

86 M / H / 09



RSM
621.845
Soi
r-1
2009

TUGAS AKHIR - RM 0504

RANCANG BANGUN MESIN PEMBERSIH PELET PLASTIK SISTEM SCREW CONVEYOR

DEVINA ASTERLITA PUTRI SO'IM
NRP. 2106 039 010

AGUS SYARIFUDDIN
NRP. 2106 039 037

Dosen Pembimbing
Ir. SUHARIYANTO, MT

JURUSAN D-3 TEKNIK MESIN DISNAKER
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2009

PERPUSTAKAAN ITS	
Tgl. Terima	11-8-2009
Terima	M
No. Agenda Prp.	1963



FINAL PROJECT - RM 0504

**BUILT AND DESIGN OF PELLET PLASTIC
WASHING MACHINE SYSTEM SCREW
CONVEYOR**

**DEVINA ASTERLITA PUTRI SO'IM
NRP. 2106 039 010**

**AGUS SYARIFUDDIN
NRP. 2106 039 037**

**Tutor
Ir. SUHARIYANTO, MT**

**DEPARTMENT OF D-3 DISNAKER MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Technology
Institute of Technology Sepuluh Nopember
Surabaya 2009**

RANCANG BANGUN MESIN PEMBERSIH PELET PLASTIK SISTEM SCREW CONVEYOR

TUGAS AKHIR

Diajukan Guna Memenuhi Persyaratan
Untuk Memperoleh Gelar Ahli Madya Teknik Mesin
Pada
Bidang Studi Elemen Mesin
Program Studi DIII Politeknik ITS - Disnaker
Jurusan Mesin Produksi
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

Oleh :

1. DEVINA ASTERLITA PUTRI SO'IM
NRP 2106 039 010
2. AGUS SYARIFUDDIN
NRP 2106 039 037

Disetujui oleh dosen pembimbing tugas akhir :

1. Ir. SUHARIYANTO, MT (Pembimbing)



Surabaya,

Agustus 2009

RANCANG BANGUN MESIN PEMBERSIH PELET PLASTIK DENGAN SCREW CONVEYOR

Nama :1. DEVINA ASTERLITA P.S.
2. AGUS SYARIFUDDIN
NRP :1. 2106 039 010
2. 2106 039 037
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI - ITS
Dosen Pembimbing : Ir. SUHARIYANTO, MT

Abstrak

Selama ini dalam membersihkan pelet plastik masih dilakukan secara manual seperti membilas pakaian pada bak besar berisi penuh air minimal 3 kali pembilasan, sehingga kadang membuat tangan pedih, produksi yang dihasilkan sangat kecil dan butuh waktu cukup lama.. Karena itu akan diusahakan perencanaan dan pembuatan mesin pembersih pelet plastik agar produksinya menjadi lebih besar dan cepat.

Dalam perancangan mesin pembersih pelet plastik ini terlebih dahulu melakukan proses perhitungan, diantaranya ialah menghitung daya yang dibutuhkan oleh mesin, jenis dan panjang belt, diameter dan bahan poros, jenis dan prediksi umur bearing. Dan setelah itu dilanjutkan dengan proses pengujian.

Dari hasil perhitungan maka diperoleh daya total yang dibutuhkan untuk menggerakkan mesin adalah 1 Hp, jenis belt yang digunakan adalah V belt tipe B dengan panjang 800 mm, bahan poros yang digunakan adalah AISI 1010 HR dengan diameter sebesar 31.75 mm, Jenis bearing yang digunakan adalah type single row deep groove ball bearing seri 300 dan umur dari bearing tersebut ialah 19010,61 jam. Dan kapasitas produksi dengan pengujian rata-rata didapatkan 158,4 kg/jam.

Kata kunci : Screw Conveyor, pelet plastik

BUILT AND DESIGN OF PELET PLASTIK WASHER MACHINE SYSTEM SCREW CONVEYOR

Nama :1. DEVINA ASTERLITA P.S.
2. AGUS SYARIFUDDIN
NRP :1. 2106 039 010
2. 2106 039 037
Department : D3 Mechanical Engineering FTI - ITS
Tutor : Ir. SUHARIYANTO, MT

Abstract

Since long time ago we using manual method for washing plastic pellet like washing clothes in big bowl full of water minimal using it three times. So sometimes it's can make our hands smarting, small reduce, and needs long time for processing. that's why writer trying to make up some machine so that can make more easier, large product, n faster.

At the time when the writer project to make up the machine they have to start with accounting process which are how much power they need for the machine, also kind, long, diameter, and spindle of the belt they need to know and kind with age prediction of bearing it's important to know as well. then they can start continue with testing process

From calculation result hence obtained a entirety energy required to move the machine is 1 Hp, used belt is a V belt type B with long 800 mm, axis substance used AISI 1010 HR with diameter 31.75 mm, used bearing type single row deep grove ball bearing series 300 and age prediction of bearing 19010,61 hours. And capacities produce with the examination avarage got 158,4 kg/hours

Key Word : Screw Conveyor. Plastic Pellet



KATA PENGANTAR

KATA PENGANTAR

Alhamdulillah, segala puji dan syukur kami panjatkan kehadirat Allah SWT. Karena atas ramat dan hidayah-Nya, tugas akhir yang berjudul “ **Rancang Bangun Mesin Pembersih Pelet Plastik Sistem Screw Conveyor** “ ini dapat disusun dan diselesaikan dengan baik dan lancar.

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

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

1. Allah SWT dan junjungan besarku, Nabi Muhammad SAW yang telah memberikan ketenangan dalam jiwaku.
2. Ayah dan Ibu serta saudara-saudaraku tercinta yang benar- benar memberikan dorongan dan semangat dengan cinta dan kasih sayangnya yang tiada batas dan tak terbalaskan, doa dan restunya.
3. Ir. Suhariyano, M.T. Selaku Ketua Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
4. Ir. Suhariyanto, MT sebagai Dosen Pembimbing yang telah dengan sangat sabar, tidak bosan-bosannya membantu dan memberikan ide serta ilmu hingga terselesaikannya Tugas Akhir ini.
5. Bapak R. Soewandi B.E, S.Pd selaku koordinator program studi di BLKIP Surabaya.
6. Bapak Didik, S.T selaku dosen pembimbing kami di BLKIP Surabaya yang tiada hentinya memberikan bimbingan dalam menyelesaikan tugas akhir ini.
7. Dr. Ir. Bambang Sampurno, MT Selaku koordinator Tugas Akhir Program Studi D3 Teknik Mesin FTI-ITS.
8. Bapak Ir.Eddy Widiyono, MSc, selaku dosen wali kami.
9. Bapak Ir.Winarno, MSc, selaku dosen wali kami

10. Instruktur BLKIP, Bapak Jiwo Mulyono, S.Pd, Bapak Priyo B J, ST, Bapak Miftakhul Huda, ST, Bapak Tjutjut S, S.Pd, Bapak Murdiyanto, S.Pd, serta segenap Bapak-Bapak instruktur kami di mesin las.
11. Seluruh dosen dan staf pengajar Jurusan D3 Teknik Mesin FTI-ITS, yang telah memberikan ilmunya dan membantu semua selama menimba ilmu di bangku kuliah.
12. Seluruh Keluarga FORKOM M3NER ITS serta berbagai pihak yang belum tertulis dan yang tidak mungkin disebutkan satu persatu yang telah berperan dalam pengerjaan penyusunan laporan ini.

Semoga segala keikhlasan dan kebaikan yang telah diberikan mendapatkan balasan yang terbaik dari Tuhan Yang Maha Esa, Amin..

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

Surabaya, Agustus 2009

Pemulis,



DAFTAR ISI


DAFTAR ISI

HALAMAN JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN	ii
ABSTRAK	iii
ABSTRACT	iv
KATA PENGANTAR	v
DAFTAR ISI	vii
DAFTAR GAMBAR	xiii
DAFTAR TABEL	xv
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Tujuan Penulisan	2
1.4 Batasan Masalah	3
1.5 Metodologi Penulisan	3
1.6 Sistematika Penulisan	4
1.7 Relevansi	5
BAB II DASAR TEORI	7
2.1 Plastik	7
2.1.1 Jenis-jenis plastik	7
2.1.2 Plastik PETE	11
2.2 Screw Conveyor	11
2.2.1 Dasar-Dasar Perencanaan	12
2.2.2 Perhitungan Screw Conveyor	12
2.2.3 Mencari Daya Screw	14
2.2.4 Mencari Torsi Screw	15
2.2.5 Mencari Gaya Longitudinal Maximum Screw ..	16
2.3 Desain Hopper	16
2.4 Perencanaan Poros	17
2.5.1 Bidang Vertikal dan Horizontal	18

2.5.2 Menghitung Momen Resultan Yang Terjadi.....	19
2.5.3 Hal-Hal Penting Dalam Perencanaan Poros.....	19
2.5.4 Menghitung Torsi Yang Terjadi.....	20
2.5.5 Diameter Poros.....	20
2.5 Perencanaan Belt Dan Pulley.....	21
2.5.1 Perencanaan Belt.....	21
2.5.2 Diameter Pulley Yang Digerakkan.....	22
2.5.3 Kecepatan Keliling Pulley.....	22
2.5.4 Gaya Keliling Belt.....	23
2.5.5 Tegangan Belt.....	23
2.5.6 Sudut Kontak dan Panjang Belt.....	24
2.5.7 Panjang Belt.....	25
2.5.8 Menghitung Jumlah Belt.....	25
2.5.9 Tegangan Maksimum Pada Belt.....	26
2.5.10 Jumlah Kecepatan Persatuan Panjang.....	26
2.5.11 Menghitung Umur Belt.....	27
2.5.12 Menghitung Dimensi Pulley.....	27
2.5.13 Gaya Berat Pulley Yang Digerakkan.....	28
2.5.14 Gaya Pulley Terhadap Poros.....	28
2.6 Pasak.....	29
2.6.1 Panjang Pasak Untuk Tegangan Geser.....	33
2.6.2 Panjang Pasak Untuk Tegangan Kompresi.....	33
2.7 Bantalan (Bearing).....	34
2.7.1 Klasifikasi Bantalan.....	35
2.7.2 Perencanaan Bantalan.....	36
2.7.3 Menghitung Beban Ekuivalen.....	37
2.7.4 Menghitung Umur Bantalan.....	38
2.8 Kopling.....	39
2.8.1 Kopling Kontak Positif.....	39
BAB III METODOLOGI.....	43
3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Pembersih Pelet Plastik Sistem Screw Conveyor.....	43

3.2	Tahapan Proses Pembuatan Mesin Pembersih Pelet Plastik Sistem Screw Conveyor	45
3.3	Prinsip Kerja Mesin Pembersih Pelet Plastik Sistem Screw Conveyor.....	46
BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN.....		49
4.1	Analisa Daya	49
4.1.1	Screw Conveyor	50
4.2	Desain Hopper	51
4.3	Poros	52
4.3.1	Perencanaan Poros	52
4.3.2	Menghitung Beban Horizontal Dan Vertikal	53
4.3.4	Menghitung Momen Resultan Yang Terjadi.....	56
4.3.5	Menghitung Torsi Yang Terjadi	57
4.3.6	Mencari Diameter Poros Yang Aman	57
4.4	Perhitungan Belt dan Pulley	58
4.4.1	Kecepatan Keliling Pulley.....	58
4.4.2	Gaya Keliling Pulley	59
4.4.3	Menghitung Tegangan Belt.....	59
4.4.4	Mencari Luas Penampang Belt	60
4.4.5	Jarak antar poros.....	60
4.4.6	Mencari Sudut Kontak.....	61
4.4.7	Mencari Panjang Belt	61
4.4.8	Menghitung Jarak Antar Poros Pullley.....	61
4.4.10	Menghitung Gaya Keliling pada belt.....	62
4.4.12	Umur Belt	64
4.4.13	Menghitung Dimensi Pulley.....	64
4.4.15	Menghitung Gaya Pulley terhadap Poros	66
4.5	Pasak	67
4.5.1	Perencanaan Pasak.....	67
4.5.2	Tegangan Geser pada Pasak.....	68
4.5.3	Panjang Pasak untuk Tegangan Geser.....	69
4.5.4	Tegangan Kompresi pada Pasak.....	69

4.5.5. Panjang Pasak untuk Tegangan Kompresi.....	69
4.6. Bantalan.....	70
4.6.1. Menghitung Gaya Radial Bantalan.....	71
4.6.2. Menghitung Beban Equivalent.....	71
4.6.3 Menghitung Umur Bantalan.....	72
4.7. Pengujian Mesin.....	72
BAB V PENUTUP	73
5.1 Kesimpulan	73
5.2 Saran	73
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	

The background of the page is a repeating pattern of the ITS logo. Each logo consists of a blue shield with a white emblem of a lamp and an open book, with the text 'ITS Institut Teknologi Sepuluh Nopember' to its right. The logos are arranged in a grid across the entire page.

DAFTAR GAMBAR



DAFTAR GAMBAR

Gambar 2.1.1.a. Simbol Plastik PETE.....	7
Gambar 2.1.1.b. Simbol Plastik HDPE.....	8
Gambar 2.1.1.c. Simbol Plastik HDPE.....	8
Gambar 2.1.1.d. Simbol Plastik LDPE.....	9
Gambar 2.1.1.e. Simbol Plastik PP.....	9
Gambar 2.1.1.f. Simbol Plastik LDPE.....	10
Gambar 2.1.1.g. Simbol Plastik Other.....	10
Gambar 2.1.2.1. Macam-macam botol plastik.....	11
Gambar 2.1.1.2. Pelet Plastik.....	11
Gambar 2.2.1. Jenis-Jenis Screw (a) standart; (b)doble; (c)ribbon; (d)paddle; (e)cut; (f)varied. dari kiri kekanan.....	12
Gambar 2.7. Desain Hopper.....	16
Gambar 2.3 Penampang pulley dan V-belt.....	21
Gambar 2.4 transmisi daya	22
Gambar 2.5 sudut kontak.....	24
Gambar 2.14. Pasak datar segi empat.....	30
Gambar 2.15. Gaya pada pasak : (a) tegangan geser yang terjadi pada pasak, (b)tegangan kompresi yang terjadi pada pasak...	31
Gambar 2.16. Bantalan	35
Gambar 2.17. Type Bantalan Gelinding	37
Gambar 2.18 Analisa kopling.....	41
Gambar 3.1 Diagram Alir Pembuatan Mesin Pembersih Pelet Plastik dengan Screw Conveyor.....	44



DAFTAR TABEL



DAFTAR TABEL

Tabel 2.1 φ (efisiensi pemuatan)	13
Tabel 2.2 C (sudut kemiringan screw).....	13
Tabel 2.3. Kecepatan Putar Minimum dan Maximum Screw	14
Tabel 2.4 ω_0	15



BAB I PENDAHULUAN

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Botol plastik pada zaman sekarang sudah memiliki berbagai macam warna, corak, dan bentuk. Hal ini untuk mengikuti selera masyarakat yang menyenangi model-model seperti itu.

Salah satu produk dari plastik yang dapat dijumpai adalah Plastik pembungkus makanan dan minuman instan yang dinilai lebih mudah dan murah dalam penggunaannya. Namun diantara banyaknya keuntungan yang didapat dalam penggunaan plastik kurang memperhatikan kestabilan lingkungan akan bahayanya. Telah diketahui bahwa plastik membutuhkan waktu puluhan tahun untuk mengurai. Maka cara yang dipilih untuk mengatasinya adalah dengan didaur ulang. Mendaur ulang plastik tentu memiliki banyak tahapan. Antara lain plastik dipisahkan menurut bentuk, warna, dan ketebalan. Lalu dicuci bersih dari kotoran yang ada baru dapat digiling. Setelah penggilingan selesai tentunya plastik harus dicuci kembali untuk dibersihkan dari kotoran yang tersisa termasuk obat pencuci. Umumnya industry kecil masih menggunakan cara manual dalam membersihkan. Memasukkan pelet plastik yang sudah digiling tadi dari bak satu ke bak yang lain secara manual. Cara tersebut dinilai tidak efisien, pemborosan waktu, dan membutuhkan tenaga kerja yang banyak.

Untuk memperbaiki proses pembersihan agar lebih efisien, maka dilakukan terobosan-terobosan baru yang dapat mempersingkat waktu pembersihan pelet plastik. Salah satu terobosan tersebut adalah menciptakan mesin pembersih pelet plastik dengan sistem ulir ban jalan (*screw conveyor*) yang dan tenaga penggerak berupa motor listrik. Diharapkan dengan penciptaan mesin ini berdampak pada pemanfaatan bahan baku

menjadi lebih optimal sehingga dapat mendorong perkembangan industri daur ulang plastik menjadi lebih maju

1.2 Rumusan Masalah

Dalam perencanaan *Rancang Bangun Mesin Pembersih Pelet Plastik* ini muncul beberapa permasalahan antara lain :

1. Berapa daya yang diperlukan untuk menggerakkan mesin pembersih pelet plastik.
2. Berapa diameter dan bahan poros dari screw conveyor yang dibutuhkan.
3. Berapa dimensi dan bahan pasak yang dibutuhkan.
4. Berapa umur belt yang didapat dan jenis belt yang sesuai.
5. Berapa umur bearing yang didapat dan jenis bearing yang sesuai
6. Berapa Kapasitas rata-rata yang didapat dari 3 kali percobaan

1.3 Tujuan Penulisan

Tujuan dari penulisan Tugas Akhir ini adalah:

1. Untuk menghitung berapa daya yang diperlukan untuk menggerakkan mesin pembersih pelet plastik
2. Untuk menghitung diameter dan bahan poros yang aman untuk mentransmisikan daya
3. Untuk menghitung dimensi dan bahan pasak yang dibutuhkan.
4. Untuk memilih jenis belt yang sesuai dan menghitung umur belt.
5. Untuk memilih jenis bearing yang sesuai dan menghitung umur bearing.
6. Untuk menentukan kapasitas rata-rata yang didapat dari 3 kali percobaan.

1.4 Batasan Masalah

Untuk mencapai tujuan perancangan dan memperjelas lingkup permasalahan yang akan dibahas, maka perlu ditentukan batasan-batasan masalahnya, yaitu mengenai *Rancang Bangun Mesin Pembersih Pelet Plastik Sistem Screw Conveyor*. Dimana dalam batasan masalah ini diperlukan parameter-parameter yang nantinya dapat dijadikan acuan dalam pembahasan penulisan. Diantara parameter-parameter tersebut adalah:

- a. Plastik yang akan diproses harus sudah dalam bentuk potongan kecil / pelet. Bukan lagi dalam keadaan botol plastik utuh.
- b. Komponen-komponen kelistrikan tidak dibahas atau tidak dijelaskan dalam bab .
- c. Komponen pengairan seperti pompa, valve, tidak dibahas.
- d. Pelet plastik hasil cucian tersebut dilakukan 1 kali proses pencucian tanpa memperhatikan banyaknya air yang disemprotkan.
- e. Getaran motor diabaikan (tidak mempengaruhi kinerja mesin)
- f. Kerangka pada mesin serta berbagai macam sambungan yang ada diasumsikan aman untuk pemakaian.

1.5 Metodologi Penulisan

Untuk dapat merancang sebuah *Rancang Bangun Mesin Pembersih Pelet Plastik Sistem Screw Conveyor*, maka analisa dan perancangan tersebut menggunakan langkah-langkah sebagai berikut:

- a. Studi literatur
Studi literatur dilakukan dengan jalan mempelajari buku-buku pedoman serta hasil publikasi ilmiah, serta melalui penelitian yang dilakukan peneliti lain yang berhubungan dengan perencanaan mesin pembersih pellet plastik,

dalam rangka memperoleh dasar teori dan melengkapi perancangan.

b. Studi lapangan

Studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung terhadap UD. Anang Jl. Tanggungan no 7, Desa Bandung, Diwek, Jombang yang kegiatan sehari-harinya berkecimpung dibidang plastik siap daur ulang sebelum dikirim ke pabrik. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

c. Perhitungan perencanaan

Perhitungan ini dengan cara mengaplikasikan dasar teori yang telah ada dan menggunakannya dalam perhitungan perancangan, sehingga dapat diketahui mekanisme kerja yang diijinkan agar mesin pembersih pelet plastik ini aman dan efisien dalam pengoperasiannya.

d. Analisa hasil

Analisa dapat dilakukan dengan pengujian beberapa pelet plastik dengan mesin pembersih pellet plastik. Dari hasil analisa ini akan diperoleh data-data yang nantinya dapat dipergunakan sebagai perbandingan terhadap proses pembersihan secara manual.

e. Kesimpulan

Kesimpulan diperoleh dari hasil perancangan, hasil perhitungan dan hasil analisa data yang telah dilakukan. Kesimpulan ini merupakan akhir dari perancangan tugas akhir ini.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika yang dipakai dalam penulisan laporan ini adalah:

BAB I Pendahuluan

Berisikan tentang : latar belakang penulisan, permasalahan yang diangkat, tujuan penulisan, batasan masalah, metodologi, sistematika penulisan, dan relevansi.

BAB II Dasar Teori

Membahas tentang teori serta konsep elemen mesin yang berkaitan dengan mesin pembersih pelet plastik sistem screw conveyor.

BAB III Metodologi

Membahas tentang, diagram alir, pengumpulan data serta tahap-tahapan proses pembuatan mesin, serta prinsip kerja mesin pembersih pelet plastik sistem screw conveyor.

BAB IV Perencanaan dan Perhitungan

Membahas tentang perencanaan dan perhitungan daya pemerasan, kapasitas mesin, serta perhitungan dan pemilihan elemen mesin yang mendukung terciptanya mesin tersebut.

BAB V Penutup

Membahas tentang kesimpulan dari hasil analisis dan saran-saran penulis dalam penyusunan tugas akhir.

1.7 Relevansi

Dengan adanya *Rancang Bangun Mesin Pembersih Pelet Plastik Sistem Screw Conveyor* ini diharapkan dapat membantu industri rumah tangga yang membutuhkan pembersih pelet plastik otomatis dan dalam skala besar guna mengatasi kendala-kendala yang ada sebelumnya sehingga tercipta efisiensi produksi.



BAB II **DASAR TEORI**

BAB II DASAR TEORI

Bab ini akan membahas mengenai teori-teori pustaka, rumusan dan konsep yang melatar belakangi perencanaan ini yang nantinya digunakan dalam perhitungan berdasarkan referensi meliputi perencanaan elemen mesin, yaitu kapasitas mesin yang digunakan, daya yang ditransmisikan, pulley, belt, poros, bearing, daya motor yang digunakan untuk menggerakkan power screw serta sifat fisik dan hal umum mengenai santan kelapa.

2.1 Plastik

Botol plastik pada zaman sekarang sudah memiliki berbagai macam warna, corak, dan bentuk. Hal ini untuk mengikuti selera masyarakat yang menyenangi model-model seperti itu. termasuk klasifikasi sebagai berikut :

2.1.1. Jenis-jenis Plastik

a. Jenis ke 1



Gambar 2.1.1.a. Simbol Plastik PETE

Tanda ini biasanya tertera logo daur ulang dengan angka 1 di tengahnya serta tulisan PETE atau PET (*polyethylene terephthalate*) di bawah segitiga. Biasanya plastik jenis ini dipakai untuk botol plastik, berwarna jernih/ transparan/tembus pandang seperti botol air mineral, botol jus, dan hampir semua botol minuman lainnya.

Mayoritas, plastik PET di dunia dipergunakan untuk serat sintetis (sekitar 60 persen), dalam pertekstilan PET biasa disebut dengan *polyester* (bahan dasar botol kemasan 30 persen).

b. Jenis ke 2



Gambar 2.1.1.b. Simbol Plastik HDPE

Umumnya, pada bagian bawah kemasan botol plastik, tertera logo daur ulang dengan angka 2 di tengahnya, serta tulisan HDPE (*high density polyethylene*) di bawah segitiga.

HDPE biasa dipakai untuk botol susu yang berwarna putih susu, tupperware, galon air minum, kursi lipat, dan lain-lain. HDPE merupakan salah satu bahan plastik yang aman untuk digunakan karena kemampuan untuk mencegah reaksi kimia antara kemasan plastik berbahan HDPE dengan makanan/minuman yang dikemasnya.

c. Jenis ke 3



Gambar 2.1.1.c. Simbol Plastik HDPE

Ini adalah jenis plastik yang paling sulit didaur ulang. Pada kemasan yang mengandung plastik jenis ini tertera logo daur ulang (terkadang berwarna merah) dengan angka 3 di tengahnya, serta tulisan V. V itu berarti PVC (*polyvinyl chloride*).

Plastik ini bisa ditemukan pada plastik pembungkus (*cling wrap*) dan beberapa botol minuman kemasan. Plastik ini berbahaya untuk kesehatan karena, PVC mengandung DEHA yang dapat bereaksi dengan makanan yang dikemas dengan plastik berbahan PVC, saat bersentuhan langsung dengan makanan tersebut. Karena DEHA bisa lumer pada suhu 15 derajat celsius. Reaksi yang terjadi antara PVC dengan makanan yang dikemas dengan plastik ini berpotensi berbahaya untuk ginjal, hati dan penurunan berat badan.



d. Jenis ke 4



Gambar 2.1.1.d. Simbol Plastik LDPE

Tertera logo daur ulang dengan angka 4 di tengahnya, serta tulisan LDPE. LDPE (*low density polyethylene*) yaitu plastik tipe coklat (*thermoplastic*/dibuat dari minyak bumi), biasa dipakai untuk tempat makanan, plastik kemasan, dan botol-botol yang lembek.

Sifat mekanis jenis plastik LDPE adalah kuat, agak tembus cahaya, fleksibel dan permukaan agak berlemak. Pada suhu di bawah 60 derajat celsius sangat resisten terhadap senyawa kimia, daya proteksi terhadap uap air tergolong baik, akan tetapi kurang baik bagi gas-gas yang lain seperti oksigen.

e. Jenis ke 5



Gambar 2.1.1.e. Simbol Plastik PP

Tertera logo daur ulang dengan angka 5 di tengahnya, serta tulisan PP. Karakteristik adalah biasa botol transparan yang tidak jernih atau berawan. *Polipropilen* lebih kuat dan ringan dengan daya tembus uap yang rendah, ketahanan yang baik terhadap lemak, stabil terhadap suhu tinggi dan cukup mengkilap.

Jenis PP (*polypropylene*) ini adalah pilihan bahan plastik terbaik, terutama untuk tempat makanan dan minuman seperti tempat menyimpan makanan, botol minum dan terpenting botol minum untuk bayi.

f. Jenis ke 6



Gambar 2.1.1.f. Simbol Plastik LDPE

Tertera logo daur ulang dengan angka 6 di tengahnya, serta tulisan PS. PS (*polystyrene*) ditemukan tahun 1839, oleh Eduard Simon, seorang apoteker dari Jerman secara tidak sengaja.

PS biasa dipakai sebagai bahan tempat makan styrofoam, tempat minum sekali pakai, dan lain-lain. *Polystyrene* merupakan polimer aromatik yang dapat mengeluarkan bahan *styrene* ke dalam makanan ketika makanan tersebut bersentuhan. Selain tempat makanan, *styrene* juga bisa didapatkan dari asap rokok, asap kendaraan dan bahan konstruksi gedung.

g. Jenis ke 7



Gambar 2.1.1.g. Simbol Plastik Other

Tertera logo daur ulang dengan angka 7 di tengahnya, serta tulisan other. Untuk jenis plastik 7 Other ini ada 4 jenis, yaitu PC - *polycarbonate*, SAN - *styrene acrylonitrile*, ABS - *acrylonitrile butadiene styrene*, dan Nylon.

Other dapat ditemukan pada tempat makanan dan minuman seperti botol minum olahraga, suku cadang mobil, alat-alat rumah tangga, komputer, alat-alat elektronik, dan plastik kemasan.

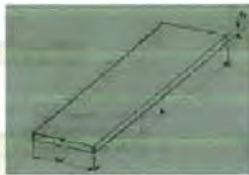
Plastik jenis ini dapat ditemukan pada botol susu bayi, gelas anak Batita dan Balita (sippy cup), botol minum *polikarbonat*, dan kaleng kemasan makanan dan minuman, termasuk kaleng susu formula.

(25,septembe,r2008 : <http://laros.heavenforum.com>)

2.1.2. Plastik PETE



Gambar 2.1.2.1. Macam-macam botol plastik



Gambar 2.1.1.2. Pelet Plastik

Dalam perencanaan Tugas Akhir ini akan memproses botol plastik yang sudah berbentuk potongan yang keluar dari mesin perajang plastik menjadi pelet plastik bersih siap daur ulang.

Dalam pemilihan pelet plastik yang akan dicuci, sebaiknya dipilih plastik yang berwarna sama dan memiliki ketebalan yang sama. Pencampuran pelet dengan aneka warna dan ketebalan sebaiknya dihindari karena bisa merusak proses daur ulang selanjutnya.

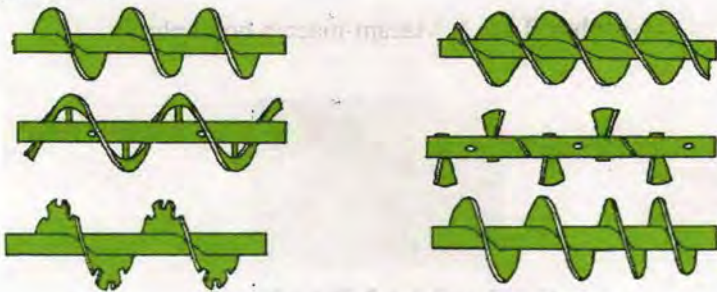
2.2 Screw Conveyor

Tujuan desain screw conveyor adalah untuk mendorong bahan sepanjang tabung. Dorongan ini diakibatkan pengecilan

jarak antar ulir sehingga menyebabkan volume antar ulir mengecil. Penggunaan screw conveyor tidak terbatas pada pengangkutan material dalam arah horisontal saja tetapi juga mampu mengangkut material dalam sudut tertentu bahkan ke arah vertikal

2.2.1 Dasar-dasar Perencanaan

Desain ulir disesuaikan dengan material yang dipindahkan



Gambar 2.2.1. Jenis-Jenis Screw (a) standart; (b)doble; (c)ribbon; (d)paddle; (e)cut; (f)varied. dari kiri kekanan.
(Portland cement . Hitachi Cement Co.)

2.2.2 Perhitungan Screw Conveyor

2.2.2.1 Perhitungan Kapasitas Screw Conveyor per jam

Kapasitas screw conveyor tergantung pada diameter screw D meter, screw pitch S meter, kecepatan n rpm, dan efisiensi pemuatan (loading efficiency) screw ϕ Dapat dihitung dengan rumus seperti dibawah ini :

$$Q = V \times \rho \text{ (ton/jam) } \dots\dots\dots (2.1)$$

$$Q = 60 \times \frac{\pi D^2}{4} \times S \times n \times \rho \times \varphi \times C \text{ (ton/jam) ... (2.2)}$$

Untuk material air dan plastik :

$$S = \frac{1}{2} D$$

Dimana

Q = Laju massa material yang dipindahkan (ton/jam)

V = Kapasitas material yang Dipindahkan (m³/jam)

ρ = Massa jenis material yang dipindahkan (ton/m³)

D = Diameter *screw* (m)

S = Pitch *screw* (m)

n = Putaran *screw* (rpm)

φ = Efisiensi Pemuatan

C = Faktor Kemiringan

Tabel 2.1 φ (efisiensi pemuatan)

φ	Type material
0,125	Material abrasif, bergerak lambat
0,25	Material semi abrasif, bergerak lambat
0,32	Material semi abrasif, bergerak bebas
0,4	Material non abrasif, bergerak bebas

Tabel 2.2 C (sudut kemiringan screw)

1	0	5	10	15	20
C	1	0,9	0,8	0,7	0,65

(Spivakovsky,A; Dychkov,V.1978: hal 273)

2.2.2.2 Perhitungan Kecepatan Screw Conveyor

Kecepatan putar screw tergantung pada kapasitas yang diperlukan, diameter screw, dan sifat bahan yang hendak dipindahkan. Kecepatan minimum dan maximum screw sebagaimana ditunjukkan pada tabel 2.3 di bawah ini.

Screw diameter D , mm		150	200	250	300	400	500	600
n , rpm	Minimum	23.6	23.6	23.6	19	19	19	15
	Maximum	150	150	118	118	95	95	75

Tabel 2.3. Kecepatan Putar Minimum dan Maximum Screw

2.2.3 Mencari Daya Screw

Hambatan total terhadap gerak screw conveyor terdiri dari gesekan material terhadap permukaan screw, gesekan pada bearing dan axial thrust bearing, dan gesekan screw terhadap partikel-partikel yang bercampur.

Dimensi Screw:

Panjang screw (L) = 1,5 m

Pitch (S) = 0,07 m (dari perhitungan awal)

Diameter rata-rata = 0,14 m

Daya yang diperlukan oleh poros screw adalah

$$N_0 = \frac{Q L \omega_0}{367} \text{ kW} \dots\dots\dots (2.3)$$

Dimana :

N_0 = Daya Motor (kW)

L = Panjang Screw yang diinginkan (m)

ω_0 = Faktor gesek material

(Spivakovsky, A; Dychkov, V. 1978: hal 275)

ω_0 diambil nilai 4 agar lebih aman

ω_0	Material
2,5	Air dry brown coal, Nut coal, Rock salt
4	Faundry sand, Sulphur, Cement, Ash, Lime grained, Moulding sand

Tabel 2.4 ω_0

2.2.4 Mencari Torsi Screw

Besarnya torsi yang diperlukan untuk memutar poros screw tergantung pada besarnya daya motor N_0 Kw, kecepatan screw n rpm. Dapat dinyatakan dengan persamaan di bawah ini :

$$M_0 = 975 \frac{N_0}{n} \text{ kgm} \dots\dots\dots (2.4)$$

Dimana :

M_0 = Torsi motor ke poros (kgm)

N_0 = Daya Motor (kW)

n = Putaran Screw (rpm)

(Spivakovsky, A; Dychkov, V. 1978: hal 275)

2.2.5 Mencari Gaya Longitudinal Maximum Screw

Gaya Longitudinal pada Screw adalah

$$P_L = \frac{M_o}{r \tan(\alpha + \varphi)} \text{ kg}$$

Dimana :

r = jari-jari dari mana gaya P bekerja ; $r \approx (0,7 \div 0,8) \frac{D}{2}$ (m)

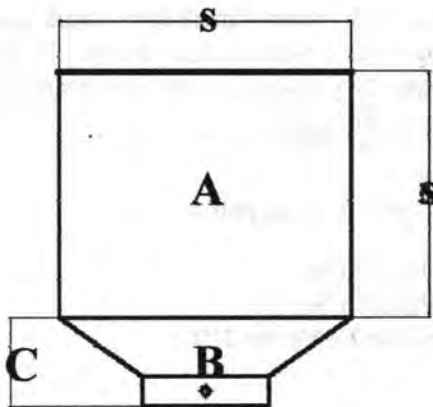
$\varphi = f$, faktor koreksi karena sudut gesek material terhadap permukaan screw

α : sudut (helix) screw pada jari-jari r

(Spivakovsky, A; Dychkov, V. 1978: hal 276)

2.3 Desain Hopper

Untuk mencari desain hopper yang cocok dengan kapasitas yang telah ditentukan, maka volume hopper kerucut yang diinginkan.



Gambar 2.7. Desain Hopper

$$= s^3 + \left[\frac{1}{3} \times C \times (A + B + \sqrt{A \times B}) \right]$$

Dimana :

V_{total}	= volume total hopper	(mm ³)
V_1	= volume hopper bagian atas	(mm ³)
V_2	= volume hopper bagian bawah	(mm ³)
s	= panjang sisi hopper bagian atas	(mm)

Kemudian setelah didapat volume hopper yang diinginkan maka dilakukan perhitungan kapasitas hopper

$$Q_h = \rho \times V_h \dots \dots \dots (2.22)$$

Dimana :

Q_h	= Kapasitas Hopper	(Kg)
ρ	= Massa jenis pelet plastik	(kg/m ³)
V_h	= Volume Hopper	(m ³)

(Sularso, kiyokatsu Suga, 2004 : *Dasar Pemilihan Dan penelitian Elemen Mesin*, Hal 166)

2.4 Perencanaan Poros

Poros merupakan bagian terpenting dalam setiap mesin. Poros dalam perencanaan mesin berfungsi sebagai penerus daya (tenaga), poros penggerak klep (cam shaft), poros penghubung dan sebagainya. Definisi yang pasti dari poros adalah sesuai dengan kegunaan dan tujuannya.

Macam – macam poros :

1. Shaft

Merupakan poros yang ikut berputar untuk memindahkan daya dari mesin ke mekanisme yang digerakkan.

2. Axle



Merupakan poros tetap dan mekanismenya yang berputar pada poros tersebut dan juga berfungsi sebagai pendukung.

3. Spindle
Merupakan poros yang pendek, terdapat pada mesin perkakas dan aman terhadap momen bending.
4. Line shaft
Merupakan suatu jenis poros yang langsung berhubungan dengan mekanisme yang digerakkan dan berfungsi memindahkan daya dari motor penggerak ke mekanisme tersebut.
5. Jack shaft
Merupakan poros pendek, biasanya dipakai pada dongkrak "jack" mobil.
6. Fleksibel shaft
Merupakan poros yang berfungsi memindahkan daya dari dua mekanisme (antara motor dan mekanisme), dimana perputaran poros membentuk sudut dengan poros yang lainnya dan daya yang ditransmisikan akan lebih rendah.

2.4.1. Bidang vertikal dan Horizontal

Gaya yang bekerja untuk setiap titik pada poros dan jarak antara titik satu dengan titik yang lain ditentukan dengan mengacu persamaan $\sum M = 0$ dan $\sum F = 0$, maka momen bending dan gaya yang bekerja pada poros untuk bidang horisontal dan vertikal dapat diketahui. Setelah menghitung gaya dan momen bending yang terjadi maka dibuat bidang lintang (gaya) untuk mengetahui apakah perhitungan diatas sudah benar dan juga agar mudah membuat diagram bidang momen. Dengan membuat diagram bidang momen tersebut kita



akan bisa melihat letak momen yang terbesar pada poros.

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

2.4.2. Menghitung Momen Resultan yang Terjadi

$$M_R = \sqrt{(M_H)^2 + (M_V)^2} \dots\dots\dots(2.39)$$

Dimana :

M_R = Momen resultan yang terjadi (kg.mm)

M_H = Momen yang terjadi pada bidang horizontal (kg.mm)

M_V = Momen yang terjadi pada bidang vertikal (kg.mm)

2.4.3. Hal-Hal Penting dalam Perencanaan Poros

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

(1) Kekuatan poros

Suatu poros tranmisi 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 bial 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 atau defleksipuntirannya 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.

2.4.4. Menghitung Torsi Yang terjadi

$$T = 9,74.10^5 \frac{N}{n_2} \dots\dots\dots (2.40)$$

Dimana :

T = Torsi yang terjadi (lbf.in)

N = Daya motor (HP)

n = putaran screw (rpm)

2.4.5. Diameter Poros

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

$$\frac{0,5Syp}{N} \geq \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \dots\dots\dots (2.41)$$

Dimana :

M = Momen bending pada poros.

T = Torsi yang terjadi pada poros.

D = Diameter poros.

Syp = Strength yield point.

N = Faktor keamanan.

(Joseph E. Shigley, 1984 : Perencanaan Teknik Mesin. Hal 264)

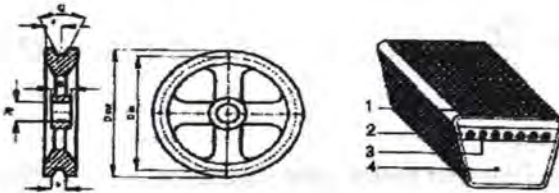
2.5 Perencanaan belt dan pulley

Belt termasuk alat pemindah daya yang cukup sederhana yang terpasang pada dua pulley, yaitu pulley penggerak dan pulley yang digerakkan.

Belt mempunyai sifat fleksibel sehingga memungkinkan penempatan poros dan pulley penggerak dengan poros dan pulley yang digerakkan dalam beberapa posisi.

Ada dua jenis belt yang ditinjau dari bentuk penampangnya, yaitu:

1. Belt datar
2. Belt V



Gambar 2.3 Penampang pulley dan V-belt

2.5.1 Perencanaan belt

Dalam mesin ini menggunakan belt dengan bentuk penampang V (V-Belt), dalam penggunaan V-belt untuk menentukan kecepatan dan dimensi dari belt dan pulley dengan cara sebagai berikut:



Gambar 2.4 transmisi daya

2.5.2 Diameter Pulley yang Digerakkan

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{D_p}{d_p} \dots\dots\dots (2.6)$$

Dimana :

D_2 = Diameter pulley yang digerakkan (mm)

n_1 = Putaran motor (rpm)

D_1 = Diameter pulley penggerak (mm)

n_2 = Putaran poros (rpm)

2.5.3 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling pulley dapat dihitung dengan menggunakan rumus :

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60 \cdot 1000} \dots\dots\dots (2.7)$$

Dimana :

v = kecepatan keliling pulley ($\frac{m}{s}$)

D = Diameter pulley (mm)

n = Putaran motor (rpm)

2.5.4 Gaya Keliling Belt

$$F_{rated} = \frac{102 \cdot N}{v} \dots\dots\dots (2.8)$$

Dimana :

$$F_{rated} = \text{gaya keliling belt} \quad (kg)$$

$$N = \text{daya motor} \quad (KW)$$

$$v = \text{kecepatan keliling pulley} \quad \left(\frac{m}{s}\right)$$

Dengan adanya overload factor β maka gaya keliling maksimum sebesar :

$$F_{max} = \beta \cdot F_{rated} \dots\dots\dots (2.9)$$

Dimana :

$$F_{max} = \text{gaya keliling maksimum} \quad (kg)$$

$$\beta = \text{faktor overload}$$

$$F_{rated} = \text{gaya keliling belt} \quad (kg)$$

2.5.5 Tegangan Belt

Penampang belt yang akan dipilih dengan tegangan yang timbul akibat beban mula, maka dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut :

$$\sigma_d = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_0 \dots\dots\dots (2.10)$$

Dimana :

$$\sigma_d = \text{tegangan yang timbul pada belt} \quad \left(\frac{kg}{m^2}\right)$$

$$\varphi = \text{faktor tarianan}$$

$$\sigma_0 = \text{tegangan awal} \quad \left(\frac{kg}{m^2}\right)$$

Sebaiknya besarnya tegangan awal (σ_a) tidak melebihi $18 \frac{\sigma}{\psi_0}$ untuk belt datar dan $12 \frac{\sigma}{\psi_0}$ untuk V-Belt

Hal tersebut berdasarkan pada percobaan dengan kondisi:

1. Open belt dengan pulley dari cast iron
2. Beban konstan dengan kecepatan keliling v
3. Sudut kontak α , dan faktor tarikan ψ

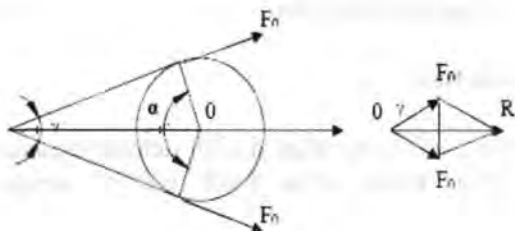
Titik dimana mulai terjadinya perubahan kurva dari keadaan tidak stabil disebut titik kritis (critical point), yaitu

Pada rumus tersebut nilai dari ψ_0 maka harga untuk tiap belt

:

- Untuk belt datar : $\psi_0 = 1$
- Untuk V-Belt : $\psi_0 = \psi$

2.5.6 Sudut Kontak dan Panjang Keliling Belt



Gambar 2.5 sudut kontak

Untuk mengetahui jumlah berapa derajat sudut kontak dan panjang belt yang akan digunakan, dapat dihitung dengan menggunakan rumus pada lampiran. Besarnya sudut kontak antara pulley dan belt dapat dihitung dengan menggunakan rumus:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{57 (D_p - d_p)}{C} \dots \dots \dots (2.11)$$

Dimana:

α = sudut kontak (°)

D_2 = diameter pulley yang digerakkan (mm)

D_1 = diameter pulley penggerak (mm)

a = jarak antar poros (mm)

2.5.7 Panjang Belt

Untuk menghitung panjang belt yang akan dicapai digunakan rumus :

$$L = 2 a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \dots\dots\dots (2.11)$$

Dimana:

L = panjang belt (mm)

a = jarak antar poros (mm)

D_2 = diameter pulley yang digerakkan (mm)

D_1 = diameter pulley penggerak (mm)

2.5.8 Menghitung Jumlah Belt

Untuk menghitung jumlah belt yang akan digunakan dapat dicari dengan menggunakan rumus:

$$Z = \frac{F_{rated}}{\sigma_d A} \dots\dots\dots (2.12)$$

Dimana:

Z = jumlah belt (buah)

F_{rated} = gaya keliling belt (kg)

σ_d = tegangan belt ($\frac{kg}{cm^2}$)

A = luas penampang belt (cm^2)

2.5.9 Tegangan Maksimum pada Belt

Dalam kondisi operasinya, tarikan maksimum pada belt akan terjadi pada bagian yang tegang dan itu terjadi pada titik awal belt memasuki pulley penggerak sehingga tegangan maksimum yang terjadi, dengan menggunakan rumus:

$$\sigma_{max} = \sigma_0 + \frac{F}{2A} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} + Eb \frac{h}{D_{min}} \dots \quad (2.13)$$

Dimana:

$$\sigma_{max} = \text{tegangan yang timbul pada belt} \quad \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\sigma_0 = \text{tegangan awal belt} \quad \left(\frac{kg}{cm^2} \right)$$

$$\gamma = \text{berat jenis} \quad \left(\frac{kg}{dm^3} \right)$$

$$Eb = \text{modulus elastisitas bahan belt} \quad \left(\frac{kg}{cm^3} \right)$$

$$h = \text{tebal belt} \quad (mm)$$

$$D_{min} = \text{diameter pulley yan terkecil} \quad (mm)$$

2.5.10 Jumlah Kecepatan per Satuan Panjang

Untuk mengetahui kecepatan persatuan panjang, digunakan rumus sebagai berikut:

$$u = \frac{V}{L} \dots \dots \dots (2.14)$$

Dimana:

$$u = \frac{1}{sec}$$

$$V = \text{kecepatan keliling pulley} \quad \left(\frac{m}{s} \right)$$

$$L = \text{panjang belt} \quad (m)$$

2.5.11 Menghitung Umur Belt

Umur belt disini merupakan salah satu hal yang penting dalam perencanaan transmisi yang menggunakan belt. Untuk mengetahui beberapa lama umur belt yang diakibatkan dari proses permesinan ini yaitu dengan menggunakan rumus:

$$H = \frac{N_{base}}{3600 UZ} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^{-m} \dots \quad (2.15)$$

Dimana:

H = umur belt (jam)

N_{base} = basis dari tegangan kelelahan yaitu 10^7 cycle

U = jumlah putaran belt persatuan panjang

Z = jumlah belt

σ_{fat} = fatigue limit $90 \frac{kg}{cm^2}$ untuk V-Belt

σ_{max} = tegangan yang timbul karena V-Belt $\left(\frac{kg}{cm^2} \right)$

m = konstanta V-Belt = 8

2.5.12 Menghitung Dimensi Pulley

Keterangan:

S = jarak antara tepi dan tengah alur pulley (mm)

E = lebar alur pulley (mm)

U = sudut alur pulley

D_m = diameter dalam pulley (mm)

D_{out} = diameter luar pulley (mm)

Data-data untuk mencari diameter luar dan dalam pulley poros motor dan pulley poros, didapat dari lampiran tentang spesifikasi V-Belt Type A adalah sebagai berikut :

- Diameter luar pulley $D_{out} = D_m + 2.S \dots (2.16)$

- Diameter dalam pulley $D_{in} = D_e + 2.e \dots (2.17)$
- Lebar pulley $B = (z - 1)t + 2.s \dots (2.18)$

2.5.13 Gaya Berat Pulley yang digerakkan

Untuk mengetahui besarnya gaya berat pulley yang digerakkan dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$W = \rho \cdot v \cdot g \dots \dots \dots (2.19)$$

$$V = \frac{\pi}{4} (D_{out}^2 - D_{in}^2) B \dots \dots \dots (2.20)$$

Dimana:

W – gaya berat pulley yang digerakkan (N)

ρ – masa jenis bahan pulley $\left(\frac{kg}{m^3}\right)$

v = volume pulley (m^3)

D_{out} = diameter luar pulley yang digerakkan (m^2)

D_{in} = diameter dalam pulley yang digerakkan (m^2)

B – lebar pulley (mm)

g – gravitasi bumi $\left(\frac{kg}{s^2}\right)$

2.5.14 Gaya Pulley Terhadap Poros

Besarnya gaya pulley yang terjadi pada poros dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut

$$FR = \frac{F}{v} \cdot \sin \frac{\alpha}{2} \dots \dots \dots (2.21)$$

Dimana:

F – gaya keliling pulley (kg)

v = faktor tarikan

α = sudut kontak

(^o)

2.6 Pasak

2.6.1. Penghitungan 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 :

- Untuk torsi yang tetap dan konstan $N = 1,5$
- Untuk beban kejut yang kecil (rendah) $N = 2,5$
- 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/ mm², lebih kuat daripada porosnya. Kadang sengaja 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).

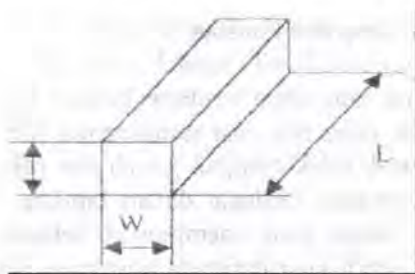
Menurut arah gaya yang terjadi pasak digolongkan menjadi :

1. Pasak memanjang (Spie) menerima gaya sepanjang pasak terbagi secara merata. Pasak ini dibedakan menjadi pasak baji, pasak kepala, pasak benam dan pasak tembereng.

2. Pasak melintang (pen / pena) menerima gaya melintang pada penampang pen. Pen ini dapat menjadi dua yaitu pen berbentuk pipih dan pen berbentuk silindris

Pada perencanaan mesin pemeras santan ini dipakai type 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, maka beban yang timbul oleh gaya F yang besar hendaknya diatasi dengan menyesuaikan panjang pasak.

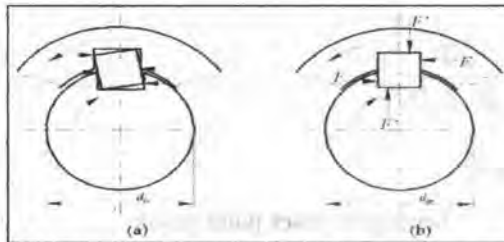


Gambar 2.14. Pasak datar segi empat

Dimana :

W : sisi pasak (in)

L : panjang pasak (in)



Gambar 2.15. Gaya pada pasak : (a) tegangan geser yang terjadi pada pasak, (b) tegangan kompresi yang terjadi pada pasak

Distribusi tegangannya dapat diketahui sehingga dalam perhitungan disarankan menggunakan faktor keamanan sebagai berikut :

- $N = 1$ (untuk torsi yang tetap atau konstan), torque is steady
- $N = 2,5$ (untuk beban kejut yang kecil atau rendah)
- $N = 4,5$ (untuk beban kejut yang besar, terutama bolak-balik)

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).

Besarnya gaya F adalah :

$$F = 2 \cdot \frac{T}{D} \dots \dots \dots (2.42)$$

Dimana :

D = Diameter poros (mm)

T = Torsi (kg.mm)

(Aaron, Deutschman, 1975 : Machine Design Theory and Practice. Hal. 366)

Menghitung pasak ada 2 tinjauan yaitu menurut tegangan geser dengan menggunakan rumus :

$$S_s = \frac{F}{A} \dots \dots \dots (2.43)$$

$$S_s = \frac{2.T}{W.L.D} \dots\dots\dots (2.44)$$

Dimana :

- S_s = Tegangan geser pada pasak. $(\frac{kg}{mm^2})$
 T = Torsi poros. $(kg.mm)$
 L = Panjang pasak. (mm)
 W = Lebar pasak. (mm)
 D = Diameter poros. (mm)

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 366)

Syarat pasak aman harus memenuhi :

$$S_s = \frac{2T}{W.L.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots (2.45)$$

Dimana :

- S_{syp} = Shear strength yield point
 N = Angka keamanan

(Aaron, Deutschman, 1975 : **Machine Design Theory and Practice**. Hal. 367)

Sesuai dengan syarat untuk pasak datar segi empat yaitu setengah dari tinggi pasak masuk pada porosnya dan setengahnya lagi masuk pada hubnya, tinggi pasak (H) sama dengan lebar pasak (W).

Bila pada pasak gaya F ini akan menimbulkan tegangan kompresi yang besarnya :

$$S_c = \frac{F}{A} = \frac{2.T}{D.0,5.W.L} \dots\dots\dots (2.46)$$

$$S_c = \frac{4.T}{L.W.D} \dots\dots\dots (2.47)$$

Syarat pasak aman harus memenuhi :

$$S_c = \frac{4.T}{W.L.D} \leq \frac{S_{syp}}{N} \dots\dots\dots (2.48)$$

Dimana :

- W = sisi pasak (mm)
 D = Diameter poros (mm)
 T = torsi (kg.mm)
 S_{syp} = tegangan ijin material ($\frac{kg}{cm^2}$)
 N = faktor keamanan

(Aaron, Deutschman, 1975 : Machine Design Theory and Practice. Hal. 367)

2.6.2. Panjang Pasak untuk Tegangan Geser

Menentukan panjang pasak dapat ditinjau melalui tegangan geser dengan menggunakan persamaan sebagai berikut :

$$L_s = \frac{2T}{S_s.W.D} \dots\dots\dots (2.49)$$

Dimana :

- L_s = Panjang pasak untuk tegangan geser. (mm)
 T = Torsi poros. (kg.mm)
 S_s = Shear stress.
 W = Lebar pasak (mm).
 D = Diameter poros (mm).

(Aaron, Deutschman, 1975 : Machine Design Theory and Practice. Hal. 367)



2.6 Panjang Pasak untuk Tegangan Kompresi

Besarnya panjang pasak dapat ditentukan melalui tegangan kompresi yang bekerja pada pasak yaitu dengan persamaan sebagai berikut :

$$L_c = \frac{4T}{S_c \cdot W \cdot D} \dots \dots \dots (2.50)$$

Dimana :

L_c = Panjang pasak untuk tegangan kompresi (mm).

T = Torsi poros (kg.mm).

S_c = Shear kompresi.

W = Lebar pasak (mm).

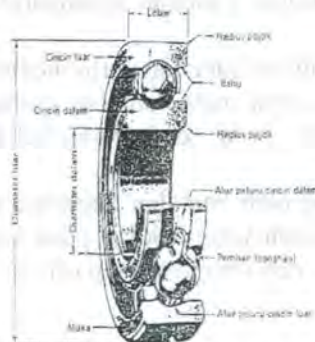
D = Diameter poros (mm).

(Aaron, Deutschman, 1975 : *Machine Design Theory and Practice*. Hal. 367)

2.7 Bantalan (Bearing)

Bantalan merupakan elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Seperti pada gambar 2.22 Bantalan harus cukup kokoh agar poros serta elemen-elemen mesin dapat bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak bekerja dengan semestinya. Jadi, bantalan dalam permesinan dapat disamakan peranannya dengan pondasi





Gambar 2.16. Bantalan

2.7.1. Klasifikasi Bantalan

Bantalan dapat diklasifikasikan sebagai berikut:

1. Atas dasar gerakan bantalan terhadap poros
 - a. Bantalan luncur. Pada bantalan ini terjadi gesekan luncur antara poros dan bantalan karena permukaan poros ditumpu oleh permukaan bantalan dengan perantara lapisan pelumas.
 - b. Bantalan gelinding. Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian-bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum, dan rol bulat.
2. Atas dasar arah beban terhadap poros
 - a. Bantalan radial. Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus dengan sumbu poros.
 - b. Bantalan axial. Arah beban bantalan ini sejajar dengan sumbu poros.
 - c. Bantalan radial-axial. Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.

Oleh karena pembebanan bantalan yang tidak ringan maka bahan bantalan harus tahan karat, kuat, mempunyai koefisien gesek rendah dan mampu bekerja pada temperatur

tinggi. Proses pemilihan bantalan dipengaruhi oleh pemakaian, lokasi dan macam.

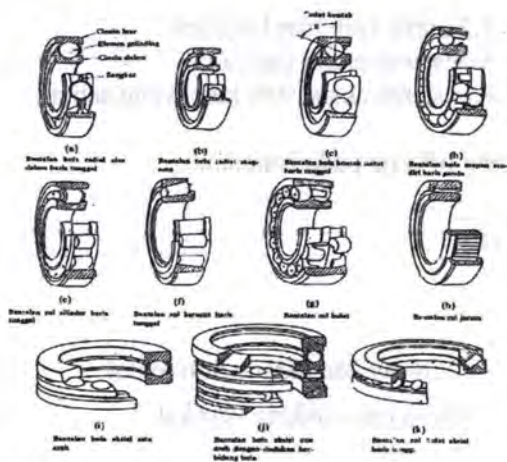
Dalam pemilihan bantalan perlu mempertimbangkan gaya atau beban yang bekerja pada bantalan dimana kekuatan bahan bantalan harus lebih besar dari pada beban yang mengenai bantalan tersebut.

Beban yang diterima oleh bantalan biasanya adalah beban aksial dan radial yang konstan yang bekerja pada bantalan dengan ring dalam yang berputar dan ring luar tetap (diam).

2.7.2. Perencanaan Bantalan

Dalam perencanaan ini akan digunakan jenis bantalan gelinding (rolling bearing) karena bantalan ini mampu menerima beban aksial maupun radial relatif besar. Bantalan gelinding umumnya lebih cocok untuk beban kecil daripada bantalan luncur. Tergantung dari pada bentuk elemen gelindingnya. Putaran pada bantalan ini dibatasi oleh gaya sentrifugal yang timbul pada elemen gelinding tersebut. Karena konstruksinya yang sukar dan ketelitiannya yang tinggi, maka bantalan gelinding hanya dibuat di pabrik-pabrik tertentu..

Keunggulan bantalan ini adalah gaya geseknya yang sangat rendah, pelumasannya sangat sederhana, cukup dengan gemuk (steand pead), bahkan pada jenis yang memakai sil sendiri tidak perlu memakai pelumas lagi.. Pada waktu memilih bantalan ciri masing-masing harus dipertimbangkan sesuai dengan pemakaiannya, lokasi dan macam beban yang dialami.



Gambar 2.17. Type Bantalan Gelinding

2.7.3. Menghitung Beban Ekuivalen

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

Beban ekuivalen pada bantalan adalah:

$$P = XVF_r + YF_a \dots \dots \dots (2.51)$$

(Aaron, Deutschman, 1975 : Machine Design Theory and Practice. Hal. 486)

Dimana :

- P =Beban ekuivalen (lb)
- F_r = Beban radial (lb)
- F_a = Beban aksial (lb)
- 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

Gaya radial yang bekerja pada bantalan :

$$F_r = \sqrt{F_x^2 + F_y^2} \dots \dots \dots (2.52)$$

Keterangan :

- F_x = Gaya pada bidang horizontal (lbf)
 F_y = Gaya pada bidang vertikal (lbf)

2.7.4. 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 10^6 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_0 .

Umur dari bantalan dapat dihitung dengan persamaan:

$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P} \right)^B \frac{10^6}{60.n} \dots\dots\dots (2.53)$$

Dimana:

L =Umur bantalan (jam)

P =Beban ekuivalen (lbf)

C =Beban dinamis (lbf)

B =Konstanta tergantung tipe bantalan

(Aaron, Deutschman, 1975 : Machine Design Theory and Practice. Hal. 485)

2.8 Kopling

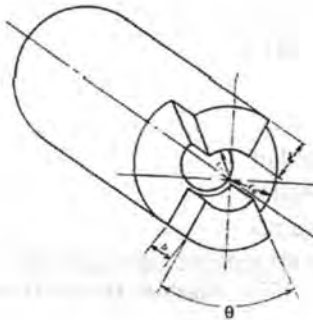
2.8.1 Kopling Kontak Positif (Positive Contact Clutches)

Konstruksi kopling ini termasuk dalam kopling tak tetap, namun tidak dapat dihubungkan dalam keadaan berputar. Dengan demikian tidak dapat sepenuhnya berfungsi sebagai kopling tak tetap yang sebenarnya.

Keuntungan dari tipe ini adalah tidak slip, timbulnya panas sangat kecil karena tidak terdapat bagian yang bergesekan, kemampuannya besar dengan biaya kecil untuk kapasitas torsi yang sama bila dibandingkan dengan kopling tipe gesek.

Kerugiannya tidak baik untuk kecepatan tinggi, adanya beban kejut pada sembarang kecepatan tidak menghasilkan kerja yang baik dan membutuhkan kecepatan relative antara poros penggerak dengan yang digerakkan pada saat bekerja awal. Contoh kopling ini adalah kopling roda gila dan jaw clutches.

Analisa Kopling Kontak Positif



Gambar 2.18 Analisa kopling

Gaya yang bekerja pada jaw adalah ditimbulkan oleh torsi, yang tergantung pada daya dan putaran kopling

Torsi yang timbul adalah :

$$T = \frac{63.000 \cdot P}{n} \dots\dots\dots (\text{lb-in})$$

Dimana : T = torsi (lb-in)
 P = daya (HP)

$$n = \text{putaran} \quad (\text{rpm})$$

Gaya keliling yang timbul akibat torsi adalah :

$$F = \frac{T}{k \cdot 0,5 \cdot (r_0 + r_1)}$$

Dimana :

k = jumlah jaw

Gaya F bekerja di tengah-tengah jaw

Daerah ini perlu ditinjau apakah aman atau tidak dengan menggunakan rumus di bawah ini

$$\tau_s = \frac{F}{A} = \frac{F}{2 \pi \cdot 0,5 \cdot (r_0 + r_1) \cdot t \cdot \frac{\theta}{360}} \leq \frac{S_{ypz}}{N}$$

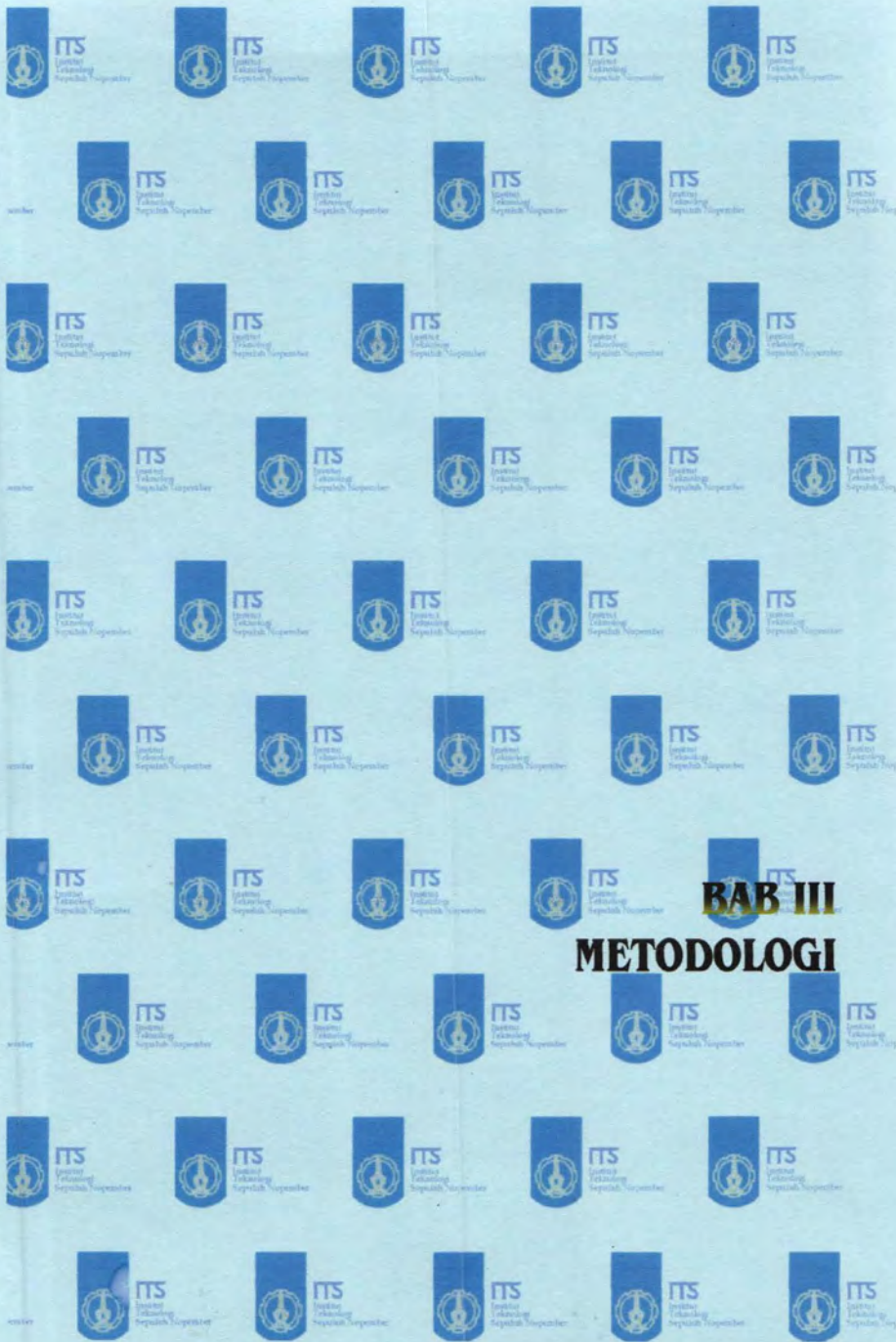
Dimana : τ_s = tegangan geser yang timbul

t = tebal jaw (radial)

Tegangan kompresi yang timbul (pada bagian arsiran) dapat dihitung dengan rumus di bawah ini :

$$\sigma_b = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot t} \leq \frac{S_{ypz}}{N}$$

Dimana : b = tebal jaw (aksial)

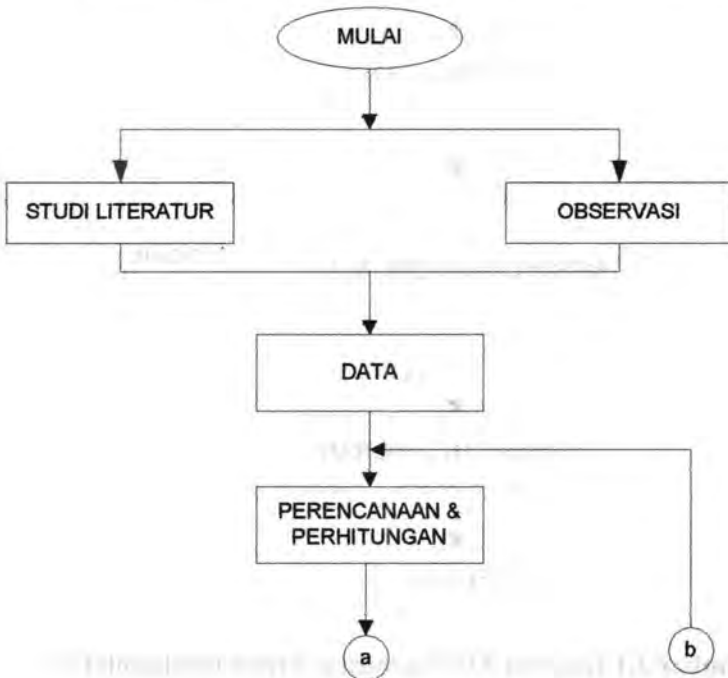


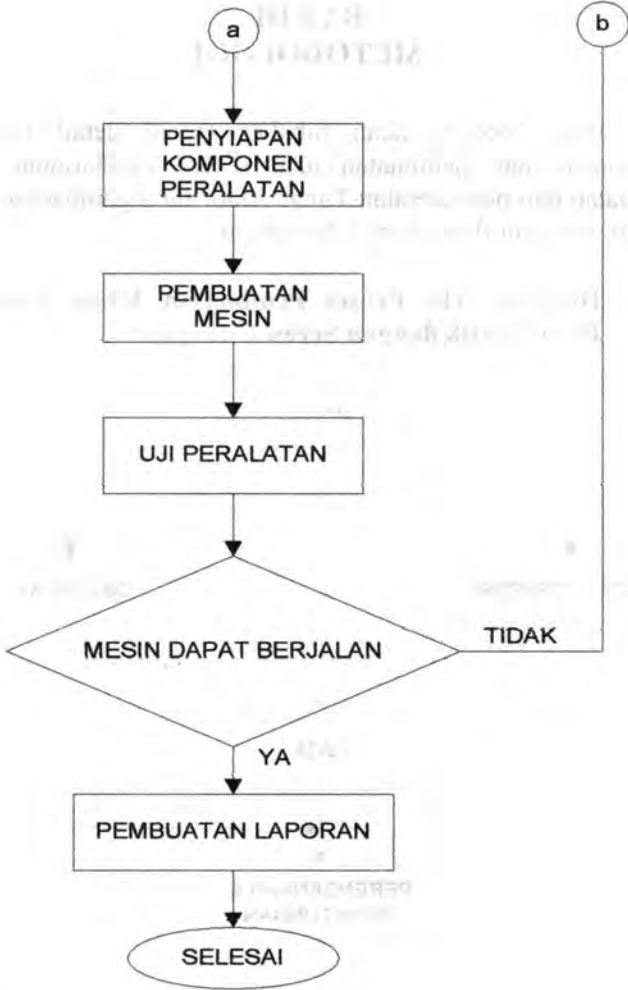
BAB III **METODOLOGI**

BAB III METODOLOGI

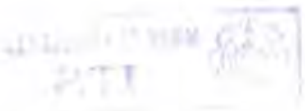
Pada bab ini akan dibahas secara detail mengenai perencanaan dan pembuatan alat, secara keseluruhan proses pembuatan dan penyelesaian Tugas Akhir ini digambarkan dalam diagram alir atau flow chart di bawah ini.

3.1 Diagram Alir Proses Pembuatan Mesin Pembersih Pelet Plastik dengan Screw Conveyor





Gambar 3.1 Diagram Alir Pembuatan Mesin Pembersih Pelet Plastik dengan Screw Conveyor



3.2 Tahapan Proses Pembuatan Mesin Mesin Pemas Santan Kelapa dengan Power Screw

Proses dalam menyelesaikan Tugas Akhir ini melalui beberapa tahap sebagai berikut:

1. Observasi

Observasi atau studi lapangan ini dilakukan dengan survei langsung di lokasi industri rumah tangga perajang plastik di Jl Merpati Putih No 46, Jombang. Hal ini dilakukan dalam rangka pencarian data yang nantinya dapat menunjang penyelesaian tugas akhir ini.

2. Studi literatur

Pada studi literatur meliputi mencari dan mempelajari bahan pustaka yang berkaitan dengan segala permasalahan mengenai perencanaan mesin Pembersih Pelet plastik ini yang diperoleh dari berbagai sumber antara lain buku, publikasi-publikasi ilmiah, dan survey mengenai komponen-komponen di pasaran.

3. Data lapangan

Dari lapangan didapat data bahwa mesin yang digunakan untuk pembersih pelet plastik belum diproduksi secara massal dan dengan harga yang sangat tinggi dan tidak terjangkau oleh industri rumah tangga.

4. Perencanaan dan perhitungan

Perencanaan dan perhitungan ini bertujuan untuk mendapatkan desain dan mekanisme yang optimal dengan memperhatikan data yang telah didapat dari studi literatur dan observasi langsung. Rencana mesin yang akan dirancang ini adalah mesin pembersih pelet plastik guna memenuhi permintaan industri kecil.

5. Penyiapan komponen peralatan

Penyiapan komponen ini meliputi beberapa alat antara lain: Motor 1 HP, elemen mesin (bantalan, poros, kopleng, screw conveyer, reducer), kerangka mesin dst.

6. Pembuatan mesin

Dari hasil perhitungan dan perencanaan dapat diketahui spesifikasi dari bahan maupun dimensi dari komponen yang akan diperlukan untuk pembuatan alat. Dari komponen yang diperoleh kemudian dilakukan perakitan untuk membuat alat yang sesuai dengan desain yang telah dibuat.

7. Uji peralatan

Setelah alat selesai dibuat lalu dilakukan pengujian dengan mengoperasikan alat tersebut. Dalam pengujian nanti akan dicatat dan dibandingkan waktu yang diperlukan dalam pemerasan kelapa.

8. Pembuatan laporan

Tahap ini merupakan ujung dari pembuatan mesin pemeras santan kelapa ini, dengan menarik kesimpulan yang didapat dari hasil pengujian yang telah dilakukan.

3.3 Prinsip Kerja Mesin Pembersih Pelet Plastik

Alat ini digunakan untuk membersihkan pelet plastik dengan kapasitas input 1.25 ton/jam.

Prinsip kerja mesin *Pembersih Pelet Plastik* ini adalah dengan proses pemindahan pelet plastik yang dilakukan dengan putaran antara scerw dengan casing. Dalam hal ini fungsi screw hanya sebagai transfer material. Perlu diketahui bahwa input plastik yang masuk harus sudah berbentuk pelet. Sehingga fungsi dari mesin ini hanya sebagai pemindah bukan termasuk perajang.

Mesin ini menggunakan motor listrik dengan daya 1 HP dengan putaran 2800 rpm. Motor akan menggerakkan mekanisme

kopling pada poros screw dengan kecepatan putar 48 rpm sehingga akan membersihkan pelet plastik sampai bersih yaitu dengan pemutaran sepanjang throug sebanyak 1 kali. Kemudian pelet plastik akan keluar melalui outer diakhir casing, sedangkan air keluar lewat filter yang ditempatkan sebelum outer.

Karena putaran poros screw cukup rendah dibandingkan dengan putaran motor maka alat ini memerlukan transmisi daya dan putaran. Dalam hal ini menggunakan *reducer* dengan perbandingan 1:50 sebagai transmisi untuk mencapai putaran yang diinginkan.



BAB IV

PERENCANAAN DAN

PERHITUNGAN

BAB IV PERENCANAAN DAN PERHITUNGAN

Pada bab ini akan membahas perhitungan mesin pembersih pelet plastik, yaitu analisa daya sekaligus gaya yang nantinya dibutuhkan dalam mesin agar dapat berjalan dan berfungsi dengan baik setelah itu menghitung daya motor pada saat bekerja memutar poros dilanjutkan dengan perhitungan perencanaan elemen mesin yang mendukung perencanaan mesin pembersih pelet plastik seperti : perencanaan dan perhitungan screw, poros, kolping, pasak dan bantalan sehingga aman dalam pengoperasiannya. Sehingga didapatkan mesin pembersih yang aman untuk kapasitas 1.25 ton per jam.

4.1. Analisa Daya

Untuk mencari daya total mesin mesin pembersih pelet plastik, maka ditentukan terlebih dahulu putaran pada poros yang akan digunakan dengan mengacu pada dasar teori pada persamaan (2.1), maka didapat data dari pengamatan dilapangan sebagai berikut :

$$n_{\text{motor}} = 2800 \text{ rpm}$$

Reducer dengan Ratio = 1 :40

$$d_1 = 100 \text{ mm (diameter pulley dari motor)}$$

$$d_p = 150 \text{ mm (diameter pulley dari reducer)}$$

$$n_2 = \text{putaran pulley driven}$$

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{d_1}{d_p}$$

$$\frac{n_2}{2800 \text{ rpm}} = \frac{100 \text{ mm}}{150 \text{ mm}}$$

$$n_2 = \frac{n_1 \cdot d_1}{d_p}$$

$$\begin{aligned}
 &= \frac{2800 \text{ rpm} \times 100 \text{ mm}}{150 \text{ mm}} \\
 &= 1866,67 \text{ rpm}
 \end{aligned}$$

dengan perbandingan reducer 1 : 40 maka n_2 memiliki nilai 46 rpm

4.1.1. Screw Conveyor

Diameter screw adalah:

$$\begin{aligned}
 D^3 &= \frac{4 \times \dot{m}_p}{60 \times 3,14 \times S \times n \times \rho \times c} \\
 &= \frac{4 \times 1250 \text{ kg/jam}}{60 \times 3,14 \times 0,5 \times 50 \text{ rpm} \times 0,37 \times 1200 \text{ kg/m}^3 \times 1} \\
 &= 0,0028 \text{ m}^3
 \end{aligned}$$

maka $D = 0,140 \text{ m}$

dan $S = 0,5 D = 0,070 \text{ m}$

Kecepatan dari pelet plastik :

$$V = \frac{S \times n}{60} = \frac{0,07 \text{ m} \times 50 \text{ rpm}}{60} = 0,058 \text{ m/s}$$

Gaya aksial Pada Screw

$$F_{\text{aksial}} = 9,81 \times q \times L \times f$$

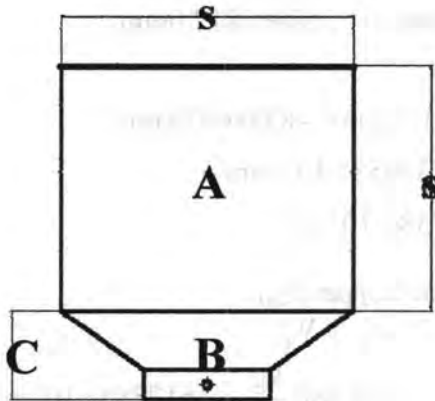
$$\text{Dimana } q = \frac{\dot{m}_p}{3,6 \times v} = \frac{1250 \frac{\text{kg}}{\text{jam}}}{3,6 \times 0,058 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 5,98 \text{ kg/m}$$

f = koefisien gesek antara material dan casing/
trough (diambil 0,6)

sehingga :

$$F_{\text{aksial}} = 9,81 \times 5,98 \times 1,5 \times 0,6 = 52,79 \text{ N}$$

4.2. Desain Hopper



Dimana :

Volume 2 (bawah) dapat dihitung dengan

$$A = \text{Luas Atas}$$

$$= s^3$$

$$= (300\text{mm})^3$$

$$= 27 \times 10^6 \text{mm}^3$$

$$B = \text{Luas Bawah}$$

$$= s^3$$

$$= (140\text{mm})^3$$

$$= 19600 \text{mm}^3$$

C = Tinggi Hopper

$$\left(\frac{1}{3} \times C \times (A + B + \sqrt{A \times B}) \right)$$

$$\left(\frac{1}{3} \times 40\text{mm} \times \left(27 \times 10^6 \text{mm}^3 + 19600 \text{mm}^2 + \sqrt{27 \times 10^6 \times 19600} \right) \right)$$

$$\left(\frac{1}{3} \times 40\text{mm} \times 27747061.34 \right)$$

$$(369960817.9)$$

$$\begin{aligned}
 V_{\text{total}} &= V_1 + V_2 \\
 &= s^3 + \left(\frac{1}{3} \times C \times (A + B + \sqrt{A \times B}) \right) \\
 &= 300 \text{mm}^3 \times 369960817.9 \text{mm}^3 \\
 &= 27 \times 10^6 \text{mm}^3 - 83896875 \text{mm}^3 \\
 &= 161738653 \times 10^6 \text{mm}^3 \\
 &= 1617386 \times 10^6 \text{m}^3
 \end{aligned}$$

Kapasitas Hopper (Q_h)

$$\begin{aligned}
 Q_h &= \rho_k \times V_h \\
 &= 336,588 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \times 1617386 \times 10^6 \text{m}^3 \\
 &= 5434416149 \times 10^6 \text{kg}
 \end{aligned}$$

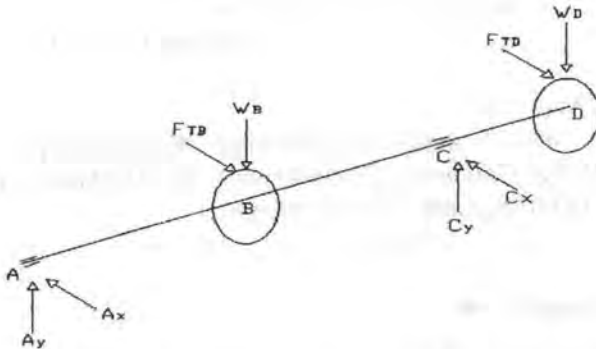
4.3. Poros

4.3.1. Perencanaan Poros

Pada poros terpasang dua bantalan, dan pulley V belt yang terhubung ke silinder. Data – data perencanaan sebagai berikut:

Data – data dari perhitungan sebelumnya :

- Daya motor (Nm) = 0,746 Kw
- Putaran poros (np) = 46 rpm
- W_B = 15 kgf
- W_D = 2 kgf



Gambar 4.1 Diagram Benda Bebas Poros

Dimana :

A_v = Gaya Bantalan A pada arah vertical

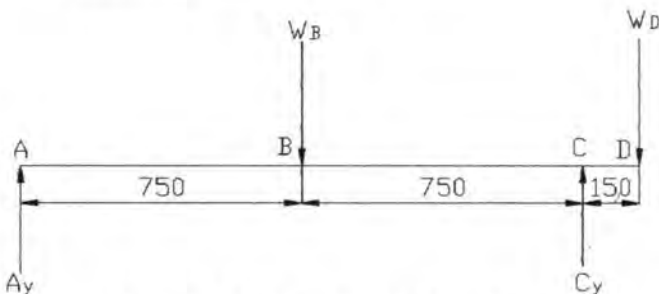
B_v = Gaya Bantalan B pada arah vertical

A_h = Gaya Bantalan A pada arah horizontal

B_h = Gaya Bantalan B pada arah horizontal

4.3.3. Menghitung Beban Horizontal dan Vertikal

- Gaya dan momen pada arah vertical



Gambar 4.2 Tinjauan Terhadap Sumbu Y

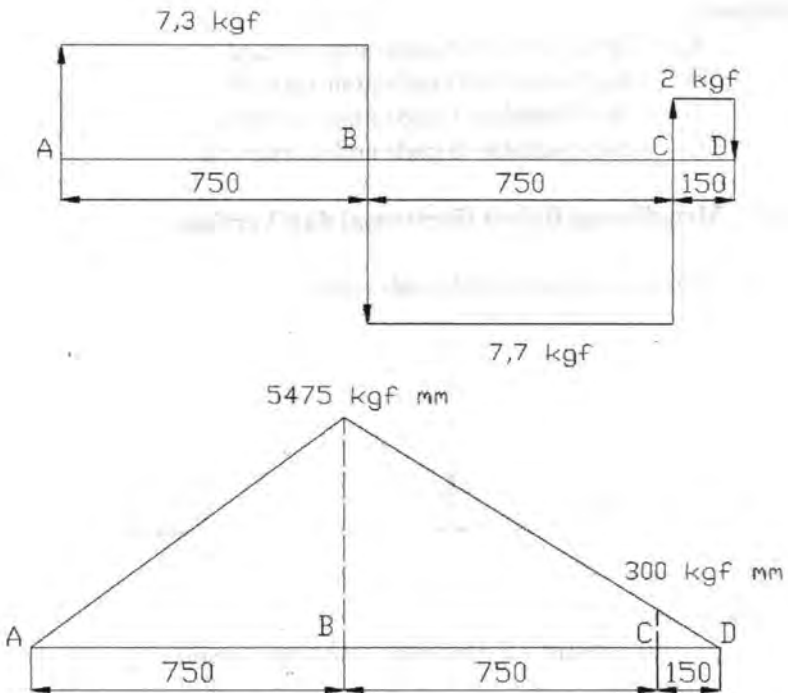
$$\uparrow (+) \Sigma F_y = 0$$

$$\begin{aligned} A_Y - W_B + C_Y - W_D &= 0 \\ A_Y + C_Y &= 17 \text{ kgf} \dots \dots \dots (1) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} (+) \Sigma M_{AY} &= 0 \\ W_B (750 \text{ mm}) - C_Y (1500 \text{ mm}) + W_D (1650 \text{ mm}) &= 0 \\ 15 \text{ Kgf} (750 \text{ mm}) - C_Y (1500 \text{ mm}) + W_D (1650 \text{ mm}) &= 0 \\ 14550 \text{ Kgf} \cdot \text{mm} &= C_Y (1500 \text{ mm}) \\ C_Y &= 9.7 \text{ Kgf} \dots \dots \dots (2) \end{aligned}$$

Dari persamaan 2 \rightarrow

$$\begin{aligned} A_Y + C_Y &= 17 \text{ kgf} \\ 9.7 \text{ Kgf} + A_Y &= 17 \text{ Kgf} \\ A_Y &= 7.3 \text{ Kgf} \end{aligned}$$



Gambar 4.3 Momen Bending Vertikal

$$F_{TB} = \frac{T}{D_{\text{screw}}}$$

$$= \frac{1579.33}{\frac{\pi}{4} \times 150}$$

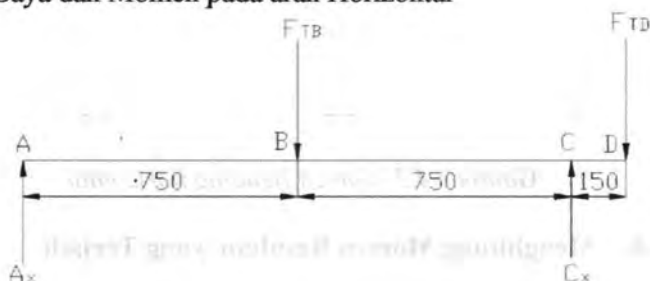
$$= 210.58 \text{ kgf}$$

$$F_{TD} = \frac{T}{D_{\text{screw}}}$$

$$= \frac{1579.33}{\frac{\pi}{4} \times 70}$$

$$= 451.24 \text{ kgf}$$

- Gaya dan Momen pada arah Horizontal



Gambar 4.4 Tinjauan Terhadap Sumbu X



$$(+)\ \Sigma F_X = 0$$

$$A_x - F_{TB} + C_x - F_{TD} = 0$$

$$A_x - 210.58 \text{ kgf} + C_x - 451.24 \text{ kgf} = 0$$

$$661.82 \text{ Kgf} = A_x + C_x$$



$$(+)\ \Sigma M_{Ax} = 0$$

$$F_{TB} (750 \text{ mm}) - C_x (1500 \text{ mm}) + F_{TD} (1650 \text{ mm}) = 0$$

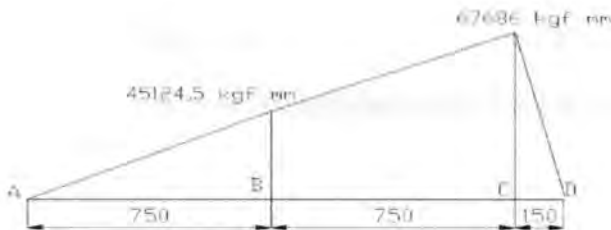
$$210.58 (750) - C_x (1500 \text{ mm}) + 451.24 (1650) = 0$$

$$1500 C_x = 902481 \text{ Kgfmm}$$

$$C_x = 601.654 \text{ kgf}$$

Dari persamaan 2 \rightarrow 1

$$\begin{aligned} A_x + 661.82 \text{ Kgf} &= 882,3 \text{ Kgf} \\ A_x &= 60.166 \text{ Kgf} \end{aligned}$$



Gambar 4.5 Momen Bending horizontal

4.3.4. Menghitung Momen Resultan yang Terjadi

Momen resultan ini diambil yang terbesar dari sisi horizontal dan vertikal

$$\begin{aligned} M_B &= \sqrt{(Mb)^2 + (Mt)^2} \\ &= \sqrt{(45124.5 \text{ Kgfmm})^2 + (5475 \text{ Kgfmm})^2} \\ &= \sqrt{2036220500(\text{kgf} \cdot \text{mm})^2 + 29975626(\text{kgf} \cdot \text{mm})^2} \\ &= \sqrt{2096171750(\text{Kgf} \cdot \text{mm})^2} \\ &= 45783.97 \text{ Kgf} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_C &= \sqrt{(Mc)^2 + (Mt)^2} \\ &= \sqrt{(67686 \text{ Kgfmm})^2 + (300 \text{ Kgfmm})^2} \\ &= \sqrt{4581394596(\text{kgf} \cdot \text{mm})^2 + 90000(\text{kgf} \cdot \text{mm})^2} \\ &= \sqrt{4581484596(\text{Kgf} \cdot \text{mm})^2} \\ &= 7686.66 \text{ Kgf} \cdot \text{mm} \end{aligned}$$

Diambil momen terbesar di titik C

$$1 \text{ Kgf} = 2,204623 \text{ Lbf}$$

$$1 \text{ mm} = 0,03937008 \text{ in}$$

$$1 \text{ kgfmm} = 0,085 \text{ Lbf.in}$$

4.3.5. Menghitung Torsi yang Terjadi

Untuk menghitung torsi pada poros digunakan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} T &= 63.000 \frac{1}{n} \\ &= 63.000 \frac{1}{27,5} \\ &= 1369.57 \text{ lbf.in} \times \frac{0.454 \text{ kgf}}{\text{lbf}} \times \frac{25.4 \text{ mm}}{\text{in}} \\ &= 15795.73 \text{ Kgf.mm} \\ &= 15793.33 \text{ kgf.in} \end{aligned} \quad \begin{aligned} T &= 9,74.10^5 \frac{N}{n_2} \\ &= 9,74.10^5 \frac{0,746 \text{ Kw}}{46 \text{ rpm}} \end{aligned}$$

4.3.6. Mencari Diameter Poros yang Aman

Data-data yang diketahui :

- Momen yang terjadi (M) : 7686.66 Kgf.in
- Torsi yang terjadi (T) : 15793.33 kgf.in
- Angka Keamanan (N) : 4
- Bahan Poros yang diambil : AISI 4340 N

$$\begin{aligned} Syp &= 126 \text{ ksi} && : 126.000 \text{ psi} \\ 126.000 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \times \frac{0,4554 \text{ kgf}}{645,16 \text{ mm}^2} &= 88,9 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \tau_{maks} &= \frac{0,5 S_{yp}}{N} \\
 &= \frac{0,5 \times 88,9 \frac{kgf}{mm^2}}{2,5} \\
 &= 17,8 \frac{kgf}{mm^2} \\
 \tau_{maks} &\geq \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{M^2 + T^2} \\
 17,8 \frac{kgf}{mm^2} &\geq \frac{16}{3,14 d^3} \sqrt{(47577,6 \text{ kgf} \cdot \text{mm})^2 + (26411,3 \text{ kgf} \cdot \text{mm})^2} \\
 17,8 \frac{kgf}{mm^2} &\geq \frac{16}{3,14 d^3} \sqrt{2263628022 (\text{kgf} \cdot \text{mm})^2 + 697556767,7 (\text{kgf} \cdot \text{mm})^2} \\
 17,8 \frac{kgf}{mm^2} &\geq \frac{16}{3,14 d^3} (54416,7) \text{ kgf} \cdot \text{mm} \\
 55,89 \frac{kgf}{mm^2} d^3 &\geq 870667 \text{ kgf} \cdot \text{mm} \\
 d^3 &\geq 15578,2 \text{ mm}^3 \\
 d &\geq \sqrt[3]{66,62 \text{ mm}^3} \\
 d &\geq 2 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.4 Perhitungan Belt dan Pulley

Data –data yang diketahui

- Daya motor (P_m) = 0,1865 kW
- Putaran motor (n_1) = 47 rpm (setelah direducer)
- Putaran poros (n_2) = 47 rpm

4.4.1 Kecepatan Keliling Pulley

Kecepatan keliling pulley dapat dihitung dengan persamaan (2.7)

$$\begin{aligned}
 v &= \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_1}{60 \times 1000} \\
 &= \frac{\pi \cdot 89 \text{ mm} \cdot 47 \text{ rpm}}{60 \times 1000} \\
 &= 0,22 \frac{\text{m}}{\text{s}}
 \end{aligned}$$

4.4.2 Gaya Keliling Pulley

Gaya keliling pulley dapat dicari dengan persamaan (2.8) dan (2.9)

$$F_{\text{rated}} = \frac{102 \times N_m}{v} = \frac{102 \times 0,1865 \text{ kW}}{0,22 \frac{\text{m}}{\text{s}}} = 86,5 \text{ kgf}$$

Dengan adanya overload factor (β) = 1,0 gaya diatas menjadi

$$\begin{aligned}
 F &= \beta \times F_{\text{rated}} \\
 &= 1,0 \times 86,5 \text{ kgf} \\
 &= 86,5 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

4.4.3 Menghitung Tegangan Belt

Tegangan belt yang timbul akibat beban dapat dihitung dengan persamaan (2.10)

$$K = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_o$$

Dimana :

$$\varphi = \text{Faktor tarikan untuk V-belt} = 0,7 \div 0,9$$

$$\sigma_o = \text{Tegangan V-belt yang dianjurkan} = 12 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}$$

Maka :

$$K = 2 \cdot \varphi \cdot \sigma_o$$

$$\begin{aligned}
 &= 2.0,9.12 \frac{kg}{cm^2} \\
 &= 21,6 \frac{kg}{cm^2}
 \end{aligned}$$

4.4.4 Mencari Luas Penampang Belt

Luas penampang belt dicari guna menentukan tipe belt seperti apa yang akan digunakan nanti. Jumlah belt direncanakan 3 buah Dengan menggunakan persamaan (2.11) didapat :

$$\begin{aligned}
 Z.A &= \frac{F}{K} \\
 3.A &= \frac{86,5 \text{ kgf}}{21,6 \frac{kg}{cm^2}} \\
 A &= 1,33 \text{ cm}^2
 \end{aligned}$$

Dari perhitungan diatas maka pada lampiran 2 didapat luas penampang, yang mendekati ukuran tersebut adalah V-belt tipe B yang mempunyai

$$\begin{aligned}
 \text{Luas penampang (A)} &= 1,38 \text{ cm}^2, \\
 \text{Lebar (b)} &= 17 \text{ mm}, \\
 \text{Tebal belt (h)} &= 10,5 \text{ mm. (lampiran 2)}
 \end{aligned}$$

4.4.5 Jarak antar poros

Direncanakan jarak antar poros (a) = $2R_p = 200$ mm dengan persamaan (2.14)

$$\begin{aligned}
 a &= 2R_p \\
 &= 2 \times 100 \text{ mm} \\
 &= 200 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.4.6 Mencari Sudut Kontak

dengan menggunakan persamaan (2.12) :

$$\alpha = 180^\circ - \frac{D_p - D_m}{a} 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ - \frac{89 \text{ mm} - 89 \text{ mm}}{200 \text{ mm}} 60^\circ$$

$$\alpha = 180^\circ = 3.42 \text{ rad}$$

4.4.7 Mencari Panjang Belt

Penghitungan panjang Belt menggunakan persamaan (2.13):

$$\begin{aligned} L &= 2.a + \frac{\pi}{2}(D_p + D_m) + \frac{(D_p - D_m)^2}{4.a} \\ &= 2 \times 200 \text{ mm} + \frac{\pi}{2}(89 \text{ mm} + 89 \text{ mm}) + \frac{(89 \text{ mm} - 89 \text{ mm})^2}{4 \times 200 \text{ mm}} \\ &= 400 \text{ mm} + 279,46 \text{ mm} \\ &= 679,46 \text{ mm} \end{aligned}$$

Berdasarkan standart yang ada pada lampiran 2 dipilih panjang belt 800 mm

4.4.8 Pengecekan Jarak Antar Poros Pulley

Dengan diketahui panjang belt, untuk analisa jarak antar poros pulley dapat ditentukan dengan rumus pada persamaan (2.13):

$$L = 2.a + \frac{\pi}{2}(D_p + D_m) + \frac{(D_p - D_m)^2}{4.a}$$

$$800\text{mm} = 2a + \frac{\pi}{2}(89\text{mm} + 89\text{mm}) + \frac{(89\text{mm} - 89\text{mm})^2}{4a\text{mm}}$$

$$(800a)\text{mm} = (2a^2)\text{mm} + 279,46a\text{mm}$$

$$2a^2 - 520,54a = 0$$

$$a = \frac{520,54 \pm \sqrt{270961,89 - 4.2.0}}{4}$$

$$a = \frac{520,54 + \sqrt{270961,89}}{4}$$

$$= \frac{520,54 + 520,5}{4}$$

$$= 260,3\text{mm}$$

Jarak minimum dan jarak maksimum poros pulley didapat dengan menggunakan persamaan (2.14) dan (2.15)

$$a_{\min} = a - 2.h$$

$$= 260,3\text{mm} - 2 \times 10,5\text{mm}$$

$$= 239,3\text{mm}$$

$$a_{\max} = (1,05s / d1,10)a$$

$$= (1,05s / d1,10) \times 260,3\text{mm}$$

$$= 248,5\text{mm}$$

4.4.9 Gaya Keliling yang terjadi pada Belt.

Belt memiliki 2 gaya pada saat berputar yaitu gaya disisi kancang (F_1) dan gaya disisi kendor (F_2) gaya yang timbul pada F_1 lebih besar dari F_2 menggunakan persamaan

$$F_e = F_1 - F_2$$

Besarnya f_c dapat dinyatakan dengan rumus :

$$F_e = \frac{T_1}{r_1}$$

Sedangkan besarnya T dapat dinyatakan dengan persamaan dibawah ini :

$$\begin{aligned} T_1 &= 9,74 \cdot 10^5 \frac{P_d}{n_m} & T_2 &= 9,74 \cdot 10^5 \frac{P_d}{n_p} \\ &= 9,74 \cdot 10^5 \frac{0,1865kW}{47rpm} & &= 9,74 \cdot 10^5 \frac{0,1865kW}{47rpm} \\ &= 3864,91kgfmm & &= 3864,91kgfmm \end{aligned}$$

Jadi besarnya F_e adalah :

$$\begin{aligned} F_e &= \frac{T_1}{r_1} \\ &= \frac{3864,91kgmm}{44,5mm} \\ &= 86,9kgf \end{aligned}$$

Besarnya F_1 dan F_2 dapat dicari dengan rumus – rumus berikut ini :

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

Dimana : μ = Koefisien gesek (0,3)

α = Sudut kontak (3,42)

$$\begin{aligned} \frac{F_1}{F_2} &= e^{\mu \cdot \alpha} \\ &= e^{0,3 \cdot 3,42} \\ &= 2,78 \end{aligned}$$

$$F_1 = 2,78F_2$$

maka

$$F_e = F_1 - F_2$$

$$= 2,78F_2 - F_2$$

$$F_e = 1,78F_2$$

$$F_2 = \frac{F_e}{1,78}$$

$$= \frac{86,9 \text{ kgf}}{1,78}$$

$$= 48,8 \text{ kgf}$$

$$F_1 = 2,78F_2$$

$$= 2,78(48,8 \text{ kgf})$$

$$= 135,66 \text{ kgf}$$

4.4.10 Menghitung Tegangan Maksimum pada Belt

Dari perhitungan – perhitungan sebelumnya tegangan maksimum pada belt dapat dicari dengan persamaan (2.18)

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \frac{F}{2ZA} + \frac{\gamma \cdot v^2}{10g} + \epsilon_b \frac{h}{D_{\min}}$$

$$= 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + \frac{86,5 \text{ kgf}}{2,3 \times 1,33 \text{ cm}^2} + \frac{1,40 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^3} \times (0,22 \frac{\text{m}}{\text{s}})^2}{10 \times 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}}$$

$$+ 300 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} \frac{10,5 \text{ mm}}{89 \text{ mm}}$$

$$= 12 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 10,8 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 0,00069 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2} + 35,4 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

$$= 58,2 \frac{\text{kgf}}{\text{cm}^2}$$

4.4.11 Umur Belt

Dapat dicari dengan menggunakan persamaan (2.19), data yang diketahui :

$$v = 0,22 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$L = 800 \text{ mm}$$

U = kecepatan putaran belt per satuan panjang (1/s)

$$U = \frac{0,22 \frac{m}{s}}{0,8m} = 0,28 \frac{1}{s}$$

$$H = \frac{N_{base}}{3600.U.Z} \left[\frac{\sigma_{fat}}{\sigma_{max}} \right]^m$$

$$= \frac{10^7}{3600 \times 0,28 \times 3} \left[\frac{90 \frac{kg}{cm^2}}{58,2 \frac{kg}{cm^2}} \right]^8$$

$$= \frac{10^7}{3024} (32,70)$$

$$= 108134,92 \text{ jam}$$

4.4.12 Menghitung Dimensi Pulley

Untuk belt tipe B diperoleh data – data sebagai berikut

$$e = 16 \text{ mm} \quad c = 5 \text{ mm} \quad t = 20 \text{ mm}$$

$$s = 12,5 \text{ mm} \quad \varphi = 34 - 40$$

Pulley Penggerak dihitung dengan persamaan (2.20), (2.21) dan (2.22) dan Gambar 2.3

a). Diameter luar

$$\begin{aligned} D_{out} &= D_m + 2c \\ &= 89 + 2.5 \\ &= 99 \text{ mm} \end{aligned}$$

b). Diameter dalam

$$\begin{aligned} D_{in} &= D_m - 2e \\ &= 89 - 2.16 \\ &= 57 \text{ mm} \end{aligned}$$

c). Lebar pulley

$$\begin{aligned}
 B &= (Z - 1).t + 2s \\
 &= (3 - 1) 20 + 2.12,5 \\
 &= 65 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Pulley yang digerakan

a). Diameter luar

$$\begin{aligned}
 D_{\text{out}} &= D_p + 2c \\
 &= 89 + 2. 5 \\
 &= 99 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

b). Diameter dalam

$$\begin{aligned}
 D_{\text{in}} &= D_p - 2e \\
 &= 89 - 2. 16 \\
 &= 57 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

c). Lebar pulley

$$\begin{aligned}
 B &= (Z - 1).t + 2s \\
 &= (3 - 1) 20 + 2. 12,5 \\
 &= 65 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.4.12 Gaya Pulley Terhadap Poros

Besarnya gaya pulley terhadap poros dapat dihitung dengan persamaan (2.23)

$$F_p = F_1 + F_2$$

Dimana : F_1 = gaya disisi kencang (135,66 kgf)

F_2 = gaya disisi kendur (48,8 kgf)

$$\begin{aligned}
 F_p &= F_1 + F_2 \\
 &= 135,66 + 48,8 \\
 &= 184,46 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

4.5 Pasak

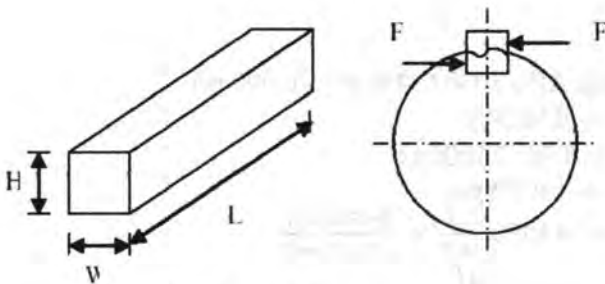
4.5.1 Perencanaan Pasak

Dari perhitungan sebelumnya dan dari data – data yang direncanakan didapat

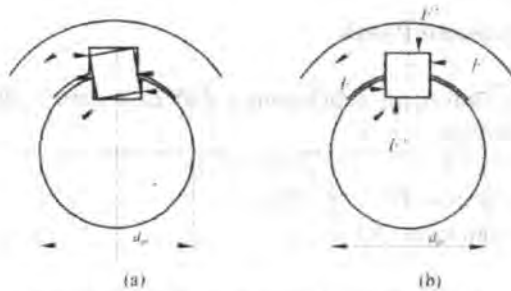
- Torsi poros (T) = 2290 lbf.in
- Diameter poros (D) = 38.1 mm
- Angka keamanan (N) = 2,5

Dengan melihat pada lampiran diketahui dimensi pasak yang direncanakan adalah pasak tipe datar, yaitu :

- $W = \frac{1}{4} \text{ in} = 6,35 \text{ mm}$
- $H = \frac{1}{4} \text{ in} = 6,35 \text{ mm}$



Gambar 4.6 Dimensi pasak



Gambar 4.7 Kedudukan Pasak Pada Poros

Gaya yang terjadi pada pasak

$$F = \frac{T}{\frac{D}{2}} = \frac{26411,3 \text{Kgf} \cdot \text{mm}}{\frac{25 \text{mm}}{2}} = 2112,9 \text{Kgf}$$

Bahan pasak AISI 1030 CD Syp = 76.000 psi

$$\begin{aligned} S_{syp} &= 0,58 \text{ Syp} \\ &= 0,58 \cdot 76000 \text{psi} \\ &= 44080 \text{psi} \\ &= 44080 \frac{\text{lb}f}{\text{in}^2} \times \frac{0,4554 \text{kg}f}{645,16 \text{mm}^2} \\ &= 31,2 \frac{\text{kg}f}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

4.4.2 Tegangan Geser pada Pasak

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{S_{syp}}{N} \\ &= \frac{31,2 \frac{\text{kg}f}{\text{mm}^2}}{2,5} \\ &= 12,48 \frac{\text{kg}f}{\text{mm}^2} \end{aligned}$$

4.4.3 Panjang Pasak untuk Tegangan Geser

$$\begin{aligned}
 L_s &\geq \frac{2T}{S_s \cdot W \cdot d_p} \\
 &= \frac{2 \times 26411,3 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{12,46 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \times 6,35 \text{ mm} \times 25 \text{ mm}} \\
 &= \frac{52822,6 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{1981,2 \text{ kgf}} \\
 &\geq 26,7 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.4.4 Tegangan Kompresi pada Pasak

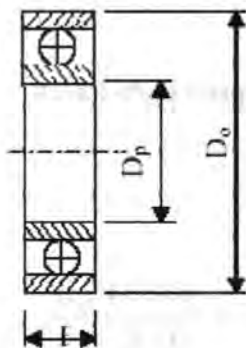
$$\begin{aligned}
 S_c &= \frac{S_{yp}}{N} \\
 &= \frac{76000 \text{ psi}}{2,5} \\
 &= 30400 \frac{\text{lbf}}{\text{in}^2} \times \frac{0,4554 \text{ kgf}}{645,16 \text{ mm}^2} \\
 &= 21,4 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2}
 \end{aligned}$$

4.4.5 Panjang Pasak untuk Tegangan Kompresi

$$\begin{aligned}
 L_c &\geq \frac{4T}{S_c \cdot W \cdot d_p} \\
 &\geq \frac{4 \times 26411,3 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{21,4 \frac{\text{kgf}}{\text{mm}^2} \times 6,35 \text{ mm} \times 25 \text{ mm}} \\
 &\geq \frac{105645,2 \text{ kgf} \cdot \text{mm}}{3397,25 \text{ kgf}} \\
 &\geq 31,09 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

4.6 Bantalan

Dalam perencanaan ini dipilih bantalan tipe ball bearing, karena gaya – gaya yang bekerja tidak terlalu besar. Bantalan tipe ini dapat menahan gaya radial yang cukup besar, sedangkan yang menjadi acuan dalam perhitungan adalah gaya reaksi tumpuan terbesar, yang dalam hal ini terletak pada bantalan titik A. Data – data yang diperoleh dari perhitungan sebelumnya.



Gambar 4.8 Single Row Ball Bearing

Diameter poros (D) = 38.1mm

$A_V = 1051,5 \text{ kgf}$

$A_H = 882,3 \text{ kgf}$

Dalam perencanaan ini dipilih bantalan single row deep groove ball bearing dengan beban menengah dipakai seri 200 (ekivalen dengan seri dimensi 02) dari tabel didapat Diameter luar bearing (D_{out}) = 52 mm

Lebar bantalan (B) = 15 mm

Beban dinamis (C) = 1560 lbf = 707 Kgf

Beban statis (C_0) = 2420 lbf = 1097 Kgf

$$1 \text{ Lbf} = 0,45 \text{ Kgf}$$

4.6.1. Menghitung Gaya Radial Bantalan

Mencari gaya radial pada bantalan titik tumpuan yang terbesar, yang dalam hal ini terdapat pada titik E yaitu dengan persamaan :

$$\begin{aligned} F_{rE} &= \sqrt{(F_{AV})^2 + (F_{AH})^2} \\ &= \sqrt{(1051,5 \text{ kgf})^2 + (882,3 \text{ kgf})^2} \\ &= \sqrt{1884105,54 (\text{kgf})^2} \\ &= 1372,6 \text{ kgf} \end{aligned}$$

4.6.2. Menghitung Beban Equivalent

Untuk menghitung beban equivalent digunakan persamaan

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

karena $F_a = 0$ maka $\frac{F_a}{V.F_r} = 0$; sehingga $\frac{F_a}{V.F_r} \leq e$

karena Maka $X = 1$ dan $Y = 0$

$F_s = 1$ Uniform and Steady Load

$V = 1$ karena ring dalam yang berputar

$$\begin{aligned}
 P &= F_s (X.V.F_r) \\
 \text{Jadi} \quad &= 1(1 \times 1 \times 1372,6 \text{ kgf}) \\
 &= 1372,6 \text{ kgf}
 \end{aligned}$$

4.6.3 Menghitung Umur Bantalan

Dalam perhitungan umur bantalan digunakan persamaan sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 L_{10} &= \left(\frac{C}{P} \right)^b \cdot 10^6 \\
 &= \left(\frac{707 \text{ kgf}}{1327,6 \text{ kgf}} \right)^3 \cdot 10^6 \\
 &= 1,5 \times 10^5 \text{ putaran}
 \end{aligned}$$

atau,

$$\begin{aligned}
 L_{10} &= \left(\frac{C}{P} \right)^b \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_p} \\
 &= \left(\frac{707 \text{ kgf}}{1327,6 \text{ kgf}} \right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \times 27,5 \text{ rpm}} \\
 &= 915,8 \text{ jam}
 \end{aligned}$$

4.7 Pengujian Mesin

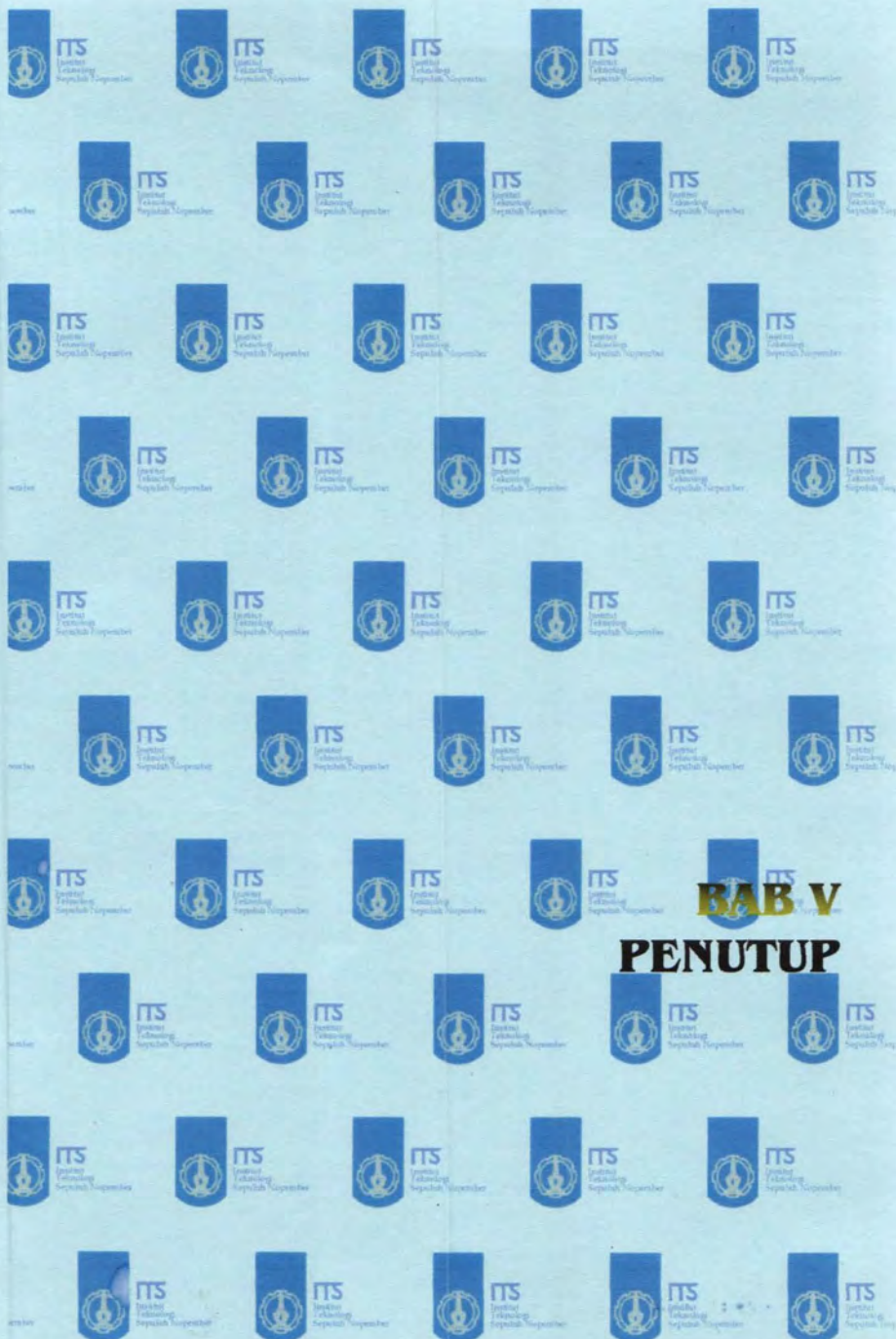
Setelah mesin dirakit, selanjutnya dilakukan pengetesan dan pengujian. Pengujian dilakukan tiga kali masing-masing dengan massa pelet 1kg selama 2 menit, 5 menit, dan 10 menit. Hasil pengujian dapat dilihat pada tabel 4.1

Tabel 4.1. Hasil pengujian kapasitas

Percobaan	Massa (kg)	Waktu (det)	Kapasitas ($\frac{kg}{det}$)
I	10	120	0,083
II	10	300	0,033
III	10	600	0,017
Kapasitas rata - rata			0,044

Jadi diperoleh kapasitas rata – rata sebesar $0,044 \frac{kg}{det} =$

$$158,4 \frac{kg}{jam}$$



BAB V

PENUTUP

BAB V

PENUTUP

5.1 Kesimpulan

Dari perencanaan dan perhitungan pada *Mesin Pembersih Pelet Plastik Sistem Screw Conveyor* data – data sebagai berikut :

1. Daya total yang dibutuhkan untuk menggerakkan mesin adalah 0.028 Kw.
2. Motor yang digunakan adalah jenis motor AC dengan daya 1 HP dan putaran 46 rpm.
3. Bahan poros yang digunakan adalah AISI 1010 HR dengan diameter sebesar 31.75 mm.
4. Bahan pasak yang digunakan adalah AISI 1010 HR dan dimensi pasak adalah 0,39 in = 10 mm.
5. Jenis belt yang digunakan adalah V belt tipe B dengan panjang 800 mm. Dan umur dari belt tersebut ialah 108134,92 jam.
6. Jenis bearing yang digunakan adalah type single row deep groove ball bearing dengan beban menengah dipakai seri 300. Dan umur bearing yaitu 19010,61 jam.
7. Kapasitas produksi dengan pengujian rata-rata didapatkan 158,4 Kg/jam

5.2 Saran

Adapun saran yang dapat diberikan sebagai upaya perbaikan masa yang akan datang, yaitu:

1. Untuk pengembangan lebih lanjut akan lebih baik jika ditambahkan mesin perajang. Dan blower sebagai pengering.



2. Untuk hal kebersihan sebaiknya diberikan valve yang lebih banyak lagi dan panjang screw conveyor ditambah.
3. Untuk menghasilkan kapasitas yg lebih besar sebaiknya diameter screw conveyor diperbesar lagi.





DAFTAR PUSTAKA



DAFTAR PUSTAKA

1. *Aaron Deutchman, Walter J. Michles, Charles E. Wilson, Machine Design Theory and Practice*, Macmillan Publishing Co. Inc. New York 1975.
2. *Dobrovolsky . V, Machine Elements*, Foreign Languages Publishing House , Moscow 1978.
3. *Suhariyanto , Diktat Elemen Mesin I*. Surabaya 2006.
4. *Suhariyanto, Syamsul Hadi, Diktat Elemen Mesin II*, Surabaya 2006.
5. *Sularso MSME, Kiyokatsu Suga, Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin*, Jakarta : PT. Pradya Paramita, 2002.
6. *Takashi Sato G, Menggambar Mesin Menurut Standart ISO*. Jakarta : Pradya Paramita, 1987.
7. *Rukmana, Rahmat, Bawang Merah Budidaya dan Pengolahan Pasca Panen*, Yogyakarta : Kanisius, 1994.
8. *Spivakovsky, A; Dychkov, V., Conveyors and Related Equipment, Rusia, 1978*



LAMPIRAN

Lampiran 1

Faktor Koreksi, f_c

Drives Machine	Drives					
	Intermittent Service, 3-5 hr Daily or Seasonal	Normal Service, 8-10 hr Daily	Continuous Service, 16-24 hr Daily	Intermittent Service, 3-5 hr Daily or Seasonal	Normal Service, 8-10 hr Daily	Continuous Service, 16-24 hr Daily
<p>The types listed below are representative examples only. Select the group listed below whose load characteristics most closely approximate those of the machine being considered.</p> <p>If lifts are used, add the following to the service factor. Lifter on slack side (inside the belts) ... 0.1 Lifter on tight side (outside the belts) ... 0.1 Lifter on tight side (outside the belts) ... 0.2</p>	<p>AC Motors: Normal Torque, Squirrel Cage, Synchronous, Split Phase.</p> <p>DC Motors: Shunt Wound.</p> <p>Engines*: Multiple Cylinder Internal Combustion.</p>			<p>AC Motors: High Torque, High Slip, Repulsion-Induction, Single Phase, Series Wound, Slip Ring.</p> <p>DC Motors: Series Wound, Compound Wound.</p> <p>Engines*: Single Cylinder Internal Combustion.</p> <p>Line Shafts Clutches</p>		
Agitators for liquids Blowers and exhausters Centrifugal pumps and compressors Fans up to 10 hp Light duty conveyors	1.0	1.1	1.2	1.1	1.2	1.3
Belt conveyors for sand, grain, etc. Dough mixers Fans over 10 hp Generators Line shafts Laundry machinery Machine tools Punches-presses-shears Printing machinery Positive displacement rotary pumps Revolving and vibrating screens	1.1	1.2	1.3	1.2	1.3	1.4
Brick machinery Bucket elevators Exciters Piston compressors Conveyors (drag-pan-screw) Hammer mills Paper mill beaters Piston pumps Positive displacement blowers Pulverizers Saw mill and woodworking machinery Textile machinery	1.2	1.3	1.4	1.4	1.5	1.6
Crushers (gyratory-jaw-roll) Mills (ball-rod-tube) Hoists Rubber calenders-extruders-mills	1.3	1.4	1.5	1.5	1.6	1.8
Chockable equipment† Fire hazard conditions†	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

SOURCE: Dodge Manufacturing Division, Reliance Electric Co.

*Apply indicated service factor to continuous service engine rating. Deduct 0.2 (with a minimum service factor of 1.0) when applying to maximum engine rating.

†Where fire hazards are present and fire prevention laws apply, it is recommended that drives be designed using a service factor of 2.0 on the HP rating of the motor.

Lampiran 2

Dimensi V-Belt

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

Tipe dan Bimensi dari V-Belt

	Leather	Rubber canvas	Solid-woven cotton	Woven Woollen	Interstitched rubber	Woven semi-linen
Width b (mm)	20-300	20-500	30-250	50-500	20-135	15-55
Thickness h (mm)	single 3 - 5,5 double 7,5 - 10	2,5 - 13,5	4,5 - 6,5 - 8,5	6 - 9 - 11	1,75 - 2,5 - 3,3	1,75
UTS (kg/cm^2)	200	440 (without layer) 370 (with layer)	350 - 405	300	300	500
Maximum Elongation	10% at 100 kg/cm^2	18% at rupture	20 - 25% at rupture	60 % at rupture	16 % at rupture	10 % at rupture
Ratio (D min/ h)						
Recommended	35	40	30 - 40	30	40	30
Allowable	25	30	25 - 35	25	30	25
Recommended v max (m/s)	40	20 - 30	25	30	50	50
Specific weight (kg/dm^3)	0,98	1,25 - 1,50	0,75 - 1,05	0,90 - 1,24	1,2	1
Constants						
a	29	25	21	18	23	21
w	300	100	150	150	200	150
Modulus of Elasticity (kg/cm^2)	1000 - 1500	800 - 1200	300 - 600		1000 - 1200	

Mechanical Properties of Some Cast Ferrous Material

Identification Number or Specification	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness HHN	Endurance Limit, ksi	Modulus of Elast. in Compression, psi	Compressive Strength, ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength (Charpy), ft-lb
Gray Cast Irons										
ASTM, Class 20	12×10^6	20	—	—	160	10	—	95	32	55
ASTM, Class 25	13×10^6	25	—	—	165	12.5	—	100	37	55
ASTM, Class 30	15×10^6	30	—	—	195	14.5	—	115	44	60
ASTM, Class 40	17×10^6	40	—	—	220	19	—	143	57	70
ASTM, Class 50	19×10^6	50	—	—	238	22	—	150	65	80
ASTM, Class 60	20×10^6	60	—	—	260	24	—	170	72	115
Malleable Cast Irons										
32510 (ASTM A47)	25×10^6	50	32.5	10	133	28	25×10^6	208	47	16.5
35018 (ASTM A47)	25×10^6	53	35	18	133	31	25×10^6	220	51	16.5
45010 (ASTM A220)	26×10^6	65	45	10	185	32	23.2×10^6	242	49	14
50007 (ASTM A220)	26.5×10^6	75	50	7	204	37	23.2×10^6	242	75	14
60003 (ASTM A220)	27×10^6	80	60	3	226	39	23.2×10^6	242	80	14
80002 (ASTM A220)	27×10^6	100	80	2	255	40	23.2×10^6	242	100	14
Nodular or Ductile Cast Irons										
60-40-18 (ASTM A536)	23.5×10^6	70	52.5	10-25	178	35	—	140	—	—
80-55-06 (")	23.5×10^6	100	67.5	3-10	217	50	—	200	—	—
100-70-03* (")	23.5×10^6	110	72.5	6-10	257	55	—	220	—	—
120-90-02* (")	23.5×10^6	135	108	2-7	283	63	—	270	—	—
Heat Resistant	18.5×10^6	73	40	7-40	170	37	—	146	—	—

SOURCE: Compiled from 1973 *Materials Selection*, Reinhold Publishing Co., New York; *Iron Engineers' Handbook*, 2nd, ed., McGraw-Hill Book Co., New York; and *ASM Handbook of Properties*, McGraw-Hill Book Co., New York.

- * Obtained by heat treatment involving normalizing or quenching and tempering.
- † Below 1/8" total all systems.
- ‡ Normalized and tempered.
- § Quenched and tempered.
- ¶ Annealed.

- ‡ Normalized.
- § Wear resistant.
- ¶ Corrosion resistant.
- † Heat and corrosion resistant.
- ‡ 30%OF, Water quenched.

Various type of shaft keys.

Identificative Number or Specification	Modulus of Elast. in Tension, psi	Tensile Strength, ksi	Yield Strength, ksi	Elongation in 2 in., %	Hardness BHN	Endurance Limit, ksi	Modulus of Elast. in Compression, ksi	Compressive Strength, ksi	Shear Strength, ksi	Impact Strength, (Charpy), f. ft.
Cast Alloy Steels^b										
Class 65,000	30 x 10 ⁶	66 ^c	38	32	137	32	—	—	—	60
Class 80,000	30 x 10 ⁶	86 ^c	54	24	170	39	—	—	—	48
Class 105,000	30 x 10 ⁶	110 ^c	91	21	217	53	—	—	—	58
Class 150,000	30 x 10 ⁶	158 ^d	142	13	311	74	—	—	—	30
Class 200,000	30 x 10 ⁶	205 ^d	170	8	401	88	—	—	—	14
Cast Carbon Steels										
Class 60,000 ^e	30 x 10 ⁶	63	35	30	131	30	—	—	—	12
Class 70,000 ^e	30 x 10 ⁶	75	42	27	143	35	—	—	—	30
Class 85,000 ^e	30 x 10 ⁶	90	55	20	179	39	—	—	—	26
Class 100,000 ^d	30 x 10 ⁶	105	75	19	212	45	—	—	—	40
Alloy Cast Irons										
Ni-Hard Type 2 ^f	25 x 10 ⁶	60	—	—	575	—	—	—	—	38
Duriron ^g	23 x 10 ⁶	16	—	—	520	—	—	—	—	3
Ni-Resist Type 1 ^h	16 x 10 ⁶	27	—	—	150	—	—	—	—	60
Cast Stainless Steels										
CB-30 ⁱ	29 x 10 ⁶	95	60	15	195	—	—	—	—	—
CF-8M ^j	28 x 10 ⁶	80	42	50	163	—	—	—	—	70
CF-20 ^k	28 x 10 ⁶	77	36	50	163	—	—	—	—	75
CN-7M ^l	24 x 10 ⁶	69	32	48	130	—	—	—	—	70

Lampiran 8

Faktor X, Y untuk ball dan roller

Contact Angle α , deg	$\frac{d_p}{d_w}$	Single-Row Bearing ¹		Double-Row Bearing ²				F_o	F_o / ind^3
		$F_o / YF_r > r$		$F_o / YF_r < r$		$F_o / YF_r > r$			
		X	Y	X	Y	X	Y		
Radial-contact groove ball bearing³									F_o / ind^3
	0.014	2.30				2.30	0.19	25	
	0.028	1.99				1.99	0.22	50	
	0.056	1.71				1.71	0.26	100	
	0.084	1.55				1.55	0.28	150	
	0.11	1.45				1.45	0.30	200	
	0.12	1.31	1.0	0	0.56	1.31	0.28	300	
	0.28	1.15				1.15	0.38	500	
	0.42	1.04				1.04	0.42	750	
	0.56	1.00				1.00	0.44	1000	
Angular-Contact groove ball bearings⁴									F_o / ind^3
5	0.014	0.56	Use X, Y, and e values applicable to single-row radial-contact bearings	1.0	2.78	0.78	3.74	0.23	25
	0.028				2.40		3.23	0.26	50
	0.056				2.07		2.78	0.30	100
	0.085				1.87		2.52	0.34	150
	0.11				1.75		2.36	0.36	200
	0.28				1.58		2.13	0.40	300
	0.42				1.39		1.87	0.45	500
0.56	1.26	1.69	0.50	750					
				1.21		1.63	0.52	1000	
10	0.014	0.46	1.0	0.75	1.88	1.63	3.06	0.29	25
	0.028				1.71		2.78	0.32	50
	0.057				1.52		2.47	0.36	100
	0.086				1.41		2.29	0.38	150
	0.11				1.34		2.18	0.40	200
	0.17				1.23		2.00	0.44	300
	0.29				1.10		1.79	0.49	500
	0.43				1.01		1.64	0.54	750
	0.57				1.00		1.63	0.54	1000
	15				0.015		0.44	1.0	0.72
0.029		1.40	2.28	0.40	50				
0.058		1.30	2.11	0.43	100				
0.087		1.23	2.00	0.46	150				
0.12		1.19	1.93	0.47	200				
0.17		1.12	1.82	0.50	300				
0.29		1.02	1.66	0.55	500				
0.44		1.00	1.63	0.56	750				
0.58		1.00	1.63	0.56	1000				
20		0.43	1.00	1.0	1.09	0.70			
25	0.41	0.87	1.0	0.92	0.67	1.41	0.68		
30	0.39	0.76	1.0	0.78	0.61	1.24	0.60		
35	0.37	0.66	1.0	0.66	0.60	1.07	0.65		
40	0.35	0.57	1.0	0.55	0.57	0.93	1.14		
Self-aligning ball bearings									
	0.40	0.4 cot α	1.0	0.42 cot α	0.65	0.65 cot α	1.5 tan α		
Roller-bearings, self-aligning, tapered⁵									
$\alpha \neq 90$	0.4	0.4 cot α	1.0	0.45 cot α	0.67	0.67 cot α	1.5 tan α		

REFERENCE: Frost W. (Ed.). *Steel Engineers Handbook*, 2nd ed. McGraw-Hill Book Co., New York, 1959.

NOTES: Values of X, Y, and e for a ball at contact angle other than shown are obtained by linear interpolation.

¹ C_o is the static load limit, r is the number of rows of balls (not used for radial contact bearings).

² For angular bearings, when $F_o / YF_r < r$, use $X = 1$ and $Y = 0$.

³ When calculating the equivalent load for a set consisting of two equal angular-contact ball bearings in a duplex arrangement.

⁴ For "to face" or "back to back," the set is considered as one double-row angular-contact ball bearing.

⁵ When calculating the equivalent load for a set consisting of two or more single-row radial or angular-contact ball bearings mounted "in tandem," the bearings are calculated individually as single-row ball bearings.

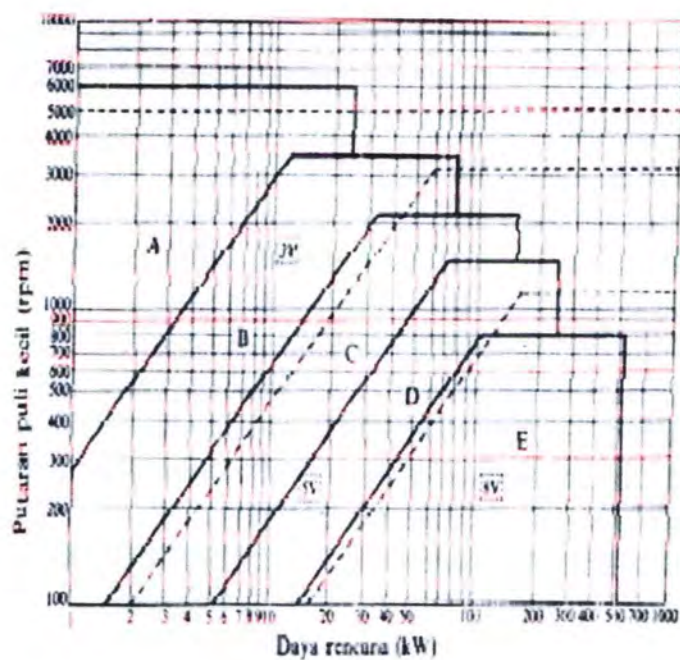
⁶ Double-row bearings are presumed to be symmetrical.

⁷ Precise static reaction value $n_1 F_o / YF_r$ depends on the bearing design.

⁸ $e = 0$, $F_o = 0$ and $X = 1$.

Lampiran 9

Diagram pemilihan sabuk-V



Lampiran 10

Konversi Satuan

1014

MACHINE DESIGN - An Integrated Approach

Table F-1 Selected Units Conversion Factors

Note: These Conversion Factors (and Others) are Built into the TGSolver Files UHITMAST and STUDENT

Multiply this	by	this	to get	this	Multiply this	by	this	to get	this
acceleration					mass moment of inertia				
m/sec ²	x	0.0254	=	m/sec ²	lb-in-sec ²	x	0.1128	=	N-m-sec ²
ft/sec ²	x	12	=	in/sec ²	moments and energy				
angles					in-lb	x	0.1130	=	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	=	cm ²	N-m	x	0.7323	=	ft-lb
ft ²	x	144	=	in ²	power				
area moment of inertia					HP	x	350	=	ft-lb/sec
in ⁴	x	416.221	=	cm ⁴	HP	x	33 000	=	ft-lb/min
ft ⁴	x	4.162E-07	=	m ⁴	HP	x	5 000	=	in-lb/sec
in ⁴	x	1.0E+12	=	mm ⁴	HP	x	746.7	=	watts
ft ⁴	x	1.0E+08	=	cm ⁴	N-m/sec	x	8.7873	=	in-lb/sec
ft ⁴	x	40 736	=	in ⁴	pressure and stress				
density					psi	x	6 894.8	=	Pa
lb/in ³	x	27 6805	=	g/cc	psi	x	6 897E-3	=	MPa
g/cc	x	1/2.54	=	g/cm ³	psi	x	144	=	psi
lb/ft ³	x	1 728	=	lb/in ³	ksi	x	1 000	=	psi
kg/cm 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	0.06253	=	lb/in
length					stress intensity				
in	x	25.4	=	mm	MPa-cm ^{3/2}	x	0.308	=	ksi-in ^{3/2}
ft	x	12	=	in	velocity				
mass					in/sec	x	0.0254	=	m/sec
lb-m	x	386.4	=	lb	ft/sec	x	12	=	in/sec
slug	x	32.2	=	lb	rad/sec	x	9.5493	=	rpm
lb-m	x	12	=	slug	volume				
kg	x	2.205	=	lb	in ³	x	16 387.2	=	cm ³
kg	x	9.8063	=	N	ft ³	x	1 728	=	in ³
kg	x	1 000	=	g	cm ³	x	0.051023	=	in ³
					m ³	x	1.0E+9	=	mm ³

Lampiran 11

Karakteristik untuk V-belt

Cross-section of V-Belt		Sizes (Fig 121)						Sizes (Fig 122)					
		Ø	A	B	C	D	E	F	1	2	3	4	5
Cross-section area (cm ²)		0,5	0,8	1,4	2,3	4,8	7	11,7	1,1	1,2	1,6	2,2	2,7
In conformity with the standard, design of inner* length of belt (mm)	min	500	500	530	1.800	3.150	4.500	6.300	560	560	900	950	950
	max	2.500	4.000	6.300	9.000	11.000	14.000	14.000	1.120	1.400	1.400	1.400	1.400
Difference between design and inner length of belt (mm)		25	33	40	55	76	95	120	38	42	46	52	59
Minimum allowable design diameters of pulley (mm)		63	90	125	200	315	500	800	80	90	105	125	140
Constante in formule (191)	a	23	25	28	30	32	32	32					
	w	100	120	180	215	280	350	440					
Max recommended velocity (m/s)		25	25	25	25	30	30	30	30	30	30	30	30
Design with of belt ad (mm)		8,5	11	14	19	27	32	42					
Rated sizes of pulley grooves (Fig 125)	e	10	12,5	16	21	28,5	34	43					
	c	2,5	3,5	5	6	8,5	10	12,5					
	t	12	16	20	26	37,5	44,5	58					
	s	8	10	12,5	17	24	29	38					
		34-40				36-40			38-40				

Lampiran 12
Koefisien gesek

Material	Maximum Drum Temperature, °F	Coefficients of friction, f	Maximum Allowable Pressure, psi
Metal on metal	500-600	0.25	200-250
^{kayu} Wood on metal	200	0.2-0.3	50-90
^{kulit} Leather on metal	150-200	0.3-0.4	15-40
Molded blocks	500-600	0.25-0.5	100-150
Asbestos on metal in oil	500	0.35-0.45	50-150
Sintered metal on cast iron in oil	450	0.2	400

