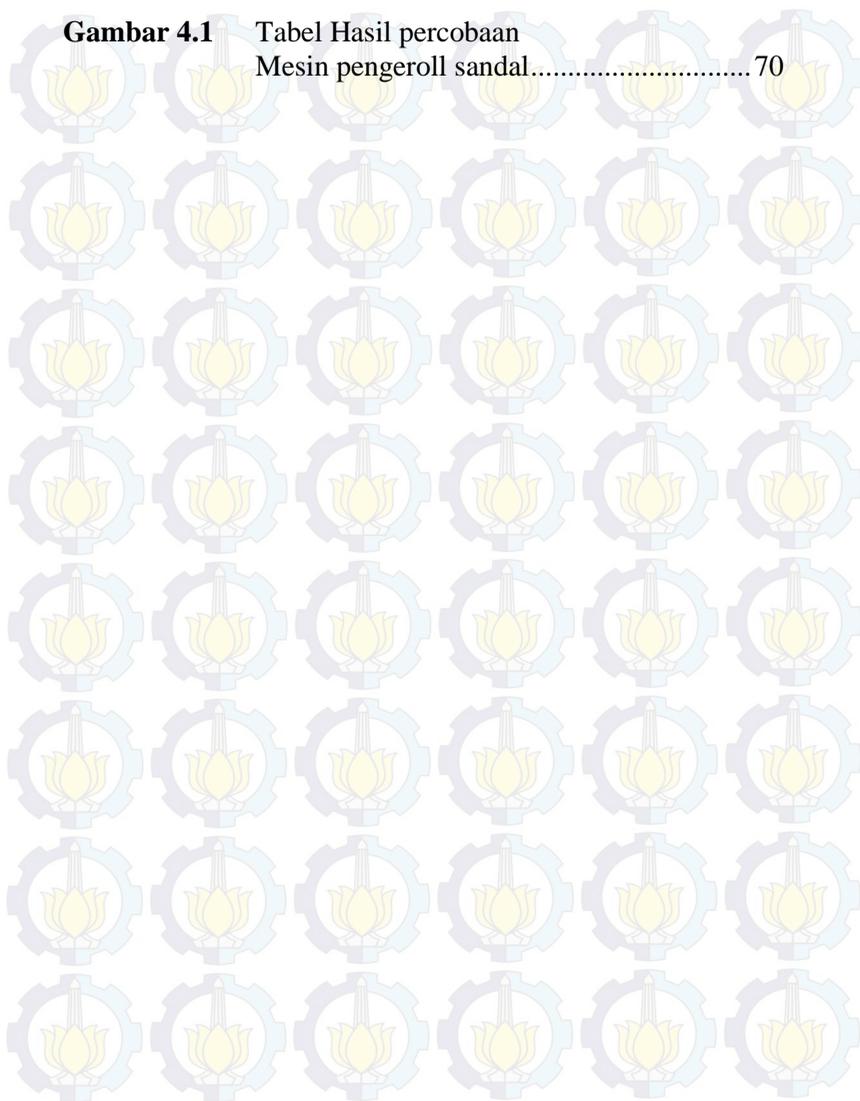


DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1	Alat Pengeroll Manual.....	1
Gambar 1.2	Hasil Produksi	2
Gambar 2.1	Sandal Jepit	7
Gambar 2.2	Spons EVA.....	8
Gambar 2.3	Motor AC	9
Gambar 2.4	Rantai	14
Gambar 2.5	Profil Roda Gigi Dari Sproket.....	14
Gambar 2.6	Macam-Macam Pasak	23
Gambar 2.7	Penampang Alur Pasak.....	23
Gambar 2.8	Gaya Yang Terjadi Pada Pasak	24
Gambar 2.9	Bantalan	26
Gambar 2.10	Type Bantalan Gelinding.....	28
Gambar 2.11	Defleksi Kerja Dan Defleksi Soli	32
Gambar 3.1	<i>Flow Chart</i> metodologi perencanaan	35
Gambar 3.2	Rancang Bangun Mesin Pengeroll Sandal	38
Gambar 4.1	Roll Sandal	42
Gambar 4.2	Roll	43
Gambar 4.3	Free Body Diagram	53
Gambar 4.4	Free Body Diagram Poros Roll	54
Gambar 4.5	Reaksi Tumpuan Arah Horizontal Pada Poros Roll.....	55
Gambar 4.6	Tinjauan Arah Horizontal Pada Poros Roll	55
Gambar 4.7	Diagram Gaya-Gaya Arah Horizontal Poros Roll	57
Gambar 4.9	Reaksi Tumpuan Arah Vertikal Pada Poros Roll	57
Gambar 4.10	Tinjauan Arah Vertikal Pada Poros Roll ...	58
Gambar 4.11	Diagram Gaya Arah-Arah Vertikal Poros Roll	60
Gambar 4.12	Diagram Momen Bending Arah Vertikal Poros Roll	61

DAFTAR TABEL

Gambar 4.1	Tabel Hasil percobaan Mesin pengeroll sandal.....	70
-------------------	------------------------------------------------------	----



BAB I PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

UKM. Bapak Muis berada di desa Wedoro, kecamatan Sidoarjo, Jawa Timur merupakan industri rumah yang bergerak dibidang pembuatan sandal. Proses produksi sandal terdiri atas pembuatan dasaran sandal, tali ikat sandal, proses penyablonan, proses pembuatan desain permukaan yang sudah di sablon, proses pemotongan sandal, pengeleman, penggabungan serta pengepresan dan yang terakhir proses finishing.

Sandal mempunyai beberapa lapis tergantung produksinya, sehingga perlu proses menggabungkan lapisan demi lapisan serta pengepresan supaya lem bisa terekat dengan baik. Penggabungan dan pengepresan dilakukan dengan menggunakan roll. Namun hingga kini proses pengerollan yang dilakukan di UKM. Bapak Muis masih menggunakan cara manual. Alat yang dimiliki oleh bapak Muis penggerakkan roll untuk penggabungan dan pengepresan masih menggunakan tangan.



Gambar 1.1 Alat pengeroll manual

Pada bagian samping alat ada bagian seperti tuas yang digunakan untuk menggerakkan roll sehingga roll akan berputar. Tenaga yang diperlukan untuk menggerakkan roll

cukup besar karena berasal dari kayuhan tangan manusia. Dengan menggunakan alat baru yang kita ciptakan ini kita mengganti kayuhan tangan dengan menggunakan motor AC $\frac{1}{2}$ PK dalam system penggerakannya. Pengayuh yang awalnya digerakkan dengan tangan diganti dengan motor AC $\frac{1}{2}$ PK sehingga lebih efektif serta efisien selain itu dapat meningkatkan produksi sandal per harinya.



Gambar 1.2 Hasil produksi setelah dilakukan pengerollan

Bapak Muis ini mampu menghasilkan sandal sebanyak ± 100 pasang sandal setiap harinya dan sekali proses membutuhkan waktu 6 menit, maka jika menggunakan alat ini dapat meningkatkan efisiensi dan dapat menghasilkan 1416 pasang setiap harinya, sekali proses membutuhkan waktu 10 detik. Untuk menjawab semua masalah tersebut kita memunculkan ide untuk membuat alat yang lebih inovatif yang bisa dilakukan hanya dengan seorang saja yaitu “Rancang Bangun Mesin Pengeroll Sandal dengan Kapasitas 360 buah sandal/jam”. Sehingga produktivitas di UKM. Bapak Muis dapat meningkat dan efisiensi waktu.

1.2 Rumusan Masalah

Penulis membuat mesin pengeroll sandal yang menggunakan 2 roll sehingga membantu dalam pengepresan sandal dan juga meminimalisasi waktu. Dengan tujuan tersebut maka kita mempunyai beberapa masalah yang keluar yaitu:

1. Bagaimana cara merancang mesin pengeroll sandal ?
2. Bagaimana menentukan besar gaya dan daya serta menghitung elemen-elemen mesin pengeroll sandal yang digunakan ?
3. Berapa kapasitas produk yang dihasilkan oleh mesin pengeroll sandal ?
4. Bagaimana proses kerja mesin pengeroll sandal sehingga dapat meningkatkan produktifitas ?

1.3 Batasan Masalah

Dalam perencanaan ini perlu adanya pembatasan permasalahan yang timbul supaya tidak terlalu meluas, antara lain:

1. Mesin ini digunakan khusus untuk proses pengepresan serta penggabungan sandal.
2. Untuk proses pengeleman antar spon dengan sol karet serta proses pemotongan spon dengan sol karet tidak dibahas.
3. Rangka mesin atau frame dianggap kuat.

1.4 Tujuan

Dengan mengacu latar belakang dan permasalahan diatas maka tujuan dari penulisan tugas akhir ini adalah:

1. Mendapatkan desain alat pengeroll sandal yang tepat berdasarkan peninjauan dari teori-teori yang ada, sehingga dapat meminimalisir kegagalan dalam pembuatan alat.
2. Untuk mengetahui berapa besar gaya dan daya serta elemen-elemen mesin pada mesin pengeroll sandal.

3. Untuk mengetahui berapa besar produk yang dihasilkan oleh mesin pengeroll sandal.
4. Untuk mengetahui proses kerja mesin pengeroll sandal sehingga dapat meningkatkan produktifitas.

1.5 Manfaat

Dengan adanya *Rancang Bangun Mesin Pengeroll Sandal dengan Kapasitas 360buah sandal/jam* ini diharapkan dapat memberikan manfaat sebagai berikut:

1. Mahasiswa dapat secara langsung menerapkan ilmu yang didapat dari bangku perkuliahan sehingga diharapkan dapat bermanfaat bagi masyarakat.
2. Dengan menggunakan mesin pengeroll sandal ini dapat menghemat waktu dan meningkatkan produktifitas sandal.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika yang dipakai dalam penulisan tugas akhir ini adalah:

BAB I Pendahuluan

Pada bab ini membahas bagaimana tinjauan umum tentang latar belakang masalah, batasan masalah, tujuan, dan sistematik penulisan Tugas Akhir.

BAB II Dasar Teori

Pada bab ini dijelaskan mengenai teori penunjang dan dasar perhitungan yang mendukung dalam pembuatan mesin pengeroll sandal.

BAB III Metodologi

Pada bab ini akan dibahas mengenai metodologi perencanaan pembuatan alat, diagram alir pembuatan alat dan proses mekanisme kerja mesin pengeroll sandal.

BAB IV Perencanaan dan Perhitungan

Pada bab ini dijelaskan mengenai uraian perencanaan dan perhitungan daya pengerollan, gaya serta elemen-elemen mesin yang dibutuhkan mesin pengeroll sandal sampai menggerakkan mesin.

BAB V Kesimpulan

Pada bab ini dijelaskan tentang kesimpulan dari proses pembuatan mesin, hasil perhitungan komponen mesin pengeroll sandal serta kualitas produk yang aktual.



Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB II DASAR TEORI

Bab ini akan membahas mengenai rumusan dan konsep perencanaan alat yang digunakan dalam perhitungan elemen mesin, yaitu kapasitas mesin yang digunakan, daya yang ditransmisikan, gear, rantai, poros, bearing serta daya motor yang digunakan untuk mengepres dan penggabungan sandal.

2.1 Sandal Jepit

2.1.1 Sandal Jepit

Sandal jepit adalah alas kaki berwarna-warni berbahan dasar Spon EVA dengan tali penjepit berbentuk huruf "V" yang menghubungkan bagian depan dan bagian belakang sandal.

Sandal jepit merupakan salah satu jenis alas kaki yang sangat populer di kalangan masyarakat luas, hal ini dikarenakan harganya yang relatif murah dan penggunaannya yang nyaman.



Gambar 2.1 Sandal jepit

2.1.2 Spon EVA

Spons EVA merupakan bahan bakun utama pada pembuatan sandal. Spon ini mempunyai sifat elastis dan tahan air, sehingga sangat cocok bila digunakan untuk alas kaki.



Gambar 2.2 Spon EVA

2.1.3 Proses Pengerollan

Selama ini proses pengerollan dilakukan dengan cara manual atau menggunakan tenaga manusia dan moderen atau menggunakan bantuan motor untuk memutar roll.

1. Pengerollan dengan cara manual

Setelah potongan sandal diberi lem atau perekat kemudian digabungkan dengan potongan bahan untuk alas. Jika hanya digabungkan biasa dan tidak dilakukan proses pengerollan maka hasilnya tidak bisa merekat dengan baik. Karena itu potongan sandal yang telah dilem dan digabungkan, selanjutnya dilakukan proses pengerollan. Namun untuk memutar roll tersebut masih manual atau menggunakan tenaga manusia.

2. Pengerollan dengan cara moderen

Proses pengerollan sandal dengan cara modern ini menggunakan bantuan motor AC $\frac{1}{2}$ PK sebagai sumber tenaga memutarnya roll agar lapisan sandal setelah dilem dan digabungkan melekat lebih baik. Jadi tidak perlu lagi menggunakan tenaga manusia untuk memutar roll, sehingga lebih bisa menghemat tenaga manusia dan juga tentunya bisa menghemat waktu.

2.2 Motor AC

Motor AC yang digunakan adalah motor AC 1 phase ½ PK yang berfungsi sebagai tenaga memutar roll. Penggunaan motor telah



disesuaikan dengan kebutuhan daya yang diperlukan untuk proses pengerollan sandal. (Uraian disini belum dikaitkan dengan perancangan, tetapi teori dasar atau umum.)

Gambar 2.3 Motor AC

2.3 Kapasitas Mesin

Untuk menentukan kapasitas dari mesin pengeroll sandal ini dapat ditentukan melalui persamaan sebagai berikut :

$$Q = m \cdot n \cdot z \dots\dots\dots (2.1)$$

Dimana :

Q = kapasitas mesin (Kg/min)

m = massa atau jumlah sandal (Kg)

n = putaran per menit (Rpm)

z = jumlah sandal yang masuk roll

2.4 Roll

Pada perencanaan mesin pengeroll sandal ini menggunakan dua buah roll yang akan berfungsi sebagai penekanan sandal. Bahan roll yang digunakan adalah baja S45C karena berfungsi untuk mengeroll sandal maka tidak perlu menggunakan bahan stainless.

2.4.1 Kecepatan Linier Roll

Kecepatan Linier roll dapat diketahui dengan putaran roll 60 m/s melalui persamaan :

$$V = \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana :

V = kecepatan Roll (m/s)

d = diameter Roll (mm)

n = putaran permenit roll (Rpm)

2.4.2 Dimensi Roll

Untuk menentukan dimensi dari roll terlebih dahulu menentukan luas selimut silinder atau tabung. Agar sandal dapat diroll maka luas silinder harus lebih besar dari luas sandal. Luas selimut silinder dapat ditentukan melalui persamaan berikut ini :

$$L = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot t \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana :

L = luas Selimut Tabung (m^2)

r = jari-jari Roll (mm)

t = tinggi Roll (mm)

Sedangkan untuk massa/berat roll dapat digunakan persamaan sebagai berikut :

$$m = V_{roll} \cdot \rho \dots\dots\dots (2.5)$$

Dimana :

V_{roll} = volume Roll (m^3)

ρ = massa Jenis Baja S45C (kg/m^3)

2.4.3 Daya Momen Inersia

Yang dimaksud momen inersia adalah ukuran dari besarnya benda untuk berputar atau berotasi yang ditentukan oleh keadaan benda atau partikel penyusunnya. Jadi pada mesin pengeroll sandal ini dibutuhkan daya momen inersia pada disk dan poros. Untuk menentukan daya momen inersia dapat diperoleh pada persamaan berikut :

$$P_1 = \frac{T \cdot n}{9,74 \cdot 10^5} \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

P_I = daya Momen Inersia (kW)

T = torsi mesin tanpa beban (kgf.mm)

n = putaran Roll (Rpm)

2.4.3.1 Daya Inersia Disk dan Poros

Untuk menentukan daya pada momen inersia pada disk dan poros dapat ditentukan menggunakan persamaan berikut ini :

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2 \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

I = momen Inersia (kg.m²)

m = massa disk/poros (kg)

r = jari-jari disk/poros (m)

2.4.3.2 Kecepatan Sudut

Roll yang berputar tanpa beban juga memerlukan daya untuk berputar. Untuk menentukan kecepatan sudut roll yang berputar tanpa beban dapat diperoleh :

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot n}{60} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana :

ω = kecepatan sudut roll (rad/s)

n = putaran roll (rpm)

2.4.3.3 Percepatan Sudut

Percepatan sudut roll yang berputar dapat ditentukan menggunakan persamaan berikut :

$$\alpha = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\Delta t} \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana :

α = percepatan sudut roll (rad/s)

ω_2 = kecepatan sudut roll awal (rad/s)

ω_1 = kecepatan sudut roll akhir (rad/s)

Δt = 2 s selisih waktu ketika roll diam sampai berputar konstan

2.4.3.4 Torsi

Untuk menentukan torsi yang berputar tanpa beban dapat diperoleh melalui persamaan sebagai berikut :

$$T = I_{tot} \cdot \alpha \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana :

α = percepatan sudut roll (rad/s)

I_{tot} = momen inersia total (kg.m²)

2.4.4 Daya Gesek untuk Mengeroll Sandal

2.4.4.1 Gaya pada Roll

Gaya pada roll adalah gaya yang terjadi pada proses sandal masuk ke roll. Gaya yang terjadi adalah gaya gesek yang timbul akibat dari gaya putar sekaligus gaya tekan dari roll yang menyentuh permukaan sandal. Adanya gaya gesek antara sandal dan roll mengakibatkan roll tidak mengalami selip.

2.4.4.2 Gaya Torsi

Gaya torsi adalah gaya yang diakibatkan oleh putaran torsi dari roll dan menyebabkan sandal dapat diroll. Gaya torsi dapat diperoleh :

$$F_{torsi} = \frac{T}{r} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana :

T = torsi pada roll (kg.mm)

R = jari-jari roll (mm)

2.4.4.3 Gaya Gesek (F_s)

Gaya gesek adalah gaya yang terjadi saat sandal menyentuh permukaan roll sehingga terjadi proses penekanan. Maka gaya gesek dapat diperoleh melalui gaya torsi dan koefisien gesek sandal terhadap roll :

$$F_s = F_{torsi} \times \mu_s \dots\dots\dots (2.12)$$

Dimana :

F_s = gaya gesek sandal terhadap roll (N)

μ_s = koefisien gesek sandal

2.4.4.4 Daya untuk Mengeroll Sandal

Daya yang dibutuhkan roll untuk mengeroll sandal dapat ditentukan dengan persamaan berikut :

$$P_2 = F_s \times v \dots\dots\dots (2.13)$$

Dimana :

F_s = gaya gesek sandal (N)

v = kecepatan linier sandal (m/s)

2.4.5 Total Daya Roll

Total daya yang diperlukan roll untuk berputar dan mengeroll sandal dapat diperoleh melalui persamaan berikut :

$$P_{total} = P_1 + P_2 \dots\dots\dots (2.13)$$

Dimana :

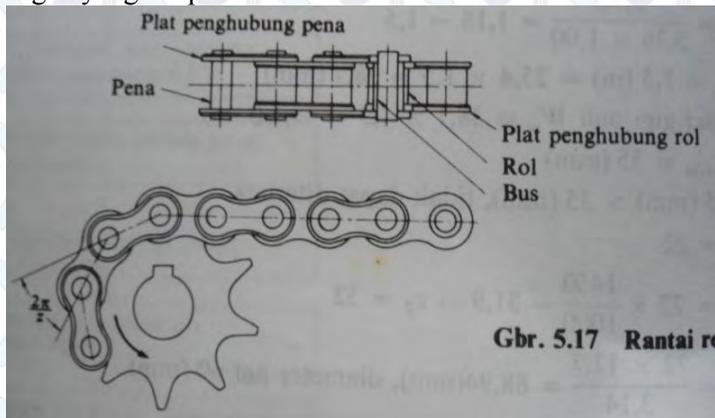
P_1 = daya putar roll tanpa beban (HP)

P_2 = daya untuk mengeroll sandal (HP)

2.5 Perencanaan Rantai Roll dan Sprocket

Rantai roll terdiri atas pena, bus, rol dan plat mata rantai. Rantai rol dipakai bila diperlukan transmisi positif (tanpa slip) dengan kecepatan sampai $600\left(\frac{m}{min}\right)$, tanpa pembatasan bunyi, dan murah harganya. Rantai transmisi daya biasanya dipergunakan di

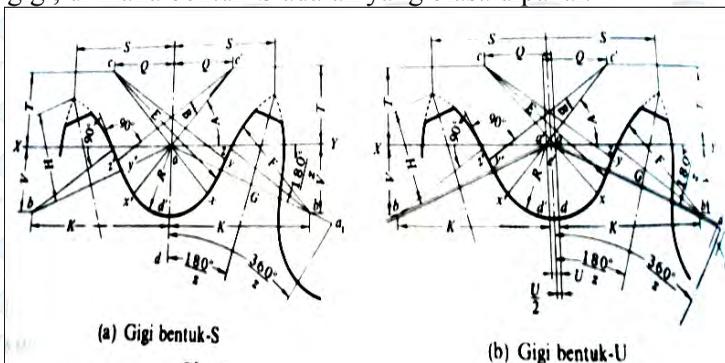
mana jarak poros lebih besar dari pada transmisi roda gigi tetapi lebih pendek dari pada dalm transmisi sabuk. Rantai mengait pada gigi sprocket dan meneruskan daya tanpa slip, jadi menjamin perbandingan yang tetap.



Gbr. 5.17 Rantai ro

Gambar 2.4 Rantai

Untuk sprocket rantai dibuat dari baja karbon untuk ukuran kecil, dan besi cor atau baja cor untuk ukuran besar. Untuk perhitungan kekuatannya belum ada cara yang tetap seperti roda gigi. Adapun bentuknya telah distandartkan terdiri atas dua macam bentuk gigi, di mana bentuk-S adalah yang biasa dipakai.



Gambar 2.5 Profil gigi dari sprocket rantai

2.5.1 Daya Desain dan Torsi

Besarnya daya desain (P_d) dapat dihitung dengan persamaan :

$$P_d = f_c \times P \dots\dots\dots (2.14)$$

Dimana :

P = Daya yang ditransmisikan (HP)

F_c = Faktor koreksi untuk rantai

(*Sumber: Suhariyanto, 2012 : 108*)

Sedangkan besarnya torsi dapat dirumuskan dengan persamaan:

$$T = 716200 \frac{P_d}{n} \dots\dots\dots (2.15)$$

Dimana :

T = Torsi (kg.cm)

P_d = Daya Desain (HP)

n = Putaran motor (rpm)

(*Suhariyanto, dkk ; 2012. Hal 107*)

2.5.2 Pemilihan Rantai

Untuk memilih besarnya rantai yang sesuai dengan daya dan putarannya, maka dapat menggunakan diagram pemilihan rantai. Setelah itu, untuk menentukan ukuran rantai berdasarkan Daya Desain dan putaran motor.

2.5.3 Diameter Sprocket

Besarnya diameter dan jumlah gigi sproket sangat ditentukan oleh perubahan putaran yang diinginkan, untuk mencari diameter sproket dapat dinyatakan :

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{N_t}\right)} \dots\dots\dots (2.16)$$

Dimana :

D = Diameter sproket (mm)

P = Jarak bagi pada nomor rantai

(*Suhariyanto,dkk ; 2012. Hal 111*)

2.5.4 Panjang Rantai

Panjang rantai yang diperlukan dapat dihitung berdasarkan jumlah pitch (L/p), secara pendekatan dapat dicari dengan persamaan :

$$\frac{L}{p} = \frac{2 \cdot C}{p} + \frac{Nt_1 + Nt_2}{2} + \frac{(Nt_2 - Nt_1)}{4\pi^2 \frac{C}{p}} \dots\dots\dots (2.17)$$

Dimana :

L = Panjang Rantai (mm)

p = Jarak bagi pada nomor rantai

C = Jarak sumbu poros

N_t = Jumlah gigi

(*Suhariyanto,dkk ; 2012. Hal 111*)

2.5.5 Kecepatan Rantai

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

$$v = \frac{p \cdot Nt_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (2.18)$$

Dimana :

v = Kecepatan rantai (m/s)

Nt_1 = Jumlah gigi sproket

n = Putaran (rpm)

(*Suhariyanto,dkk ; 2012. Hal 111*)

2.5.6 Gaya pada Rantai

Merupakan beban atau gaya yang bekerja pada satu rantai (kg), yang dapat dihitung seperti pada belt, yang dapat dirumuskan dengan persamaan :

$$F = \frac{102 \cdot P_d}{v} \dots\dots\dots (2.19)$$

Dimana :

F = Gaya pada rantai (kg)

P_d = daya desain (kW)

v = Kecepatan rantai (m/s)

(*Suhariyanto,dkk ; 2012. Hal 112*)

2.6 Poros

Poros merupakan salah satu bagian elemen mesin yang penting, hampir setiap mesin mempunyai poros. Poros berfungsi untuk menerima atau mentransmisikan daya, disertai dengan putaran.

Menurut pembebanannya poros dapat dibedakan menjadi beberapa kelompok sebagaimana tersebut dibawah ini :

1. Poros Transmisi (line shaft)

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

2. Spindle

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

3. Gandar (axle)

Poros ini dipasang antara roda – roda kereta api, tidak mendapat beban puntir dan tidak berputar hanya mendapat beban lentur.

4. Poros (shaft)

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

5. Poros Luwes (Flexible shaft)

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

6. Jack shaft

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

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 1)

2.6.1 Hal-Hal Penting dalam Perencanaan Pors

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

1. Kekuatan poros

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

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

2. Kekakuan poros

Meskipun sebuah poros mempunyai kekuatan yang cukup tetapi jika lenturan puntirannya terlalu besar akan mengakibatkan ketidak-telitian (pada mesin perkakas) atau getaran dan suara (misalnya pada turbin dan kotak roda gigi). Karena itu, disamping kekuatan poros, kekuatannya juga diperhatikan dan disesuaikan dengan macam mesin yang akan dilayani poros tersebut.

3. Putaran kritis

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

4. Korosi

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

a. Bahan poros :

Secara umum untuk poros dengan diameter 1 inci dipergunakan bahan yang terbuat dengan pekerjaan dingin, baja karbon. Bila yang dibutuhkan untuk menahan beban kejut, kekerasan dan tegangan yang besar maka perlu dipakai bahan paduan, yang dapat dilihat pada tabel bahan misalnya ASME 1347,3140,4150,5145 dan sebagainya yang biasanya disebut bahan komersial. Bila diperlukan pengerasan permukaan, maka perlu dipakai bahan dengan baja carburising (misalnya ASME 1020, 1117, 2315, 4320, 8620 dan lain – lain).

b. Poros dengan beban puntir :

Pada perhitungan poros, yang akan dihitung atau ditentukan adalah tegangan – tegangan yang diterima atau ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros untuk mengetahui berapa besar tegangan yang bekerja pada poros, seperti tegangan bending, tegangan torsi, tegangan kombinasi antara bending dan torsi.

Poros ini mendapat beban puntir dan lentur. Daya ditransmisikan kepada poros ini melalui roda gigi, belt, rantai dan sebagainya. Dengan demikian poros akan mengalami tegangan geser karena momen puntir dan tegangan tarik karena momen lentur.

Pada perhitungan poros, yang akan ditentukan adalah diameter poros dan yang akan dicari adalah tegangan yang diterima atau yang ditimbulkan oleh mekanisme yang terpasang pada poros. Yaitu melalui perhitungan mekanika teknik mengenai gaya – gaya yang bekerja dan momen yang terjadi pada poros. Gaya yang bekerja pada poros untuk arah horizontal dan vertikal dapat dihitung. Disamping itu juga dapat dihitung momen bending yang terjadi pada poros.

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1991.Hal 2)

2.6.2 Momen Resultan pada Poros

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

$$M_r = \sqrt{(M_h)^2 + (M_v)^2} \dots\dots\dots (2.20)$$

Dimana :

M_r = Momen resultan pada poros (kg.mm)

M_h = Momen pada bidang horizontal (kg.mm)

M_v = Momen pada bidang vertikal (kg.mm)

2.6.3 Daya Perencanaan

Untuk mencari nilai N_d dapat ditentukan dengan menggunakan rumus :

$$N_d = f_c \cdot N_3 \dots\dots\dots (2.21)$$

Dimana :

N_d = Daya perencanaan (Kw)

f_c = Faktor koreksi (1,0 – 1,5)

N_3 = Daya motor (Kw)

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994.Hal 7)

2.6.4 Torsi Poros

Untuk mencari torsi pada poros dapat ditentukan menggunakan rumus :

$$T = 9,74 \cdot 10^5 \frac{N_d}{n_1} \dots\dots\dots (2.22)$$

Dimana :

T = Momen puntir (kg.mm)

N_d = Daya perencanaan (Kw)

n₁ = Putaran screw (rpm)

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994.Hal 7)

2.6.5 Diameter Poros

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

$$d = \left[\left(\frac{32n}{\pi S_{yp}} \right) (M_r^2 + T^2)^{1/2} \right]^{1/3} \dots\dots\dots (2.23)$$

Dimana :

M_r = Momen resultan pada poros (kg.mm)

T = Momen puntir (kg.mm)

d = Diameter poros (mm)

Sy_p = Strength yield point (psi)

n = Faktor keamanan 2,5 untuk beban kejut berat

(Joseph Edward,S; 1986. Hal 264)

2.7 Pasak

Seperti halnya baut dan sekrup, pasak digunakan untuk membuat sambungan yang dapat dilepas yang berfungsi untuk menjaga hubungan putaran relatif antara poros dengan elemen mesin yang lain seperti : Roda gigi, Pulley, Sprocket, Impeller dan lain sebagainya.

Distribusi tegangan secara aktual pada sambungan pasak tidak dapat diketahui secara lengkap, maka dalam perhitungan tegangan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

1. Untuk torsi yang tetap dan konstan $N = 1,5$
2. Untuk beban kejut yang kecil (rendah) $N = 2,5$
3. Untuk beban kejut yang besar terutama bolak – balik $N = 4,5$

Pada pasak yang rata, sisi sampingnya harus pas dengan alur pasak agar pasak tidak menjadi goyah dan rusak. ukuran dan standard yang digunakan terdapat dalam lapisan. Untuk pasak, umumnya dipilih bahan yang mempunyai kekuatan tarik lebih dari 60 kg/mm, lebih kuat daripada porosnya. Kadang sengaja 2 dipilih bahan yang sengaja lemah untuk pasak, sehingga pasak terlebih dahulu rusak daripada porosnya. Ini disebabkan harga pasak yang murah serta mudah menggantinya.

Menurut bentuk dasarnya pasak dapat dibedakan menjadi:

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

Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang (Spie)

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

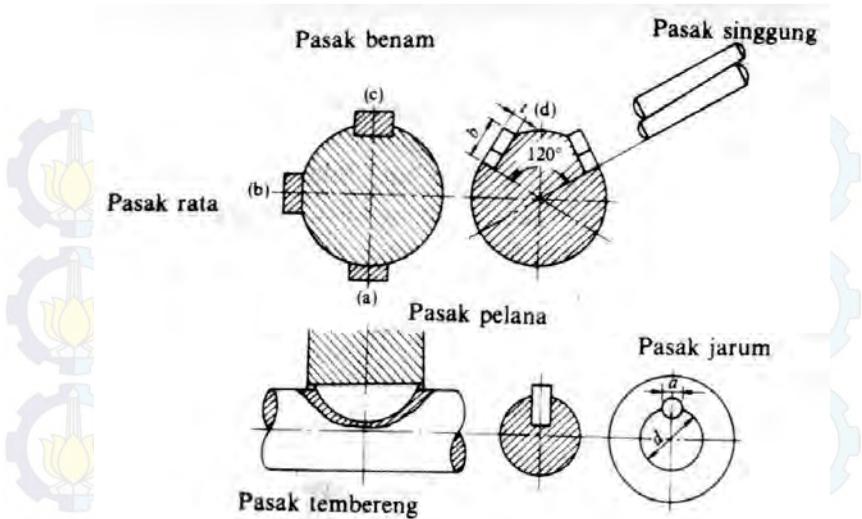
2. Pasak melintang (pen)

Pasak yang menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dapat menjadi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris.

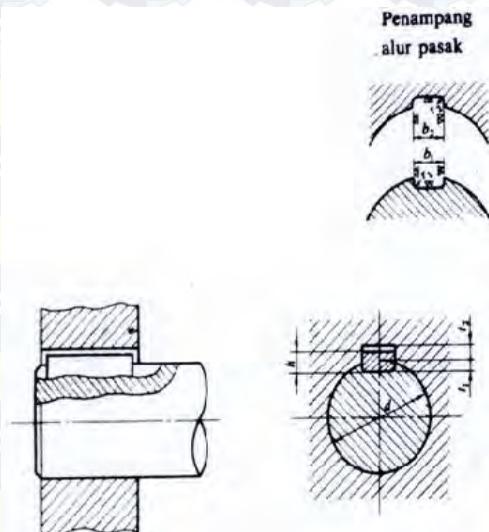
Pada perencanaan mesin pemeras kopra ini dipakai tipe pasak datar segi empat karena dapat meneruskan momen yang besar dan komersial pasak ini mempunyai dimensi yaitu lebar (W).

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 1,5 D). Karena lebar dan tinggi pasak sudah distandardkan.

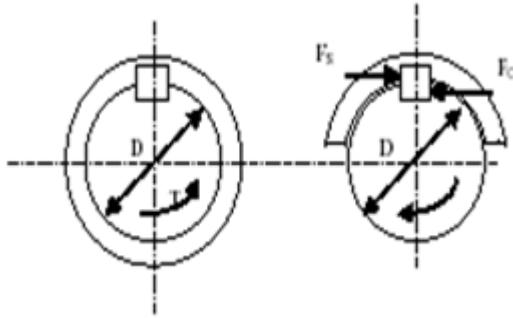
(*Suhariyanto, MT. Elemen Mesin 1. Hal 57*)



Gambar 2.6 Macam-macam pasak
 (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.Hal 24)



Gambar 2.7 Penampang alur pasak
 (Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.Hal 10)



Gambar 2.8 Gaya yang terjadi pada pasak
(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1997.)

Keterangan :

- h = Tinggi pasak (mm)
- b = Lebar pasak (mm)
- L = Panjang pasak (mm)
- F_s = Gaya geser (kg/mm^2)
- F_c = Gaya Kompresi (kg/mm^2)

Bila poros berputar dengan torsi sebesar T maka pasak akan menerima gaya F dan selanjutnya akan menimbulkan tegangan geser (σ_s) dan tegangan kompresi (σ_c).

2.7.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Geser

Besarnya adalah :

$$F = \frac{T_1}{0,5 \cdot D_p} \dots\dots\dots (2.24)$$

Dimana :

- F = Gaya pada pasak (N)
- D_p = Diameter poros (mm)

(Suhariyanto, MT. Elemen Mesin 1. Hal 51)

Pada pasak gaya F akan menimbulkan tegangan geser :

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{2 \cdot T_1}{W \cdot L \cdot D_p} \dots\dots\dots (2.25)$$

Dimana :

- τ_s = Tegangan geser (kg/mm²)
- W = Lebar pasak (mm)
- L = Panjang pasak (mm)
- D_p = Diameter poros (mm)
- T = Torsi (kg.mm)

(Suhariyanto, MT. Elemen Mesin 1. Hal 51)

Supaya pasak aman, maka syarat yang harus dipenuhi :

$$\frac{2 \cdot T_1}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k} \dots\dots\dots (2.26)$$

Dimana :

- w = Sisi pasak (mm)
- D_p = Diameter poros (mm)
- T₁ = Torsi (kg.mm)
- f_k = Faktor keamanan

(Suhariyanto, MT. Elemen Mesin 1. Hal 51)

2.7.2 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi

Pada pasak akan menimbulkan tegangan kompresi :

$$\sigma_c = \frac{F}{A_c} = \frac{2 \cdot T_1}{D_p \cdot 0,5W \cdot L} = \frac{4T_1}{D_p \cdot W \cdot L} \dots\dots\dots (2.27)$$

Dimana :

- σ_c = Tegangan kompresi
- W = Lebar pasak (mm)
- L = Panjang pasak (mm)
- D_p = Diameter poros (mm)
- T₁ = Torsi (kg.mm)

(Suhariyanto, MT. Elemen Mesin 1. Hal 51)

Syarat yang harus dipenuhi agar pasak aman adalah :

$$\frac{4 \cdot T_1}{w \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{syp}}{F_k} \dots\dots\dots (2.26)$$

Dimana :

w = Sisi pasak (mm)

D_p = Diameter poros (mm)

T₁ = Torsi (kg.mm)

f_k = Faktor keamanan

(*Suhariyanto, MT. Elemen Mesin 1. Hal 51*)

2.8 Bantalan (Bearing)

Bantalan (Bearing) adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman dan berumur panjang. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka proses seluruh sistem akan menurun atau tak dapat bekerja secara semestinya.



Gambar 2.9 Bantalan
(*Suhariyanto.2006.Diktat Elemen Mesin I*)

2.8.1 Klasifikasi Bantalan

1. Bantalan luncur

Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan dengan perantaraan lapisan pelumas. Bantalan luncur mampu menumpu poros berputar tinggi dengan beban besar. Bantalan ini sederhana konstruksinya dan dapat dibuat serta dipasang dengan mudah. Karena gesekannya yang besar pada waktu mulai jalan, bantalan luncur memerlukan momen awal yang besar, memerlukan pendinginan khusus. Sekalipun demikian karena adanya lapisan pelumas, bantalan ini dapat meredam tumbukan dan getaran sehingga hampir tidak bersuara. Tingkat ketelitian yang diperlukan tidak setinggi bantalan gelinding sehingga dapat lebih murah.

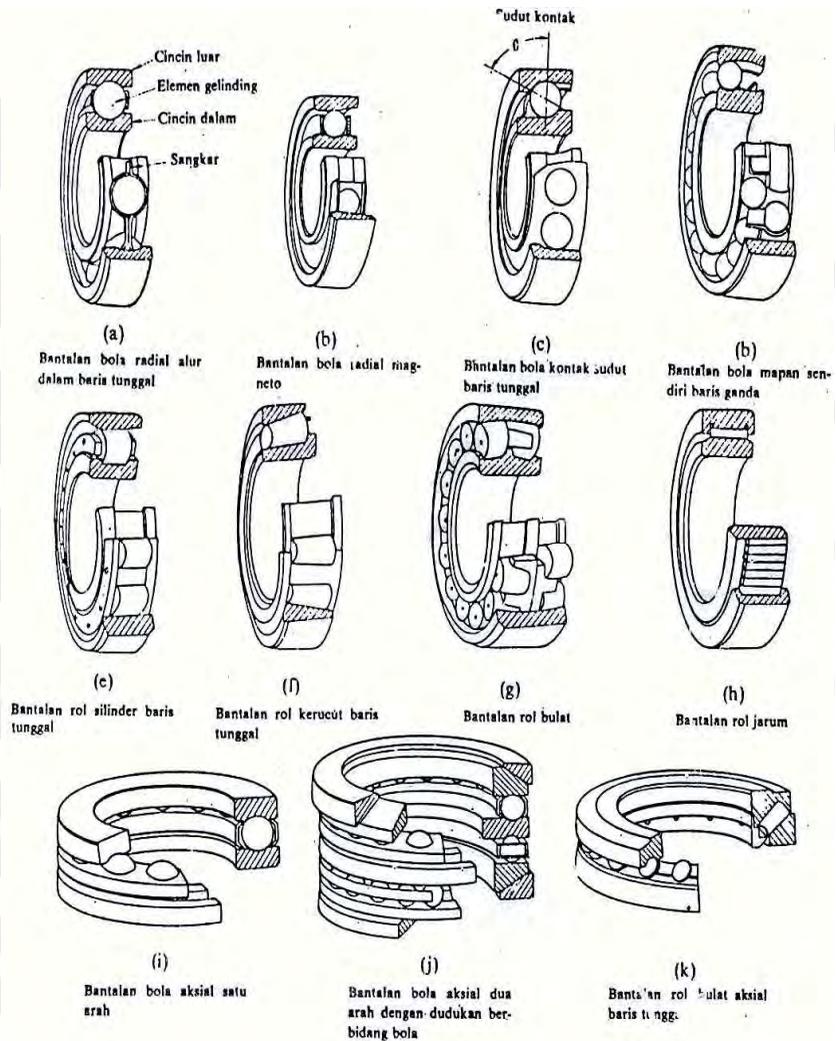
2. Bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat. Bantalan gelinding pada umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut.

Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitian yang tinggi maka bantalan gelinding hanya dapat dibuat oleh pabrik-pabrik tertentu saja. Adapun harganya pada umumnya lebih mahal daripada bantalan luncur. Untuk menekan biaya pembuatan serta memudahkan pemakaian, bantalan gelinding diproduksi menurut standar dalam berbagai ukuran dan bentuk.

Keunggulan bantalan ini adalah pada gesekannya yang rendah. Pelumasannya pun sangat sederhana cukup dengan gemuk, bahkan pada macam yang memakai sil sendiri tidak perlu pelumasan lagi. Meskipun ketelitiannya sangat tinggi namun karena adanya gerakan elemen gelinding dan sankar, pada putaran tinggi bantalan ini agak gaduh dibandingkan dengan bantalan luncur. Pada waktu memilih bantalan, ciri masing-masing masih harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaian lokasi.

(*Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994.Hal 103*)



Gambar 2.10 *Type Bantalan Gelinding*
 (Suhariyanto.2006.Diktat Elemen Mesin II)

2.8.2 Menghitung Beban Ekvivalen

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 pada bantalan dapat menggunakan rumus :

$$P = X \cdot V \cdot F_R + YF_a \dots\dots\dots (2.27)$$

Dimana :

- P = Beban ekivalen (kg)
- F_r = Beban radial (kg)
- F_a = Beban aksial (kg)
- V = Faktor putaran konstanta
= 1,0 untuk ring dalam berputar
= 1,2 untuk ring luar berputar
- X = Konstanta radial dari tabel
- Y = Konstanta aksial dari tabel yang sama

(Aaron, Deutschman, 1975 .Hal 486)

2.8.3 Menghitung Gaya Radial Bantalan

Gaya radial bantalan dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$F_r = \sqrt{(F_h)^2 + (F_v)^2} \dots\dots\dots (2.28)$$

Dimana :

- F_r = beban radial dalam (kg)
- F_h = gaya sumbu horizontal (kg)
- F_v = gaya sumbu vertical (kg)

(Aaron, Deutschman, 1975 .Hal 487)

2.8.4 Menghitung Umur Bantalan

Dalam memilih bantalan gelinding umur bantalan sangat perlu diperhatikan. Ada beberapa definisi mengenai umur bantalan, yaitu:

1. Umur (life)

Didefinisikan sebagai jumlah perputaran yang dapat dicapai dari bantalan sebelum mengalami kerusakan atau kegagalan yang pertama pada masing-masing elemennya seperti ring atau bola atau roll.

2. Umur Berdasarkan Kepercayaan (Rating Life)

Didefinisikan sebagai umur yang dicapai berdasarkan kepercayaan (reliability) 90% berarti dianggap 10% kegagalan dari jumlah perputaran. Umur ini disimbolkan dengan L_{10} dalam jumlah perputaran atau L_{10h} dengan satuan jam dengan anggapan putarannya konstan.

3. Basis Kemampuan Menerima Beban (Basic Load Rating)

Disebut juga dengan basic load rating (beban dinamic) diartikan sebagai beban yang mampu diterima dalam keadaan dinamis berputar dengan jumlah putaran konstan 10 putaran dengan ring luar tetap dan ring dalam yang berputar.

4. Kemampuan menerima beban statis (basic static load rating)

Didefinisikan sebagai jumlah beban radial yang mempunyai hubungan dengan defleksi total yang terjadi secara permanen pada elemen-elemen bantalannya, yang diberikan bidang tekanan, disimbolkan dengan C .

Umur dari bantalan dapat dihitung dengan persamaan :

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^b \dots\dots\dots (2.29)$$

Dimana :

L_{10} = umur bantalan (jam kerja)

C = diperoleh dari tabel bantalan sesuai dengan diameter dalam bantalan yang diketahui(kg)

P = beban equivalent (kg)

b = 3, untuk bantalan dengan bola

= 10/3 bila bantalan adalah Bantalan Rol

n_p = putaran poros (rpm)

(Aaron, Deutschman, 1975 .Hal 485)

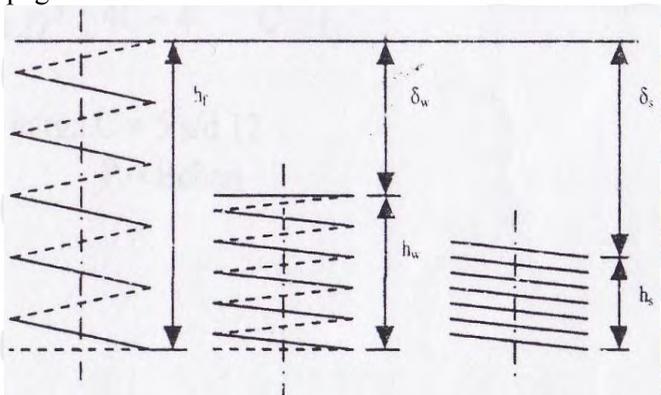
2.9 Pegas

Pegas banyak dipakai dalam berbagai macam konstruksi mesin, dalam penggunaannya pegas harus mampu memberikan gaya yang sesuai, melunakan tumbukan, menyerap dan menyimpan energi agar dapat mengurangi getaran dan sebagainya. Pegas merupakan elemen yang elastis, dalam penggunaannya pegas terdeformasi dalam waktu pembebanan dan penyimpanan energi, bila beban dilepas pegas akan kembali seperti sebelum terbebani.

Macam-macam pegas :

1. Berdasarkan beban yang diterima
 - a. Pegas tekan
 - b. Pegas tarik
 - c. Pegas puntir
2. Berdasarkan bentuknya
 - a. Pegas ulir (termasuk pegas tekan, pegas tarik dan puntir)
 - b. Pegas volut
 - c. Pegas daun
 - d. Pegas piring
 - e. Pegas cincin
 - f. Pegas batang torsi
 - g. Pegas spiral atau pegas jam
 - h. Pegas karet
 - i. Pegas udara atau gas

Karena dalam rancang bangun mesin pembelah bambu ini menggunakan pegas tekan, maka didalam bab ini kita hanya akan membahas pegas tekan.



Gambar 2.13 Defleksi Kerja dan Defleksi Soli
(Suhariyanto.2006.Diktat Elemen Mesin o1)

2.9.1 Rasio Diameter Pegas Terhadap Diameter Kawat

$$C = \frac{2R}{D} \dots\dots\dots (2.30)$$

2.9.2 Diameter Kawat Pegas

$$D \geq \sqrt{\frac{10,5 \cdot P_w \cdot C \cdot N}{\pi \cdot S_{syp}}} \dots\dots\dots (2.31)$$

2.9.3 Kekuatan Bahan

$$S_{syp} = 0,58 \cdot S_{syp} \dots\dots\dots (2.32)$$

2.9.4 Defleksi Pegas

$$\delta = \frac{P}{K} \rightarrow K = \frac{P}{\delta} \dots\dots\dots (2.33)$$

2.9.5 Defleksi Maksimum

$$\delta = 1,20 \frac{P_w}{K} \dots\dots\dots (2.34)$$

2.9.6 Tinggi Solid

$$h_f = h_s + \delta_s \dots\dots\dots (2.35)$$

2.9.7 Gulungan Total

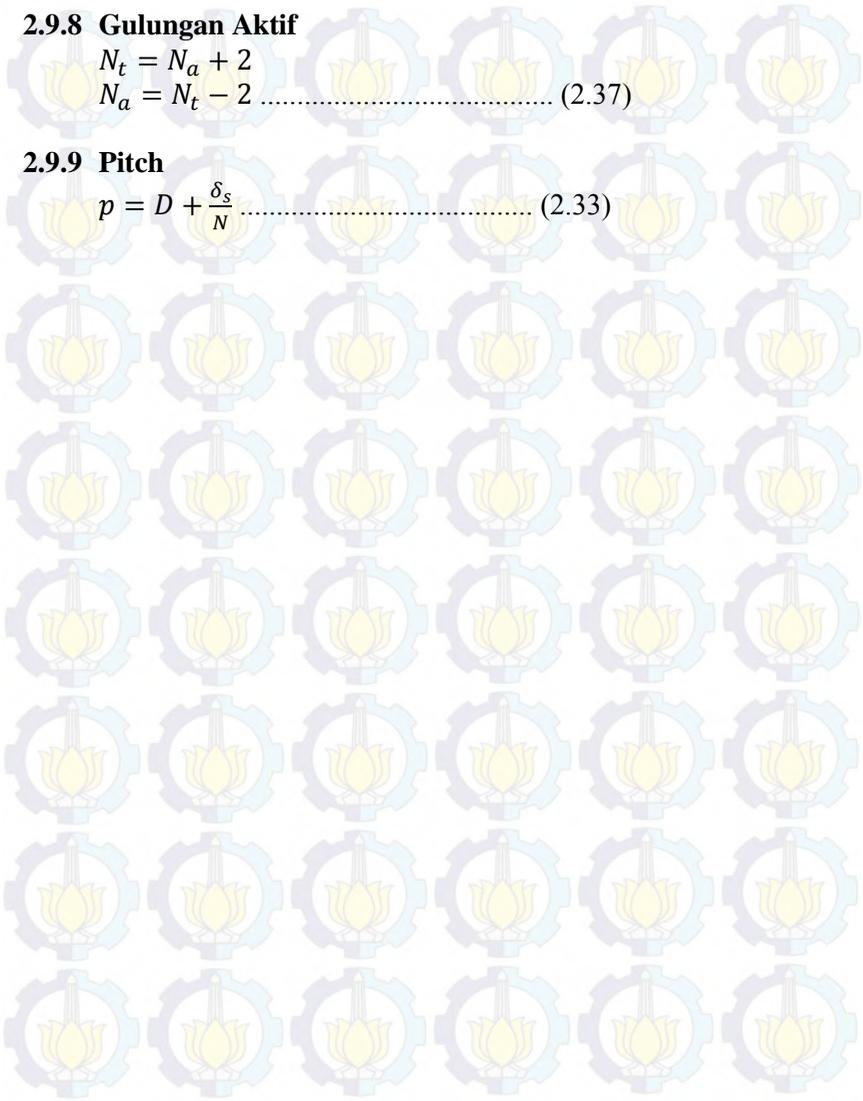
$$h_s = N_t + D \dots\dots\dots (2.36)$$

2.9.8 Gulungan Aktif

$$\begin{aligned} N_t &= N_a + 2 \\ N_a &= N_t - 2 \dots\dots\dots (2.37) \end{aligned}$$

2.9.9 Pitch

$$p = D + \frac{\delta_s}{N} \dots\dots\dots (2.33)$$



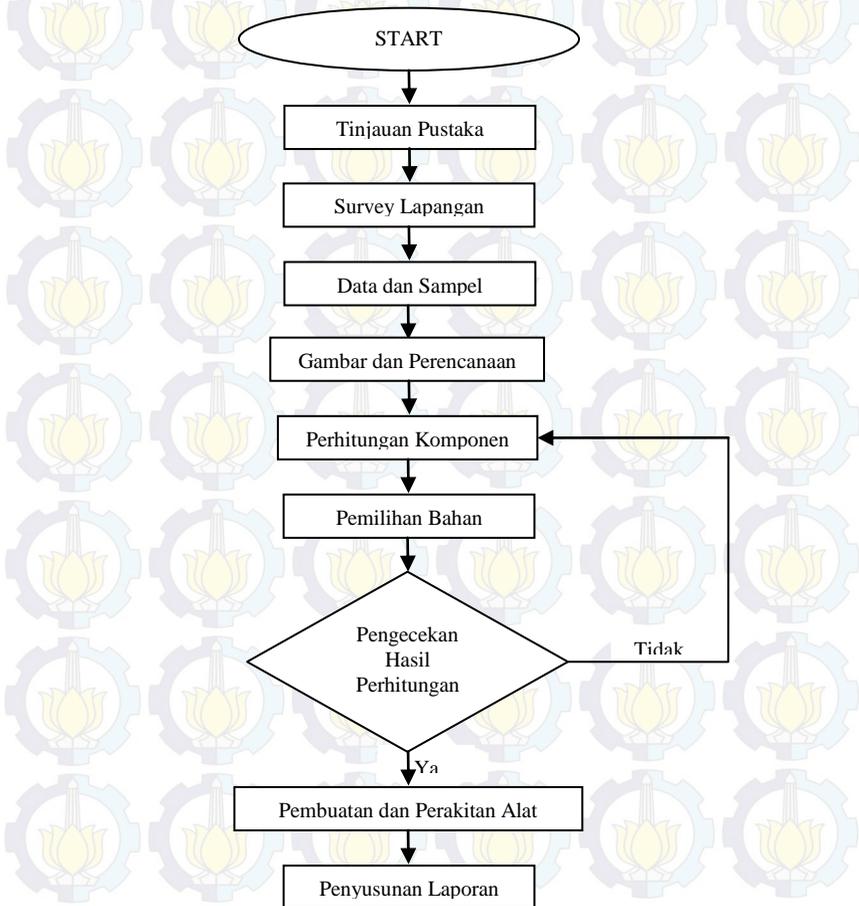


Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB III METODOLOGI

Pada bab ini akan dibahas mengenai perencanaan dan pembuatan alat secara keseluruhan. Tugas Akhir ini digambarkan dalam diagram alir atau *flow chart* di bawah ini :

3.1 Diagram Alir (*flow chart*)



Gambar 3.1 *Flow chart* metodologi perencanaan

3.2 Prosedur Pembuatan Mesin Pengeroll Sandal

Dalam pelaksanaan pembuatan Tugas Akhir melalui beberapa prosedur pengujian sebagai berikut :

1. Survey

Peninjauan lapangan dan pengumpulan data dilakukan di home industri di daerah Wedoro, Sidoarjo.

2. Data Mesin Manual

Dari hasil peninjauan yang dilakukan di UKM.Bapak Muis di kawasan Wedoro Sidoarjo didapat data komponen mesin pengeroll sandal yang masih manual yaitu masih menggunakan kayuhan tangan.

3. Tinjauan Pustaka

Perencanaan kontruksi ini berdasarkan literatur yang mempunyai relevansi dengan permasalahan yang dihadapi , baik dari buku teks jurnal, penelitian dan lain-lain, hal ini dimaksudkan untuk memperoleh data teknis mengenai segala hal yang berhubungan dengan mesin pengeroll sandal serta bahan dari pembuatan sandal tersebut.

4. Gambar Perencanaan

Dari studi literatur yang ada serta data pengamatan di lapangan maka didapat suatu perencanaan alat dan akan digunakan untuk desain suatu alat seperti gambar tersebut.

5. Perhitungan Komponen

Dalam tahap ini dilakukan perhitungan tentang gaya-gaya (elemen-elemen mesin) yang terjadi untuk menentukan bahan. Yang kemudian untuk membuat alat tersebut.

6. Pemilihan Bahan

Dalam tahap ini dilakukan pemilihan bahan sesuai dengan hasil perhitungan yang bertujuan mengetahui batas – batas tegangan yang diijinkan untuk membuat alat.

7. Pengecekan Hasil Perhitungan

Dalam tahapan ini, dilakukan pengujian terhadap perhitungan. Apabila kinerja tersebut tidak sesuai dengan harapan maka akan dilakukan perencanaan ulang terhadap sistem ini, bila hasilnya sesuai dengan harapan. Dengan pengujian dimensi, desain, analisa perhitungan dan bahan, maka akan diteruskan untuk pembuatan laporannya.

8. Pembuatan dan Perakitan Alat

Dengan hasil perhitungan perencanaan alat dan gaya yang terjadi, maka didapatkan kebutuhan akan bahan yang akan digunakan untuk pembuatan alat, maka perakitannya dilakukan secara sistematis berdasarkan perencanaan dan sifat-sifat bahan agar tidak terjadi kerusakan pada waktu pengoperasiannya.

9. Penyusunan Laporan

Setelah mendapatkan data-data yang diperlukan dari hasil perhitungan dan perwujudan alat, maka dibuat laporan mengenai hasil rancangan atau pembuatan alat tersebut.

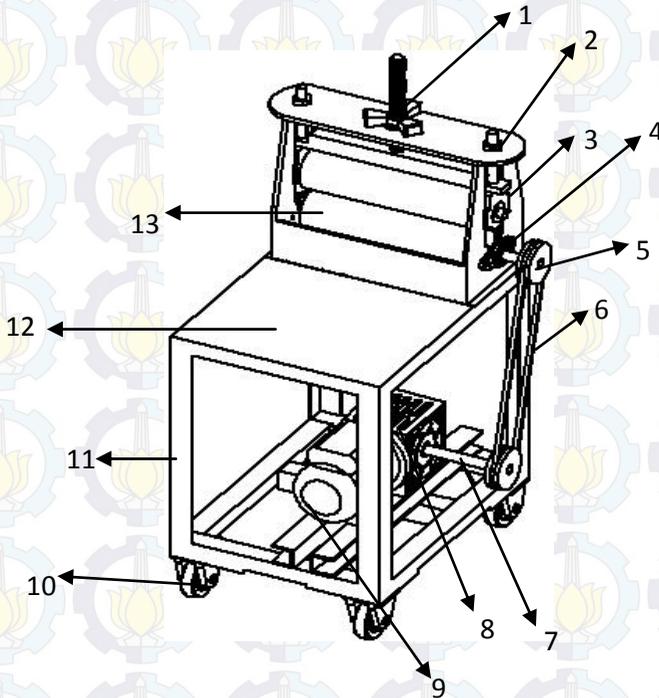
3.3 Cara Kerja Mesin Pengeroll Sandal

Cara kerja mesin pengeroll sandal ini dilengkapi dengan motor AC $\frac{1}{2}$ PK. Ketika sandal mulai masuk ke antara celah roll maka motor menggerakkan poros pada gearbox. Sprocket pada gearbox akan menggerakkan poros atas dimana poros ini akan menggerakkan sprocket sehingga roll berputar. Dan dilanjutkan dengan pengepresan sandal yang sudah dikasih lem dan sudah diberi lapisan lagi.

Motor yang kita pakai yaitu motor AC $\frac{1}{2}$ PK dengan rasio 1:30 sehingga menghasilkan putaran 47 rpm. Motor ini menggerakkan mekanisme sprocket pada poros roll sehingga akan mengeroll dengan begitu sandal akan dipres menjadi ukuran yang diinginkan dan juga mengakibatkan lem akan merekat dengan sempurna.

Bahan yang digunakan berupa lapisan sandal yang diberi lem kemudian diberi lapisan lagi karena sandal tidak hanya terdiri dari satu lapis saja. Untuk merekatkan dengan sempurna maka harus dipres dalam mesin roll kami.

3.4 Konsep Design Mesin Pengeroll Sandal



Gambar 3.2 Rancang bangun mesin pengeroll sandal

Fungsi dari bagian – bagian rancang bangun mesin pengeroll sandal adalah :

1. Tuas
Berfungsi sebagai pengatur celah antar roll
2. Mur pengunci
Berfungsi sebagai pengunci roll atas agar tidak lepas

3. Bearing geser
Befungsi sebagai peletakan roll atas supaya bisa bergerak untuk mengatur ketebalan sandal yang masuk.
4. Bearing pillow
Befungsi sebagai peletakan roll bawah yang tetap tidak bisa bergerak.
5. Gear
Befungsi sebagai tempat rantai sekaligus penghubung antara rantai pada motor sehingga pada saat motor bergerak roll juga ikut bergerak.
6. Sprocket
Befungsi untuk mentransfer daya dari gearbox ke poros
7. As atau poros
Befungsi sebagai
8. Gearbox rasio 1:50
Befungsi sebagai mereduksi putaran dari motor bensin untuk memenuhi putaran yang diinginkan untuk menggerakkan poros.
9. Motor dc ½Hp
Befungsi sebagai penggerak utama pada mesin pengeroll sandal otomatis.
10. Roda
Befungsi untuk mempermudah memindahkan mesin pengeroll otomatis.
11. Frame
Befungsi sebagai penopang komponen yang bekerja dalam mesin pengeroll otomatis.
12. Meja sandal
Befungsi sebagai tempat pertama sandal masuk.
13. Roll
Befungsi sebagai pengeroll sandal sehingga sandal dapat merekat dengan baik dan ukurannya seragam.



BAB IV PERHITUNGAN DAN PERENCANAAN

Pada bab ini akan membahas tentang perhitungan dan perencanaan mesin pengeroll sandal, yaitu menganalisa daya dan gaya-gaya yang nantinya dibutuhkan oleh mesin agar dapat berjalan dan berfungsi seperti yang diharapkan. Antara lain menghitung daya motor yang dibutuhkan untuk memutar roll tanpa bahan dan dengan bahan, berbekal perhitungan perencanaan elemen mesin yang mendukung dalam perencanaan mesin pemeras ini sehingga aman dalam pengoperasiannya.

4.1 Kapasitas Produksi Pengeroll Sandal

Kapasitas yang direncanakan dalam mesin pengeroll sandal dengan putaran 47 Rpm, yang diperoleh dari putaran motor 1400 yang direducer oleh *Gearbox* dengan ratio 1 : 30. Sehingga kapasitas yang diperoleh adalah :

$$Q = m \cdot n \cdot z$$

Dimana :

- Q = kapasitas mesin (Kg/min)
- m = massa sandal (Kg)
- n = putaran per menit (Rpm)
- z = jumlah sandal yang masuk roll

Jadi,

$$Q = 120gr \cdot 47Rpm \cdot 1$$

$$Q = 0,120kg \cdot 47Rpm \cdot 1$$

$$Q = 5,64 \text{ buah}/\text{min}$$

$$Q = 6 \text{ buah}/\text{min} = 360 \text{ buah}/\text{jam}$$

Sehingga perharinya menghasilkan 1416 pasang .

4.2 Roll

Pada perencanaan mesin pengeroll sandal ini menggunakan dua buah roll yang akan berfungsi sebagai penekanan sandal. Untuk menentukan diameter aman tidaknya yang digunakan untuk mengeroll sandal dapat dihitung :

$$h_o - h_f = \mu^2 \cdot R$$

$$14 \text{ mm} - 13 \text{ mm} = (0,75)^2 \cdot R$$

$$1 \text{ mm} = 0,5625 R$$

$$R = 1,77 \text{ mm}$$

$$\text{Jadi, } D = 3,13 \text{ mm}$$

Dimana :

h_o = tebal mula-mula sandal (mm)

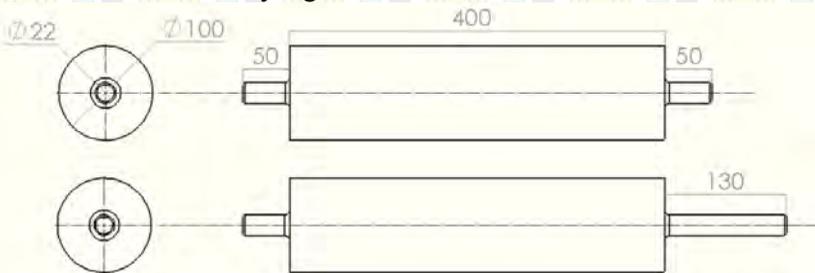
h_f = tebal akhir sandal (mm)

μ = koefisien gesek sandal (lampiran 10)

R = jari-jari roll (mm)

Sehingga pada perencanaan mesin pengeroll sandal ini menggunakan $\varnothing 100$ mm sehingga dipastikan sandal dapat terroll.

Berikut adalah roll yang direncanakan :



Gambar 4.1 Roll sandal

Bahan roll yang digunakan adalah baja S45C karena berfungsi untuk mengeroll sandal maka tidak perlu menggunakan bahan stainless.

4.2.1 Kecepatan Linier Roll

Kecepatan Linier roll dapat diketahui dengan putaran roll 47Rpm melalui persamaan :

$$\begin{aligned} V &= \frac{\pi \cdot d \cdot n}{1000 \cdot 60} \\ &= \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 47}{60000} \\ &= 0,24 \text{ m/s} \end{aligned}$$

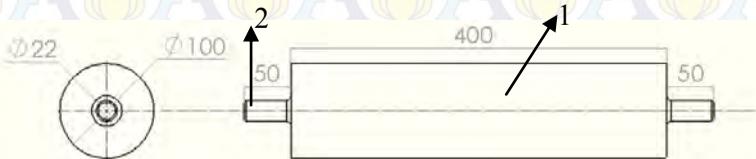
Dimana :

V = kecepatan Roll (m/s)

d = diameter Roll (mm)

n = putaran permenit (Rpm)

4.2.2 Dimensi Roll



Gambar 4.2 Roll

Keterangan :

1. Roll
2. Poros

Untuk mengeroll sandal, digunakan dua buah roll yang mempunyai luas selimut sebagai berikut :

$$\begin{aligned} L &= 2 \cdot \pi \cdot r \cdot t \\ L &= 2 \cdot 3,14 \cdot 50 \text{ mm} \cdot 400 \text{ mm} \\ L &= 125.600 \text{ mm}^2 = 0,1256 \text{ m}^2 \end{aligned}$$

Dimana :

L = luas selimut tabung (m²)

r = jari-jari roll (m)

t = tinggi roll (m)

Bahan roll yang digunakan adalah baja S45C, sehingga berat roll dapat diketahui melalui persamaan :

1. Berat Roll

$$V_{roll} = \pi \cdot r^2 \cdot t$$

$$V_{roll} = 3,14 \cdot (0,5)^2 \cdot 0,04$$

$$V_{roll} = 0,0314 \text{ m}^3$$

Dimana :

V_{roll} = volume roll (m³)

r = jari-jari roll (m)

t = tinggi roll (m)

Massa roll : 4280gr = 4,28kg

2. Berat Poros

$$V_{poros} = \pi \cdot r^2 \cdot t$$

$$V_{poros} = 3,14 \cdot (0,11)^2 \cdot 0,58$$

$$V_{poros} = 0,022 \text{ m}^3$$

Dimana :

V_{poros} = volume poros roll (m³)

r = jari-jari poros roll (m)

t = tinggi poros roll (m)

Massa poros : 1730,74gr = 1,73kg

3. Berat Total

Untuk massa roll : 4280gr = 4,28kg

Untuk massa poros : 1730,74gr = 1,73kg

Jadi berat total dari roll dan poros :

$$W = m_{roll} + m_{poros}$$

$$W = 4,28kg + 1,73kg$$

$$W = 6,01 kgf$$

Karena terdapat masing-masing dua buah, sehingga berat total adalah :

$$W_{tot} = W \times 2$$

$$W_{tot} = 6,01 kg \times 2$$

$$W_{tot} = 12,02 kg$$

4.2.3 Daya Momen Inersia

Daya momen inersia pada roll yaitu terdapat pada bagian-bagian roll seperti disk dan poros.

4.2.3.1 Momen Inersia Roll

Momen inersia untuk roll dapat ditentukan melalui rumus sebagai berikut :

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$$

Dimana :

m = massa roll 3,92 kg

r = jari-jari roll 0,038 m

Jadi,

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot [(r_1)^2 + (r_2)^2]$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot 4,28 kg \cdot [(0,5 m)^2 + (0,46 m)^2]$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot 4,28 kg \cdot 0,461m = 9878 kg \cdot m^2$$

4.2.3.2 Momen Inersia Poros

Momen Inersia poros dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot m \cdot r^2$$

$$I = \frac{1}{2} \cdot 0,173 \text{ kg} \cdot (0,11 \text{ m})^2$$

$$I = 0,104665 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Dimana :

m = massa poros 1,73 kg

r = jari-jari roll 0,11 m

4.2.3.3 Momen Total

Momen inersia total dapat dihitung sebagai berikut :

$$I_{tot} = I_{roll} + I_{poros}$$

$$I_{tot} = 0,9878 + 0,0104665$$

$$I_{tot} = 0,9982 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

4.2.3.4 Kecepatan Sudut Roll Tanpa Beban

Kecepatan sudut roll yang berputar tanpa beban dapat dihitung sebagai berikut :

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

$$\omega = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 47 \text{ rpm}}{60} = 4,91 \text{ rad/s}$$

Dimana :

ω = kecepatan sudut roll (rad/s)

n = putaran roll (rpm)

4.2.3.5 Percepatan Sudut Roll Tanpa Beban

Percepatan sudut roll yang berputar tanpa beban dapat dihitung sebagai berikut :

$$\alpha = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\Delta t}$$

$$\alpha = \frac{4,91 \text{ rad} - 0}{2 \text{ s}} = 2,45 \text{ rad/s}$$

Dimana :

α = percepatan sudut roll (rad/s)

ω_2 = kecepatan sudut roll awal (rad/s)

ω_1 = kecepatan sudut roll akhir (rad/s)

Δt = 2 s selisih waktu ketika roll diam sampai berputar konstan

4.2.3.6 Torsi

Untuk menentukan torsi, dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$T = I_{tot} \cdot \alpha$$

$$T = 0,9982 \text{ kgm}^2 \cdot (2,45 \text{ rad/s})$$

$$T = 2,4455 \text{ Nm} = 244,55 \text{ kgf} \cdot \text{mm}$$

4.2.3.7 Daya

Untuk mendapatkan daya yang diperlukan roll yang berputar tanpa beban dapat ditentukan sebagai berikut :

$$P_1 = \frac{T \cdot n}{9,74 \cdot 10^5}$$

$$P_1 = \frac{244,455 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \cdot 47 \text{ rpm}}{9,74 \cdot 10^5}$$

$$P_1 = 0,0118025 \text{ kW}$$

$$P_1 = 0,1572 \text{ HP}$$

Karena di mesin memerlukan dua buah roll, maka :

$$P_1 = 2 \cdot 0,1572 \text{ HP} = 0,3144 \text{ HP}$$

4.2.4 Daya Gesek untuk Mengeroll Sandal

Daya gesek untuk mengeroll sandal diperlukan pada saat sandal menyentuh permukaan roll.

4.2.4.1 Gaya Torsi

Gaya torsi adalah gaya yang diakibatkan oleh putaran torsi dari roll dan menyebabkan sandal tertekan. Gaya torsi dapat diperoleh :

$$F_{torsi} = \frac{T}{r}$$

$$F_{torsi} = \frac{244,55 \text{ kg.mm}}{50 \text{ mm}} = 4,89 \text{ kgf}$$

4.2.4.2 Gaya Gesek (Fs)

Gaya gesek adalah gaya yang terjadi saat sandal menyentuh permukaan roll sehingga terjadi proses penekanan. Maka gaya gesek dapat diperoleh melalui gaya torsi dan koefisien gesek sandal terhadap roll :

$$F_s = F_{torsi} \cdot \mu_s$$

$$F_s = 4,89 \text{ kgf} \cdot 0,75$$

$$F_s = 3,66 \text{ kgf} = 36,6 \text{ N}$$

Dimana :

F_s = gaya gesek sandal terhadap roll (N)

μ_s = koefisien gesek sandal

4.2.4.3 Daya untuk Mengeroll Sandal

Daya yang diperlukan untuk mengeroll sandal dapat dengan menggunakan rumus :

$$P_2 = F \cdot v$$

$$P_2 = 36,6 \text{ N} \cdot 0,24 \text{ m/s}$$

$$P_2 = 8,784 \text{ watt} = 0,0117 \text{ HP}$$

4.2.5 Total Daya Roll

Total daya yang diperlukan untuk mengeroll sandal dapat dihitung menggunakan rumus :

$$P_{total} = P_1 + P_2$$

$$P_{total} = 0,3144 \text{ HP} + 0,0117 \text{ HP}$$

$$P_{total} = 0,326 \text{ HP}$$

4.3 Perhitungan Rantai dan Sprocket

Karena rantai pada mesin ini hanya perantara putaran output reduser ke poros maka diameter sproket sama. Putaran output reduser 47 rpm dan putaran poros direncanakan juga 47 rpm, jarak antara poros dengan reducer 690 mm. Maka perencanaan rantai dan sprocket adalah sebagai berikut.

4.3.1 Daya

Besarnya daya desain (P_d) pada rantai adalah :

$$P_d = f_c \cdot P$$

$$P_d = 1,3 \cdot 0,325$$

$$P_d = 0,42 \text{ HP}$$

Dimana :

P_d = daya desain (HP)

P = daya perencanaan (HP)

F_c = 1,3 (untuk motor listrik atau turbin)

Sedangkan torsi dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$T = 716200 \frac{Pd}{n}$$

$$T = 716200 \frac{0,42}{1500}$$

$$T = 214,86 \text{ kg. cm}$$

(*Suhariyanto,dkk ; 2012. Hal 107*)

4.3.2 Pemilihan Rantai

Untuk memilih rantai dari reducer ke poros screw yang sesuai didasarkan pada :

$$P_d = 0,42 \text{ HP} = 0,308 \text{ Kw}$$

$$n = 1400 \text{ rpm}$$

Diperoleh Rantai no. 40

$$p \text{ (jarak bagi)} = 12,70$$

$$R \text{ (diameter rol)} = 7,94$$

$$W \text{ (lebar rol)} = 7,95$$

(*Suhariyanto,dkk ; 2012. Hal 108*)

4.3.3 Jumlah Gigi

Untuk menghitung jumlah gigi dengan menggunakan rumus perbandingan putaran. Dengan putaran motor (n) = 47 rpm.

$$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Nt_1}{Nt_2}$$

$$i = \frac{47 \text{ rpm}}{47 \text{ rpm}} = \frac{1}{1}$$

Dengan perbandingan putaran tersebut, maka didapat jumlah gigi pada sprocket. Direncanakan sprocket yang kita pakai memiliki 14 gigi.

4.3.4 Diameter Sprocket

Untuk menentukan diameter sprocket dari reducer ke poros roll, digunakan persamaan sebagai berikut :

$$D = \frac{p}{\sin\left(\frac{180}{z}\right)}$$

$$D = \frac{12,70}{\sin\left(\frac{180}{14}\right)}$$

$$D = \frac{12,70}{\sin 12,85} = 846 \text{ mm}$$

Dimana :

D = diameter sproket (mm)

p = jarak bagi

z = jumlah gigi

(Suhariyanto, dkk ; 2012. Hal 111)

4.3.5 Panjang Rantai

Panjang rantai yang diperlukan dapat diperoleh melalui persamaan : (C = 580 mm)

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

$$\frac{L}{12,70} = \frac{2 \cdot 580}{12,70} + \frac{47+47}{2} + \frac{(47-47)}{4\pi^2 \frac{580}{12,70}}$$

$$\frac{L}{12,70} = 7,19 + 47 + 0$$

$$\frac{L}{12,70} = 61,38$$

$$L = 779,52 \text{ buah} = 780 \text{ buah}$$

Dimana :

L = panjang rantai, dinyatakan dalam jumlah rantai

N_{t1} = jumlah gigi sproket pada poros roll

N_{t2} = jumlah gigi sproket pada poros motor

C = jarak sumbu poros

(*Suhariyanto,dkk ; 2012. Hal 111*)

4.3.6 Kecepatan Rantai

Untuk mencari kecepatan rantai dari reducer ke roll dapat dihitung sebagai berikut :

$$v = \frac{p \cdot N_{t1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000}$$

$$v = \frac{12,70 \cdot 14 \cdot 47 \text{ rpm}}{60 \cdot 1000}$$

$$v = 0,139 \text{ m/s}$$

Dimana :

v = kecepatan rantai (m/s)

N_{t1} = jumlah gigi sproket

n = putaran (rpm)

p = jarak bagi

(*Suhariyanto,dkk ; 2012. Hal 111*)

4.3.7 Gaya pada Rantai

Untuk mencari gaya yang terjadi pada rantai dari reducer ke roll dapat digunakan rumus :

$$F = \frac{102 \cdot P_d}{v}$$

$$F = \frac{102 \cdot 0,308 \text{ kW}}{0,139 \text{ m/s}}$$

$$F = 226,52 \text{ kgf}$$

Gaya tersebut dapat diuraikan ke arah horizontal (F_{cH}) dan ke arah vertikal (F_{cV}).

Dimana :

F = gaya pada rantai (kg)

P_d = daya desain (kW)

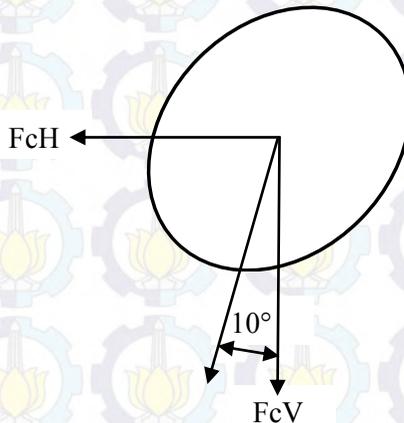
v = kecepatan rantai (m/s)

(*Suhariyanto,dkk ; 2012. Hal 112*)

4.4 Perhitungan Momen Bending

4.4.1 Poros Roll

Resultan gaya yang terjadi pada sprocket roll dapat diuraikan sebagai berikut :



Gambar 4.3 Free body diagram resultan gaya pada sprocket roll

$$F_{cH} = F_c \cdot \sin 10^\circ$$

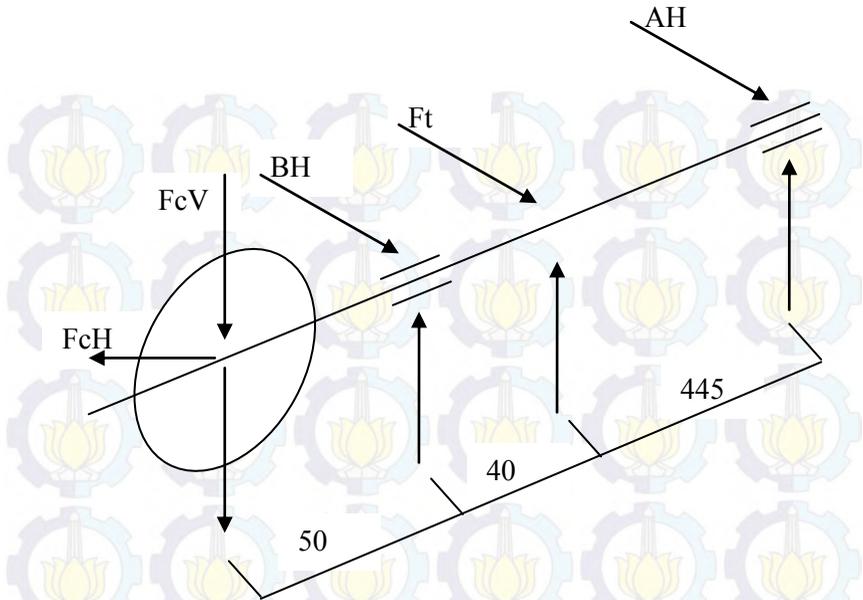
$$F_{cH} = 355,75 \cdot 0,173$$

$$F_{cH} = 61,54 \text{ kg}$$

$$F_{cV} = F_c \cdot \cos 10^\circ$$

$$F_{cV} = 355,75 \cdot 0,98$$

$$F_{cV} = 348,63 \text{ kg}$$



Gambar 4.4 Free body diagram poros roll

Dimana :

F_{cH} = Gaya Horizontal Sproket Roll

F_{cV} = Gaya Vertikal Sproket Roll

B_H = Gaya Bearing B Horizontal

B_V = Gaya Bearing B Vertikal

F_s = Gaya Aksial Roll

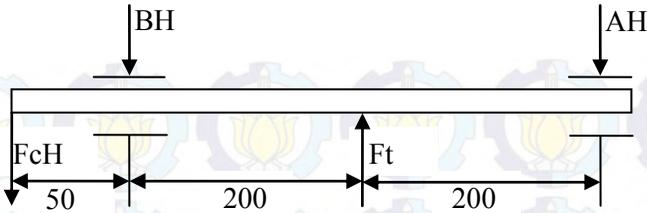
A_H = Gaya Bearing A Horizontal

A_V = Gaya Bearing A Vertikal

F_t = Gaya tekan Roll

W_r = Berat Roll

4.4.2 Reaksi Tumpuan Arah Horizontal pada poros Roll



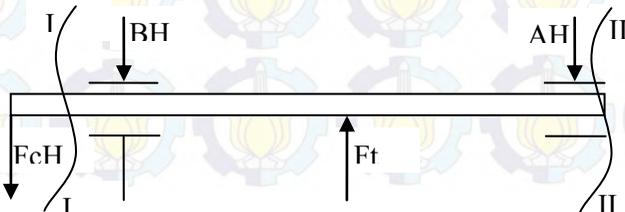
Gambar 4.5 Reaksi tumpuan arah horizontal pada poros roll

$$\begin{aligned}
 \uparrow + \Sigma y &= 0 \\
 &= BH - FcH + AH - Ft \\
 &= BH - 61,54 + AH - 3,66 \\
 &= BH + AH - 65,2 \\
 BH + AH &= 65,2kg = 639,61N \dots\dots\dots (1)
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \curvearrowright + \Sigma M_B &= 0 \\
 -AH(L_{BA}) + FcH(L_{CB}) - Ft(200) &= 0 \\
 -AH(400) + 61,45(50) - 3,66(200) &= 0 \\
 -400AH + 3077 - 732 &= 0 \\
 AH &= \frac{2345}{400} \\
 AH &= 5,86kg = 57,55N
 \end{aligned}$$

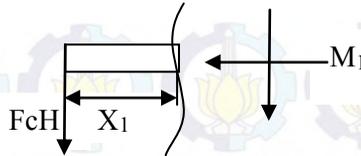
Substitusi ke persamaan 1
 $BH + AH = 65,2kg$
 $BH + 5,86kg = 65,2kg$
 $BH = 59,34kg = 582,12N$

4.4.3 Tinjauan Arah Horizontal pada Poros Roll



Gambar 4.6 Tinjauan arah horizontal pada poros roll

Momen Bending di titik M_1
 Potongan I-I $0 \leq X_1 \leq 50$



$$\curvearrowright + \Sigma M_1 = 0$$

$$M_1 - FcH \cdot X_1 = 0$$

$$M_1 - 61,45 \cdot 50 = 0$$

$$M_1 = 3077 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Gaya geser :

$$\uparrow + \Sigma F\tau_1 = 0$$

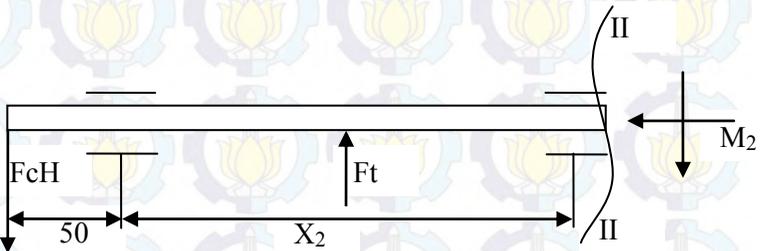
$$-F\tau_1 - FcH = 0$$

$$-F\tau_1 = FcH$$

$$-F\tau_1 = 61,54 \text{ kg} = 603,70 \text{ N}$$

Momen Bending di titik M_2

Potongan II-II $0 \leq X_2 \leq 68$



$$\curvearrowright + \Sigma M_2 = 0$$

$$M_2 - FcH(X_2 + 50) - BH(X_2) + Ft(X_2) = 0$$

$$M_2 - 61,54(450) - 59,34(400) + 3,66(450) = 0$$

$$M_2 - 27693 - 23736 + 1464 = 0$$

$$M_2 = 49965 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

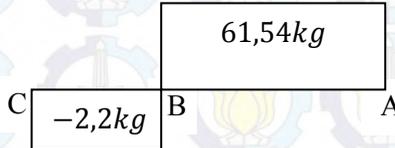
Gaya geser :

$$\uparrow +\Sigma F\tau_2 = 0$$

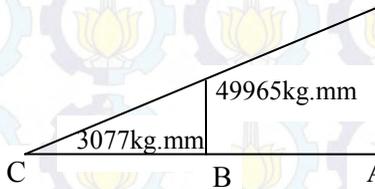
$$-F\tau_2 - FcH + BH = 0$$

$$-F\tau_2 - 61,54 + 59,34 = 0$$

$$-F\tau_2 = -2,2kg = -21,58N$$

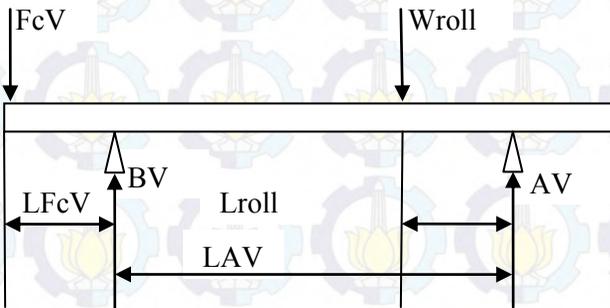


Gambar 4.7 Diagram gaya-gaya arah horizontal poros roll



Gambar 4.8 Diagram momen bending arah horizontal poros roll

4.4.4 Reaksi Tumpuan Arah Vertikal pada Poros Roll



Gambar 4.9 Reaksi tumpuan arah vertikal pada poros roll

$$\uparrow +\Sigma Fy = 0$$

$$AV + BV - FcV - Wroll = 0$$

$$AV + BV = 348,63 - 4,28$$

$$AV + BV = 352,91 \dots\dots\dots(1)$$

$$\sum \curvearrowright + MBV = 0$$

$$-AV \cdot LAV + W_{roll} \cdot L_{roll} - FCV \cdot L_{FCV} = 0$$

$$-AV \cdot 485 + 4,28 \cdot 400 - 325,91 \cdot 50 = 0$$

$$-485AV + 1712 - 17645,5 = 0$$

$$-485AV - 15933,5 = 0$$

$$-485AV = 15933,5$$

$$AV = 32,85 \text{ kg}$$

$$AV = 322,83 \text{ N}$$

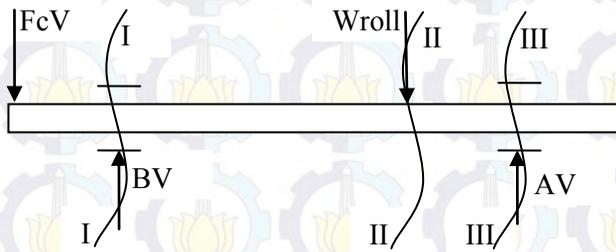
Substitusi persamaan (1)

$$AV + BV = 352,91$$

$$322,83 + BV = 352,91$$

$$BV = 30,08 \text{ kg} = 295,08 \text{ N}$$

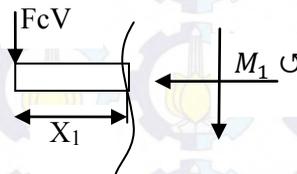
4.4.5 Tinjauan Arah Vertikal pada Poros Roll



Gambar 4.10 Tinjauan arah vertikal pada poros roll

Momen Bending di titik M_1

Potongan I-I $0 \leq X_1 \leq 50$



$$\sum \curvearrowright + \Sigma M_1 = 0$$

$$M_1 - FcV(X_1) - W_{roll}(X_1) = 0$$

$$M_1 - 348,63(50) - 4,28(50) = 0$$

$$M_1 - 17431,5 - 214 = 0$$

$$M_1 = 17217,5 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Gaya geser :

$$\uparrow +\Sigma F\tau_1 = 0$$

$$-F\tau_1 - FcV - Wroll = 0$$

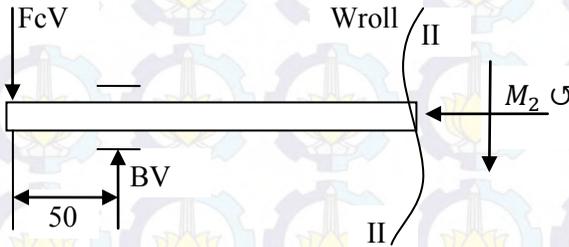
$$-F\tau_1 - 348,63 - 4,28 = 0$$

$$-F\tau_1 = 348,63 + 4,28$$

$$-F\tau_1 = 352,91kg = 3462,04N$$

Momen Bending di titik M_2

Potongan II-II $0 \leq X_2 \leq 450$



$$\curvearrowright +\Sigma M_2 = 0$$

$$M_2 + BV(200) - FcV(450) - Wroll(450) = 0$$

$$M_2 = -30,08(200) + 348,63(450) + 4,28(450)$$

$$M_2 = -6016 + 139456 + 1926$$

$$M_2 = 135362kg \cdot mm$$

Gaya geser :

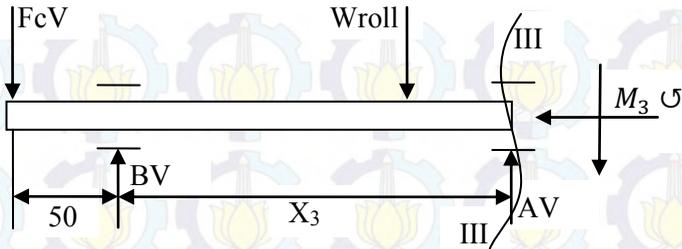
$$\uparrow +\Sigma F\tau_2 = 0$$

$$-F\tau_2 + BV - FcV - Wroll = 0$$

$$-F\tau_2 = -30,08 + 348,63 + 4,28$$

$$-F\tau_2 = 322,83kg = 3166,96N$$

Momen Bending di titik M_3
 Potongan III-III $0 \leq X_3 \leq 50$



$$\sum \mathcal{U} + \sum M_3 = 0$$

$$M_3 - Ws(X_3) - FcV(450 + X_3) - Wroll(450 + X_3) + BV(200 + X_3) = 0$$

$$M_3 - 0,5(50) - 348,63(450 + 50) - 4,28(450 + 50) + 30,08(200 + 50) = 0$$

$$M_3 = 25 + 174315 + 2140 - 7520$$

$$M_2 = 168960 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Gaya geser :

$$\uparrow + \sum F\tau_3 = 0$$

$$-F\tau_3 - Wroll + BV - FcV - Ws = 0$$

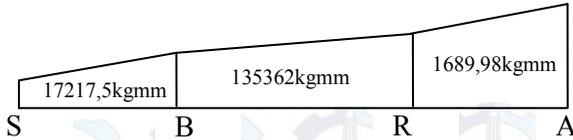
$$-F\tau_3 - 4,28 + 30,08 - 325,91 - 0,5 = 0$$

$$-F\tau_3 = 4,28 - 30,08 + 325,91 + 0,5$$

$$-F\tau_2 = 300,61 \text{ kg} = 294,98 \text{ N}$$



Gambar 4.11 Diagram gaya-gaya arah vertikal poros roll



Gambar 4.12 Diagram momen bending arah vertikal poros roll

4.4.6 Momen Resultan pada Poros Roll

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

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

$$M_r = \sqrt{(30,08)^2 + (59,34)^2}$$

$$M_r = \sqrt{904,80 + 3521,23}$$

$$M_r = 66,52 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Dimana :

M_h = momen yang terjadi pada bidang horizontal

M_v = momen yang terjadi pada bidang vertikal

4.4.7 Torsi pada Poros Roll

Untuk mencari torsi pada poros roll dapat dicari sebagai berikut :

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{P_d}{n_1}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \frac{0,308 \text{ kW}}{47 \text{ rpm}}$$

$$T = 9,74 \times 10^5 \cdot 0,006553$$

$$T = 6382,80 \text{ kg} \cdot \text{mm}$$

Dimana :

T = Momen torsi (kg.mm)

p_d = Daya perencanaan (Kw)

n_1 = Putaran poros (rpm)

4.4.8 Diameter Poros pada Roll

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

$$d = \left[\left(\frac{32 \cdot n}{\pi \cdot S_{yp}} \right) (M_{r,2} + T^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\left(\frac{32 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 58 \text{ kg/mm}^2} \right) ((66,52)^2 + (6382,80)^2)^{\frac{1}{2}} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[\left(\frac{180}{182,12} \right) (4424,9 + 40740135,84)^{\frac{1}{2}} \right]^{1/3}$$

$$d = \left[(0,493) \cdot (40744560,75)^{\frac{1}{2}} \right]^{1/3}$$

$$d = [(0,493) \cdot (6383,14)]^{1/3}$$

$$d = [3114,88]^{1/3} = 14,2 \text{ mm}$$

Dimana :

M_r = 73,91 kg.mm

T = 6382,80 kg.mm

n = 2,5 (faktor keamanan untuk beban kejut, terlampir)

Syp = 58 kg/mm² (bahan S45C)

4.5 Pasak pada Poros Roll

D_{poros} = 22 mm, maka didapatkan data sebagai berikut :

W = 8 (1 Inchi) = 8 . 2,54 = 20.3 mm

f_k = 2,5 beban kejut (2-5) dengan tumbukan besar

4.5.1 Tinjauan Terhadap Tegangan Kompresi pada Poros Roll

4.5.1.1 Gaya pada Pasak

Besar gaya pada pasak adalah :

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

$$F = \frac{6382,80 \text{ kg.mm}}{0,5 \cdot 22 \text{ mm}}$$

$$F = 580,25 \text{ kg} = 5802,5 \text{ N}$$

4.5.1.2 Panjang pada Pasak

Syarat yang harus dipenuhi agar pasak aman adalah :

$$\frac{4 \cdot T_{poros}}{W \cdot L \cdot D_p} \leq \frac{S_{syp}}{f_k}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot T_{poros} \cdot f_k}{W \cdot D_p \cdot S_{syp}}$$

$$L \geq \frac{4 \cdot 6382,80 \text{ kg.mm} \cdot 2,5}{20,32 \text{ mm} \cdot 22 \text{ mm} \cdot 58 \text{ kg/mm}^2}$$

$$L \geq \frac{63828 \text{ kg.mm}}{25928,32 \text{ kg}}$$

$$L \geq 2,46 \text{ mm}$$

4.6 Perhitungan Bearing pada Poros Roll

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

Diameter Poros (D_p) : 22 mm

Gaya bantalan di titik A (F_{AV}) = 32,85 kg = 322,83N

(F_{AH}) = 5,86 kg = 57,51 N

Gaya bantalan di titik B (F_{BV}) = 30,08 kg = 295,08 N

(F_{BH}) = 59,34 kg = 582,12 N

4.6.1 Gaya Radial pada Bantalan A

Gaya radial pada bantalan A dapat dihitung dengan rumus :

$$F_{rA} = \sqrt{(F_{AV})^2 + (F_{AH})^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{(32,85)^2 + (94,96)^2}$$

$$F_{rA} = \sqrt{1113,45}$$

$$F_{rA} = 33,36 \text{ kg}$$

Untuk mengetahui beban ekuivalen pada bantalan A dapat diketahui melalui persamaan :

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

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

$$\frac{i \cdot F_a}{C_o} = \frac{1 \cdot 32,85}{4020} = 0,081$$

$$\text{Jadi : } e = 0,28$$

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} = \frac{32,85}{1 \cdot 5,86} = 5,6$$

Sehingga :

$$\frac{F_a}{V \cdot F_r} > e$$

Maka : $X = 0,56$ dan $Y = 1,55$

Nilai F_s ball bearing = 2,5 (Heavy Shock Load)

$V_1 = 1$ (ring dalam yang berputar)

$V_2 = 1,2$ (ring luar yang berputar)

Jadi :

$$P_a = X \cdot V_1 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_a = F_s(X \cdot V_1 \cdot F_r) + 1,55 \cdot 0$$

$$P_a = 2,5(0,56 \cdot 1 \cdot 33,36 \text{ kg}) + 0$$

$$P_a = 2,5 \cdot 18,68 \text{ kg}$$

$$P_a = 46,70 \text{ kg} = 458,16 \text{ N}$$

4.6.2 Gaya Radial pada Bantalan B

Gaya radial pada bantalan B dapat dihitung dengan rumus :

$$F_{rB} = \sqrt{(F_{BV})^2 + (F_{BH})^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{(30,08)^2 + (59,34)^2}$$

$$F_{rB} = \sqrt{4426}$$

$$F_{rB} = 66,52 \text{ kg}$$

Untuk mengetahui beban ekuivalen pada bantalan B dapat diketahui melalui persamaan :

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

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

$$\frac{i \cdot F_b}{C_o} = \frac{1 \cdot 30,08}{4020} = 0,074$$

Jadi : $e = 0,28$

$$\frac{F_b}{V \cdot F_r} = \frac{38,32}{1 \cdot 59,34} = 0,64$$

Sehingga :

$$\frac{F_b}{V \cdot F_r} > e$$

Maka : $X = 0,56$ dan $Y = 1,55$

Nilai F_s ball bearing = 2,5 (Heavy Shock Load)

$V_1 = 1$ (ring dalam yang berputar)

$V_2 = 1,2$ (ring luar yang berputar)

Jadi :

$$P_b = X \cdot V_1 \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$P_b = F_s(X \cdot V_1 \cdot F_r) + 1,55 \cdot 0$$

$$P_b = 2,5(0,56 \cdot 1 \cdot 66,52 \text{ kg})$$

$$P_b = 2,5 \cdot 37,25 \text{ kg}$$

$$P_b = 93,12 \text{ kg} = 913,5 \text{ N}$$

4.6.3 Menghitung Umur Bantalan

Untuk mengetahui berapa umur bantalan yang nantinya diganti baru, maka umur bantalan sebaiknya diganti dengan umur :

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

Dimana :

$C = 1670 \text{ kgf}$ (ball bearing)

$b = 3$ (untuk ball bearing)

$n = 47 \text{ rpm}$ (putaran poros)

Jadi,

1. Bantalan A

Untuk mengetahui umur bantalan A :

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

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 47rpm} \left(\frac{1670}{46,70} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{2820rpm} (45729,08)$$

$$L_{10} = 16.215.986 \text{ jam}$$

2. Bantalan B

Untuk mengetahui umur bantalan A :

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

$$L_{10} = \frac{10^6}{60 \cdot 47rpm} \left(\frac{1670}{93,12} \right)^3$$

$$L_{10} = \frac{10^6}{2820rpm} (5764,22)$$

$$L_{10} = 2.044.049 \text{ jam}$$

4.7 Pegas

Pegas disini digunakan untuk memberikan tekanan terhadap roll sebesar 33kg agar sandal dapat tertekan roll. Berikut data-data yang diketahui :

$$\text{Tinggi bebas pegas } (h_f) = 120\text{mm} = 4,72\text{in}$$

$$R = 12,5\text{mm} = 0,49\text{in}$$

$$D = 5\text{mm} = 0,19\text{in}$$

$$P = 6,6\text{kg} - \text{berat roll}$$

$$= 6,6\text{kg} - 6\text{kg} = 0,6\text{kg}$$

Dikarenakan ada 2 pegas pada 1 rol, maka $0,6/2 = 0,3\text{kg} = 0,66\text{lb}$.

$$\text{Tebal bambu} = \text{defleksi pegas } (\delta_w) = 7\text{mm} = 0,28\text{in}$$

$$\text{Faktor keamanan } (N) = 2,5$$

4.7.1 Rasio Diameter Pegas terhadap Diameter Kawat

Dihitung dengan menggunakan

$$C = \frac{2R}{D}$$

$$C = \frac{2 \cdot 1,57}{0,78} = \frac{3,14}{0,78} = 4,02$$

4.7.2 Kekuatan Bahan

Digunakan pegas jadi, dengan bahannya yaitu SUP4 dengan $S_{yp} 115 \text{ kg/mm}^2 = 163.185 \text{ lb/in}^2$.

$$\frac{S_{syp}}{N} \geq \frac{8 \cdot C \cdot P}{\pi \cdot D} \left(\frac{4 \cdot C - 1}{4 \cdot C - 4} + \frac{0,615}{C} \right)$$

$$\frac{0,58 \cdot s_{yp}}{2,5} \geq \frac{8 \cdot 4 \cdot 63,18}{3,14 \cdot 1,57} \left(\frac{4 \cdot 4 - 1}{4 \cdot 4 - 4} + \frac{0,615}{4} \right)$$

$$\frac{0,58 \cdot s_{yp}}{2,5} \geq \frac{500,38}{4,29} \left(\frac{15}{12} + 0,15 \right)$$

$$\frac{0,58 \cdot s_{yp}}{2,5} \geq 101,70 \cdot 1,4$$

$$\frac{0,58 \cdot s_{yp}}{2,5} \geq 142,38$$

$$0,58 \cdot s_{yp} \geq 355,98$$

$$S_{syp} \geq 613,70 \text{ lb/in}$$

AMAN

4.7.3 Defleksi Pegas

Defleksi pegas dapat dihitung dengan persamaan berikut :

$$K = \frac{P}{\delta_w}$$

$$K = \frac{63,18 \text{ lb}}{0,55 \text{ in}} = 114,87 \text{ lb/in}$$

4.7.4 Defleksi Maksimum

Defleksi maksimum dapat dicari dengan rumus berikut :

$$\delta_s = 1,20 \frac{PW}{K}$$

$$\delta_s = 1,20 \frac{63,18 \text{ lb}}{114,87 \text{ lb/in}} = 0,66 \text{ in}$$

4.7.5 Tinggi Solid

Tinggi solid dapat dicari dengan rumus berikut :

$$h_s = h_f - \delta_s$$

$$h_s = 5,19 - 0,66 \text{ in} = 4,53 \text{ in}$$

4.7.6 Gulungan Total

Gulungan total dapat dicari dengan rumus berikut :

$$N_t = \frac{h_s}{D}$$

$$N_t = \frac{4,53}{0,78} = 5,8 \text{ in}$$

4.7.7 Gulungan Aktif

Gulungan aktif dapat dicari dengan rumus berikut :

$$N_a = N_t - 2$$

$$N_a = 5,8 - 2 = 3,8 \text{ in}$$

4.7.8 Pitch

Pitch dapat dicari dengan rumus berikut :

$$p = D + \frac{\delta_s}{N_a}$$

$$p = 0,78 + \frac{0,66}{3,8} = 0,95 \text{ in}$$

4.8 Hasil Percobaan Mesin Pengeroll Sandal

Pengujian dilakukan dengan waktu 10 menit dengan menggunakan mesin pengeroll sandal dengan hasil sebagai berikut :

Tabel 4.1 Tabel hasil percobaan mesin pengeroll sandal

No.	10 menit	Jumlah sandal
1.	10 menit	58 buah
2.	10 menit	60 buah
3.	10 menit	60 buah
Rata – Rata		59 buah

1. Rata – rata sandal yang dihasilkan dalam 10 menit
$$\frac{58 + 60 + 60}{3} = 59 \text{ sandal}$$
2. Dalam waktu 1 jam dapat menghasilkan 354 buah sandal atau 177 pasang sandal.
3. Dalam sehari dapat menghasilkan $177 \text{ pasang sandal} \times 8 \text{ jam} = 1416 \text{ pasang sandal} / 8 \text{ jam}$

4.9 Perbandingan mesin roll sandal manual dengan mesin roll sandal otomatis.

4.9.1 Kualitas sandal ketika sama-sama dikenai gaya 36 kgf

- ❖ Pada mesin pengeroll manual :
 - pengeleman tidak merata karena roll bekerja atas dasar tenaga manusia sehingga kemungkinan besar pada suatu titik mendapatkan tekanan yang besar dan pada titik yang lain mendapatkan tekanan yang sedikit.
- ❖ Pada mesin pengeroll otomatis
 - Pengeleman merata karena kecepatan roll konstan sehingga setiap titik sandal mendapatkan tekanan yang sama.

4.9.2 perbandingan hasil produksi sandal

- ❖ pada mesin pengeroll sandal manual menghasilkan 100 buah sandal/jam.
- ❖ pada mesin pengeroll sandal otomatis menghasilkan 360 buah sandal/jam.

	Roll sandal manual	Roll sandal otomatis
Kecepatan	Berubah-ubah	konstan
Pengoperasian	Menggunakan tenaga manusia	Menggunakan tombol on/off dan tombol emergency sebagai safety
produk	Pengeleman tidak merata	Pengeleman merata
Hasil produksi	100 buah sandal/jam	360 buah sandal/jam

BAB V PENUTUP

5.1 Kesimpulan

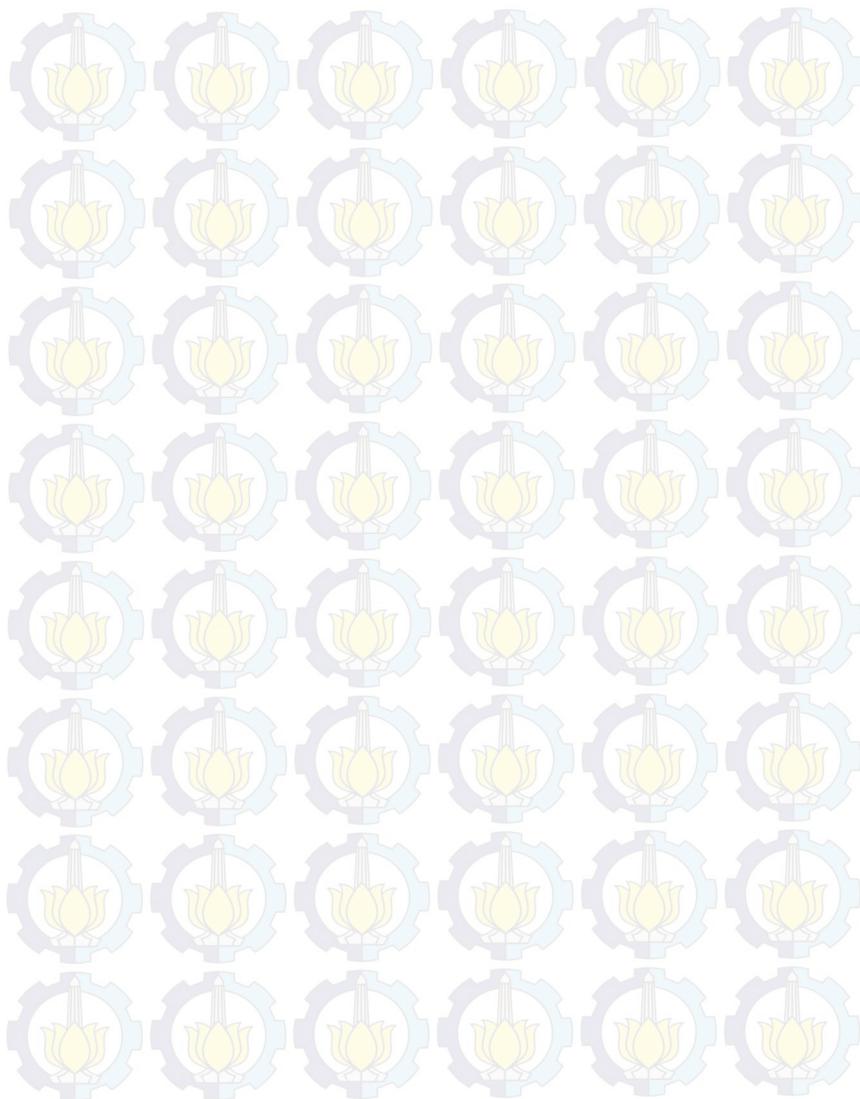
Dari perhitungan dan perencanaan pada “Rancang Bangun Mesin Pengeroll Sandal dengan Kapasitas 360 buah sandal/jam”, diperoleh kesimpulan sebagai berikut :

1. Kapasitas perencanaan dan perhitungan mesin adalah 360 buah sandal/ jam.
2. Supaya sandal dapat merekat dengan baik maka dibutuhkan gaya tekan 36 kgf yang diperoleh dari percobaan .
3. Daya yang dibutuhkan sebesar 0,326 HP dengan putaran mesin 1400 rpm yang di reducer menggunakan gear box ratio 1:30.
4. Sistem transmisi yang digunakan :
 - a. Rantai dan Sproket yang digunakan :
Dari reducer ke poros roll rantai no: 40 dengan diameter sproket 846 mm.
 - b. Poros yang digunakan pada roll adalah bahan AISI 1045, lambang S45C dan baja karbon kontruksi mesin dengan diameter 22 mm dan panjang 580 mm.
 - c. Tipe Bearing yang digunakan pada poros roll adalah tipe Single Row Ball Bearing.
5. Dari hasil percobaan mesin pengeroll sandal :
Pada mesin pengeroll sandal menghasilkan 354 buah sandal /jam.sehingga didapat 1416 pasang sandal perharinya.

5.2 Saran

1. Pada kontruksi sebaiknya frame atau rangka mesin dibuat lebih kokoh dan kuat lagi untuk mengurangi besarnya tekanan dan getaran yang ditimbulkan oleh tarikan dari putaran rantai atau chain.
2. Panjang roll sebaiknya dibuat lebih panjang sehingga dapat memperbanyak sandal yang masuk ke roll. Selain itu produksi sandal dapat lebih banyak.

- Putaran roll sebaiknya lebih pelan lagi supaya setiap mm sandal dapat terekat dengan baik dan sempurna.



DAFTAR PUSTAKA

1. Deutschman, Aaron D. 1975. *Machine Design : Theory and Practice*. New York: Macmillan Publishing Co, Inc.
2. Dobrovolsky. V.1978: *Machine Elements. Russian Second Edition*.
3. P.C Sharma, D.K Aggarwal. 1976: *Machine Design*
4. Spivakovsky, A. 1996 : *Conveyor and Related Equipment*. Moscow.
5. Sato, G. Takeshi, N. Sugiarto H. 2000. *Menggambar Mesin menurut standar ISO*, PT Pradnya Paramita, Jakarta.
6. Suhariyanto.2006.*Diktat Elemen Mesin I*.Surabaya: Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
7. Suhariyanto, Syamsul Hadi,dkk. 2012. *Elemen Mesin II*. Surabaya. Institut Teknologi Sepuluh Nopember.
8. Sularso, Kiyokatsu Suga.1994. *Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Cetakan ke 10.

LAMPIRAN 1. (Tabel Konversi)

Table F-1 Selected Units Conversion Factors

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

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

LAMPIRAN 2. Tabel Konversi

TABLE. 1 Conversion Factors

Area

$1 \text{ mm}^2 = 1.0 \times 10^{-6} \text{ m}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 144 \text{ in.}^2$
$1 \text{ cm}^2 = 1.0 \times 10^{-4} \text{ m}^2 = 0.1550 \text{ in.}^2$	$1 \text{ in.}^2 = 6.4516 \text{ cm}^2 = 6.4516 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
$1 \text{ m}^2 = 10.7639 \text{ ft}^2$	$1 \text{ ft}^2 = 0.092903 \text{ m}^2$

Conductivity

$1 \text{ W/m}\cdot\text{K} = 1 \text{ J/s}\cdot\text{m}\cdot\text{K}$	
$= 0.577789 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}\cdot\text{R}$	$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}\cdot\text{R} = 1.730735 \text{ W/m}\cdot\text{K}$

Density

$1 \text{ kg/m}^3 = 0.06242797 \text{ lbm/ft}^3$	$1 \text{ lbm/ft}^3 = 16.01846 \text{ kg/m}^3$
$1 \text{ g/cm}^3 = 1000 \text{ kg/m}^3$	
$1 \text{ g/cm}^3 = 1 \text{ kg/L}$	

Energy

$1 \text{ J} = 1 \text{ N}\cdot\text{m} = 1 \text{ kg}\cdot\text{m}^2/\text{s}^2$	
$1 \text{ J} = 0.737562 \text{ lbf}\cdot\text{ft}$	$1 \text{ lbf}\cdot\text{ft} = 1.355818 \text{ J}$
$1 \text{ cal (Int.)} = 4.1868 \text{ J}$	$= 1.28507 \times 10^{-3} \text{ Btu}$
	$1 \text{ Btu (Int.)} = 1.055056 \text{ kJ}$
$1 \text{ erg} = 1.0 \times 10^{-7} \text{ J}$	$= 778.1693 \text{ lbf}\cdot\text{ft}$
$1 \text{ eV} = 1.60217733 \times 10^{-19} \text{ J}$	

Force

$1 \text{ N} = 0.224809 \text{ lbf}$	$1 \text{ lbf} = 4.448222 \text{ N}$
$1 \text{ kp} = 9.80665 \text{ N} (1 \text{ kgf})$	

Gravitation

$g = 9.80665 \text{ m/s}^2$	$g = 32.17405 \text{ ft/s}^2$
-----------------------------	-------------------------------

Heat capacity, specific entropy

$1 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K} = 0.238846 \text{ Btu/lbm}\cdot\text{R}$	$1 \text{ Btu/lbm}\cdot\text{R} = 4.1868 \text{ kJ/kg}\cdot\text{K}$
------------------------------------------------------------------------	----------------------------------------------------------------------

Heat flux (per unit area)

$1 \text{ W/m}^2 = 0.316998 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2$	$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2 = 3.15459 \text{ W/m}^2$
------------------------------------------------------------	-----------------------------------------------------------

Heat transfer coefficient

$1 \text{ W/m}^2\cdot\text{K} = 0.17611 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{R}$	$1 \text{ Btu/h}\cdot\text{ft}^2\cdot\text{R} = 5.67826 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$
-------------------------------------------------------------------------------------	-------------------------------------------------------------------------------------

Length

$1 \text{ mm} = 0.001 \text{ m} = 0.1 \text{ cm}$	$1 \text{ ft} = 12 \text{ in.}$
$1 \text{ cm} = 0.01 \text{ m} = 10 \text{ mm} = 0.3937 \text{ in.}$	$1 \text{ in.} = 2.54 \text{ cm} = 0.0254 \text{ m}$
$1 \text{ m} = 3.28084 \text{ ft} = 39.37 \text{ in.}$	$1 \text{ ft} = 0.3048 \text{ m}$
$1 \text{ km} = 0.621371 \text{ mi}$	$1 \text{ mi} = 1.609344 \text{ km}$
$1 \text{ mi} = 1609.3 \text{ m (US statute)}$	$1 \text{ yd} = 0.9144 \text{ m}$

LAMPIRAN 3. TABEL KONVERSI

Mass	
1 kg = 2.204 623 lbm	1 lbm = 0.453 592 kg
1 tonne = 1000 kg	1 slug = 14.5939 kg
1 grain = 6.47989 × 10 ⁻⁵ kg	1 ton = 2000 lbm
Moment (torque)	
1 N·m = 0.737 562 lbf·ft	1 lbf·ft = 1.355 818 N·m
Momentum (mV)	
1 kg·m/s = 7.232 94 lbm·ft/s	1 lbm·ft/s = 0.138 256 kg·m/s
	= 0.224809 lbf·s
Power	
1 W = 1 J/s = 1 N·m/s	1 lbf·ft/s = 1.355 818 W
	= 0.737 562 lbf·ft/s
1 kW = 3412.14 Btu/h	1 Btu/s = 1.055 056 kW
1 hp (metric) = 0.735 499 kW	1 hp (UK) = 0.7457 kW
	= 550 lbf·ft/s
	= 2544.43 Btu/h
1 ton of refrigeration = 3.516 85 kW	1 ton of refrigeration = 12 000 Btu/h
Pressure	
1 Pa = 1 N/m ² = 1 kg/m·s ²	1 lbf/in. ² = 6.894 757 kPa
1 bar = 1.0 × 10 ⁵ Pa = 100 kPa	1 atm = 14.695 94 lbf/in. ²
1 atm = 101.325 kPa	= 29.921 in. Hg [32 F]
	= 1.01325 bar
	= 760 mm Hg [0°C]
	= 10.332 56 m H ₂ O [4°C]
1 torr = 1 mm Hg [0°C]	1 psi = 0.068 95 bar
1 mm Hg [0°C] = 0.133 322 kPa	1 in. Hg [0°C] = 0.491 15 lbf/in. ²
1 m H ₂ O [4°C] = 9.806 38 kPa	1 in. H ₂ O [4°C] = 0.036126 lbf/in. ²
Specific energy	
1 kJ/kg = 0.42992 Btu/lbm	1 Btu/lbm = 2.326 kJ/kg
	= 334.55 lbf·ft/lbm
	1 lbf·ft/lbm = 2.98907 × 10 ⁻³ kJ/kg
	= 1.28507 × 10 ⁻³ Btu/lbm

LAMPIRAN 4. (Faktor Koreksi Rantai)
(Suhariyanto; Elemen Mesin II. Hal 108)

Tabel 4.1 Faktor Koreksi untuk Rantai

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

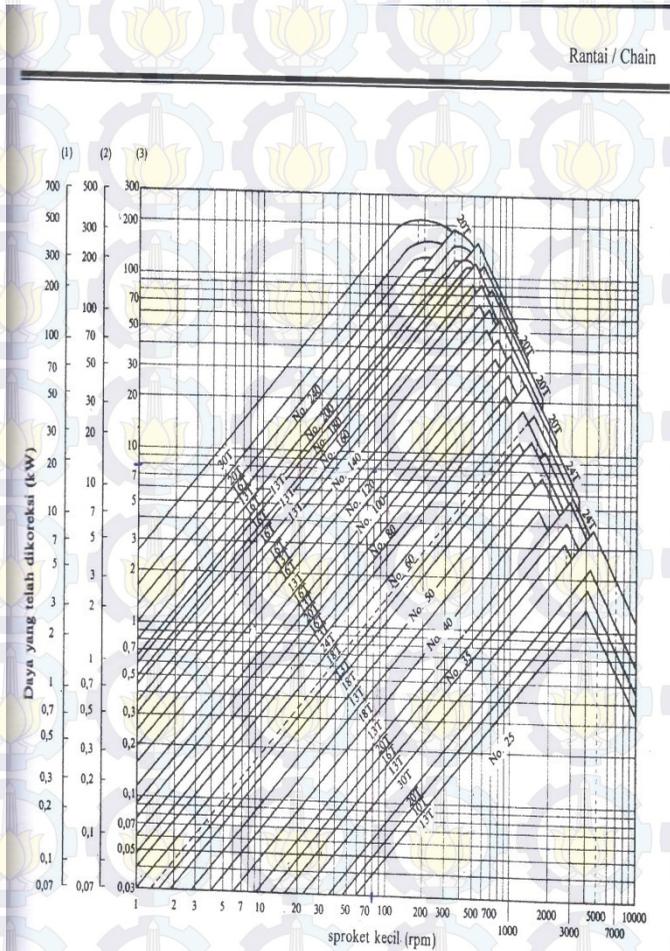
LAMPIRAN 4. (Ukuran Umum Rantai Rol)
(Suhariyanto;Elemen Mesin II. Hal 108)

Tabel 4.2 Ukuran Umum rantai rol (*ukuran mm*)

No. Rantai	Jarak bagi p	Diameter Rol R	Lebar Rol W	Plat mata rantai			Dia. Pena D
				Tebal T	Lebar H	Lebar h	
				40	12,70	7,94	
50	15,88	10,16	9,53	2,0	15,0	13,0	5,09
60	19,05	11,91	12,70	2,4	18,1	15,6	5,96

(Sumber : Sularso, 2004)

LAMPIRAN 5. (Diagram Pemilihan Rantai) (Suhariyanto; Elemen Mesin II. Hal 110)



LAMPIRAN 6. (Beban Equivalen Bearing) (Suhariyanto; Elemen Mesin II. Lampiran IV)

Lampiran IV : Beban Equivalen Bearing

Factor X and Y for Ball and Roller Bearings

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

Catatan :

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

Sumber : Deuschman, 1975

LAMPIRAN 7. (Standar Dimensi pada Rolling Bearing) (Suhariyanto; Elemen Mesin II)

Standar dimensions and load rating of Radial Rolling Bearing
(C₀ = basic static load ; C = basic dynamic load rating, lb)

Bearing	Outside		Max Fillet Radius	Width B mm	Self aligning Ball Bearing		Single Row Deep Groove Ball Bearing		Angular Contact Sleep angle Ball Bearing		Cylindrical Roller Bearing		Spherical Roller Bearing			
	Bore, d mm	Dia. D mm			C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C	C ₀	C
4	16	0.012	5													
5	19	0.012	6													
6																
7																
8																
9																
10	35	0.024	11				845	1400								
12	37	0.039	12		530	1630	1040	1680								
15	42	0.039	13		590	1650	1220	1960								
17	47	0.039	14		820	2170	1470	2340								
20	52	0.039	15		900	2150	1750	2750	1920	3000						
25	62	0.039	17		1350	3110	2390	3660	2870	4220	2870	5130	6000	6700		
30	72	0.039	19		1740	3700	3340	4850	3840	5370	3940	6760	8500	9500		
35	80	0.059	21		2210	4350	4020	5750	4620	6340	5370	8830	9800	10800		
40	90	0.059	23		2740	5110	5020	7040	5770	7740	6340	10300	12900	13700		
45	100	0.089	25		3580	6600	6730	9120	7730	10100	9030	14200	17300	17000		
50	110	0.079	27		3930	7510	8010	10700	9200	11800	11100	17000	18300	19300		

Sumber : Deuschman, 1975

LAMPIRAN 8. (Bahan Poros)

(Sularso, Kiyokatsu Suga; 1994.Hal 192)

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

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

Tabel 1.2 Baja paduan untuk poros.

Standar dan macam	Lambang	Perlakuan panas	Kekuatan tarik (kg/mm ²)
Baja khrom nikel (JIS G 4102)	SNC 2	Pengerasan kulit	85
	SNC 3		95
	SNC21		80
	SNC22		100
Baja khrom nikel molibden (JIS G 4103)	SNCM 1	Pengerasan kulit	85
	SNCM 2		95
	SNCM 7		100
	SNCM 8		105
	SNCM22		90
	SNCM23		100
Baja khrom (JIS G 4104)	SNCM25	Pengerasan kulit	120
	SCr 3		90
	SCr 4		95
	SCr 5		100
	SCr21		80
Baja khrom molibden (JIS G 4107)	SCr22	Pengerasan kulit	85
	SCM 2		85
	SCM 3		95
	SCM 4		100
	SCM 5		105
	SCM21		85
	SCM22		95
	SCM23		100

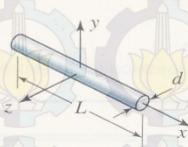
LAMPIRAN 10. (Faktor Gesek Material Roll)

Tabel 5.6 Berat Curah, Sudut Balik, Faktor Gesek Bahan Curah

Material	Bulk weight γ, m^3	Angle of repose, deg		Static friction factor, f_0		
		dynamic	static	on steel	on wood	on rubber
		ϕ_{dyn}	ϕ			
Anthracite, fine, dry	0.8 to 0.95	27	45	0.84	0.84	-
Gypsum, small-lumped	1.2 to 1.4	-	40	0.78	-	0.82
Clay, dry, small-lumped	1.0 to 1.5	40	50	0.75	-	-
Gravel	1.5 to 1.9	30	45	1	-	-
Ground, dry	1.2	30	45	1	-	-
Foundry, sand, shake-out	1.25 to 1.30	30	45	0.71	-	0.61
ash, dry	0.4 to 0.6	40	50	0.84	1	-
Limestone, small-lumped	1.2 to 1.5	30	-	0.56	0.7	-
coke	0.36 to 0.53	35	50	1	1	-
wheat flour	0.45 to 0.66	49	55	0.65	-	0.85
Oat	0.40 to 0.50	28	35	0.58	0.78	0.5
Sawdust	0.16 to 0.32	-	39	0.8	-	0.65
Sand, dry	1.40 to 1.65	30	45	0.8	-	0.56
wheat	0.65 to 0.83	25	35	0.58	0.58	0.5
iron ore	2.10 to 2.40	30	50	1.2	-	-
Peat, dry, lumped	0.33 to 0.41	40	45	0.75	0.8	-
coal, run of mine	0.65 to 0.78	35	50	1	1	0.7
cement, dry	1.0 to 1.30	35	50	0.65	-	0.64
slag, anthracite	0.60 to 0.90	35	45	1	-	0.66
crushed stone, dry	1.8	35	45	0.65	-	0.6

LAMPIRAN 11.MOMEN INERSIA

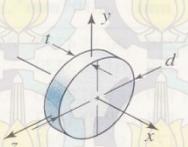
1. Slender rod



$$m = \frac{\pi d^2 L \rho}{4}$$

$$I_y = I_z = \frac{m L^2}{12}$$

2. Thin disk

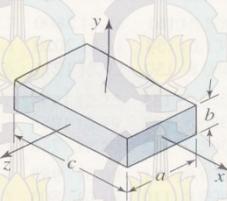


$$m = \frac{\pi d^2 t \rho}{4}$$

$$I_x = \frac{m d^2}{8}$$

$$I_y = I_z = \frac{m d^2}{16}$$

3. Rectangular prism



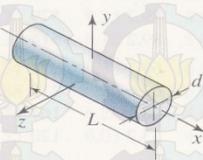
$$m = abc\rho$$

$$I_x = \frac{m}{12} (a^2 + b^2)$$

$$I_y = \frac{m}{12} (a^2 + c^2)$$

$$I_z = \frac{m}{12} (b^2 + c^2)$$

4. Cylinder

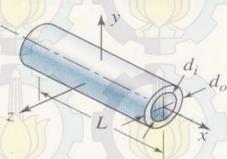


$$m = \frac{\pi d^2 L \rho}{4}$$

$$I_x = \frac{m d^2}{8}$$

$$I_y = I_z = \frac{m}{48} (3d^2 + 4L^2)$$

5. Hollow cylinder



$$m = \frac{\pi L \rho}{4} (d_o^2 - d_i^2)$$

$$I_x = \frac{m}{8} (d_o^2 + d_i^2)$$

$$I_y = I_z = \frac{m}{48} (3d_o^2 + 3d_i^2 + 4L^2)$$

LAMPIRAN 12. STANDART BAJA UNTUK POROS

Standart dan Macam	Standart Jepang	Standart Amerika	Kekuatan Tarik (S_{syp}) (kg/mm^2)
Baja karbon kontruksi mesin (JIS G 4501)	S30C	AISI 1030	48
	S35C	AISI 1035	52
	S40C	AISI 1040	55
	S45C	AISI 1045	58
	S50C	AISI 1050	62
	S55C	AISI 1055	66
Batang Baja yang difinis dingin	S35C-D	-	53
	S45C-D	-	60
	S55C-D	-	72

LAMPIRAN 13. TABEL PEMILIHAN PEGAS

(b) Sifat mekanis

Lambang	Perlakuan panas (°C)		Batas mulur (Regangan permanen 0,2%) (kg/mm ²)	Kekuatan tarik (kg/mm ²)	Kekerasan (H _R)
	Celup dingin	Temper			
SUP 4		450-500	90	115	352-415
SUP 6		480-530	110	125	363-429
SUP 7	830-860 Pendinginan minyak	490-540	110	125	363-429
SUP 9		460-510	110	125	363-429
SUP 10		470-540	110	125	363-429
SUP 11		460-510	110	125	363-429

LAMPIRAN 14. DATA HASIL PERCOBAAN GAYA TEKAN

 **BADAN PENKAJIAN KEBIJAKAN IKLIM DAN MUTU INDUSTRI**
BALAI RISET DAN STANDARDISASI INDUSTRI SURABAYA
LABORATORIUM PENGUJIAN DAN KALIBRASI
BARISTAND INDUSTRI SURABAYA
Jl. Jäger Wonokromo No. 360 Surabaya (60244), Telp. (031) 8410054, (031) 70006034; Fax. (031) 8410480
<http://surabaya.bpkim.kemperin.go.id/>

Nomor Analisa : P 1256
Jenis Sampel : Sandal (Bahan Spon Eva)
Ukuran : Tebal bagian dasar 10 mm, tebal lapisan 2 mm

Parameter Uji	Satuan	Hasil uji	Catatan
Uji Tekan Beban Tekan	Kgf	36	Kondisi permukaan hasil tekanan baik bergaris-garis cukup sempurna



Halaman 2 dari 2
Page 2 of 2

Perhatian :
Laporan Hasil Uji hanya berlaku untuk contoh diatas
Laporan Hasil Uji ini tidak boleh digandakan
Kode Dok : FRM - 11.2.4

BIODATA PENULIS

QALAM IRODAT (2111 039 014)



Penulis dilahirkan di Jombang, 27 Oktober 1993, dan merupakan anak ketiga dari tiga bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN Jombatan 5 Jombang, SMPN 2 Jombang dan SMAN 1 Jombang. Setelah lulus penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama FTI-ITS – DISNAKERTRANSDUK dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2111039014. Elemen Mesin merupakan bidang studi yang dipilih penulis dalam pengerjaan Tugas Akhir.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam Organisasi Mahasiswa. Penulis sempat menjadi anggota Divisi Olahraga dan Seni FORKOM M3NER-ITS (2013). Kegiatan yang pernah diikuti oleh penulis diantaranya ESQ Basic Training (2011), Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo (2011), GERIGI (Generasi Integralistik) ITS (2011), dan sempat bergabung dalam Organizing Committee (OC) dan Socialize Committee (SC) pada Pengkaderan tahun 2012-2013. UPT. BALAI YASA SURABAYA – GUBENG merupakan tempat kerja praktek penulis selama kurang lebih satu bulan pada tahun 2013.

BIODATA PENULIS

Suci Wuri Gendrowati (2111039039)



Penulis dilahirkan di Jombang, 24 Agustus 1993, dan merupakan anak terakhir dari 3 bersaudara. Penulis telah menempuh pendidikan formal yaitu di SDN 2 Sumberagung, SMPN 2 Megaluh dan SMAN 1 Jombang. Setelah lulus penulis diterima di Jurusan D3 Teknik Mesin Produksi Kerjasama FTI-ITS – DISNAKERTRANSDUK dan terdaftar sebagai mahasiswa dengan NRP 2111039039. Di jurusan D-3 Teknik Mesin Disnakertransduk ini penulis mengambil spesialisasi di program studi Manufaktur.

Selama duduk di bangku kuliah penulis aktif mengikuti kegiatan perkuliahan. Penulis juga pernah mengikuti berbagai kegiatan dan bergabung dalam Organisasi Mahasiswa. Penulis sempat menjadi anggota Divisi PSDM (2011/2012) dan Bendahara (2012/2013) dalam FORKOM M3NER-ITS. Kegiatan yang pernah diikuti oleh penulis diantaranya ESQ Basic Training (2011), Pembinaan FMD (Fisik, Mental, dan Disiplin) oleh Marinir di Puslatpur Purboyo (2011), GERIGI (Generasi Integralistik) ITS I (2011), dan sempat bergabung dalam Organizing Committee (OC) dan Instrukturing Committee (IC) pada Pengkaderan tahun 2012-2013. Pada tahun 2012 sempat menjadi panitia KJI-KBGI. PT. PN X PG.KREMBONG Sidoarjo merupakan tempat kerja praktek penulis selama kurang lebih satu bulan pada tahun 2013.